



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH KOTLE NA SPALOVÁNÍ SLÁMY, SYTÁ PÁRA 143°C 3MW, A PRO CZT 6MW

STEAM BOILER FOR STRAW, SATURATED STEAM 0,4MPa OUTPUT 3MW, AND FOR DISTRICT HEATING SYSTEM 6MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAN ŘEZNÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Řezníček

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

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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

Návrh kotle na spalování slámy, sytá pára 143°C 3MW, a pro CZT 6MW

v anglickém jazyce:

Steam boiler for straw, saturated steam 0,4MPa output 3MW, and for distric heating system 6MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh teplárny pro zásobování teplem o špičkovém výkonu 6 MW a celoroční dodávkou technologické páry o výkonu 3 MW a teplotě sytosti 143°C s kotlem na spalování slámy.

Cíle diplomové práce:

Navrhněte zařízení pro teplárenský zdroj, stanovte výkony jednotek. Výpočet tepelného schématu, návrh variantního řešení, analýzu potřeb tepla v roce

Seznam odborné literatury:

Dvorský E., Hejtmánková P.: Kombinovaná výroba elektrické energie a tepelné energie, BEN-technická literatura

Fiedle J., Krbek J., Polesný B.: Strojní zařízení elektráren, skriptum PC-DIR Brno

Budaj F.: Parní kotle, podklady pro tepelný výpočet, skriptum VUT v Brně

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

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

V Brně, dne 20.11.2012

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

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

Abstrakt

Obsah práce je zaměřen na návrh teplotního zdroje ve mnou zvolené lokalitě. Celé zařízení má být navrženo tak, aby byly splněny základní požadavky zadavatele. Primárním cílem práce je alternativně navrhnout jeho řešení, provést základní bilanční výpočty a určit výkony jednotlivých zařízení. Na základě zvolené lokality vypracovat roční diagram potřeby tepla a doporučit nejvhodnější variantu řešení.

Abstract

The work is focused on the design heat generation source in my chosen location. The entire facility should be designed to meet the basic requirements of the client. The primary objective of this work is alternatively propose solutions to perform basic balance calculations and determine the performance of each device. Based on the location selected diagram to produce annual heat needs and recommend the best possible solution.

Klíčová slova

teplárna, parní turbína, parní kotel, sláma

Key words

heating plant, steam turbine, steam boiler, straw

Bibliografická citace

ŘEZNÍČEK, J. *Návrh kotle na spalování slámy, sytá pára 143°C 3MW. A pro CZT 6MW.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 48 s. Vedoucí diplomové práce doc.Ing. Zdeněk Skála, CSc..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „*Návrh kotle na spalování slámy, sytá pára 143°C 3MW. A pro CZT 6MW^c*“, vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Jméno a Příjmení:
Jan Řezníček

Datum:

Podpis:

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval všem, kteří mi byli při vypracování diplomové práce nápomocni. Obzvlášť bych chtěl poděkovat doc. Ing. Zdeněku Skálovi, CSc. za odborné vedení této práce.

Obsah

1	Úvod	13
2	Návrh variant řešení tepelného oběhu	14
2.1	Požadavky zákazníka	14
2.1.1	Technologická pára	14
2.1.2	Voda pro CZT	15
2.2	Schéma 1	15
2.2.1	Výměník CZT	17
2.2.2	Kotel	17
2.2.3	Turbína	18
2.2.4	Návrh uvolňovače páry odluhu	18
2.2.5	Napajecí čerpadlo	20
2.2.6	Hmotnostní bilance	20
2.2.7	Škrťící ventil	21
2.2.8	Chladič páry	21
2.2.9	Směšovací uzel vratného kondenzátu a přídavné vody	22
2.2.10	Směšovací uzel vratného kondenzátu, přídavné vody a kondenzátu z CZT výměníku	23
2.2.11	Napajecí nádrž	23
2.3	Schéma 2	24
2.3.1	Výměník CZT	26
2.3.2	Kotel	26
2.3.3	Turbína	27
2.3.4	Návrh uvolňovače páry odluhu	27
2.3.5	Napajecí čerpadlo	28
2.3.6	Hmotnostní bilance	29
2.3.7	Škrťící ventil	29
2.3.8	Chladič páry	30
2.3.9	Směšovací uzel vratného kondenzátu a přídavné vody	30
2.3.10	Směšovací uzel vratného kondenzátu, přídavné vody a kondenzátu z kondenzátoru	30
2.3.11	Směšovací uzel vratného kondenzátu, přídavné vody a kondenzátu z kondenzátoru	31
2.3.12	Kondenzátor	31
2.3.13	Napajecí nádrž	32
2.4	Schema 3	33

3	Volba zařízení a určení jejich výkonů.....	34
3.1	Turbína.....	34
3.1.1	Přetlaková turbína	34
3.1.2	Kondenzační turbína	36
3.2	Kotel	39
3.2.1	Vlastnosti paliva.....	39
3.2.2	Určení výkonu kotle.....	39
3.2.3	Výrobní teplo páry	47
3.2.4	Množství paliva přiváděného do kotle	47
3.3	Výměník CZT.....	48
3.3.1	Výměník CZT pro schéma 1	48
3.3.2	Výměník pro schéma 2.....	50
3.4	Volba strojních zařízení	53
3.4.1	Napajecí čerpadla	53
3.4.2	Kondenzátní čerpadlo.....	53
3.4.3	Chladič páry	54
4	Diagram potřeby tepla v roce	54
4.1	Sestrojení křivky trvání teplot	54
4.2	Křivka potřeby tepla v závislosti na venkovní teplotě	55
4.3	Diagram potřeby tepla v roce	56
5	Závěr.....	58
6	Použitá literatura	59
7	Seznam obrázků	60
8	Seznam tabulek	61

1 Úvod

Spalování obilné slámy je proces šetrný k životnímu prostředí. Zdroje na biomasu jsou v dnešní době, kdy je kladen důraz na ekologii velmi žádané. Nelze ani opomenout fakt, že je možné dotovat takováto zařízení fondy Evropské unie. Za nevýhodu spalování biomasy je možné považovat zásobování těchto zdrojů, proto se spíše setkáváme s výstavbou energetických bloků o nižších výkonech. Výstavba bloku v řádech stovek MW se stává velmi nejistou investicí za předpokladu využití biomasy ve formě obilné slámy. S rostoucím počtem realizací biomasových energetických zdrojů je nutné počítat i s rostoucí konkurencí při nákupech paliva. Zvyšující se poptávka přímo ovlivňuje jejich cenu.

Tato diplomová práce se přímo zabývá problematikou návrhu teplotařského zdroje a provedením základních bilančních výpočtů. Je důležité vhodně zvolit technologii pro splnění základních požadavků zákazníka. Ty byly stanoveny ve třech bodech. Dodávka tepla pro centrální topnou soustavu o celkovém tepelném výkonu 6MW, současně zajistit stálou dodávku technologické páry o tepelném výkonu 3MW a daných parametrech. Blíže nespecifikovaným požadavkem je dodávka elektrické energie. Pro splnění požadavků je nutné určit výkony jednotlivých zařízení. Je také nutné zpracovat diagram potřeb tepla v roce tak, aby bylo zřejmé, v jakých výkonových úrovních bude teplotařský blok provozován v průběhu celého roku. Cíle práce se mírně odlišují od předběžného zadání, které se svou formulací spíše blíží ke konstrukčnímu návrhu kotle.

2 Návrh variant řešení tepelného oběhu

2.1 Požadavky zákazníka

Ze strany zadavatele je požadováno, aby výstupem navrženého oběhu byla technologická pára o teplotě 143°C, této teplotě odpovídá tlak 0,39 MPa. Tyto parametry odpovídají dle i-s diagramu syté páře. Zařízení bude odebrat výkon 3 MW. Problém vratného kondenzátu není blíže specifikován, proto si jeho parametry pro další výpočty volím. Kondenzát z technologické páry se vrací o teplotě 60°C, jeho množství dosahuje 60% z dodávané páry

Dále je od zákazníka požadována dodávka do topné soustavy o výkonu 6MW. Teplotní spád soustavy volím. Přívodní větev má teplotu 110°C, vratná větev má teplotu 70°C. Teplotní spád soustavy je tedy 40°C. Hodnoty jsou uvažovány pro zimní období.

2.1.1 Technologická pára

Parametry:	požadovaný výkon	$Q_{tp} = 3 \text{ MW}$
	teplota páry	$t_{tp} = 143 \text{ °C}$
	tlak páry	$p_{tp} = 0,40 \text{ MPa}$
	entalpie	$i_{tp} = 2770,1 \text{ kJ/kg}$

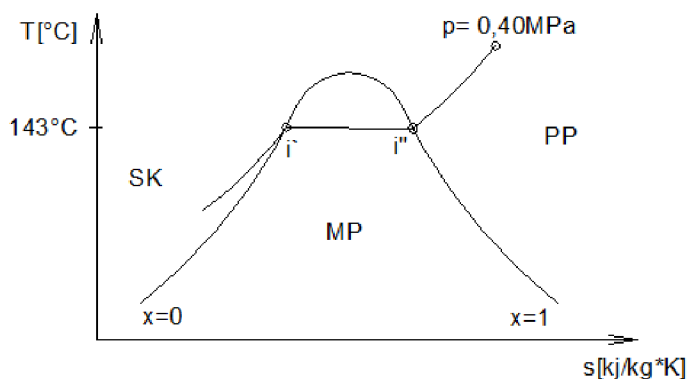
Určení hmotnostního toku páry:

Jelikož pára obecně předává výkon svou kondenzací platí vztah:

$$Q_{tp} = M_{tp} \cdot L$$

kde L ... Kondenzační teplo [kJ/kg]
 M_{tp} ... hmotnostní tok páry [kg/s]

Určení kondenzačního tepla :



$$L = i'' - i' = 2737,3 - 602,1 = \underline{\underline{2135,2 \text{ kJ/kg}}}$$

Obr.1 Technologická pára T-s diagram

Výpočet hmotnostního toku technologické páry:

$$Q = \frac{Q_{tp}}{L} = \frac{3000 \text{ kW}}{2135,2 \text{ kJ/kg}} = 1,41 \text{ kg/s}$$

2.1.2 Voda pro CZT

Parametry:	požadovaný výkon	$Q_{CZT} = 6 \text{ MW}$
	teplotní spád CZT	110°C/70°C
	střední měrná tep. kapacita	$c_p = 4,21 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
	entalpie vrat	$i_v = 293,1 \text{ kJ/kg}$
	entalpie přívod	$i_p = 461,4 \text{ kJ/kg}$

pro výpočet výkonu CZT platí:

$$Q_{CZT} = M_{CZT} \cdot c_p \cdot \Delta t = M_{CZT} \cdot \Delta i$$

kde	c_p	...	střední měrná tepelná kapacita [kJ/kg*°C]
	M_{CZT}	...	hmotnostní tok vody v CZT [kg/s]
	i	...	entalpie [kJ/kg]
	t	...	teplota [°C]

Výpočet hmotnostního toku vody v CZT:

$$M_{CZT} = \frac{Q_{CZT}}{\Delta i} = \frac{6000 \text{ kW}}{461,4 \text{ kJ/kg} - 293,1 \text{ kJ/kg}} = 35,7 \text{ kg/s}$$

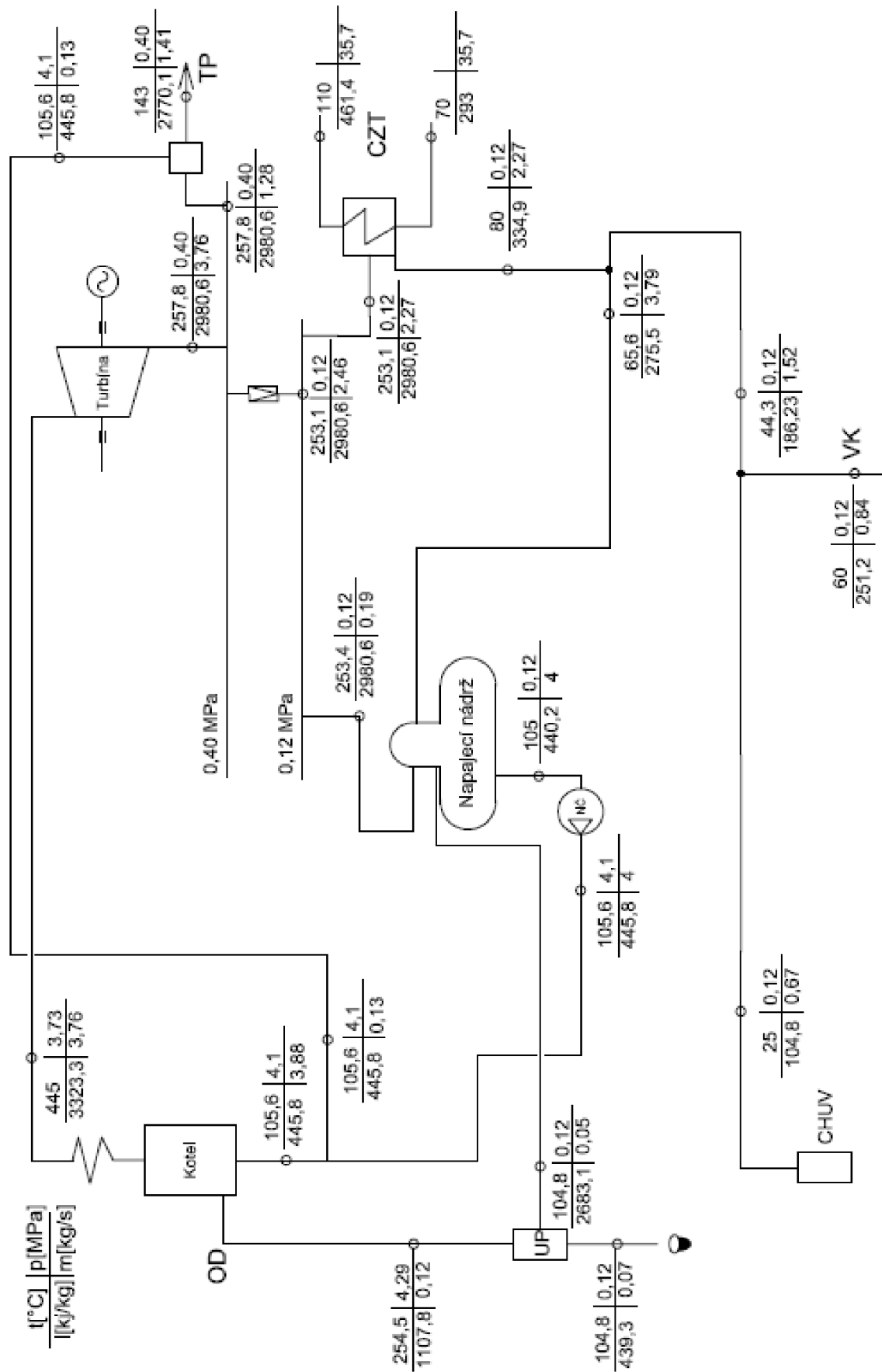
2.2 Schéma 1

Mezi hlavní zařízení patří kotel, turbína, Výměník CZT, napájecí nádrž a napájecí čerpadlo. Parní kotel na slámu s přesuvným roštem má parní výkon 13,54 t/h. Kotel produkuje přehřátou páru o teplotě 445 °C a tlaku 3,73 MPa. Při takovéto velikosti kotle neuvažují s kontinuálním odvodem odluhu. Odluh bude odváděn periodicky.

Pára o již zmíněných parametrech je vedena na protitlakou turbínu. Při velikosti tohoto zařízení jej můžeme přesněji specifikovat jako točivou redukci. Na výstupu z točivé redukce má pára teplotu 257,7 °C a tlak 0,4 MPa. Tato pára je svedena do parní sběrnice.

Z této sběrnice je realizována dodávka technologické páry o teplotě 143°C a tlaku 0,4 MPa. Celkový přenesený tepelný výkon je stanoven zákazníkem na 3 MW. Pára je po odběru z parní sběrnice chlazená v chladicí stanici na dané parametry. Pro chlazení se využívá napájecí voda o tlaku 4,1MPa.

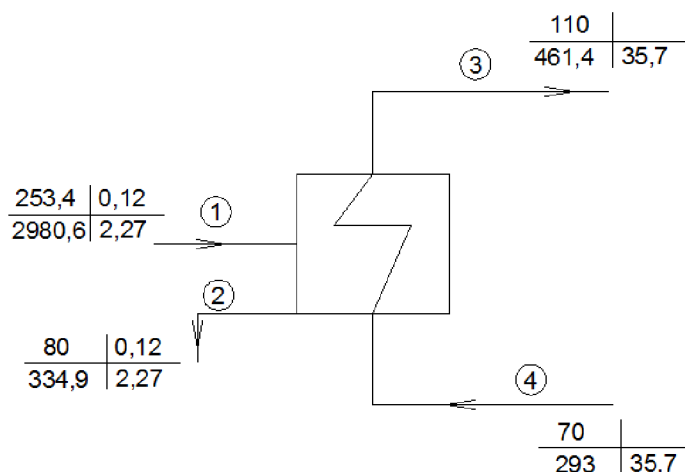
Dodávku pro CZT zajišťuje trubkový kondenzační výměník o výkonu 6 MW. Odluh kotle je sveden do uvolňovače páry, uvolněná pára a pára k odplynění je svedena do odplynovače stejně jako veškerý vratný kondenzát a kondenzát z výměníku CZT. Pára k odplynění je odebírána ze sběrnice o tlaku 0,12 MPa a teplotě 253,4 °C. Zásobníkem napájecí vody je napájecí nádrž, ve které je tlak 0,12 MPa stejně jako v odplynovači. Za napájecí nádrží je umístěno napájecí radiální čerpadlo, které zvýší tlak napájecí vody na 4,1MPa. Přídavná voda prochází stanicí chemické úpravy vody, je míchána s vratným kondenzátem a kondenzátem z výměníku CZT.



Obr.2 Schema 1

2.2.1 Výměník CZT

Pro CZT navrhují trubkový výměník s plovoucími hlavami. Do výměníku vstupuje mírně přehřátá pára. Jako srážecí přehřátí slouží první řady trubek bez plechových zábran, stejně je řešen podchlazovač kondenzátu. Výstupní teplota kondenzátu je o 10°C vyšší než vstupní teplota ohříváné vody. Volba výstupní teploty kondenzátu nám ovlivňuje velikost výměnných ploch výměníku. Čím nižší je teplota kondenzátu, tím větší je potřebná výměnná plocha, což přímo ovlivňuje rozměry výměníku. Při návrhu výměníku znám teploty a průtok ohříváné vody pro CZT, teplota vstupní páry je známa, teplotu kondenzátu na výstupu volím. Z bilanční rovnice určím potřebný průtok páry výměníkem.



Obr.3 Výměník CZT (Schema 1)

Hmotnostní bilance výměníkové stanice:

$$m_{1-2} \cdot (i_1 - i_2) = m_{3-4} \cdot (i_3 - i_4)$$

$$m_{1-2} = \frac{m_{3-4} \cdot (i_3 - i_4)}{(i_1 - i_2)} = \frac{35,7 \text{ kg/s} \cdot (461,4 \text{ kJ/kg} - 293 \text{ kJ/kg})}{(2980,6 \text{ kJ/kg} - 334,9 \text{ kJ/kg})} = \underline{2,27 \text{ kg/s}}$$

2.2.2 Kotel

Nejprve provedu základní odhad hmotnostního toku páry z kotle. Při tomto odhadu vycházím z požadavků spotřebitele. Dále určím hmotnostní tok odluhu a ztráty páry a kondenzátu v tepelném oběhu.

Určení hmotnostního toku páry M_p

$$M_p = (1 \div 1,2) \cdot M_o = 1,06 \cdot 3,68 \text{ kg/s} = \underline{3,76 \text{ kg/s}}$$

$$M_o = \sum_{j=1}^n M_{tp} + M_{CZT} = 1,28 \text{ kg/s} + 2,27 \text{ kg/s} = \underline{3,55 \text{ kg/s}}$$

kde

M_p	...	hmotnostní tok páry za kotlem [kg/s]
M_o	...	hmotnostní tok pro spotřebitele [kg/s]
M_{tp}	...	hmotnostní tok technologické páry [kg/s]
M_{CZT}	...	hmotnostní tok páry pro výměník CZT [kg/s]

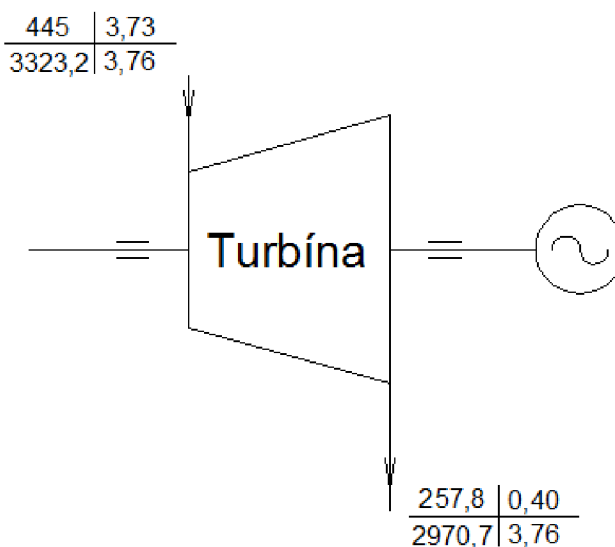
Určení odluhu

Odluh činí zhruba 3% z hmotnostního toku páry vyprodukovaného kotlem. Tento odhad je natolik přesný, že s chybou určení hmotnostního toku odluhu dále nepočítám.

$$Mod = 0,03 \cdot M_p = 0,03 \cdot 3,76 \text{ kg/s} = \underline{0,12 \text{ kg/s}}$$

2.2.3 Turbína

První varianta tepelného schématu pracuje s přetlakovou turbínou. U turbíny takového výkonu neuvažují únik páry přes ucpávky. Turbína má kontaktní ucpávky a únik páry v tomto případě lze zanedbat.

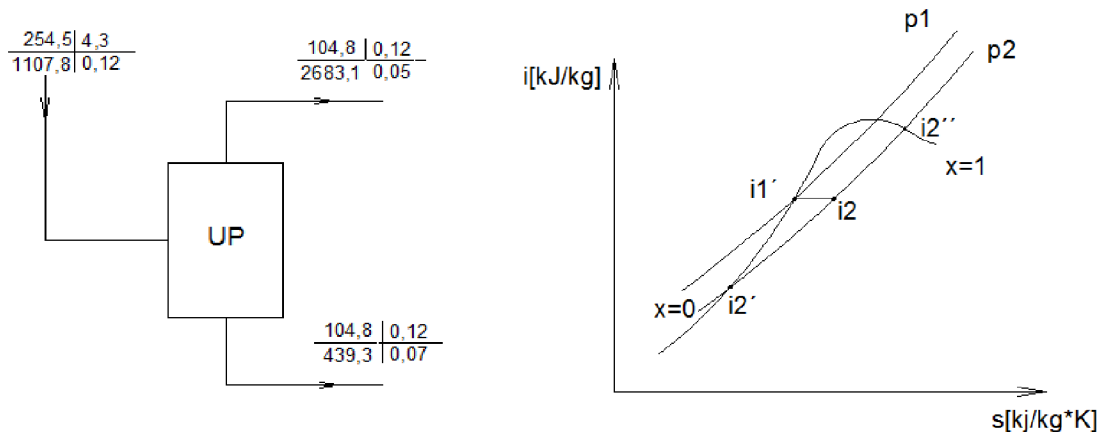


Obr.4 Přetlaková turbína (Schema 1)

2.2.4 Návrh uvolňovače páry odluhu

V uvolňovači využíváme energii média tím, že dochází k jeho seškrčení z tlaku odpovídajícího tlaku v bubnu kotle na tlak několikanásobně nižší. Seškrčením získáme sytou páru a sytou kapalinu ve formě odpadního odluhu. Odpadní odluh využívám pro přehřátí přídavné vody, nebo je nevyužit a vypouštěn do odpadního potrubí. V tomto konkrétním případě bude odluh odcházet periodicky, proto není vhodné jej využívat pro regenerační

ohřev. Dalším důvodem nevyužití tepelné energie odluhu je jeho množství. Pro takto malé hmotnostní toky by případně zařazený regenerační ohřívák vycházel příliš malý, prodražoval by zbytečně zařízení, přičemž by výrazně nezvyšoval účinnost oběhu.



Obr.5 Uvolňovač páry (Schema 1)

Tlak v bubnu odpovídá zhruba 1,15 násobku tlaku páry.

$$p_b = 1,15 \cdot p_p = 1,15 \cdot 3,73 = 4,3 \text{ MPa}$$

kde

p_b	...	tlak v bubnu [MPa]
p_p	...	tlak páry na výstupu z kotle [MPa]

Pro uvolňovač páry platí

$$M_{PU} = \frac{i_1' - i_2'}{i_2'' - i_1'} \cdot M_{OD} = \frac{1107,8 \text{ kJ/kg} - 439,3 \text{ kJ/kg}}{2683,5 \text{ kJ/kg} - 1107,8 \text{ kJ/kg}} \cdot 0,12 \text{ kg/s} = \underline{0,05 \text{ kg/s}}$$

Potom pro hmotnostní tok odluhu odcházejícího do kanalizace platí

$$M_{ODK} = M_{OD} - M_{PU} = 0,12 \text{ kg/s} - 0,05 \text{ kg/s} = \underline{0,07 \text{ kg/s}}$$

kde

i_1'	...	entalpie syté kapaliny na vstupu do uvolňovače [kJ/kg]
i_2'	...	entalpie odváděného odluhu z uvolňovače [kJ/kg]
i_2''	...	entalpie uvolněné páry v uvolňovači [kJ/kg]
M_{ODK}	...	hmotnostní tok odpadního odluhu [kg/s]
M_{OD}	...	hmotnostní tok odluhu před uvolňovačem [kg/s]
M_{PU}	...	hmotnostní tok uvolněné páry [kg/s]

2.2.5 Napajecí čerpadlo

Tlak za napajecím čerpadlem volím větší o 10%. Tato hodnota zahrnuje všechny ztráty související s trasou média od čerpadla až po výstup z kotle. Účinnost čerpadla uvažována pro výpočet je 75%.

Hodnota tlaku na výstupu z napájecího čerpadla je tedy

$$p_{NČčou} = 1,1 \cdot p_p = 1,25 \cdot 3,73 \text{MPa} = \underline{4,1 \text{MPa}}$$

Kde

$p_{NČčou}$... tlak na výstupu z čerpadla [MPa]
 p_p ... tlak páry za kotlem [MPa]

Nárůst entalpie v čerpadle určím ze vztahu

$$\Delta i_\varepsilon = \frac{v_{str} \cdot \Delta p}{\eta_\varepsilon \cdot 1000} = \frac{0,00104 \text{ m}^3 / \text{kg} \cdot (4,1 \text{MPa} - 0,12 \text{MPa}) \cdot 10^6}{0,75 \cdot 1000} = \underline{5,56 \text{kJ} / \text{kg}}$$

2.2.6 Hmotnostní bilance

Vratný kondenzát technologické páry činí 60% odváděného hmotnostního toku.

Určení jednotlivých ztrát v oběhu

Nevratný kondenzát technologické páry

$$M_{NKO} = 0,40 \cdot M_{tp} = 0,40 \cdot 1,41 \text{kg} / \text{s} = \underline{0,56 \text{kg} / \text{s}}$$

Ztráty v okruhu odpovídají přibližně 1% z maximálního hmotnostního toku

$$M_Z = 0,01 \cdot M_p = 0,01 \cdot 4 \text{kg} / \text{s} = \underline{0,04 \text{kg} / \text{s}}$$

Ztráty odluhem

$$M_{ODZ} = \underline{0,07 \text{kg} / \text{s}}$$

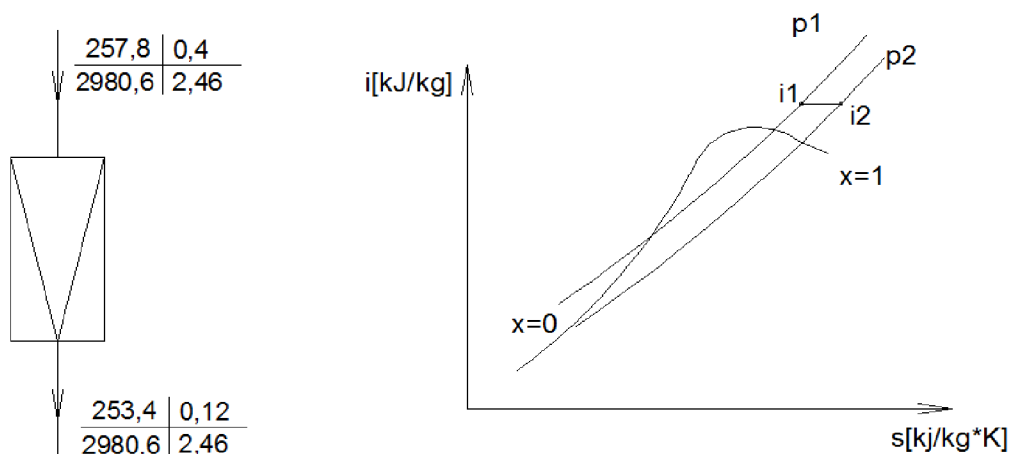
Určení množství přídavné vody

Množství přídavné vody odpovídá velikostem ztrát v oběhu.

$$M_Z = M_{NKO} + M_Z + M_{ODZ} = 0,56 \text{kg} / \text{s} + 0,04 \text{kg} / \text{s} + 0,07 \text{kg} / \text{s} = \underline{0,67 \text{kg} / \text{s}}$$

2.2.7 Škrťící ventil

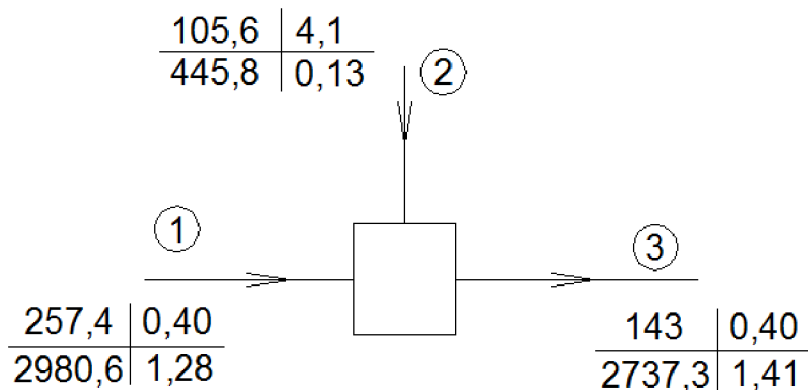
Při určení parametrů páry za škrťícím ventilem vycházím z toho, že samotný děj je izoentalpický. Škrťící ventil jsem byl nucen použít kvůli snížení tlakové hladiny z velikosti odpovídající dodávce technologické páry na tlakovou hladinu v odplyňováku a napájecí nádrži. Tlak v napájecí nádrži přímo ovlivňuje její dimenzování. Snížením tlaku proto docílím možnosti použít méně únosné materiály, přičemž snížím pořizovací náklady napájecí nádrže.



Obr.6 Škrćení páry (Schema 1)

2.2.8 Chladič páry

Chladič páry je založen na principu vstřikování vody do páry, čímž dosahujeme snížení teploty. Pro vstřik využívám napájecí vodu o tlaku odpovídajícímu tlaku napájecí vody. Důvodem začazení chladiče páry je snížení teploty páry na teplotu technologické páry požadovanou zákazníkem.



Obr.7 Chladič páry (Schema 1)

Bilance chladiče

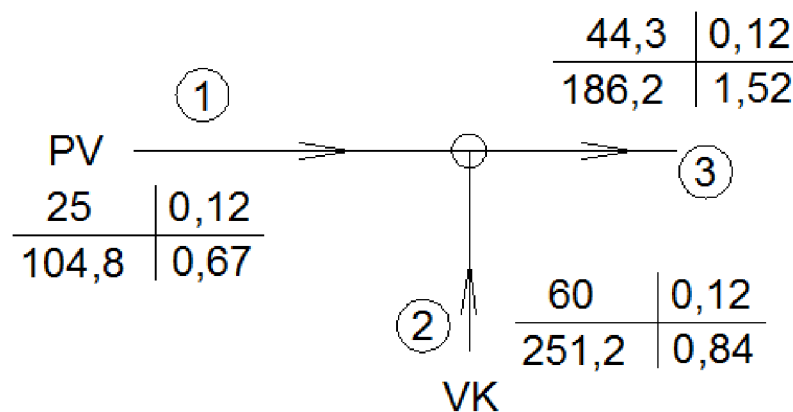
$$m_1 \cdot i_1 + m_2 \cdot i_2 = m_3 \cdot i_3$$

$$m_3 = m_1 + m_2$$

$$m_2 = \frac{m_3 \cdot (i_3 - i_1)}{(i_2 - i_1)} = \frac{1,41 \text{ kg/s} \cdot (2737,3 \text{ kJ/kg} - 2970,7 \text{ kJ/kg})}{(445,8 \text{ kJ/kg} - 2980,6 \text{ kJ/kg})} = \underline{0,13 \text{ kg/s}}$$

$$m_1 = m_3 - m_2 = 1,41 \text{ kg/s} - 0,13 \text{ kg/s} = \underline{1,28 \text{ kg/s}}$$

2.2.9 Směšovací uzel vratného kondenzátu a přídavné vody



Obr.8 Směšovací uzel (Schema 1)

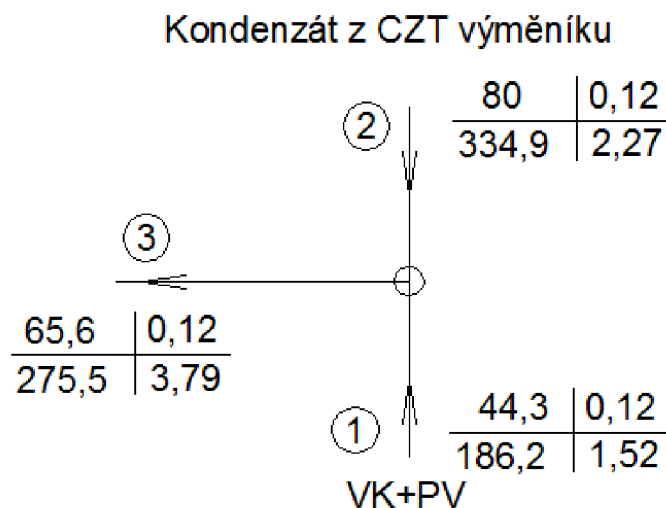
Bilanční rovnice pro směšovací uzel

$$M_3 \cdot i_3 = M_1 \cdot i_1 + M_2 \cdot i_2$$

$$i_3 = \frac{M_1 \cdot i_1 + M_2 \cdot i_2}{M_3} = \frac{0,67 \text{ kg/s} \cdot 104,8 \text{ kJ/kg} + 0,84 \text{ kg/s} \cdot 251,2 \text{ kJ/kg}}{1,52 \text{ kg/s}} = \underline{186,2 \text{ kJ/kg}}$$

Entalpie na výstupu je 186,2 kJ/kg, což odpovídá teplotě 44,3°C.

2.2.10 Směšovací uzel vratného kondenzátu, přídavné vody a kondenzátu z CZT výměníku



Obr.9 Směšovací uzel 2 (Schema 1)

Bilanční rovnice směšovacího uzlu

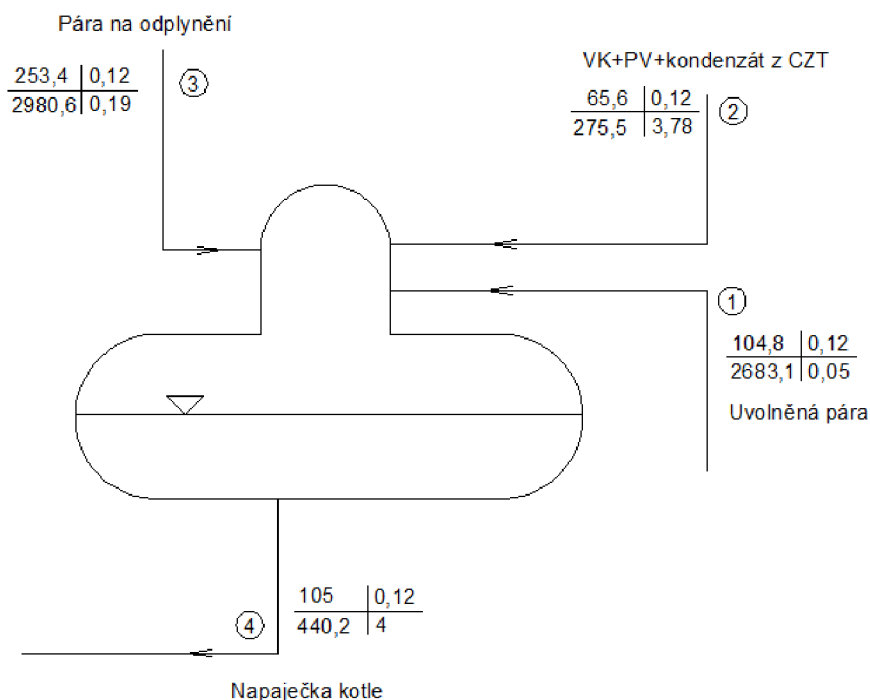
$$M_3 \cdot i_3 = M_2 \cdot i_2 + M_1 \cdot i_1$$

$$i_3 = \frac{M_2 \cdot i_2 + M_1 \cdot i_1}{M_3} = \frac{2,27 \text{ kg/s} \cdot 334,9 \text{ kJ/kg} + 1,52 \text{ kg/s} \cdot 186,2 \text{ kJ/kg}}{3,79 \text{ kg/s}} = \underline{275,5 \text{ kJ/kg}}$$

Entalpie na výstupu z uzlu je 275,5 kJ/kg, což odpovídá teplotě 65,6 °C.

2.2.11 Napajecí nádrž

Napajecí nádrž je spojena s odplyňovačem. Odplyňovač je zařízení, které má za úkol zvýšit teplotu napájecí vody na teplotu varu. Při této teplotě dochází k intenzivnímu vypuzování všech plynů, které jsou ve vodě rozpuštěny. Přítomnost neodplyněné vody v zařízeních tepelného oběhu má za následek jejich korozi. Bodu varu kapaliny nejlépe dosáhneme přímým vstřikem páry do vody. Nedohřev při tomto ději má nulovou hodnotu. V praxi se používají odplyňovačky atmosférické, nebo tlakové. Atmosférické pracují s topnou parou o tlaku 0,12 Mpa. Tlakové odplyňovačky pracují s parou s vyššími hodnotami tlaku než 0,12 MPa. Vypuzené plyny prudkým ohřátím topnou parou odchází ve formě brýdových par v horní části odplyňovačku.



Obr.10 Napájecí nádrž (Schema 1)

Z bilanční rovnice určím množství páry pro odplynění. V napájecí nádrži je napájecí voda jednoduše ohřívána na 105°C.

Bilanční rovnice napájecí nádrže

$$M_4 \cdot i_4 = M_3 \cdot i_3 + M_2 \cdot i_2 + M_1 \cdot i_1$$

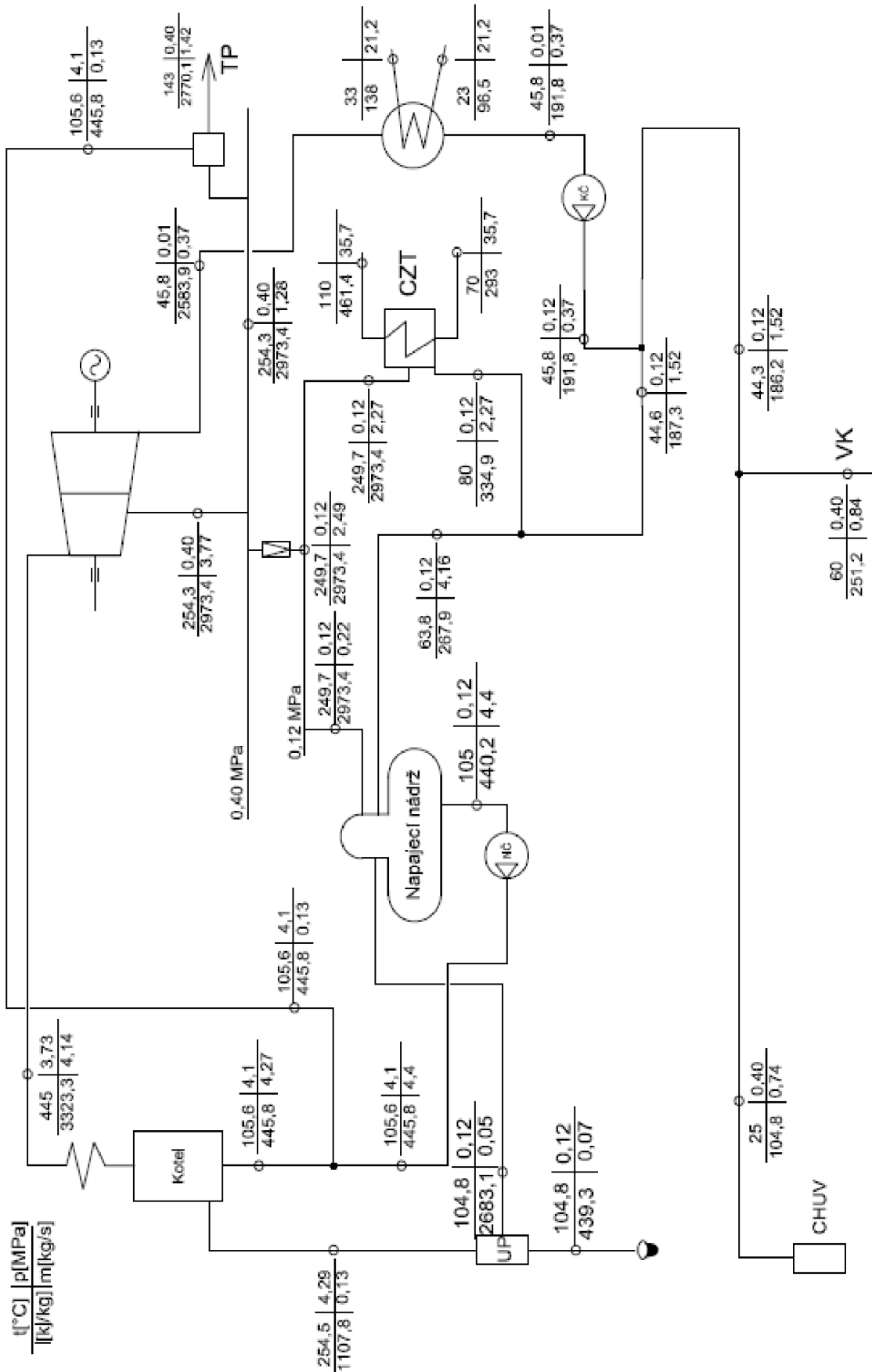
$$M_3 = \frac{M_4 \cdot i_4 - M_2 \cdot i_2 - M_1 \cdot i_1}{i_3} =$$

$$M_3 = \frac{4 \text{ kg/s} \cdot 440,2 \text{ kJ/kg} - 3,78 \text{ kg/s} \cdot 275,5 \text{ kJ/kg} - 0,05 \text{ kg/s} \cdot 2683,1 \text{ kJ/kg}}{2980,6 \text{ kJ/kg}}$$

$$M_3 = 0,19 \text{ kg/s}$$

2.3 Schéma 2

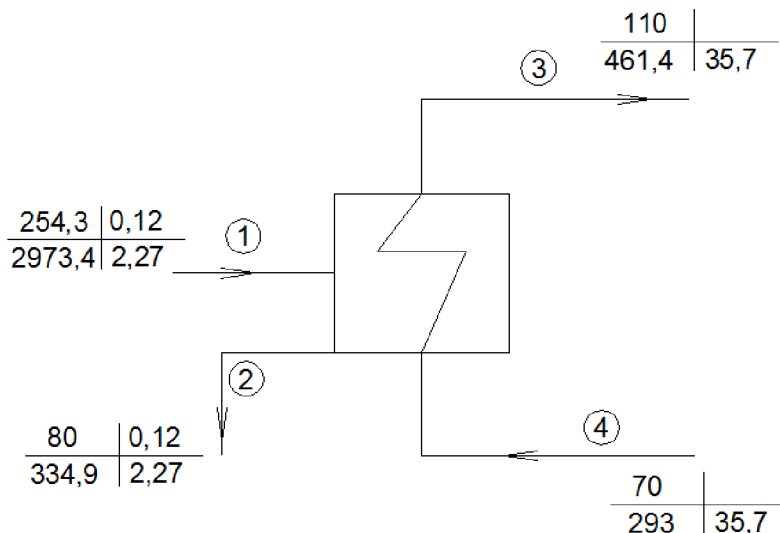
Základním prvkem oběhu je parní kotel společně s kondenzační turbínou. Turbína má jeden neregulovaný odběr o tlaku 0,4 MPa. Pára je svedena do sběrnice páry o stejném tlaku. Odběr je dimenzován tak aby pokryl dodávku technologické páry a ohřev vody pro CZT. Pára pro technologické účely prochází chladicí stanicí, kde je do páry vstříkována napájecí voda o tlaku 4,1 MPa. Pára pro odplynění a pára pro výměník CZT prochází škrticím ventilem. Z turbíny vychází sytá pára o teplotě 45,8°C a tlaku 0,01 MPa. Pára o těchto parametrech odevzdá své kondenzační teplo v kondenzátoru. Za kondenzátorem je umístěno kondenzátní čerpadlo, které zvýší tlak kondenzátu na tlak v napájecí nádrži. Napájecí nádrž je dimenzována na tlak 0,12 MPa, její součástí je odplyňovák. Za napájecí nádrží je umístěno radiální napájecí čerpadlo. Odluh z kotle je sveden do uvolňovače páry. Odluh je odváděn z kotle periodicky, uvolněná pára odchází do odplyňováku. Sytá kapalina z uvolňovače je svedena do kanalizace. Parní kotel na slámu s přesuvným roštem má parní výkon 14,09 t/h. Kotel produkuje přehřátou páru o teplotě 445 °C a tlaku 3,73 MPa.



Obr.11 Schéma 2

2.3.1 Výměník CZT

Výměník má na vstupu páru o nízké teplotě a tlaku, ale vysoké entalpii. Vstupuje do něj pára na mezi sytosti. Nemusí být vybaven srážecem přehřátí, ani podchlazovačem kondenzátu.



Obr.12 Výměník CZT (Schema 2)

Hmotnostní bilance výměňkové stanice:

$$m_{1-2} \cdot (i_1 - i_2) = m_{3-4} \cdot (i_3 - i_4)$$

$$m_{1-2} = \frac{m_{3-4} \cdot (i_3 - i_4)}{(i_1 - i_2)} = \frac{35,7 \text{ kg/s} \cdot (461,4 \text{ kJ/kg} - 293 \text{ kJ/kg})}{(2973,4 \text{ kJ/kg} - 334,9 \text{ kJ/kg})} = \underline{2,27 \text{ kg/s}}$$

2.3.2 Kotel

Nejprve provedu základní odhad hmotnostního toku páry z kotle. Při tomto odhadu vycházím z požadavků spotřebitele. Dále určím hmotnostní tok odluhu a ztráty páry a kondenzátu v tepelném oběhu.

Určení hmotnostního toku páry M_p

$$M_p = (1 \div 1,2) \cdot M_o = 1,2 \cdot 3,55 \text{ kg/s} = \underline{4,26 \text{ kg/s}}$$

$$M_o = \sum_{j=1}^n M_{tp} + M_{CZT} = 1,28 \text{ kg/s} + 2,27 \text{ kg/s} = \underline{3,55 \text{ kg/s}}$$

kde

M_p	...	hmotnostní tok páry za kotlem [kg/s]
M_o	...	hmotnostní tok pro spotřebitele [kg/s]
M_{ip}	...	hmotnostní tok technologické páry [kg/s]
M_{CZT}	...	hmotnostní tok páry pro výměník CZT [kg/s]

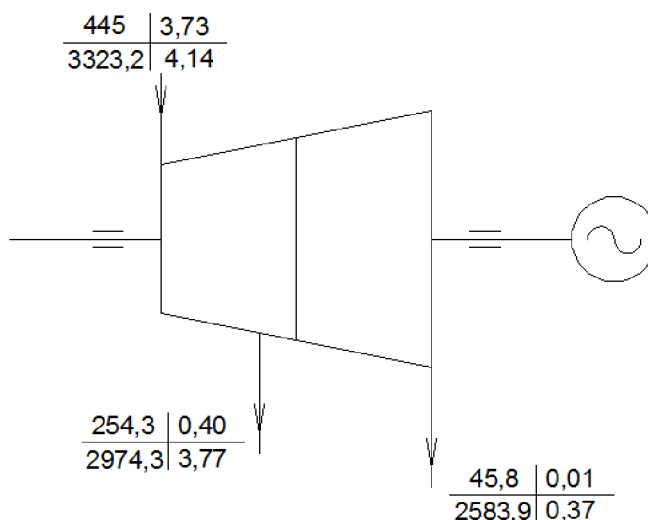
Určení odluhu

Odluh činí zhruba 3% z hmotnostního toku páry vyprodukovaného kotlem. Tento odhad je natolik přesný, že s chybou určení hmotnostního toku odluhu dále nepočítám.

$$Mod = 0,03 \cdot Mp = 0,03 \cdot 4,26 \text{ kg/s} = \underline{0,13 \text{ kg/s}}$$

2.3.3 Turbína

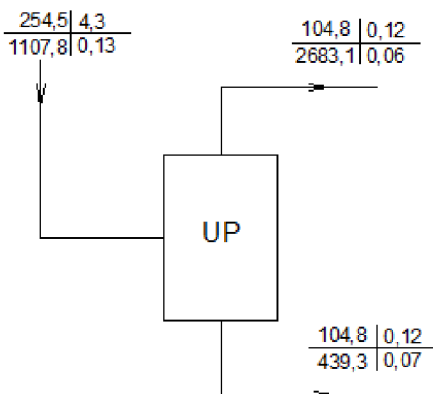
. Za výstupem turbíny je umístěn kondenzátor. Jedním odběrem řeším problém odplynění ,dodávku technologické páry.



Obr.13 Kondenzační turbína (Schema 2)

2.3.4 Návrh uvolňovače páry odluhu

V uvolňovači využíváme energii média tím, že dochází k jeho seškrcení z tlaku odpovídajícího tlaku v bubnu kotle na tlak několikanásobně nižší. Seškrcením získáme sytou páru a sytou kapalinu ve formě odpadního odluhu. Odpadní odluh je vypouštěn do kanalizace.



Obr.14 Uvolňovač páry (Schema 2)

Tlak v bubnu odpovídá zhruba 1,15 násobku tlaku páry.

$$p_b = 1,15 \cdot p_p = 1,15 \cdot 3,73 = 4,3 \text{ MPa}$$

kde

p_b	...	tlak v bubnu [MPa]
p_p	...	tlak páry na výstupu z kotle [MPa]

Pro uvolňovač páry platí

$$M_{PU} = \frac{i_1' - i_2'}{i_2'' - i_1'} \cdot M_{OD} = \frac{1107,8 \text{ kJ/kg} - 439,3 \text{ kJ/kg}}{2683,5 \text{ kJ/kg} - 1107,8 \text{ kJ/kg}} \cdot 0,13 \text{ kg/s} = \underline{0,06 \text{ kg/s}}$$

Potom pro hmotnostní tok odluhu odcházejícího do kanalizace platí

$$M_{ODK} = M_{OD} - M_{PU} = 0,13 \text{ kg/s} - 0,06 \text{ kg/s} = \underline{0,07 \text{ kg/s}}$$

kde

i_1'	...	entalpie syťé kapaliny na vstupu do uvolňovače [kJ/kg]
i_2'	...	entalpie odváděného odluhu z uvolňovače [kJ/kg]
i_2''	...	entalpie uvolněné páry v uvolňovači [kJ/kg]
M_{ODK}	...	hmotnostní tok odpadního odluhu [kg/s]
M_{OD}	...	hmotnostní tok odluhu před uvolňovačem [kg/s]
M_{PU}	...	hmotnostní tok uvolněné páry [kg/s]

2.3.5 Napájecí čerpadlo

Tlak za napájecím čerpadlem volím větší o 10%. Tato hodnota zahrnuje všechny ztráty související s trasou média od čerpadla až po výstup z kotle. Účinnost čerpadla uvažována pro výpočet je 75%.

Hodnota tlaku na výstupu z napájecího čerpadla je tedy

$$p_{NČou} = 1,16 \cdot p_p = 1,16 \cdot 3,73 \text{ MPa} = \underline{4,36 \text{ MPa}}$$

kde

$p_{NČou}$...	tlak na výstupu z čerpadla [MPa]
p_p	...	tlak páry za kotlem [MPa]

Nárůst entalpie v čerpadle určím ze vztahu

$$\Delta i_\varepsilon = \underline{5,56 \text{ kJ/kg}}$$

2.3.6 Hmotnostní bilance

Vratný kondenzát technologické páry činí 60% odváděného hmotnostního toku.

Určení jednotlivých ztrát v oběhu

Nevratný kondenzát technologické páry

$$M_{NKO} = \underline{0,56 \text{ kg / s}}$$

Ztráty v okruhu odpovídají přibližně 1% z maximálního hmotnostního toku

$$M_Z = \underline{0,04 \text{ kg / s}}$$

Ztráty odluhem

$$M_{ODZ} = \underline{0,07 \text{ kg / s}}$$

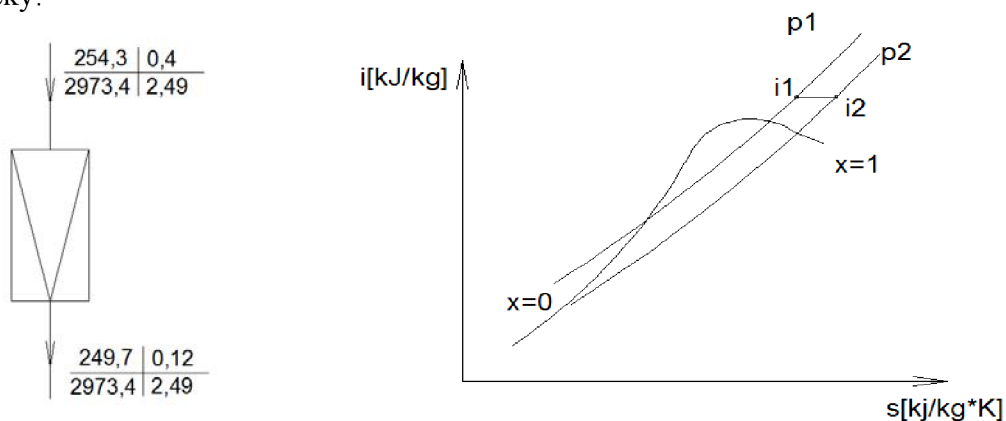
Určení množství přídavné vody

Množství přídavné vody odpovídá velikostem ztrát v oběhu.

$$M_Z = M_{NKO} + M_Z + M_{ODZ} = \underline{0,68 \text{ kg / s}}$$

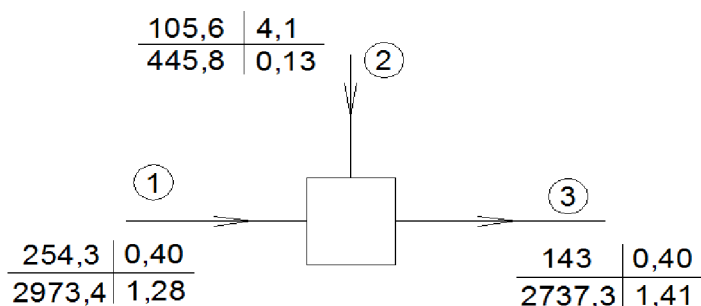
2.3.7 Škrťící ventil

Při určení parametrů páry za škrťícím ventilem vycházím z toho, že samotný děj je izoentálpický.



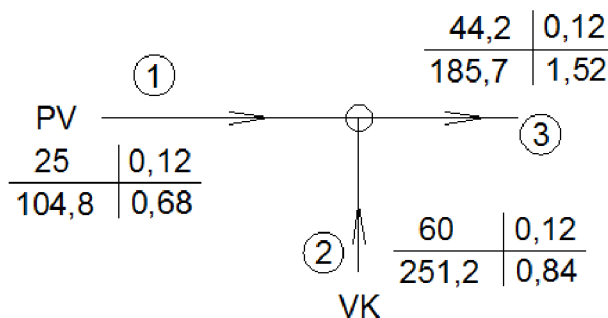
Obr. 15 Škrťící ventil (Schema 2)

2.3.8 Chladič páry



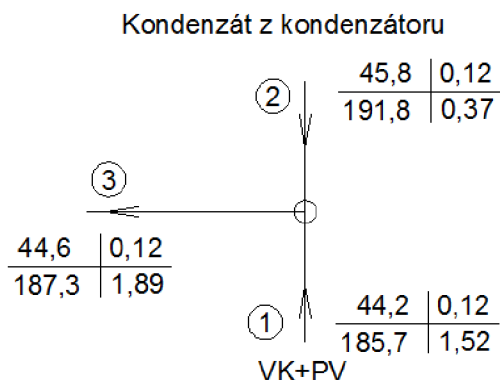
Obr. 16 Chladič páry (Schema 2)

2.3.9 Směšovací uzel vratného kondenzátu a přídavné vody



Obr. 17 Směšovací uzel (Schema 2)

2.3.10 Směšovací uzel vratného kondenzátu, přídavné vody a kondenzátu z kondenzátoru



Obr. 18 Směšovací uzel 2 (Schema 2)

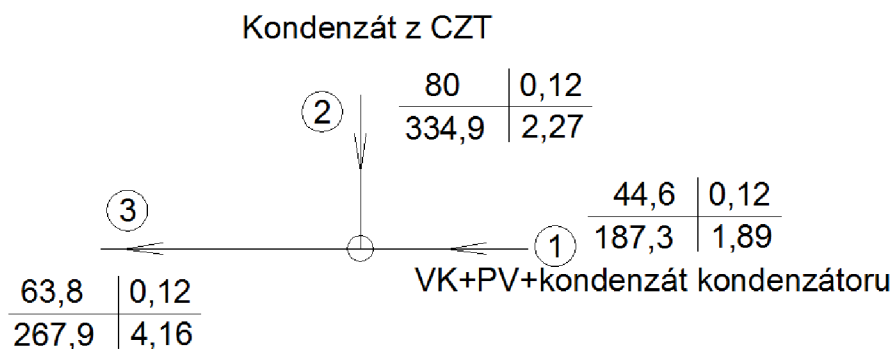
Bilanční rovnice směšovacího uzlu

$$M_3 \cdot i_3 = M_2 \cdot i_2 + M_1 \cdot i_1$$

$$i_3 = \frac{M_2 \cdot i_2 + M_1 \cdot i_1}{M_3} = \frac{0,37 \text{ kg/s} \cdot 191,8 \text{ kJ/kg} + 1,52 \text{ kg/s} \cdot 185,7 \text{ kJ/kg}}{1,89 \text{ kg/s}} = \underline{187,3 \text{ kJ/kg}}$$

Entalpie na výstupu z uzlu je 187,3 kJ/kg, což odpovídá teplotě 44,6 °C.

2.3.11 Směšovací uzel vratného kondenzátu, přídatné vody a kondenzátu z kondenzátoru



Obr. 18 Směšovací uzel 2 (Schema 2)

Bilanční rovnice směšovacího uzlu

$$M_3 \cdot i_3 = M_2 \cdot i_2 + M_1 \cdot i_1$$

$$i_3 = \frac{M_2 \cdot i_2 + M_1 \cdot i_1}{M_3} = \frac{2,27 \text{ kg/s} \cdot 334,9 \text{ kJ/kg} + 1,89 \text{ kg/s} \cdot 187,3 \text{ kJ/kg}}{4,16 \text{ kg/s}} = \underline{267,9 \text{ kJ/kg}}$$

Entalpie na výstupu z uzlu je 267,9 kJ/kg, což odpovídá teplotě 63,8 °C.

2.3.12 Kondenzátor

Kondenzátor navrhuji jako horizontální trubkový výměník. Kondenzátor je chlazen vnějším okruhem. Chladicí voda má na vstupu do kondenzátoru 23°C, na výstupu 33°C. Vnější okruh může být řešen vzduchovým chladičem.

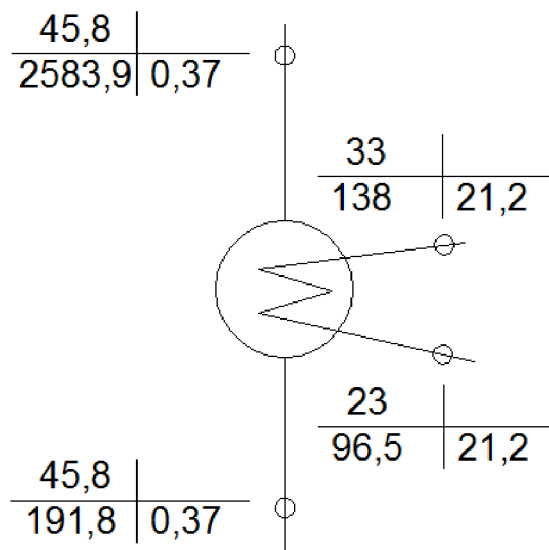
Parametry na vstupu:

Voda	t = 23 °C	Pára	t = 45,8 °C
	i = 96,5 kJ/kg		i = 2583,9 kJ/kg
	m = 21,2 kg/s		m = 0,37 kg/s

Parametry na výstupu:

Voda $t = 33\text{ °C}$
 $i = 138\text{ kJ/kg}$
 $m = 21,2\text{ kg/s}$

Pára $t = 45,8\text{ °C}$
 $i = 191,8\text{ kJ/kg}$
 $m = 0,37\text{ kg/s}$



Obr. 19 Kondenzátor (Schema 2)

Bilanční rovnice kondenzátoru

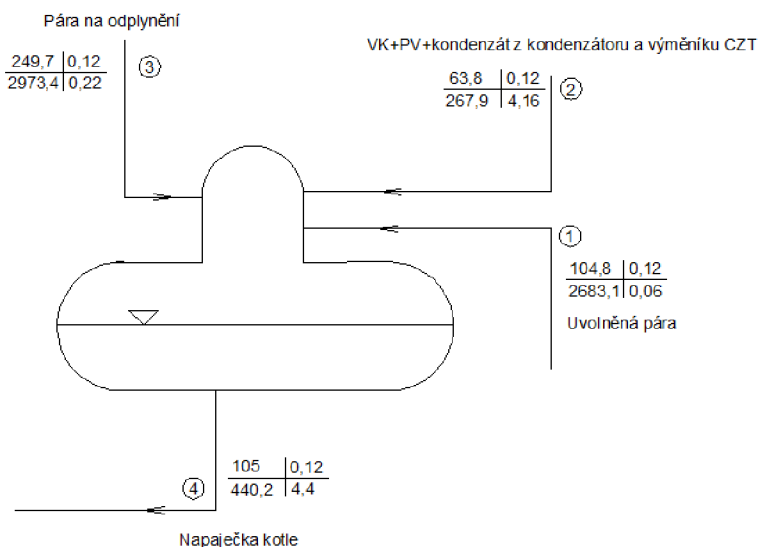
$$M_{Chv} \cdot \Delta i_{Chv} = M_p \cdot \Delta i_p$$

$$M_{Chv} = \frac{M_p \cdot \Delta i_p}{\Delta i_{Chv}} = \frac{M_p \cdot \Delta i_p}{\Delta i_{Chv}} = \frac{0,37 \cdot (2583,9 - 191,8)}{(138 - 96,5)} = \underline{21,2\text{ kg/s}}$$

Chladicí výkon kondenzátoru

$$Q_K = M_p \cdot \Delta i_p = M_v \cdot \Delta i_v = 21,2 \cdot (138 - 96,5) = \underline{879,8\text{ kW}}$$

2.3.13 Napajecí nádrž



Obr. 20 Napajecí nádrž (Schema 2)

Z bilanční rovnice určím množství páry pro odplynění. V napájecí nádrži je napájecí voda jednostupňově ohřívána na 105°C.

Bilanční rovnice napájecí nádrže

$$M_4 \cdot i_4 = M_3 \cdot i_3 + M_2 \cdot i_2 + M_1 \cdot i_1$$

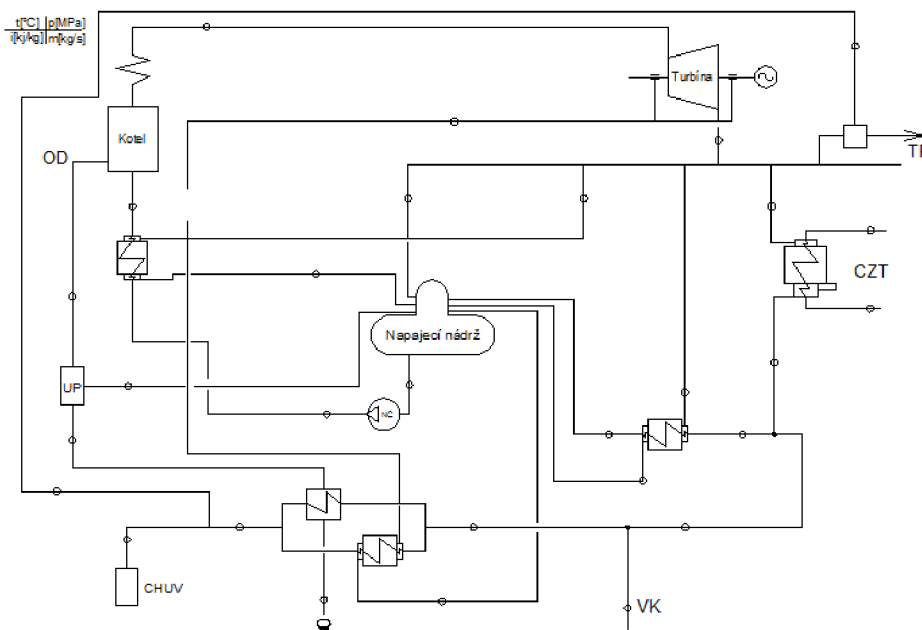
$$M_3 = \frac{M_4 \cdot i_4 - M_2 \cdot i_2 - M_1 \cdot i_1}{i_3}$$

$$M_3 = \frac{4,4 \text{ kg/s} \cdot 440,2 \text{ kJ/kg} - 4,16 \text{ kg/s} \cdot 267,9 \text{ kJ/kg} - 0,06 \text{ kg/s} \cdot 2683,1 \text{ kJ/kg}}{2973,4 \text{ kJ/kg}}$$

$$M_3 = 0,22 \text{ kg/s}$$

2.4 Schema 3

Schéma se skládá z kotle na biomasu s přesuvným roštem, přetlakové turbíny, chladiče páry, škrťacího ventilu, jednoho výměníku pro CZT, napájecí nádrže, napájecího čerpadla, uvolňovače páry a čtyř regeneračních ohříváků z čehož jeden je vysokotlaký a tři nízkotlaké. Toto řešení je vhodné pro větší teplárenské bloky, pro realizaci tohoto konkrétního případu by byl provoz neekonomický. Regenerační ohříváky zbytečně navyšují cenu zařízení při minimálním zvýšení účinnosti. Při realizaci těchto ohříváků by výměníky vycházely příliš male, tím pádem by byly obtížně konstrukčně realizovatelné.



Obr.21 Schéma 3

3 Volba zařízení a určení jejich výkonů

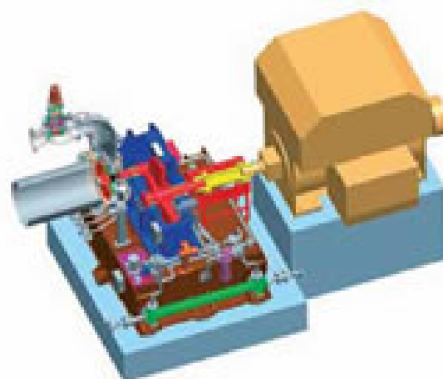
3.1 Turbína

Hlavní rozdíl v navrhovaných variantách řešení je ve volbě turbíny. V návrzích se objevují dva základní stroje. První je přetlaková turbína, kdy je za turbínou možné stále dodávat technologickou páru. Druhý turbínový modul je kondenační, kdy za turbínou lze umístit jen kondenzátor.

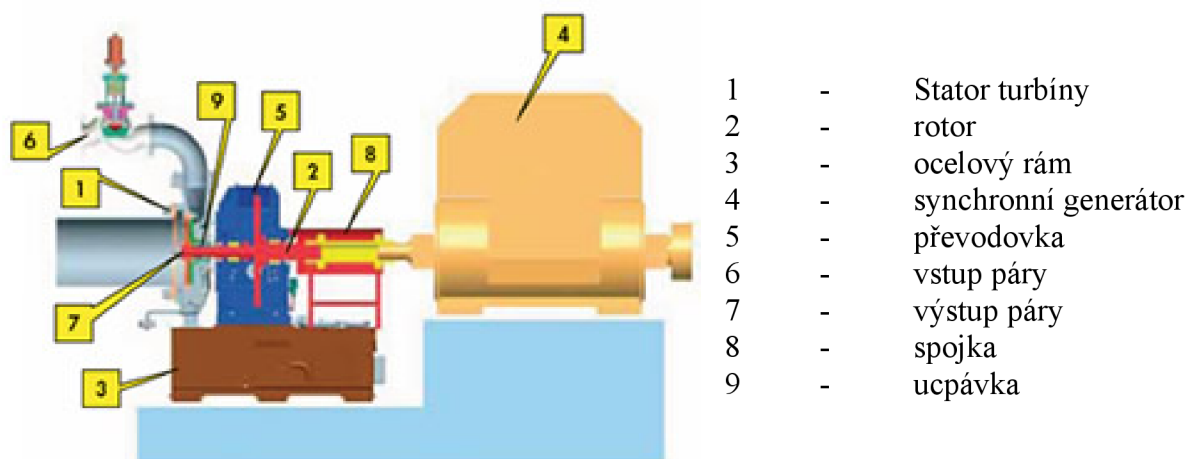
3.1.1 Přetlaková turbína

Turbínu jsem se rozhodl realizovat ve spolupráci s firmou G-team, a.s. Z produktové řady jsem vybral turbínu s letmo uloženým oběžným kolem TR 560. Turbína je kvůli své velikosti spíše zařazena mezi točivé redukce.

Turbína TR 560 je speciálně navržena pro izoentropické spády větší než 120 kJ/kg. Stator je uchycen na převodovku, která redukuje otáčky rotoru na otáčky generátoru. Základový rám obsahuje kompletní olejové hospodářství s převodovkou. Generátor je samostatně umístěn na betonovém základu, stočivou redukcí je spojen pružnou spojkou. Těsnost rotoru zajišťuje speciální mechanická ucpávka, která zaručuje minimální únik ucpávkové páry. [7]



Obr.22 Přetlaková turbína[7]



Obr.23 Přetlaková turbína schéma[7]

Určující parametry turbíny TR 560

Výkon	maximálně 3000 kW
Vstupní tlak páry	max. 4,0 MPa
Výstupní tlak páry	max 1,4 MPa
Vstupní teplota páry	max 550 °C
Velikost betonového základu	2400x4500 mm [7]

Určující parametry točivé redukce vyhovují návržení schématu 1.

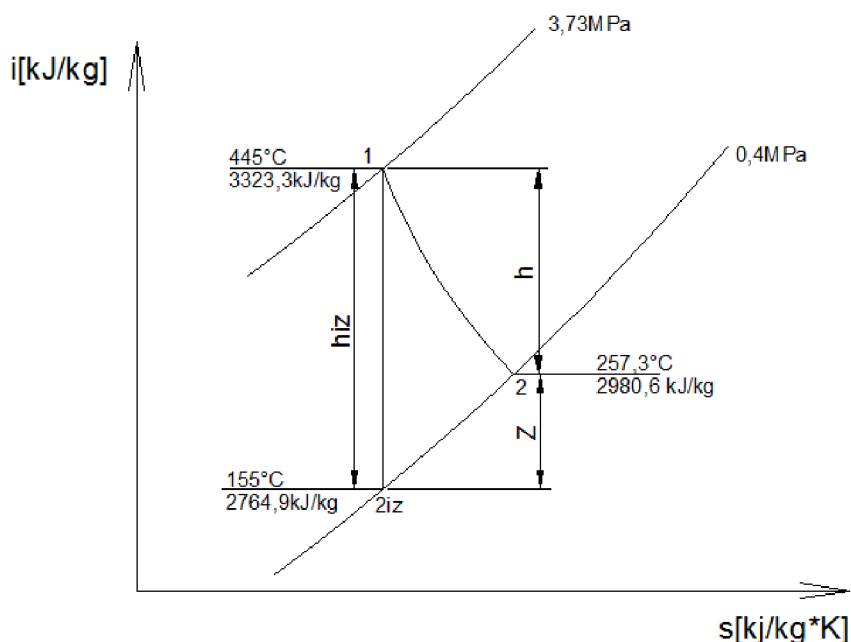
3.1.1.1 Určení výkonu točivé redukce pro schéma 1

Pro dané uspořádání navrhl projekční inženýr firmy G-team, a.s turbínu o následujících parametrech.

Jmenovité parametry TR 560		
Parametry páry	vstup	výstup
Tlak [MPa abs.]	3,73	0,4
Teplota [°C]	445,0	257,8
Otáčky		
Generátor [min -1]	1 500	
Spotřeba páry, výkon		
Průtok páry [t.h -1]	13,536	
El. výkon [kW]	1 102,0	

Tab.1 Parametry turbíny TR 560[7]

3.1.1.2 Expanzní čára turbíny



Obr.24 Expanzní čára přetlakové turbíny

3.1.1.3 Termodynamická účinnost

$$\eta_{TD} = \frac{h}{h_{iz}} = \frac{3323,3 \text{ kJ/kg} - 2980,6 \text{ kJ/kg}}{3323,3 \text{ kJ/kg} - 2764,9 \text{ kJ/kg}} = 63,1\%$$

3.1.1.4 Účinnost teplárny (schéma 1)

$$\eta_{TE} = \frac{Q_{TP} + Q_{CZT} + Q_E}{Q_i^r} = \frac{3 + 6 + 1,1}{13,5} = 74,8\%$$

kde

Q_{TP}	...	tepelný výkon dodaný v technologické páře [MW]
Q_{CZT}	...	tepelný výkon dodaný do CZT [MW]
Q_E	...	elektrický výkon turbíny [MW]
Q_i^r	...	Energie dodaná v palivu [MJ/s]

3.1.1.5 Teplárenský modul (schéma 1)

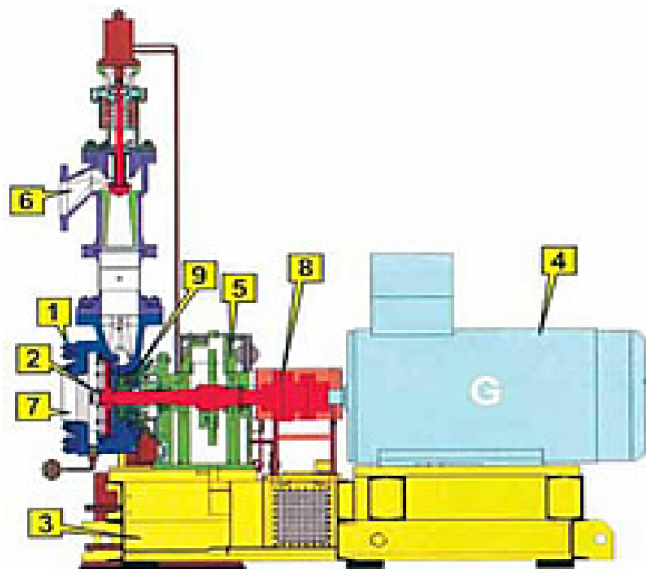
$$\sigma = \frac{Q_E}{Q_{CZT} + Q_{TP}} = \frac{1,1}{6 + 3} = 0,12$$

3.1.2 Kondenzační turbína

Stejně jako u typu TR 560 je dodavatelem turbíny G-team, a.s. Pro schéma založené na turbíně s kondenzací do vakua volím typ TR 320. Stejně jako u TR 560 je typ TR 320 navržen pro izoentropické spády větší než 120 kJ/kg. Turbína má letmo uložené oběžné kolo, také se kvůli své velikosti řadí spíše mezi točivé redukce. Konstrukce je obdobná jako u TR 560. Svařovaný ocelový rám je vybaven převodovkou a kompletním olejovým hospodářstvím. Pružná spojka zajišťuje přenos točivého momentu na asynchronní generátor. Těsnost rotoru je zajištěna speciální mechanickou ucpávkou, která minimalizuje únik ucpávkové páry. [7]



Obr.25 Kondenzační turbína [7]



- 1 - Stator
- 2 - Rotor
- 3 - Svařovaný ocelový rám
- 4 - Asynchronní generátor
- 5 - Převodovka
- 6 - Vstup páry
- 7 - Výstup páry
- 8 - spojka
- 9 - Ucpávka

Obr.26 Přetlaková turbína schéma [7]

Určující parametry turbíny TR 320

Výkon	maximálně 700 kW
Vstupní tlak páry	max. 9,0 MPa
Výstupní tlak páry	max 2,5 MPa
Vstupní teplota páry	max 550 °C
Velikost betonového základu	1400x2900 mm [7]

Určující parametry točivé redukce vyhovují navržené schématu 2. Maximální doporučený výkon lze v tomto případě zanedbat a řídit se doporučením dodavatele.

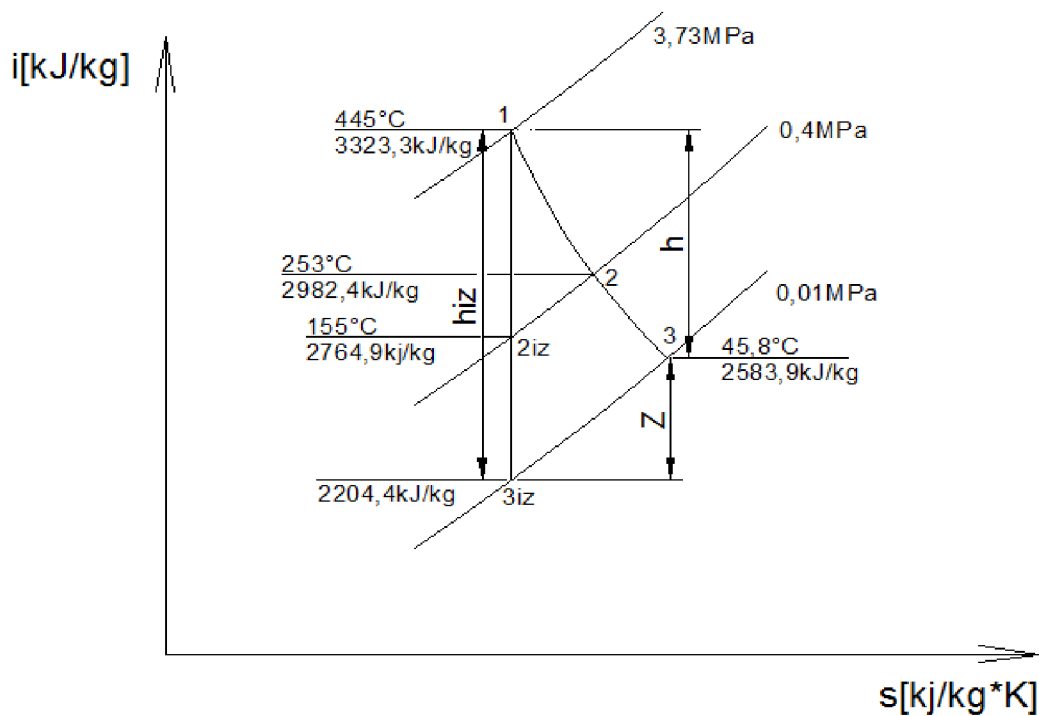
3.1.2.1 Určení výkonu točivé redukce pro schéma 2

Pro dané uspořádání navrhl projekční inženýr firmy G-team, a.s turbínu o následujících parametrech

Jmenovité parametry TWIN TR320-TR 560			
Parametry páry	vstup	odběr	výstup
Tlak [MPa abs.]	3,73	0,4	0,01
Teplota [°C]	445,0	254,3	45,8
Otáčky			
Generátor [min -1]	1 500		
Spotřeba páry, výkon			
Průtok páry [t.h -1]	14,91	13,57	1,33
El. výkon [kW]	1966,0		

Tab. 2 Parametry kondenzační turbíny [7]

3.1.2.2 Expanzní čára turbíny



Obr.27 Expanzní čára kondenzační turbíny

3.1.2.3 Termodynamická účinnost

$$\eta_{TD} = \frac{h}{h_{iz}} = \frac{3323,3 \text{ kJ/kg} - 2583,9 \text{ kJ/kg}}{3323,3 \text{ kJ/kg} - 2204,4 \text{ kJ/kg}} = 66,1\%$$

3.1.2.4 Účinnost teplárny (schéma 2)

$$\eta_{TE} = \frac{Q_{TP} + Q_{CZT} + Q_E}{Q_i} = \frac{3 + 6 + 1,97}{13,5} = 81,2\%$$

kde

Q_{TP}	...	tepelný výkon dodaný v technologické páře [MW]
Q_{CZT}	...	tepelný výkon dodaný do CZT [MW]
Q_E	...	elektrický výkon turbíny [MW]
Q_i^f	...	Energie dodaná v palivu [MJ/s]

3.1.2.5 Teplárenský modul (schéma 2)

$$\sigma = \frac{Q_E}{Q_{CZT} + Q_{TP}} = \frac{1,97}{6+3} = \underline{0,22}$$

3.2 Kotel

3.2.1 Vlastnosti paliva

Výhřevnost	Q_i^r	13500kJ/kg
Hmotnost	m	120 kg/m ³
Rozměry balíku	v x š x l	90 x 120 x 240
Obsah vody	W^r	20%
Obsah popeloviny	A^r	3,47%
Síra	S	0,13%
Uhlík	C	38,08%
Vodík	H ₂	5,89%
Dusík	N ₂	1,62%
Kyslík	O ₂	30,81%

Tab.3 Vlastnosti paliva [8]

3.2.2 Určení výkonu kotle

Výpočet výkonu kotle je zjednodušený. Předmětem mé diplomové práce není podrobný výpočet zdroje, proto vypouštím stechiometrické a podrobné návrhové výpočty. Na doporučení konzultanta firmy První Brněnská Strojárna, a.s vycházím jen ze základního určení jednotlivých ztrát kotle. Na základě ztrát určím výkon zdroje a potřebné množství paliva, které bude jednotka spotřebovávat.

3.2.2.1 Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle na 1 kg tuhého paliva určím ze vzorce

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p + Q_{VZV} + Q_{pr} = 13500 + 0 + 0 + 0 = \underline{13500kJ/kg}$$

kde

Q_p^P	...	teplo přivedené do kotle [kJ/kg]
i_p	...	fyzické teplo paliva [kJ/kg]
Q_{VZV}	...	teplo dodávané ohřevem spalovacího vzduchu [kJ/kg]
Q_{pr}	...	teplo přivedené parním rozprašováním mazutu [kJ/s]

Při určení tepla přivedeného do kotle počítám jen s výhřevností paliva. Fyzické teplo paliva ve výpočtu nezohledňuji protože balík slámy není nijak před spálením ohříván, ani sušen. Kotel není vybaven přehřevem spalovacího vzduchu, ani technologií parního rozprašování mazutu. Z těchto základních úvah, které vychází z doporučení konstrukčních zkušeností PBS, a.s. vyplývá, že jediné teplo, které je do kotle přiváděno je formou výhřevnosti paliva.

3.2.2.2 Ztráta hořlavinou ve spalinách (ztráta chemickým nedopalem)

Ztráta chemickým nedopalem, je určena na základě unikání hořlavých složek ve spalinách. Tyto složky jsou při nedokonalém spalování vypouštěny do komína. Podíl prchavé hořlaviny u biomasy je velký, je proto nutné aby byl kotel vybaven dvěma přírady vzduchu. Primární vzduch je přiváděn přímo do prostoru spalování paliva. Sekundární vzduch je přiváděn ideálně tak, aby nedocházelo k úniku prchavé hořlaviny. Poměr rozdělení vzduchu primární:sekundární je 30:70. Ztrátu chemickým nedopalem volím na základě doporučení PBS, a.s.

$$Z_{CH} = 0,05\%$$

3.2.2.3 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

Ztráta mechanickým nedopalem, neboli ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích je způsobena zbytkovým obsahem tuhého uhlíku ve všech formách tuhých zbytků. Nespálený uhlík se může vyskytovat v nespáleném popelu, popílku který je unášen spalinami do komína, část tuhých zbytků odchází z kotle propadem (rošt, výsypky jednotlivých tahů). Ztrátu mechanickým nedopalem lze eliminovat prodloužením doby po kterou je palivo v ohništi, nebo rychlostí posuvu paliva po roštu a výškou vrstvy paliva u roštových kotlů. Propad můžeme eliminovat kvalitním konstrukčním řešením roštu. Popílek ve spalinách je možné separovat a navracet zpět do ohniště, toto použití je časté u fluidních kotlů.

Ztráta hořlaviny tuhými zbytky se určí ze vztahu

$$Z_c = Z_{CS} + Z_{CP} + Z_{CÚ} + Z_{CR} + Z_{CB}$$

kde

Z_C	...	celková ztráta hořlaviny tuhými zbytky [%]
Z_{CS}	...	tuhé zbytky zachycené v ohništi [%]
Z_{CP}	...	tuhé zbytky zachycené v průtazích kotle [%]
Z_{CR}	...	propad tuhých zbytků, pouze u roštových zbytků [%]
$Z_{CÚ}$...	tuhé zbytky odcházející z kotle (úlet) [%]
Z_{CB}	...	ztráta uhelného prášku v brýdách (výskyt u převážně práškových kotlů [%]

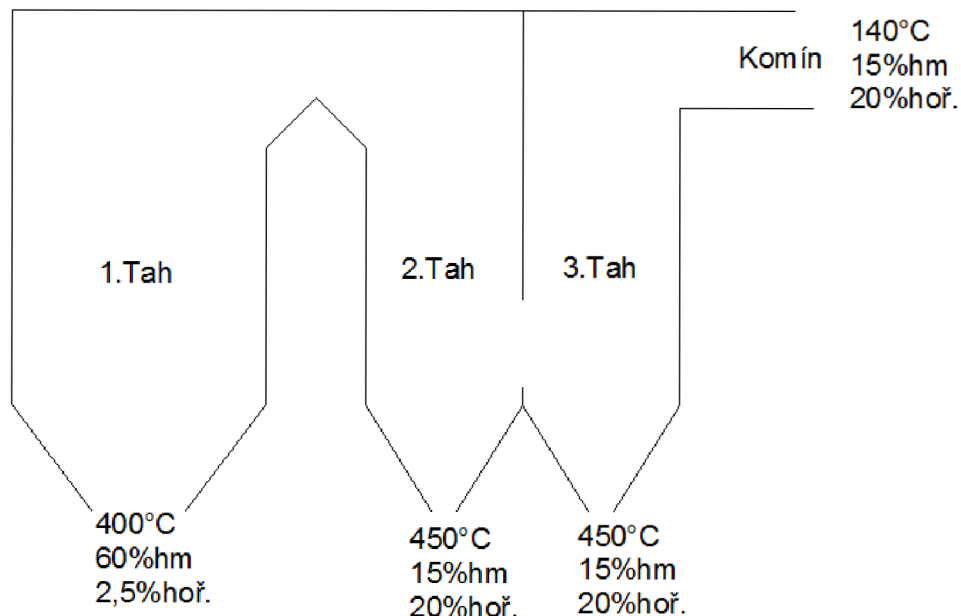
Jednotlivé části ztráty určím ze vzorce

$$Z_{Ci} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^P} \cdot Q_{Ci}$$

kde

C_i	...	procento hořlaviny tuhých zbytků [%]
X_i	...	procento popela zachycované v uvažovaném druhu tuhých zbytků, vztaheno k hmotě popela v palivu [%]
A^r	...	procento popela v palivu [%]
Q_{Ci}	...	výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků průměrná výhřevnost tuhých zbytků činí 32 600 kJ/kg

Procentuální rozdělení hořlaviny v tuhých zbytcích a jejich hmotnostní rozdělení podle jednotlivých způsobů jejich zachycení, včetně jejich teplot uvádím dle doporučení výrobce PBS, a.s.



Obr.28 Schéma kotle

Tuhé zbytky zachycené v ohništi kotle (uvažováno společně s propadem tuhých zbytků roštem)

$$Z_{CS} = \frac{C_S}{100 - C_S} \cdot \frac{X_S}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot Q_{CS} = \frac{2,5}{100 - 2,5} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{3,47}{13500 \text{kJ/kg}} \cdot 32600 \text{kJ/kg} = \underline{0,13\%}$$

Tuhé zbytky zachycené ve výsypce druhého tahu kotle

$$Z_{CP1} = \frac{C_{P1}}{100 - C_{P1}} \cdot \frac{X_{P1}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot Q_{CS} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{15}{100} \cdot \frac{3,47}{13500 \text{kJ/kg}} \cdot 32600 \text{kJ/kg} = \underline{0,42\%}$$

Tuhé zbytky zachycené ve výsypce třetího tahu kotle

$$Z_{CP2} = \frac{C_{P2}}{100 - C_{P2}} \cdot \frac{X_{P2}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot Q_{CS} = \frac{20}{100 - 20} \cdot \frac{15}{100} \cdot \frac{3,47}{13500 \text{kJ/kg}} \cdot 32600 \text{kJ/kg} = \underline{0,31\%}$$

Tuhé zbytky odcházející z kotle komínem (úlet popílku)

$$Z_{CÚ} = \frac{C_{CÚ}}{100 - C_{CÚ}} \cdot \frac{X_{CÚ}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot Q_{CS} = \frac{20}{100 - 20} \cdot \frac{15}{100} \cdot \frac{3,47}{13500 \text{kJ/kg}} \cdot 32600 \text{kJ/kg} = \underline{0,31\%}$$

Ztráta uhelným práškem se vyskytuje převážně u práškových uhelných kotlů, proto pro daný případ tuto ztrátu nezahrnuju do výpočtu.

$$Z_{CB} = 0$$

Celková ztráta nedopalem se určí jednoduše součtem jednotlivých určených ztrát. Celková ztráta mechanickým nedopalem je tedy

$$Z_e = (Z_{CS} + Z_{CR}) + Z_{CP} + Z_{CÚ} + Z_{CB} = 0,13\% + 0,42\% + 0,31\% + 0,31 + 0 = \underline{1,18\%}$$

3.2.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování

Tuhé zbytky odcházejí z kotle nedokonale vychlazené a odnáší sebou část nevyužitého citelného tepla.

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků lze určit na základě teplot jednotlivých tuhých zbytků ze vzorce

$$Z_{Fi} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot c_i \cdot t_i$$

kde

c_i	...	měrné teplo tuhých zbytků popela (odečte se buď z tabulky nebo se určí výpočtem) [kJ/kg*K]
t_i	...	teplota uvažovaných tuhých zbytků [°C]

Měrné teplo tuhých zbytků lze výpočtem určit podle následujícího vztahu

$$c_i = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_i$$

Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků se určí součtem jednotlivých fyzických tepel tuhých zbytků odcházejících z kotle.

Tuhé zbytky odcházející z roštu (teplota 400°C)

$$c_R = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_R = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 400^\circ\text{C} = 0,91\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$Z_{FR} = \frac{X_R}{100 - C_R} \cdot \frac{A^r}{Q_P^p} \cdot c_R \cdot t_R = \frac{60}{100 - 2,5} \cdot \frac{3,47}{13500\text{kJ} / \text{kg}} \cdot 0,91\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} \cdot 400^\circ\text{C} = 0,057\%$$

Tuhé zbytky odcházející z druhého a třetího tahu kotle (teplota 450°C)

$$c_{2,3} = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_2 = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 450^\circ\text{C} = 0,94\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$Z_{F2,3} = \frac{X_{2,3}}{100 - C_{2,3}} \cdot \frac{A^r}{Q_P^p} \cdot c_{2,3} \cdot t_{2,3} = \frac{15}{100 - 2,5} \cdot \frac{3,47}{13500\text{kJ} / \text{kg}} \cdot 0,94\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} \cdot 450^\circ\text{C} = 0,016\%$$

Ztráta fyzickým teplem popílku (úlet, teplota 140°C)

$$c_U = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_U = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 140^\circ\text{C} = 0,78\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$Z_{FÚ} = \frac{X_U}{100 - C_U} \cdot \frac{A^r}{Q_P^p} \cdot c_U \cdot t_U = \frac{15}{100 - 20} \cdot \frac{3,47}{13500\text{kJ} / \text{kg}} \cdot 0,78\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} \cdot 140^\circ\text{C} = 0,004\%$$

Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků se rovná součtu jednotlivých ztrát fyzickým teplem tuhých zbytků

$$Z_F = Z_{FR} + Z_{F2} + Z_{F3} + Z_{FÚ} = 0,057 + 0,016 + 0,016 + 0,004 = \underline{0,094\%}$$

3.2.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Komínová ztráta je má největší procentuální podíl na ztrátách kotle. Do komína odcházejí spaliny s částečně nevyužitou tepelnou energií. Teplota spalin, která ovlivňuje množství nevyužitou tepelnou energii je ovlivněna teplotou rosného bodu. Při jeho podkročení dochází k nízkoteplotní korozi. Rosný bod je ovlivněn obsahem síry v palivu (spalinách). U některých kotlů je dnes již povolena částečná kondenzace spalin. Eliminace komínové ztráty je možné dosáhnout čištěním kotle a teplosměnných ploch, čímž zvýšíme možnost využít tepelnou energii spalin. Čištění se může provádět buď ofukem nebo jinou technologií.

Komínová ztráta se určí vztahem

$$Z_K = (100 - Z_C) \cdot \frac{O_{SP} \cdot (v_k - t_{VZ})}{Q_P^P}$$

Kde

v_k	...	teplota spalin za kotlem [°C]
t_{VZ}	...	teplota nasávaného vzduchu [°C]

Minimální množství vlhkých spalin pro tuhá paliva

$$O_{SP\ min} = 1,375 + 0,95 \cdot \frac{Q_i^r}{4187}$$

Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1kg paliva

$$O_{SVZ} = 0,5 + 1,012 \cdot \frac{Q_i^r}{4187}$$

Minimální množství vlhkého vzduchu

$$O_{VZ} = f \cdot O_{SVZ}$$

Objem spalin za kotlem

$$O_{SP} = O_{SP\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ\ min}$$

Měrné teplo spalin

$$c_{SP} = \frac{I_{SP}}{O_{SP} \cdot v_K}$$

Cílem mé práce není podrobný výpočet kotle, tudíž jsem se nevěnoval stechiometrickým výpočtům, jelikož pro určení komínové ztráty je nutné znát entalpii spalin, použil jsme hodnotu entalpie spalin na základě výpočtového návrhu kotle na slámu z níže uvedené tabulky. Další parametry pro výpočet jsou byly voleny na základě doporučení konzultanta PBS, a.s. Teplota spalin za kotlem je 140°C, teplota nasávaného vzduchu je 20 °C, přebytek spalovacího vzduchu je 1,4, součinitel $f= 1,03$.

Tab.3-4 Entalpie spalin v závislosti na teplotě

t [°C]	$I_{s \min}^t$ [kJ.kg ⁻¹]	$I_{v \min}^t$ [kJ.kg ⁻¹]	$I_s^{t,\alpha}$ [kJ.kg ⁻¹]				
			1	1,1	1,2	1,3	1,4
0	0	0	0	0	0	0	0
100	561,6137	428,4417	561,6137	604,4579	647,3021	690,1462	732,9904
200	1139,422	861,5841	1139,422	1225,58	1311,739	1397,897	1484,055
300	1734,246	1302,39	1734,246	1864,485	1994,724	2124,963	2255,202
400	2346,652	1752,513	2346,652	2521,904	2697,155	2872,406	3047,658
500	2976,454	2213,92	2976,454	3197,846	3419,238	3640,63	3862,022
600	3623,725	2682,737	3623,725	3891,999	4160,273	4428,547	4696,82
700	4286,827	3164,798	4286,827	4603,307	4919,787	5236,267	5552,747
800	4965,41	3651,685	4965,41	5330,579	5695,748	6060,916	6426,085
900	5656,516	4150,191	5656,516	6071,535	6486,555	6901,574	7316,593
1000	6362,743	4651,564	6362,743	6827,9	7293,056	7758,212	8223,369
1200	7804,953	5674,514	7804,953	8372,404	8939,856	9507,307	10074,76
1400	9281,321	6714,579	9281,321	9952,779	10624,24	11295,69	11967,15
1600	10790,88	7770,98	10790,88	11567,98	12345,08	13122,18	13899,27
2000	13862,96	9910,339	13862,96	14853,99	15845,03	16836,06	17827,1
2500	17794,46	12642,22	17794,46	19058,68	20322,9	21587,12	22851,34

Tab.4 Tabulka entalpie spalin v závislosti na teplotě [6]

Určení komínové ztráty

$$O_{SP \min} = 1,375 + 0,95 \cdot \frac{Q_i^r}{4187} = 1,375 + 0,95 \cdot \frac{13500 \text{ kJ} / \text{kg}}{4187} = 4,44 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$O_{SVZ} = 0,5 + 1,012 \cdot \frac{Q_i^r}{4187} = 0,5 + 1,012 \cdot \frac{13500}{4187} = 3,76 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$O_{IVZ} = f \cdot O_{SVZ} = 1,03 \cdot 3,76 \text{ m}^3 \cdot \text{kg} = 3,88 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$O_{SP} = O_{SP \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{IVZ \min} = 4,44 \text{ m}^3 / \text{kg} + (1,4 - 1) \cdot 3,88 \text{ m}^3 / \text{kg} = \underline{5,99 \text{ m}^3 / \text{kg}}$$

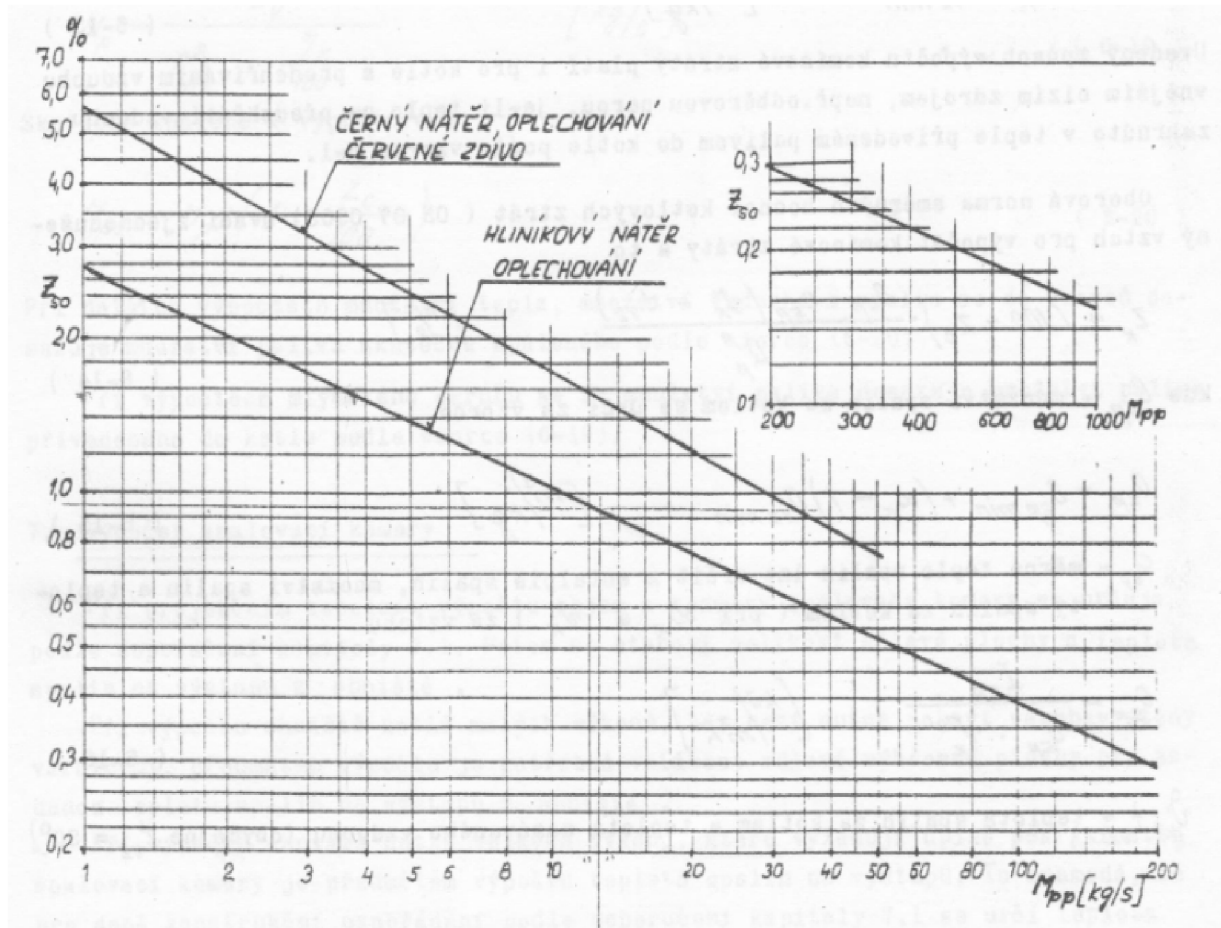
Entalpie spalin na výstupu z kotle o teplotě 140°C je 1033,42 kJ/kg.

$$c_{SP} = \frac{I_{SP}}{O_{SP} \cdot v_K} = \frac{1033,42}{5,99 \cdot 140} = 1,23 \text{ kJ} / \text{m}^3 \cdot \text{K}$$

$$Z_K = (100 - Z_C) \cdot \frac{O_{SP} \cdot (v_k - t_{IVZ})}{Q_P^P} = (100 - 1,18) \cdot \frac{5,99 \cdot (140 - 20)}{13500} = \underline{6,48\%}$$

3.2.2.6 Ztráta sáláním do okolí

Ztráta sáláním závisí na kvalitní izolaci kotle. Je přímo úměrná velikosti výkonu kotle a typu paliva. Se zvětšujícím se výkonem kotle ztráta do okolí sáláním klesá. Ztráta se určuje z tabulek.



Obr.29 Diagram pro určení ztráty sáláním kotle [3]

$$Z_s = 1,49\%$$

3.2.2.7 Tepelná účinnost kotle (brutto)

$$\eta_k = 100 - \sum Z_i = 100 - (Z_{CH} + Z_C + Z_F + Z_K + Z_S) = 100 - (0,05 + 1,18 + 0,094 + 6,48 + 1,49) = \underline{90,7\%}$$

3.2.3 Výrobní teplo páry

Výrobní teplo se určí na základě vstupní entalpie vody, výstupní entalpie páry a celkového hmotnostního toku.

3.2.3.1 Schema 1

Vstupní entalpie vody	$i_1=445,7 \text{ kJ/kg}$
Výstupní entalpie páry	$i_2=3323,2 \text{ kJ/kg}$
Hmotnostní tok	$m=3,76 \text{ kg/s}$

$$Q_V = m_p \cdot (i_2 - i_1) = 3,76 \cdot (3323,2 - 445,7) = 10819,3 \text{ kW} = 10,82 \text{ MW}$$

3.2.3.2 Schema 2

Vstupní entalpie vody	$i_1=445,7 \text{ kJ/kg}$
Výstupní entalpie páry	$i_2=3323,2 \text{ kJ/kg}$
Hmotnostní tok	$m=4,14 \text{ kg/s}$

$$Q_V = m_p \cdot (i_2 - i_1) = 4,14 \cdot (3323,2 - 445,7) = 11797,7 \text{ kW} = \underline{11,91 \text{ MW}}$$

3.2.4 Množství paliva přiváděného do kotle

3.2.4.1 Schema 1

$$M_p = \frac{Q_V}{Q_p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{10819,3}{13500 \cdot \frac{90,7}{100}} = 0,88 \text{ kg/s} = 3,18 \text{ t/h}$$

Hmotnost jednoho balíku

$$M_B = \rho \cdot V = \rho \cdot (v \cdot \check{s} \cdot l) = 120 \cdot (0,90 \cdot 1,20 \cdot 2,40) = 311,04 \text{ kg}$$

Počet balíků spálených za hodinu při plném výkonu kotle

$$n_B = \frac{M_p}{M_B} = \frac{3,18}{0,311} = 10,22 \text{ balíků/h}$$

3.2.4.2 Schema 2

$$M_p = \frac{Q_V}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{11912}{13500 \cdot \frac{90,7}{100}} = 0,97 \text{ kg/s} = 3,49 \text{ t/h}$$

Hmotnost jednoho balíku

$$M_B = \rho \cdot V = \rho \cdot (v \cdot \check{s} \cdot l) = 311,04 \text{ kg}$$

Počet balíků spálených za hodinu při plném výkonu kotle

$$n_B = \frac{M_p}{M_B} = \frac{3,49}{0,311} = 11,2 \text{ balíků/h}$$

Palivo bude dováženo na návěsích nákladních automobilů. Nákladní automobil s rozměry návěsu 13,62m na délku, 2,46 m na šířku a 3 m na výšku dokáže jednou jízdou přepravit 30 balíků slámy.

3.3 Výměník CZT

3.3.1 Výměník CZT pro schéma 1

Volím trubkový výměník s plovoucími hlavami, trubky jsou měděné uspořádané do trojúhelníku o rozměrech $\phi 18 \times 1,3$ mm. Součinitel tepelné vodivosti mědi je 370 W/m*K. Z rovnice kontinuity vyjde celkový počet trubek 222. Trubky dělím do dvou cest, každá cesta má 111 trubek. Tlak ve výměníku je 0,12 MPa, kondenzační teplota páry 104,8 °C.

Parametry na vstupu:

Voda	t = 70 °C	Pára	t = 253,1 °C
	i = 293,02 kJ/kg		i = 2980,6 kJ/kg
	m = 35,6 kg/s		m = 2,27 kg/s

Parametry na výstupu:

Voda	t = 110 °C	Pára	t = 80 °C
	i = 461,4 kJ/kg		i = 334,9 kJ/kg
	m = 35,6 kg/s		m = 2,27 kg/s

3.3.1.1 Výpočet součinitele prostupu tepla

Na straně páry je součinitel přestupu tepla vysoký. Ve výsledném vzorci pro součinitel prostupu tepla, kdy se počítá s převrácenou hodnotou součinitelů přestupu tepla na obou

stranách je v případě páry hodnota tak malá, že ji zanedbávám. Rychlost vody v potrubí volím 1,8 m/s.

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody.

dynamická viskozita $\nu = 3,2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

Reynoldsovo číslo $\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1,8 \text{ m/s} \cdot (18 \text{ mm} - 2 \cdot 1,3 \text{ mm})}{3,2 \cdot 10^{-7}} = \underline{101250}$

Velikost Reynoldsova čísla určuje proudění jako turbulentní.

Prandltovo číslo $\text{Pr} = 1,91$ Určeno podle X-steam

Nusseltovo číslo pro turbulentní proudění uvnitř trubky

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot 101250^{0,8} \cdot 1,91^{0,4} = 300,92$$

Součinitel přestupu tepla na straně vody

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \Rightarrow \alpha_v = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{300,92 \cdot 370}{15,4} = \underline{7230,0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}$$

Součinitel prostupu tepla k

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_v}} = \frac{1}{0 + \frac{0,0013 \text{ m}}{370 \text{ W/m} \cdot \text{K}} + \frac{1}{7230 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}} = 7050,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = \underline{7,05 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}}$$

kde

α_p	...	součinitel přestupu tepla na straně páry [W/m ² *K]
α_v	...	součinitel přestupu tepla na straně vody [W/m ² *K]
δ	...	tloušťka trubky [m]
λ	...	součinitel teplotní vodivosti [W/m*K]

3.3.1.2 Konstrukční výpočet výměníku

Střední logaritmický teplotní spád $\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_p - \Delta t_v}{\ln\left(\frac{\Delta t_p}{\Delta t_v}\right)} = \frac{10^\circ\text{C} - 143,4^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{10^\circ\text{C}}{143,4^\circ\text{C}}\right)} = \underline{50,09^\circ\text{C}}$

Teplotní rozdíl Δt_1 $\Delta t_p = 80^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C} = \underline{10^\circ\text{C}}$

Teplotní rozdíl Δt_2 $\Delta t_v = 253,1^\circ\text{C} - 110^\circ\text{C} = \underline{143,4^\circ\text{C}}$

Určení velikosti teplosměnné plochy

$$S = \frac{m \cdot (i_{v2} - i_{v1})}{k \cdot \Delta t_{\log}} = \frac{35,6 \text{ kg/s} \cdot (461,4 \text{ kJ/kg} - 293 \text{ kJ/kg})}{7,05 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 50,9^\circ\text{C}} = \underline{16,99 \text{ m}^2}$$

kde

m ... hmotnostní tok vody ve výměníku [kg/s]
 i_{v2}, i_{v1} ... entalpie vody na výstupu, vstupu [kJ/kg]

Určení potřebné délky trubek

$$L = \frac{S}{n \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{16,99}{222 \cdot \pi \cdot 0,018} = \underline{1,35 \text{ m}}$$

kde

n ... počet trubek ve výměníku [kg/s]

Jedna trubka si vyžádá plochu $0,866 \text{ s}^2$, zvolím-li uspořádání trubek do trojúhelníka. Podíl plochy zaplnění trubkovnice trubkami odhaduji na $\eta_{tr} = 0,5$. Rozteč trubek $s = 28 \text{ mm}$.

Plocha trubkovnice

$$S_{tr} = \frac{n \cdot s^2 \cdot 0,866}{\eta_{tr}} = \frac{140 \cdot 0,028^2 \cdot 0,866}{0,5} = \underline{0,30 \text{ m}^2}$$

Průměr trubkovnice

$$D_{tr} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{tr}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,30 \text{ m}^2}{\pi}} = \underline{0,62 \text{ m}}$$

3.3.2 Výměník pro schéma 2

Volím trubkový výměník s plovoucími hlavami, trubky jsou měděné uspořádané do trojúhelníku o rozměrech $\Phi 18 \times 1,3 \text{ mm}$. Součinitel tepelné vodivosti mědi je $370 \text{ W/m} \cdot \text{K}$. Z rovnice kontinuity vyjde celkový počet trubek 222. Trubky dělím do dvou cest, každá cesta má 111 trubek. Tlak ve výměníku je $0,12 \text{ MPa}$, kondenzační teplota páry $104,8^\circ\text{C}$.

Parametry na vstupu:

Voda	$t = 70^\circ\text{C}$	Pára	$t = 249,7^\circ\text{C}$
	$i = 293,02 \text{ kJ/kg}$		$i = 2973,4 \text{ kJ/kg}$
	$m = 35,6 \text{ kg/s}$		$m = 2,27 \text{ kg/s}$

Parametry na výstupu:

Voda	$t = 110^\circ\text{C}$	Pára	$t = 80^\circ\text{C}$
	$i = 461,4 \text{ kJ/kg}$		$i = 334,9 \text{ kJ/kg}$
	$m = 35,6 \text{ kg/s}$		$m = 2,27 \text{ kg/s}$

3.3.2.1 Výpočet součinitele prostupu tepla

Na straně páry je součinitel přestupu tepla vysoký, vychází v řádech desítek tisíc. Ve výsledném vzorci pro součinitel prostupu tepla, kdy se počítá s převrácenou hodnotou součinitelů přestupu tepla na obou stranách je v případě páry hodnota tak malá, že ji zanedbávám. Rychlost vody v potrubí volím 1,8 m/s.

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody.

dynamická viskozita $\nu = 3,2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

Reynoldsovo číslo $Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1,8 \text{ m/s} \cdot (18 \text{ mm} - 2 \cdot 1,3 \text{ mm})}{3,2 \cdot 10^{-7}} = 101250$

Velikost Reynoldsova čísla určuje proudění jako turbulentní.

Prandltovo číslo $Pr = 1,91$ Určeno podle X-steam

Nusseltovo číslo pro turbulentní proudění uvnitř trubky

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 101250^{0,8} \cdot 1,91^{0,4} = 300,92$$

Součinitel přestupu tepla na straně vody

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \Rightarrow \alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{300,92 \cdot 370}{15,4} = 7230 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel prostupu tepla k

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_v}} = \frac{1}{0 + \frac{0,0013 \text{ m}}{370 \text{ W/m} \cdot \text{K}} + \frac{1}{7230 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}} = 7050,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 7,05 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$$

3.3.2.2 Konstrukční výpočet výměníku

Střední logaritmický teplotní spád $\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_p - \Delta t_v}{\ln\left(\frac{\Delta t_p}{\Delta t_v}\right)} = \frac{10^\circ\text{C} - 139,7^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{10^\circ\text{C}}{139,7^\circ\text{C}}\right)} = 49,19^\circ\text{C}$

Teplotní rozdíl Δt_1 $\Delta t_p = 80^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C} = 10^\circ\text{C}$

Teplotní rozdíl Δt_2 $\Delta t_v = 249,7^\circ\text{C} - 110^\circ\text{C} = 139,7^\circ\text{C}$

Určení velikosti teplosměnné plochy

$$S = \frac{m \cdot (i_{v2} - i_{v1})}{k \cdot \Delta t_{\log}} = \frac{35,6 \text{ kg/s} \cdot (461,4 \text{ kJ/kg} - 293 \text{ kJ/kg})}{7,05 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 49,19^\circ\text{C}} = \underline{17,33 \text{ m}^2}$$

Určení potřebné délky trubek

$$L = \frac{S}{n \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{17,33}{222 \cdot \pi \cdot 0,018} = \underline{1,38 \text{ m}}$$

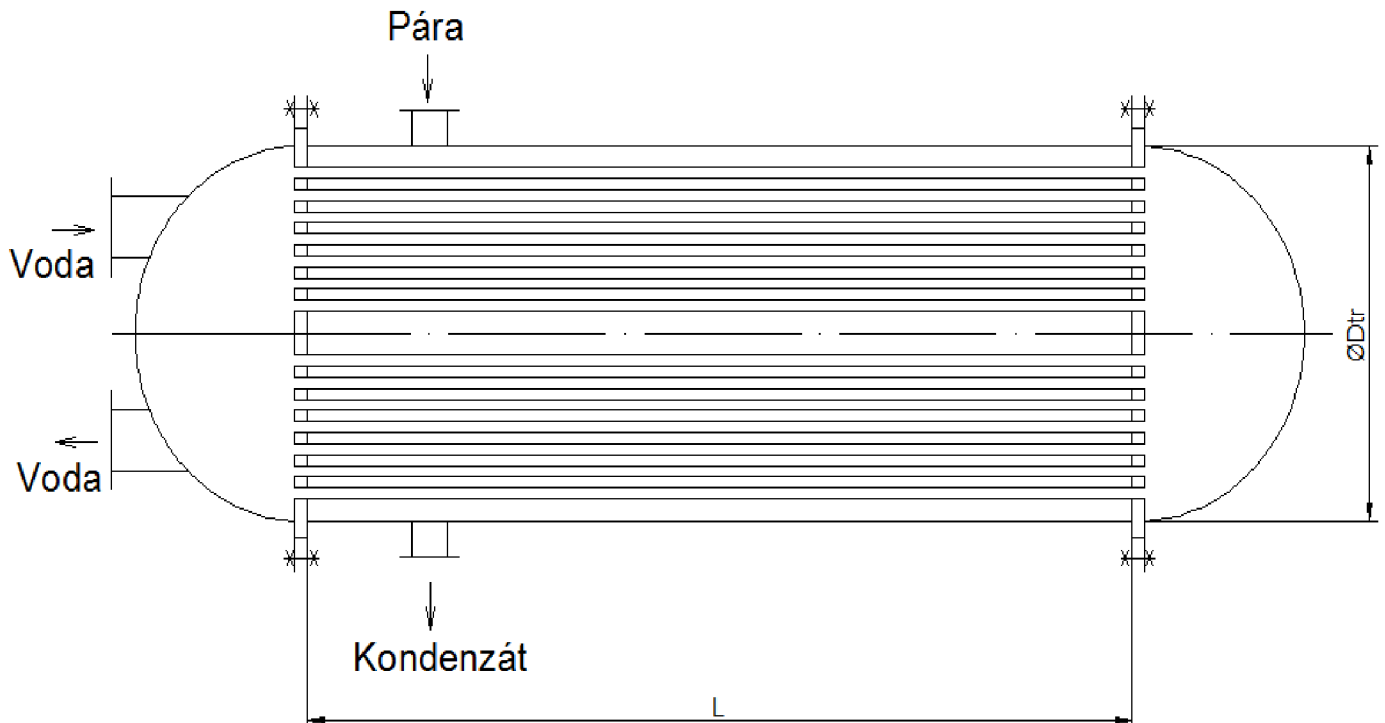
Jedna trubka si vyžadá plochu 0,866s², zvolím-li uspořádání trubek do trojúhelníka. Podíl plochy zaplnění trubkovnice trubkami odhaduji na $\eta_{tr} = 0,5$. Rozteč trubek s = 28 mm.

Plocha trubkovnice

$$S_{tr} = \frac{n \cdot s^2 \cdot 0,866}{\eta_{tr}} = \frac{140 \cdot 0,028^2 \cdot 0,866}{0,5} = \underline{0,30 \text{ m}^2}$$

Průměr trubkovnice

$$D_{tr} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{tr}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,19 \text{ m}^2}{\pi}} = \underline{0,62 \text{ m}}$$

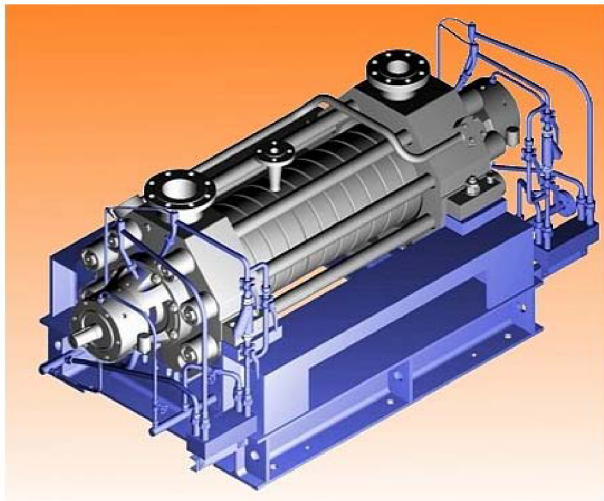


x

Obr.30 Konstrukční řešení výměníku CZT

3.4 Volba strojních zařízení

3.4.1 Napájecí čerpadla



Obr.31 Napájecí čerpadlo CND [9]

Pro obě schémata volím napájecí čerpadlo od výrobce Sigmagroup a.s. Z produktové řady jsem zvolil typ CND. Jedná se o napájecí odstředivé čerpadlo s oboustranně uloženým rotorem. Typ CND je vhodný pro napájení parních ktolů konvekčních elektráren, tepláren a průmyslových podniků. Typ CND je možno také použít jako zdroj tlakové vody v různých odvětvích průmyslu. Maximální průtok čerpadla je 160 l/s. Maximální dopravní výška 2480 m při teplotě média maximálně 200 °C. [9]

3.4.2 Kondenzátní čerpadlo

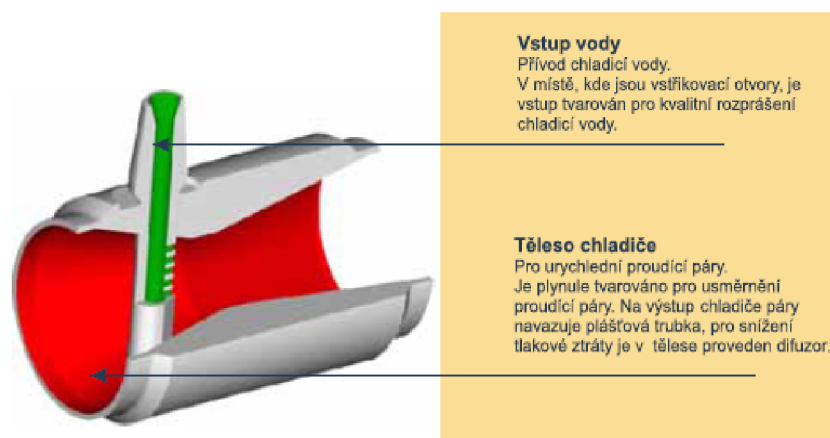


Obr.32 Kondenzátní čerpadlo CU [9]

Pro schéma 2 s kondenzační turbínou je nutné za výměníkem CZT zvýšit tlak na tlak odpovídající napájecí nádrži což je 0,12 MPa. Pro tento účel volím čerpadlo od výrobce Sigmagroup a.s. Z produktové řady volím typ CU. Jedná se o odstředivé článkové horizontální čerpadlo s oboustranně podepřeným rotorem. Čerpadlo je možné použít pro čisté i mírně znečištěné kapaliny, horké vody, kondenzáty pro mazací látky i pohonné látky. Možnost použít i v prostředích s nebezpečím výbuchu. Maximální průtok čerpadla je 190 l/s, dopravní výška 630 m při teplotě média maximálně 180 °C. [9]

3.4.3 Chladič páry

Chladič technologické páry volím od výrobce G-team a.s. Z produktové řady volím typ VCHT. U typu VCHT je samostatné těleso jakožto venturiho trubice vloženo do parního potrubí. Pro zvýšení rychlosti páry v potrubí je v každém konstrukčním řešení navrženo zúžení, které je zakončeno kuželovým difuzorem. Přívod vody je zajištěn trubkou, ve které jsou vytvořeny otvory pro vstřík kapaliny. Po rozprášení chladicí vody do proudu páry se voda rozpadá na jemné kapky. Vstříkovací trubka je na volném konci podepřena v tělese chladiče. Orientace otvorů pro vstřík vody může být dvojitá, buď ve směru proudu páry, nebo kolmo na spěr proudu páry. [7]



Obr.33 Chladič páry VCHT [7]

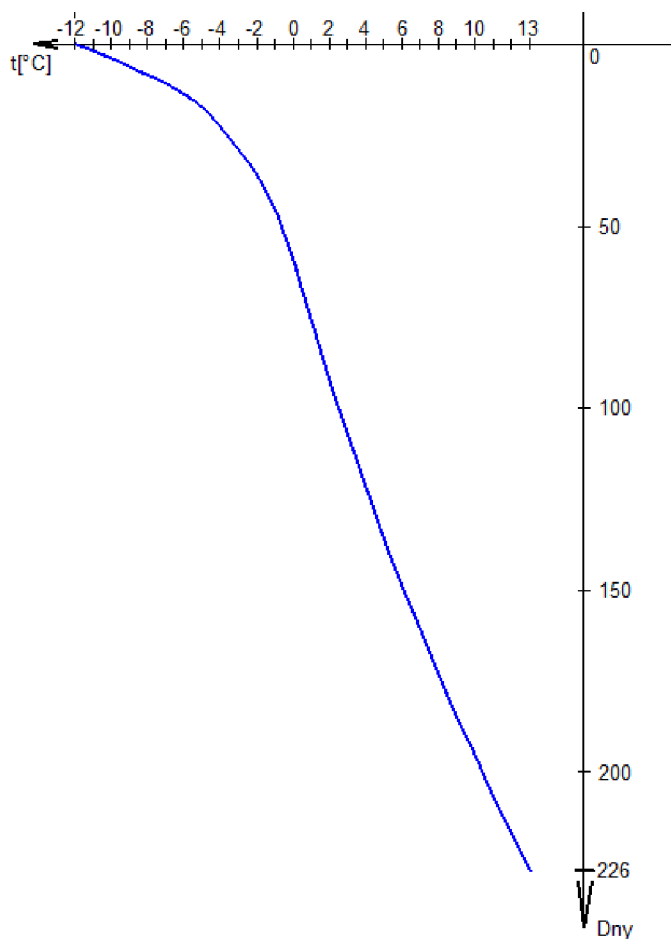
4 Diagram potřeby tepla v roce

Pro sestrojení digramu roční potřeby tepla je zapotřebí křivka trvání teplot a závislost potřeby tepla při uvážení aktuální venkovní teploty. Jelikož nebyla zadána konkrétní lokalita pro výstavbu mnou navrhovaného teplotního zdroje, volím si lokalitu sám a to Ostravsko. Tuto lokalitu jsem zvolil z důvodu získání kvalitních teplotních dat loňských let. Pro zvolenou lokalitu platí:

- Počet denostupňů (délka topného období podle dlouhodobého průměru v dané lokalitě) $\tau_{\max} = 227$ dnů.
- Nejnižší venkovní teplota $t_e = -12$ °C
- Mezní teplota pro vytápění $t_{em} = 13$ °C

4.1 Sestrojení křivky trvání teplot

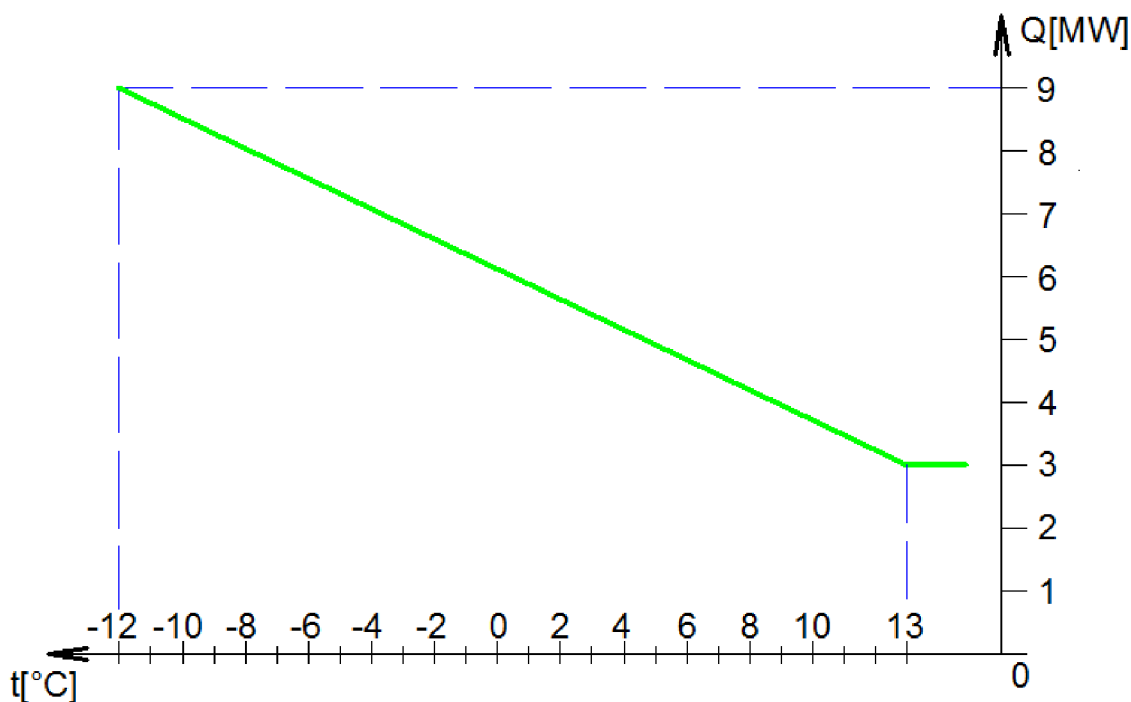
Křivku jsem sestrojil na základě četnosti jednotlivých teplot vyskytujících se v průběhu loňského roku. Interval teplot jsem zvolil v rozmezí -12 °C, což je minimální venkovní teplota až +13 °C, což je teplota při které se přestává dodávat teplo do centrální topné soustavy.



Obr.34 Křivka trvání teplot

4.2 Křivka potřeby tepla v závislosti na venkovní teplotě

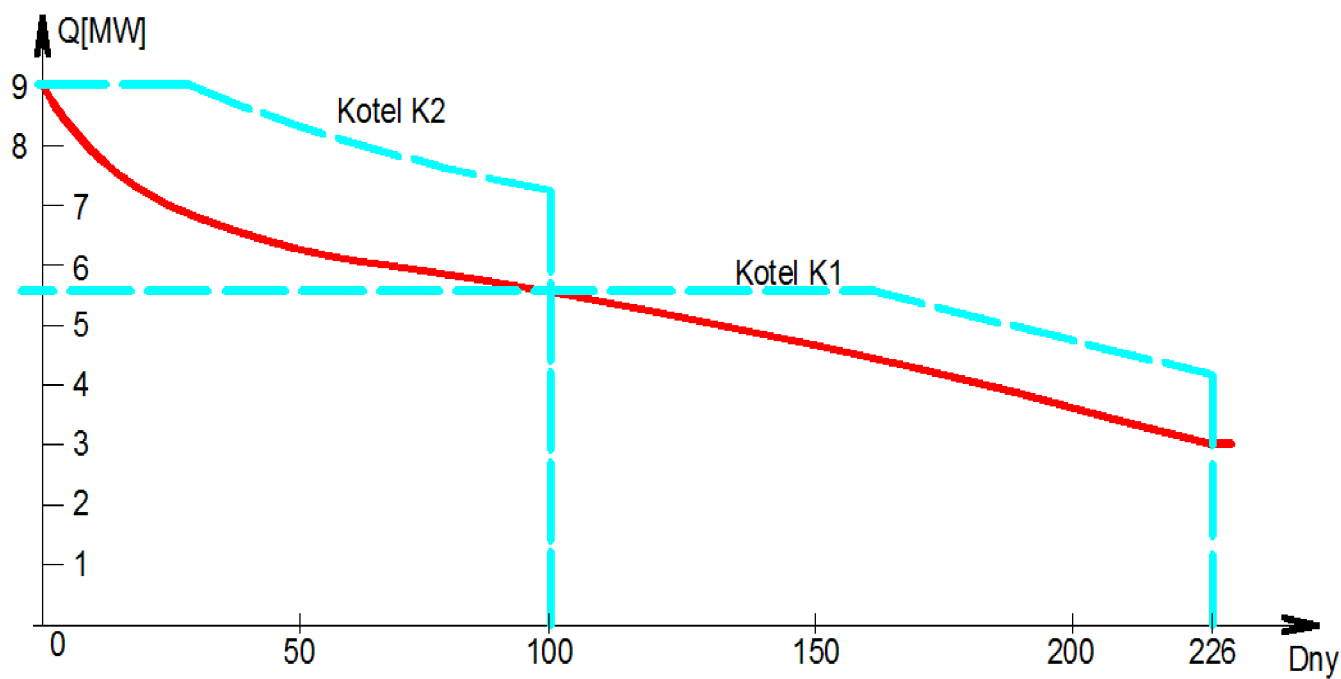
Potřeba tepla v závislosti na venkovní teplotě je lineární. Konstrukce je jednoduchá spojíme bod při minimální výpočtové teplotě, kdy je potřebný výkon maximální s bodem na vodorovné ose, který odpovídá požadované teplotě uvnitř vytápěného objektu. Potřeba tepla je ovlivněna dodávkou technologické páry 3 MW. Celkovou potřebu tepla ovlivňují dvě základní vlastnosti objektu. První jsou celkové ztráty objektu, které jsou dány jeho stavební konstrukcí. Konstrukce určí součinitel prostupu tepla. Celkové ztráty jsou závislé na vnějších, tak požadovaných vnitřních teplotách. Druhým důležitým faktorem jsou tepelné ztráty větráním. Výměna vzduchu je dána normou, čímž se při návrhu těchto ztrát také projektant musí řídit. Tyto prvotní odhady jsou čistě orientační a nejsou přesné pokud není výměna vzduchu řízena klimatizačními jednotkami.



Obr.35 Křivka potřeb tepla v závislosti na venkovní teplotě

4.3 Diagram potřeby tepla v roce

Diagram sestojím na základě diagramu trvání teplot a diagramu potřeby tepla v roce. Dny jsou vynášeny na vodorovné ose, výkony na ose svislé. Pro jednodušší představu je možné umístit konstruovaný diagram do I. kvadrantu, diagram potřeb tepla v roce v závislosti na teplotě do II. kvadrantu, v třetím kvadrantu je umístěna křivka trvání teplot v roce. Při konstrukci jsou hodnoty z II. a III. kvadrantu přenášeny do I. kvadrantu. Vynesu potřebný počet bodů, tak abych byl schopen sestrojit křivku s dostatečnou přesností. Po sestrojení diagramu je zřejmé, že je vhodné v průběhu roku v provozu 2 kotle. Jeden kotel K1, který bude v provozu po celou sezónu a kotel K2, který bude provozován jen po dobu nejvyšší potřeby tepla v roce. Jelikož jsem navrhoval v předchozích předběžných výpočtech kotel jako jeden zdroj na obilnou slámu bude tento zdroj rozdělen na dva kotle o nižších výkonech. Kotel K1 o výkonu 5,5 MW a kotel K2 o výkonu 3,5 MW. Kotel K1 bude v provozu celý rok, bude pokrývat celoroční dodávku technologické páry a dodávku tepla pro CZT po celou topnou sezónu. Kotel K2 bude provozován jen 100 dní v topné sezóně.



Obr.36 Křivka potřeby tepla v roce

5 Závěr

Primárním cílem diplomové práce bylo v libovolně zvolené lokalitě navrhnout řešení teplotenského zdroje ve více variantách a určit výkony jednotlivých zařízení. Pro jednotlivé návrhy provést bilanční výpočty. Podle zvolené lokality vypracovat diagram potřeb tepla v roce a nastítnit tak průběh výkonu teplárny v průběhu roku. Při návrzích bylo nutné uvažovat základní požadavky zákazníků.

Variantně byla navržena 3 základní schémata. Schéma 1 a 2 jsou vhodnější pro realizaci teploten o nižších výkonech. Schéma 3 je díky vícestupňovému ohřevu kondenzátu a napájecí vody komplikovanější a vhodné pro realizaci zdrojů o větších výkonech, proto ho pro řešení nedoporučuji. První dvě schémata se liší pouze ve volbě turbíny, což ovlivňuje celkovou účinnost celého oběhu. Teplárna s přetlakovou točivou redukcí by v případě realizace dosahovala celkové účinnosti 74,8%. Při realizaci teplárny s kondenzační turbínou je díky většímu elektrickému výkonu celková účinnost 81,2%. Při zvažování jediného faktoru a to účinnosti by bylo jednoduché doporučit pro realizaci schéma 2. Pro správné doporučení by bylo vhodné zvolit schéma pro realizaci na základě technicko-ekonomické úvahy, zvažovat výši investice a její návratnost. Jelikož technicko-ekonomická úvaha nebyla náplní této práce, nejsem schopen jednoznačně doporučit vhodné schéma pro realizaci.

Z diagramu potřeb tepla v roce pro lokalitu Ostravsko je patrné, že je vhodnější realizovat teplotnu se dvěma kotli. Jeden kotel o výkonu 5,5 MW bude provozován po celý rok, kotel o výkonu 3,5 MW bude v provozu 100 dní v roce.

6 Použitá literatura

- [1] J. KRBEK, B. POLESNÝ, J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál – Návrh a výpočet, PC-DIR Real, s.r.o Brno, 1999
- [2] J. KADRNOŽKA, L. OCHRANA. Teplárenství , CERM, s.r.o Brno, 2000
- [3] F. BUDAJ. Parní kotle – Podklady pro tepelný výpočet, Nakladatelství VUT Brno, 1992
- [4] M. Pavelek a kol. Termomechanika, CERM, s.r.o Brno, 2003
- [5] Program X-steam
- [6] Trávníček, J. Parní kotel na psalování slámy z pšenic, žita a ječmene 30t/h, Brno 2011
- [7] www.g-team.cz
- [8] www.agroweb.cz
- [9] www.sigmagroup.cz

7 Seznam obrázků

- Obr.1 Technologická pára T-s diagram
- Obr.2 Schema 1
- Obr.3 Výměník CZT (Schema 1)
- Obr.4 Přetlaková turbína (Schema 1)
- Obr.5 Uvolňovač páry (Schema 1)
- Obr.6 Škrceň páry (Schema 1)
- Obr.7 Chladič páry (Schema 1)
- Obr.8 Směšovací uzel (Schema 1)
- Obr.9 Směšovací uzel 2 (Schema 1)
- Obr.10 Napajecí nádrž (Schema 1)
- Obr.11 Schéma 2
- Obr.12 Výměník CZT (Schema 2)
- Obr.13 Kondenzační turbína (Schema 2)
- Obr.14 Uvolňovač páry (Schema 2)
- Obr.15 Škrtecí ventil (Schema 2)
- Obr.16 Chladič páry (Schema 2)
- Obr.17 Směšovací uzel (Schema 2)
- Obr.18 Směšovací uzel 2 (Schema 2)
- Obr.19 Kondenzátor (Schema 2)
- Obr.20 Napajecí nádrž (Schema 2)
- Obr.21 Schéma 3
- Obr.22 Schéma 3
- Obr.23 Přetlaková turbína[7]
- Obr.24 Přetlaková turbína schéma[7]
- Obr.25 Expanzní čára přetlakové turbíny
- Obr.26 Kondenzační turbína [7]
- Obr.27 Přetlaková turbína schéma [7]
- Obr.28 Expanzní čára kondenzační turbíny
- Obr.29 Schéma kotle
- Obr.30 Diagram pro určení ztráty sáláním kotle [3]
- Obr.31 Konstrukční řešení výměníku CZT
- Obr.32 Napajecí čerpadlo CND [9]
- Obr.33 Kondenzační čerpadlo CU [9]
- Obr.34 Chladič páry VCHT [7]
- Obr.35 Křivka trvání teplot
- Obr.36 Křivka potřeb tepla v závislosti na venkovní teplotě
- Obr.37 Křivka potřeby tepla v roce

8 Seznam tabulek

- Tab. 1 Parametry turbíny TR 560[7]
- Tab. 2 Parametry kondenzační turbíny [7]
- Tab. 3 Vlastnosti paliva [8]
- Tab. 4 Tabulka entalpie spalin v závislosti na teplotě [6]