

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra Energetiky

Ohřívák páry u energetického zdroje s akumulací elektřiny EC CAES

Steam Heat Exchanger in Energy Unit with Electricity Accumulation

Student:

Bc. Pavel Michalka

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Ladislav Vilimec

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Michalka**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Ohřívák páry u energetického zdroje s akumulací elektřiny EC CAES**
Steam Heat Exchanger in Energy Unit with Electricity Accumulation
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte ohřívák páry u energetického zdroje s akumulací elektřiny EC CAES

Rozsah práce:

1. Vypracujte rešerši akumulace elektřiny se zaměřením na EC CAES
2. Popište funkci zařízení pro využití kompresního tepla nabíjecího kompresoru k výrobě elektřiny
3. Navrhněte a zdůvodněte vybranou koncepci ohříváku páry
4. Vypracujte P&I schéma připojení ohříváku páry a návrh regulace teploty
5. Vypracujte tepelný výpočet ohříváku páry
6. Vypracujte výpočtový projekt ohříváku páry

Seznam doporučené odborné literatury:

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, skripta ČVUT Praha, 2002. ISBN 80-01-02591-8.

ON 070417 Tepelný výpočet parných kotlov, 1984.

Vilimec, L.; Josiek, J.: Materiály a pevnostní dimenzování částí parních generátorů, skripta VŠB TU Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2512-0.

Vilimec, L.: Řízení a regulace energetických zařízení, skripta VŠB TU Ostrava, 20008. ISBN 978-80-248-1853-5.

Vilimec, L.; Konvička, J.; Kolarčík, K.: Zařízení pro využití kompresního tepla, ČR patent č. 307476 ze dne 3. 10. 2018, PV 2018-99.

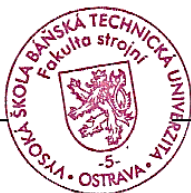
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Ladislav Vilimec**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne: 20.5. 2019

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Michal", with a dotted line underneath it.

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne: 20.5. 2019



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Pavel Michalka

Adresa trvalého pobytu autora práce: Jana Čapka 3079, Frýdek Místek 738 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MICHALKA, P. Ohřívák páry u energetického zdroje s akumulací elektřiny EC CAES: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2019, 82 stran. Vedoucí práce: doc. Ing. Ladislav Vilimec.

Tato diplomová práce pojednává o problematice akumulace elektrické energie. Teoretická část je věnována možnostem akumulace elektřiny se zaměřením na EC CAES. Je zde popsána funkce zařízení pro využití kompresního tepla k výrobě elektrické energie, dále jsou zde popsány a porovnány různé typy výměníků tepla. Praktická část práce se zabývá návrhem ohříváku páry včetně způsobu regulace teploty páry pro daný systém EC CAES. Součástí práce je také schéma zapojení a technický výkres navrženého ohříváku páry.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MICHALKA, P. Steam Heat Exchanger in Energy Unit with Electricity Accumulation: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy, 2019, 82 pages. Thesis head: doc. Ing. Ladislav Vilimec.

This master's thesis concerns the problematic of electric energy accumulation. The theoretical part of the thesis is devoted to the possibilities of electricity accumulation with the focus on EC CAES. The function of the system for compression heat usage for electricity generation is described, different types of heat exchangers are described and compared. The practical part of this thesis concerns a steam heater design procedure including the regulation of steam temperature in the EC CAES system. The scheme of the whole system and the drawing of the steam heater is included.

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce, panu doc. Ing. Ladislavu Vilimcovi za poskytnutí mnoha cenných rad při tvorbě této diplomové práce.

Obsah

Seznam použitých zkratké.....	12
Seznam použitých veličin a symbolů	13
Seznam indexů.....	15
1 Úvod	16
2 Systémy akumulace elektrické energie	17
2.1 Chemická akumulace	18
2.2 Elektrické.....	18
2.2.1 Kapacitory	18
2.2.2 Superkapacitory.....	18
2.3 Elektrochemická akumulace	20
2.3.1 Li-ion akumulátory	20
2.3.2 Olověné akumulátory.....	21
2.4 Mechanická akumulace	22
2.4.1 Setrvačníky.....	22
2.4.2 Přečerpávací vodní elektrárny	22
2.5 Systémy pro akumulaci tepla	23
2.5.1 Akumulace citelného tepla	23
2.5.2 Akumulace latentního tepla	23
2.5.3 Akumulace termochemického tepla	23
2.6 CAES systémy.....	24
3 CAES	25
3.1 Rozdělení CAES systémů.....	25

3.1.1	A-CAES	25
3.1.2	D-CAES	26
3.2	EC CAES KGJ	27
3.2.1	Využití kompresního tepla	28
4	Výměníky tepla	30
4.1	Ohříváky páry	30
4.2	Trubkové výměníky	30
4.3	Základní části trubkových výměníků	30
4.3.1	Plášť	31
4.3.2	Svazky trubek	34
4.3.3	Trubky a počet chodů	35
4.3.4	Nátrubky	36
4.3.5	Trubkownice	36
4.3.6	Rozvržení trubek	37
4.3.7	Přepážky	37
4.3.8	Alokace médií	38
4.4	Výhody a nevýhody trubkových výměníků	39
4.5	Deskové výměníky	39
4.6	Výhody a nevýhody deskových výměníků	41
5	Praktická část:	42
5.1	Schéma a zadané hodnoty	42
5.2	Hmotnostní bilance expandérů	43
5.3	Střední logaritmický teplotní spád:	49

5.4	Rozmístění médií.....	50
5.5	Volba materiálu.....	50
5.6	Počet trubek	51
5.7	Výpočet na straně vody:	51
5.8	Výpočet na straně páry:.....	53
5.9	Celkový součinitel prostupu tepla:.....	55
5.10	Celková plocha výměníku	55
5.11	Přepážky.....	58
5.11.1	Mezery mezi přepážkami:	58
5.11.2	Přepážkové okno	59
5.11.3	Tloušťka stěny přepážky	61
5.11.4	Počet přepážek	61
5.12	Přední hlava výměníku.....	62
5.13	Zadní hlava výměníku	62
5.14	Trubkovnice	62
5.15	Vůle na straně pláště	62
5.16	Korekce plochy a geometrie	64
5.17	Návrh průměru nátrubku pro vodu:.....	65
5.18	Návrh průměru nátrubku pro páru:	66
5.19	Tlakové ztráty.....	67
5.19.1	Tlaková ztráta v plášti výměníku:	67
5.19.2	Tlaková ztráta v přepážkovém okně	68
5.19.3	Tlaková ztráta v mezipřepážkovém prostoru	68

5.19.4	Tlaková ztráta v nátrubcích:	69
5.19.5	Celková tlaková ztráta:	69
5.20	Pevnostní výpočet pláště:	69
5.21	Montáž výměníku	71
5.22	Jiné koncepce výměníků	74
5.23	Návrh regulace teploty	75
6	Závěr	76
7	Seznam použité literatury	77
8	Seznam obrázků	80
9	Seznam Tabulek	82
10	Přílohy	82

Seznam použitých zkratk

CAES	Compressed Air Energy Storage
A-CAES	Adiabatic Compressed Air Energy Storage
D-CAES	Diabatic Compressed Air Energy Storage
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam
KGJ	Kogenerační jednotka
LMTD	Log Mean Temperature Difference
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association

Seznam použitých veličin a symbolů

Označení	Název	Jednotka
$\%p_{\text{tot}}$	Procentuální celková tlaková ztráta	[%]
\bar{V}	Objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
Δt_{log}	Střední logaritmický teplotní rozdíl	$[\text{°C}]$
B	Mezera mezi přepážkami	[m]
BF	Koeficient obtékání	[-]
D_p	Vnější průměr pláště	[m]
d_p	Vnitřní průměr pláště	[m]
D_t	Vnější průměr trubky	[m]
d_t	Vnitřní průměr trubky	[m]
e_{ct}	Požadovaná tloušťka trubky	[m]
e_{rs}	Skutečná tloušťka trubky	[m]
f	Koeficient tření	[-]
f_s	Dovolené namáhání trubky	[Mpa]
h	Entalpie	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
k	Součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
L	Teoretická celková délka trubky	[m]
l_p	Délka přímého úseku trubek bez ohybu	[m]
l_t	Délka jedné trubky	[m]
m	Hmotnostní průtok	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
n_b	Počet přepážek	[-]
n_t	Počet trubek	[-]

Nu	Nusseltovo číslo	[-]
o_n	Polovina délky ohybu	[m]
p	Tlak	[bar]
p_{dov}	Dovolený pracovní přetlak	[Mpa]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
p_z	Zkušební přetlak	[Mpa]
$p_{z(dov)}$	Dovolený zkušební přetlak	[Mpa]
Q	Tepelný výkon	[W]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
R_{eHt}	Mez kluzu při výpočtové teplotě	[Mpa]
R_m	Mez pevnosti	[Mpa]
$R_{p0,2}$	Mez kluzu při 20 °C	[Mpa]
S	Teplosměnná plocha výměníku	[m ²]
s_1, s_2	Rozteč	[m]
S_{cross}	Plocha mezipřepážkového prostoru	[m ²]
S_{cut}	Plocha přepážkového okna	[m ²]
t, T	Teplota	[°C]
t_p	Tloušťka stěny pláště	[m]
t_{pr}	Tloušťka stěny přepážky	[m]
t_t	Tloušťka stěny trubky	[m]
w	Rychlost proudění	[m·s ⁻¹]
w_{cross}	Rychlost proudění v mezipřepážkovém prostoru	[m·s ⁻¹]
w_{cut}	Rychlost proudění v přepážkovém okně	[m·s ⁻¹]

x	Suchost páry	[-]
α	Součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
Δp_{cut}	Tlaková ztráta v přepážkovém okně	[Pa]
Δp_{nozzle}	Tlaková ztráta v nátrubcích	[Pa]
Δp_{tot}	Celková tlaková ztráta	[Pa]
η	Dynamická viskozita	$[Pa \cdot s]$
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ν	Kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
ρ	Hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
Ψ	Opravný součinitel výměníku	[-]

Seznam indexů

Značka	Popis
A	Horkovodní akumulátor
1	Voda
2	Pára
in	Vstup
out	Výstup
ex1	Expandér č. 1
ex2	Expandér č. 2

1 Úvod

Akumulace energie se v posledních letech stává jedním z nejdiskutovanějších témat v oblasti energetiky, a to nejen v souvislosti s obnovitelnými zdroji energie, jejichž nedostatkem je nestabilita dodávky elektrické energie do sítě. Ukazuje se, že je výhodné opatřit systémem pro akumulaci energie také konvekční zdroje, které pak mohou pružněji reagovat na výkyvy v síti dodávkou špičkové elektřiny z akumulace.

Prvním ze dvou cílů této diplomové práce je přiblížit se k problematice akumulace elektrické energie, k čemuž jsem využil teoretickou část, která je zaměřena na rozdělení současných možností akumulace energie, jako jsou například elektrochemické a tepelné akumulátory, elektrické či mechanické systémy akumulace, pozornost je poté věnována především systémům CAES, jejich rozdělení a současnému využití. Je zde popsán konkrétní systém EC CAES KGJ, jenž je v současnosti vyvíjen na VŠB-TUO Ostrava. Následně se v návaznosti na téma věnuji rešerži tepelných výměníků, a to především trubkových a deskových, rozdělení a srovnání výhod a nevýhod jednotlivých provedení.

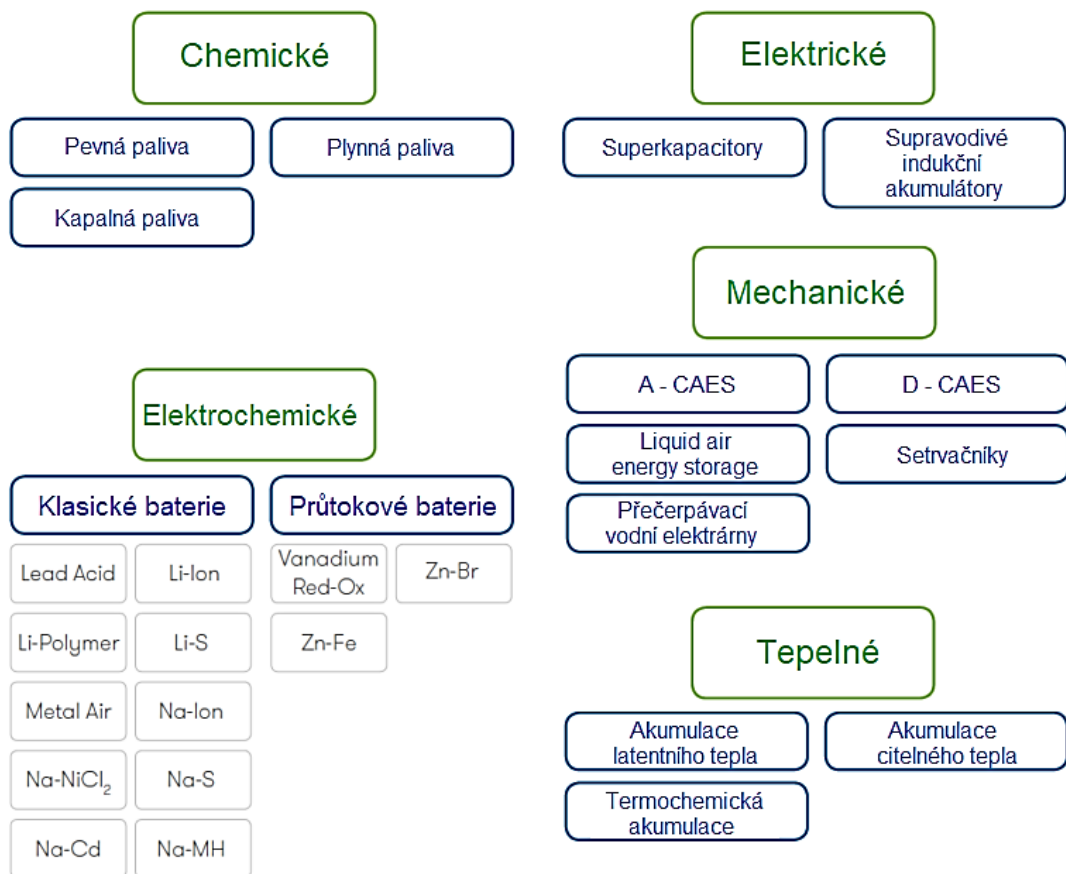
Druhým cílem této práce je navrhnout tepelný výměník, který bude fungovat jako ohřívák páry v systému pro zpětné využití kompresorového tepla, naakumulovaného během provozu kompresorového zařízení v systému EC CAES. Po popisu daného zařízení navazuji na část výpočtovou, kde vycházím ze zadaných hodnot a předloženého schématu EC CAES. Cílem je tedy, jak již bylo řečeno, navrhnout ohřívák páry. V prvních krocích praktické části provedu výpočet tepelných bilancí s následným návrhem koncepce výměníku a také jeho zdůvodněním. Na základě výpočtů energetických bilancí provedu veškeré další výpočty vedoucí k určení velikosti výměníku. Součástí návrhu bude také popis montáže výměníku a na závěr provedu srovnání jiných variant výměníků zvažovaných pro daný problém. Následně se budu věnovat návrhu regulace teploty ohřívání páry v daném systému, což bude názorně vyobrazeno spolu se zapojením ohříváku páry ve schématu.

2 Systémy akumulace elektrické energie

Systémy pro akumulaci energie lze rozdělit podle způsobu na:

- Elektrické
- Elektrochemické
- Mechanické
- Chemické
- Tepelné

Pro lepší orientaci v jednotlivých možnostech akumulace lze použít Obr.1.



Obr. 1 Systémy akumulace energie [19]

2.1 Chemická akumulace

Jedná se o chemickou energii, která je akumulována v pevných, kapalných a plyných palivech. Tato energie je vázána v hořlavině a uvolňuje se spalováním. Zajímavostí je v současné době rozvíjející se technologie výroby vodíku z přebytku elektřiny elektrolýzou vody. Tento proces lze spíše zařadit mezi elektrochemické procesy, nicméně výsledný produkt – vodík je v podstatě akumulační médium, akumulující chemickou energii.

2.2 Elektrické

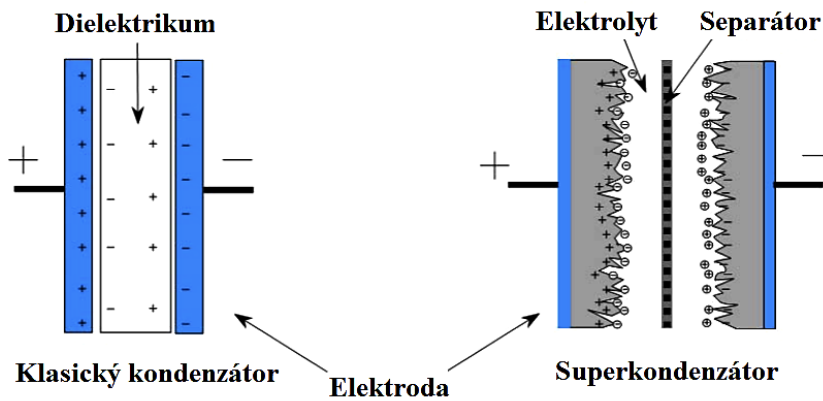
Superkapacitory jsou jedním ze základních pojmů v oblasti systémů pro čisté elektrickou akumulaci. Pro pochopení jejich podstaty je potřeba si připomenout princip klasických kapacitorů.

2.2.1 Kapacitory

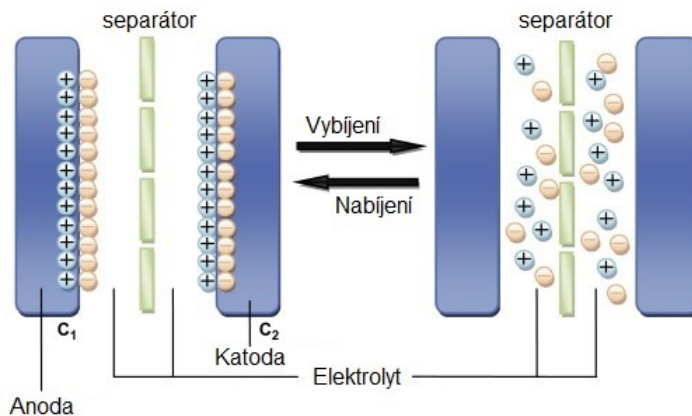
Kapacitor, někdy označovaný také jako kondenzátor je elektrotechnická součástka, schopná akumulovat elektrickou energii ve formě elektrického náboje. Princip tvoří pohyb elektronů z jedné elektrody na druhou, přičemž elektrody jsou odděleny dielektrikem. Jeli kapacitor připojen ke zdroji elektrické energie, dochází k její akumulaci a po odpojení zdroje je kapacitor schopen energii vybit. Tím je podobný klasickým bateriím, avšak rozdíl je v tom, že baterie akumuluje energii prostřednictvím elektrochemických procesů, kdežto kapacitor akumuluje pouze elektrický náboj. Díky tomu jsou kapacitory schopny uvolnit energii za mnohem kratší časový úsek, než je tomu u baterií, kde je pro elektrochemický proces potřeba více času. [3]

2.2.2 Superkapacitory

Superkapacitor kombinuje vlastnosti baterie a klasického kapacitoru. Namísto dielektrika jsou zde obě elektrody ponořeny v elektrolytu, bohatém na ionty. Elektrody jsou umístěny blízko sebe a separovány tenkou membránou. Jakmile je kapacitor připojen ke zdroji napětí, ionty obsažené v elektrolytu se usadí na obou elektrodách a vytvoří iontovou dvojrstvu na každé z nich, tato vrstva je extrémně tenká (šířka jedné molekuly). Množství akumulovaného náboje narůstá s velikostí plochy elektrod a díky porézním materiálům mají tyto elektrody obrovskou plochu. Výsledkem je schopnost akumulovat až tisícinásobné množství elektrického náboje oproti běžným kapacitorům. [4] [5]



Obr. 2 Porovnání klasického kapacitoru se superkapacitorem [20]



Obr. 3 Nabíjení a vybíjení superkondenzátoru [21]

Doba nabíjení i vybíjení je u superkapacitorů delší než u běžných kapacitorů. Oproti bateriím jsou superkapacity i při nevhodném používání mnohem bezpečnější, díky jejich nízkému vnitřnímu odporu se tolik nezahřívají. Zkrat plně nabitého kapacitoru způsobí náhlé uvolnění akumulované energie, což má za následek vznik elektrického oblouku, přičemž může dojít k poškození superkapacitoru, narozdíl od baterií však uvolněné teplo nepředstavuje hrozbu. Ve srovnání s bateriemi mají superkapacity teoreticky neomezenou životnost a mohou být nabíjeny a vybíjeny i milionkrát bez vlivu na jejich kapacitu. Z toho důvodu jsou vhodné pro aplikace, vyžadující velmi častou akumulaci a uvolňování energie.

Mezi nevýhody superkapacitorů patří jejich relativně nízká specifická energie. Zatímco Li-ion baterie mají běžně specifickou energii o velikosti 100-200 Wh/kg, superkapacity disponují ve většině případů pouze kolem 5 Wh/kg. Jinými slovy, pro dosažení stejné kapacity jako u baterií by bylo potřeba superkapacitoru, jehož hmotnost by byla 20x-40x

vyšší než daná baterie. To dále souvisí s problémem ceny za Wh, která je u superkapacitoru přibližně 20x vyšší než u Li-ion baterií. Dalším problémem je lineární průběh napětí při vybíjení. Například 2,7V baterie při 50% stále poskytuje napětí blízké 2,7V, zatímco superkapacitor bude při 50% poskytovat přesně polovinu velikosti napětí, tedy 1,35V. To by znamenalo pokles napětí pod minimální hodnotu pracovního napětí a zařízení napojené na kapacitor by se vyplo, aniž by využilo veškerou akumulovanou energii.

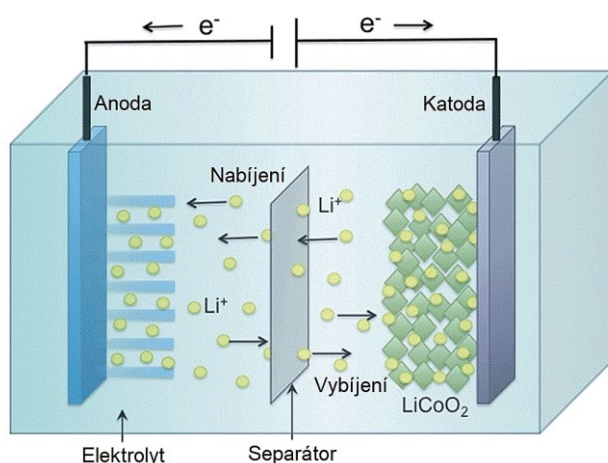
2.3 Elektrochemická akumulace

Jedná se o technologii akumulující elektrickou energii v energii chemické. Z Obr. 1 je patrné, že elektrochemickou akumulaci lze rozdělit na mnoho různých typů, přičemž dochází k neustálému výzkumu a vývoji nových technologií.

Základem klasických baterií je galvanický článek, který slouží jako zdroj stejnosměrného elektrického napětí. Skládá se ze dvou elektrod, záporné anody a kladné katody. Tyto elektrody jsou obklopeny elektrolytem, což je kapalný nebo tuhý roztok, schopný vést elektrický proud. Elektrické napětí je pak dáno rozdílem elektrických potenciálů na elektrodách, vznikajícího na základě chemické reakce mezi elektrodou a elektrolytem. (odkaz) Dva typy těchto baterií jsou blíže popsány v následujících podkapitolách.

2.3.1 Li-ion akumulátory

Materiál anody tvoří lithium (Li) vázané v grafitu, katodu tvoří oxid lithno-kobaltitý (LiCoO_2). Elektrolytem jsou lithiové soli v organickém rozpouštědle.



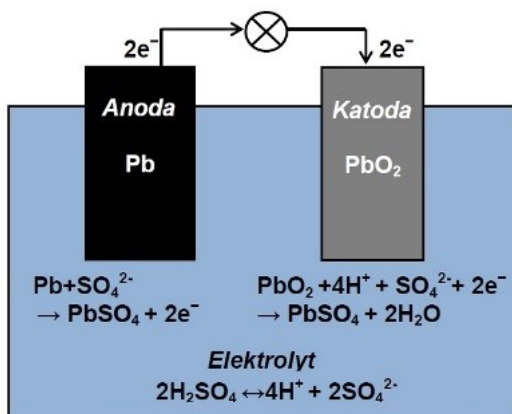
Obr. 4 Li-ion akumulátor [22]

Za zmínku stojí v současnosti největší Li-ion bateriové úložiště na světě, postavené americkou společností TESLA v jižní části Austrálie. Uložiště disponuje výkonem 100 MW a kapacitou 129 MWh. Výstavba byla dokončena v roce 2017 a záminkou pro tento projekt byla nestabilita sítě a časté výpadky elektřiny v této oblasti.

Problém pro realizaci podobných projektů do budoucna však představuje narůstající nedostatek prvků používaných v těchto akumulátorech, a to především kobaltu (Co). S enormním nárůstem výroby Li-ion akumulátorů v posledních letech pro nejen drobnou elektroniku, ale také pro trh s automobily, motocykly, elektrokoly či domácími bateriemi lze v brzkých letech očekávat projevy nedostatku tohoto prvku na vzrůstající ceně daných zařízení a výstavba Li-ion bateriových úložišť již bude také značně finančně nevýhodná. [16]

2.3.2 Olověné akumulátory

Materiálem anody je houbovitě olovo (Pb) a materiálem katody je oxid olovičitý (PbO₂). Elektrolyt tvoří vodou zředěná kyselina sírová (H₂SO₄) o koncentraci 35% při plném nabití akumulátoru. Při vybíjení spolu reagují elektrody na síran olovnatý (PbSO₄) a elektrolyt se ochuzuje o kyselinu sírovou při současném obohacování o vodu. Při nabíjení dochází k opačné reakci.



Obr. 5 Olověný akumulátor [5]

Mezi výhody patří jednoduchost výroby a z toho vyplývající nízké výrobní náklady, dále spolehlivost, minimální nároky na údržbu a velice dobrá odolnost vůči samovybíjení.

Nevýhodou je toxicita elektrolytu a olova obsaženém v těchto akumulátorech vůči lidskému zdraví a životnímu prostředí. Oproti Li-ion akumulátorům vydrží méně nabíjecích

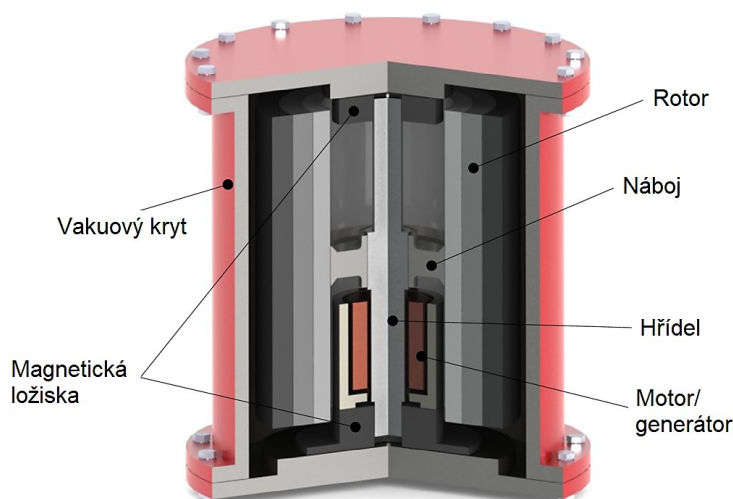
cyklů a skladování těchto akumulátorů ve vybitém stavu je nevhodné z důvodu sulfatace elektrod.

2.4 Mechanická akumulace

Mezi nejznámější způsoby mechanické akumulace patří setrvačníky, přečerpávací vodní elektrárny a CAES systémy.

2.4.1 Setrvačníky

Setrvačnick je zařízení, které je schopno akumulovat elektrickou energii ve formě kinetické energie. Při nabíjení dochází elektrickým příkonem dodávaným pomocí motoru ke zvýšení kinetické energie hmotného rotoru s velkým momentem setrvačnosti. Během vybíjení je motor v generátorovém režimu a dochází naopak k přeměně kinetické energie na elektrickou. Rotor setrvačnicku je schopný pracovat při otáčkách přesahujících 100 000 otáček za minutu. Pro zvýšení účinnosti je setrvačnick provozován ve vakuu, výrazně se tak zamezí ztrátám vznikajícím při vzduchovém tření, použity jsou také magnetická ložiska. Výhodou setrvačnicků je jejich vysoká životnost, minimální náklady na údržbu a zanedbatelný vliv na životní prostředí. Nevýhodou jsou ztráty vzduchovým třením, vyplývající z nedokonalosti vakua v krytu a ztráty třením v ložiscích. [2]



Obr. 6 Průřez setrvačnickem [23]

2.4.2 Přečerpávací vodní elektrárny

Jedná se o soustavu dvou vodních nádrží, spojených tlakovým přivaděčem. Principem akumulace energie je v případě přečerpávacích vodních elektráren využití přebytku elektrické energie pro přečerpání vody z níže umístěné nádrže do výše umístěné nádrže.

Tam je pak energie akumulována ve formě potenciální energie. V případě požadavku na dodávku elektrické energie putuje voda tlakovým přivaděčem zpět do dolní nádrže, přičemž prochází (reverzní) vodní turbínou spojenou s generátorem. Dobře známým příkladem z České republiky je přečerpávací vodní elektrárna Dlouhé stráně. Výhodou je vysoká účinnost takových systémů, dlouhá životnost, téměř nulové samovybíjení a schopnost akumulovat obrovské množství vody. Nevýhodou je závislost na vhodných topografických podmínkách, velikost potřebného území, vysoké investiční náklady, delší doba výstavby a návratnosti investice.

2.5 Systémy pro akumulaci tepla

Tyto systémy využívají různé druhy akumulace tepla pro pozdější využití, kterým může být ohřev či chlazení prostor, produkce horké vody nebo výroba elektřiny. Tepelné systémy pro akumulaci tepla lze rozdělit na akumulaci citelného, latentního a termochemického tepla.

2.5.1 Akumulace citelného tepla

Jedná se o jednu z nejstarších a nejrozšířenějších metod akumulace tepla vůbec. Akumulací citelného tepla je jednoduše myšlena změna teploty akumulčního média. Akumulačním médiem může být například půda, soli, písek, voda. Typickým příkladem akumulace horké vody je horkovodní akumulátor, který najde uplatnění například u solárních soustav. Využit může být také v rámci komplexnějších systémů, jakými jsou CAES systémy.

2.5.2 Akumulace latentního tepla

Tato akumulace využívá latentního tepla, které je doprovodným jevem fázových změn skupenství. Jeli akumulční materiál zahřát, dochází stejně jako u akumulace citelného tepla nejprve ke zvýšení jeho teploty. Jakmile je dosaženo tranzitní teploty materiálu, dochází k absorpci tepla za konstantní teploty a ke změně jeho skupenství. Toto teplo je označováno jako latentní teplo. Při zpětném získávání naakumulované energie mění materiál opět skupenství, přičemž dochází k uvolňování latentního tepla.

2.5.3 Akumulace termochemického tepla

V tomto případě je tepelná energie uchována v chemických vazbách materiálu a k jejímu uvolnění dochází v případě porušení těchto vazeb. Jedná se o vratnou chemickou reakci, kdy dochází k absorpci tepla, které je tak akumulováno. Zpětnou reakcí je možné

získat toto teplo zpět. Typickým příkladem je proces hydratace soli, kdy se během hydratace (vybíjení) uvolňuje teplo. Nabíjení probíhá prostřednictvím endotermní reakce, kterou je dehydratace hydratované soli.

2.6 CAES systémy

CAES (Compressed Air Energy Storage) jsou systémy akumulující energii ve formě stlačeného vzduchu. Tyto systémy jsou detailněji popsány v následující kapitolách.

3 CAES

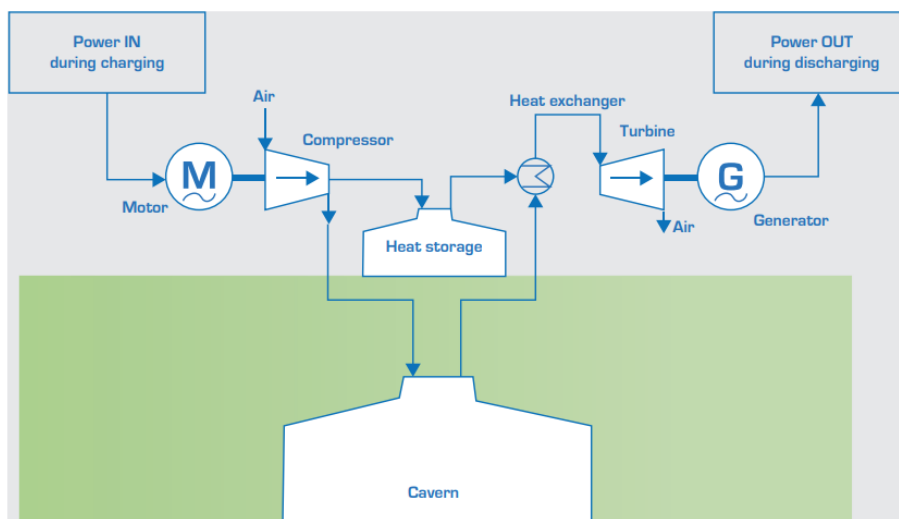
Jak již bylo řečeno v kapitole 2.7, tyto systémy slouží k akumulaci energie ve stlačeném vzduchu. Při přebytku elektrické energie v síti je tato energie využita pro pohony kompresorů, jež stlačují a následně dopravují vzduch do vzduchového akumulátoru nebo do podzemních dutin. Je-li potřeba pokrýt špičky v době nadměrné spotřeby elektrické energie, je vzduch z akumulátoru či dutiny veden na turbínu nebo do spalovací komory a použit pro spalovací turbínu. V současnosti jsou na světě v provozu pouze dvě elektrárny využívající systém CAES, jedna se nachází v německém Huntorfu (dokončena roku 1978, 290 MW), druhou je elektrárna McIntosh v americkém státě Alabama (dokončena roku 1991, 110 MW). V brzké budoucnosti se však předpokládá výstavba několika nových elektráren s těmito systémy. Z projektů, které se již realizují stojí za zmínku např. projekt *Bethel Energy Center* v americkém státě Texas. Po dokončení plánovaném na rok 2022 se má jednat o největší CAES elektrárnu na světě se jmenovitým výkonem 324 MW (až 487 MW) a kapacitě 16 000 MWh. Náklady na výstavbu CAES zařízení jsou podstatně nižší, pokud je k dispozici vhodný prostor pro akumulaci vzduchu, např. podzemní dutina. Záměrná výstavba podzemní dutiny pro takový projekt by dramaticky zvýšila celkové náklady. [17]

3.1 Rozdělení CAES systémů

Existuje několik provedení CAES systémů, které se odlišují způsobem nakládání s teplem. Mezi dva nejzákladnější patří systémy A-CAES a D-CAES, které budou popsány v následujících kapitolách.

3.1.1 A-CAES

A-CAES (Adiabatic Compressed Air Energy Storage) je systém založený na stlačování vzduchu do podzemních zásobníků. Během komprese vzniká teplo, které se odvádí do tepelného zásobníku, ve kterém se toto teplo ukládá do materiálu, kterým může být beton, solná směs nebo speciální olej pro přenos tepla. Jinými slovy, nedochází-li ke ztrátě tepla do okolního prostředí, jedná se o adiabatický proces (teoreticky). Během vybíjení je stlačený vzduch přiváděn do výměníku, ve kterém se pomocí naakumulovaného tepla (vzniklého při kompresi a odvedeného do tepelného zásobníku) znovu ohřeje a dále potom na turbínu, která je spojena s generátorem. [6]

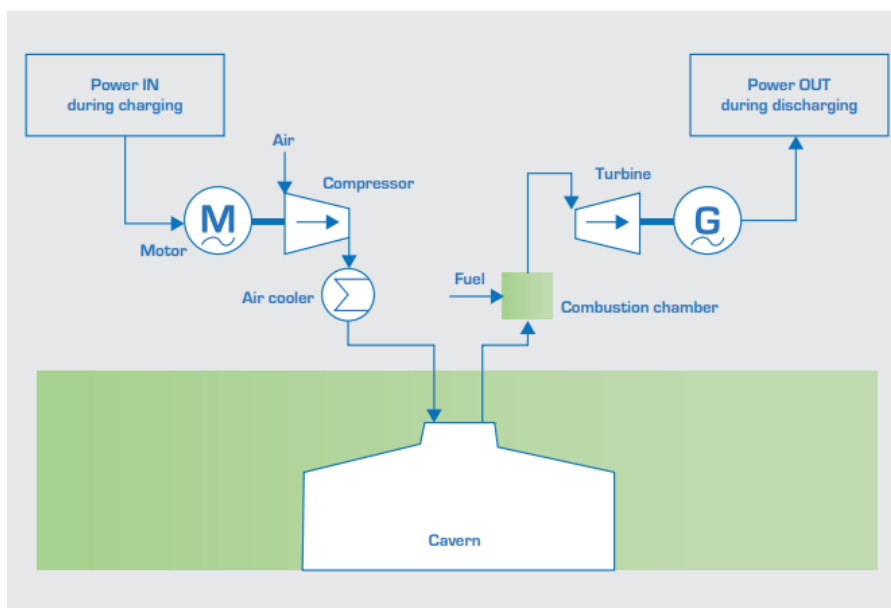


Obr. 7 Schéma systému A-CAES [6]

3.1.2 D-CAES

Systém D-CAES (Diabatic CAES) je oproti systému A CAES rozdílný v tom, že systém nemá tepelný zásobník, který by akumuloval teplo vzniklé při kompresi. Při vybíjení putuje stlačený vzduch přímo do spalovací komory, kde se smísí s palivem, např. zemním plynem a spaliny následně proudí do spalovací turbíny spojené s generátorem.

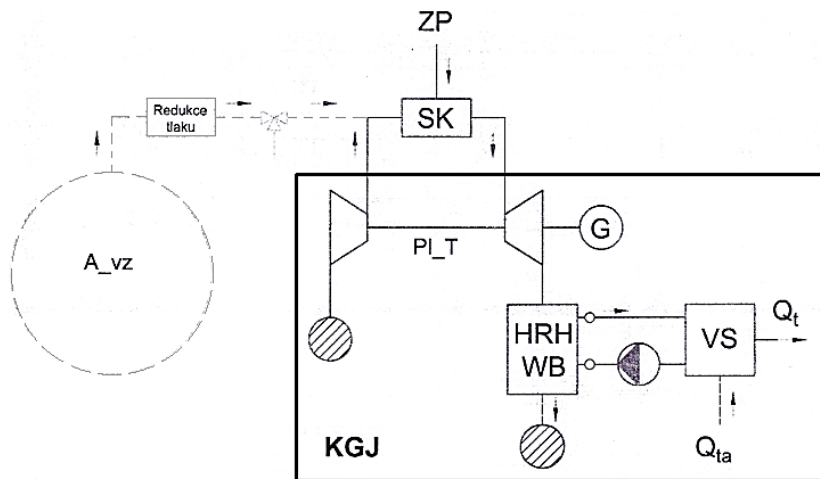
Elektrárna v Huntorfu zmíněná v úvodu kapitoly 3. je typu D-CAES, její celková účinnost je přibližně 41%. Alabamská McIntosh byla zpočátku také typu D-CAES, později byl však přidán rekuperátor pro zpětné využití tepla spalin na výstupu ze spalovací turbíny, díky tomu bylo možno dosáhnout celkové účinnosti zhruba 54%. [7]



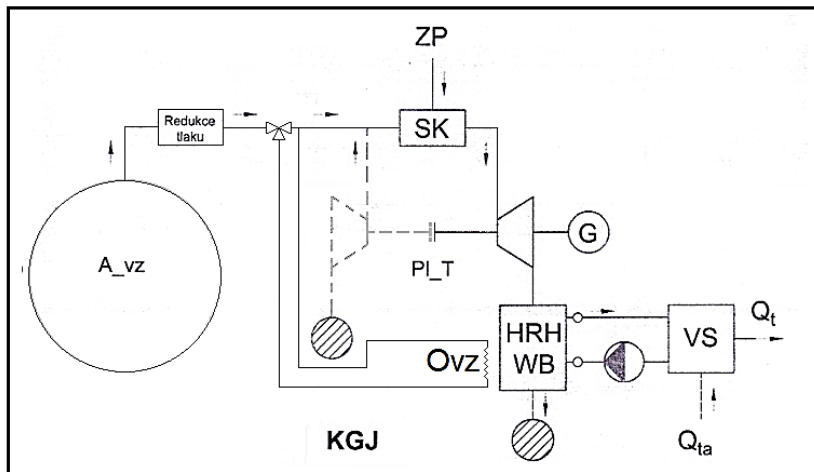
Obr. 8 Schéma systému D-CAES [7]

3.2 EC CAES KGJ

Jedná se o systém akumulace, který je vyvíjen na VŠB-TUO. Rozdílem oproti systému D-CAES je, že kogenerační jednotka s plynovou turbínou pracuje nezávisle na systému akumulace, ale výroba špičkové elektřiny z akumulace je možná pouze při spolupráci s touto kogenerační jednotkou. To znamená, že provoz kogenerační jednotky probíhá v základním provozním režimu bez ohledu na akumulaci, která v tomto režimu nehraje žádnou roli, KGJ je vybavena vlastním kompresorem. Při výrobě špičkové elektřiny z akumulace se však z provozu vyřadí vlastní kompresor KGJ a vzduch do spalovací komory se dodává ze vzduchového akumulátoru. Oba režimy lze porovnat na Obr. 9 a Obr. 10. [8]



Obr. 9 Provoz KGJ bez akumulace elektřiny [8]



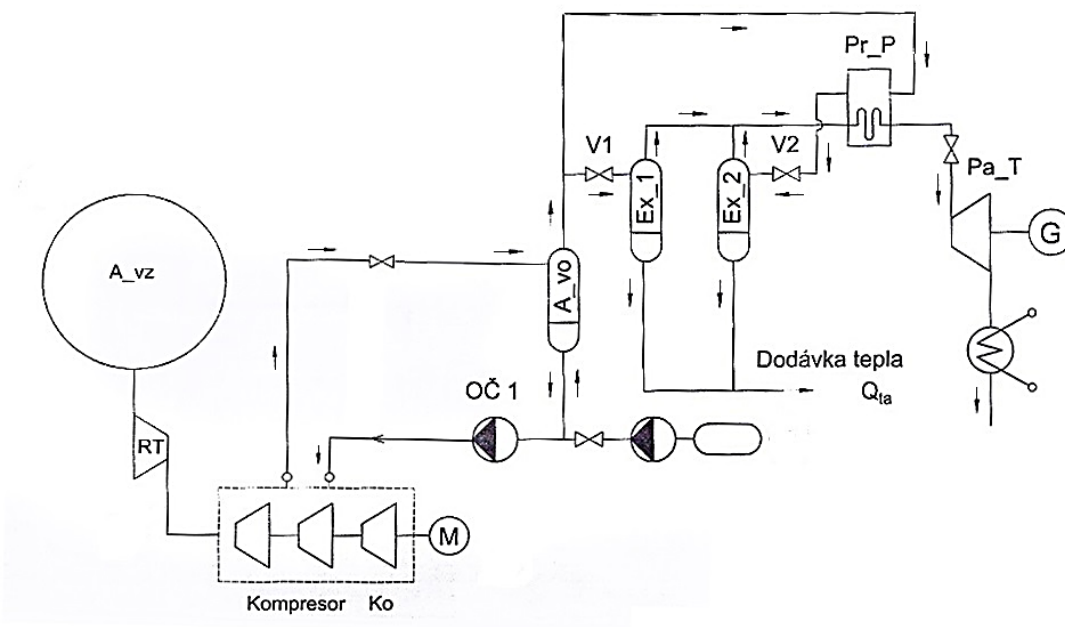
Obr. 10 Provoz KGJ pro výrobu špičkové elektřiny z akumulace EC CAES KGJ [8]

3.2.1 Využití kompresního tepla

Během komprese vzduchu se velká část přivedené energie mění v teplo, které se většinou bez dalšího využití odvádí do okolního prostředí. V popisovaném systému se však toto teplo využívá pro zpětnou výrobu elektřiny, díky čemuž vzroste celková účinnost systému EC CAES KGJ.

V průběhu akumulace (nabíjení) se teplo vznikající při kompresi odvádí vodou do horkovodního akumulátoru. Po ukončení akumulace je horkovodní akumulátor zcela naplněn horkou vodou o tlaku 40 bar a teplotě 240 °C. Při vybíjení se horká voda vytlačuje studenou vodou, přiváděnou do spodní části horkovodního akumulátoru. Horká voda poté

putuje do expandéru č. 1, kde z ní díky redukcí na nižší tlak vznikne z větší části horká voda a z menší části sytá pára o daném tlaku. Sytá pára poté putuje přes výměník (ohřívák páry), kde se částí odebrané horké vody z horkovodního akumulátoru přehřeje a následně pak míří na turbínu spojenou s generátorem. [8]



Obr. 11 Schéma akumulace elektřiny a výroby elektřiny a tepla z kompresního tepla [8]

Návrh ohříváku páry, který je v Obr. 11 označen jako Pr_P je hlavním cílem praktické části mé diplomové práce. Zabývat se budu také návrhem regulace teploty ohřívání páry.

4 Výměníky tepla

Výměník tepla je teplosměnné zařízení, které se používá pro přenos tepla mezi dvěma či více médii o různých teplotách. Ve většině výměníků jsou média oddělena teplosměnnou plochou a nedochází k jejich míšení. Tepelné výměníky se používají v mnoha odvětvích energetiky a průmyslu. Nejznámějšími příklady výměníků používaných v energetice jsou ohříváky, chladiče, výparníky či kondenzátory. Výměníky lze klasifikovat podle mnoha různých kritérií. V této práci se budu zabývat klasickými typy výměníků, které je možno provozovat jako ohříváky páry.

4.1 Ohříváky páry

Jak již z názvu vyplývá, jsou tyto výměníky používány pro ohřev (přehřátí) páry za účelem zvýšení její teploty, což má za následek zvýšení entalpie, jejíž velikost se poté projeví na např. výkonu turbíny. Pára může být ohřívána například spaliny nebo horkou tlakovou vodou – jako v případě výše popisovaného systému EC CAES KGJ.

4.2 Trubkové výměníky

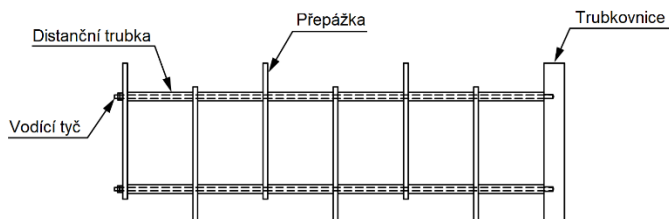
Nejpoužívanějším typem výměníku je trubkový výměník, v angličtině také zvaný jako *shell and tube heat exchanger*. Uplatnění nachází v mnoha odvětvích energetiky, petrochemického a procesního průmyslu. I s narůstajícím využitím jiných typů výměníků bude popularita trubkových výměníků pokračovat i do budoucna, a to především díky jejich univerzálnosti.

4.3 Základní části trubkových výměníků

Základní komponenty trubkového výměníku tvoří trubky, plášť, přepážky, trubkovnice, přední a zadní hlava a nátrubky. Jedno médium proudí uvnitř trubek, zatímco druhé proudí v plášti podél, kolmo či kombinovaně na svazek trubek. Kompensátory jsou důležitou součástí v případě trubkového výměníku s přímými trubkami v trubkovnici. Kritérium pro zvolení správné kombinace těchto komponentů je závislé na pracovních tlacích, teplotě, tepelném namáhání, koroziivnosti médií, zanášení, ceně a dalších faktorech. [10]

Kostru výměníku tvoří trubkovnice, do níž jsou zašroubovány vodící tyče, dále přepážky, které jsou na tyto vodící tyče nasazeny a odděleny distančními trubkami.

Na druhém konci vodících tyčí jsou rovněž závity, na které se nasadí matice a poslední přepážka se napevno utáhne šroubovým spojem, tímto vznikne základní kostra výměníku.



Obr. 12 Kostra výměníku [10]

4.3.1 Plášť

Na Obr. 13 lze vidět nejpoužívanější typy plášťů, jedná o rozdělení podle asociace výrobců trubkových výměníků TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). Nejběžnějším typem je plášť **E** a to díky své jednoduchosti a ceně. Médium vstupuje na jedné straně do pláště nátrubkem a vystupuje na straně opačné. V případě jednoho chodu trubek může být dosaženo čistého protiproudu. Je-li požadováno dosažení čistého protiproudu i u dvouchodého svazku trubek, lze použít plášť typu **F**, který je charakteristický podélnou přepážkou, zajišťující protiproud pro dvouchodý svazek trubek. Tlaková ztráta je však v tomto typu pláště mnohem vyšší než u pláště typu **E**.

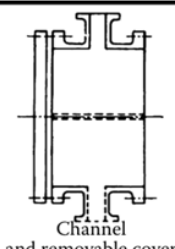
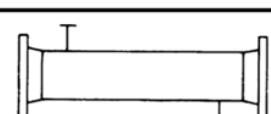
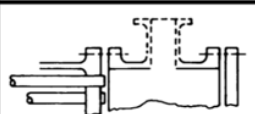
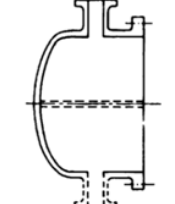
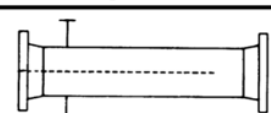
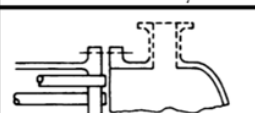
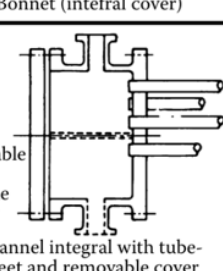
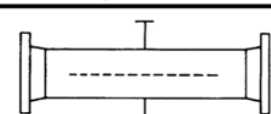
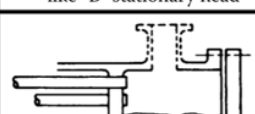
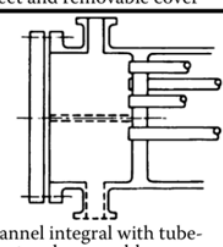
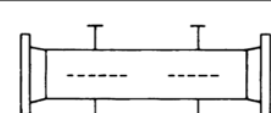
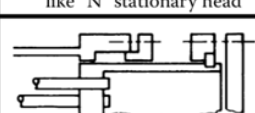
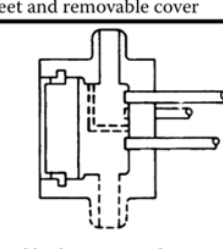
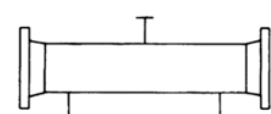
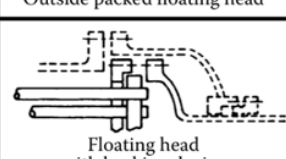
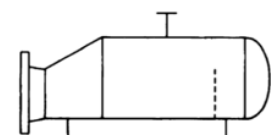
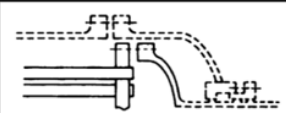
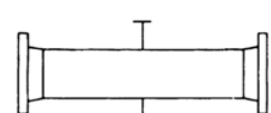
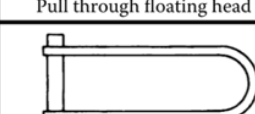
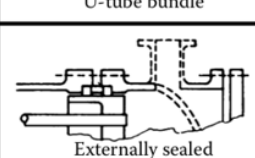
Dalšími důležitými typy plášťů jsou typy **J** a **X**. V plášti typu **J** se proud vystupující z centrálně umístěného nátrubku rozděluje na dvě části a dvěma nátrubky vystupuje z pláště. Tento typ pláště se uplatňuje tam, kde je požadována velice nízká tlaková ztráta, například u vakuových kondenzátorů. Tlaková ztráta je zde rovna zhruba 1/8 tlakové ztráty pláště typu **E**. V případě použití pláště pro kondenzátor, bude mít plášť dva vstupní nátrubky a jeden výstupní pro kondenzát.

Plášť typu **X** má centrálně umístěný vstupní i výstupní nátrubek, nejsou zde použity žádné přepážky a proudění na svazek trubek je příčné. Tlaková ztráta je velice nízká a tento plášť se používá také pro kondenzátory.

Pláště typu **G** a **J** s rozděleným tokem média se používají pro specifické účely. Horizontální přepážkou rozdělený plášť typu **G** má vstupní i výstupní nátrubek umístěný v polovině délky trubek. **G** plášť má stejnou tlakovou ztrátu jako typ **E**, ale opravný součinitel W je vyšší. **G** plášť může být použit pro média s jednou fází, ale často se využívá jako

horizontální termosifonový ohřívák. Plášť typu **H** je velice podobný typu **G**, avšak má dva vstupní a dva výstupní nátrubky a dvě horizontální přepážky.

Plášť typu **K** se používá jako kettle reboiler. Svazek trubek v dolní části zaujímá zhruba 60% průměru celého pláště a je ponořen v kapalném médiu. Horní část pláště, která je trubek je zaplněna médiem ve stavu plynném. Tento plášť se používá například u destilačních kolon. Kapalina vstupuje do pláště nátrubkem umístěným poblíž trubkovnice, pára vystupuje horním nátrubkem a nevypařená část kapaliny opouští plášť druhým nátrubkem umístěným ve spodní části pláště. Pro tento typ pláště se běžně používá svazek trubek typu **U**. [10]

	Front end stationary head types		Shell types		Rear end head types
A	 Channel and removable cover	E	 One pass shell	L	 Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	 Bonnet (integral cover)	F	 Two pass shell with longitudinal baffle	M	 Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tube-sheet and removable cover	G	 Split flow	N	 Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	 Channel integral with tube-sheet and removable cover	H	 Double split flow	P	 Outside packed floating head
D	 Special high pressure closure	J	 Divided flow	S	 Floating head with backing device
		K	 Kettle type reboiler	T	 Pull through floating head
		X	 Cross flow	U	 U-tube bundle
				W	 Externally sealed floating tubesheet

Obr. 13 Rozdělení plášťů a hlav výměníků podle TEMA [10]

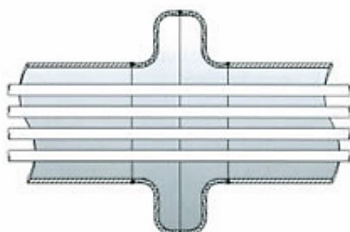
4.3.2 Svazky trubek

Svazek trubek je sestava trubek zahrnující samotné trubky, trubkovnici, vodící tyče a případně přepážky oddělené distančními trubkami. Lze je rozdělit na svazky:

1. s přímými trubkami

Tento typ výměníku má svazek s přímými trubkami, které jsou na obou stranách připevněny do trubkovnic. Výhodou je možnost mechanického čištění vnitřního povrchu trubek a jednoduchost provedení. Nevýhodou je samotné uložení obou stran svazku trubek do trubkovnic, což znemožňuje možnost mechanického čištění vnějšího povrchu trubek. Další nevýhodou je, že v případě velké tepelné diference mezi trubkami a pláštěm, trubkovnice není schopna absorbovat tepelné namáhání. Tuto negativní vlastnost lze však eliminovat použitím takzvané plovoucí hlavy, která umožňuje axiální posuv jedné z trubkovnic, typy plovoucích hlav jsou znázorněny na Obr. 13. pod písmeny P, S, T. Další výhodou výměníku s plovoucí hlavou je možnost vyjmutí celého svazku trubek pro mechanické čištění. [10] [11]

Jinou možností řešení problému s tepelným namáháním u tohoto svazku s přímými trubkami je zabudování takzvaného kompenzátoru po obvodu pláště výměníku, viz. Obr 14.



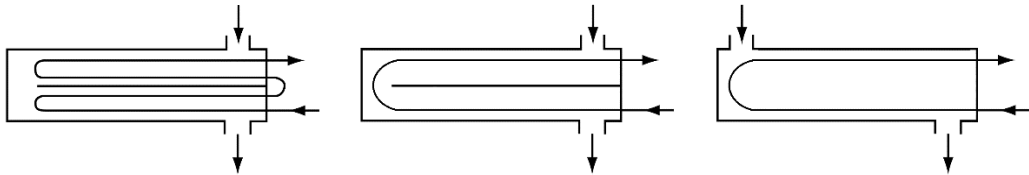
Obr. 14 Kompenzátor [11]

2. Svazky typu U

Tento typ svazku trubek je charakteristický svým tvarem ohybu a také použitím pouze jedné trubkovnice. Znázornění svazku je na Obr. 13 pod písmenem U. Výhodou tohoto typu svazku je schopnost vyrovnávat tepelné dilatace. Volnost svazku na jednom konci umožňuje svazku volně expandovat nebo kontrahovat v závislosti na tepelném namáhání. Další výhodou je možnost vyjmutí celého svazku z pláště a mechanického čištění vnějšího povrchu trubek. Nevýhodou je nemožnost nahrazení trubky v případě jejího prasknutí, kromě trubek nacházejících se na vnější straně celého svazku. Trubky nemohou být kvůli ohybu U mechanicky čištěny zevnitř. [10]

4.3.3 Trubky a počet chodů

Pouze při použití svazku trubek s jedním chodem v plášti typu **E** a svazku typu **U** u pláště typu **F** je možné dosáhnout čistého protiproudu. Při jakémkoli jiném počtu chodů je při výpočtu LMTD nutné určit korekční faktor ψ , kterým se hodnota LMTD vynásobí, což má následně vliv na velikost teplosměnné plochy. Faktor ψ se určuje z tabulek pro příslušný typ pláště a počet chodů. Příklady několika variant výměníků s různými počty chodů jsou znázorněny na Obr. 15. [10]

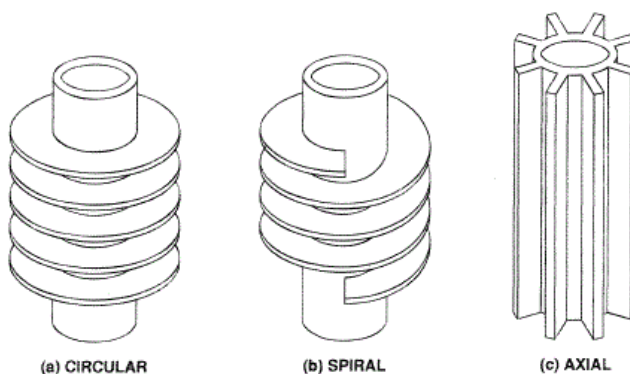


Obr. 15 Různé typy uspořádání chodů [10]

Materiálem trubek bývá nejčastěji slitina oceli, použít se může i měď, hliníkové slitiny nebo titan.

Malé průměry trubek jsou preferovány z důvodu větší teplosměnné plochy v poměru ku objemu, které trubky zaujímají. Velké průměry trubek jsou preferovány u kondenzátorů a výparníků.

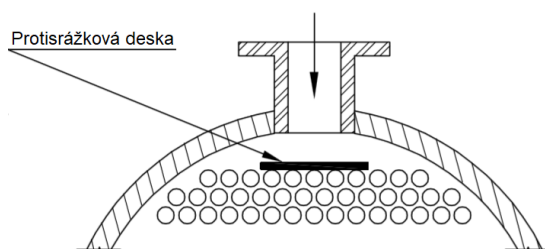
Trubky mohou buď hladké nebo žebrované. Žebrované trubky se používají v případě, že je koeficient přestupu tepla u média na straně pláště mnohonásobně nižší než koeficient přestupu tepla média proudícího v trubkách. [11]



Obr. 16 Ukázka žebrovaných trubek [10]

4.3.4 Nátrubky

Nátrubky slouží k dopravě tekutin do a z výměníku. Jedná se o trubky kruhového průřezu přivařené k plášti a k hlavě výměníku. Vzhledem k tomu, že za vstupním nátrubkem do výměníku se nachází svazek trubek, může někdy v této části svazku docházet k erozi trubek, zejména pokud se v tekutině nachází částičky abrazivního materiálu. Erozivně může působit také směs páry s částičkami kapaliny vstupující za velkých rychlostí do výměníku, kdy drobné kapičky kapaliny můžou při dlouhodobém narážení na svazek trubek způsobit jejich poškození. Z toho důvodu se někdy za vstupní nátrubek instaluje chránící protisrážková deska (impingement plate). [10]



Obr. 17 Vstupní nátrubek s protisrážkovou deskou [10]

4.3.5 Trubkovnice

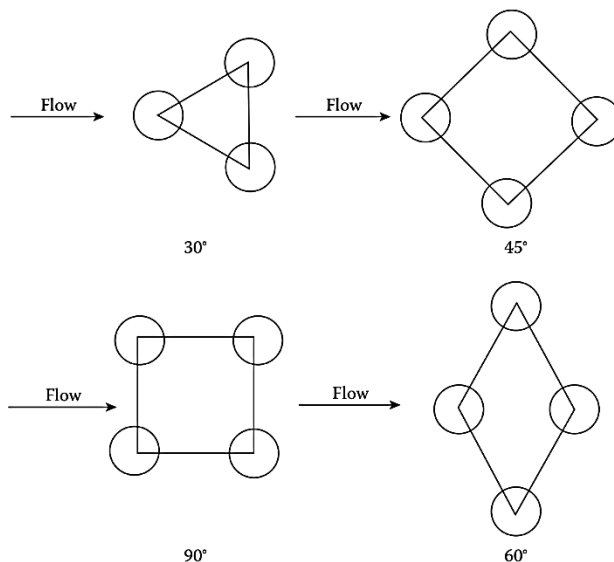
Trubkovnice je důležitým komponentem trubkových výměníků. Tvoří bariéru mezi médiem nacházejícím se v plášti výměníku a mezi médiem v trubkách. Správný návrh trubkovnice je důležitý z hlediska bezpečnosti a spolehlivosti výměníku. Trubkovnice má ve většině případů rotační kruhový tvar s geometricky uspořádanými, vyvrtanými otvory pro trubky. Trubkovnice může být k plášti připojena svarem nebo přírubovým spojem, případně kombinací obou možností, které lze dále rozdělit následovně:

- a) Plášť i přední hlava jsou napevno svařeny k trubkovnici
- b) Trubkovnice je svařena k plášti, přední hlava je k trubkovnici připevněna šrouby pomocí přírubového spoje
- c) Trubkovnice je svařena k plášti, přední hlava je opatřena přírubou a utažena k trubkovnici šroubovým spojem
- d) Trubkovnice je k plášti i k přední hlavě připevněna pomocí přírubového spoje
- e) Trubkovnice je k plášti připevněna přírubovým spojem, přední hlava je k trubkovnici svařena

4.3.6 Rozvržení trubek

Rozvržení trubek je charakterizováno úhlem mezi trubkami a jejich seřazením za sebou, tak jak je znázorněno na Obr. 18. Rozvržení s úhlem 30° poskytuje nejlepší zahuštění svazku trubek a součinitel přestupu tepla a je tedy používáno nejčastěji. 90° rozvržení trubek má nejmenší součinitel přestupu tepla, ale také nejmenší tlakovou ztrátu a nejsnadněji se čistí. Výběr vhodného rozvržení trubek je závislé na následujících parametrech [10]:

- f) Kompaktnost
- g) Přestup tepla
- h) Tlaková ztráta
- i) Přístup pro mechanické čištění
- j) Změna skupenství média na straně pláště (dochází-li k ní)

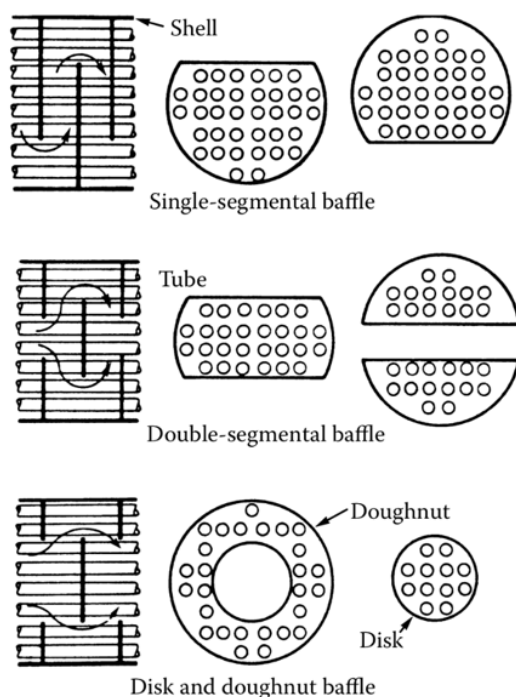


Obr. 18 Typy uspořádání trubek [11]

4.3.7 Přepážky

Přepážky slouží ke dvěma účelům. Prvním z nich je podpora trubek, kdy přepážky zaručují celkovou tuhost svazku trubek a tím zamezují provozním vibracím a prohýbání trubek. Druhým účelem je nasměrovat proud média v plášti tak, aby příčně omýval svazek trubek za účelem dosažení většího součinitele přestupu tepla. [10]

Přepážky mohou být klasifikovány jako příčné (zvané také jako transversální či segmentové) a podélné (například v plášti typu **F**). Nejpoužívanější typy příčných přepážek jsou znázorněny na Obr. 19. [10]



Obr. 19 Ukázka segmentových přepážek [10]

4.3.8 Alokace médií

Důležitým krokem při návrhu výměníku je vhodné rozmístění médií. To znamená rozhodnout, které médium bude proudit uvnitř trubek a které v plášti. Obecně se o alokaci médií rozhoduje na základě následujících pravidel:

- Médium, které má tendenci zanášet teplosměnný povrch se umísťuje do trubek, a to z důvodu možnosti snadnějšího mechanického čištění.
- Médium s vyšším tlakem se umísťuje do trubek. Na vyšší tlak je tak potřeba nadimenzovat pouze trubky, nikoli už plášť.
- Korozivní médium se umísťuje do trubek, v opačném případě by byly nejen trubky, ale i plášť vystaveny korozi. Proti korozi je možno použít speciálních slitin, kdy je z ekonomického hlediska výhodnější použít tyto materiály pouze pro trubky, než pro trubky i plášť současně.

- Médium s menším součinitelem přestupu tepla se umísťuje do pláště, a to z důvodu možnosti použití žebrování na povrchu trubek. Obecně je také vhodnější umístit médium s menším objemovým průtokem do trubek a médium s větším objemovým průtokem do pláště.

Problémy mohou nastat, pokud jsou některé z výše uvedených požadavků v konfliktu, pak už je na konstruktérovi, aby našel vhodnou alternativu. [10]

4.4 Výhody a nevýhody trubkových výměníků

Mezi hlavní výhody trubkových výměníků patří:

- Rozsáhlé množství snadno dostupných standardů a norem pro konstrukci trubkových výměníků
- Schopnost odolávat vysokým tlakům a teplotám
- Dosažení velkých tepelných výkonů
- Univerzálnost použití v mnoha odvětvích průmyslu a energetiky

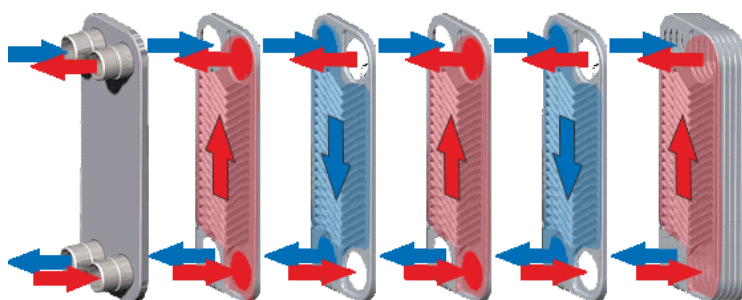
Nevýhody

Obecnou nevýhodou trubkových výměníků je jejich robustnost oproti deskovým výměníkům. Ostatní nevýhody lze lépe popsat v závislosti na typu pláště a svazku trubek, viz. kapitola 4.3.1 a 4.3.2.

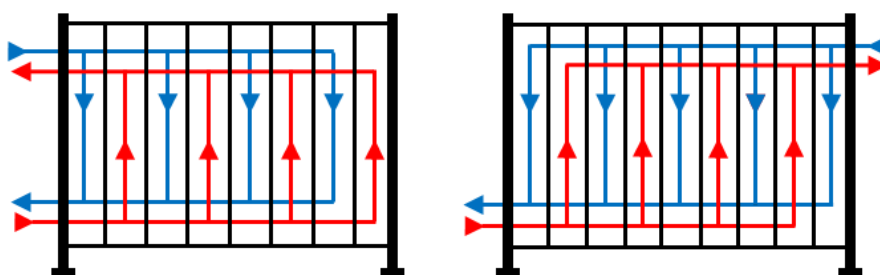
4.5 Deskové výměníky

Deskové výměníky mohou být alternativou k výměníkům trubkovým. Narozdíl od trubkových výměníků, jejichž konstrukční procesy jsou snadno dostupné v pestré škále literatury a standardů jako např. TEMA, výrobci deskových výměníků používají povětšinou své vlastní konstrukční postupy, které se mohou lišit. [11]

Jak již z názvu vyplývá, základním komponentem těchto výměníků jsou desky. Počet desek a jejich velikost závisí na průtoku, fyzikálních vlastnostech médií, přípustné tlakové ztrátě, pracovnímu tlaku a teplotě. Do okrajů desek jsou nalisovány drážky pro těsnění. Porucha těsnění nevyústí v míšení médií, ale pouze k vnějšímu úniku média do okolí. Správná volba materiálu těsnění může zamezit takovým únikům. Celá sestava svírá soubor desek, což zaručuje optimální napětí a těsnost. [10] [11]



Obr. 20 Princip proudění v deskovém výměníku [24]



Obr. 21 Uspořádání toků médií v deskovém výměníku. a) uspořádání U, b) uspořádání Z [25]

Obr. 21 znázorňuje dva typy běžného uspořádání toků médií v deskových výměnících. U obou typů se jedná o protiproudé uspořádání. V případě uspořádání typu **U** budou vstupy a výstupy ohřívajícího i topného média umístěny v jedné kotevní desce, což umožní snadnou demontáž výměníku pro čištění nebo opravy bez nutnosti zásahu do potrubních vývodů. V uspořádání typu **Z** jsou vstupy a výstupy médií umístěny v obou kotevních deskách. [10]

Je-li soubor desek přitlačen k sobě, vzniknou z děr v rozích desek kontinuální tunely (otvory), které vedou médium ze vstupu do výměníku do souborů desek, kde je médium distribuováno do úzkých kanálků mezi deskami. Soubor desek je napevno utažen. Kanálky vzniklé mezi deskami a rohovými vstupními pasážemi jsou sestaveny tak, že obě média proudící v kanálkách na obou stranách desek proudí v protiproudu. Teplé médium odevzdá skrz tenkou desku část svého tepla médiu chladnějšímu. Nakonec jsou média vedena do otvorů na druhém konci desky a vyvedena z výměníku. Deskový výměník se může skládat až ze stovek takových desek, které jsou dohromady drženy šrouby, jež jsou utaženy na požadované napětí. [10] [11]

4.6 Výhody a nevýhody deskových výměníků

Mezi hlavní výhody deskových výměníků lze zařadit:

- snadný přístup k teplosměnným plochám, což zajišťuje možnost změny tepelného výkonu přidáním nebo ubráním jednotlivých desek.
- dosažení čistého protiproudu
- Velký koeficient přestupu tepla díky turbulentnímu proudění a malému hydraulickému průměru
- Díky turbulencím proudění dochází k menšímu zanášení
- Malé rozměry v poměru teplosměnné plochy ku celkové velikosti výměníku v porovnání s trubkovými výměníky
- Nejsou potřeba žádné svary
- Žádné provozní vibrace
- Vytékání je snadno detekovatelné a jednoduše opravitelné nahrazením desky nebo těsnění

Nevýhody:

- Maximální pracovní teplotu a tlak limituje materiál těsnění
- Agresivní nebo korozivní médium může vážně poškodit materiál těsnění
- Při velkých průtocích vzniká prouděním úzkými kanály deskového výměníku značná tlaková ztráta

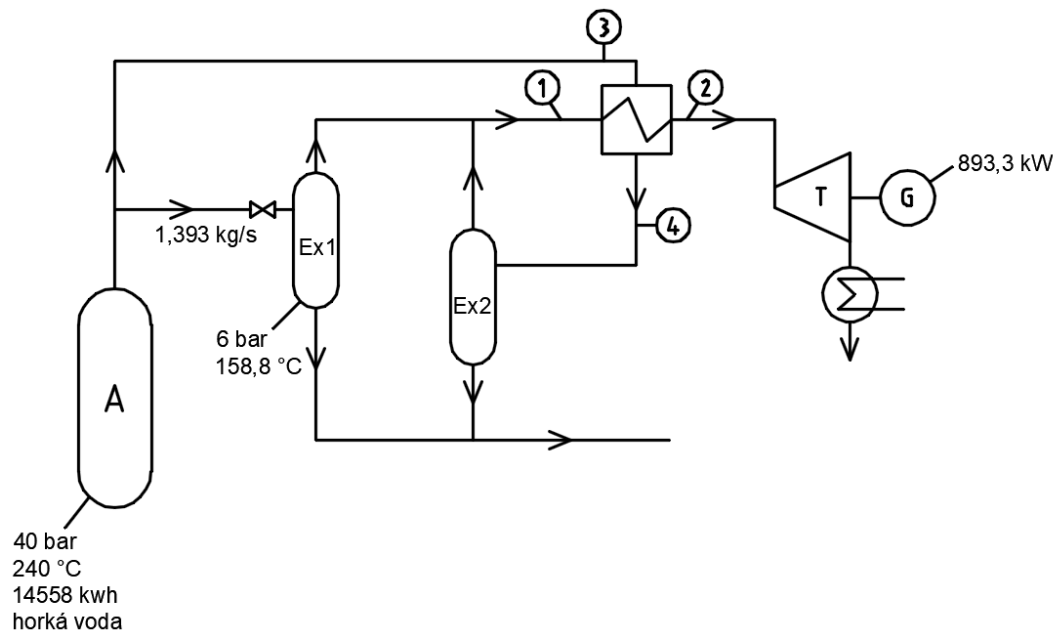
Pokud je pracovní tlak a teplota v rámci limitů, mohou být v mnoha aplikacích trubkové výměníky nahrazeny výměníky deskovými. Příkladem z praxe je trubkový výměník, fungující jako chladič oleje, pracující při tlaku 8 bar a teplotě přibližně 135 °C. Ten byl nahrazen deskovým výměníkem, jenž vyřešil problém s častým praskáním trubek a následným míšením chladící vody s olejem. [10]

Problém s limitující maximální teplotou a tlakem může být vyřešen pájením natvrdo (brazing) jednotlivých desek k sobě, kdy je namísto těsnění použit pájený spoj. Může se také svařovat. Nevýhodou pájeného či svařovaného deskového výměníku je omezená schopnost odolávat tepelnému namáhání. Kvůli pevnému spojení také není možné provést inspekci. Obě média musí být dokonale čisté, dochází-li ve výměníku ke korozi nebo erozi, bude odhalena až snížením tepelného výkonu a celý problém může být vyřešen pouze výměnou celé jednotky deskového výměníku. [10] [11]

5 Praktická část:

V praktické části se nejdříve budu zabývat výpočty, jejichž cílem je určit tepelně-hmotnostní bilanci výměníku a jeho výkon. Následovat bude volba výměníku a technické výpočty s ním související. V závěru praktické části popíšu možnost montáže daného výměníku a také zhodnotím danou koncepci výměníku, přičemž zvažím i jiné koncepce. Následně se budu věnovat regulaci teploty páry.

5.1 Schéma a zadané hodnoty



Obr. 22 Schéma zadání

①

$$m_1 = 1,886 \text{ kg/s}$$

$$t_1 = 158,8 \text{ °C}$$

$$p_1 = 6 \text{ bar}$$

③

$$m_3 = ? \text{ kg/s}$$

$$t_3 = 240 \text{ °C}$$

$$p_3 = ? \text{ bar}$$

②

$$m_2 = ? \text{ kg/s}$$

$$t_2 = 220 \text{ °C}$$

$$p_2 = 6 \text{ bar}$$

④

$$m_4 = ? \text{ kg/s}$$

$$t_4 = 223,8 \text{ °C}$$

$$p_4 = ? \text{ bar}$$

Pro lepší přehlednost a srozumitelnost ve výpočtech zavádím v následujících kapitolách vlastní značení, jež bude vždy názorně vyobrazeno ve schématu souvisejícím s příslušnými výpočty. Index **1** značí vodu, index **2** značí páru. Pro určení fyzikálních veličin (např. viskozita, entalpie) jsem použil volně dostupnou mobilní aplikaci *SteamProperty*, založenou na standardech IAPWS IF-97.

5.2 Hmotnostní bilance expandérů

Expandér č. 1

Při nabíjení akumulátoru, které trvalo po dobu 2h bylo do akumulátoru dodáno celkem 14558 kWh tepelné energie.

$$14558 \text{ kWh} = \frac{14558}{2} = 7279 \text{ W} = Q_a \quad (1)$$

$$m_{1(in,ex1)} = \frac{Q_a}{c_v \cdot \Delta T} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2)$$

$$m_{1(in,ex1)} = \frac{7279 \cdot 10^3}{4180 \cdot 220} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$m_{1(in,ex1)} = 7,915 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Nyní můžeme určit suchost páry na výstupu:

$$h_{1(in,ex1)} - h_{1(out,ex1)} = x_1 \cdot h_{2(out,ex1)} + (1 - x_1) \cdot h_{1(out,ex1)} \quad (3)$$

$$1037,58 = x_1 \cdot 2756,1 + (1 - x_1) \cdot 670,36$$

$$1037,58 = 2756,1x_1 + 670,36 - 670,36x_1$$

$$367,22 = 2085,74x_1$$

$$x_1 = \frac{367,22}{2085,74} \quad [-]$$

$$x_1 = 0,176 \quad [-]$$

Vynásobením hodnoty suchosti a přiváděného množství vody $m_{1(in,ex1)}$ dostaneme množství vystupující páry:

$$m_{2(out,ex1)} = m_{1(in,ex1)} \cdot x_1 \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (4)$$

$$m_{2(out,ex1)} = 7,915 \cdot 0,176 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

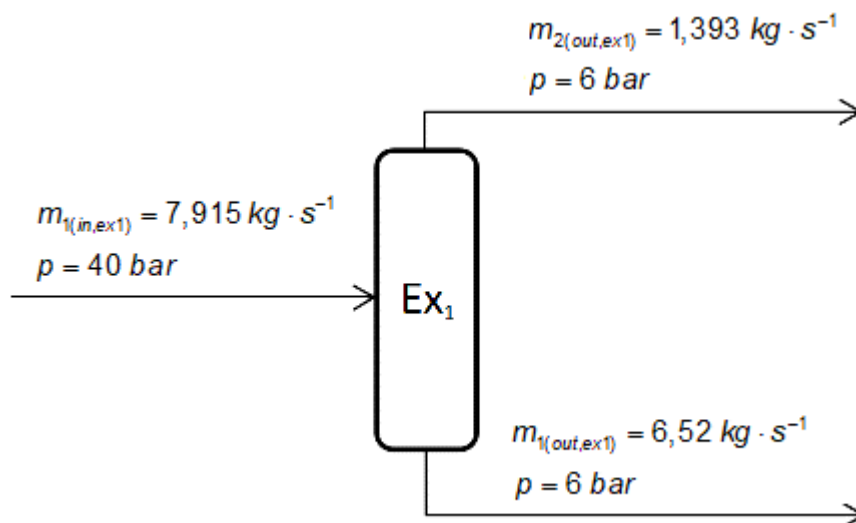
$$m_{2(out,ex1)} = 1,393 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

Množství kondenzátu:

$$m_{1(out,ex1)} = m_{1(in,ex1)} - m_{2(out,ex1)} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (5)$$

$$m_{1(out,ex1)} = 7,915 - 1,393 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$m_{1(out,ex1)} = 6,52 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$



Obr. 23 Schéma Expandéru 1

Expandér č. 2

Určíme suchost vystupující páry:

$$h_{1(in,ex2)} - h_{1(out,ex2)} = x_2 \cdot h_{2(out,ex2)} + (1 - x_2) \cdot h_{1(out,ex2)} \quad (6)$$

$$\Delta h_{1(ex2)} = x_2 \cdot h_{2(out,ex2)} + (1 - x_2) \cdot h_{1(out,ex2)}$$

$$961,62 = x_2 \cdot 2756,1 + (1 - x_2) \cdot 670,36$$

$$961,62 = 2756,1x_2 + 670,36 - 670,36x_2$$

$$291,26 = 2085,74x_2$$

$$x_2 = 0,14 \quad [-]$$

Množství vystupující páry:

$$m_{2(out,ex2)} = m_{1(in,ex1)} \cdot x_2 \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (7)$$

$$m_{2(out,ex2)} = 3,423 \cdot 0,14 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$m_{2(out,ex2)} = 0,479 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

Odečtením množství vyráběné páry od množství přiváděné vody dostaneme množství vzniklého kondenzátu:

$$m_{1(out,ex2)} = m_{1(in,ex2)} - m_{2(out,ex2)} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (8)$$

$$m_{1(out,ex2)} = 3,423 - 0,479 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$m_{1(out,ex2)} = 2,944 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

Celkové množství páry z ex1 + ex2

$$m_2 = m_{2(out,ex1)} + m_{2(out,ex2)} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (9)$$

$$m_2 = 0,479 + 1,393 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$m_2 = 1,872 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

Tepelná bilance výměníku:

$$Q_1 = Q_2 \quad [kW] \quad (10)$$

Po rozepsání:

$$m_1 \cdot (h_{1(out)} - h_{1(in)}) = m_2 \cdot (h_{2(out)} - h_{2(in)}) \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (11)$$

$$m_{1(in)} = m_{1(out)} = m_1 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$m_{2(in)} = m_{2(out)} = m_2 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

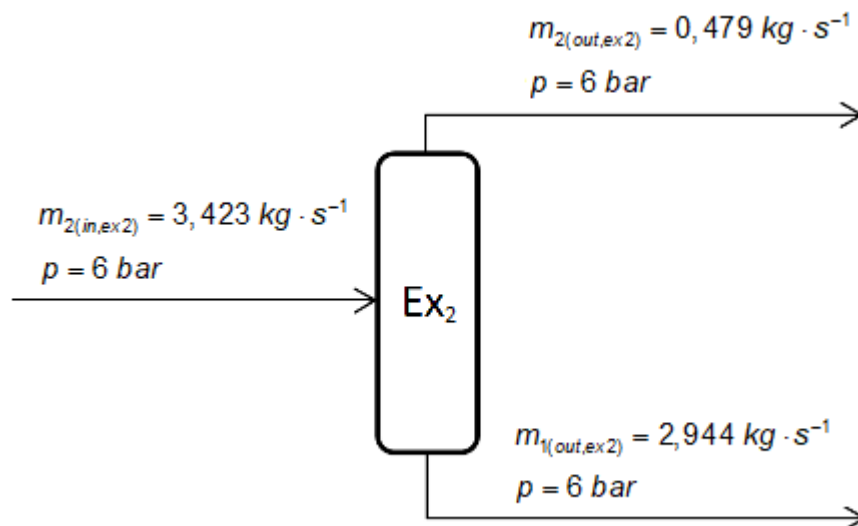
$$m_1 \cdot \Delta h_1 = m_2 \cdot \Delta h_2 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$m_1 = \frac{m_2 \cdot (h_{2(out)} - h_{2(in)})}{h_{1(out)} - h_{1(in)}} \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

Po dosazení

$$m_1 = \frac{1,886 \cdot (2894 - 2756,1)}{1037,6 - 961,62} \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$m_1 = 3,423 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$



Obr. 24 Schéma Expandéru 2

Nyní můžeme spočítat tepelný výkon výměníku:

$$Q_1 = m_1 \cdot (h_{1(out)} - h_{1(in)}) \quad [kW] \quad (12)$$

$$Q_1 = 3,423 \cdot (1037,6 - 961,62) \quad [kW]$$

$$Q_1 = 260,1 \quad [kW]$$

Tepelný výkon musí sedět i na straně:

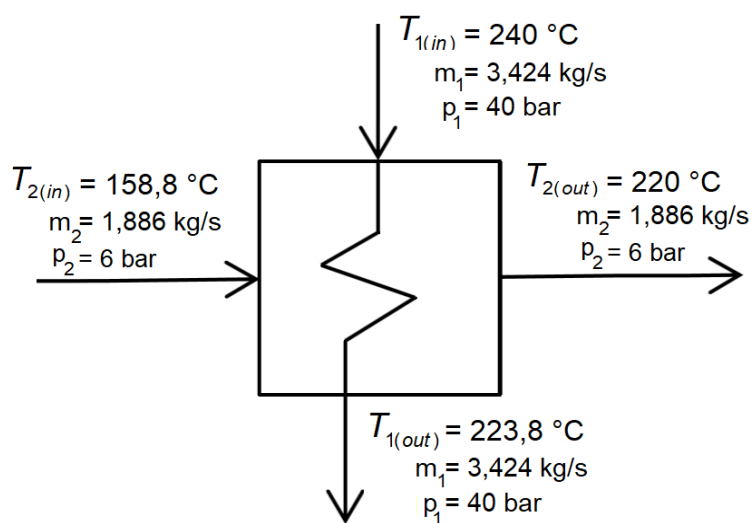
$$Q_2 = m_2 \cdot (h_{2(out)} - h_{2(in)}) \quad [kW] \quad (13)$$

$$Q_2 = 1,886 \cdot (2894 - 2756,1) \quad [kW]$$

$$Q_2 = 260,1 \quad [kW]$$

Je tedy splněna podmínka:

$$Q_1 = Q_2 = Q \quad [kW]$$



Obr. 25 Schéma bilance výměníku

Přepočítání hmotnostního průtoku na objemový

Na straně vody:

Střední teplota:

$$t_{2(stř)} = \frac{T_{1(in)} + T_{1(out)}}{2} = \frac{240 + 223,8}{2} = 231,9 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (14)$$

Pro střední teplotu vody určím hodnotu specifického objemu:

$$\nu_1 = 0,00121 \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Nyní mohu spočítat velikost objemového průtoku vody:

$$\bar{V}_1 = m_1 \cdot \nu_1 \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (15)$$

$$\bar{V}_1 = 3,423 \cdot 0,00121 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$\bar{V}_1 = 0,0041 = 4,14 \cdot 10^{-3} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Na straně páry

$$t_{2(stř)} = \frac{T_{2(in)} + T_{2(out)}}{2} = \frac{158,8 + 220}{2} = 189,4 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (16)$$

Pro střední teplotu páry určím hodnotu specifického objemu:

$$\nu_2 = 0,343 \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

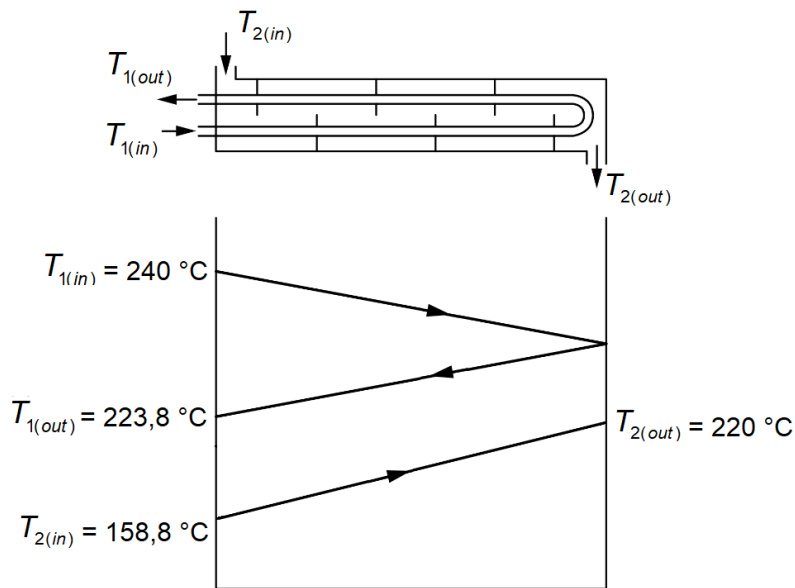
Nyní mohu spočítat velikost objemového průtoku páry:

$$\bar{V}_2 = m_2 \cdot \nu_2 \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (17)$$

$$\bar{V}_2 = 1,872 \cdot 0,343 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$\bar{V}_2 = 0,642 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Volím koncepci výměníku uvedenou na Obr. 26.



Obr. 26 Provedení výměníku a průběhy teplot

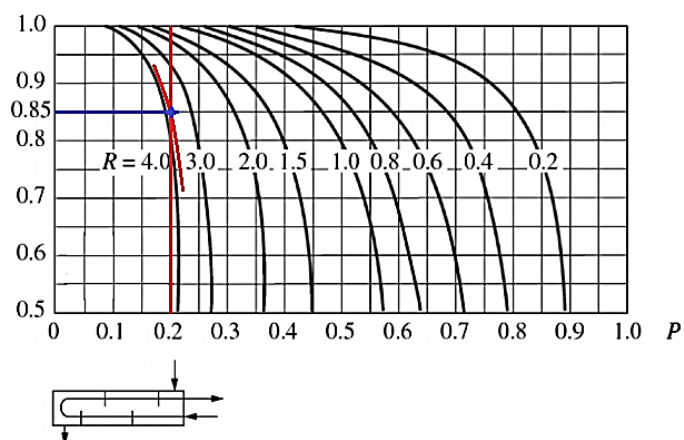
5.3 Střední logaritmický teplotní spád:

Výměník tepla budu počítat jako protiproud.

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \cdot \psi \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (18)$$

$$\Delta t_{\log} = \frac{(240 - 220) - (223,8 - 158,8)}{\ln \left(\frac{240 - 220}{223,8 - 158,8} \right)} \cdot \psi \quad [^{\circ}\text{C}]$$

K určení opravného součinitele ψ pro daný typ výměníku využiji graf na Obr. 27.



Obr. 27 Tabulka pro určení opravného součinitele ψ [10]

$$P = \frac{T_{1(out)} - T_{1(in)}}{T_{2(in)} - T_{1(in)}} = \frac{223,8 - 240}{158,8 - 240} = 0,2 \quad [-] \quad (19)$$

$$R = \frac{T_{2(in)} - T_{2(out)}}{T_{1(out)} - T_{1(in)}} = \frac{158,8 - 220}{223,8 - 240} = 3,8 \quad [-] \quad (20)$$

odečtením hodnot P a R z grafu pro daný typ výměníku jsem určil příslušnou hodnotu opravného součinitele $\psi = 0,85$

$$\Delta t_{\log} = \frac{(240 - 220) - (223,8 - 158,8)}{\ln\left(\frac{240 - 220}{223,8 - 158,8}\right)} \cdot 0,85 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta t_{\log} = 32,45 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

5.4 Rozmístění médií

$$\bar{V}_1 = 0,0041 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$\bar{V}_2 = 0,642 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Porovnáním médií \bar{V}_1 a \bar{V}_2 je zřejmé, že objemového průtočného množství vody je zhruba 157x méně než objemového průtočného množství páry. Voda má také přibližně 6,67x vyšší tlak. Z těchto dvou důvodů volím jako médium v trubkách vodu, médiem obtékajícím kolem trubek v plášti bude pára.

5.5 Volba materiálu

Dle normy ČSN EN 10216-2 volím trubku:

$$\text{Vnější průměr: } \phi D_t = 13,5 \quad [mm]$$

$$\text{Tloušťka stěny: } t_t = 1,8 \quad [mm]$$

$$\text{Vnitřní průměr: } \phi d_t = 13,5 - (2 \cdot 1,8) = 9,9 \quad [mm]$$

5.6 Počet trubek

Ze znalosti rychlosti proudění, daného průtoku a vnitřní plochy navrženého průměru potrubí je možno určit potřebný počet trubek:

Volím rychlost proudění vody v trubkách 0,20 m/s

$$w_1 = \frac{\bar{V}_1}{n \cdot S_t} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (21)$$

$$w_1 = \frac{4 \cdot \bar{V}_1}{n \cdot \pi \cdot d_t^2} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$n = \frac{4 \cdot \bar{V}_1}{w \cdot \pi \cdot d_t^2} = \frac{4 \cdot 0,004143}{0,2 \cdot \pi \cdot 0,0099^2} = 269,1 \quad [-]$$

Volím 269 trubek.

Průtočná plocha jedné trubky:

$$S_t = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} = 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0099^2}{4} = 0,07698 \cdot 10^{-3} \quad [m^2] \quad (22)$$

Průtočná plocha všech trubek:

$$S_T = 0,07698 \cdot 10^{-3} \cdot 269 = 20,71 \cdot 10^{-3} \quad [m^2] \quad (23)$$

5.7 Výpočet na straně vody:

Rychlost proudění v trubkách pro skutečný počet trubek:

$$w_1 = \frac{\bar{V}_1}{S_t} = \frac{0,0041}{20,71 \cdot 10^{-3}} = 0,2 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (24)$$

Vypočtená rychlost je v intervalu doporučené rychlosti proudění v trubkách 0,2-0,5 m/s.

Reynoldsovo kritérium:

$$Re = \frac{w_1 \cdot d_t}{\nu_1} \quad [-] \quad (25)$$

$$Re = \frac{0,2 \cdot 0,0099}{0,13959 \cdot 10^{-6}} \quad [-]$$

$$Re = 14184,4 \quad [-]$$

Nusseltovo kritérium:

$$Nu_1 = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_1^{0,3} \quad [-] \quad (26)$$

$$Nu_1 = 0,023 \cdot 14184,4^{0,8} \cdot 0,8577^{0,3} \quad [-]$$

$$Nu_1 = 46 \quad [-]$$

Součinitel přestupu tepla na straně vody:

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{d_t} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (27)$$

$$\alpha_1 = \frac{46 \cdot 0,629}{0,0099} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

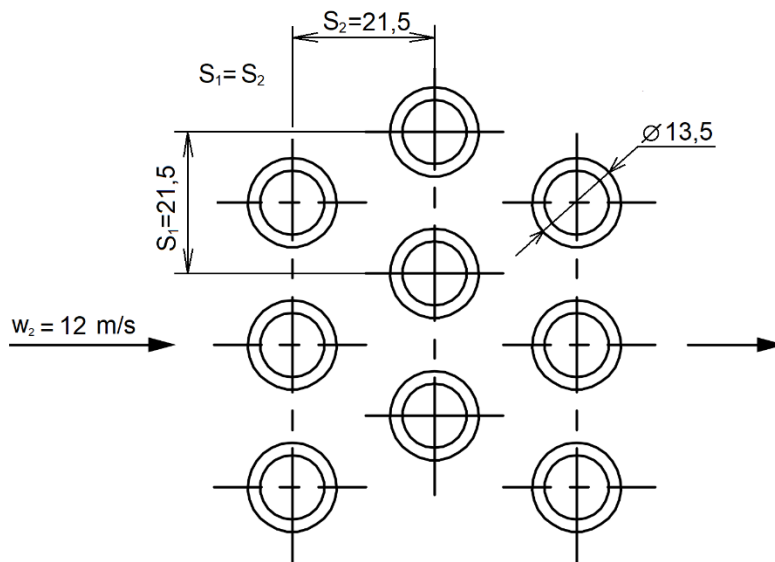
$$\alpha_1 = 2925,5 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Rozteč trubek:

Z ekonomických důvodů je výhodné volit co nejmenší rozteč jednotlivých trubek, pro celý svazek trubek tak bude potřeba menší průměr pláště. Nevýhodou příliš malé rozteče však může být vyšší tlaková ztráta. Zvětšení rozteče pouze z důvodu snížení tlakové ztráty se však nedoporučuje, byl by potřeba větší průměr trubkovnice a pláště, což by zvýšilo náklady. Snížení tlakové ztráty může být dosaženo i jinými způsoby, například vhodným uspořádáním přepážek, kterým se věnuji v kapitole 5.11. Navrhují trubky uspořádané střídavě, s roztečí danou níže:

Volím rozteč:

$$S = \phi D_t + 8 \text{ mm} = 13,5 + 8 = 21,5 \quad [mm] \quad (28)$$



Obr. 28 Rozteče mezi trubkami

Poloměr ohybu trubek v nejkratší řadě volím dle doporučení $R_t = 25$ [mm]

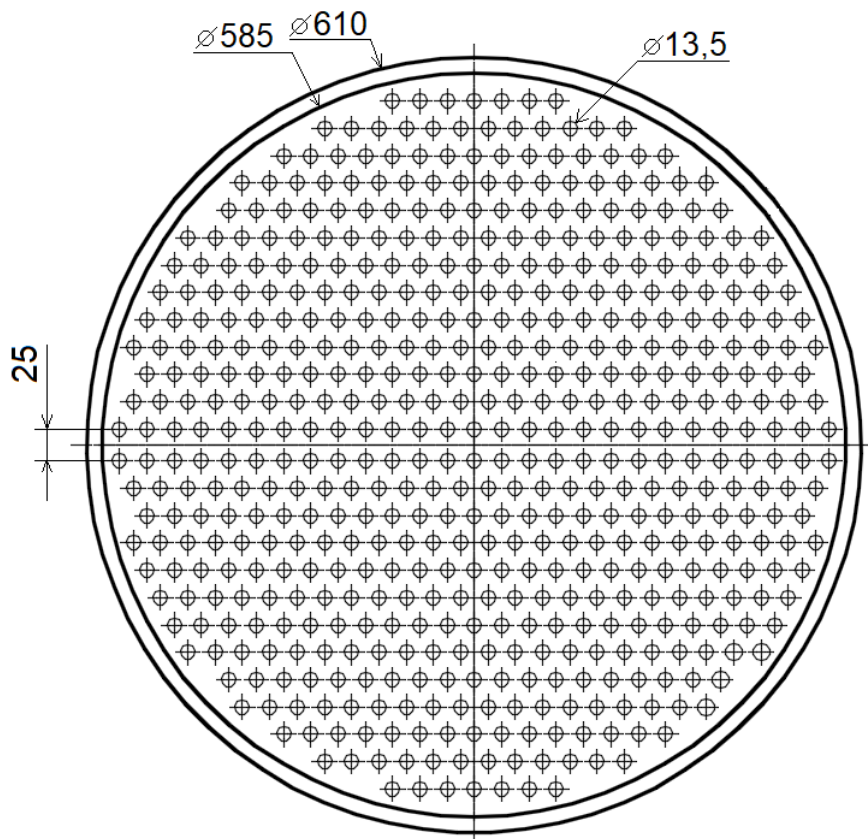
5.8 Výpočet na straně páry:

Pro přibližnou představu o velikosti pláště jsem použil webovou aplikaci Red Bag. Po zadání údajů, jakými jsou rozteč, poloměr ohybu a průměr pláště dostanu počet trubek (kružnic), které se do odpovídajícího průměru pláště vejdou. Postupně zvyšuji průměr pláště, dokud nedostanu odpovídající počet trubek. Nejbližší vyšší normalizovaný rozměr trubky (pláště) je dle ČSN EN 102016-2 následující:

Vnější průměr: $\phi D_p = 610$ [mm]

Tloušťka stěny: $t_p = 12,5$ [mm]

Vnitřní průměr: $\phi d_p = 610 - (2 \cdot 12,5) = 585$ [mm]



Obr. 29 Uspořádání trubek uvnitř pláště

Plocha vnitřního průřezu pláště:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,585^2}{4} = 0,269 \quad [m^2] \quad (29)$$

Rychlost proudění:

Reynoldsovo kritérium:

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot D_t}{\nu_2} \quad [-] \quad (30)$$

$$Re_2 = \frac{12 \cdot 0,0135}{1,557 \cdot 10^{-5}} \quad [-]$$

$$Re_2 = 10404,6 \quad [-]$$

Nusseltovo kritérium:

$$Nu_2 = 0,41 \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_r^{0,33} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{\frac{1}{6}} \quad [-] \quad (31)$$

$$Nu_2 = 0,41 \cdot 10404,6^{0,6} \cdot 0,9978^{0,33} \cdot \left(\frac{0,0215}{0,0215} \right)^{\frac{1}{6}} \quad [-]$$

$$Nu_2 = 105,4 \quad [-]$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{D_t} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (32)$$

$$\alpha_2 = \frac{105,4 \cdot 0,03459}{0,0135} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_2 = 270 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

5.9 Celkový součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\frac{1}{D_t}}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_t} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_t}{d_t} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D_t}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (33)$$

$$k = \frac{\frac{1}{0,0135}}{\frac{1}{2925,5 \cdot 0,0099} + \frac{1}{2 \cdot 42,8} \cdot \ln \frac{0,0135}{0,0099} + \frac{1}{270 \cdot 0,0135}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$k = 237,1 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

5.10 Celková plocha výměníku

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\log}} \quad [m^2] \quad (34)$$

$$S = \frac{260090}{237,1 \cdot 32,45} \quad [m^2]$$

$$S = 33,8 \quad [m^2]$$

Plocha 1 m trubky:

$$S_t = \pi \cdot D_t \cdot 1 \quad [m^2] \quad (35)$$

$$S_t = \pi \cdot 0,0135 \cdot 1 \quad [m^2]$$

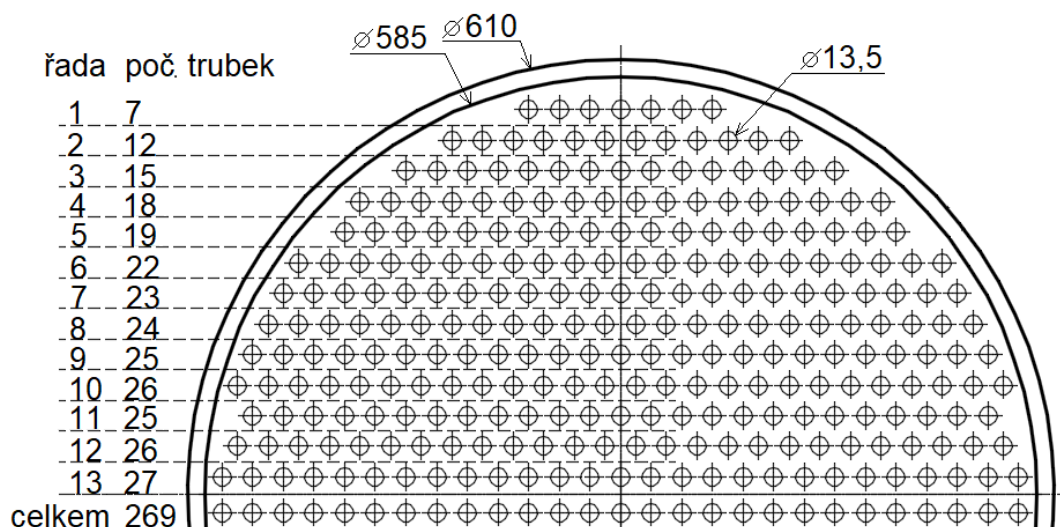
$$S_t = 0,0424 \quad [m^2]$$

Délka všech trubek:

$$L = \frac{S}{S_t} = \frac{33,81}{0,0424} = 797,1 \quad [m] \quad (36)$$

Délka jedné trubky:

$$l_t = \frac{L}{n_t} = \frac{797,1}{269} = 2,96 \quad [m] \quad (37)$$



Obr. 30 Uspořádání a počty trubek v jednotlivých řadách uvnitř pláště

Pro geometrický návrh svazku trubek je potřeba určit osové délky trubek v příslušných řadách pro celý svazek. Jelikož se jedná o výměník typu U, nebudou všechny trubky stejně dlouhé. Nejdelší trubky budou v první řadě dle Obr. 30. V programu MS excel využiji nástroje citlivostní analýzy, kdy do tabulky vepíšu počty trubek v jednotlivých řadách. V prvním kroku však potřebuji znát průměr ohybu trubek v první řadě, z daného svazku trubek se bude tedy jednat o průměr největší. Z Obr. 30, je patrné, že v každé polovině výměníku je 12 řad trubek s roztečí 21,5 mm. Vzdálenost mezi řadou 13 a její zrcadlovou

kopíí je 25 mm (průměr nejmenšího ohybu). Průměry ohybu pro jednotlivé řady trubek lze zapsat do vztahu:

$$D_o = [(n_{řada} \cdot S) \cdot 2] + l_o \quad [m] \quad (38)$$

$$D_{o1} = [(12 \cdot 21,5) \cdot 2] + 25 \quad [m]$$

$$D_{o2} = [(11 \cdot 21,5) \cdot 2] + 25 \quad [m]$$

$$D_{o13} = 0 + 25 \quad [m]$$

Ze znalosti průměrů kružnic ohybů jednotlivých řad si pro každou řadu spočítám polovinu obvodu dané kružnice dle vzorce (39) a ten nakopíruiji pro všechny řady:

$$o_n = \frac{\pi \cdot D_{o(n)}}{2} \quad [m] \quad (39)$$

Nyní v programu MS Excel využiji nástroje citlivostní analýzy, kdy hledám řešení, kterým jsou osová délky trubek v jednotlivých řadách, kdy přímá délka trubek s nezapočteným ohybem musí matematicky sedět v závislosti na odečtené osová délce ohybu trubek v příslušné řadě dle vzorce (40).

$$l_{t(p)} = \frac{l_{t(n)} - o_n}{2} \quad [m] \quad (40)$$

Do tabulky pro řešení vyplním délku trubky 797,1m, nástroj poté určí délku trubky v první řadě. Pro všechny ostatní řady trubek pak bude platit vzorec:

$$l_t = (2 \cdot l_p) + o_n \quad [m] \quad (41)$$

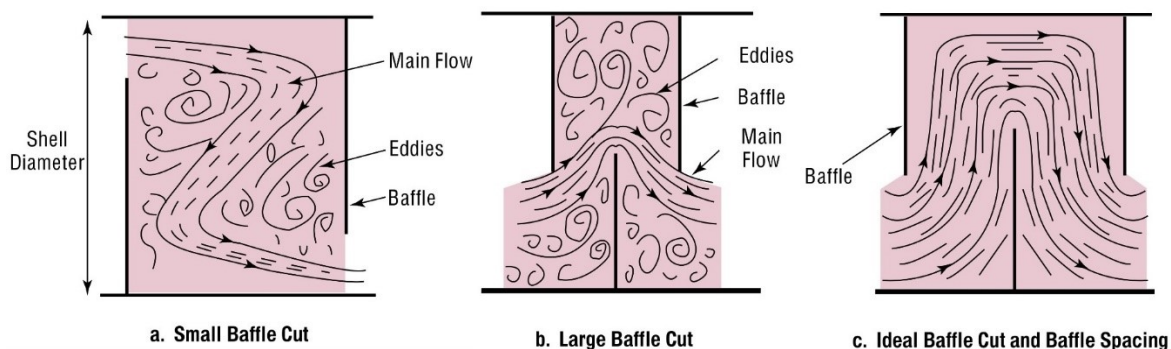
V následující tabulce je uvedena délka trubky z každé řady a celková délka všech trubek v příslušné řadě. Vše je mnohem názornější z tabulky Tab. 1:

n(řad)	rozteč (m)	řada	tr. v řadě	lt (m)	lř (m)	ϕ ohybu (m)	io (m)	lp (m)
12	0,0215	1.	7	3,7905	26,5337	0,541	0,849801	1,470
11	0,0215	2.	12	2,9415	35,2981	0,498	0,000782	1,470
10	0,0215	3.	15	2,9414	44,1216	0,455	0,000715	1,470
9	0,0215	4.	18	2,9414	52,9448	0,412	0,000647	1,470
8	0,0215	5.	19	2,9413	55,8848	0,369	0,000580	1,470
7	0,0215	6.	22	2,9412	64,7073	0,326	0,000512	1,470
6	0,0215	7.	23	2,9412	67,6470	0,283	0,000445	1,470
5	0,0215	8.	24	2,9411	70,5865	0,24	0,000377	1,470
4	0,0215	9.	25	2,9410	73,5259	0,197	0,000309	1,470
3	0,0215	10.	26	2,9410	76,4652	0,154	0,000242	1,470
2	0,0215	11.	25	2,9409	73,5226	0,111	0,000174	1,470
1	0,0215	12.	26	2,9408	76,4617	0,068	0,000107	1,470
0	0,025	13	27	2,9408	79,4007	0,025	0,000039	1,470
		celkem	269		797,1			

Tab. 1 Délky trubek v řadách

5.11 Přepážky

5.11.1 Mezery mezi přepážkami:



Obr. 31 Vliv velikosti mezery mezi přepážkami [26]

Příliš velká mezera mezi přepážkami způsobí dominanci podélného proudění podél trubek v plášti, které je méně efektivní než příčné proudění na svazek trubek. Další nevýhodou je možný vznik provozních vibrací.

Příliš malá mezera mezi přepážkami vede k nárůstu tlakové ztráty. Proto je nutné najít optimum, které vyváží tyto nevýhody.

Pro zvolenou rychlost $w_2=12\text{m/s}$ a daný objemový průtok $\dot{V}_2 = 0,6469 \text{ m}^3/\text{s}$ si vyjádřím potřebnou velikost průtočné plochy.

$$S = \frac{\dot{V}_2}{w_2} = \frac{0,6469}{12} = 0,05391 \quad [m^2] \quad (42)$$

Nyní si ze znalosti velikosti průtočné plochy mohou spočítat velikost mezery mezi přepážkami.

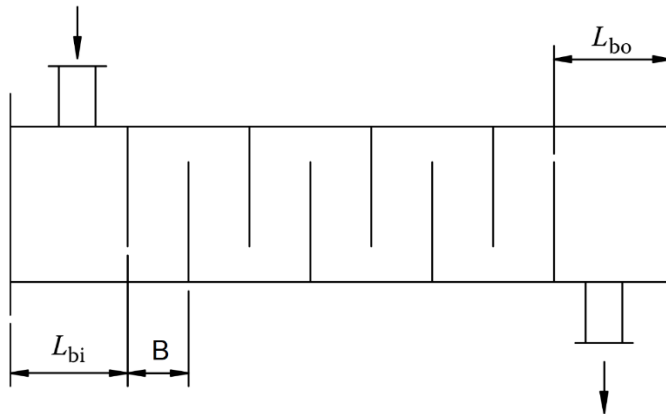
Velikost potřebné plochy tudíž položí rovnou velikosti plochy S_{cross} v mezipřepážkovém prostoru v oblasti největšího průřezu pláště, tj. $d_p = 0,585m$. V tomto místě se na základě daného vnějšího průměru trubky $d_t = 13,5 mm$ a roztečí mezi trubkami $s = 23,5 mm$ nachází 27 trubek. Nyní je při znalosti všech parametrů možné spočítat velikost mezipřepážkové mezery (vzdálenost mezi přepážkami) pomocí vzorce:

$$S_{cross} = B \cdot (d_p - n_{cross} \cdot d_t) \quad [m^2] \quad (43)$$

$$B = \frac{S_{cross}}{(d_p - n_{cross} \cdot d_t)} \quad [m]$$

$$B = \frac{0,05391}{(0,585 - 27 \cdot 0,0135)} \quad [m]$$

$$B = 0,2445 \quad [m]$$



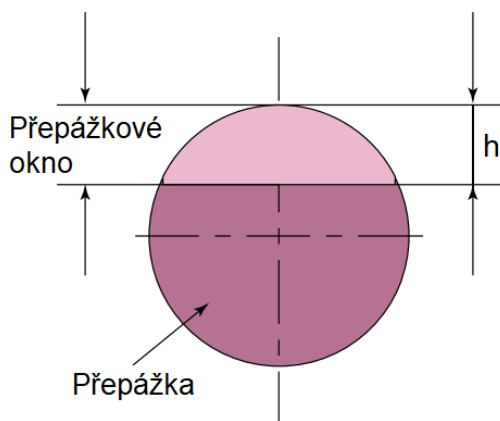
Obr. 32 Znázornění rozměru B [10]

5.11.2 Přepážkové okno

Jeli přepážkové okno příliš velké, dochází k nedokonalému proudění kolmo na svazek trubek. V případě příliš úzkého přepážkového okna může zúžení fungovat jako tryska, za

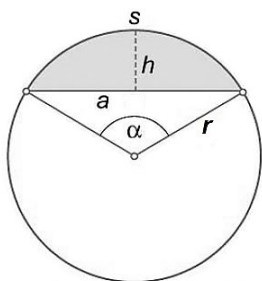
kterou dochází k výraznému turbulentnímu proudění, což má za následek zvýšení tlakové ztráty.

Velikost plochy přepážkového okna:



Obr. 33 Znázornění rozměru h [26]

Chceme-li, aby rychlost proudění v přepážkovém okně $w_{cut} = w_{cross}$, musela by se plocha přepážkového okna $S_{cut} = S_{cross}$. V tomto případě si mohu výšku přepážkového okna určit ze vzorce pro velikost plochy kruhové výseče při odečtení ploch všech trubek v přepážkovém okně:



Obr. 34 Obrázek k rovnici 44

$$S_{cut} = \left[r^2 \cdot \arccos\left(\frac{r-h}{r}\right) - (r-h) \cdot \sqrt{2hr-h^2} \right] - (n_{cut} - S_t) \quad [m^2] \quad (44)$$

Po zapsání vzorce v programu MS Excel si s pomocí nástroje "Citlivostní analýza" vyjádřím potřebnou výšku „ h “, kdy velikost plochy přepážkového okna S_{cut} položí rovnou velikosti plochy S_{cross} :

Obr. 35 Hledání řešení výšky přepážkového okna

Výška přepážkového okna bude tedy $h=0,1875$ m, tím pádem je splněna podmínka $S_{cut} = S_{cross}$ a rychlosti proudění v okně a mezipřepážkovém prostoru budou tedy totožné.

5.11.3 Tloušťka stěny přepážky

Podle Obr. 36 dle navrženého průměru pláště $D_p = 0,610$ m a velikosti mezery mezi přepážkami $B = 0,2445$ m odpovídá tloušťka přepážky 4,8 mm. Volím tloušťku 5 mm.

$$t_{pr} = 5 \text{ mm.}$$

Nominal Shell ID		BAFFLE OR SUPPORT PLATE THICKNESS									
		Dimensions in Inches (mm)									
		Plate Thickness									
		Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.									
		24 (610) and Under	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)					
6-14	(152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	
15-28	(381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	1/2 (12.7)	
29-38	(737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	
39-60	(991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	
61-100	(1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	

Obr. 36 Tabulka pro určení tloušťky přepážky dle TEMA [15]

5.11.4 Počet přepážek

pro danou velikost mezery mezi přepážkami a délku přímé části všech trubek bude počet přepážek následující:

$$n_b = \frac{l_p}{B} \quad [-] \quad (45)$$

$$n_b = \frac{1,47}{0,2445} \quad [-]$$

$$n_b = 6,01 \Rightarrow 6 \quad [-]$$

5.12 Přední hlava výměníku

Přední hlavu výměníku bude tvořit k podstavci přivařený válec ČSN EN 102016-2 o tloušťce stejné, jako tloušťka pláště. Ten bude opatřen přírubovým spojem a bude tak spojen s pláštěm. To umožní rozebíratelnost výměníku pro inspekci a opravy. Hlava bude v půli oddělena na dvě části přivařenou přepážkou oddělující vstup a výstup horké vody. Z obou stran budou k přední hlavě svarem připojeny nátrubky pro vodu. Vyobrazení provedení je v přiloženém výkrese.

5.13 Zadní hlava výměníku

Zadní hlavu výměníku bude tvořit odpovídající hluboce klenuté dno dle normy DIN 2813. Tato zadní se podle Obr. 13 označuje také jako typ **M**. Hlava bude k plášti svařena. K zadní hlavě bude svarem připojen nátrubek pro výstup ohřívané páry.

5.14 Trubkovnice

Tloušťku trubkovnice volím $t_{tr} = 40$ mm. Předpokládám, že zvolená tloušťka bude dostačující.

5.15 Vůle na straně pláště

I když jedním z hlavních cílů přepážky je nasměrovat tok média v plášti tak, aby příčně omýval svazek trubek, bývá tohoto cíle dosaženo částečně, nikoli úplně. Je to dáno různými vůlemi na straně pláště, které způsobí, že část toku proudí mimoběžně. Jedná se o mimoběžné proudění, které je definováno jako ztrátové proudění, kdy médium omývající svazek trubek má být záměrně vedeno ve směru kolmém na tento svazek, avšak část tohoto média proudí alternativní cestou menšího odporu skrz drobné mezery dané vůlemi. [x]

Vůle jsou požadovány z montážních důvodů a lze je určit ze standardů TEMA [15], které jsou celosvětově všeobecně akceptovány. Jedná se především o tři typy vůlí, a to:

- a) vůle mezi trubkou a dírou pro trubku v přepážce
- b) vůle mezi okrajem přepážky a pláštěm výměníku
- c) vůle mezi pláštěm výměníku a svazkem trubek

Vůle mezi trubkou a dírou pro trubku v přepážce

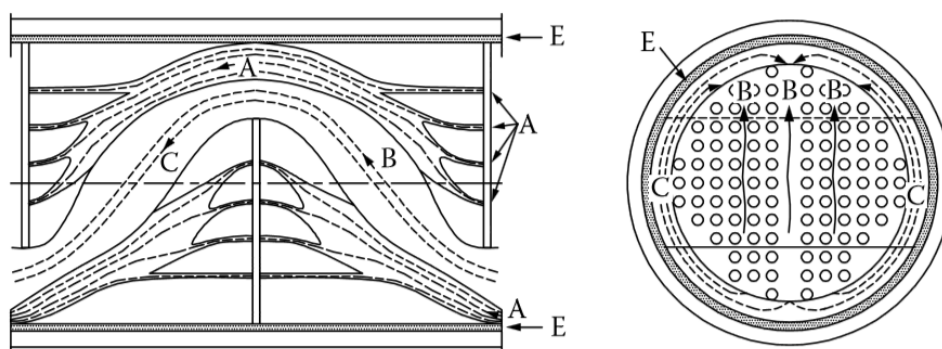
Díry pro trubky v přepážce musí být mírně větší, než je vnější průměr trubky, a to z důvodu instalace (provlečení) trubky skrz přepážku. Tato vůle by měla být pokud možno co nejmenší z důvodu zabránění ztrátovému proudění a případným provozním vibracím, způsobeným prouděním. Ztrátové proudění tohoto typu je naznačeno v Obr. jako typ **A**. Tento typ proudění je způsoben rozdílem tlaku na stranách přepážky. Podle doporučení TEMA bude v mém případě velikost této mezery 0,4 mm.

Vůle mezi okrajem přepážky a pláštěm výměníku

Ztrátové proudění způsobené touto vůlí je znázorněno v Obr. jako typ **E**. Tento typ proudění je nejméně efektivní z pohledu přenosu tepla. Laminární proud není ve styku s žádnými trubkami ze svazku.

Vůle mezi pláštěm výměníku a svazek trubek

Protože svazek trubek nikdy plně nevyplňuje plášť, bude mezi pláštěm a svazkem vůle. To způsobí ztrátové proudění znázorněné v Obr. 39 jako typ **C**. Tento typ proudění není příliš efektivní z pohledu přenosu tepla kvůli dotyku média s trubkami pouze na okraji svazku.



Obr. 37 Vliv vůlí na ztrátové proudění v plášti výměníku [10]

Proud **B** v Obr. 39 znázorňuje proudění kolmé na svazek trubek. Tento typ proudění je považován za nejefektivnější, kombinuje vlastnosti ideálního přestupu tepla a tlakové ztráty.

Vhodným návrhem přepážek je možno v plášti výměníku docílit až 80% proudu typu **B**. Například příliš úzká mezera mezi přepážkami by způsobila nárůst výskytu proudů typu **A**, **C**, **F**. I s při správném návrhu bývá v praxi dosaženo většinou 65% proudu typu **B** a předpokládaný výkon, založený na výpočtech středního teplotního logaritmického rozdílu neodpovídá skutečnému stavu. [] I z toho důvodu sledávám vhodné provést korekci plochy, viz. kapitola 5.16.

5.16 Korekce plochy a geometrie

Z následujících důvodů navrhuji korekci teplosměnné plochy:

- čtyři teplosměnné U-trubky jsem v pozdějších krocích nahradil vodícími tyčemi, tuto odečtenou teplosměnnou plochu znovu přičtu ke stávajícím trubkám, což se projeví na jejich délce
- délka všech trubek bude zvětšena o dvojnásobek tloušťky trubkovnice, protože plochy částí trubek nacházejících se uvnitř trubkovnice nepovažuji za teplosměnnou plochu
- při konstrukci vyšlo najevo, že na základě geometrie zbylo přebytečné místo mezi koncem U-ohybu vnějších trubek svazku a zadní hlavou výměníku. Z toho důvodu si dovoluji zavést rezervní přídavek a zvětšit střední délku všech trubek o dvojnásobek hodnoty 50 mm.

- Touto korekcí dojde k zachování velikosti teplosměnné plochy, jedná se o pouhé nahrazení povrchu neteplosměnných ploch vodících tyčí teplosměnnou plochou (se kterou bylo počítáno), která se projeví na délce všech stávajících trubek:

$$S_{tc} = 4 \cdot \pi \cdot D_t \cdot l \quad [m^2]$$

$$S_{tc} = 4 \cdot \pi \cdot 0,0135 \cdot 1,47 = 0,25 \quad [m^2]$$

$$l_1 = \frac{S_{tc}}{\pi \cdot D_t \cdot 265} = \frac{0,25}{\pi \cdot 0,0135 \cdot 265} = 0,022 \quad [m]$$

- Korekce o tloušťku trubkovnice. Původní velikost teplosměnné plochy zůstává stejná, zvětšila se pouze neteplosměnná plocha a délka stávajících trubek o tloušťku trubkovnice:

$$S = 2 \cdot n_t \cdot \pi \cdot D_t \cdot t_r \quad [m^2]$$

$$S = 2 \cdot 269 \cdot \pi \cdot 0,035 \cdot 0,04 = 0,913 \quad [m^2]$$

c) Rezervní přídavek teplosměnné plochy:

$$S_3 = 2 \cdot n_t \cdot \pi \cdot D_t \cdot 0,05 \quad [m^2]$$

$$S_3 = 2 \cdot 269 \cdot \pi \cdot 0,0135 \cdot 0,05 = 1,14 \quad [m^2]$$

Došlo k navýšení teplosměnné plochy o 1,14 m². Z původně navržené teplosměnné plochy o velikosti 33,8 m² se jedná o přírůstek 3,4 %.

Výše uvedené korekce plochy neovlivní původní uspořádání a počet přepážek. Změní se pouze poměr vzdáleností přední hlavy od první přepážky a zadní hlavy od poslední přepážky. Celková délka přímé části svazku trubek tedy nebude 1470 mm jak je uvedeno v Tab. 1, ale 1582 mm.

Z konstrukčně technologických důvodů jsem se rozhodl a zvětšení rozteče mezi nejkratší řadou U-trubek o 6 mm (z 25 mm na 31 mm). Tím je zaručen dostatečný odstup pro 8 mm širokou desku, oddělující vsup a výstup topné vody v přední hlavě výměníku. Tato korekce nemá vliv na předešlé výpočty.

5.17 Návrh průměru nátrubku pro vodu:

Zvolím-li rychlost proudění vody v potrubí 0,5 m/s, vychází při zadané velikosti objemového průtoku vody průměr potrubí dle následujícího vztahu:

$$\bar{V}_1 = w_1 \cdot S_{t1} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (46)$$

$$\bar{V}_1 = w_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$\phi D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \bar{V}_1}{\pi \cdot w_1}} \quad [m]$$

$$\phi D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0041}{\pi \cdot 0,5}} \quad [m]$$

$$\phi D_1 = 0,102 \quad [m]$$

Nejbližším normalizovaným průměrem potrubí je dle EN 102016-2 trubka:

$$\text{Vnější průměr: } \phi D_t = 114,3 \quad [mm]$$

$$\text{Tloušťka stěny: } t = 3,6 \quad [mm]$$

$$\text{Vnitřní průměr: } \phi d_t = 114 - (2 \cdot 3,6) = 107,1 \quad [mm]$$

Skutečná rychlost proudění vody v dané trubce bude po přepočtu na zvolený normalizovaný průměr následující:

$$w_1 = \frac{4 \cdot \bar{V}_1}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,0041}{\pi \cdot 0,1071^2} = 0,46 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (47)$$

5.18 Návrh průměru nátrubku pro páru:

Zvolím-li rychlost proudění páry v potrubí 30 m/s, vychází při zadané velikosti objemového průtoku páry průměr parního potrubí dle následujícího vztahu:

$$\bar{V}_2 = w_2 \cdot S_{t2} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (48)$$

$$\bar{V}_2 = w_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$\phi D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot \bar{V}_2}{\pi \cdot w_2}} \quad [m]$$

$$\phi D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,642^2}{\pi \cdot 30}} \quad [m]$$

$$\phi D_2 = 0,165 \quad [m]$$

Nejbližším normalizovaným průměrem potrubí je dle EN 102016-2 trubka:

$$\text{Vnější průměr: } \phi D_t = 177,8 \quad [mm]$$

$$\text{Tloušťka stěny: } t = 10 \quad [mm]$$

$$\text{Vnitřní průměr: } \phi d_t = 177,8 - (2 \cdot 10) = 167,8 \quad [mm]$$

Přepočet na skutečnou rychlost proudění páry v nátrubku:

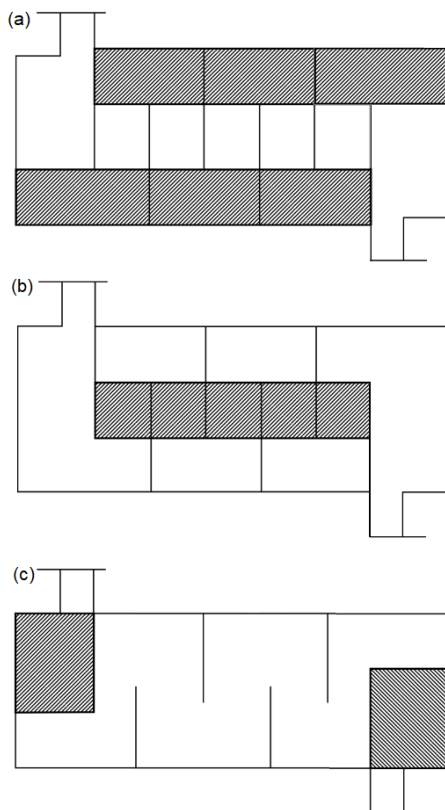
$$w_2 = \frac{4 \cdot \bar{V}_2}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 0,6469}{\pi \cdot 0,1678^2} = 29 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (49)$$

5.19 Tlakové ztráty

V následující kapitole se budu zabývat pouze tlakovou ztrátou v plášti výměníku, tedy na straně páry. Nebudu se zabývat tlakovou ztrátou v trubkách, tedy na straně topné vody. Tlaková ztráta v trubkách by byla vzhledem k velikosti výměníku zanedbatelná, a navíc horká voda putuje do expandéru, kde dochází ke snížení tlaku.

5.19.1 Tlaková ztráta v plášti výměníku:

Celková tlaková ztráta na straně pláště výměníku se bude skládat ze tří dílčích tlakových ztrát, a to tlakovou ztrátou v mezipřepážkovém prostoru při proudění přes svazek trubek, tlakovou ztrátou v přepážkových oknech při příčném obtékání trubek a tlakovou ztrátou ve vstupním a výstupním hrdle páry. Tyto tlakové ztráty jsou názorně zobrazeny v Obr. 40.



Obr. 38 Znárodnění tlakových ztrát v: a) přepážkových oknech, b) mezipřepážkovém prostoru, c) ve vstupním a výstupním nátrubku [10]

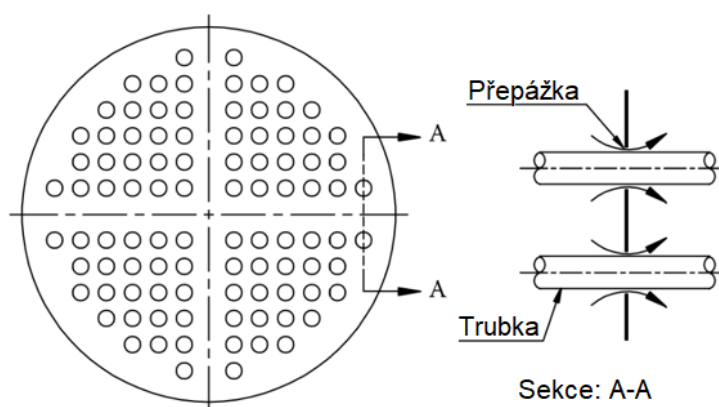
Pro výpočet tlakových ztrát v plášti výměníku existují desítky různých metod, ve výsledku se velikosti tlakových ztrát mírně odlišují. Pro svůj výpočet volím metodu Bell Delaware.

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{cut} + \Delta p_{cross} + \Delta p_{nozzle} \quad [Pa] \quad (50)$$

5.19.2 Tlaková ztráta v přepážkovém okně

$$\Delta p_{cut} = BF \cdot n_B \cdot \rho \cdot w_{cut}^2 \quad [Pa] \quad (51)$$

Kde BF je koeficient obtěkaní zohledňující mimopřepážkové proudění



Obr. 39 Mimopřepážkové proudění [10]

$$\Delta p_{cut} = 0,36 \cdot 6 \cdot 3,75 \cdot 12^2 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{cut} = 1166,4 \quad [Pa]$$

5.19.3 Tlaková ztráta v mezipřepážkovém prostoru

$$\Delta p_{cross} = BF \cdot \left((n_b + 1) \cdot f \cdot n_{cross} \cdot \frac{w_{cross}^2 \cdot \rho_2}{2} \right) \quad [Pa] \quad (52)$$

$$f = 2,68 \cdot 10404,6^{-0,182} \quad [-] \quad (53)$$

$$f = 0,5 \quad [-]$$

$$\Delta p_{cross} = 0,36 \cdot \left((6 + 1) \cdot 0,5 \cdot 10 \cdot \frac{12^2 \cdot 3,75}{2} \right) \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{cross} = 3402 \quad [Pa]$$

5.19.4 Tlaková ztráta v nátrubcích:

$$\Delta p_{nozzle} = 1,5 \cdot \frac{w_n^2 \cdot \rho_2}{2} \quad [Pa] \quad (54)$$

$$\Delta p_{nozzle} = 1,5 \cdot \frac{30^2 \cdot 3,75}{2} \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{nozzle} = 2531 \quad [Pa]$$

5.19.5 Celková tlaková ztráta:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{cut} + \Delta p_{cross} + \Delta p_{nozzle} \quad [Pa] \quad (55)$$

$$\Delta p_{tot} = 1166,4 + 3402 + 2531 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{tot} = 7099,4 \quad [Pa]$$

Procentuální tlaková ztráta:

$$\Delta \% p_{tot} = \frac{7099,4}{600000} \cdot 100 = 1,18 \quad [\%] \quad (56)$$

Celková tlaková ztráta na straně páry je tedy 1,18%.

5.20 Pevnostní výpočet pláště:

Dovolené namáhání trubky:

$$f_s = \min \left\{ \frac{R_{p0,2}}{s}, \frac{R_m}{s_m} \right\} \quad [Mpa] \quad (57)$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{265}{1,5} = 176,7; \frac{410}{2,4} = 170,8 \right\} \quad [Mpa]$$

$$f_s = 170,8 \quad [Mpa]$$

Požadovaná tloušťka trubky:

$$e_{ct} = \frac{D_p \cdot p_2}{(2 \cdot f_s - p_2) \cdot v_{sv} \cdot 2 \cdot p_2} \quad [mm] \quad (58)$$

$$e_{ct} = \frac{610 \cdot 4}{(2 \cdot 170,8 - 4) \cdot 1 \cdot 2 \cdot 4} \quad [mm]$$

$$e_{ct} = 7,06 \quad [mm]$$

Skutečná tloušťka:

$$e_{rs} = e_s - c_1 \quad [mm] \quad (60)$$

$$c_1 = t_p \cdot 0,25 = 12,5 \cdot 0,125 = 1,56 \quad [mm] \quad (61)$$

$$e_{rs} = 12,5 - 1,56 = 10,94 \quad [mm]$$

Dovolený pracovní přetlak:

$$p_{dov} = \frac{2 \cdot v \cdot f_s \cdot e_{rs}}{D_p + v \cdot e_{rs} - 2 \cdot e_{rs}} \quad [Mpa] \quad (62)$$

$$p_{dov} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 170,8 \cdot 10,94}{610 + 1 \cdot 10,94 - 2 \cdot 10,94} \quad [Mpa]$$

$$p_{dov} = 6,24 \quad [Mpa]$$

$$p_2 < p_{dov} \quad [Mpa]$$

$$4 < 6,24 \quad [Mpa]$$

Dovolený zkušební přetlak:

$$p_{z(dov)} = \frac{2 \cdot v \cdot \frac{R_{p0,2}}{1,05} \cdot e_{rs}}{D_p + v \cdot e_{rs} - 2 \cdot e_{rs}} \quad [Mpa] \quad (63)$$

$$p_{z(dov)} = \frac{2 \cdot v \cdot \frac{265}{1,05} \cdot 10,94}{610 + 1 \cdot 10,94 - 2 \cdot 10,94} \quad [Mpa]$$

$$p_{z(dov)} = 9,22 \quad [Mpa]$$

Zkušební přetlak:

$$p_z = \max \left\{ 1,43 \cdot p_{dov}; 1,25 \cdot p_2 \cdot \frac{R_{p0,2}}{R_{eHt}} \right\} \quad [Mpa] \quad (64)$$

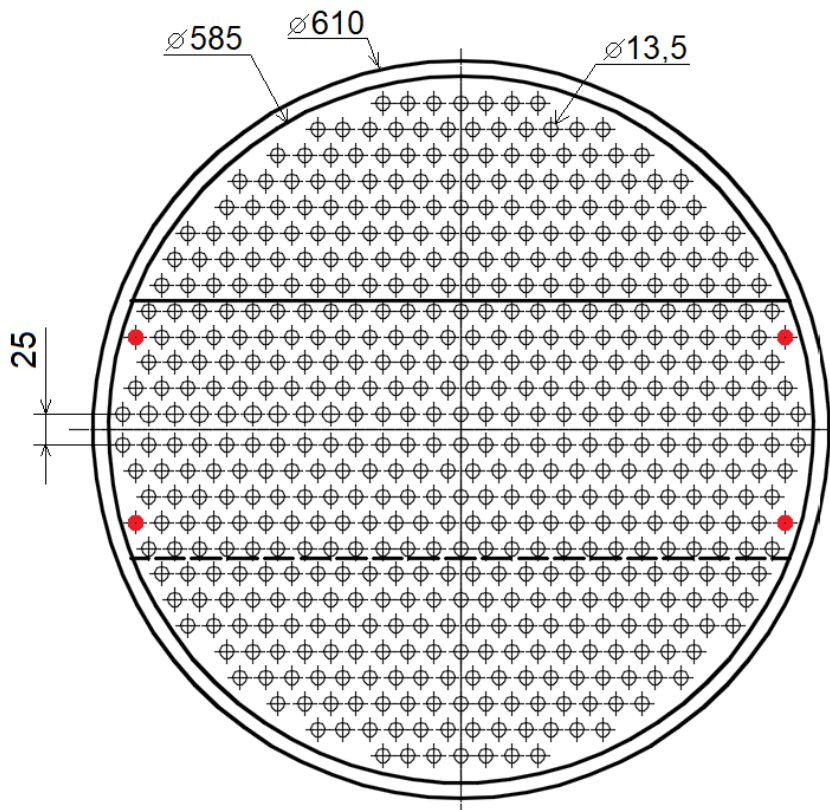
$$p_z = \max \left\{ 1,43 \cdot 6,24 = 8,92; 1,25 \cdot 4 \cdot \frac{265}{196} = 6,76 \right\} \quad [Mpa]$$

$$8,92 < 9,22 \quad [Mpa]$$

$$p_z < p_{z(dov)} \quad [Mpa]$$

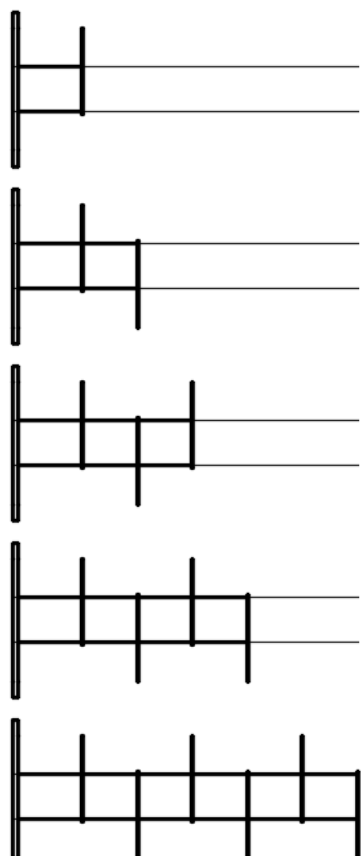
5.21 Montáž výměníku

V prvním kroku nahradím dvě U-trubky, které jsou umístěny v 10. řadě čtyřmi rovnými tyčemi. Tyto tyče budu dále nazývat označením vodící tyče. Vodící tyče budou z obou stran opatřeny závity. Z jedné strany se tyče zašroubují do čtyř, předem vytvořených závitových otvorů v trubkovnici. Průměr vodících tyčí bude stejný jako průměr použitých trubek, délka vodících tyčí bude 1480 mm.



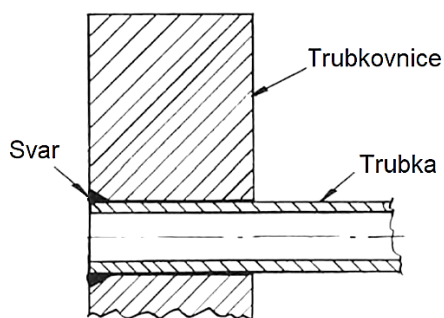
Obr. 40 Řez pláštěm výměníku se znázorněním přepážek a vodících tyčí (červeně)

Na vodící tyče budou nasazeny distanční trubky, které budou nařezány na odpovídající délku Lbc a B . Po instalaci první skupiny čtyř distančních trubek se na vodící tyče umístí přepážka. Poté se na vodící tyče opět nasadí další sada čtyř distančních trubek s příslušnou délkou B a následně se na vodící tyče nasadí další přepážka. Tímto je zaručena přesná pozice všech přepážek. Celý proces se bude opakovat až do nasazení poslední přepážky. Poslední přepážka bude dotažena maticemi, které se zašroubují na konce vodících tyčí.



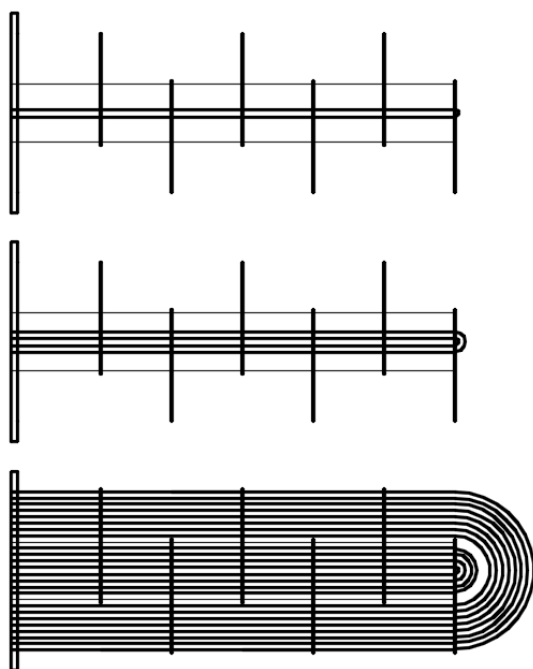
Obr. 41 Postup při stavbě kostry výměníku

Nyní se budou instalovat jednotlivé U-trubky, které se provlečou skrz přepážky až do příslušných otvorů v trubkovnici, přičemž začínat se bude řadou s nejkratšími trubkami, které jsou v první řadě od osy výměníku. Proces se bude opakovat, až do instalace všech U-trubek. Jako způsob připevnění trubek do trubkovnice volím technologii svařování *Flush edge welding*. Tato technologie je vhodná pro svařování tenkostěnných trubek do trubkovnice, kdy jsou jednotlivé rozteče mezi trubkami relativně malé. [12] Z toho důvodu nacházím tuto technologii vhodnou pro můj případ.



Obr. 42 Provedení svaru [12]

Alternativní metodou by mohla být technologie hydraulického zaválcování trubek do trubkovnice, to by vyžadovalo rozšíření otvorů v trubkovnici a použití patřičného zařízení. Vysokotlaká voda je pomocí hydraulického zařízení dopravena do části trubky, jež se bude necházet v trubkovnici. Tlak je zvyšován dokud není dosaženo plastické deformace a kontaktu trubky s trubkovnicí. Tlak také způsobuje napětí v rozvržení mezi otvory v trubkovnici, avšak v rámci povolené elastické deformace. Po uvolnění tlaku je výsledkem pevné spojení mezi vnitřním povrchem díry v trubkovnici a vnějším povrchem trubky. Výhodou této metody je aplikovatelnost na celou škálu různých tloušťek stěn trubek.



Obr. 43 Schéma postupu nasazování U-trubek

Celý svazek U trubek, kde jsou veškeré trubky již přivařeny k trubkovnici se vsune do již připraveného pláště. Pomocí šroubů se přípevní plášť k trubkovnici. V posledním kroku se připojí přední hlava výměníku.

Aby bylo možné jednoduše odvodnit trubky a taky z důvodu úspory místa bude výměník instalován ve vertikální poloze. Přírubovými spoji je zaručena možnost vyjmutí pláště a kontroly svazku trubek, případně nahrazení prasklých trubek ve vnějších řadách svazku. Odvodnění pláště je řešeno navrtáním odvodňovacího otvoru do trubkovnice s vývodem ven.

5.22 Jiné koncepce výměníků.

Pro svou práci jsem zvažoval také trubkový výměník typu **F**, který se dá díky horizontální přepážce označit za dokonalý protiproud, což by zmenšilo potřebnou teplosměnnou plochu. Nicméně jsem tuto koncepci již v počátcích zavrhnul. Rychlost proudění v plášti by byla oproti výměníku typu **E** se stejným průměrem dvojnásobná a tlaková ztráta až osminásobná. Pro zachování zvolené rychlosti proudění by bylo potřeba použít průměr pláště větší, než je průměr největší normalizovaný. Dalším problémem je horizontální přepážka, která pokud by nebyla svařena k plášti, docházelo by ke ztrátovému proudění v mezeře mezi pláštěm a přepážkou z vysokotlaké části do části s nižším tlakem. Dále by mohlo docházet k přenosu tepla kondukcí skrz horizontální přepážku z důvodu rozdílu teplot na vstupní a výstupní straně pláště. Tyto faktory by měly v praktickém provedení za následek snížení středního teplotního logaritmického rozdílu teplot oproti teoretické hodnotě, která počítá s dosažením čistého protiproudu. Pokud by horizontální přepážka byla svařena k plášti, znemožnilo by to vyjmutí svazku trubek s trubkovnicí pro případnou kontrolu.

Jiným řešením by mohlo být použití výměníku s přímými trubkami. Výhodou by byla jednoduchost montáže. Hrozilo by však riziko poškození trubek tepelnou expanzí a musel bych řešit tepelné namáhání a podle výsledků rozhodnout o dalších opatřeních. Problém s tepelnou dilatací bych mohl eliminovat použitím kompenzátoru. Pro tento typ výměníku by bylo potřeba použít dvě trubkovnice.

Další možností, o které jsem uvažoval bylo použití deskového výměníku. Jako problém však vidím rozsah pracovních teplot na straně vody (223,8 – 240 °C). Tyto teploty jsou pro běžná těsnění příliš vysoké. Těsnění standartních deskových výměníků je navrhováno pro teploty do 200 °C. I kdyby těsnění nebylo problémem, deskové výměníky mají v porovnání s trubkovými velkou tlakovou ztrátu. Z těchto důvodů tuto koncepci taktéž zavrhuji.

5.23 Návrh regulace teploty

Teplota se bude regulovat regulačním ventilem umístěným v potrubí s horkou vodou na výstupu z ohříváku. Regulovat se bude průtok topného média, tzn. horké vody. Bude-li velikost teplosměnné plochy ohříváku poddimenzována, bude potřeba zvýšit tepelný výkon a regulátor zajistí přívod většího množství horké vody do ohříváku. Naopak bude-li velikost teplosměnné plochy ohříváku předimenzována, regulátor zajistí menší průtok horké vody do ohříváku. Regulační ventil V_2 umístím na potrubí s ochlazenou topnou vodou na výstupu z ohříváku páry. Druhou možností by bylo umístit regulační ventil V_2 na potrubí s horkou vodou před vstupem do ohříváku, avšak vzhledem k tomu, že se v tomto místě nachází horká voda ve stavu blízkém nasycení, hrozilo by při regulaci (při škrcení) riziko vzniku páry za škrtícím ventilem. Ta by pak namísto horké topné vody, pro kterou je ohřívák navržen vstupovala do ohříváku.

Tlak se bude regulovat ventilem V_1 , umístěným na výstupu z horkovodního akumulátoru v potrubní větvi, směřující do expandéru č. 1. Ve své podstatě se jedná o regulaci klouzavým tlakem.

Schéma regulace je znázorněno na výkrese č. 1, který je přílohou této práce.

6 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout ohřívač páry v systému pro zpětné využití kompresního tepla, jež je součástí rozsáhlejšího systému EC CAES KGJ, vyvíjeném na VŠB-TUO.

V teoretické části jsem se věnoval obecným možnostem akumulace energie, načež jsem se detailněji zabýval popisem jedné z těchto možností, kterou jsou systémy CAES. Blíže jsem popsal výše zmíněný EC CAES KGJ systém. Jednou z částí tohoto systému je systém pro využívání kompresního tepla k výrobě špičkové elektřiny, na který plynule navazují v praktické části diplomové práce.

V praktické části jsem se dle zadaných hodnot a schématu věnoval návrhu tepelného výměníku, plnicího funkci ohřívač páry ve výše uvedeném systému EC CAES KGJ. Na základě bilančních výpočtů jsem určil tepelný výkon výměníku a navrhl typ jeho provedení. Následně jsem provedl další tepelné výpočty, určil počet trubek, zvolil rozteče, velikost průměru pláště a vypočetl součinitel prostupu tepla na jehož základě jsem určil potřebnou velikost teplosměnné plochy. Následně jsem se zabýval výpočty souvisejícími s uspořádáním a počtem přepážek, navrhl jsem průměry nátrubků, připojení přední a zadní hlavy výměníku. Dále jsem provedl dodatečnou korekci velikosti teplosměnné plochy a drobné úpravy geometrie. V závěru jsem popsal montážní postup pro navržený výměník, který jsem obohatil vysvětlujícími schémata. Součástí návrhu je výkres ohřívač páry. Ve druhé části jsem popsal možnost regulace teploty páry na výstupu z výměníku a jako přílohu jsem zhotovil schéma řešené části EC CAES KGJ s vyobrazením skutečného zapojení výměníku.

Přínos této práce shledávám v obecném přiblížení problematiky akumulace energie, která se v posledních letech stává velmi diskutovaným tématem a nepochybně tomu bude i do budoucna. Věřím, že praktická část diplomové práce může být použita jako návod pro návrh výměníku, a to nejen v daném systému, ale i v jiných aplikacích.

7 Seznam použité literatury

- [1] M. NITSCHKE AND R.O. GBADAMOSI: HEAT EXCHANGER DESIGN GUIDE; A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers, 2016
- [2] Flywheels, Executive Summary [online] [cit. 2019 15-3]. Dostupné z: <http://energystorage.org/energy-storage/technologies/flywheels>
- [3] Capacitors used for energy storage [online]. Dostupné z: <http://www.capacitorguide.com/energy-storage/>
- [4] Supercapacitor [online]. [cit. 2019-20-3]. Dostupné z: <http://www.capacitorguide.com/supercapacitor/>
- [5] Víte, jak funguje baterie? [online]. Dostupné z: <http://www.proelektrotechniky.cz/vzdelavani/17.php>
- [6] Adiabatic Compressed Air Energy Storage [online] [cit. 2019-26-3].. Dostupné z: http://ease-storage.eu/wp-content/uploads/2016/03/EASE_TD_ACAES.pdf
- [7] Diabatic Compressed Air Energy Storage [online] [cit. 2019-26-3]. Dostupné z: http://ease-storage.eu/wpcontent/uploads/2016/07/EASE_TD_Mechanical_DCAES.pdf
- [8] Doc. Ing. Ladislav Vilimec, Ing. Jaroslav Konvička, Ph.D., Informace VŠB-TUO Ostrava o vyvíjeném systému akumulace elektřiny EC CAES k jednání o vypracování studie na EGU Brno dne 11.10. 2018, 2018
- [9] How is a supercapacitor different from a capacitor? [online] [cit. 2019-4-15]. Dostupné z: <https://www.quora.com/How-is-a-supercapacitor-different-from-a-capacitor>
- [10] Kuppan Thulukkanam: Heat Exchanger Design Handbook, Second edition, 2013
- [11] Sadik Kakac, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij: HEATEXCHANGERS; Selection, Rating, and Thermal Design, 2012

- [12] Krishna P. Singh, Alan I. Soler: Mechanical Design of Heat Exchangers, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1983
- [13] J. P. Gupta, Working With Heat Exchangers: Questions and Answers, Hemisphere Publishing Corporation, 1990
- [14] doc. Ing Ladislav Vilimec, Ing. Jiří Joisek: Materiály a pevnostní dimenzování částí parních generátorů, 2011
- [15] STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, TEMA, Ninth Edition, 2007. [online]. Dostupné z: http://www1.frm.utn.edu.ar/electromecanica/materias%20pagina%20nuevas/INSTALACIONES%20TERMICAS%20MECANICAS%20Y%20FRIGORIFICAS/material/apuntes/TEMA_9TH_EDITION_2007.pdf
- [16] Angela Chen: Elon Musk wants cobalt out of his batteries — here's why that's a challenge, 2018. [online] [cit. 2019-5-12]. Dostupné z: <https://www.theverge.com/2018/6/21/17488626/elon-musk-cobalt-electric-vehicle-battery-science>
- [17] [online]. [cit. 2019-3-18] Dostupné z: Bethel Energy Center [online]. Dostupné z: <http://www.apexcaes.com/bethel-energy-center>
- [18] [online]. [cit. 2019-4-24] Dostupné z: Thermal Energy Storage [online]. Dostupné z: <http://energystoragesense.com/thermal-energy-storage/>
- [19] [online]. Dostupné z: <http://ease-storage.eu/energy-storage/technologies/>
- [20] [online]. Dostupné z: <https://www.edn.com/design/power-management-design/4011556/New-Energy-storage-options-and-how-they-stack-up>
- [21] [online]. Dostupné z: <https://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/consider-electrostatic-double-layer-capacitor-supercapacitor-placed-exterior-magnetic-field-q30350661>
- [22] [online]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Schematic-illustration-of-A-the-shape-and-components-of-cylindrical-LIB-configuration_fig1_318591493
- [23] [online]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Flywheel_storage_power_system

- [24] [online]. Dostupné z: <https://www.acin.tuwien.ac.at/en/project/modellierung-und-regelung-eines-kuehlsystems-mit-kompaktem-platten%C2%ADwaerme%C2%ADuebertrager/>
- [25] [online]. Dostupné z: <https://www.intechopen.com/books/heat-transfer-studies-and-applications/modeling-and-design-of-plate-heat-exchanger>
- [26] [online]. Dostupné z: <http://www-unix.ecs.umass.edu/~rlaurenc/Courses/che333/Reference/exchanger.pdf>

8 Seznam obrázků

Obr. 1 Systémy akumulace energie [19]	17
Obr. 2 Porovnání klasického kapacitoru se superkapacitorem [20]	19
Obr. 3 Nabíjení a vybíjení superkondenzátoru [21]	19
Obr. 4 Li-ion akumulátor [22].....	20
Obr. 5 Olověný akumulátor [5]	21
Obr. 6 Průřez setrvačником [23]	22
Obr. 7 Schéma systému A-CAES [6]	26
Obr. 8 Schéma systému D-CAES [7]	27
Obr. 9 Provoz KGJ bez akumulace elektřiny [8]	28
Obr. 10 Provoz KGJ pro výrobu špičkové elektřiny z akumulace EC CAES KGJ [8] .	28
Obr. 11 Schéma akumulace elektřiny a výroby elektřiny a tepla z kompresního tepla [8]	29
Obr. 12 Kostra výměníku [10].....	31
Obr. 13 Rozdělení plášťů a hlav výměníků podle TEMA [10]	33
Obr. 14 Kompenzátor [11].....	34
Obr. 15 Různé typy uspořádání chodů [10].....	35
Obr. 16 Ukázka žebrovaných trubek [10]	35
Obr. 17 Vstupní nátrubek s protisrážkovou deskou [10]	36
Obr. 18 Typy uspořádání trubek [11].....	37
Obr. 19 Ukázka segmentových přepážek [10].....	38
Obr. 20 Princip proudění v deskovém výměníku [24]	40

Obr. 21 Uspořádání toků médií v deskovém výměníku. a) uspořádání U, b) uspořádání Z [25]	40
Obr. 22 Schéma zadání	42
Obr. 23 Schéma Expandéru 1	44
Obr. 24 Schéma Expandéru 2	46
Obr. 25 Schéma bilance výměníku	47
Obr. 26 Provedení výměníku a průběhy teplot	49
Obr. 27 Tabulka pro určení opravného součinitele Ψ [10]	49
Obr. 28 Rozteče mezi trubkami	53
Obr. 29 Uspořádání trubek uvnitř pláště	54
Obr. 30 Uspořádání a počty trubek v jednotlivých řadách uvnitř pláště	56
Obr. 31 Vliv velikosti mezery mezi přepážkami [26]	58
Obr. 32 Znázornění rozměru B [10]	59
Obr. 33 Znázornění rozměru h [26]	60
Obr. 34 Obrázek k rovnici 44	60
Obr. 35 Hledání řešení výšky přepážkového okna	61
Obr. 36 Tabulka pro určení tloušťky přepážky dle TEMA [15]	61
Obr. 39 Vliv vůlí na ztrátové proudění v plášti výměníku [10]	63
Obr. 40 Znázornění tlakových ztrát v: a) přepážkových oknech, b) mezipřepážkovém prostoru, c) ve vstupním a výstupním nátrubku [10]	67
Obr. 41 Mimopřepážkové proudění [10]	68
Obr. 42 Řez pláštěm výměníku se znázorněním přepážek a vodících tyčí (červeně)	71
Obr. 43 Postup při stavbě kostry výměníku	72

Obr. 44 Provedení svaru [12]	73
Obr. 45 Schéma postupu nasazování U-trubek.....	73

9 Seznam Tabulek

Tab. 1 Délky trubek v řadách	58
------------------------------------	----

10 Přílohy

Příloha č. 1: P&I schéma systému pro využívání kompresního tepla

Příloha č. 2: Výkres - Ohřívák páry