

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T041 Stavba energetických strojů a zařízení

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Kompletní návrh trasy potrubí kondenzátu parní turbíny 65MW z kondenzátoru a OTV přes NT regeneraci do Napájecí nádrže kotle včetně dimenzování čerpadel a veškerých potřebných pevnostních a průtokových výpočtů.**

Autor: **Jan Horák**  
Vedoucí práce: **Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D., MBA**

Akademický rok 2014/2015

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Katedra energetických strojů a zařízení**

**Akad. Rok: 2014/2015**

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

**Jméno a příjmení:** Jan Horák  
**Studijní program:** N2301 Strojní inženýrství  
**Studijní obor:** Stavba energetických strojů a zařízení

Téma diplomové práce:

**KOMPLETNÍ NÁVRH TRASY POTRUBÍ KONDENZÁTU PARNÍ TURBÍNY 65MW  
Z KONDENZÁTORU A OTV PŘES NT REGENERACI DO NAPÁJECÍ NÁDRŽE  
KOTLE VČETNĚ DIMENZOVÁNÍ ČERPADEL A VEŠKERÝCH POTŘEBNÝCH  
PEVNOSTNÍCH A PRŮTOKOVÝCH VÝPOČTŮ.**

Základní požadavky:

Diplomant provede dílčí schéma trasy v autocadu, dispoziční návrh trasy v PDMS, potřebné výpočty v excelu a pevnostní výpočet zadané potrubní trasy ve výpočtovém programu Caesar II. Dále diplomant provede návrh potřebných čerpadel, kontrolu jejich nátokových výšek včetně kontroly kavitace čerpadel OTV při výpadku turbíny s následným zhodnocením výpočtů.

Doporučený rozsah práce : 40 - 60 stran A4

Rozsah příloh :

Forma zpracování diplomové práce : tištěná a elektronická (CD)

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu literatury, který je součástí této diplomové práce. Dalšími zdroji informací pro mě byly rady vedoucího diplomové práce a konzultanta ze Škody Power a.s.

V Plzni dne: .....

.....

Horák Jan

## **Upozornění**

Využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi je možné pouze na základě autorské smlouvy a souhlasu fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

## **Poděkování**

Ráda bych v úvodu své diplomové práce poděkovala všem pedagogickým pracovníkům Katedry energetických strojů a zařízení. Zvláště pak děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Zdeňku Jůzovi a konzultantu ze Škody Power Ing. Janu Neckářovi, kteří mi svými radami pomohli při vypracování této diplomové práce.

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Horák	<b>Jméno</b> Jan
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	Stavba jaderně energetických zařízení	
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Ing. Jůza, Ph.D., MBA	<b>Jméno</b> Zdeněk
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKE	
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Kompletní návrh trasy potrubí kondenzátu parní turbíny 65MW z kondenzátoru a OTV přes NT regeneraci do Napájecí nádrže kotle včetně dimenzování čerpadel a veškerých potřebných pevnostních a průtokových výpočtů.	

<b>FAKULTA</b>	Strojní	<b>KATEDRA</b>	Katedra energetických strojů a zařízení	<b>ROK ODEVZD.</b>	2015
----------------	---------	----------------	---	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	82	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	77	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	5
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>Diplomová práce je zaměřena na návrh potrubní trasy kondenzátu z kondenzátoru turbíny a OTV přes NT regeneraci do Napájecí nádrže kotle. Hlavně na její pevnostní výpočty a výpočty proudění.</p> <p>Pevnostní výpočet je prováděn kvůli správnému návrhu rozmístění závěsů a uložení na potrubí hlavní trasy kondenzátu. Dále je počítána tloušťka stěn těchto hlavních částí potrubí.</p> <p>Dimenzování čerpadel a regulačního ventilu na hlavní trase kondenzátu je navrženo v závislosti na tlakových ztrátách a hydrostatických tlacích v potrubí.</p> <p>V diplomové práci je řešen i přechodový stav při výpadku turbíny, kdy do OTV přestane proudit odběrová pára, čímž klesá teplota ve výměníku. Tím klesá tlak v OTV a dochází ke kavitaci čerpadla.</p> <p>Hlavním cílem práce je určení polohy závěsů a podpěr potrubí, kontrola návrhu čerpadel a regulačního ventilu. Dále je ukázán průběh parametrů tlaku při výpadku čerpadla a navržen způsob ochrany čerpadla před kavitací.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	Kondenzát, kavitace, tlakové ztráty, pevnostní výpočet, tloušťka stěn, NT regenerace, výpadek turbíny, kondenzátní čerpadlo

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Horák	<b>Name</b> Jan	
<b>FIELD OF STUDY</b>	Design of Power Machines and Equipment		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Ing. Jůza, Ph.D., MBA	<b>Name</b> Zdeněk	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<del><b>BACHELOR</b></del>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	The design of the condensate piping line of the steam turbine 65MW from the condenser and DWH through LP regeneration to the feed water tank including dimensioning pumps and necessary stress and flow calculations.		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Design of Power Machines and Equipment	<b>SUBMITTED IN</b>	2015
----------------	------------------------	-------------------	--	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	82	<b>TEXT PART</b>	77	<b>GRAPHICAL PART</b>	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	<p>The thesis is focused on the design of the condensate pipeline from the condenser and DWH through the LP regeneration to the feed water tank. Main attention is paid to the stress and flow calculations.</p> <p>Stress calculation is necessary, because of correct design of hangers and restrains placements on the main condensate pipeline.</p> <p>Pumps and control valve on this pipeline are designed with respect to the pressure losses and hydrostatic pressures in the pipes.</p> <p>When turbine loss load, extraction steam does not flow to DWH and pressure drops. This transition state cause cavitation in suction of the pumps.</p> <p>The main objectives of this thesis are design of piping supports, pumps and control valve. As well as overall design of the system to avoid cavitation.</p>
<b>KEY WORDS</b>	Condensate, cavitation, pressure drop, stress calculation, wall thickness, LP regeneration, turbine failure, condensate pump

## Obsah

1. Seznam použitých označení a jednotek .....	9
2. Úvod .....	11
3. Popis komponent a jejich funkce .....	12
3.1 Sání kondenzátních čerpadel .....	12
3.1.1 Laterální kompenzátor 2LCA01BR901 .....	13
3.1.2 Uzavírací klapky 2LCA01AA001 a 2LCA01AA002 .....	14
3.1.3 Filtry 2LCA01AT101 a 2LCA01AT102.....	14
3.1.4 Kondenzátní čerpadla 2LCB01AP101 a 2LCB01AP102 .....	15
3.2 Výtlač kondenzátních čerpadel .....	16
3.2.1 Zpětné klapky 2LCA02AA301 a 2LCA02AA302.....	18
3.2.2 Uzavírací klapky 2LCA02AA101 a 2LCA02AA102 .....	18
3.2.3 Uzavírací klapky 2LCA02AA103, 2LCA10AA101, 2LCA33AA101, 2LCA10AA102, 2LCA20AA101, 2LCA11AA101, 2LCA20AA102, 2LCA30AA101 a 2LCA21AA101 .....	19
3.2.4 Kondenzátor komínkové páry .....	19
3.2.5 Nízkotlaká regenerace .....	20
3.2.6 Stork .....	22
3.3 Systém ohřevu topné vody .....	22
3.3.1 Ohřívák topné vody .....	23
3.3.2 Laterální kompenzátor 2LCJ04BR901.....	24
3.3.3 Uzavírací klapky 2LCJ04AA001, 2LCJ04AA002, 2LCJ04AA003 a 2LCJ04AA001 .....	24
3.3.4 Filtry 2LCJ04AT101 a 2LCJ04AT102 .....	24
3.3.5 Podávací čerpadla 2LCJ04AT102 a 2LCJ04AT101 .....	25
3.3.6 Zpětné klapky 2LCJ04AA301, 2LCJ04AA303 a 2LCJ04AA302.....	25
3.3.7 Uzavírací ventil 2LCJAA109.....	26
3.3.8 Uzavírací ventil 2LCJ04AA101 .....	26
3.4 Přečerpávání kondenzátu z NTO1 .....	27
3.4.1 Armatury na přečerpávacím systému .....	27
3.4.2 Podávací čerpadla NTO1 2LCJ03AP101 a 2LCJ03AP102 .....	28
4. Tlakové ztráty v potrubí .....	30

4.1	Místní ztráty.....	30
4.2	Třecí ztráty.....	31
4.3	Výpočet tlakové ztráty.....	32
5.	Ostatní trasy kondenzátního potrubí .....	37
5.1	Kondenzační provoz .....	37
5.1.1	Kondenzační čerpadlo při kondenzačním provozu .....	39
5.1.2	Podávací čerpadlo OTV .....	41
5.1.3	Podávací čerpadlo NTO1 .....	41
5.1.4	Regulační ventil při kondenzačním provozu.....	44
5.2	Topný provoz.....	45
5.2.1	Kondenzační čerpadlo při topném provozu.....	46
5.2.2	Podávací čerpadlo OTV .....	47
5.2.3	Podávací čerpadlo NTO1 .....	50
5.2.4	Regulační ventil při topném provozu .....	50
6.	Návrh tloušťky stěny potrubí .....	51
6.1	Dovolené namáhání .....	51
6.2	Tloušťka stěny .....	51
6.3	Přímé trubky .....	53
6.4	Výpočet tloušťky stěny.....	53
6.5	Kontrola výpočtu .....	54
6.6	Další potrubní trasy .....	54
7.	Kontrola kavitace OTV čerpadel při výpadku turbíny.....	56
7.1	Kavitace .....	56
7.2	Změny tlaku v potrubí sání podávacích čerpadel OTV .....	58
7.3	Výpadek odběru páry v OTV .....	61
7.3.1	Tepelná bilance OTV .....	61
7.3.2	Pokles tlaku v OTV .....	63
7.3.3	Restart čerpadla .....	64
7.4	Volba optimálního průměru sacího potrubí.....	65
8.	Analýza pružnosti.....	68
8.1	Kategorizace potrubí.....	68
8.2	Zatížení potrubí.....	69
8.2.1	Rozdělení zatížení .....	70

8.2.2	Zatížení od hmotnosti .....	70
8.2.3	Zatížení od tlaku .....	71
8.2.4	Zatížení od teploty .....	71
8.2.5	Zatížení od dilatačních pohybů hrdel zařízení .....	71
8.2.6	Další zatížení .....	72
8.3	Tepelná roztažnost .....	72
8.4	Erozní koroze .....	72
8.5	Podpěry a závěsy .....	73
8.5.1	Zatížení podpěr .....	73
8.5.2	Zatížení pružného závěsu .....	74
8.6	Výpočet potrubní trasy .....	74
8.7	Výsledky pevnostního výpočtu .....	77
9.	Závěr .....	81
10.	Seznam použité literatury .....	82



## 1. Seznam použitých označení a jednotek

OZNAČENÍ	JEDNOTKY	NÁZEV
$\Delta p_z$	Pa	Tlaková ztráta
$w$	m/s	Rychlost proudění
$\rho$	Kg/m <sup>3</sup>	Hustota
$\xi$	-	Součinitel tlakové ztráty
$\xi_T$	-	Třecí součinitel tlakové ztráty
$\xi_M$	-	Místní součinitel tlakové ztráty
$\lambda$	-	Součinitel tření
$L, l$	m	Délka potrubí
$d_i$	m	Vnitřní průměr potrubí
$d_o$	m	Vnější průměr potrubí
$\Delta$	-	Relativní drsnost
$k$	mm	Drsnost potrubí
$\dot{m}$	Kg/s	Hmotnostní průtok
$p$	Pa	Tlak
$p_k$	Pa	Tlak v kondenzátoru
$v_k$	m <sup>3</sup> /kg	Měrný objem v kondenzátoru
$S$	m <sup>2</sup>	Vnitřní průřez potrubí
$Re$	-	Reynoldsovo číslo
$\nu$	m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	Kinetická viskozita
$\eta$	Pa·s	Dynamická viskozita
$h$	m	Výška
$p_H$	Pa	Hydrostatický tlak
$\Delta h$	m	Rozdíl výšek
$\Delta p$	Pa	Změna tlaku
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Objemový průtok
$H$	m	Výtlačná výška čerpadla
$g$	m/s <sup>2</sup>	Gravitační zrychlení

$NPSH$	m	Nátoková výška
$p$	Pa	Tlak
$n$	ot/min	Otáčky
$\sigma_D$	MPa	Dovolené napětí
$R_{eHt}$	MPa	Minimální specifikovaná hodnota horní mez kluzu v tahu při výpočtové teplotě
$R_{p0,2t}$	MPa	Mez kluzu v tahu při výpočtové teplotě
$R_m$	MPa	Pevnost v tahu
$p_c$	Pa	Výpočtový tlak
$z$	-	Součinitel hodnoty spoje
$e$	mm	Tloušťka stěny
$c_o$	mm	korozní-erozní přídavek
$c_1$	%	tolerance výroby
$p_D$	Pa	Dovolený tlak
$p_{TEST}$	Pa	Tlak při hydrostatické zkoušce
$DN$	mm	Světlost potrubí
$\alpha$	1/°C	Součinitel tepelné roztažnosti
$T$	°C	Teplota
$F$	N	Síla
$M$	N·m	Moment
$E$	MPa	Youngův modul pružnosti
$\varepsilon$	-	Poměrné prodloužení
$k$	N/m	Tuhost pružiny
$dx, dy, dz$	mm	Změna délky
$\sigma$	MPa	Napětí

## 2. Úvod

Cílem této práce je návrh potrubní trasy hlavního kondenzátu podle přiloženého potrubního schématu od kondenzátoru turbíny a ohříváku topné vody až po napájecí nádrž kotle. Diplomová práce je rozdělena na dvě části. V první teoretické části jsou popsány komponenty v potrubní trase a jejich funkce. V druhé praktické části je výpočet tlakových ztrát v potrubí a návrh regulačních ventilů a čerpadel. Hlavním cílem je kontrola potrubní trasy pevnostně a návrh správného zavěšení a podepření potrubí. Dále je provedena výpočtová kontrola kavitace na podávacích čerpadlech ohříváku topné vody při přechodovém stavu výpadku odběru páry z turbíny do ohříváku.

Tlakové ztráty spolu s výpočtem regulačního ventilu jsou provedeny pro dva konkrétní provozy. Prvním je kondenzační provoz, kdy ohřívák topné vody neodebírá páru z turbíny a hlavním účelem bloku je výroba elektrické energie. Druhým je teplofikační topný provoz, kdy většina páry z turbíny je odebírána do ohříváku topné vody. Tam se teplo předává z odběrové páry z turbíny do topné vody. Elektrárna je tedy provozována hlavně pro vytápění určité lokality nebo spotřebiče.

Kontrola kavitace je počítána pro topný provoz, jelikož při kondenzačním provozu bloku jsou podávací čerpadla ohříváku topné vody vypnuta. Výpočet je proveden pro přechodový stav, tudíž se jedná o nestacionární jev. V ohříváku topné vody nastává pokles teploty v čase, a vše se řeší v závislosti na čase po výpadku.

Pevnostní výpočet začíná určením optimální tloušťky stěny potrubí od vnitřního přetlaku a poté výpočet napětí ve všech uzlech potrubní trasy. Dochází k výpočtu nejprve napětí od vnitřního přetlaku a hmotnosti potrubí a média v něm, ze kterého se určí přibližné rozmístění uložení potrubí. Poté nastává výpočet napětí od tepelné dilatace jak potrubí, tak zařízení, ke kterému je potrubí připojeno. Zde se dořeší přesné uložení potrubí. Kombinací obou napětí je výsledné napětí na potrubí v jednotlivých uzlech potrubní trasy. Tato spočtená napětí se porovnávají s dovolenými hodnotami dle příslušné normy.

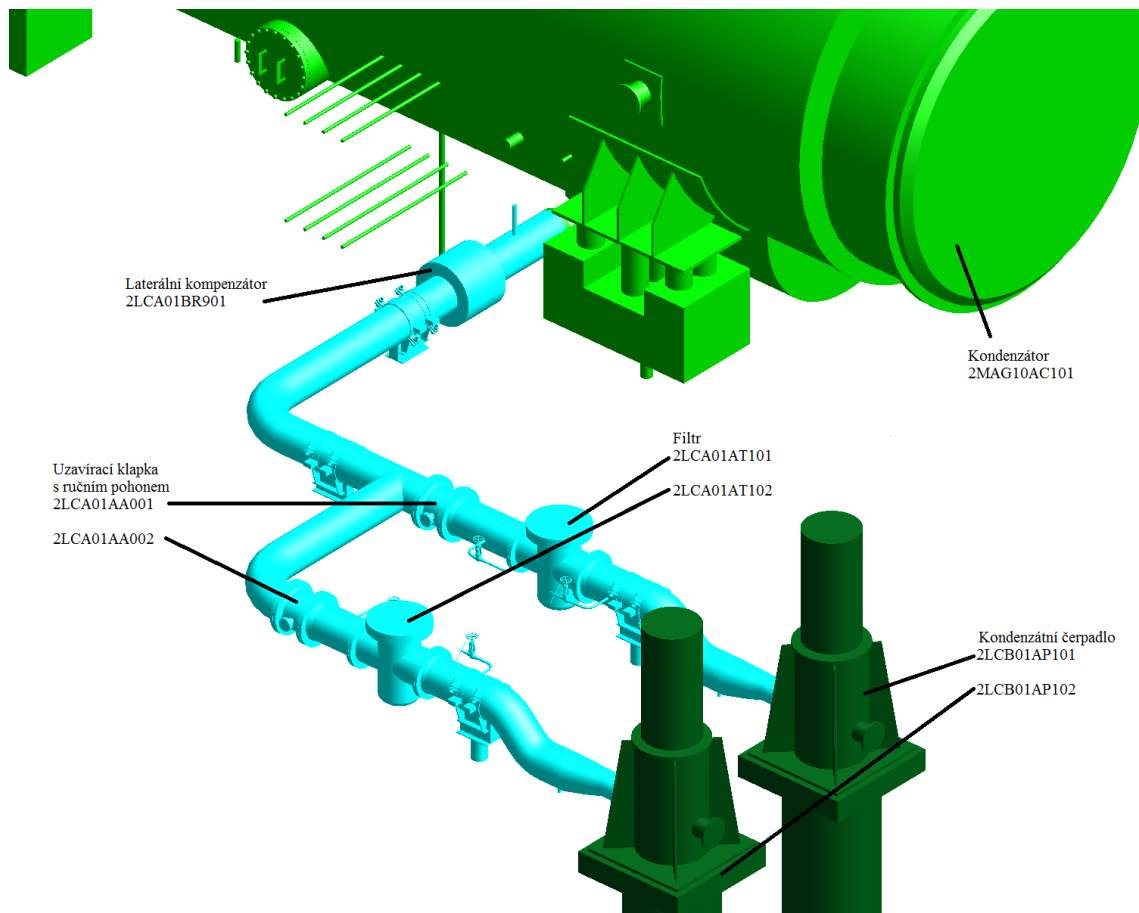
Pro výpočet kontroly kavitace v potrubí při výpadku turbíny, tlakové ztráty s návrhem regulačního ventilu a kontroly čerpadel je použit program Microsoft Excel. Stejně tak pro výpočet tloušťky stěny potrubí. V Excelu je přidám doplněk pára-voda. To je výpočtový doplněk pro určování tabulkových hodnot potřebných parametrů vody a páry. Pevnostní výpočet pro uložení potrubní trasy hlavního kondenzátu je použit výpočtový software Caesar II. Pro 3D modelování trasy potrubí je použit software PDMS, který slouží k modelování dispozice potrubí. Schéma trasy hlavního kondenzátu je kresleno stejně jako schémata k tlakovým ztrátám v programu AutoCad.

### 3. Popis komponent a jejich funkce [1], [2]

V této kapitole bude rozděleno kondenzační potrubí do dílčích úseků. Úseky budou zobrazeny v modelu. Schéma celé potrubní trasy kondenzace je v příloze č. 1. Budou popsány hlavní funkce jednotlivých armatur a zařízení, nacházejících se na potrubní trase z kondenzátoru do napájecí nádrže.

#### 3.1 Sání kondenzátních čerpadel

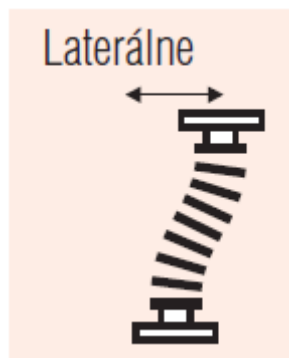
Sací potrubí kondenzátních čerpadel slouží k dopravení kondenzátu ze sběrače kondenzátoru do kondenzátních čerpadel. Tlak kondenzátu v kondenzátoru dosahující téměř vakua je na mezi sytosti. Kondenzátní čerpadla musí být umístěna pod kondenzátorem kvůli nátokové výšce kondenzátního čerpadla. Zvýšení tlaku dosáhneme právě umístěním kondenzátních čerpadel pod kondenzátor nárůstem hydrostatického tlaku. Sání kondenzačních čerpadel je ukázáno na obr. 1.



Obr. 1: Sání KČ

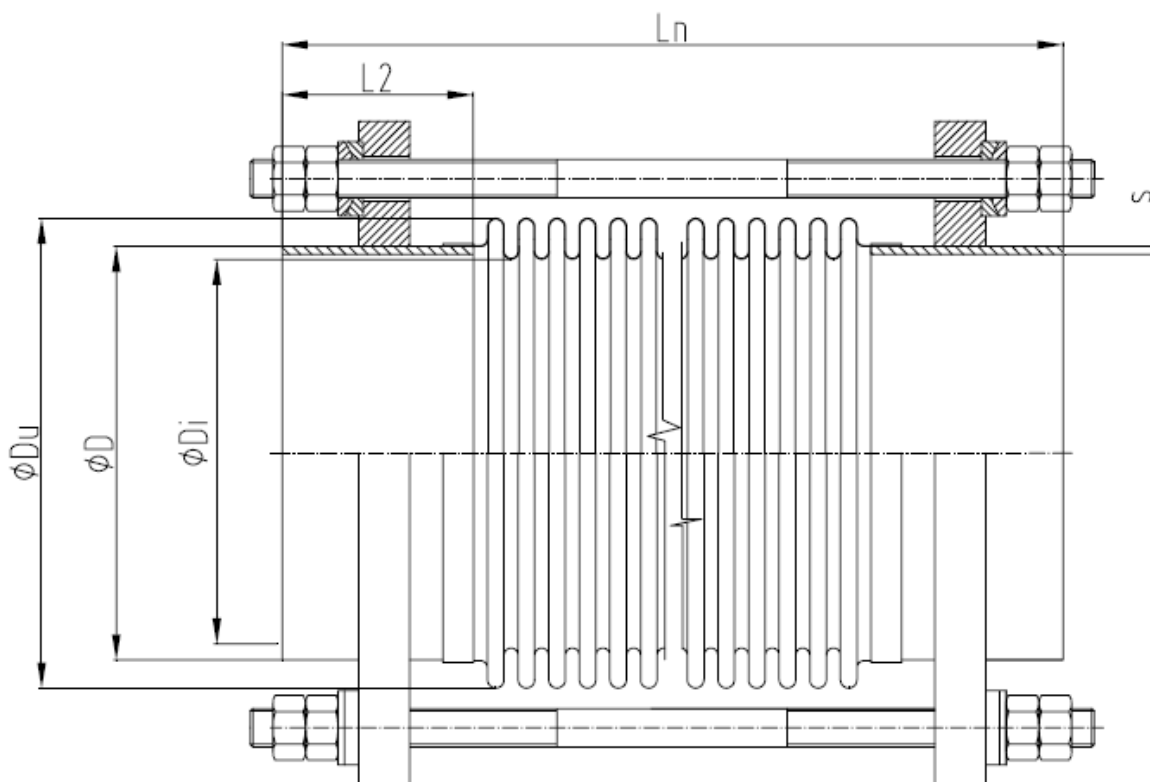
### 3.1.1 Laterální kompenzátor 2LCA01BR901

Na potrubí za hrdlem z kondenzátoru se nachází laterální kompenzátor. Kompenzátor je laterální, tudíž jeho axiální pohyb je nulový a povolen je jen pohyb laterální, tedy stranový. Kompenzátor kompenzuje posuvy potrubí a kondenzátoru při tepelné dilataci. Kondenzátor se nachází na pružinách a při jeho pohybu musí potrubní systém kompenzovat jeho pohyb nahoru a dolů. Při tepelné dilataci potrubí se bude pohybovat potrubí do stran. Na obr. 2 je vidět laterální pohyb kompenzátoru.



Obr. 2: Laterální pohyb kompenzátoru

Kompenzátor je složen z pružného vlnovce, který je přivařen k různým druhům přípojek, např. potrubní, přírubové nebo speciální koncovky. Laterální kompenzátor je zajištěn proti axiálnímu pohybu svorníky. Příklad laterálního kompenzátoru s potrubní přípojkou je vidět na obr. 3.



Obr. 3: Laterální kompenzátor

### 3.1.2 Uzavírací klapky 2LCA01AA001 a 2LCA01AA002

Uzavírací klapky slouží k úplnému otevření nebo úplnému zavření průtoku média. Na každé čerpadlo je jedna uzavírací klapka. Používá se k provoznímu nahrazení jednoho čerpadla druhým, například při čištění filtru nebo při poruše jednoho z čerpadel. V normálním provozu je jedna klapka vždy uzavřená a druhá otevřená. Na obr. 4 je vidět přírubová uzavírací klapka s ručním pohonem, která je i v našem případě použita.

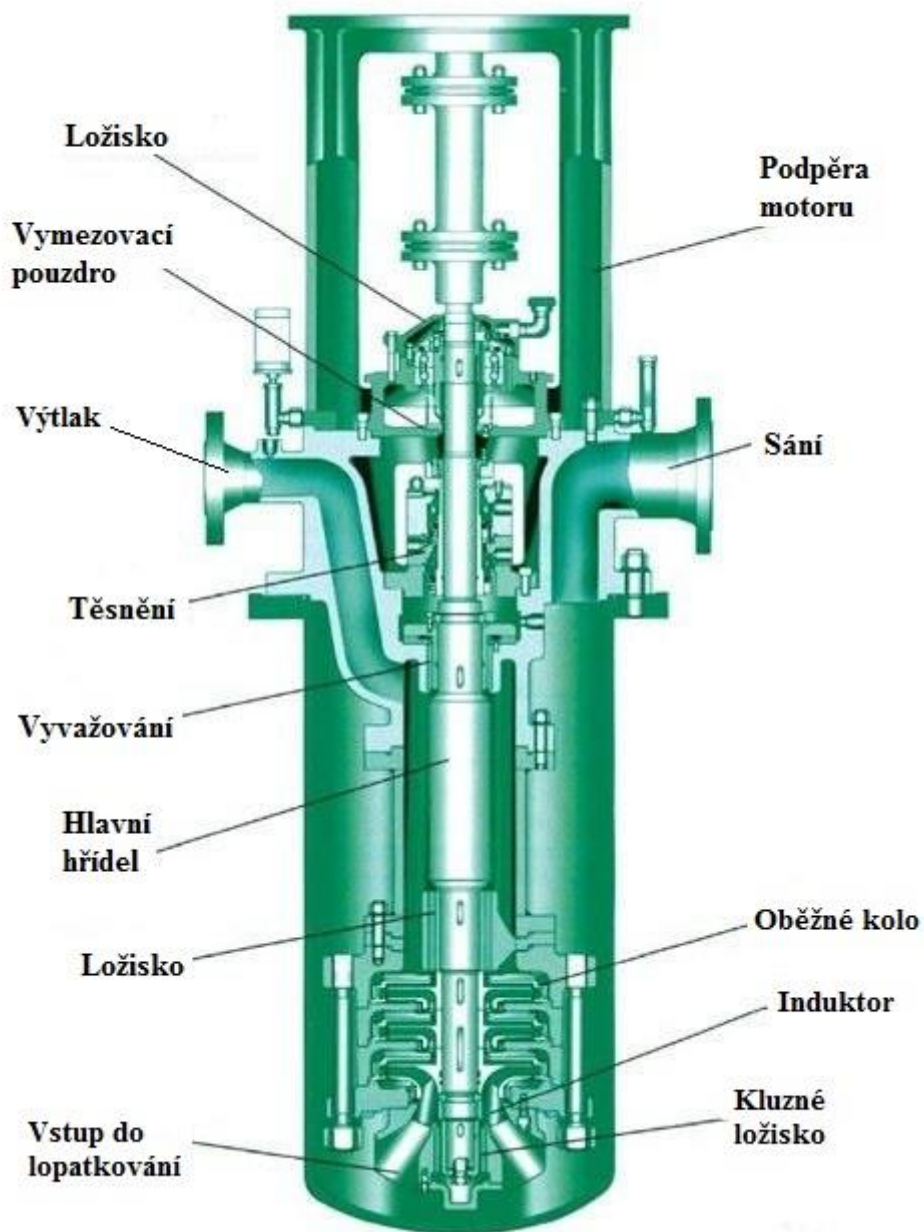


*Obr. 4: Uzavírací klapka*

### 3.1.3 Filtry 2LCA01AT101 a 2LCA01AT102

Filtr slouží k zachytávání nečistot před důležitým zařízením. V našem případě před kondenzátním čerpadlem. Možnosti připojení k potrubí je pomocí přírub nebo navařením na potrubí. Nejdůležitějším dílem filtru je síto. Síto se vybírá podle velikosti ok. Velikosti a hustota ok je hlavním strůjcem tlakové ztráty filtru. Síto se nechá uzavřením klapky čistit. K určení stupně znečištění filtru se měří diferenční tlak před a za filtrem. Při určité velikosti tlakové difference už může čerpadlo díky znečištění síta filtru začít kavitovat. Dojde k zvýšení součinitele místní tlakové ztráty a tím k zvýšení tlakové ztráty. Při dosažení limitní tlakové difference musí dojít k vyčištění síta. Použitý filtr je zobrazen na obr. 5.



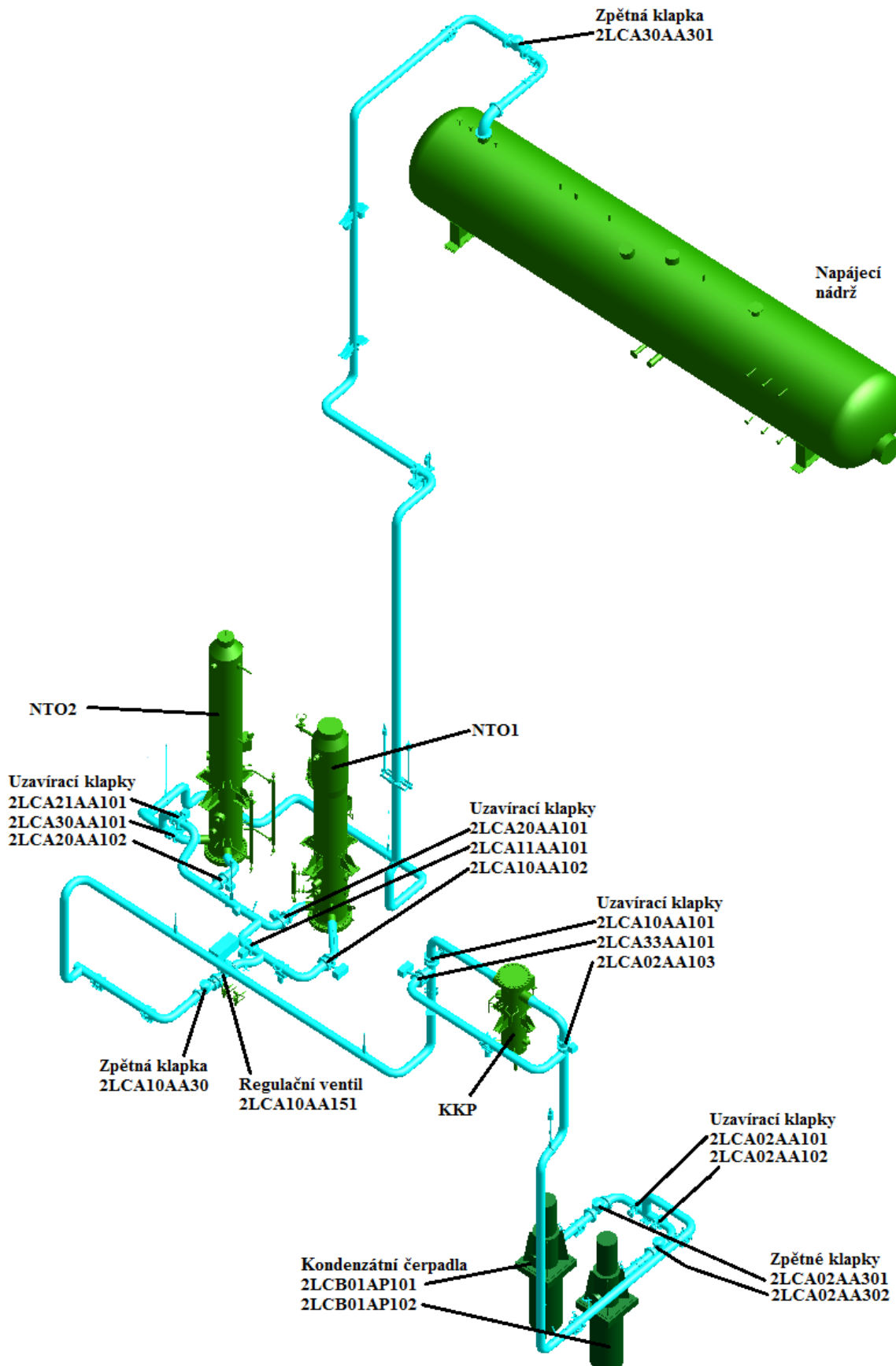


Obr. 6: Kondenzátní čerpadlo

### 3.2 Výtlač kondenzátních čerpadel

Potrubí výtlačku kondenzátních čerpadel prochází přes kondenzátor komínkové páry a dva nízkotlaké ohříváky. Poté přes rozprašovač Stork na vstupu do napájecí nádrže. V ohřívácích je kondenzát ohříván pro dosažení větší účinnosti cyklu. Celé potrubí výtlačku je i s rozmístěním důležitých komponent zobrazeno na obr. 7.

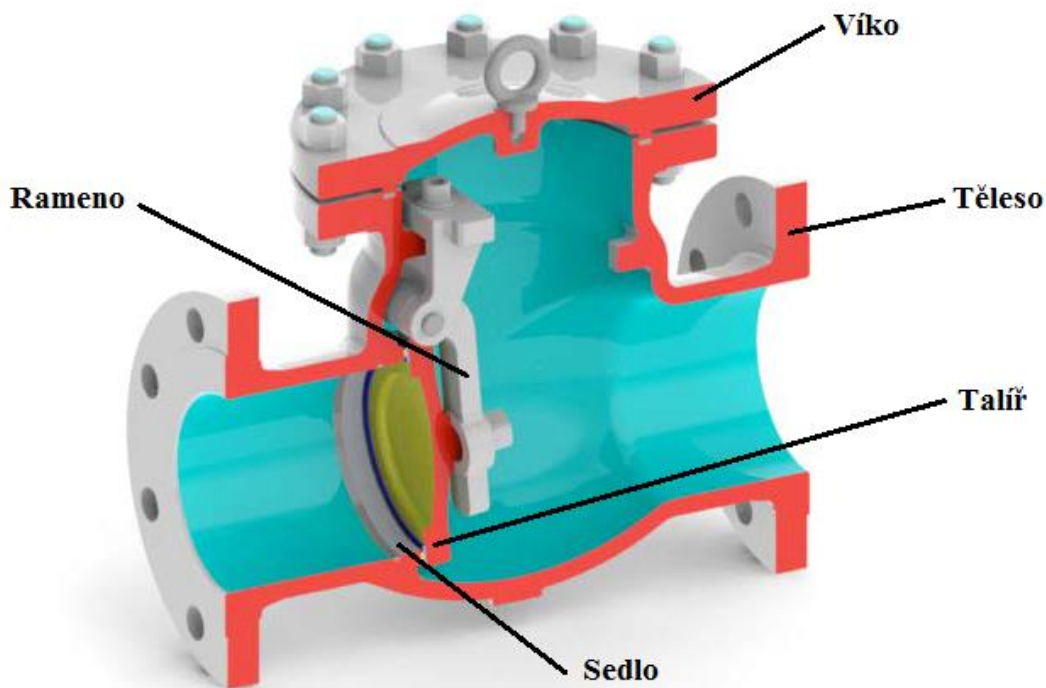




Obr. 7: Výtlačné potrubí KČ

### 3.2.1 Zpětné klapky 2LCA02AA301 a 2LCA02AA302

Tyto zpětné klapky jsou umístěny na výtlaku kondenzátních čerpadel. Funkce zpětných klapek je samočinně zabránit zpětnému proudění média nebo rázům v potrubí. Skládají se z tělesa, víka, sedla, talíře a ramene. Těsnící plocha talíře dosedá na navařenou plochu sedla. Talíř s ramenem se otáčí na čepu závěsu a je dotlačován do sedla vlastní hmotností. Víko je s tělesem spojeno šroubovým spojem utěsněným grafitovým těsněním. Obrázek s popisem je zobrazen na obr. 8.



Obr. 8: Zpětná klapka

### 3.2.2 Uzavírací klapky 2LCA02AA101 a 2LCA02AA102

Tyto uzavírací klapky na výtlaku kondenzátních čerpadel zajišťují, aby kondenzátní čerpadla nenajížděla při uvádění do provozu do potrubí bez protitlaku. Další funkce a konstrukce je stejná jako u uzavíracích klapek na sání kondenzátních čerpadel v kapitole 3.1.2.

### **3.2.3 Uzavírací klapky 2LCA02AA103, 2LCA10AA101, 2LCA33AA101, 2LCA10AA102, 2LCA20AA101, 2LCA11AA101, 2LCA20AA102, 2LCA30AA101 a 2LCA21AA101**

Každý výměník v potrubní trase musí být opatřen uzavíracími klapkami. Jedna je před výměníkem, druhá za výměníkem a třetí na ochoze výměníku. Při normálním provozu je klapka na ochoze zavřená a klapky před a za výměníkem jsou otevřené. Kondenzát tedy proudí přes výměník.

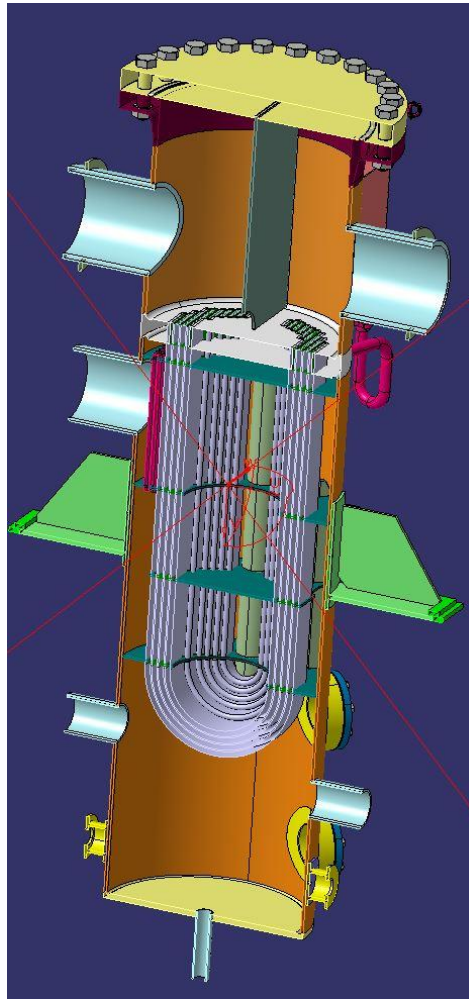
Například při čištění nebo poruše výměníku jsou klapky před a za výměníkem uzavřeny a klapka na ochoze otevřena. Kondenzát tedy obtéká výměník, který se může vyprázdnit a poté opravovat.

Takhle jsou řešeny všechny tři výměníky na hlavní potrubní trase kondenzátu, které budou dále popsány.

### **3.2.4 Kondenzátor komínkové páry**

Komínková pára je parovzdušná směs vznikající smícháním atmosférického vzduchu s párou z ucpávek turbíny. V kondenzátoru komínkové páry tato pára kondenzuje. Zbytek nezkondenzovatelných plynů a vzduchu se odsává ventilátory a jsou odváděny do atmosféry mimo strojovnu.

Při kondenzaci dochází k výměně tepla. Komínková pára odevzdává teplo kondenzátu a ten tím ohřívá. Řez použitým kondenzátorem komínkové páry je zobrazen na obr. 9.



Obr. 9: KKP

### 3.2.5 Nízkotlaká regenerace

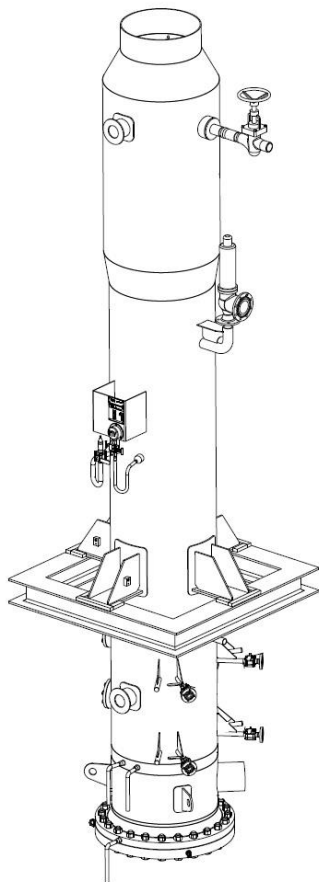
Systém nízkotlaké regenerace ohřívá kondenzát na požadovanou teplotu před vstupem do napájecí nádrže. Ohřátí probíhá v sériově řazených ohřívácích. Ohříváky jsou topeny odběrovou párou z turbíny. Pára je v ohříváku na mezi sytosti.

V našem případě jde o vertikální ohříváky s přívodem páry shora. Druhý nízkotlaký ohřívák má integrovaný podchlazovač. Ten slouží k podchlazení topného kondenzátu, Podchlazený topný kondenzát vlivem tlakové ztráty dopravou nevytváří parovodní směs. Ta by způsobovala kavitaci čerpadla sloužícího k jeho dopravě nebo v trase jeho kaskády. K podchlazení se využívá studenější hlavní kondenzát na vstupu do ohříváku.

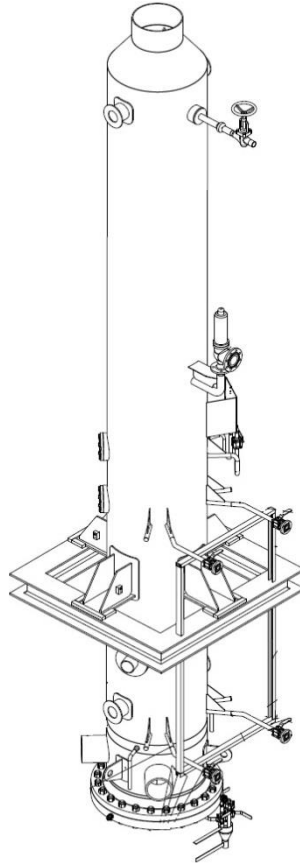
Nízkotlaké ohříváky mají zajištěný obtok na straně hlavního kondenzátu. Používá se při poruše ohříváku.

Zkondenzovaná odběrová pára v ohříváku je kaskádovitě vedena z druhého nízkotlakého ohříváku do prvního. Na kaskádě je umístěn regulační ventil, který drží hladinu

v NTO2. Z prvního nízkotlakého ohříváku NTO1 je odběrový kondenzát přečerpáván do hlavní trasy kondenzátu.



*Obr. 10: NTO1*



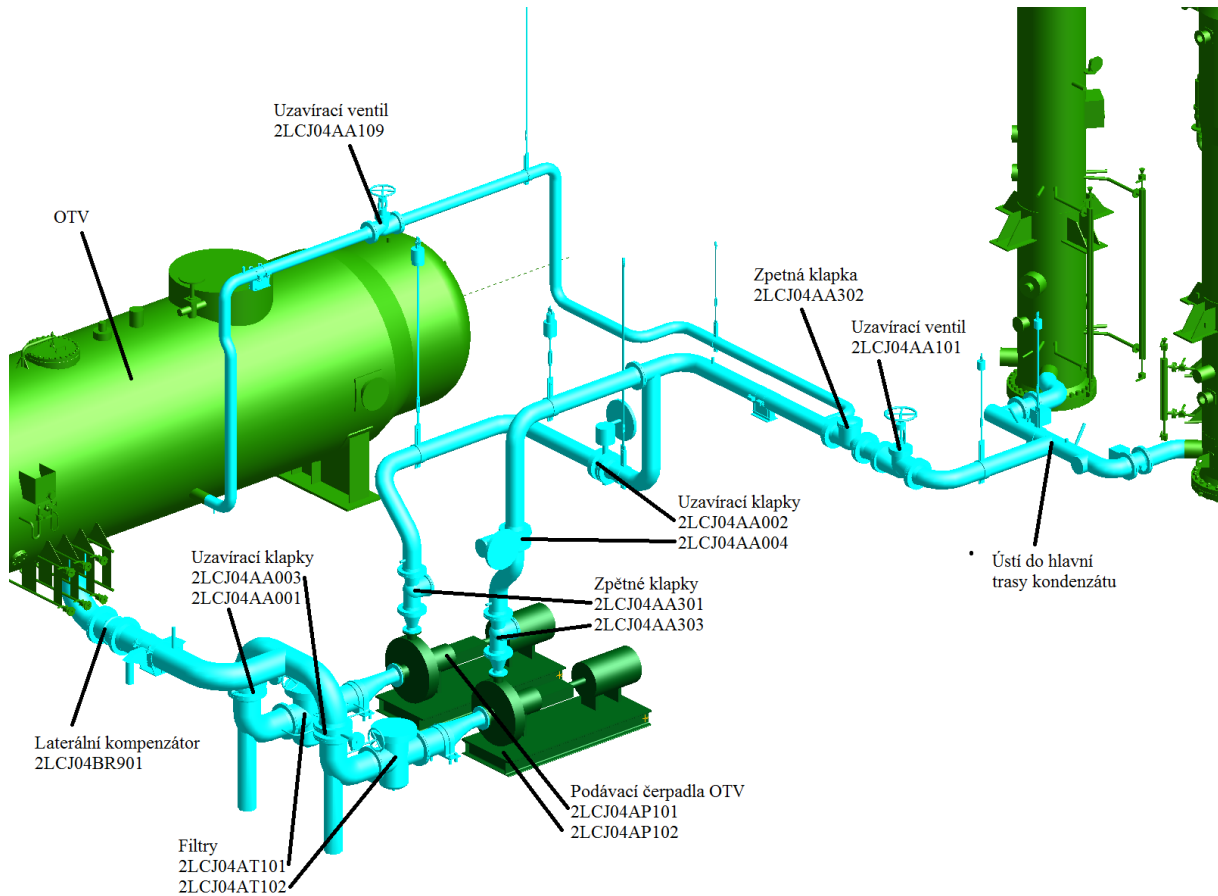
*Obr. 11: NTO2*

### **3.2.6 Stork**

Stork je speciální druh odplyňovače kondenzátu. Je umístěn na vstupním hrdle hlavního kondenzátu do napájecí nádrže. Počet výtokových rozstříkovacích otvorů na Storku se zvětšuje a zmenšuje podle průtoku hlavního kondenzátu. Počet pracujících otvorů je řízen pružinou. Změny počtu otvorů zajišťují stejně husté rozprášení hlavního kondenzátu v napájecí nádrži při všech průtocích. Kapičky rozprášeného kondenzátu se smísí s párou uvnitř napájecí nádrže a ohřívají se. Tak dochází k odplynění kondenzátu v napájecí nádrži.

### **3.3 Systém ohřevu topné vody**

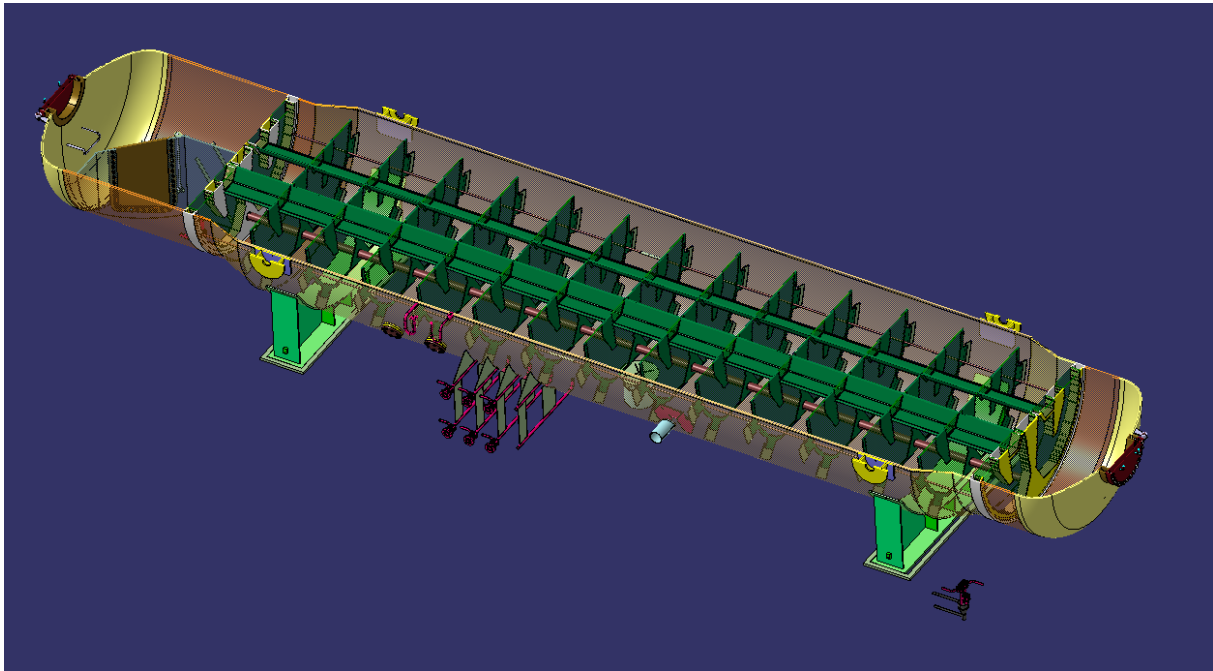
Systém ohřevu topné vody slouží k jejímu ohřevu. Jedná se o OTV topené parou z turbíny. Topná voda zásobuje teplem například město u elektrárny nebo může být spotřebičem sama elektrárna. Topná voda se ohřívá v ohříváku topné vody a cirkuluje mezi spotřebičem a elektrárnou. Topná voda je v ohříváku topné vody ohřívána parou z odběru turbíny. Odběrová pára v ohříváku OTV kondenzuje a čerpadly je dopravována do trasy hlavního kondenzátu popsanému dříve.



Obr. 12: Systém OTV

### 3.3.1 Ohřívák topné vody

Ohřívák topné vody je součástí výměňkové stanice, ve které dochází k výměně tepla z odběrové páry do topné vody. Ohřívák topné vody dělíme na základní a špičkový. Základní se využívá hlavně v létě. Špičkový je sériově řazen jako druhý na topné vodě. Využívá se k většímu ohřátí topné vody čímž je dosažena na výstupu topné vody vyšší teplota. Příklad ohříváku topné vody je na následujícím obrázku.



*Obr. 13: Řez OTV bez trubkovnice*

### **3.3.2 Laterální kompenzátor 2LCJ04BR901**

Na sací trase topného kondenzátu podávacích čerpadel ze základního OTV je podobně jako na sání kondenzátních čerpadel hlavní trasy kondenzátu použit kompenzátor. Laterální kompenzátor popisovaný v kapitole Sání kondenzátních čerpadel je funkčně také stejný.

### **3.3.3 Uzavírací klapky 2LCJ04AA001, 2LCJ04AA002, 2LCJ04AA003 a 2LCJ04AA001**

Tyto uzavírací klapky na trase dopravy topného kondenzátu slouží jako v případě kondenzátních čerpadel, k přepínání mezi jednotlivými větvemi čerpadel při záskoku.

### **3.3.4 Filtry 2LCJ04AT101 a 2LCJ04AT102**

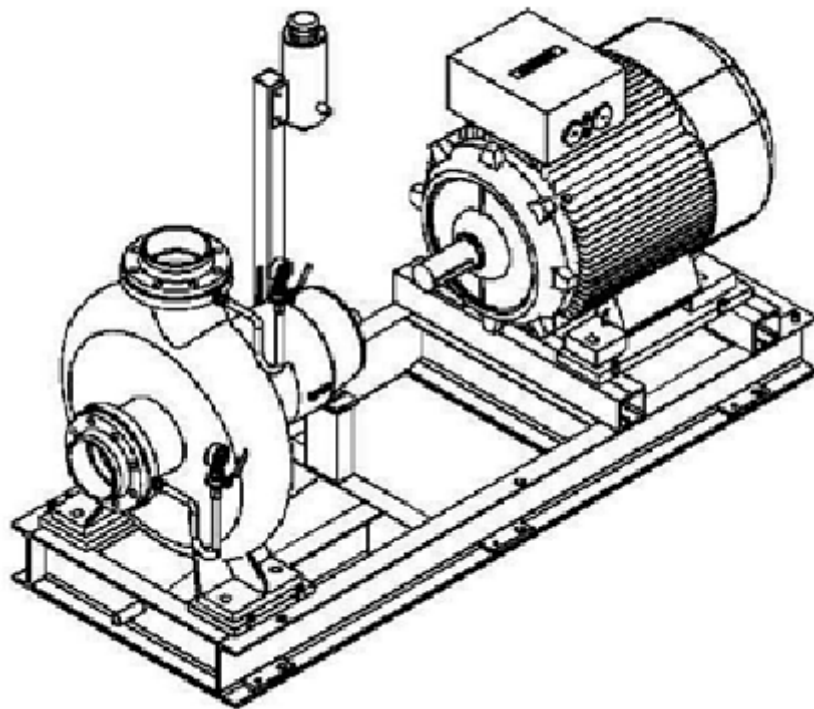
I filtry jsou zde stejné a mají stejnou funkci jako filtry před kondenzátními čerpadly.



### 3.3.5 Podávací čerpadla 2LCJ04AT102 a 2LCJ04AT101

Podávací čerpadla základního ohříváku topné vody slouží k dopravě zkondenzované odběrové páry ze sběrače ohříváku topné vody do hlavní trasy kondenzátu. Čerpadla musí být umístěna dispozičně tak, aby byla splněna minimální nátoková výška.

V našem případě je použit horizontální odstředivý čerpací agregát připojený na dvoupólový motor. Podávací čerpadla jsou zálohována a navržena v dispozici 2x100% a řízení otáček zajišťuje frekvenční měnič. Podávací čerpadlo základního OTV ukazuje obr. 14.



Obr. 14: Podávací čerpadlo OTV

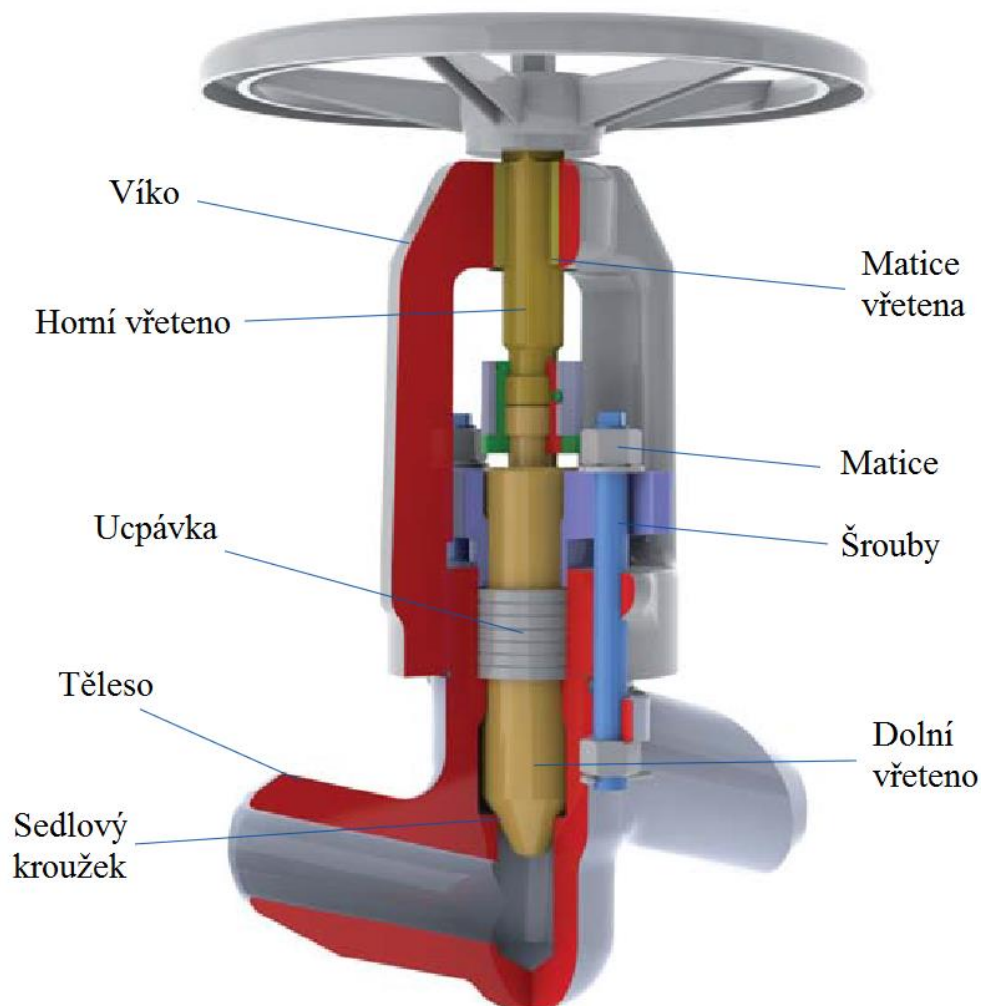
### 3.3.6 Zpětné klapky 2LCJ04AA301, 2LCJ04AA303 a 2LCJ04AA302

Zpětné klapky za podávacími čerpadly mají stejnou funkci jako zpětné klapky za kondenzátními čerpadly. Tedy zabránit otočení průtoku kondenzátu, aby přes čerpadlo neproudilo médium opačným směrem.

Zpětná klapka před vyústěním do trasy hlavního kondenzátu slouží zase jen k tomu, aby nedocházelo k zpětnému proudění při přetlačení proudu recirkulací do ohříváku topné vody z hlavní kondenzátní trasy.

### 3.3.7 Uzavírací ventil 2LCJAA109

Tento ventil uzavírá potrubí recirkulace podávacích čerpadel OTV. Při startu čerpadla by bez recirkulace čerpadlo pracovalo do uzavřeného výtlaku. Pracovní médium by se v čerpadle ohřálo a docházelo by ke kavitaci a jeho poruše. Otevřením tohoto ventilu se kondenzát vrátí zpět před čerpadlo. Nedochází tedy k ohřátí ale k cirkulaci, dokud čerpadlo nejede na určený výkon otevřením uzavíracího ventilu 2LCJ04101 před ústím do trasy hlavního kondenzátu.



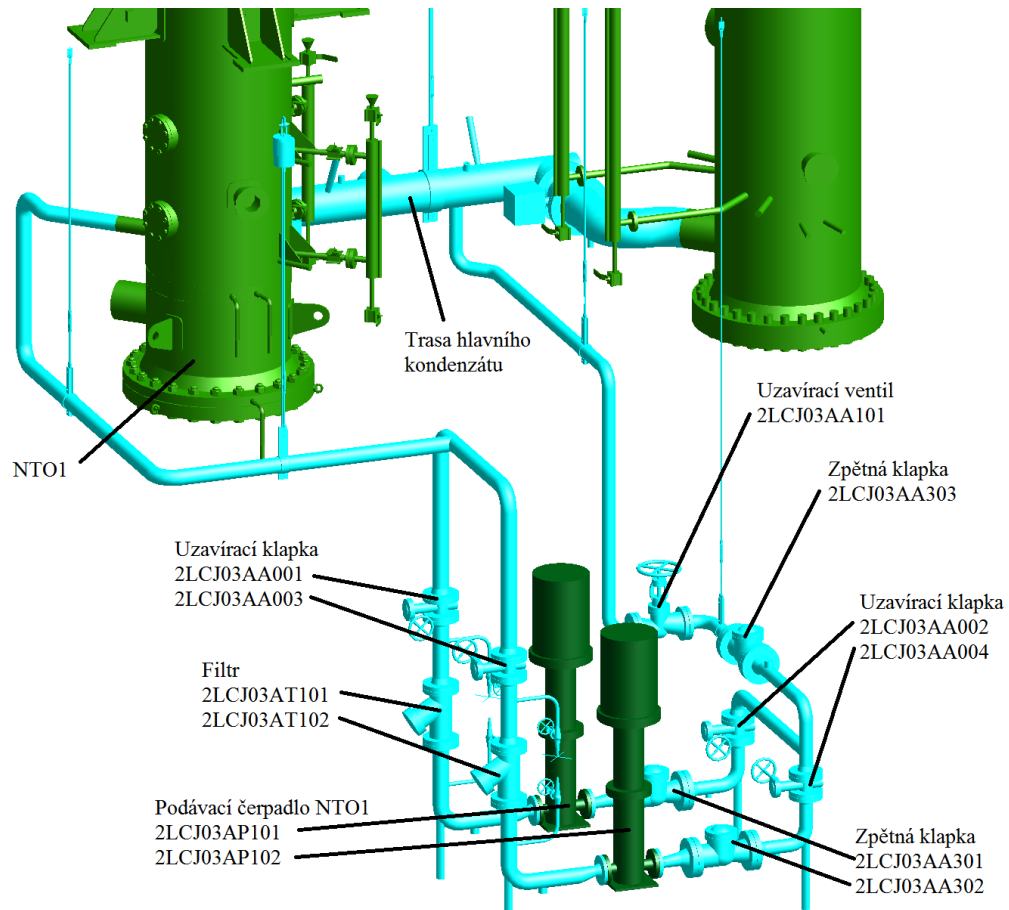
*Obr. 15: Uzavírací ventil*

### 3.3.8 Uzavírací ventil 2LCJ04AA101

Uzavírací ventil před ústím do hlavní trasy kondenzátu slouží k uzavření systému topné vody při odstávce ohříváku topné vody.

### 3.4 Přečerpávání kondenzátu z NTO1

Přečerpávání slouží k dopravě topného kondenzátu regenerace z prvního nízkotlakého ohříváku. Do NTO1 přichází kondenzát z druhého nízkotlakého ohříváku a také v něm kondenzuje odběrová pára z turbíny. Přes čerpadla je veden tento veškerý kondenzát do hlavní trasy kondenzátu. Přečerpávání z NTO1 je ukázáno na obr. 16.

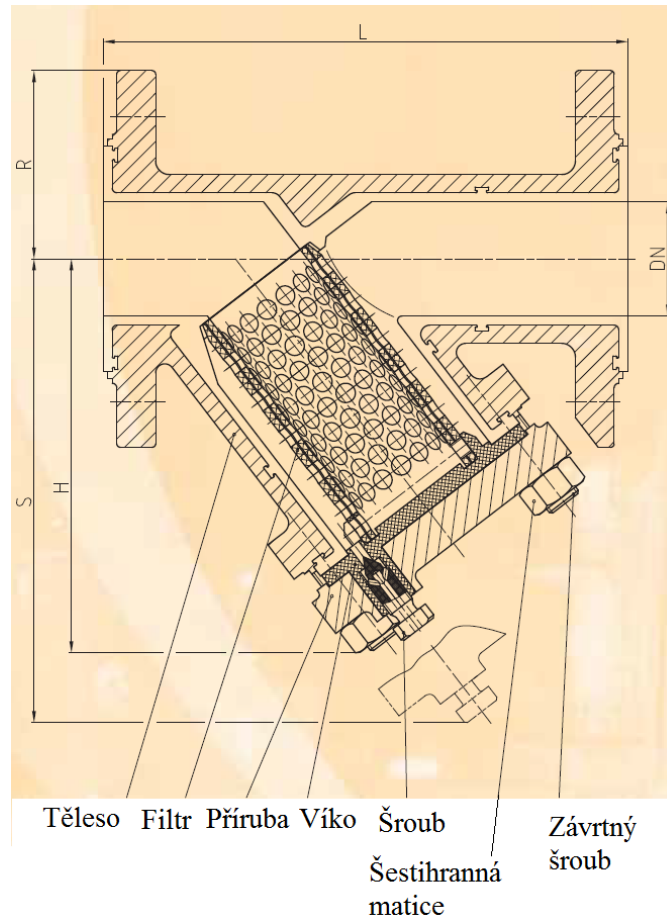


Obr. 16: Přečerpávání z NTO1

#### 3.4.1 Armatury na přečerpávacím systému

Všechny armatury na trase přečerpávání mají stejnou funkci jako armatury na systému OTV. Jen filtr je použit jiný typ. Ten je vidět na obr. 17.

Rozdíl mezi filtry je v dimenzi potrubí. Filtr použitý pro přečerpávání je jiné konstrukce, ekonomicky výhodnější. Používá se jen pro menší potrubí.

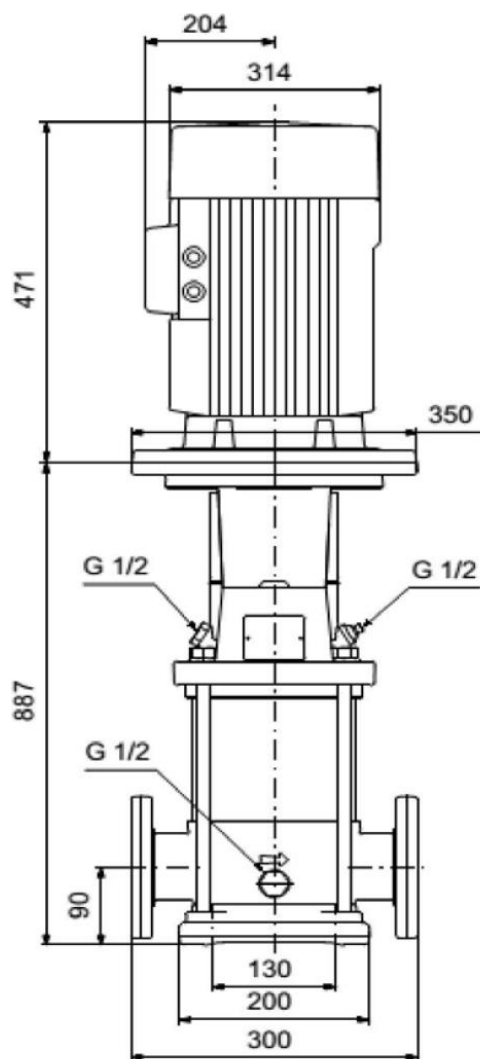


Obr. 17: Filtr 2LCJ03AT101

### 3.4.2 Podávací čerpadla NTO1 2LCJ03AP101 a 2LCJ03AP102

Podávací čerpadla prvního nízkotlakého ohříváku slouží k dopravení zkondenzované odběrové páry regenerace do hlavní trasy kondenzátu. Čerpadla musí být umístěna dispozičně tak, aby byla splněna jejich minimální nátoková výška.

V našem případě je použit odstředivý vícestupňový čerpací agregát připojený na čtyřpólový motor. Podávací čerpadla jsou také zálohována a řešena v provedení 2x100% a řízení otáček zařizuje frekvenční měnič. Podávací čerpadlo NTO1 ukazuje obr. 18.



Obr. 18: Podávací čerpadlo NTO1

## 4. Tlakové ztráty v potrubí [3], [4]

Prouděním tekutiny v potrubí dochází ke tření mezi tekutinou a plochou potrubí. Zde se přeměňuje kinetická energie na teplo. Dochází tedy k disipaci energie a celkový tlak podél potrubí klesá vlivem tlakové ztráty.

Tlakové ztráty dělíme na ztráty místní a ztráty třecí. Tlakovou ztrátu určuje dynamický tlak v potrubí  $\rho w^2/2$  a součinitel tlakové ztráty  $\xi$  (1). Ten se rozděluje na třecí u přímého potrubí a na místní součinitel tlakové ztráty (2). Třecí součinitel je závislý na součiniteli tření  $\lambda$ , délce  $L$  a vnitřním průměru potrubí  $d_i$  (3).

$$\Delta p_z = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \xi \quad (1)$$

$$\xi = \xi_T + \xi_M \quad (2)$$

$$\xi_T = \lambda \cdot \frac{L}{d_i} \quad (3)$$

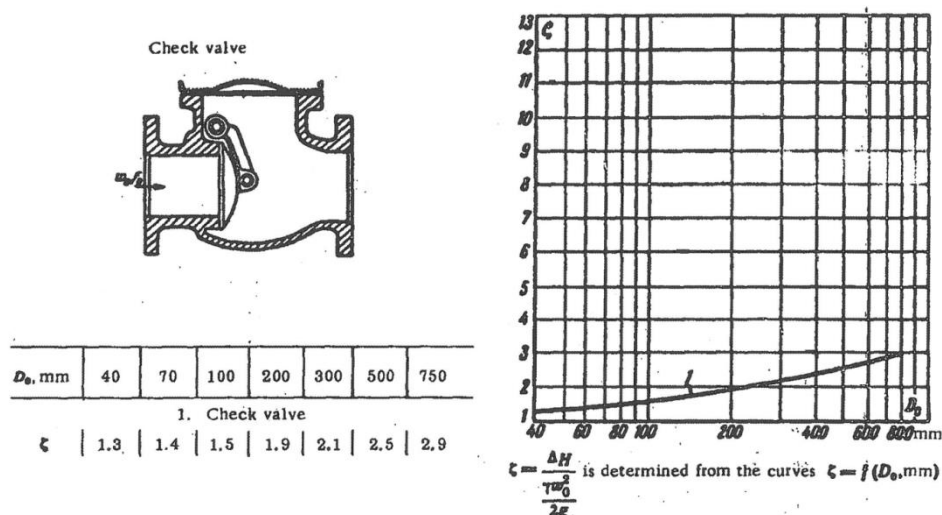
Z uvedeného plyne rovnice pro celkovou tlakovou ztrátu v potrubí:

$$\Delta p_z = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left( \sum \xi_M + \lambda \frac{L}{d_i} \right) \quad (4)$$

### 4.1 Místní ztráty

Při změně směru nebo změně rychlosti proudu dochází v proudu tekutiny k velkému zavíření. Díky vírům dochází v daném úseku k tlakové ztrátě. K tomu dochází např. ve všech tvarovkách, armaturách a všech lokálních změnách směru proudu v potrubí tam, kde není rovné potrubí. Součinitel místních ztrát se určuje experimentálně nebo výpočtově. Měřeními různí autoři sestavují tabulky pro různé komponenty v potrubí.

V této práci je použit soubor materiálů Idělčik, který je nejúplnější. Součinitel místních ztrát se liší s každou změnou průtoku nebo změnou průměru. Proto je důležité uvažovat ve výpočtu každou armaturu nebo tvarovku v potrubní trase zvlášť. Pro představu je na obr. 19 součinitel místní ztráty např. pro zpětnou klapku.



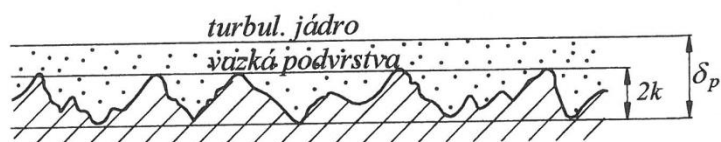
Obr. 19: Součinitel místní ztráty pro zpětnou klapku

## 4.2 Třecí ztráty

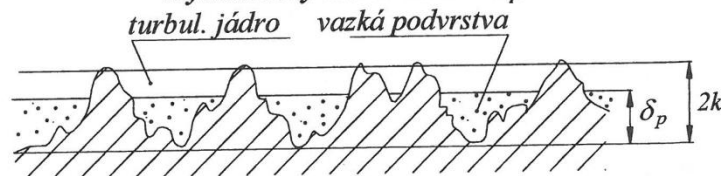
Třecí ztráty jsou způsobeny drsností vnitřního povrchu potrubí. U laminárního proudění třecí ztrátu pro naše aplikace v energetice (potrubí kondenzátu a páry) zanedbáváme, takže se budeme zabývat jen turbulentním prouděním.

U turbulentního proudění záleží, zda je povrch hydraulicky hladký nebo hydraulicky drsný (Obr. 20). V našem případě je uvažováno většinou ocelové potrubí, tudíž máme hydraulicky drsnou stěnu.

**Hydraulicky hladká stěna:  $\delta_p > 2k$**

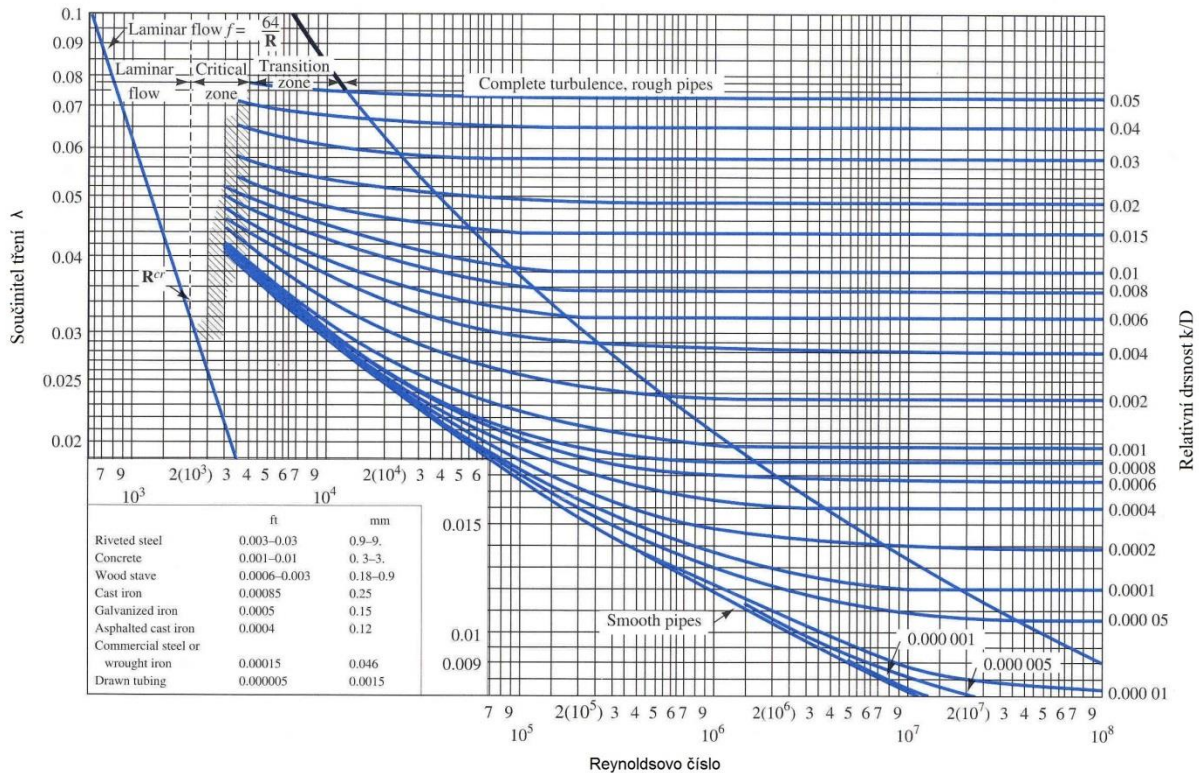


**Hydraulicky drsná stěna:  $\delta_p < 2k$**



Obr. 20: Drsnost potrubí

Jak již bylo řečeno, ke zjištění třecího součinitele tlakové ztráty potrubí  $\xi_T$  je potřeba znát jeho délku  $L$ , vnitřní průměr  $d_i$  a součinitel tření  $\lambda$ . Součinitel tření  $\lambda$  závisí na relativní drsnosti  $\Delta = k/d_i$  a na Reynoldsově čísle  $Re$ . Výsledky  $\lambda$  potom dává Moodyho diagram (Obr. 21).



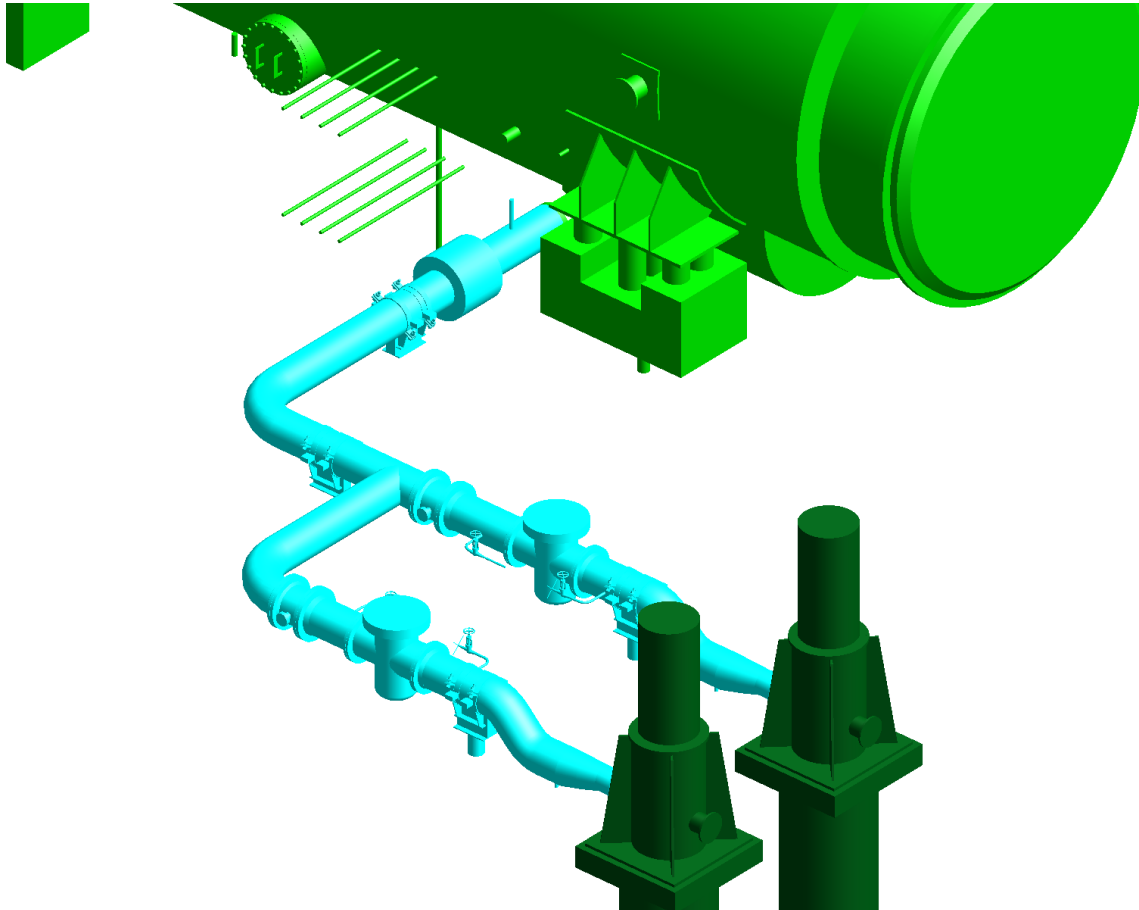
Obr. 21: Moodyho diagram

### 4.3 Výpočet tlakové ztráty

Tlakovou ztrátu budeme určovat na potrubní trase 2LCA01BR002, což je kondenzátní potrubí vedené ze sběrače kondenzátoru do kondenzačního čerpadla tzv. sání KČ (Obr. 22).

Zadané hodnoty jsou hmotnostní průtok  $\dot{m} = 44,642 \text{ kg/s}$ , vnitřní průměr potrubí  $d_i = 0,3097 \text{ m}$ , tlak v kondenzátoru  $p_k = 0,0626 \text{ bar}$ , zvolená drsnost potrubí  $k = 0,05 \text{ mm}$  a délka potrubí  $L = 11,608 \text{ m}$ .





Obr. 22: Sání Kondenzátních čerpadel

Tlaková ztráta se určuje ze vzorce (4). Důležité pro výpočet je zjistit, jakou má medium hustotu. V Kondenzátoru je tlak na mezi sytosti na straně vody. Tudíž z tabulek snadno určíme měrný objem vody a z něj převrácenou hodnotou dostaneme hustotu.

$$\rho = \frac{1}{v_k(p_k)} = \frac{1}{0,001006715} = 993,33 \text{ kg/m}^3$$

Nyní můžeme z hmotnostního průtoku, hustoty a vnitřního průřezu potrubí spočítat rychlost proudění kondenzátu.

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot S$$

$$w = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} = \frac{\dot{m} \cdot 4}{\rho \cdot \pi \cdot d_i^2} = \frac{44,642 \cdot 4}{993,33 \cdot \pi \cdot 0,3097} = 0,5966 \text{ m/s}$$

Další neznámou je třecí koeficient  $\lambda$ . Ten určíme z relativní drsnosti  $\Delta$  a z Reynoldsova čísla  $Re$ .

$$\Delta = \frac{k}{d_i} = \frac{0,05}{309,7} = 0,00016145$$

K výpočtu Reynoldsova čísla je nutné znát ještě kinematickou viskozitu vody. Ta se určí z hustoty a dynamické viskozity. Dynamickou viskozitu určíme ze znalosti tlaku na mezi sytosti z tabulek.

$$\nu = \frac{\eta(p_k)}{\rho} = \frac{0,000692863}{993,33} = 6,97516 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu} = \frac{0,5966 \cdot 0,3097}{6,97516 \cdot 10^{-7}} = 264889,66$$

Z Moodyho diagramu (Obr. 21) na pravé vertikální ose najdeme relativní drsnost (modré křivky) a na horizontální ose najdeme Reynoldsovo číslo. Výsledkem je hodnota součinitele tření  $\lambda$  na levé vertikální ose.

$$\lambda = 0,016$$

Součinitel místní ztráty  $\xi_M$  určíme pro každou tvarovku a armaturu zvlášť. Pro přehlednost jsou součinitele a jejich počet po trase uveden v tabulce č. 1. Ve schématu v příloze jsou uvedeny součinitele místních ztrát armatur a tvarovek přehledně.

Součinitel místních ztrát	Počet	$\xi_M$	Součin
Koleno 1.5D 90°	2	0,17	0,34
Koleno 1D 45°	2	0,14	0,28
Výstup z kondenzátoru	1	1	1
Kompenzátor	1	1,8	1,8
Uzavírací klapka	1	0,2	0,2
Filtr	1	3,5	3,5
Zúžení	1	1,5	1,5
Vstup do čerpadla	1	1,5	1,5
Celkem			10,12

Tab. 1. Součinitel místní tlakové ztráty

Dosazením do rovnice (4) určíme tlakovou ztrátu.

$$\Delta p_z = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left( \sum \xi_M + \lambda \frac{L}{d_i} \right) = \frac{0,5966^2}{2} \cdot 993,33 \cdot \left( 10,12 + 0,016 \cdot \frac{11,608}{0,3097} \right) = 1,895 \text{ kPa}$$

Abychom určili správně změnu tlaku od hladiny ve sběrači kondenzátoru až po hrdlo kondenzačního čerpadla, musíme ještě uvažovat hydrostatický tlak. Výšku hladiny v kondenzátoru najdeme ve výrobním výkresu kondenzátoru a výšku hrdla určíme z dispozice strojovny.

Celkový rozdíl výšek je:

$$\Delta h = h_k - h_{K\check{c}} = 1,315 \text{ m}$$

Hydrostatický tlak:

$$p_H = \rho \cdot g \cdot \Delta h = 933,33 \cdot 9,81 \cdot 1,315 = 12,814 \text{ kPa}$$

Odečtením tlakové ztráty od hydrostatického tlaku dostaneme celkovou změnu tlaku od kondenzátoru do kondenzačního čerpadla.

$$\Delta p_{k-K\check{c}} = p_H - \Delta p_z = 12,814 - 1,895 = 10,919 \text{ kPa} = 0,10919 \text{ bar}$$

Pro ostatní potrubí byl vytvořen soubor v Excelu (Obr. 23), zahrnující přesně postup uvedený dříve. Podle něho byly vypočteny další tlakové ztráty a hydrostatické tlaky. Uvedeny jsou výsledky změny tlaku zahrnující hydrostatický tlak i tlakovou ztrátu.



## 5. Ostatní trasy kondenzátního potrubí [5]

Bylo postupováno stejně na usecích od kondenzačních čerpadel k regulačnímu ventilu (LCA02BR001, LCA02BR001, LCA10BR010), od regulačního ventilu k T-kusu přivádějícího kondenzát z ohříváku topné vody (LCA10BR010, LCA20BR010) respektive prvního nízkotlakého ohříváku a od T-kusu do napájecí nádrže (LCA20BR010, LCA30BR010). Dále bylo počítáno sání podávacího čerpadla OTV (LCJ04BR030, LCJ04BR010), výtlač podávacího čerpadla OTV (LCJ04BR020, LCJ04BR040), sání podávacího čerpadla NTO1 (LCJ03BR030, LCJ03BR010) a výtlač podávacího čerpadla NTO1 (LCJ03BR020, LCJ03BR040).

Řešením jsou dva důležité provozy bloku. Kondenzační provoz bloku (Obr. 24), kdy přes kondenzátor proudí největší průtok a teplotenský provoz bloku (Obr. 29), kdy je největší průtok přes ohřívák topné vody.

### 5.1 Kondenzační provoz

Výpočet byl proveden podle bilančního schématu pro kondenzační provoz, kde jsou na všech důležitých trasách uvedeny parametry proudění (Obr. 24).



## Tlaková změna ve výtlaku KČ

Tlaková změna celkové trasy byla počítána na dílčích usecích ohraničených počítanými komponentami. Jako např. čerpadla, regulační ventil nebo T-kus připojující podávací čerpadlo prvního nízkotlakého ohříváku. Rozdělení podle částí potrubní trasy:

- Změna tlaku od kondenzačních čerpadel k regulačnímu ventilu v kondenzačním provozu:

$$\Delta p_{KČ-RV} = -1,04293 \text{ bar}$$

- Změna tlaku od regulačního ventilu k T-kusu připojující podávací čerpadlo z prvního nízkotlakého ohříváku v kondenzačním provozu:

$$\Delta p_{RV-T} = -1,34944 \text{ bar}$$

- Změna tlaku na sání podávacího čerpadla (první nízkotlaký ohřívák až podávací čerpadlo) v kondenzačním provozu:

$$\Delta p_{NT01-PČ} = 0,3098 \text{ bar}$$

- Změna tlaku od podávacího čerpadla k T-kusu napojující se na hlavní trasu kondenzátu v kondenzačním provozu:

$$\Delta p_{PČ-T} = -0,2446 \text{ bar}$$

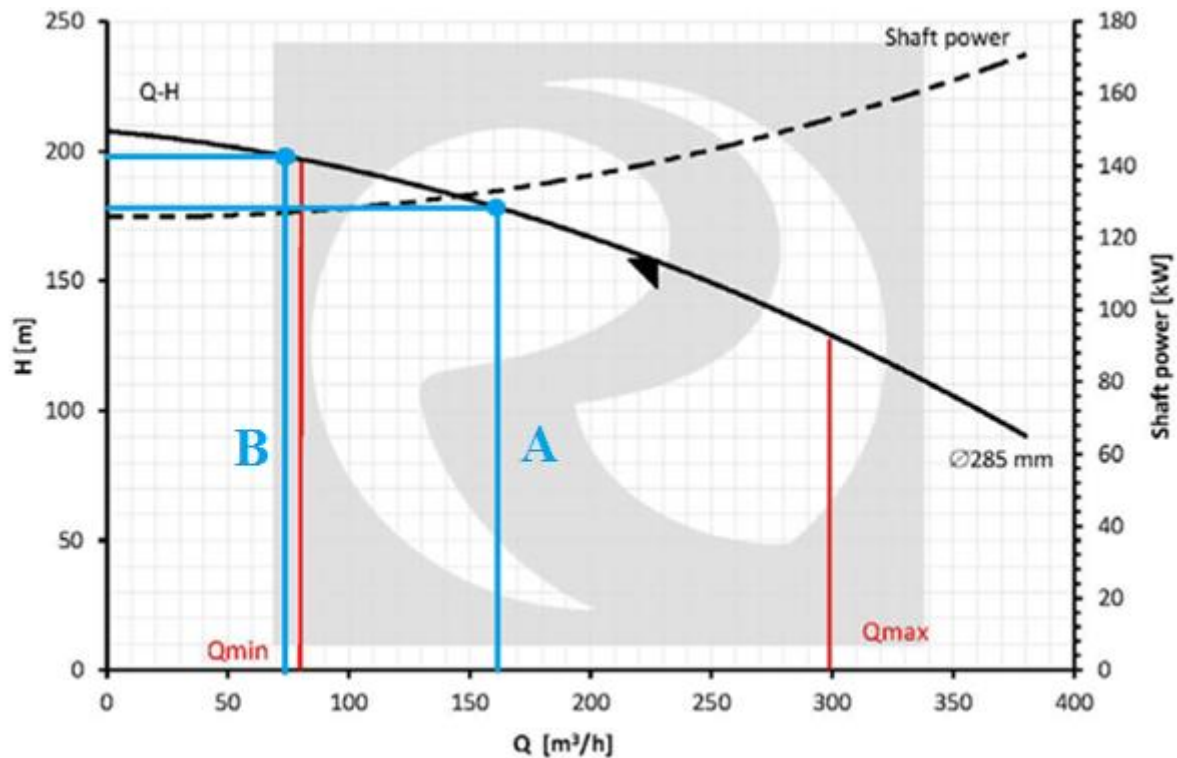
- Změna tlaku od T-kusu připojující podávací čerpadlo z prvního nízkotlakého ohříváku k napájecí nádrži v kondenzačním provozu:

$$\Delta p_{T-NN} = -3,73517 \text{ bar}$$

Pro větší přehlednost je přiložena schématická příloha (BP03), ve které jsou barevně zakresleny počítané dílčí trasy, a je zde uvedena jejich tlaková ztráta.

### 5.1.1 Kondenzační čerpadlo při kondenzačním provozu

Množství dopravovaného kondenzátu je regulováno od hladiny v kondenzátoru regulačním ventilem před prvním nízkotlakým ohřívákem. S ohledem na tlakovou ztrátu výtlačného potrubí pro maximální provoz bylo vybráno kondenzační čerpadlo CMV 1536. Křivka závislosti průtoku na výtlačné výšce čerpadla pro oba vybrané provozní režimy A (kondenzační provoz) a B (Topný provoz) je zakreslena na obr. 25.

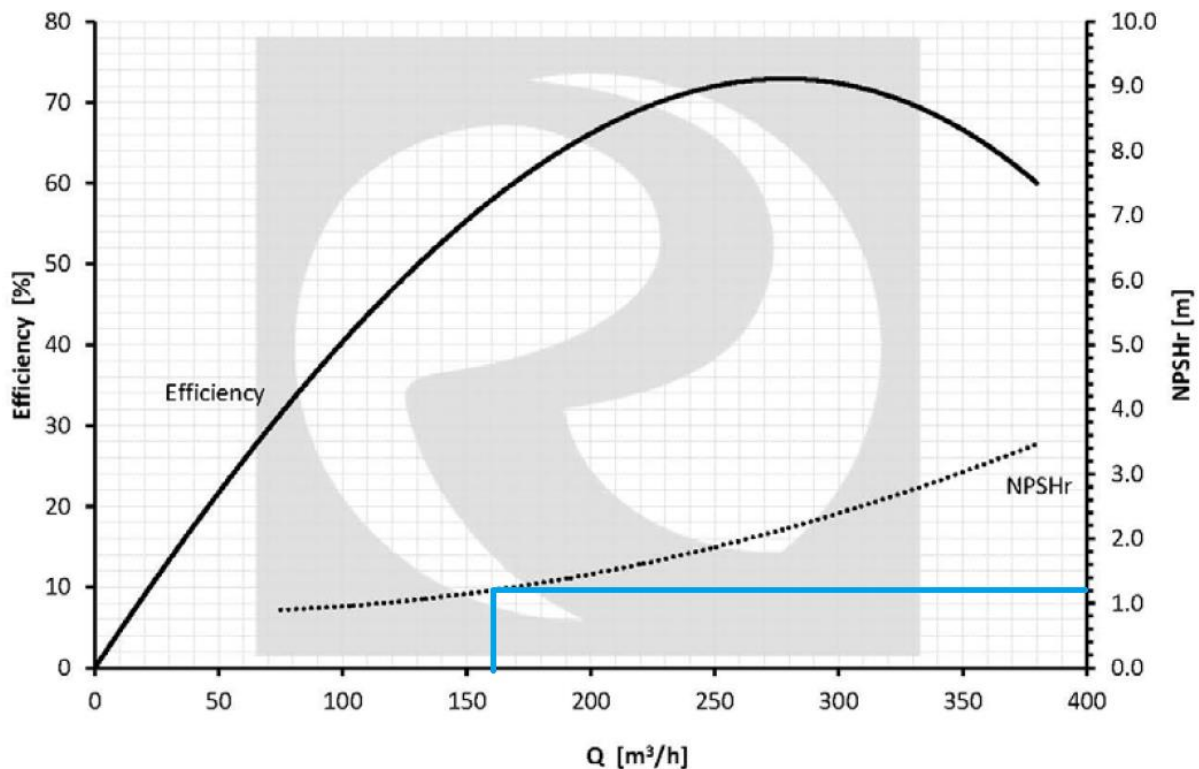


Obr. 25: Charakteristika kondenzačního čerpadla

Pro kondenzační provoz je na kondenzačním čerpadle hmotnostní průtok  $\dot{m} = 44,642 \text{ kg/s}$ . Převodem získáme hodnotu objemového průtoku  $\dot{V} = 161,79 \text{ m}^3/\text{h}$ . Charakteristika čerpadla na této hodnotě ukazuje výtlačnou výšku  $H = 178 \text{ m}$ . Převodem na tlak podle rovnice  $p = \rho gh$  určíme výtlačný tlak  $p_{K\check{C}} = 17,345 \text{ bar}$ .

Kontrolu kavitace při kondenzačním provozu provedeme z charakteristiky nátokové výšky. Z obr. 26 odečteme počítaný hmotnostní průtok  $\dot{m} = 44,642 \text{ kg/s}$ , což je převodem na objemový průtok  $\dot{V} = 161,79 \text{ m}^3/\text{h}$ . Z toho určíme nátokovou výšku  $NPSHr = 1,2 \text{ m}$ . Přepočtem  $p = \rho gh$  určíme nátokový tlak  $p_{NPSH} = 0,117 \text{ bar}$ . To je minimální tlak, který musí být na vstupu do čerpadla, aby v něm nedocházelo ke kavitaci.





Obr. 26: Charakteristika nátokové výšky kondenzačního čerpadla

Tlak na vstupu do čerpadla určíme přičtením tlakové změny k tlaku v kondenzátoru:

$$p_{vstup\ K\check{C}} = p_k + \Delta p_{k-K\check{C}} = 0,0626 + 0,10919 = 0,1718\ bar$$

Odečtením nátokového tlaku od tlaku na vstupu do kondenzačního čerpadla získáme tlakovou rezervu na provozní zanesení filtru před čerpadlem:

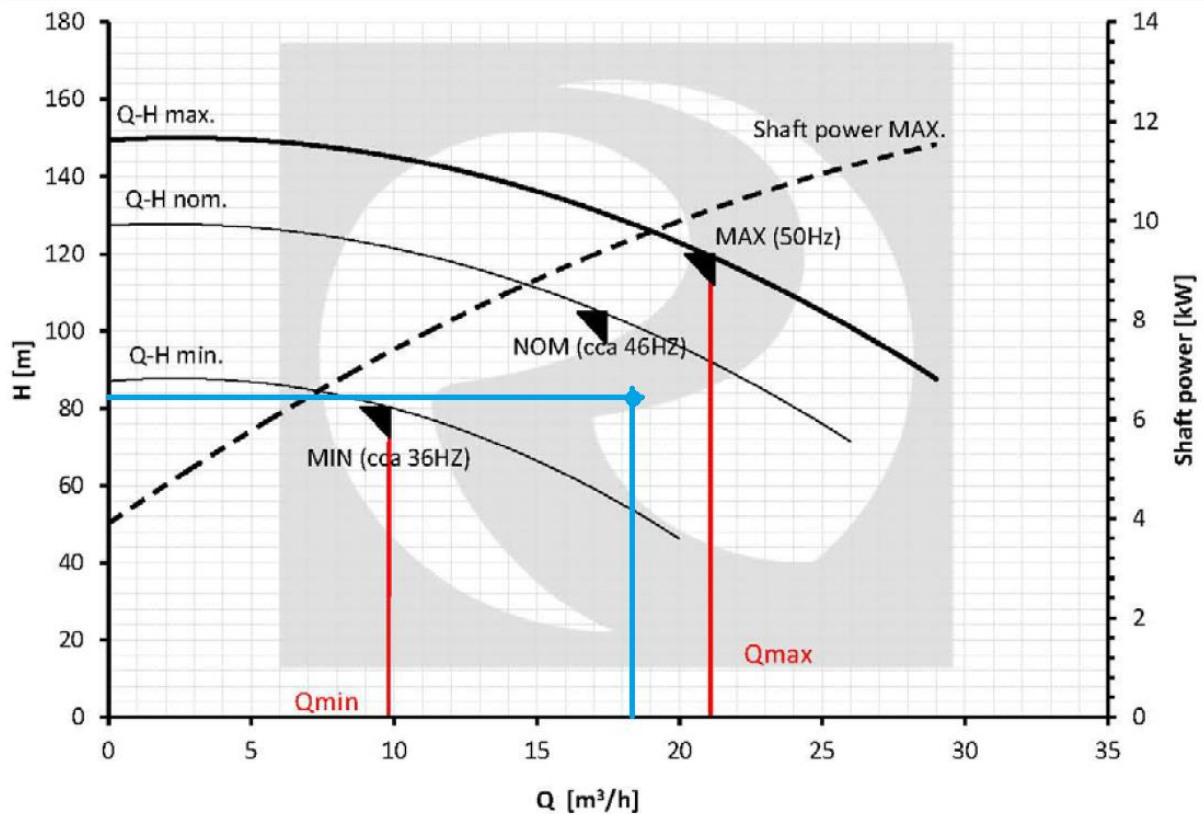
$$p_{rezerva\ K\check{C}} = p_{vstup\ K\check{C}} - p_{NPSH} = 0,172 - 0,117 = 0,055\ bar$$

### 5.1.2 Podávací čerpadlo OTV

Podávací čerpadlo ohříváku topné vody v tomto provozu není v činnosti.

### 5.1.3 Podávací čerpadlo NTO1

Podávací čerpadlo prvního nízkotlakého ohříváku saje zkondenzovanou vodu z NTO1. Ta do něj přichází při obou vybraných důležitých provozech bloku v podobě páry z prvního odběru turbíny. Čerpadlo dodává kondenzát do hlavní trasy potrubí kondenzátu v místě T-kusu z prvním nízkotlakým ohřívákem. Jsou ve složení 2x100%. Čerpadla jsou regulována frekvenčními měniči podle hladiny v ohříváku. Především z kondenzačního provozu bloku, který je následně vyhodnocen z hlediska tlakové ztráty bylo vybráno čerpadlo CM 20-10. Charakteristika čerpadla je na obr. 27.



Obr. 27: Charakteristika podávacího čerpadla NT01

Z tlaku v napájecí nádrži  $p_{NN} = 4,51 \text{ bar}$  odečteme změnu tlaku od T-kusu připojící podávací čerpadlo do napájecí nádrže a získáme tlak v tomto T-kuse:

$$p_T = p_{NN} - \Delta p_{T-NN} = 4,51 - (-3,7346) = 8,2446 \text{ bar}$$

Získali jsme tlak na T-kuse připojícím podávací čerpadlo. Dalším odečtením změny tlaku na výtlaku podávacího čerpadla určíme tlak na výstupním hrdle z čerpadla:

$$p_{\text{výstup } P\check{C}} = p_T - \Delta p_{P\check{C}-T} = 8,2446 - (-0,2446) = 8,4892 \text{ bar}$$

K tlaku v prvním nízkotlakém ohříváku  $p_{NT01} = 0,1999 \text{ bar}$  přičteme změnu tlaku potrubí od ohříváku k vstupnímu hrdlu podávacího čerpadla a získáme tlak na vstupu do podávacího čerpadla:

$$p_{\text{vstup } P\check{C}} = p_{NT01} + \Delta p_{NT01-P\check{C}} = 0,1999 + 0,3098 = 0,5097 \text{ bar}$$

Rozdílem tlaků na výstupu a vstupu podávacího čerpadla je výtlačný tlak čerpadla:

$$p_{P\check{C}} = p_{\text{výstup } P\check{C}} - p_{\text{vstup } P\check{C}} = 8,4892 - 0,5097 = 7,9795 \text{ bar}$$

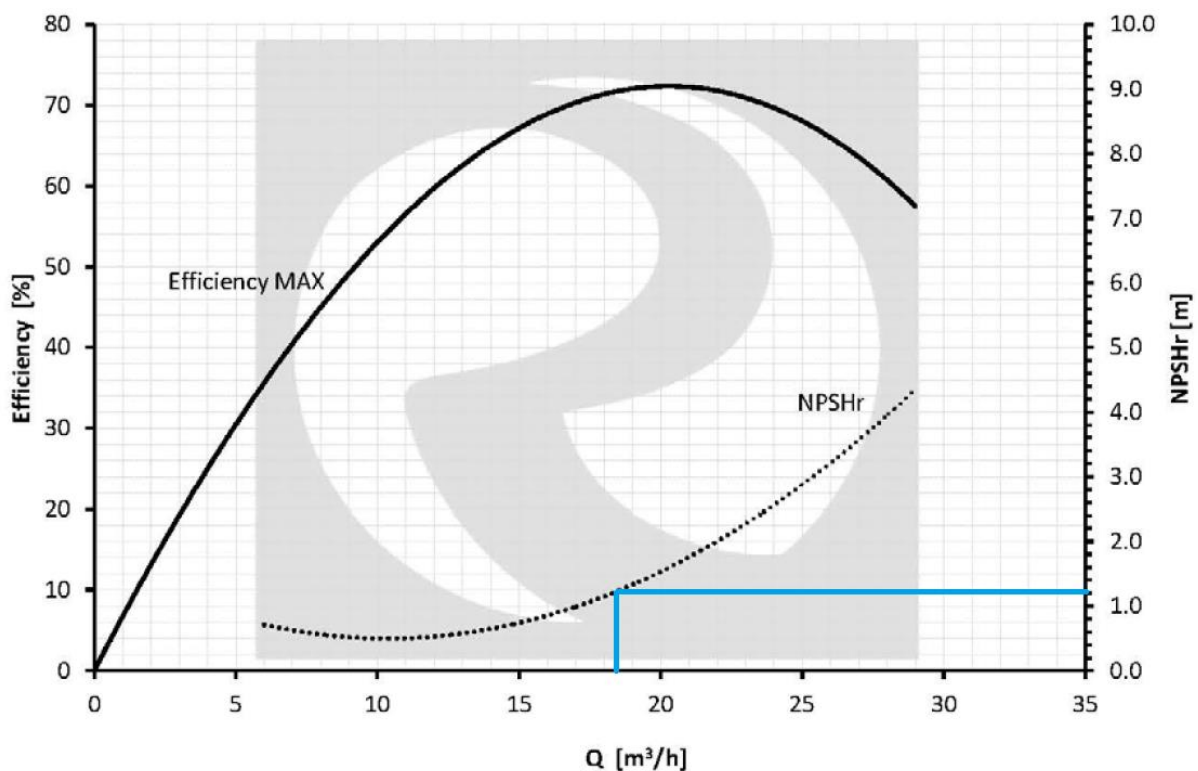
Převodem na výtlačnou výšku  $p = \rho g H$  dostaneme  $H = 82,73 \text{ m}$ .

Na svislé ose charakteristiky podávacího čerpadla najdeme vypočtenou výtlačnou výšku a na vodorovné ose najdeme objemový průtok vypočtený z hmotnostního průtoku

$\dot{m} = 5,01 \text{ kg/s}$ , z toho  $\dot{V} = 18,345 \text{ m}^3/\text{h}$ . Pracovní bod se nachází mezi křivkami MIN(cca 36Hz) a MAX(cca 50Hz = 2924 ot/min). Čerpadlo tedy splňuje výtlačný tlak a je možné ho použít. Předpokládané otáčky čerpadla v kondenzačním provozu spočteme korekcí výtlačné charakteristiky čerpadla při maximálních otáčkách  $n$ :

$$\frac{H_x}{H} = \left(\frac{n_x}{n}\right)^2 \Rightarrow n_x = n \cdot \sqrt{\frac{H_x}{H}} = 2924 \cdot \sqrt{\frac{82,73}{128}} = 2351 \text{ ot/min}$$

Kontrolu kavitace podávacího čerpadla při kondenzačním provozu provedeme z charakteristiky nátokové výšky. Z obr. 28 odečteme počítaný hmotnostní průtok  $\dot{m} = 5,01 \text{ kg/s}$ , což je převodem na objemový průtok  $\dot{V} = 18,345 \text{ m}^3/\text{h}$ . Z toho určíme nátokovou výšku  $NPSHr = 1,21 \text{ m}$ . Přepočtem  $p = \rho gh$  určíme nátokový tlak  $p_{NPSH} = 0,1167 \text{ bar}$ . To je minimální tlak, který musí být na vstupu do čerpadla, aby nedocházelo ke kavitaci.



Obr. 28: Charakteristika nátokové výšky podávacího čerpadla NTO1

Tlak na vstupu do čerpadla máme již spočten:

$$p_{vstup\ p\check{c}} = 0,5097 \text{ bar}$$

Odečtením nátokového tlaku od tlaku na vstupu do kondenzačního čerpadla získáme tlakovou rezervu na provozní zanesení filtru před čerpadlem:

$$p_{rezerva\ p\check{c}} = p_{vstup\ p\check{c}} - p_{NPSH} = 0,5097 - 0,1167 = 0,393 \text{ bar}$$

#### 5.1.4 Regulační ventil při kondenzačním provozu

Regulační ventil na trase kondenzátu reguluje průtok přidáním tlakové ztráty na trase kondenzátu a dorovná tlak vyvozený kondenzačním čerpadlem. Pro výrobce regulačního ventilu je zapotřebí určit přesný tlak před a za ventilem pro jednotlivé důležité provozky. Již známe tlak v T-kuse připojující podávací čerpadlo z prvního nízkotlakého ohřívačku  $p_T = 8,2446 \text{ bar}$ . Další tlak, který je známý, je tlak v kondenzátoru  $p_k = 0,0626 \text{ bar}$ . Výpočtem jsme dostali i tlakovou změnu sání od kondenzátoru ke kondenzačnímu čerpadlu  $\Delta p_{k-K\check{C}} = 0,10919 \text{ bar}$ . Můžeme tedy určit tlak na vstupu do kondenzačního čerpadla:

$$p_{vstup\ K\check{C}} = p_k + \Delta p_{k-K\check{C}} = 0,0626 + 0,10919 = 0,1718 \text{ bar}$$

Z obr. 25 byl určen výtlačný tlak kondenzačního čerpadla  $p_{K\check{C}} = 17,345 \text{ bar}$ . Přičtením k tlaku na vstupu do čerpadla získáme tlak na výstupu z kondenzačního čerpadla:

$$p_{výstup\ K\check{C}} = p_{vstup\ K\check{C}} + p_{K\check{C}} = 17,517 \text{ bar}$$

K určení tlaku před regulačním ventilem už stačí odečíst tlakovou změnu od kondenzačního čerpadla po regulační ventil od tlaku na výstupu z kondenzačního čerpadla:

$$p_{před\ RV} = p_{výstup\ K\check{C}} - \Delta p_{K\check{C}-RV} = 17,517 - 1,043 = 16,474 \text{ bar}$$

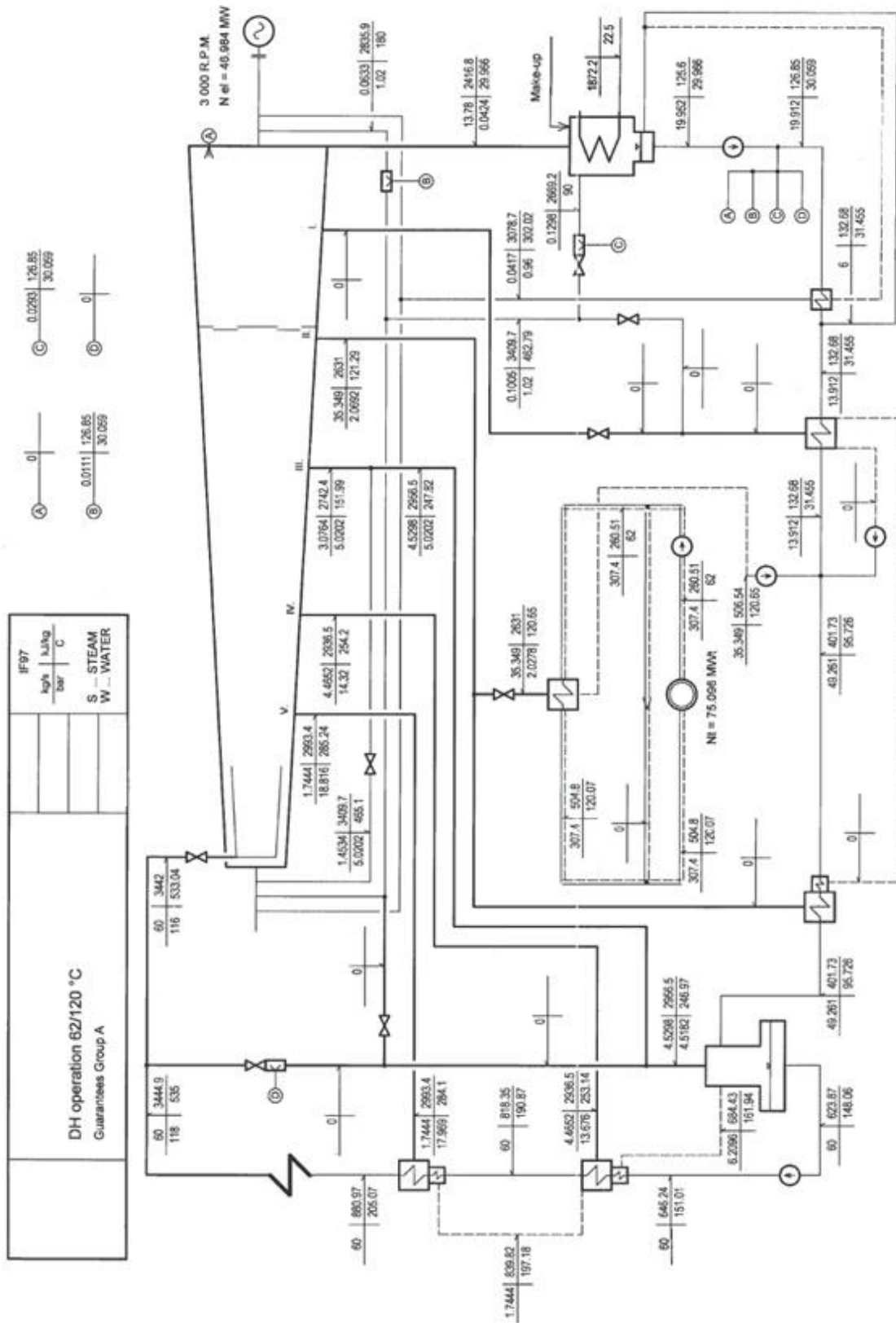
Tlak za regulačním ventilem určíme z tlaku na T-kuse připojující podávací čerpadlo z nízkotlakého ohřívačku  $p_T = 8,2446 \text{ bar}$ . Přičtením změny tlaku od T-kusu až k regulačnímu ventilu dostaneme tlak za ventilem:

$$p_{za\ RV} = p_T + \Delta p_{RV-T} = 8,2446 + 1,34944 = 9,594 \text{ bar}$$

Regulovaný tlak při kondenzačním provozu tedy získáme odečtením tlaku před a za regulačním ventilem:

$$p_{RV} = p_{před\ RV} - p_{za\ RV} = 16,474 - 9,594 = 6,88 \text{ bar}$$

## 5.2 Topný provoz



Obr. 29: Bilanční schéma – Teplárenský provoz

V topném provozu se mění základní parametry vstupující do výpočtu tlakových ztrát. Do stejného výpočtu v Excelu byly dosazeny změněné parametry dle schématu příloha BP04. Výsledné tlakové změny jsou uvedeny níže.

Tlaková změna sání kondenzačního čerpadla, tedy trasy ze sběrače kondenzátoru do vstupu do kondenzačního čerpadla:

$$\Delta p_{k-K\check{c}} = 0,1246 \text{ bar}$$

Změna tlaku od výstupu kondenzačního čerpadla k vstupu do regulačního ventilu:

$$\Delta p_{K\check{c}-RV} = -0,8413 \text{ bar}$$

Další tlaková změna od regulačního ventilu po T-kus připojující výtlačk podávacího čerpadla ohříváku topné vody:

$$\Delta p_{RV-T} = 0,1309 \text{ bar}$$

Sání z ohříváku topné vody po vstup do podávacího čerpadla má tlakovou změnu:

$$\Delta p_{OTV-P\check{c}} = 0,2151 \text{ bar}$$

Tlaková změna od hrdla výstupu z podávacího čerpadla ohříváku topné vody až po T-kus napojující OTV do hlavní trasy kondenzátu:

$$\Delta p_{P\check{c}-T} = -0,7623 \text{ bar}$$

A tlaková změna od T-kusu připojující ohřívák topné vody až po napájecí nádrž:

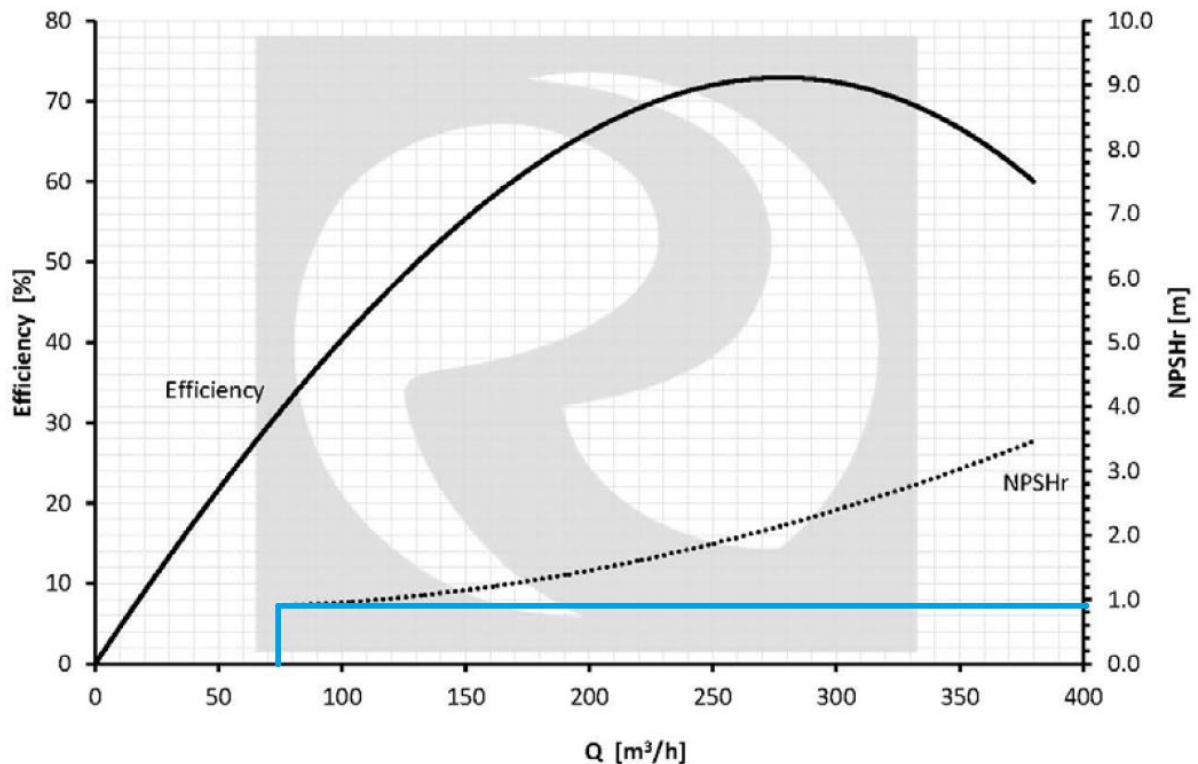
$$\Delta p_{T-NN} = -3,7459 \text{ bar}$$

Pro větší přehlednost je opět přiložena schématická příloha, ve které jsou zakresleny počítané dílčí trasy a jejich tlaková ztráta.

### 5.2.1 Kondenzátní čerpadlo při topném provozu

Pro topný provoz bloku je na kondenzátním čerpadle hmotnostní průtok  $\dot{m} = 19,952 \text{ kg/s}$ . Převodem získáme hodnotu objemového průtoku  $\dot{V} = 72,143 \text{ m}^3/\text{h}$ . Charakteristika čerpadla (obr. 25, bod B) na téhle hodnotě ukazuje výtlačnou výšku  $H = 195 \text{ m}$ . Převodem na tlak podle rovnice  $p = \rho gh$  určíme výtlačný tlak  $p_{K\check{c}} = 19,06 \text{ bar}$ .

Kontrolu kavitace při kondenzačním provozu provedeme z charakteristiky nátokové výšky. Z obr. 30 odečteme počítaný hmotnostní průtok  $\dot{m} = 19,952 \text{ kg/s}$ , což je převodem na objemový průtok  $\dot{V} = 72,143 \text{ m}^3/\text{h}$ . Z toho určíme nátokovou výšku  $NPSHr = 0,95 \text{ m}$ . Přepočtem  $p = \rho gh$  určíme nátokový tlak  $p_{NPSH} = 0,0928 \text{ bar}$ . To je minimální tlak, který musí být na vstupu do čerpadla, aby nedocházelo ke kavitaci.



Obr. 30: Charakteristika nátokové výšky kondenzačního čerpadla

Tlak na vstupu do čerpadla určíme přičtením tlakové změny k tlaku v kondenzátoru:

$$p_{vstup\ K\check{C}} = p_k + \Delta p_{k-K\check{C}} = 0,0424 + 0,1246 = 0,167\ bar$$

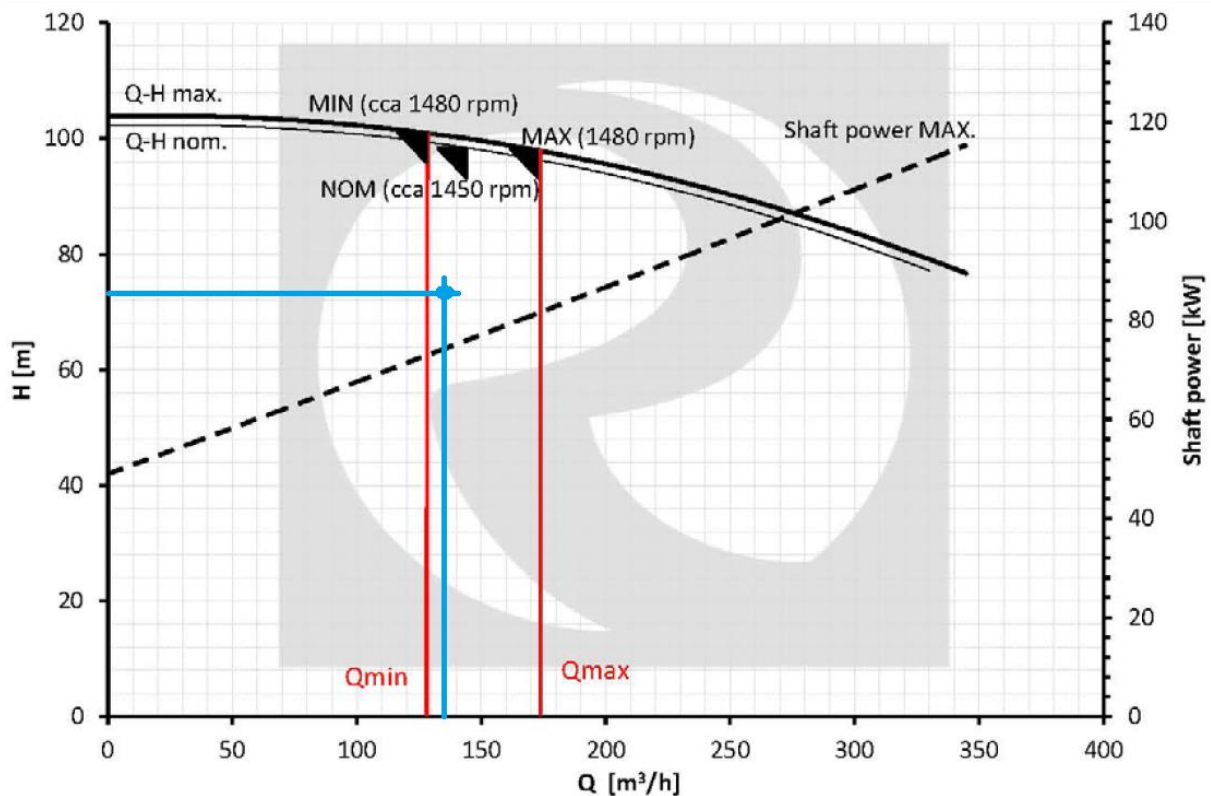
Odečtením nátokového tlaku od tlaku na vstupu do kondenzačního čerpadla získáme tlakovou rezervu na provozní zanesení filtru před čerpadlem:

$$p_{rezerva\ K\check{C}} = p_{vstup\ K\check{C}} - p_{NPSH} = 0,167 - 0,093 = 0,074\ bar$$

## 5.2.2 Podávací čerpadlo OTV

Podávací čerpadlo ohříváku topné vody se nachází za ohřívákem a saje z něj zkondenzovanou páru, která do něj přichází z druhého odběru a ohřívá topnou vodu. Čerpadla jsou ve složení 2x100%. Jsou regulována frekvenčními měniči v závislosti na hladině v ohříváku topné vody. Vybráno bylo čerpadlo CSI 15-560. Jeho charakteristiku zobrazuje obr. 31.





Obr. 31: Charakteristika podávacího čerpadla OTV

Při topném provozu je tlak v napájecí nádrži  $p_{NN} = 4,5182 \text{ bar}$ .

Z tlaku v napájecí nádrži odečteme změnu tlaku od T-kusu připojující podávací čerpadlo do napájecí nádrže a získáme tlak v tomto T-kuse:

$$p_T = p_{NN} - \Delta p_{T-NN} = 4,5182 - (-3,7459) = 8,2641 \text{ bar}$$

Získali jsme tlak na T-kuse připojícím podávací čerpadlo. Dalším odečtením změny tlaku na výtlaku podávacího čerpadla určíme tlak na výstupním hrdle z čerpadla:

$$p_{\text{výstup } P\check{C}} = p_T - \Delta p_{P\check{C}-T} = 8,2641 - (-0,7623) = 9,0264 \text{ bar}$$

K tlaku v ohříváku topné vody  $p_{OTV} = 2,0279 \text{ bar}$  přičteme změnu tlaku potrubí od ohříváku k vstupnímu hrdlu podávacího čerpadla a získáme tlak na vstupu do podávacího čerpadla:

$$p_{\text{vstup } P\check{C}} = p_{OTV} + \Delta p_{OTV-P\check{C}} = 2,0279 + 0,2151 = 2,243 \text{ bar}$$

Rozdílem tlaků na výstupu a vstupu podávacího čerpadla je výtlačný tlak čerpadla:

$$p_{P\check{C}} = p_{\text{výstup } P\check{C}} - p_{\text{vstup } P\check{C}} = 9,0264 - 2,243 = 6,7834 \text{ bar}$$

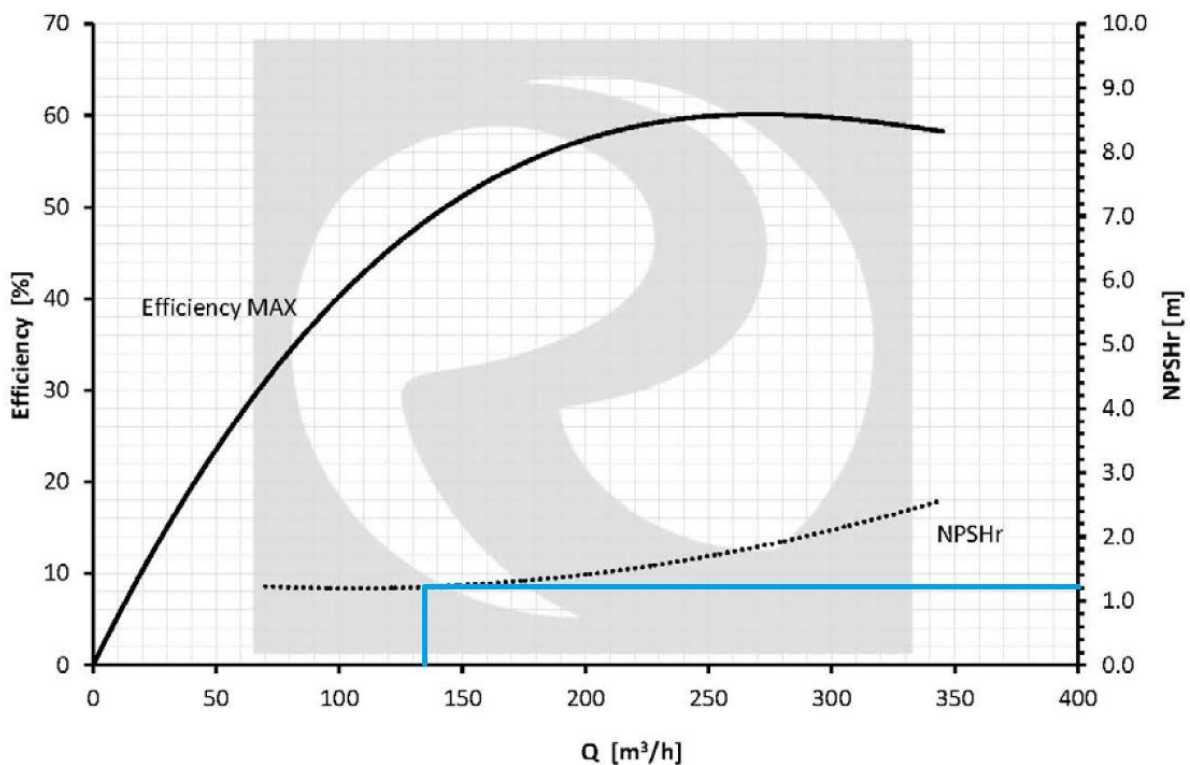
Převodem na výtlačnou výšku  $p = \rho g H$  dostaneme  $H = 73,41 \text{ m}$ .



Na svislé ose charakteristiky podávacího čerpadla najdeme vypočtenou výtlačnou výšku a na vodorovné ose najdeme objemový průtok vypočtený z hmotnostního průtoku  $\dot{m} = 35,349 \text{ kg/s}$ , z toho  $\dot{V} = 135,01 \text{ m}^3/\text{h}$ . Pracovní bod se nachází pod křivkou maximálních otáček čerpadla. Předpokládané otáčky čerpadla v topném provozu spočteme korekcí výtlačné charakteristiky čerpadla při maximálních otáčkách:

$$\frac{H_x}{H} = \left(\frac{n_x}{n}\right)^2 \Rightarrow n_x = n \cdot \sqrt{\frac{H_x}{H}} = 1480 \cdot \sqrt{\frac{73,41}{100}} = 1268 \text{ ot/min}$$

Kontrolu kavitace podávacího čerpadla OTV při topném provozu provedeme z charakteristiky nátokové výšky. Z obr. 32 odečteme počítaný hmotnostní průtok  $\dot{m} = 35,349 \text{ kg/s}$ , což je převodem na objemový průtok  $\dot{V} = 135,01 \text{ m}^3/\text{h}$ . Z toho určíme nátokovou výšku  $NPSHr = 1,21 \text{ m}$ . Přepočtem  $p = \rho gh$  určíme nátokový tlak  $p_{NPSH} = 0,1119 \text{ bar}$ . To je minimální tlak, který musí být na vstupu do čerpadla, aby nedocházelo ke kavitaci.



Obr. 32: Charakteristika nátokové výšky podávacího čerpadla OTV

Tlak na vstupu do čerpadla už máme spočten:

$$p_{vstup\ p\check{c}} = 2,2383 \text{ bar}$$

Odečtením nátokového tlaku od tlaku na vstupu do kondenzačního čerpadla získáme tlakovou rezervu na zanesení filtru před čerpadlem:

$$p_{rezerva\ p\check{c}} = p_{vstup\ p\check{c}} - p_{NPSH} = 2,243 - 0,1119 = 2,1311 \text{ bar}$$

### 5.2.3 Podávací čerpadlo NTO1

Podávací čerpadlo prvního nízkotlakého ohříváku v tomto provozu není v činnosti.

### 5.2.4 Regulační ventil při topném provozu

Opět známe tlak v T-kuse připojující podávací čerpadlo z ohříváku topné vody  $p_T = 8,2641 \text{ bar}$ . Další tlak, který je známý, je tlak v kondenzátoru  $p_k = 0,0424 \text{ bar}$ . Výpočtem jsme dostali i tlakovou změnu od kondenzátoru ke kondenzátnímu čerpadlu  $\Delta p_{k-K\check{C}} = 0,1246 \text{ bar}$ . Můžeme tedy určit tlak na vstupu do kondenzátního čerpadla:

$$p_{vstup\ K\check{C}} = p_k + \Delta p_{k-K\check{C}} = 0,0424 + 0,1246 = 0,167 \text{ bar}$$

Z obr. 25 byl určen výtlačný tlak kondenzačního čerpadla  $p_{K\check{C}} = 19,06 \text{ bar}$ . Přičtením k tlaku na vstupu do čerpadla získáme tlak na výstupu z kondenzačního čerpadla:

$$p_{výstup\ K\check{C}} = p_{vstup\ K\check{C}} + p_{K\check{C}} = 19,227 \text{ bar}$$

K určení tlaku před regulačním ventilem už stačí odečíst tlakovou změnu od kondenzačního čerpadla po regulační ventil od tlaku na výstupu z kondenzačního čerpadla:

$$p_{před\ RV} = p_{výstup\ K\check{C}} - \Delta p_{K\check{C}-RV} = 19,227 - 0,8413 = 18,3857 \text{ bar}$$

Tlak za regulačním ventilem určíme z tlaku na T-kuse připojující podávací čerpadlo z nízkotlakého ohříváku  $p_T = 8,2641 \text{ bar}$ . Přičtením změny tlaku od T-kusu až k regulačnímu ventilu dostaneme tlak za ventilem:

$$p_{za\ RV} = p_T + \Delta p_{RV-T} = 8,2641 + 0,1309 = 8,395 \text{ bar}$$

Regulovaný tlak při topném provozu tedy získáme odečtením tlaku před a za regulačním ventilem:

$$p_{RV} = p_{před\ RV} - p_{za\ RV} = 18,3857 - 8,395 = 9,99 \text{ bar}$$

## 6. Návrh tloušťky stěny potrubí [6]

Každý potrubní systém je během své životnosti podroben četným zatížením. Tato zatížení mohou být jedním nebo kombinací více zatížení např. od vnitřního nebo vnějšího tlaku, od teploty, od váhy potrubí a média uvnitř, od klimatického zatížení, od dynamických účinků tekutiny, od pohybů podloží, případně od vibrací a nebo od zemětřesení. Při určení zatížení a jeho vyhodnocení je vycházeno z normy ČSN EN 13480-3.

### 6.1 Dovolené namáhání

Hodnoty dovoleného namáhání se určují pro neaustenitické oceli, což je náš případ, z materiálových vlastností potrubí. Dovolené namáhání musí být v souladu s následujícím:

$$\sigma_D = \min \left\{ \frac{R_{eHt}}{1,5} \text{ nebo } \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\}$$

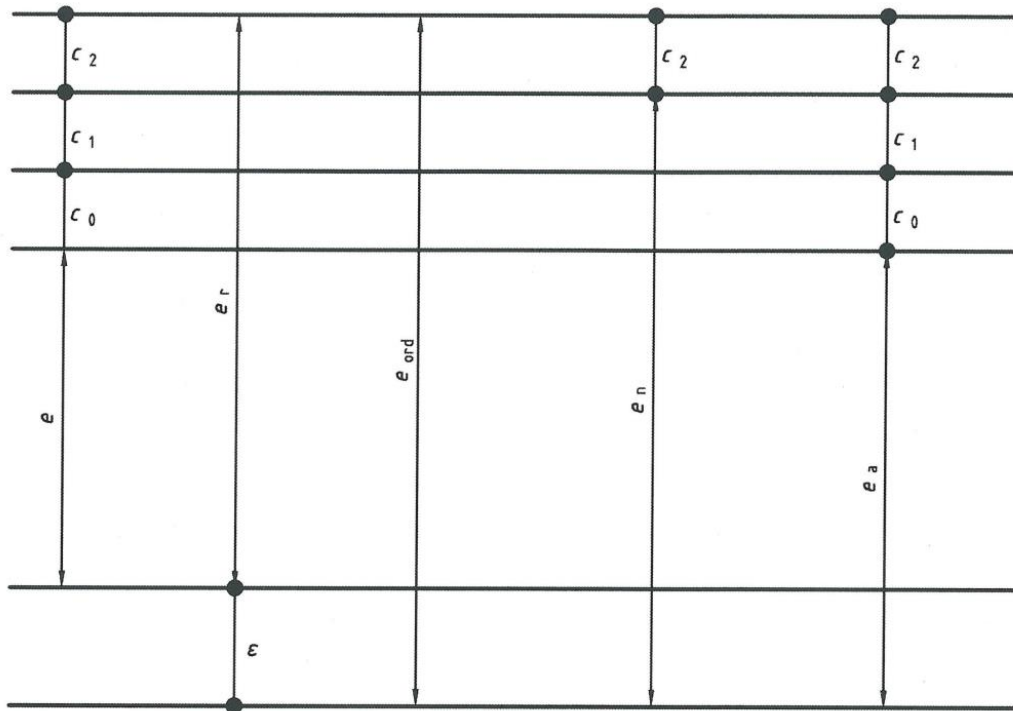
kde:

$R_{eHt}$	Minimální specifikovaná hodnota horní mez kluzu v tahu při výpočtové teplotě
$R_{p0,2t}$	Smluvní mez kluzu v tahu při výpočtové teplotě
$R_m$	Pevnost v tahu

Uvedené hodnoty materiálových vlastností dle normy pro bezešvé ocelové trubky pro tlakové nádoby a zařízení ČSN EN 10216-2

### 6.2 Tloušťka stěny

Minimální požadovaná tloušťka stěny se určí s ohledem na výrobu trubek. Všechny tloušťky stěny určované při návrhu, přídavek erozní koroze  $c_0$ , tolerance výroby  $c_1$  a zeslabení výrobou  $c_2$  jsou znázorněny v obr. 33.



Obr. 33: Tloušťky stěn s přídávky

Kde je

- $e$  minimální požadovaná tloušťka pro odolání tlaku bez přídaveků a úchylek vypočtená dle základního vzorce
- $c_0$  korozní nebo erozní přídavek
- $c_1$  absolutní hodnota záporné úchytky výroby trubky z normy materiálu nebo poskytnutá výrobcem
- $c_2$  přídavek pro možné zmenšení tloušťky během další výroby (např. ohybem nebo závitováním)
- $e_r$  minimální požadovaná tloušťka s přídávky a úchytkami
- $\varepsilon$  přídavná tloušťka plynoucí z výběru objednané tloušťky  $e_{ord}$
- $e_{ord}$  objednaná tloušťka trubky
- $e_n$  jmenovitá tloušťka (na výkresech)
- $e_a$  analyzovaná tloušťka pevnostně kontrolované potrubní části

Koroze může být vnitřní nebo vnější nebo obojí současně. Hodnotu korozního přídavku  $c_0$  určí výrobce podle charakteru, teploty, rychlosti proudění atd. produktu, který je v kontaktu se stěnou. Odhadované přídávky na korozi při pevnostním výpočtu ukazuje obr. 34.

Pracovní látka	Přídavek na korozi a erozi $c_0$ [mm]
přehřátá pára	0,5
sytá pára	1
voda málo agresivní	1
vlhký vzduch	2
voda agresivní	3

Obr. 34: Korozní přídavek

### 6.3 Přímé trubky

Minimální požadovaná tloušťka stěny přímé trubky bez přídavků a mezních úchylek  $e$  se vypočítá následně:

- Tenkostěnné potrubí:  $\frac{d_o}{d_i} \leq 1,7$

$$e = \frac{p_c \cdot d_o}{2\sigma_D \cdot z + p_c}$$

- Tlustostěnné potrubí:  $\frac{d_o}{d_i} > 1,7$

$$e = \frac{d_o}{2} \left( 1 - \sqrt{\frac{\sigma_D \cdot z - p_c}{\sigma_D \cdot z + p_c}} \right)$$

Součinitel hodnoty spoje  $z$  se používá, je-li potrubí svařeno alespoň jedním jiným než obvodovým tupým svarem. Pro zařízení podrobená 100% zkoušení svarů a bezešvé trubky se volí  $z = 1$ . Což v energetice platí skoro pro každé potrubí.

### 6.4 Výpočet tloušťky stěny

Jako vzor bylo počítáno potrubí výtlačku kondenzačních čerpadel. Dimenze potrubí je DN200. Dle normy má potrubí vnější průměr  $d_o = 219,1 \text{ mm}$ . Materiál potrubí byl zvolen P235GH. Je to normalizačně žíhaná uhlíková ocel.

Pro materiál P235GH byly z normy ČSN EN 10216-2 určeny mechanické vlastnosti. Důležité meze pro výpočet dovoleného namáhání jsou smluvní mez kluzu v tahu při maximální výpočtové teplotě  $R_{p0,2t} = 193,6 \text{ MPa}$  a Pevnost v tahu  $R_m = 360 \text{ MPa}$ . Přídavek korozní eroze pro potrubí z tohoto materiálu a s ohledem na proudění vody v něm byl zvolen  $c_0 = 1 \text{ mm}$ .

Výpočtový tlak  $p_c$  nesmí být menší než provozní tlak, při uvážení nastavení pojistných zařízení. Zadaný výpočtový tlak  $p_c = 25 \text{ bar}$  je brán ze schématu potrubní sítě.

Dovolené namáhání:

$$\sigma_D = \min \left\{ \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} = \min \left\{ \frac{193,6}{1,5}; \frac{360}{2,4} \right\} = \min \{129,07; 150\} = 129,07 \text{ MPa}$$

Minimální tloušťka stěny:

$$e_{min} = \frac{p \cdot d_0}{2 \cdot \sigma_D \cdot z + p} = \frac{2,5 \cdot 219,1}{2 \cdot 129,07 \cdot 1 + 2,5} = 2,1 \text{ mm}$$

Nejnižší vyšší tloušťka stěny pro světlost potrubí DN200 je:

$$e_{norma} = 6,3 \text{ mm}$$

Další důležitou hodnotou z normy je tolerance výroby:

$$c_1 = 12,5 \% \text{ jmenovité tloušťky}$$

## 6.5 Kontrola výpočtu

Musí být zkontrolováno, zda potrubí vydrží i po odečtení tolerancí výroby a přídavku korozní eroze. Tudiž analyzovaná tloušťka musí být větší než vypočtená minimální tloušťka potrubí.

$$e_{min} < e_a$$

Analyzovanou tloušťku vypočteme z tloušťky z normy, ve které je zahrnuta tolerance výroby a přídavek na korozní erozi.

$$e_a = e_{norma} \cdot \frac{100 - c_1}{100} - c_0 = 6,3 \cdot \frac{100 - 12,5}{100} - 1 = 5,5125 \text{ mm}$$

Potrubí splňuje podmínku, může být tedy použito, pro výpočtový tlak  $p_c = 25 \text{ bar}$ .

## 6.6 Další potrubní trasy

Ve společnosti Doosan Škoda Power je k výpočtu používán excel soubor naprogramovaný dle předchozího výpočtu. V této zprávě je použit a zobrazen na obr. 35.

V obrázku jsou vidět i další důležité výpočty.

Kontrola tlaku přes výpočet dovoleného tlaku z určené tloušťky stěny:

$$p_D = \frac{2 \cdot \sigma_D \cdot e_a}{d_0 - e_a}$$

Určení maximálního dovoleného tlaku při hydrostatické zkoušce:

$$p_{TEST} = \frac{2 \cdot 0,95 \cdot R_{p0,2t} \cdot z \cdot e_a}{d_o - e_a}$$

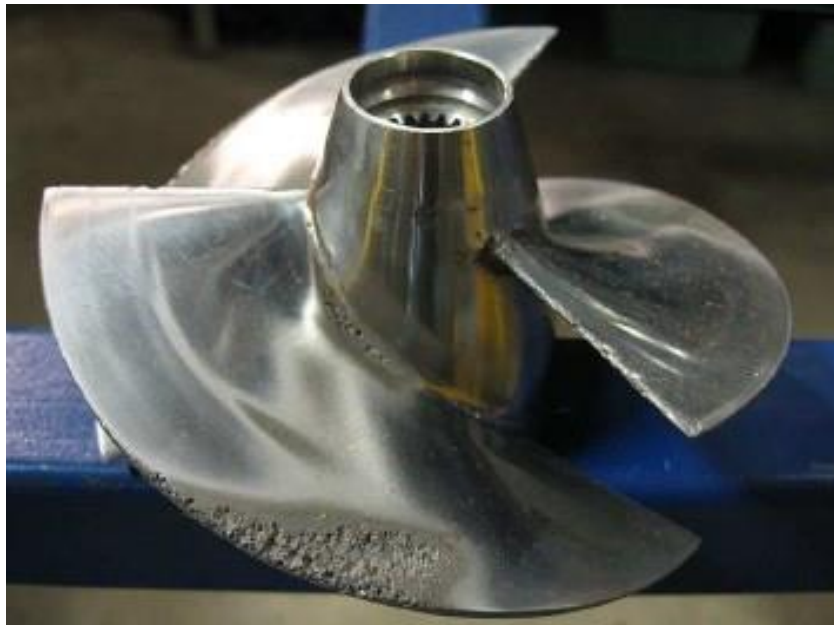
Přímé trubky / Straight pipe		2LCA10BR010		2LCA20BR010		2LCJ04BR010		2LCJ04BR020		2LCJ03BR010		2LCJ03BR020		6,1 - přímá trubka zakázka
EN 13480-3		2LCA01BR001	2LCA02BR002	2LCA30BR010	2LCA30BR010	2LCJ04BR010	2LCJ04BR030	2LCJ04BR040	2LCJ04BR040	2LCJ03BR030	2LCJ03BR030	2LCJ03BR040	2LCJ03BR040	potrubní trasa
°C		85	85	112,14	120,6	120,6	120,6	120,6	120,6	195	195	63,22	63,22	výpočtová teplota
		P235GH	P235GH	P235GH	P235GH	P235GH	P235GH	P235GH	P235GH	P235GH	P235GH	P235GH	P235GH	materiál trubky
		DN300	DN200	DN125	DN300	DN300	DN300	DN200	DN200	DN80	DN80	DN65	DN65	imenovitý průměr
$k_{kor-er,pt}$ [mm]		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	přídavek na korozi a erozi
záp. toler. vyr. [%]		20	12,5	12,5	20	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	13,8	13,8	výrobní tolerance tloušťky stěny trubky
$D_o$ [mm]		323,9	219,1	219,1	323,9	219,1	219,1	219,1	219,1	88,9	88,9	76,1	76,1	vnější průměr
$e_{normal,vykres}$ [mm]		7,1	6,3	6,3	7,1	6,3	6,3	6,3	6,3	3,2	3,2	2,9	2,9	imenovitá tloušťka stěny
$e_a$ [mm]		4,68	4,51	4,51	4,68	4,51	4,68	4,51	4,51	1,80	1,80	1,50	1,50	analyzovaná tloušťka stěny
$D_i$ [mm]		309,7	206,5	206,5	309,7	206,5	309,7	206,5	206,5	82,5	82,5	70,3	70,3	vnitřní průměr
$f$ [MPa]		136,625	136,625	130,22	128,98	128,98	128,98	128,98	128,98	114,4667	114,4667	143,3405	143,3405	dovolené napětí
$z$ [-]		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	součinitel svěru
$p$ [MPa]		0,15	2,5	2,5	0,4	2,5	2,5	2,5	2,5	0,15	0,15	2,5	2,5	výpočtový přetlak 6,1-1
$e_{min}$ [mm]		0,18	1,99	2,08	0,50	2,10	2,10	2,10	2,10	0,06	0,06	0,66	0,66	výpočtová tloušťka stěny bez přídavků
$e_{min} < e_a$		spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	OK
$e_a / e_{min}$		26,34	2,27	2,17	9,33	2,15	2,15	2,15	2,15	30,92	30,92	2,28	2,28	násobek bezpečnosti
$P_{dov}$ [MPa]		4,01	5,75	5,48	3,78	5,42	5,42	5,42	5,42	4,73	4,73	5,76	5,76	max. dovolený vnitřní přetlak
$p < P_{dov}$		spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	spĺhuje/pass	OK
$p / P_{dov}$ [%]		4%	44%	46%	11%	46%	46%	46%	46%	3%	3%	43%	43%	míra využití dovoleného přetlaku
$D_o/D_i$ [mm]		1,046	1,061	1,061	1,046	1,061	1,061	1,061	1,061	1,078	1,078	1,083	1,083	podmínka tenkostěnnosti výpočtu
$D_o/D_i < 1,7$		thin-wall	thin-wall	thin-wall	thin-wall	thin-wall	thin-wall	thin-wall	thin-wall	thin-wall	thin-wall	thin-wall	thin-wall	tenkostěnná / tlustostěnná
$t_0$ [mm]		1,18	2,99	3,08	1,50	3,10	3,10	3,10	3,10	1,06	1,06	1,66	1,66	minimální požadovaná tloušťka stěny ve svaru
$0,95 \cdot R_{p0,2}$ [Mpa]		223,25	223,25	223,25	223,25	223,25	223,25	223,25	223,25	223,25	223,25	223,25	223,25	95% smluvní meze kluzu materiálu při 20°C
max. $P_{REST}$ [Mpa]		6,5	9,4	9,4	6,5	9,4	9,4	9,4	9,4	9,2	9,2	9,0	9,0	max. zkušební přetlak při hydrostat. zkoušce

Obr. 35: Výpočet tloušťky stěny

## 7. Kontrola kavitace čerpadel OTV při výpadku turbíny [7], [8], [9]

### 7.1 Kavítace

Název kavitace vychází z latinského slova „cavitas“, které obecně znamená dutinu. Kavítace je u čerpadel nepříznivý jev. Účinky kavitace narušují spojitost kapaliny, čímž postihují všechny materiály. Mikroskopické rozrušování materiálu např. u oběžného kola čerpadla díky kavitaci je zobrazeno na obr. 36. Tyto destruktivní účinky vedou k narušování materiálu stroje, snižování jeho účinnosti a životnosti. Také může vést ke vzniku nepříjemných vibrací a hluku.



*Obr. 36: Kavítací napadený materiál*

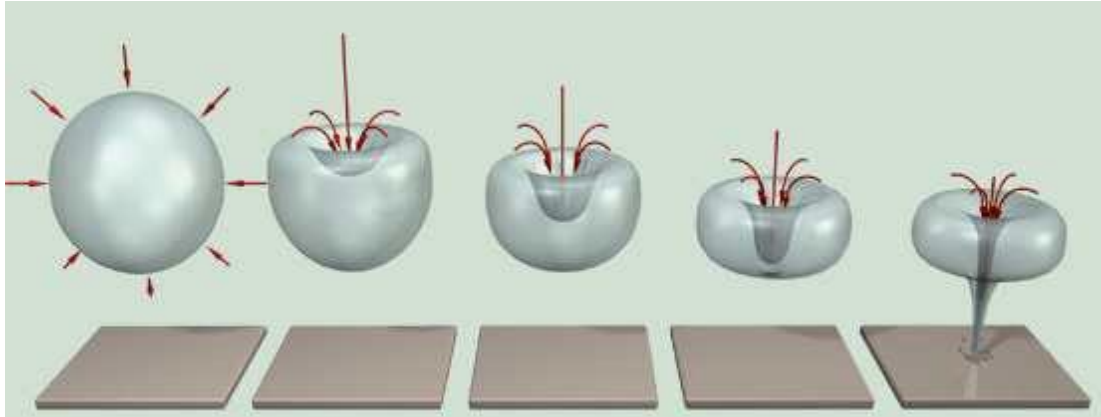
V současné době je výskyt kavitace zaznamenáván zejména u vodních turbín, čerpadel, v hydrodynamických převodech, v armaturách, v proudových přístrojích, v hydrodynamických ložiskách, u vodou chlazených spalovacích motorů, v ozubených převodech, u lodních šroubů a torpéd. Při provozu se snažíme kavitačním jevům vyhýbat a předcházet jim.

Kavitaci lze využívat i pro náš prospěch. Dnes se kavitace využívá v mnoha odvětvích lidské činnosti např. v lékařství, kosmetice, potravinářském průmyslu, vojenství nebo při hubení mikroorganismů obsažených ve vodě.

Vlivem místního poklesu tlaku v určitém místě na tlak sytosti vznikají a zanikají v proudící kapalině bublinky. Vypařováním kapaliny dochází k nespojitosti proudění kapaliny. Dochází i k vyloučení plynů rozpuštěných ve vodě. Odpařené kavitační bublinky jsou proudem kapaliny odneseny pryč z místa nižšího tlaku a v momentě zvýšeného tlaku dochází zpět ke kondenzaci. Vznikají kavitační dutiny, do kterých vniká kapalina a dochází



k implozi bublinky. Implodující bublinky v blízkosti obtékaného povrchu materiálu způsobují rozrušování povrchu. Kapalina ve velké rychlosti a velké teplotě narazí na povrch a vytváří kavitační erozi. Při implozi dochází k velkému rázu, který způsobuje vibrace a velký hluk. Zánik kavitační bublinky je vidět na obr. 37.

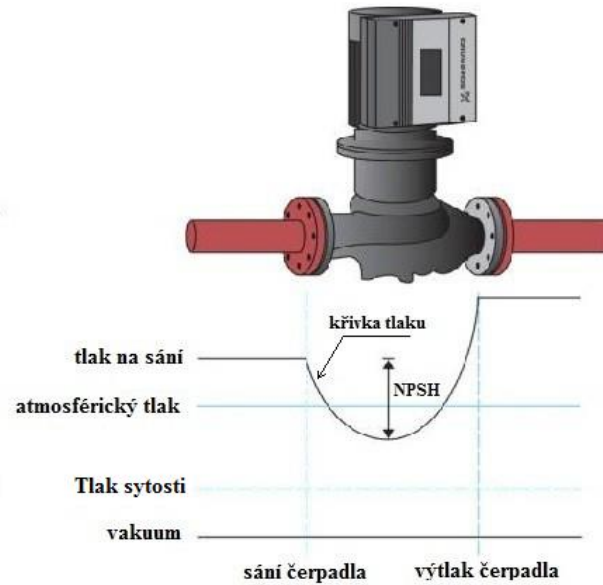


*Obr. 37: Zánik kavitační bublinky na povrchu materiálu*

V energetice je nejnebezpečnější kavitace na povrchu lopatek a stěn čerpadel. Jak již bylo zmíněno výše, kondenzující bublinky jsou zaplněny vodou a tím se vytvoří velký tlak a teplota. S těmito parametry naráží kapalina na povrch materiálu a způsobuje kavitační erozi. Díky ní dochází k velkému opotřebení čerpadla.

Hlavně v sací části čerpadla musí být zajištěný dostatečný statický tlak. V čerpadle voda zrychluje, tudíž statický tlak klesá. Kdyby klesnul pod tlak sytosti, docházelo by k odpařování vody a tím k samotné kavitaci. Ta zapříčiňuje hluk, vibrace, snižuje účinnost a hlavně dochází k opotřebení lopatek oběžných kol kavitační erozí.

Výrobci ve výrobní dokumentaci uvádí hodnotu NPSH. To je hodnota minimální nátokové výšky čerpadla. Nátoková výška čerpadla je závislá na průtoku čerpadel a výsledná charakteristika čerpadla je vždy dodávána s výrobní dokumentací čerpadla. Na obr. 38 je vidět přehledně, jak nejprve tlak na sání po vstupu do čerpadla klesne o hodnotu NPSH a poté je tlak zvýšen na požadovaný. Hodnota NPSH nesmí klesnout pod tlak sytosti, jinak by docházelo k odpařování a ke kavitaci.



Obr. 38: NPSH

## 7.2 Změny tlaku v potrubí sání podávacích čerpadel OTV

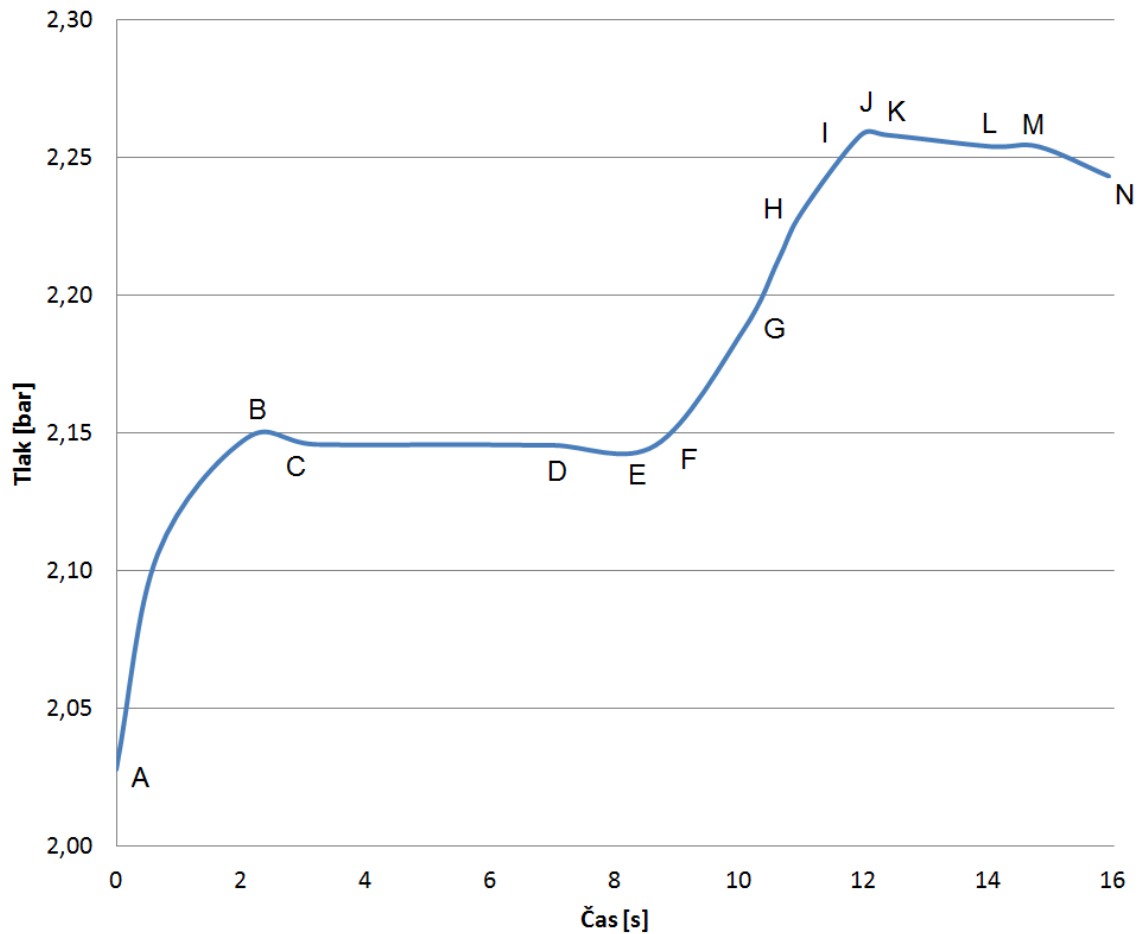
Potrubní trasa sání podávacích čerpadel byla rozdělena na dílčí úseky. Je uvažována částice vody, proudící potrubím ze sběrače ohříváku topné vody do sacího hrdla podávacího čerpadla. V každém dílčím úseku je počítána tlaková změna. Ta je určena hydrostatickým tlakem a tlakovou ztrátou. Naskicované rozměry a důležité hodnoty jsou ukázány na obr. 39.



Z hmotnostního průtoku získáme rychlost částice pohybující se potrubím:

$$w = \frac{\dot{m}}{S \cdot \rho}$$

Z rychlosti už snadno ze vzorce  $l = w \cdot t$  vypočteme čas, který částice dosáhne jednotlivých bodů (A-N) potrubí. Celkový čas, než částice dorazí z OTV (bod A) do čerpadla (bod N) vyšla 16s. Průběh tlaku počítané částice v závislosti na čase je zobrazen na obr. 40.



Obr. 40: Graf změny tlaku

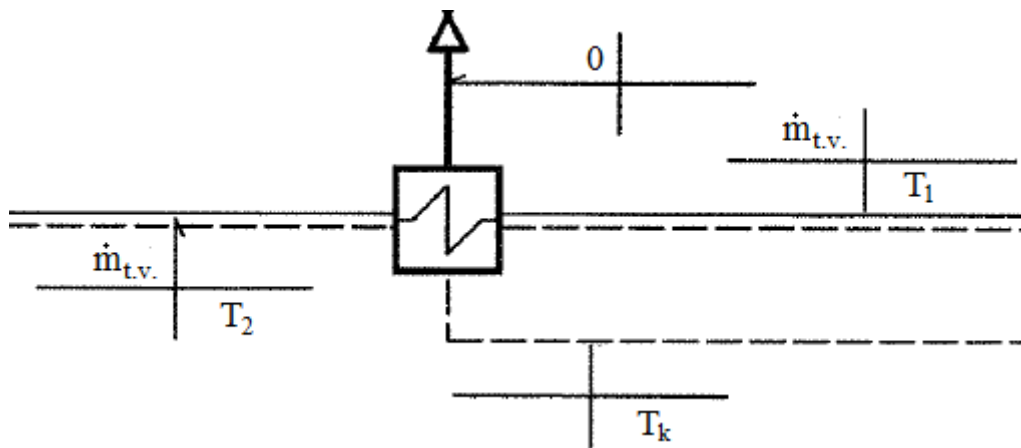
Na počátku je částice vody v ohříváku topné vody. Z něj vytéká kolmo dolů, tudíž hydrostatický tlak strmě narůstá. Poté se přes koleno dostává částice do vodorovného potrubí, kde je hydrostatický tlak konstantní a působí na změnu tlaku jen tlaková ztráta. Poté opět přes koleno se voda dostává do svislého potrubí a tlak narůstá a znovu do vodorovného potrubí, kde se dostává do sacího hrdla.

### 7.3 Výpadek odběru páry v OTV

Při výpadku odběru dochází k chlazení kondenzátu topnou vodou. Kondenzát se nachází na mezi sytosti, proto chlazením kondenzátu topnou vodou dochází i k poklesu tlaku sytosti. Snižující tlak kondenzátu ve sběrači se šíří do potrubní trasy sání rychlostí zvuku. Pokles v potrubí musí být malý, aby nedocházelo k odpařování kondenzátu, a na konci sání musí být ještě zajištěna dostatečná minimální nátoková výška NPSH.

#### 7.3.1 Tepelná bilance OTV

Tepelná bilance ohříváku topné vody při výpadku odběru páry je důležitá k určení průběhu teploty kondenzátu ve sběrači.



Obr. 41: Tepelná bilance OTV

$m_k$  [kg].... Hmotnost kondenzátu ve sběrači

$m_{tr}$  [kg] .... Hmotnost trubek v trubkovém svazku

$m_{pl}$  [kg] .... Hmotnost pláště OTV

$\dot{m}_{t.v.}$  [kg/s] ... Hmotnostní průtok topné vody

$c_v$  [kJ/kg.K] ... měrná tepelná kapacita vody

$c_{Fe}$  [kJ/kg.K] ... měrná tepelná kapacita železa

$T_1$  [°C] ... teplota topné vody před OTV

$T_2$  [°C] ... teplota topné vody za OTV

$T_k$  [°C] ... teplota kondenzátu ve sběrači

$T_{k+1}$  [°C] ... teplota kondenzátu ve sběrači po jedné vteřině

Tepelná bilance:

$$Q_{t.v.} - Q_k - Q_{Fe} = 0$$

Tepla dosadíme pomocí kalorimetrických rovnic:

$$Q_k = m_k \cdot c_v (T_k - T_{k+1})$$
$$Q_{Fe} = (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe} \cdot (T_k - T_{k+1})$$
$$Q_{t.v.} = \dot{m}_{t.v.} \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1)$$

Nyní máme soustavu čtyř rovnic o čtyřech neznámých. Dosazením do tepelné bilance nám vypadnou jednotlivá tepla a zbyde jen jedna neznámá v jedné rovnici:

$$\dot{m}_{t.v.} \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) - m_k \cdot c_v \cdot (T_k - T_{k+1}) - (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe} \cdot (T_k - T_{k+1}) = 0$$

$Q_{t.v.}$  známe všechny hodnoty, takže můžeme dosadit:

$$Q_{t.v.} = m_k \cdot c_v \cdot (T_k - T_{k+1}) + (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe} \cdot (T_k - T_{k+1})$$

Roznásobíme teploty:

$$Q_{t.v.} = m_k \cdot c_v \cdot T_k - m_k \cdot c_v \cdot T_{k+1} + (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe} \cdot T_k - (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe} \cdot T_{k+1}$$

Převedení známých a neznámých na opačné strany rovnice:

$$Q_{t.v.} - m_k \cdot c_v \cdot T_k - (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe} \cdot T_k = -m_k \cdot c_v \cdot T_{k+1} - (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe} \cdot T_{k+1}$$

Vytknutí teplot ze členů rovnice:

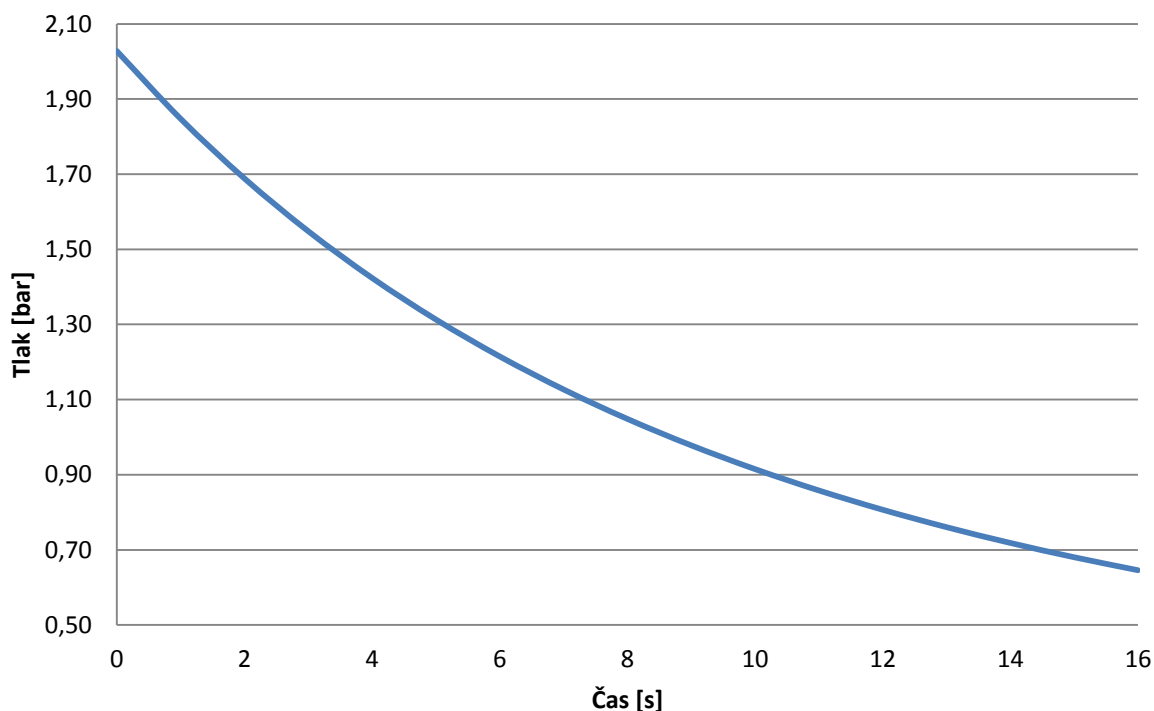
$$Q_{t.v.} - T_k \cdot (m_k \cdot c_v + (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe}) = -T_{k+1} \cdot (m_k \cdot c_v + (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe})$$

Úpravou dostaneme teplotu po jedné vteřině:

$$T_{k+1} = \frac{T_k \cdot (m_k \cdot c_v + (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe}) - Q_{t.v.}}{m_k \cdot c_v + (m_{tr} + m_{pl}) \cdot c_{Fe}}$$

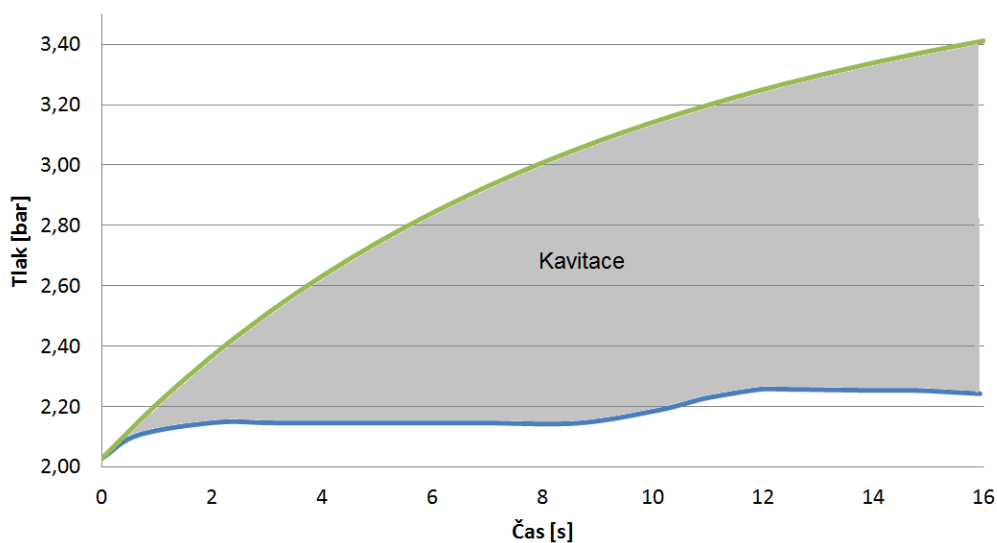
### 7.3.2 Pokles tlaku v OTV

Výpočtem z teploty sytosti po vteřinách určíme z tabulek i tlak sytosti. Jeho průběh je vyneseno v grafu na obr. 42.



Obr. 42: Graf poklesu tlaku v OTV

Při srovnání grafu poklesu tlaku v OTV na obr. 42 a grafu tlaku v potrubí na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je vidět, jak tlak ve sběrači rapidně klesá v porovnání s pomalým nárůstem tlaku v potrubí. Pro lepší představu graf poklesu tlaku v OTV otočíme symetricky podle osy a srovnáme s tlakem v potrubí. Srovnání je zobrazeno na obr. 43.



Obr. 43: Srovnání tlaků při výpadku

Křivka tlaku v potrubí ani v počátku nepřekročí křivku poklesu tlaku v OTV. To znamená, že pokles tlaku v OTV způsobí ihned snížení tlaku pod mez sytosti před čerpadlem díky tomu, že se tlak z OTV rychlostí zvuku přesune před sací hrdlo čerpadla. Snížením tlaku pod mez sytosti dochází k okamžitému odpařování vody a ke kavitaci.

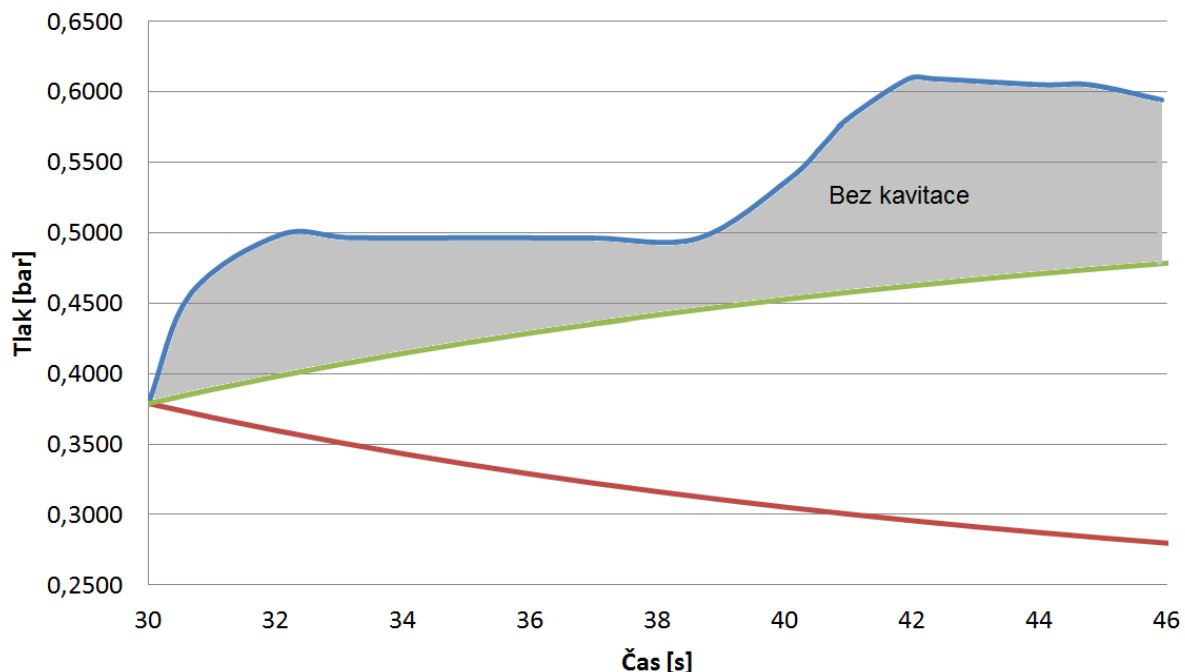
Díky nemožnosti změny dispozice trasy, musí být čerpadla pojištěna. Nejúčinnějším pojištěním je reakce na uzavírací klapku na odběru, která se při výpadku zavře. Při zavření klapky by došlo k okamžitému zastavení čerpadla.

### 7.3.3 Restart čerpadla

Tlak v OTV exponenciálně klesá, tudíž po určité době, se pokles zmírní a bude tlak klesat pomalu. Dalším úkolem je určit, za jakou dobu, bude možné čerpadla opět pustit.

Hydrostatický tlak a tlakové ztráty v potrubní trase sání podávacích čerpadel se v závislosti na čase nemění. Graf na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** zůstane tedy stejný pro jakýkoliv čas nastartování čerpadel.

Pokles tlaku v ohříváku topné vody v závislosti na čase už také máme na obr. 42. Jen počítáme delší dobu než 16 vteřin. Díky výpočtu dosazováním různých hodnot času restartování bylo nalezeno minimum 30s. Čerpadlo lze tedy pustit po 30 vteřinách. Průběh poklesu tlaku k porovnání a tlak v potrubí je ukázán na obr. 44.



Obr. 44: Zapnutí čerpadlo po 30 vteřinách

Na konci průběhu rozdíl otočeného grafu poklesu tlaku a tlaku v potrubí musí splňovat hodnotu NPSH daného čerpadla.



Ve 46 vteřině nám vyšli hodnoty:

Tlak v potrubí	0,59 bar
Otočený graf poklesu tlaku v OTV	- 0,47 bar
Rozdíl	0,12 bar

Přepočtem na metry vodního sloupce, který zadává výrobce čerpadla:

$$h = \frac{p}{\rho \cdot g} = \frac{0,12 \cdot 100000}{979,15 \cdot 9,81} = 1,25 \text{ m}$$

NPSH u tohoto čerpadla výrobce udává 1,21 m. Tudíž je jasné, že po 30 vteřině už lze čerpadlo pustit a kavitace neproběhne.

#### 7.4 Volba optimálního průměru sacího potrubí vzhledem k možné kavitaci

Volba optimálního průměru respektive průřezu je závislá na rychlosti proudění daným potrubím:

$$S = \frac{\dot{m}}{w \cdot \rho}$$

Musíme tedy určit optimální rychlost proudění, aby částice proudící potrubím neplula příliš pomalu a zase ne příliš rychle, aby zbytečnou energii nevzala tlaková ztráta. Je lepší přepočítat rychlost na čas, jelikož závislost poklesu tlaku ve sběrači ohříváku topné vody je časová.

$$t = \frac{l}{w}$$

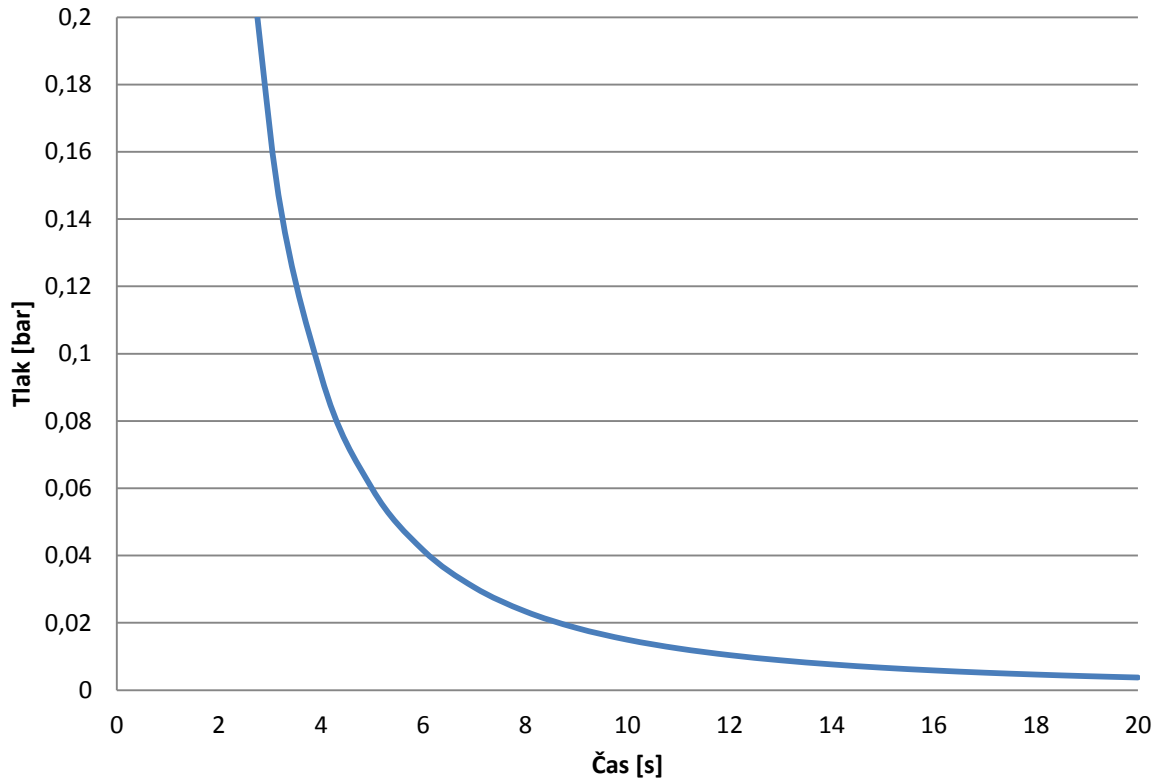
Je důležité určit tlakovou ztrátu závislou na čase. Pro tlakovou ztrátu v potrubí platí obecný vztah:

$$\Delta p_z = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left( \sum \xi_M + \lambda \frac{L}{d_i} \right)$$

Zde za rychlost proudění dosadíme předchozí vztah:

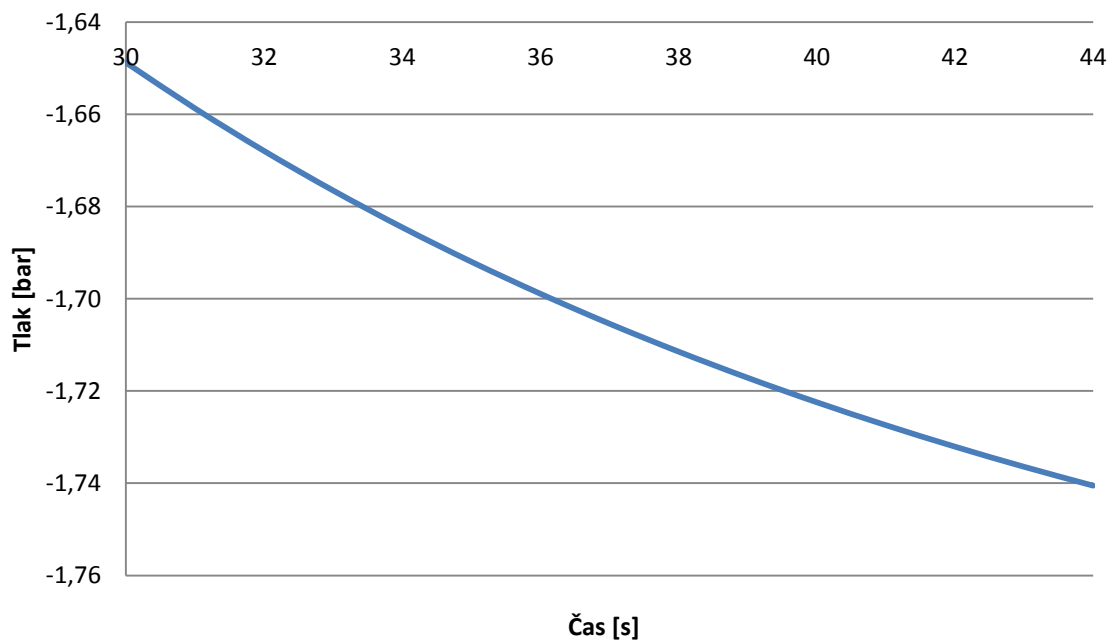
$$\Delta p_z = \frac{l^2}{2} \cdot \rho \cdot \left( \sum \xi_M + \lambda \frac{L}{d_i} \right) \cdot \frac{1}{t^2}$$

Po dosazení délky potrubí, hustoty média a součinitelů tlakových ztrát, které jsou konstantní, dostaneme závislost tlakové ztráty na čase. Tak je ukázáno na obr. 45.



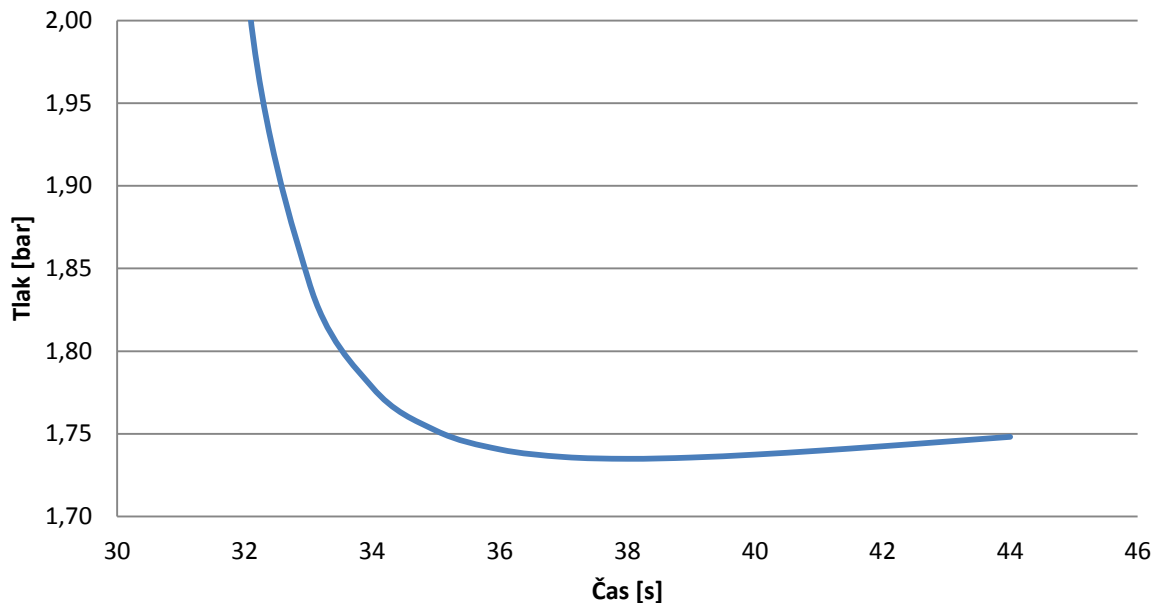
Obr. 45: Graf tlakové ztráty závislé na čase

Pokles tlaku nebudeme uvažovat od tlaku v ohříváku topné vody, ale budeme uvažovat jeho počátek v nule a zobrazíme jeho průběh od 30 vteřiny po výpadku. Graf je vidět na obr. 46.



Obr. 46: Průběh poklesu tlaku

Křivka tlakových ztrát se měnit nebude, takže ji můžeme posunout také od 30 vteřiny. Odečtením grafů získáme křivku, která bude mít minimum v čase. Tento čas je optimem pro výpočet optimální rychlosti a dále optimálního průřezu a průměru sacího potrubí. Rozdíl grafů je vidět na obr. 47.



Obr. 47: Graf rozdílu tlakových ztrát a poklesu tlaku

Optimální hodnota času vyšla přibližně 8 vteřin od puštění čerpadla. Z toho už dopočteme optimální průřez:

$$w_{opt} = \frac{l}{t_{opt}} = \frac{7,929}{8} = 0,99 \text{ m/s}$$

$$S_{opt} = \frac{\dot{m}}{w_{opt} \cdot \rho} = \frac{35,349}{0,99 \cdot 942,581} = 0,04 \text{ m}^2$$

$$d_{opt} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{opt}}{\pi}} \cdot 1000 = 219,5 \text{ mm}$$

Optimální hodnota vnitřního průměru tedy vyšla 219,5 mm. Tato hodnota dává na čerpadlo největší NPSH. Na schématu pára-voda v příloze č. 1 je však potrubí DN300, jehož vnitřní průměr je 309,7 mm. To je z důvodu, že zákazník si po provedeném výpočtu ještě nechal zvětšit průtok sáním podávacích čerpadel z 35,35 kg/s na 48 kg/s.

## 8. Analýza pružnosti [10], [6]

Následně ke konstrukčnímu výpočtu tloušťky stěny jednotlivých částí potrubí podle tlaku v potrubí dle kapitol 6 až 11 normy 13480-3, musí být potrubní trasa konstruována dle kapitoly 12 této normy tak, aby odolala účinkům vlastní tíhy a jiných zatížení a musí být analyzována na účinky teplotní roztažnosti nebo jeho kontrakce, případně aby odolala vnějším pohybům koncových bodů připojeného zařízení. Musí být uvažován vliv axiálních sil způsobených vnitřním tlakem při použití axiálních kompenzátorů nebo jeho tuhost, aby se zabránilo stabilitnímu zborcení potrubí. Tato kapitola pojednává o napěťové analýze celého potrubního systému a odpovídajících kritériích přípustnosti, která musí být splněna pro dosažení těchto požadavků. Nejprve si popíšeme, jak se potrubí rozděluje do kategorií a dále vlivy, které působí na pružnost potrubí. Dalším krokem je vlastní pevnostní výpočet, analýza pružnosti a jeho výsledky.

### 8.1 Kategorizace potrubí

V souladu se směrnicí pro tlaková zařízení (PED) musí výrobce stanovit pro každé potrubí kategorii nebezpečí a postupy k posuzování shody s požadavky PED

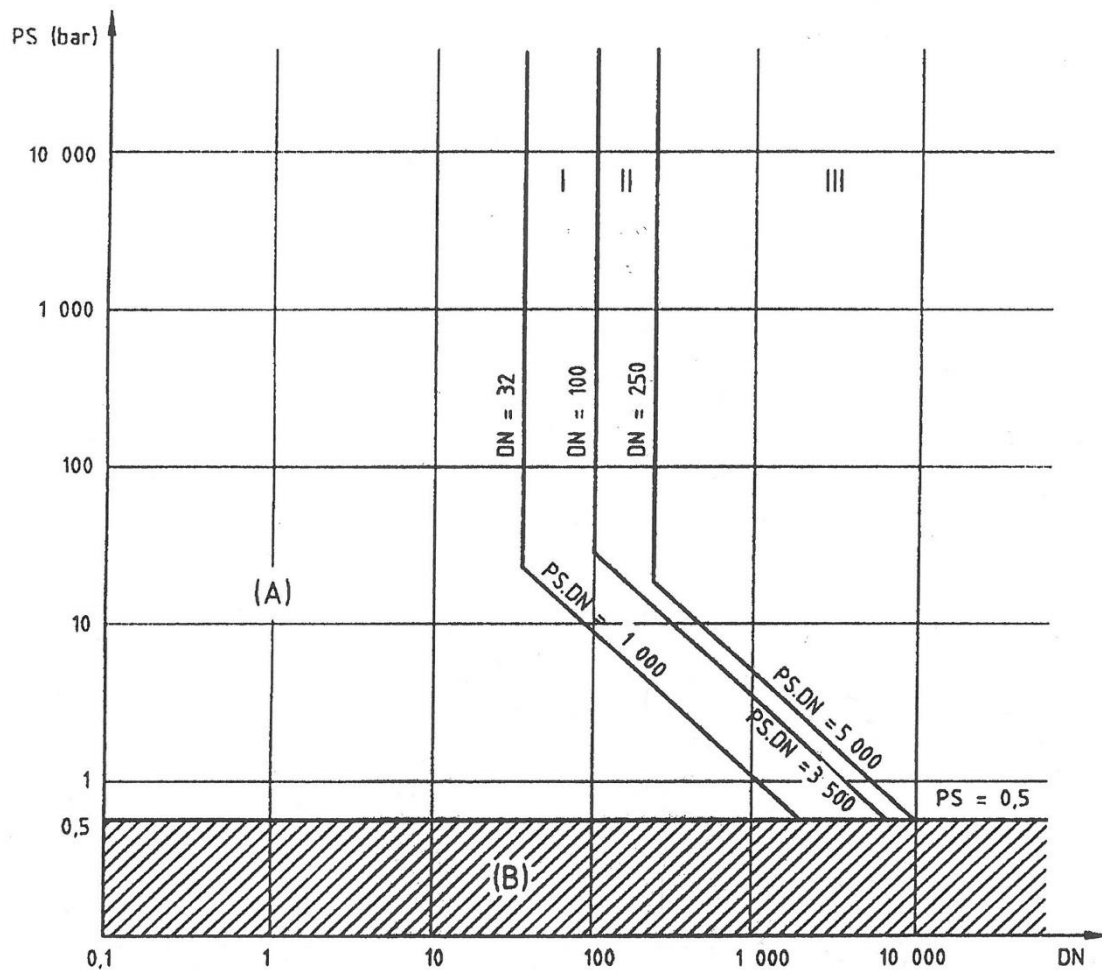
Pro účely klasifikace tlakových zařízení do kategorií nebezpečí se tekutiny zařazují do dvou skupin:

- 1) Skupina 1 obsahuje nebezpečné tekutiny definované jako hořlaviny, jedy nebo výbušniny
- 2) Skupina 2 obsahuje všechny další tekutiny, které neuvádí skupina 1

V našem případě jde o potrubní trasu hlavního kondenzátu. O žádnou výbušninu, jed ani hořlavinu nejde, takže nás zajímá jen skupina 2, kam voda patří.

Potrubí jsou klasifikována do kategorií nebezpečí I až III v souladu s jejich součinem jmenovité světlosti a výpočtovým tlakem. Tato klasifikace je znázorněna na obr. 48.

Kategorie potrubí nám určují kdo a jakou činnost výroby a konstrukční dokumentace bude posuzovat shodu s PED.



Obr. 48: Klasifikace potrubních systémů skupiny 2

Výpočtový tlak na výtlačku z kondenzátních čerpadel je podle schématu  $p_c = 25 \text{ bar}$  a jmenovitá světlost je DN200. Meze mezi kategoriemi jsou vidět na obr. 48.

$$p_c \cdot DN = 25 \cdot 200 = 5000$$

Z obrázku 1 je patrné, že dostaneme potrubní kategorii II pro potrubní trasu výtlačku hlavního kondenzátu. To znamená, že analýza pružnosti bude prováděna v rámci výrobní společnosti a může být zákazníkem vyžádána.

## 8.2 Zatížení potrubí

Aby při provozu potrubního systému nedošlo k jeho zborcení potrubí díky předpětí nebo únavě, a aby nedocházelo k žádným škodlivým napětím, musí být pružné. Nejdříve si ukážeme všechna zatížení, které budeme uvažovat ve výpočtu.

### 8.2.1 Rozdělení zatížení

#### a) Trvalá zatížení (sustained loads – zkratka zatěžovacího stavu SUS)

Zatížení od vnitřního tlaku, včetně axiálních sil. Dále sem patří zatížení od hmotnosti potrubí, tekutiny proudící uvnitř, a zatížení od izolace potrubí. Také sem patří zatížení zasypáním nebo se zde můžou zahrnovat občasná zatížení od větru nebo sněhu, ale ta my v elektrárně neuvažujeme. – primární napětí. To jsou napětí, která při deformaci tvaru potrubí neklesají.

#### b) Zatížení teplotní dilatací (extension loads – zkratka zatěžovacího stavu EXP)

Zatížení od tepelné roztažnosti potrubí. Roztažnost potrubí je bráněna zářkami nebo pevnými body. Patří sem i zatížení od pohybů hrdel díky roztažnosti zařízení připojených na potrubí. – sekundární napětí. Napětí od tepelné dilatace relaxují při podmínkách za tepla následkem creepu. Většinou s probíhající deformací klesají.

Primární napětí většinou zůstává stejné, když se rozvine deformace. Naopak sekundární napětí se bude s rozvíjející deformací měnit. U sekundárního napětí je možno započítávat i redistribuci napětí při dosažení meze kluzu. Díky tomu platí pro primární a sekundární napjatost jiná dovolená napětí.

### 8.2.2 Zatížení od hmotnosti

#### a) Hmotnost potrubí

Hmotnost potrubní trasy se udává v kilogramech na metr délky potrubí. Počítá se z hustoty materiálu, což je u nás ocel, která má hustotu  $\rho_{Fe} = 7850 \text{ kg/m}^3$  a z objemu potrubí. Objem dostaneme výpočtem obsahu mezikruží vynásobeného metrem délky.

#### b) Hmotnost tekutiny

Hmotnost tekutiny se udává znovu v kilogramech na metr délky potrubí. Výpočet je z objemu vnitřního válce potrubí a hustoty tekutiny. V našem případě máme v potrubí kondenzát, což je vlastně voda. Hustota vody je silně závislá na její teplotě a tlaku. V našem případě dochází průchodem regeneračních ohříváku k sériovému ohřívání vody, tudíž její hustota se po trase mění.

#### c) Hmotnost izolace

Hmotnost izolace se opět udává v kilogramech na metr délky potrubí, které izoluje. Z hustoty a z vnějšího průměru potrubí spolu s tloušťkou potrubí vypočteme danou hmotnost. Nutné je počítat s koeficientem stlačení izolace a také s oplechováním izolace. Normalizovaná hustota pro izolaci zahrnující všechny potřebné hodnoty je  $\rho_{IZ} = 130 \text{ kg/m}^3$ .

### 8.2.3 Zatížení od tlaku

Zatížení od tlaku v potrubí způsobuje primární napjatost. Hlavní složka napětí působí ve směru tečně k průřezu. Tomuto napětí se říká obvodové. Další složka napětí způsobená tlakem je napětí osové. Třetí složka napětí od tlaku je napětí radiální, které působí ve směru kolmém na stěnu potrubí.

Největší zatížení od tlaku je dosaženo při tlakové zkoušce potrubní trasy. Normalizovaná hodnota tlaku při tlakové zkoušce nesmí být menší než větší ze dvou hodnot určených následovně:

$$p_{test} = 1,25 \cdot p_c \cdot \frac{\sigma_{test}}{\sigma_{pc}}$$

nebo

$$p_{test} = 1,43 \cdot p_c$$

kde

$\sigma_{test}$	je dovolené namáhání při zkušební teplotě (20°C)
$\sigma_{pc}$	je dovolené namáhání při výpočtové teplotě
$p_c$	je výpočtový tlak
$p_{test}$	je zkušební tlak

Zkušební tlak ale nesmí způsobit napětí větší než 95% meze kluzu daného materiálu. Při jeho překročení musí být zkušební tlak snížen na odpovídající hodnotu.

### 8.2.4 Zatížení od teploty

Zatížení od teploty je bráno jako zatížení od tepelné dilatace, jedná se o rozkmit napětí. Ohřátím materiálu potrubí na provozní teplotu se jeho materiál roztahuje a potrubí se zvětšuje. Také tepelná dilatace hrdel zařízení, na něž potrubí navazuje, způsobuje pohyb potrubí a jeho podpěr. Připojená zařízení, potrubí i jeho některé podpěry dilatují různě, díky jiné teplotě nebo odlišnému materiálu. Tepelná dilatace způsobuje sekundární napjatost potrubí. Podrobněji bude tepelná dilatace popsána v kapitole k tomu určené.

### 8.2.5 Zatížení od dilatačních pohybů hrdel zařízení

Hrdla, na která je potrubí připojeno, se mohou pohybovat ve třech směrech (x, y, z) nebo se pootáčet kolem těchto os. Zařízení, na kterém je hrdlo, je většinou někde ukotveno a od toho místa se tepelně roztahuje, čímž se posouvá i jeho hrdlo. Možnost získat posuv hrdla je nejlépe od výrobce zařízení, který přesně stanovuje hodnotu posuvu díky přesnému koeficientu roztažnosti materiálu. Při rychlém návrhu může být využit vztah pro výpočet posuvů od tepelné dilatace:

$$\Delta l = \alpha \cdot \Delta T \cdot l$$

### 8.2.6 Další zatížení

Mezi další zatížení patří klimatická zatížení, seismická zatížení, zatížení zásypem zeminy, rázy v potrubí, případně budící síly, atd. Tato zatížení ale v našem případě zanedbáváme, jelikož k některým v elektrárně nedochází nebo na ně není brán zřetel díky lokalitě elektrárny.

## 8.3 Tepelná roztažnost

Potrubí se vlivem teploty prodlužuje. Tento jev je nazýván tepelnou dilatací nebo roztažností. Tepelná dilatace je základní fyzikální konstantou látky. Základní vzorec pro tepelnou dilataci je:

$$\Delta l = \alpha \cdot \Delta T \cdot l$$

Hodnoty součinitele tepelné roztažnosti  $\alpha$  jsou odlišné pro různé materiály a získáváme je experimentálně. Pro běžné druhy ocelí se uvádí závislost součinitele tepelné roztažnosti na teplotě:

$$\alpha = (11,18 + 0,0053T) \cdot 10^{-6}$$

Síly na pevné podpěry přímého potrubí, které vyvodí tepelná dilatace, vypočítáme podle poměrného prodloužení potrubí:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \alpha \cdot \Delta T$$

Hookův zákon:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

Osová síla působící na podpěry:

$$F = \sigma \cdot S = E \cdot \alpha \cdot \Delta T \cdot S$$

## 8.4 Erozní koroze

Koroze je rozrušování materiálu chemickou reakcí vlivem okolního prostředí. Probíhá ve vodě, v atmosféře i jiných plynech. Toto rozrušování se projevuje různě, od narušení vzhledu až po úplný rozklad materiálu. Korozi se rozumí samovolné vzájemné působení mezi prostředím a materiálem, které má za následek znehodnocování materiálu.



Erozní opotřebenění je ztráta materiálu z důvodu mechanické interakce s dalšími objekty. Mění se tak rozměry a funkčnost.

Erozní koroze nastává, když vnitřní plocha koroduje a proudící kapalina v potrubí strhává drobné částičky zkorodovaného materiálu. Tím dochází k zeslabování tloušťky stěny v potrubí.

Vzhledem k úbytku materiálu na vnitřní straně potrubí vlivem erozní koroze, se do výpočtu zahrnuje erozní nebo korozní přírůstek. Viz kapitola Návrh tloušťky stěny potrubí.

## 8.5 Podpěry a závěsy

Místa podepření potrubí jsou důležitá již při tvorbě projektu. Je třeba dispozičně navrhnout polohu podepření nebo zavěšení a správně určit místa, kde vyhoví závěsná táhla. Tam, kde pevné táhlo nevyhoví, je třeba použít pružinový závěs. Musí být dán pozor na velikost dilatace u táhlového závěsu. Táhlo ani pružinový závěs se nesmí od základní polohy vychýlit více než o  $4^\circ$ . Když táhlo přesáhne toto vychýlení, dojde k nárůstu vodorovných sil v potrubí, které pak zvýší napjatost trasy a je třeba s ní počítat.

### 8.5.1 Zatížení podpěr

Zatížení závěsů, podpěr a pevných bodů je vyvozeno působením sil v potrubí. Zatížení je složeno ze tří sil  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  a ze tří momentů  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ . Podle doby působení sil na potrubní trasu se zatížení dělí na:

#### 1) Trvalá zatížení podpěr

Zatížení od hmotnosti adekvátní části potrubí, izolace a tekutiny v potrubí. Dále zatížení od vnitřního tlaku a tepelná roztažnost v provozních podmínkách.

#### 2) Krátkodobá zatížení podpěr

Zatížení při přechodových stavech. Hlavně při náběhu na provozní podmínky a ukončení provozu. Také klimatická zatížení.

#### 3) Mimořádná zatížení podpěr

Zatížení při tlakové zkoušce a zatížení od zemětřesení.

### 8.5.2 Zatížení pružného závěsu

Pružinový závěs se volí v případě, kdy změna síly působící na pevný závěs ve svislém směru je velká. Pružina zachová potřebný tah a sníží zatížení na konstrukci stavby. Pružinu určuje tuhost  $k$ , prodloužení neboli zdvih  $\Delta l$  a změna síly  $\Delta F$ . Vzájemný vztah je:

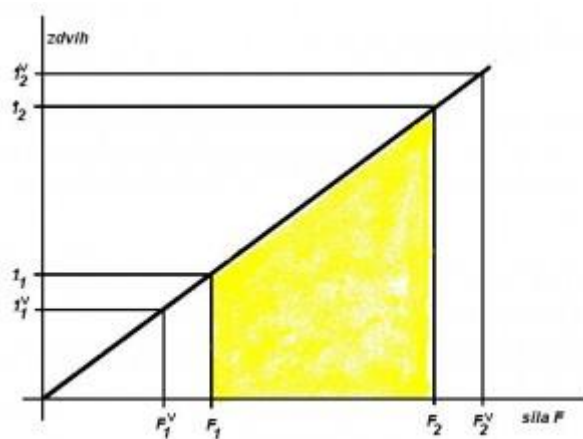
$$k = \frac{\Delta F}{\Delta l} = \frac{F_1}{l_1} = \frac{F_2}{l_2}$$

$$\Delta F = F_2 - F_1 \quad ; \quad \Delta l = l_2 - l_1$$

Hodnoty  $F_1$  (předpětí) a  $l_1$  (prodloužení v předpětí) jsou určeny hmotností potrubí, izolace a tekutiny proudící v potrubí. Hodnoty  $F_2$  a  $l_2$  jsou při výpočtu určeny z hmotnosti potrubí, izolace a tekutiny, hlavně však od tepelné dilatace včetně pohybu hrdel a od provozního tlaku.

Rozdíl prodloužení  $\Delta l$  je dán výpočtem stavu zahřátého a studeného potrubí v místě závěsu. Rozdíl sil  $\Delta F$  vznikne změnou stlačení pružiny.

Maximální prodloužení v pružině, síly a tuhost pružiny uvádí výrobce ve svém katalogu. Skutečné prodloužení  $\Delta l$  musí ležet uvnitř maximálního prodloužení v pracovním pásmu závěsu. Na obr. 49 je vidět prodloužení pružiny. Horní index „v“ určuje hodnoty z katalogu pružin. Pásmo od  $F_1^v$  do  $F_2^v$  se nazývá pracovní pásmo závěsu.

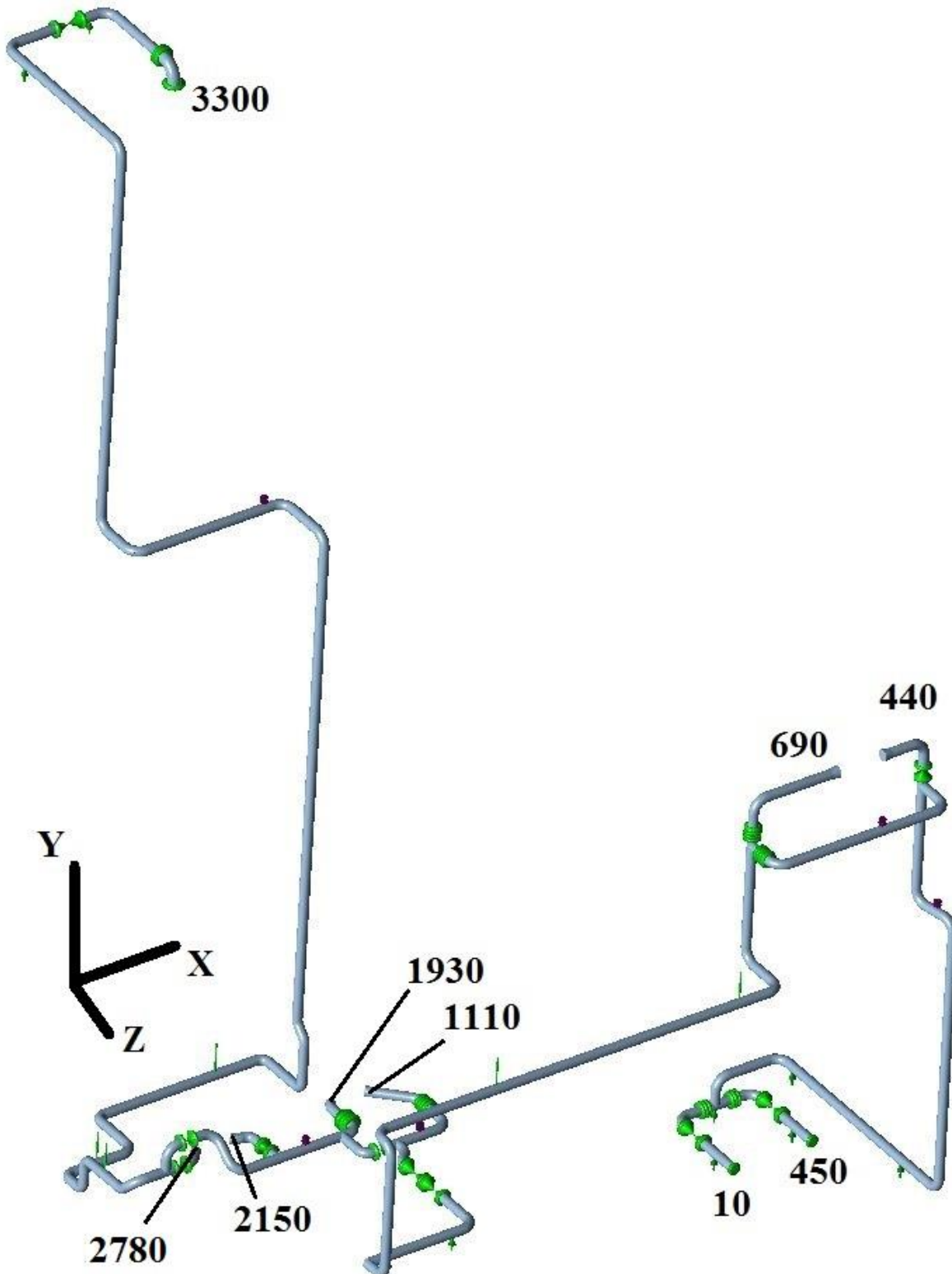


Obr. 49: Zdvih a síla pružiny

### 8.6 Výpočet potrubní trasy

Analýza pružnosti je prováděna pomocí výpočtového programu Caesar II. Prvním krokem pro výpočet je převedení potrubní trasy z 3D modelátoru PDMS do výpočtového programu Caesar II. Tento program vytvoří na všech důležitých místech číselné uzly, ve kterých počítá napětí a další potřebné hodnoty pro pevnostní výpočet. Pro náš výpočet budou důležité uzly připojení na ohříváky, kondenzátní čerpadla a napájecí nádrž kotle. Uzly jsou ukázány na obr. 50. Uzly 10 a 450 jsou napojené na kondenzátní čerpadla. Uzly 690 a 440

jsou připojeny na hrda kondenzátoru komínkové páry. Uzly 1110 a 1930 určují připojení na první nízkotlaký ohřívák. Uzly 2150 a 2780 vyznačují připojení na druhý nízkotlaký ohřívák a uzel 3300 značí připojení do napájecí nádrže kotle.



Obr. 50: Připojení na zařízení

Uložení a zavěšení potrubí bylo vyladěno na nejnižší možné primární a sekundární napětí dle zkušeností projektantů. Vylepšení se kontroluje proběhlými výpočty v programu Caesar II. Vzdálenosti mezi jednotlivými podpěrami a závěsy je voleno podle vypracované tabulky používané v běžné praxi ve společnosti Doosan Škoda Power.

Jak již bylo řečeno, zařízení se vlivem tepelné roztažnosti zvětšují a jejich hrdla se pohybují. Většinou konstruktér navrhující určité zařízení určuje pohyb hrdel. V našem případě konstruktér navrhl posun hrdel pro všechna zařízení, na která je potrubí připojeno. Výjimkou jsou kondenzátní čerpadla. V nich proudí poměrně studená voda, tudíž hrdla se prakticky nehnu. V přiložené tabulce jsou ukázány zadané jednotlivé posuny.

	Uzel	dx [mm]	dy [mm]	dz [mm]
KKP	440	0,5	2,9	0
	690	-0,5	2,9	0
NTO1	1110	0	-3,5	0
	1930	0	-3,5	0
NTO2	2150	0	-3,5	0
	2780	0	-3,5	0
NN	3300	-18	4,8	0

Tab.2: Posuny hrdel při dilataci zařízení

Potřebné parametry se zadávají do zadávacího menu (viz. Obr. 51). Materiálové konstanty a závislosti určuje knihovna, kterou má Caesar v sobě integrovanou. Hodnoty tlaku a teploty jsou dvě. Je to výpočet pro provozní a pro výpočtové hodnoty. Rozměrové parametry už jsme si spočetli dříve. Pro správný výpočet musí být ještě v dalším menu doplněny hmotnosti všech armatur a přírub. Bez nich bychom nedostali správnou hmotnost potrubí, čímž by návrh uložení a primární napětí nevycházelo správně.

Obr. 51: Zadání Caesar II

## 8.7 Výsledky pevnostního výpočtu

Na potrubní trasu byl použit materiál P235GH. Caesar počítá dovolené napětí z meze pevnosti dle vzorce  $\sigma_D = R_m/3$ , takže pro 20°C je dovolené napětí  $\sigma_D = 120 \text{ MPa}$ . Toto napětí se musí dodržet pro primární napjatost. Pro sekundární napětí dopočítává dovolené napětí z meze pevnosti dle vzorce:

$$\sigma_c = U(1,5\sigma_D) \cdot \frac{E_D}{E_c}$$

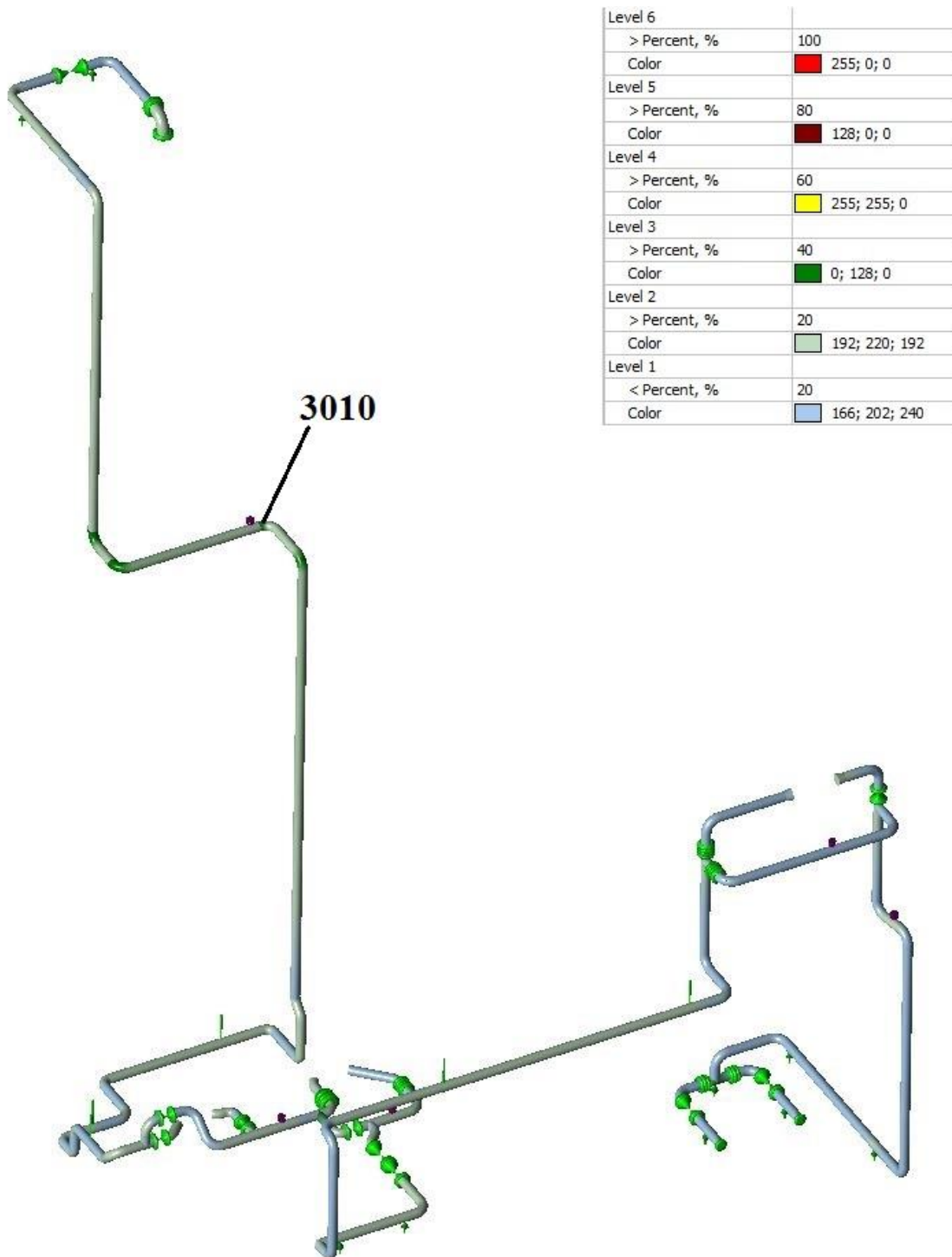
Kde:  $U$  je redukční součinitel rozkmitu napětí

$E_D, E_c$  je modul pružnosti při maximální a minimální teplotě

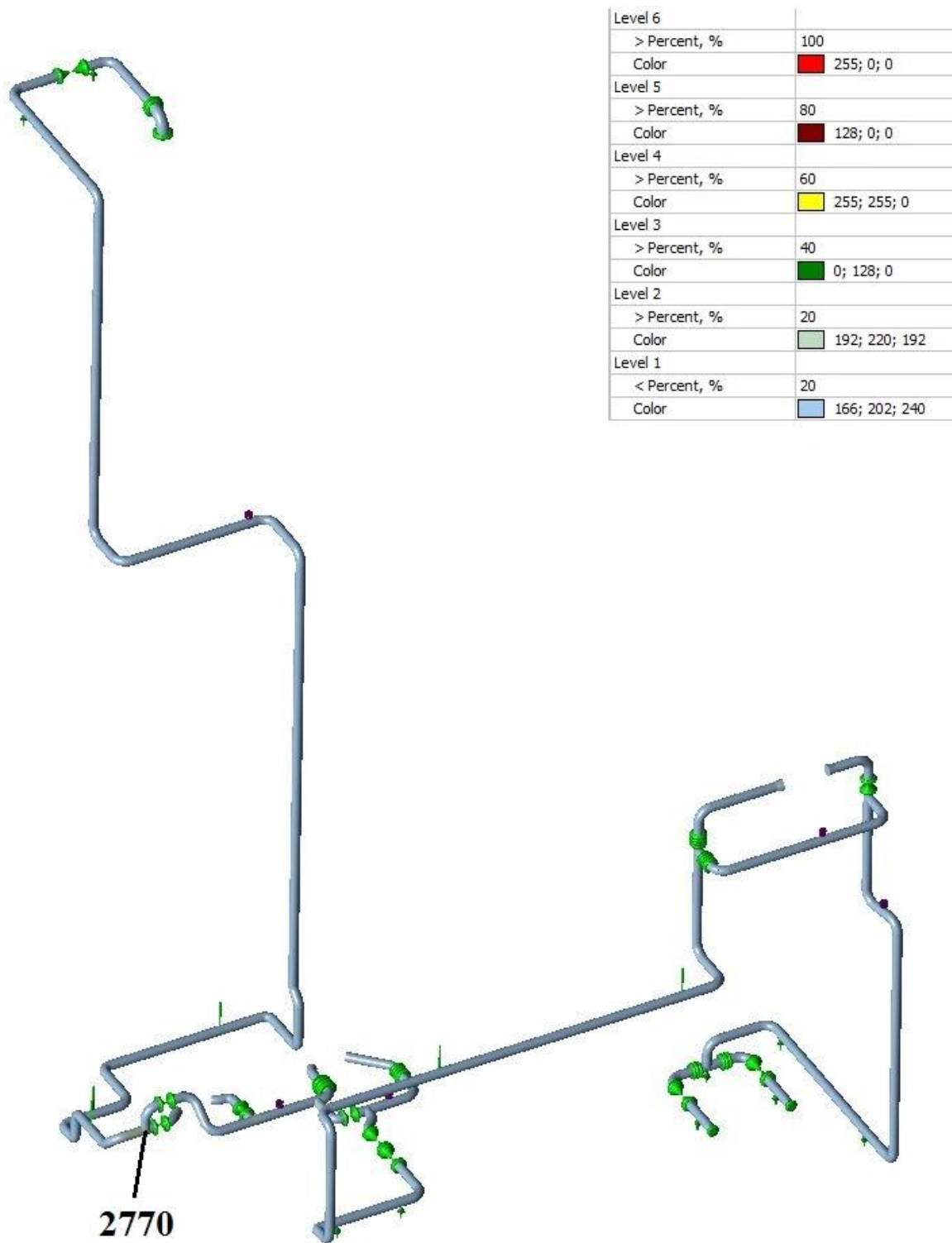
Při správném rozmístění podpěr a závěsu je z obr. 52 a obr. 53 vidět, že primární i sekundární napětí jsou v povolených mezích. V primární napjatosti nám vyšlo největší napětí

v uzlu 3010 a to  $\sigma = 56,1 \text{ MPa}$ . V sekundární napjatosti je nejvyšší napětí v uzlu 2770. Tam je napětí  $\sigma = 95 \text{ MPa}$ .

Měřítkem na obrázcích je procentuální vyjádření napětí. V našem případě je 100% hodnota dovoleného napětí.



Obr. 52: Primární napjatost (SUS)



Obr. 53: Sekundární napjatost (EXP)

Dalším důležitým prvkem, který se musí kontrolovat, jsou účinky na hrdla zařízení. Dodavatel nebo konstruktér zařízení dodá dovolené účinky na hrdla jednotlivých ohříváku, čerpadel a napájecí nádrže. Výsledky účinků na hrdla jsou vidět v tabulce 3. Žádné z účinků nepřekročili dovolené účinky od dodavatele zařízení.

Uzel	Load Case	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]
10	(SUS)	8	880	28	150	0	159
	(EXP)	-353	59	1935	9	837	0
440	(SUS)	209	-1838	35	-237	75	-1305
	(EXP)	63	-1097	74	131	-71	-823
450	(SUS)	9	1109	-40	185	1	-168
	(EXP)	200	-52	1931	-8	-541	4
690	(SUS)	-53	-937	366	-6	546	411
	(EXP)	-627	-5655	-221	126	-413	10051
1110	(SUS)	-3	-1369	3	554	-5	-651
	(EXP)	1407	410	-427	-920	2287	249
1930	(SUS)	-7	-1227	-5	1004	-5	-528
	(EXP)	3026	122	-523	-430	2082	162
2150	(SUS)	-118	-1446	30	766	-25	39
	(EXP)	-1742	-54	1456	-242	-765	-88
2780	(SUS)	244	-3656	-288	1549	11	1720
	(EXP)	-2465	4182	-1734	530	-1681	-4527
3300	(SUS)	34	-2222	286	-193	-2	-57
	(EXP)	1488	-1290	104	-2811	-3215	489

Tab. 3: Účinky na hrdla zařízení



## 9. Závěr

Pro uvedenou práci bylo navrženo schéma kondenzace s nízkotlakou regenerací a ohřevem topné vody. Do schématu, které je součástí práce jako příloha, byla mimo zadání diplomové práce zahrnuta i ostatní zařízení spojená s kondenzací pro lepší pochopení celého principu nízkotlaké regenerace spolu s ohřevem topné vody. Schéma bylo kresleno v programu AutoCad.

Ze schématu byl vypracován 3D model potrubí a všech připojených zařízení na potrubní trasu kondenzace. Připojená zařízení byla modelována v PDMS podle předlohy z výrobních výkresů a sestav zařízení, které dodávají různí dodavatelé a modelují jejich konstruktéři. Potrubí se muselo navrhnout podle velikosti strojovny a hlavně být brán zřetel na ostatní potrubí a zařízení, aby nedocházelo ke kolizím. Muselo být počítáno i s tloušťkou izolace. Dispoziční řešení také muselo řešit nátokové výšky čerpadel. Hlavně nátokovou výšku připojených napájecích čerpadel, které se nacházejí na výstupu z napájecí nádrže kotle. Proto je napájecí nádrž tak vysoko.

Potom byly popsány funkce všech použitých armatur a zařízení. Po schématu a modelu byl proveden návrh a kontrola regulačního ventilu. Byla také provedena kontrola použitých kondenzátních čerpadel pomocí tlakových ztrát. Výrobce regulačních ventilů při poptávce chce uvést hlavně tlaky před a za ventilem při dvou a více provozech. Pro přesnější charakteristiky ventilu je lepší počítat regulační ventil pro co nejvíce provozů. Výrobce podle toho konstruuje ventil. Při vysokých rozdílech před a za ventilem bude docházet k velkým vibracím a hlučnosti. Kondenzátní čerpadla byla kontrolována na kavitaci při kondenzačním a teplofikačním topném provozu. Kavítace při čistých filtrech nehrozí, jen při větším zanesení filtrů může docházet k poklesu tlaku a tím k mírnému odpařování. Filtry jsou tedy pojištěny kontrolou tlakové diference, která nesmí překročit hodnotu tlaku způsobující var kapaliny.

Dále byl řešen přechodový jev, kdy dojde k výpadku turbíny a popřípadě nenajetí redukčních stanic. Dojde ke krátkodobému přerušení odběru páry do ohříváku topné vody a ve sběrači klesá teplota. Kondenzát je na teplotě sytosti, takže klesá i tlak sytosti v OTV a v potrubí sání podávacích čerpadel. Dochází k rychlému vypařování v celém potrubí v podávacím čerpadle. Tomuto jevu se říká kavítace. Bublínky implodují a porušují povrch lopatek čerpadel. Díky nemožnosti již změnit dispozici trasy a rychlému poklesu teploty v OTV musí být čerpadla po výpadku okamžitě krátkodobě zastavena. Jejich najetí je bezpečné až po půl minutě po výpadku. To už se teplota ve sběrači OTV pomalu srovnává s teplotou topné vody na vstupu do ohříváku

Nakonec byla navržena tloušťka stěny potrubí a proveden pevnostní výpočet. Pevnostní výpočet byl proveden pro primární a sekundární napjatost. Díky správnému uložení podpěr a závěsů se podařilo napětí snížit na rozumnou hodnotu pro běžné použití potrubí a garantovat dlouhou životnost. Spolu s napětím byly kontrolovány i účinky na hrdla připojených zařízení, které také vyhověly dovoleným účinkům.

## 10. Seznam použité literatury

- [1] JINDŘICH, J., BLOVSKÝ J. *Příručka pro začínající projektanty*. Plzeň, 2010
- [2] [http://www.armaturygroup.cz/cz/produkty/armatury-kulove-kohouty-klapky-soupatka-ventily-hutni-armatury/?id\\_skupina=58](http://www.armaturygroup.cz/cz/produkty/armatury-kulove-kohouty-klapky-soupatka-ventily-hutni-armatury/?id_skupina=58)
- [3] LINHART, J. *Mechanika tekutin I*. Plzeň, 2006
- [4] IDELCHIK, I. E. *Handbook of Hydraulic Resistance*. Begell House, 1996
- [5] <http://www.renetra.cz/produkty/>
- [6] NORMA ČSN EN 13480-3. *Kovová průmyslová potrubí – část 3: Konstrukce a výpočet*. Praha, 2013
- [7] DOBŠÍČKOVÁ, V. *DP: Příčiny vzniku kavitace v sacím potrubí podávacích čerpadel napájecího soustrojí elektrárenského bloku 660MW*. Plzeň 2012
- [8] NOSKEVIČ J. *Kavitace I*. 1. Vydání. Praha: Academia Praha, 1969
- [9] WIKIPEDIA, Kavitace. <http://cs.wikipedia.org/wiki/Kavitace>
- [10] IPOTRUBÍ.CZ, Pevnostní výpočty potrubí. <http://www.ipotrubi.cz/clanky/4.-pevnostni-vypocty-potrubi/>