

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2302T041 Stavba jaderně energetických zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh funkčního schématu zapojení strojovny parní turbíny

Autor: **Bc. Rudolf Netík**

Vedoucí práce: **Ing. Zdeňek Jůza, Ph.D., MBA**

Akademický rok 2014/2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a parametrů uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:.....

.....

podpis autora

Autorská práva

Podle zákona o právu autorském. č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků bakalářské práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora, firmy *Doosan Škoda Power s.r.o.* a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

DOOSAN ŠKODA POWER s.r.o. Plzeň

Zadání diplomové práce

Návrh funkčního schématu zapojení strojovny parní turbíny

Rozsah práce:

1. Návrh funkčního schématu zapojení strojovny v rozsahu základního projektu
 - a. schéma zapojení v ACAD dle bilančního schématu
 - b. rozsah:
 - Turbína
 - NT regenerace
 - VT regenerace
 - Kondenzátor
 - Kondenzátní čerpadla
 - c. Úprava zapojení dle použitých zařízení
 - d. Umístění potřebných armatur
 - e. Umístění potřebných měření
 - f. Předpokládané umístění odvodnění
2. Dimenzování potrubních tras
 - a. Volba materiálu
 - b. Výpočet DN
 - c. Výpočet Dxt tras – vzorový výpočet pro návrh Dxt dle EN-ČSN 13480
3. Specifikace kondenzátních čerpadel
 - a. Tlaková ztráta na sání čerpadla
 - b. Tlaková ztráta na trase výtlačku do napájecí nádrže
4. Posouzení vhodnosti řízení kondenzátních čerpadel pomocí regulačního ventilu nebo frekvenčním měničem
5. Vzorový výpočet regulačního ventilu hlavního kondenzátu

Konzultant:

Ing. Jiří Blovský

Head of Process Engineer Specialists

Project Engineering Department

Doosan Škoda Power

Tylova 1/57, 301 28 Plzeň

Czech Republic

Tel. +420 378 185 458

+420 737 641 968

E-mail: jiri.blovsky@doosan.com

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Netík	Jméno Rudolf		
STUDIJNÍ OBOR	Stavba jaderně energetických zařízení			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Jůza, Ph.D., MBA	Jméno Zdeněk		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ		Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh funkčního schématu zapojení strojovny parní turbíny			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	103	TEXTOVÁ ČÁST	74	GRAFICKÁ ČÁST	29
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje schéma pára-voda turbinového ostrova, jejíž součástí je popis tras a základních zařízení. V další části se pojednává o návrhu kondenzátních čerpadlech. Byla navržena čerpadla CJTV s vypočítanou dopravní výškou v pracovním bodě 156m. Pro čerpadla byl udělán posudek výhodnosti jejich regulace, kde se ve většině případů ukázala regulace frekvenčním měničem jako ekonomicky výhodnější. Tento poznatek byl prokázán i u všech čerpadel velkých výkonů. Všechny výpočty v diplomové práci je možné snadno aplikovat na další projekty pro návrh čerpadel s volbou ekonomicky výhodnější regulace a návrhu regulačního ventilu.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">schéma pára-voda, kondenzátní čerpadla, regulační ventil, frekvenční měnič, měnič kmitočtu, turbinový ostrov, kondenzát</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Netík	Name Rudolf	
FIELD OF STUDY	Nuclear Power Equipment Design		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Jůza, Ph.D., MBA.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Draft of functional diagrams connection of steam turbine engine room		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power system Engineering	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	103	TEXT PART	74	GRAPHICAL PART	29
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This thesis contains a process and instrumentation diagram of turbine, which includes pipelines and basic equipment's descriptions. The next section discusses the design of condensate pumps. CJTV pump was designed with a calculated head the working point of 156 meters. For pump report was made an examination due to their control, which in most cases showed frequency converter control as economically. This discovery has been documented in all major pump performance. All calculations in this thesis can be easily applied to other projects for the design of pumps with a choice of cost-effective regulation and draft control valve.</p>
KEY WORDS	P&ID, head pumps, CJTV, control valve, frequency converter, turbine, condensate

Obsah

1	Úvod	11
2	Bilanční diagram - HBD.....	12
3	T-s diagram.....	13
3.1	Přivedené teplo a technické práce do cyklu	13
3.2	Přeměna entalpie na technickou práci	13
3.3	Kondenzace páry	14
4	Schéma pára-voda	15
4.1	Vstup páry do VT dílu	15
4.2	Turbogenerátor	16
4.3	Vratná pára	17
4.4	Vstup páry do ST dílu.....	17
4.5	Odběry páry z turbín.....	18
4.6	Systém komínkové a ucpávkové páry	19
4.7	Komínková pára	20
4.8	Kondenzátor, vývěvy.....	21
4.9	Trasa kondenzátu	22
4.10	Kondenzátor komínkové páry KKP	22
4.11	Nízkotlaká regenerace NTR.....	22
4.12	Napájecí nádrž NN.....	23
4.13	Trasa napájecí vody	24
4.14	Vysokotlaká regenerace VTR	24
4.15	Bypassy	25
5	Dimenze a světlost potrubí	26
5.1	Materiál potrubí	26
5.2	Výpočet DN	26
5.3	Výpočet tloušťky potrubí.....	27
5.4	Soubory zatížení	28
5.5	Přímé trubky	29
5.6	Potrubní ohyby a oblouky.....	30
5.7	Dimenzování tras na schématu pára-voda	30
6	Teorie kondenzátních čerpadel.....	31
6.1	Poptávka a nabídka čerpadel	31

6.2	Základní vlastnosti používaných KČ.....	32
6.3	Kavitace KČ	32
6.4	Čerpadla v sériovém a paralelním zapojení.....	33
6.5	Tlaková diference čerpadla.....	34
6.6	Tlakové ztráty v potrubí	35
6.7	Tlaková ztráta v NTO a KKP	37
6.8	Maximální množství $Q_{\max. dov}$	38
6.9	Maximální dopravní výška $H_{\max.}$	38
6.10	Charakteristické křivky čerpadla	38
7	Regulace kondenzátních čerpadel	41
7.1	Regulace škrcením.....	41
7.2	Regulace otáčkami čerpadla	42
7.3	Regulace obtokem	43
8	Návrh kondenzátních čerpadel	45
8.1	Tlakové ztráty v potrubí, dopravní výška.....	45
8.2	Poptávka čerpadla.....	50
8.3	Nabídka čerpadel	50
9	Posouzení vhodnosti řízení kondenzátních čerpadel pomocí regulačního ventilu nebo frekvenčním měničem	51
9.1	Fixní náklady	51
9.2	Energetické náklady	51
9.3	Investiční rozhodování	54
9.4	Změna parametrů kondenzátního čerpadla.....	59
10	Obecné použití frekvenčního měniče	61
10.1	Zadané parametry.....	61
10.2	Výpočet energetických nákladu E_c pro obecná čerpadla	61
11	Vzorový výpočet regulačního ventilu hlavního kondenzátu.....	66
11.1	Základní pojmy	66
11.2	Návrh regulačního ventilu pro schéma pára-voda	69
12	Závěr.....	71
13	Publikace	73
14	Přílohy	73

Seznam zkratek

BUK – bloková úprava kondenzátu	NV – napájecí voda
By-pass- obtok	NZ – natáčecí zařízení
CF - peněžní tok	OTV – ohřívák topné vody
DCF - diskontace peněžního toku	OTV – ohřívák topné vody;
DN - přibližný vnitřní průměr potrubí	PN - jmenovitý tlak
DOL - regulace regulačním ventilem	RK – regulační klapka
EPK – expandér provozních kondenzátů	RS – redukční stanice
FM – frekvenční měnič	RV – regulační ventil
IRR - vnitřní výnosové procento	RZK – rychlozavěrná klapka
KČ – kondenzátní čerpadla;	SKŘ – systém kontroly a řízení;
KČ1°- kondenzátní čerpadlo prvního stupně	ST – středotlaký
KČ2°- kondenzátní čerpadlo druhého stupně	STRK – středotlaká regulační klapka
KKP – kondenzátor komínkové páry	STRV – středotlaký regulační ventil
KP – komínková pára	STRZK – středotlaká rychlozavěrná klapka
KUP – kondenzátor ucpávkové páry	STRZV – středotlaký rychlozavěrný ventil
NČ – napájecí čerpadlo	TBN – turbonapáječka
NN – napájecí nádrž	TG – turbogenerátor
NPSH- nejmenší netoková výška	UP – ucpávková pára
NPV - čistá současná hodnota	VS – výměňková stanice
NT – nízkotlaký	VT – vysokotlaký
NTO – nízkotlaký ohřívák	VTO – vysokotlaký ohřívák
NTPS- nízkotlaká přepouštěcí stanice	VTR – vysokotlaká regenerace;
NTR – nízkotlaká regenerace;	VTRV – vysokotlaký regulační ventil
NTZK – nízkotlaká záchytná klapka	VTRZV – vysokotlaký rychlozavěrný ventil

Seznam veličin

veličina	rozměr	název
c_0	mm	korozní a erozní přídavek
c_1	mm	absolutní hodnota záporné úchylky
c_2	mm	přídavek pro možné zmenšení tloušťky během výroby
CF_{xROK}	Kč	peněžní tok v x-tém roce
c_{kWh}	Kč/kWh	cena jedné kWh
d	mm	vnitřní průměr teplosměnných trubek
D_0	mm	vnější průměr
d_{1ROK}	%	roční úroková sazba v prvním roce
$d_{2-10ROK}$	%	roční úroková sazba v dalších letech
DCF	Kč	diskontované cash flow
D_h	mm	vnější průměr
D_i	mm	vnitřní průměr potrubí
DN	mm	jmenovitá světlost
e	mm	minimální požadovaná tloušťka stěny
e_a	mm	analyzovaná tloušťka pevnostně kontrolované potrubní části
E_c	Kč	celkové energetické náklady za rok
E_c^{FM}	Kč	celkové energetické náklady při regulaci FM
$E_c^{škrceň}$	Kč	celkové energetické náklady při regulaci škrceň

e_{ext}	mm	minimální požadovaná tloušťka bez přídavků a úchylek pro ohyb na vnější straně
e_{int}	mm	minimální požadovaná tloušťka bez přídavků a úchylek pro ohyb na vnitřní straně
E_n	Kč	energetické náklady jednoho provozního stavu za měsíc
E_{n_i}	Kč	energetické náklady i-tého provozního režimu
e_{ord}	mm	objemová tloušťka
f	MPa	dovolené namáhání
H	m	dopravní výška
h	%	poměrný zdvih kuželky ventilu
k_v	m^3/h	průtokový součinitel
k_{v0}	m^3/h	průtokový součinitel při 0% zdvihu
k_{vs}	m^3/h	průtokový součinitel při 100% zdvihu
m	kg/s	hmotnostní průtok
N	-	výkon
n	ot/min	otáčky čerpadla
N	Kč	náklady
N_0^{xROK}	Kč	velikost odpisu v x-tem roce
N_i	Kč	Investiční náklady (nákup FM)
N_{jm}	MW	jmenovitý výkon
NPV	Kč	Čistá současná hodnota
n_{TAH}	-	počet tahů
p	bar	tlak
P	-	příkon čerpadla
p	%	výnosové procento
p_0	MPa	provozní tlak
p_1	Pa	statický tlak v kondenzátoru [Pa]
p_1	bar	tlak před ventilem
p_2	Pa	statický tlak v NN [Pa]
p_2	bar	tlak za ventilem
p_c	MPa	výpočtový tlak
p_{h1}	Pa	hydrostatický tlak v kondenzátoru [Pa]
p_{h2}	Pa	hydrostatický tlak v NN [Pa]
p_{hod}	-	průměrný počet hodin za měsíc
p_i	-	vnitřní výnosové procento (IRR)
$p_{m\acute{e}s\ i}$	-	počet měsíců pro i-tý provozní režim
PN	bar	jmenovitý tlak
P_x^{FM}	kW	příkon zařízení při regulaci frekvenčním měničem za změněného průtoku čerpadla
$P_x^{\acute{s}kr\acute{e}n\acute{e}n\acute{i}}$	kW	příkon zařízení při regulaci škrcením za změněného průtoku čerpadla
P_z	kWh	příkon zařízení
$P_{z\acute{a}r}^{FM}$	kW	příkon zařízení při regulaci frekvenčním měničem
$P_{z\acute{a}r}^{\acute{s}kr\acute{e}n\acute{e}n\acute{i}}$	kW	příkon zařízení při regulaci škrcením
Q_{jm}	kg/s	jmenovitý průtok
R	mm	poloměr ohybu nebo oblouku
Re	-	Reynoldsovo číslo
R_m	MPa	mez pevnosti
$R_{p0,2}$	Mpa	smluvní mez kluzu

S	mm^2	vnitřní plocha clonky
S_1	mm^2	vnitřní plocha potrubí
T	$^{\circ}\text{C}$	teplota média
t_0	$^{\circ}\text{C}$	provozní teplota
t_c	$^{\circ}\text{C}$	výpočtová teplota
T_{max}	$^{\circ}\text{C}$	maximální pracovní teplota
V	Kč	výnosy
\dot{V}	m^3/s	objemový průtok přímé větve
\dot{V}_a	m^3/s	objemový průtok napojené větve
w	m/s	rychlost média
w_1	m/s	rychlost na výstupu z kondenzátoru [m/s]
w_2	m/s	rychlost na vstupu do NN [m/s]
w_{hrdlo}	m/s	rychlost kondenzátu v hrdle
w_i	m/s	rychlost na trese i [m/s]
w_{trubky}	m/s	rychlost kondenzátu v teplosměnné trubce
z	-	součinitel podélně svařeného spoje
z	-	počet provozních režimů
Z	Kč	zisk
Δp_0	bar	tlaková ztráta ventilu (1bar)
Δp_v	bar	tlaková ztráta ventilu
$\eta_{\text{č}}$	-	účinnost čerpadla
η_{FM}	-	účinnost frekvenčního měniče
η_{M}	-	účinnost motoru
ρ	kg/m^3	hustota média
Δ	mm	drsnot povrchu
$\bar{\Delta}$	-	podíl drsnoti povrchu a vnitřního průměru potrubí
ΔE	Kč	rozdíl energetických nákladů při regulaci FM a škrcením
Δp_{zaf}	Pa	Součet tlakové ztráty nízkotlakých ohříváků a KKP [Pa]
Φ	-	poměrný průtokový součinitel
Φ_0	-	poměrný průtokový součinitel při uzavřeném ventilu
ζ	-	ztrátový součinitel
ζ_{arm}	-	součinitel místních ztrát armatur [-]
ζ_{cl}	-	součinitel místní ztráty ve cloně [-].
ζ_i	-	součinitel všech ztrát trasy i [-]
ζ_k	-	součinitel místních ztrát v koleni [-]
ζ_T	-	součinitel místních ztrát v T-kusech [-]
ζ_t	-	součinitel třecích ztrát [-]
λ	-	součinitel tření

1 Úvod

Parní turbína je schopna převádět kinetickou a tepelnou energii páry na elektrickou energii. Je jedním z nejdůležitějších zařízení v tepelných, jaderných, paroplynných elektrárnách, také při získávání vody z odsolování mořské vody, pro různá odvětví průmyslu, jako pohon lodí a všude kde je možné využít teplo k výrobě elektrické energie.

Jedna s firem zabývajících se výrobou parních turbín je Doosan Škoda Power s.r.o. Jejich první parní turbína byla vyrobena v roce 1904 s výkonem 412 kW do systému Rateau. O sedm let později byl systém turbíny Rateau nahrazen vlastním designem Škoda. V roce 1932 byly vyrobeny společností Škoda první dvě parní turbíny o jednotkovém výkonu 23 MW s přihříváním páry. Od této doby byly postupně vyráběny turbíny s rostoucím výkonem. Největší parní turbíny byly vyrobeny pro jadernou elektrárnu Temelín v roce 1992 s výkonem 1000 MW. Společnost Škoda, oddělení turbín, prošla od roku 1992 mnoha změnami vlastníků. Současný majitel od roku 2009 je korejská společnost Doosan, po třech letech byla firma přejmenována na Doosan Škoda Power s.r.o.

Zadání diplomové práce bylo právě od jmenované společnosti. Na zadání se podílelo oddělení realizace, proto je hlavním cílem zadání tvorba schématu pára-voda. Další části práce se vážou k požadavkům projektantů, kteří se při svojí práci potýkali s problémy. Jedná se o návrh kondenzátních čerpadel a především o posouzení vhodnosti regulace kondenzátních čerpadel pomocí frekvenčního měniče nebo škrcením. Poslední část diplomové práce je návrh regulačního ventilu hlavního kondenzátu. Pro snadný návrh byla práce počítána v Excelu, aby vytvořené výpočty bylo možné aplikovat na nové projekty.

Rozhodnutí zda použít frekvenční měnič na čerpadle má veliký dopad na cenu provozu zařízení. Frekvenční měnič je schopen ušetřit v některých případech i desítky milionů korun a elektrickou energii, která by se mařila škrcením kondenzátu v regulačním ventilu. Z těchto důvodů bylo posouzení vhodnosti frekvenčního měniče prováděno i pro různé výkony čerpadel, aby byly výsledky co nejvíce obecné.

Otázky řešené v diplomové práci:

- Jak správně zapojit turbínu a ostatních zařízení turbínového ostrova?
- K čemu slouží jednotlivé zařízení, armatury a měření na schématu pára-voda?
- Jak má projektant postupovat při návrhu kondenzátního čerpadla?
- Je výhodnější řízení kondenzátních čerpadel pomocí frekvenčního měniče nebo regulačním ventilem z hlediska ekonomické výhodnosti provozu?
- Jak navrhnout regulační ventil hlavního kondenzátu?

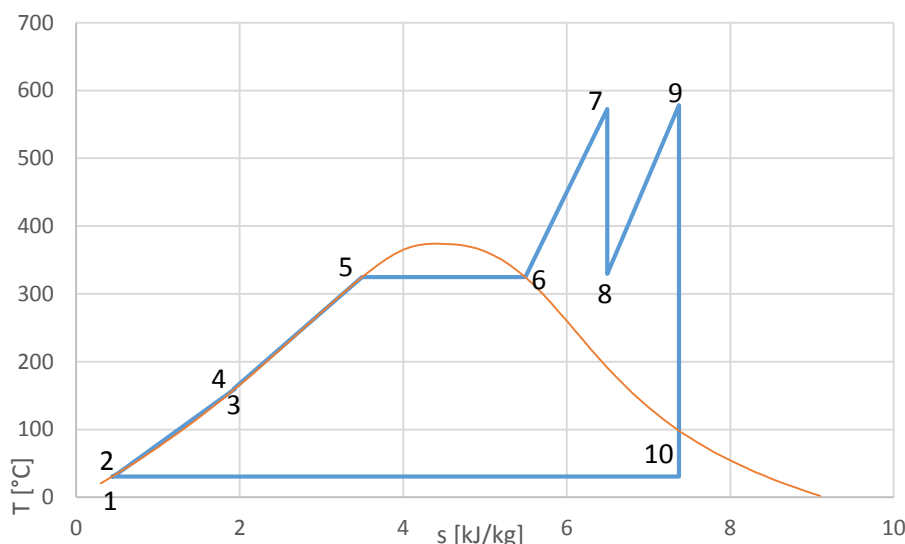
2 Bilanční diagram - HBD

Součástí zadání diplomové práce je bilanční schéma. Bilanční schéma obsahuje základní stavové veličiny v jednotlivých částech turbínového ostrova, je to jeden z nejdůležitějších podkladů pro tvorbu schématu pára-voda. Bilanční schéma, někdy nazývané schéma HBD (heat balance diagram), zobrazuje základní zapojení turbínového ostrova, jsou zde naznačeny trasy a zařízení, které mají významný vliv na funkci sekundárního okruhu z hlediska výpočtů stavových veličin v jednotlivých úsecích. Každé bilanční schéma zahrnuje pouze jeden provoz.

Z bilančního schématu je patrné základní zapojení strojovny. Jednalo se o tvorbu P&ID (Process and Instrumentation Diagram) pro turbínový ostrov s uspořádáním turbíny řady MTD70. Na jedné hřídeli je současně vysokotlaký a středotlaký díl turbíny. K němu je přes spojku připojen nízkotlaký díl turbíny, který má rozdělený proud do dvou směrů. Na schématu jsou patrné dva způsoby zvyšování účinnosti regenerace a přehřívání páry. Přehřívání je provedeno mezi VT a ST dílem, kde je pára vedena zpět do kotle a přehřívána. Regenerace je zde složena z pěti nízkotlakých ohříváků a dvou vysokotlakých ohříváků. Na bilančním schématu je naznačena bloková výměňková stanice skládající se ze tří ohříváků, které jsou napojeny z odběrů. Ve schématu pára-voda bude pouze naznačen odvod páry pro výměňkovou stanici. Další dva špičkové ohříváky, které jsou napojené z ostré páry nebo odběru VII. také nebudou uvažovány, protože nejsou součástí zadání.

3 T-s diagram

Dle bilančního schématu je možné zpracovat T-s diagram, díky diagramu lze lépe pochopit význam jednotlivých zařízení na schématu. Jediný parametr, který bilanční schéma neobsahuje je tlak kondenzátu, ten je spočítán v kapitole 6.6. Z hlediska termodynamiky je to Rankin-Clausiiův cyklus s přehříváním páry a regenerací. Cyklus je rozdělen od deseti úseků.



Obr. 1 Rankin-Clausiiův cyklus zadaného bilančního schématu

3.1 Přivedené teplo a technické páce do cyklu

Bod 1. představuje sání kondensátních čerpadel. V této části se kondenzát nachází na minimálním tlaku. Je nutné s tímto snížením tlaku počítat a navrhnou místo tak, aby nedošlo ke kavitaci a tím narušování lopatek čerpadla.

Bod 2. je místo na výtlaku kondenzátních čerpadel. Zde je nutný mít tlak pokrývající ztráty a hydrostatickou výšku až do NN. Mezi úseky 2 a 3 dochází k postupnému ohřívání kondenzátu od KKP, NN a NTO1 až NTO5.

Bod 3. se nalézá na sání napájecích čerpadel. Napájecí čerpadla kondenzát stlačí na maximální tlak v okruhu, který se vyskytuje na výtlaku NČ v bodě 4.

Následuje ohřívání kondenzátu na téměř mezi sytosti vody (bod 5.) kde kondenzát vstupuje do kotle kde je změna fáze na sytou páru (bod 6.). V kotli je dále přehřátý na teplotu 573 °C a vrací se zpět do sekundárního okruhu.

3.2 Přeměna entalpie na technickou práci

Bod 7. určuje vstup přehřáté páry do vysokotlakého dílu turbíny (dále jen VT díl) v němž se výrazně sníží tlak a teplota. Po průtoku VT dílem klesne tlak VT páry z původních 177 barů na 40,1 barů. Ve VT dílu není nastavený odběr páry, proto veškerá pára, která vystupuje z VT dílu (bod 8.) se dostane zpátky do kotle a přehřeje se na teplotu 573°C (bod 9.). Tlak páry však již nemá takové parametry jako v bodě 7., zde tlak dosahuje 35 barů.

Po přehřívání páry se využije veškerá zbývající entalpie ve středotlakém a nízkotlakém dílu turbíny. Ze ST a NT dílu jsou prováděny jednotlivé odběry pro ohříváky, proto na výstupu z NT dílu (bod 10.) nebude stejný hmotnostní průtok jako na vstupu do ST dílu. Přechod mezi

ST dílem a NT dílem není na T-s diagramu vidět, tedy rozdělení na ST díl a NT díl turbíny je pouze z konstrukčních důvodů.

3.3 Kondenzace páry

Bod 10. se nachází již v mokré páře, je nutno tedy u posledních stupňů turbíny počítat s kapičkami vody v páře. Za posledním stupněm NT turbíny pára proudí vysokou rychlostí přímo do kondenzátoru, kde se odevzdá teplo a pára zkondenzuje. Kondenzát dále teče zpět na sání kondenzátních čerpadel (bod. 1.) a uzavírá se tak celý tepelný cyklus.

4 Schéma pára-voda

Při tvorbě schématu pára-voda je vždy nutné upřesnit zadání dle rozsahu celé akce tzn., které celky jsou součástí dodávky Doostan Škoda Power s.r.o. (DSPW) a které nejsou. Potrubní trasy a zařízení, které nejsou v rozsahu dodávky, jsou zakresleny šedivou, čárkovanou čarou (hladina EXI). U těchto tras není potřeba vyplňovat data do popisku trasy či zařízení.

Další zadané parametry:

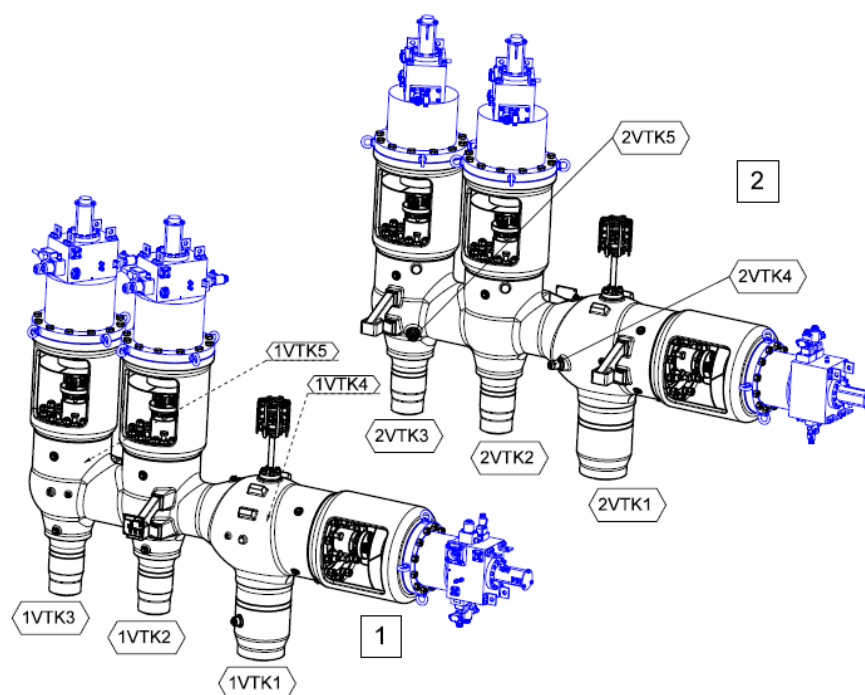
Typ turbíny	MTD70
Výkon TG (MW)	250
Uspořádání ventilových komor VT dílu / ST dílu	2x(1+2) / 2x(1+1) poč. komor x (RZV + RV)
Výstup z turbíny	radiální
Prohřívací prstenec VT / ST	ne / ne
Regulace turbíny	dýzová (skupinová)
Počet převáděcích tras (vstup do NT dílu)	2
Chlazení dýzových nástavců VT / ST	ano / ano
Norma	EN
Odvodnění	DSPW standard
Ventilátory KKP	1x100%N _{jm}
Venkovní provedení	ne
Typ vývěv	Vodokružné 2x100%N _{jm}

Nyní následuje popis schématu pára-voda od přívodu přehřáté páry z kotle až po odvod kondenzátu zpět do kotle. V textu jsou pro snadnější orientaci napsány kódy trasy nebo zařízení, které se vyskytují na schématu.

4.1 Vstup páry do VT dílu

Z kotle se přivádí přehřátá pára trasou LBA20 a LBA30. Přehřátá pára proudí přes dynamický odlučovač do VT ventilových komor. V dynamickém odlučovači se zachytávají mechanické nečistoty a odvádí se vzniklý kondenzát při prohřevu. Na trase jsou před vstupem do turbíny vždy tři měření teploty a jedno měření tlaku. Měření tlaku je vybaveno dvěma ventily DN15. Počet ventilů u měření tlaku obecně závisí na tlaku v síti. Při tlaku do 40 bar stačí pouze jeden uzavírací ventil. Při tlaku nad 40 bar jsou nutné dva ventily.

Na vstupu do VT dílu turbíny je RZV a dva RV. Hlavní úloha RZV je včasné odstavení turbíny při poruše. RV ventily slouží k regulaci výkonu turbíny přivřením nebo pootevřením kuželky ventilu. Těsně před vstupem přehřáté páry do ventilové komory je napojen prohřev potrubí (MAA15). Ten je z hlediska funkčnosti nutné napojit co nejbližší k ventilové komoře. Hmotnostní průtok se pro trasu prohřevu volí 3% z maximálního množství, které proudí do ventilových komor. Prohřát je nutné i ventilovou komoru. Odvod páry z ventilové komory po prohřevu je pomocí tras MAA25. Oba prohřevy, tedy prohřev potrubí a ventilové komory jsou přes uzavírací ventil odváděny do potrubí k ST bypassu, který vede do kondenzátoru. Přehřátá pára se z ventilových komor dále vede převáděcím potrubím do svršku turbíny (MAA11, MAA12) a do spodku turbíny (MAA21, MAA22). Připojovací místa na skutečné VT ventilové komoře jsou zobrazena na obr. 2. Ventilové komory jsou s modře vyznačenými hydraulickými pohony. Celková váha jedné ventilové komory s pohony je přibližně 8 tun.

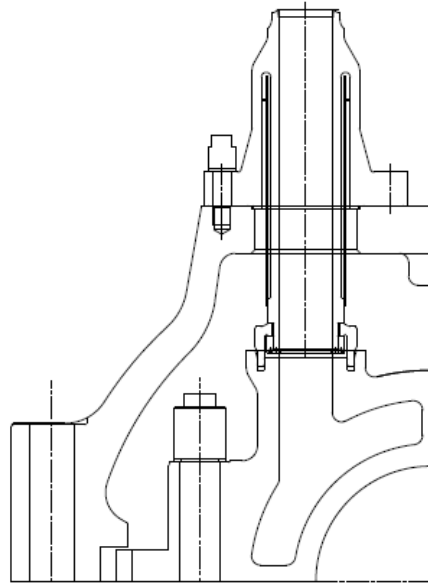


Obr. 2 Pravá a levá VT ventilová komora

Kód na obrázku	Kód trasy na schématu	Popis
1VTK1	LBA20	Vstup ostré páry z kotle do VT komory
1VTK2; 1VTK3	MAA11; MAA12	Výstupy ostré páry do VT dílu turbíny
1VTK4	MAA15	Prohřev trasy LBA20
1VTK5	MAA25	Prohřev ventilové komory

4.2 Turbogenerátor

Jedno z nejdůležitějších zařízení strojovny je turbogenerátor. Turbogenerátor je obecně soustava turbíny s generátorem. Slouží k převodu tlakové a kinetické energie páry na mechanickou rotační energii. Rotační energie je v generátoru převáděna na elektrickou energii. Turbogenerátor se dle bilančního schématu rozděluje na VT díl, ST díl, dvouproudý NT díl a generátor. VT a ST díl jsou z hlediska konstrukce na jedné hřídeli, která je následně spojena s hřídelí NT dílu a generátoru. Na schématu pára-voda jsou zaznamenány symboly odvodnění turbíny v místech, kde dochází k hromadění kondenzátu. Místa, kde se hromadí kondenzát jsou dána konstrukcí turbíny. Vstupní teplota páry při vstupu do VT a ST dílů (572 °C a 578,5°C) je velmi vysoká, pro omezení tepelného namáhání přírubového spoje je provedeno chlazení dýzových nástavců. V případě VT dílu pára vystupující z vnitřního VT tělesa proudí mezi vnějším a vnitřním tělesem k dýzovým nástavcům, které ochlazuje (obr. 3). Pára se následně vrací do vratné páry přes clonku (MAA01BR260).



Obr. 3 Částečný řez vstupu do VT dílu

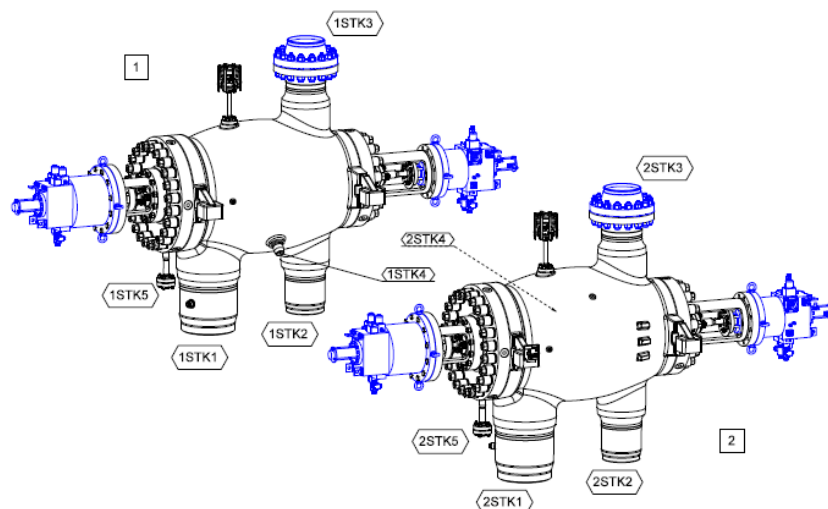
4.3 Vratná pára

Trasa LBC10 slouží k odvodu vratné páry přes zpětnou klapku do kotle, kde se přihřeje a směřuje k ventilovým komorám středotlakého dílu. U zpětné klapky je uzavírací ventil LBC11AA101, ten slouží k prohřátí VT dílu obtokem zpětné klapky (zadem). Prohřev turbosoustrojí začíná prohřevem právě VT dílu, avšak zadní stranou turbíny. Turbína se prohřívá rychlostí přibližně $3^{\circ}\text{C}/\text{min}$ na teplotu 150°C při tlaku $10\div 12\text{bar}$.

Pára proudí přes VT bypass (MAP10), kde se její parametry sníží na požadované a vstupuje přes jmenovaný uzavírací ventil do VT dílu. VT díl je kondenzující parou pomalu ohříván. Vzniklý kondenzát je odváděn odvodněním do EPK.

4.4 Vstup páry do ST dílu

Přihřátá pára z kotle se rozděluje na dvě trasy a vstupuje do ST ventilových komor. Přihřátá pára má 5 krát nižší tlak než ostrá pára. Na obr. 4 jsou vidět sestavy ST ventilových komor s pohony, hmotnost jedné komory je přibližně 13 tun. Na schématu jsou zobrazeny dvě podobné ventilové komory s jedním RZV a jedním RV. Do ST ventilových komor vstupuje také přítlačná pára (vratná pára), která eliminuje vibrace uložení ventilových kuželek.



Obr. 4 Pravá a levá ST ventilová komora

Kód na obrázku	Kód trasy na schématu	Popis
1STK1	LBB20	Vstup přehřáté páry z kotle
1STK2;1STK3	MAB11; MAB12	Výstupy přehřáté páry do ST dílu turbíny
1STK4	MAB10	Prohřev potrubí na trase LBB20
1STK5	LBC20	Přítlačná pára

4.5 Odběry páry z turbín

Na schématu je 8 odběrů páry z turbíny. Jsou uspořádány od nejnižšího tlaku páry (odběr I.) po nejvyšší tlak páry (odběr VIII). Odběry jsou součástí regenerace tepla tepelného cyklu a některé také slouží pro napájení OTV. U odběrů s větším počtem provozů je nutné při dimenzování zkontrolovat dimenze i u provozů s menším průtokem a nižším tlakem než návrhový, s klesajícím tlakem roste měrný objem páry a může vycházet větší dimenze.

Každý odběr je vybaven na výstupu z turbíny měřením teploty, tlaku a zpětnou klapkou. V případě neregulovaného odběru slouží měření teploty a tlaku pouze pro informaci. V případě regulovaného odběru se při zvýšení tlaku odstává turbína. Zpětné klapky slouží k zabránění zpětného toku páry z odběrů a napojených ohříváků zpět do turbíny v okamžiku odstavení turbíny, zpětný tok páry způsobuje zvýšení otáček turbíny, které může vést až k poškození stroje. Odběrové klapky jsou používány bez pohonu, pokud je maximální tlak v potrubí menší než 0,5 bar. Pokud je max. tlak v potrubí větší než 0,5 bar a menší než 1,5 bar používá se zpětná odběrová klapka a při tlaku větším jak 1,5 bar se použije odběrová klapka s asistenčním pneupohonem (tab. 1).

Maximální tlak v odběru [bar]	Typ pohonu klapky
$p < 0,5$	
$0,5 < p < 1,5$	
$p > 1,5$	

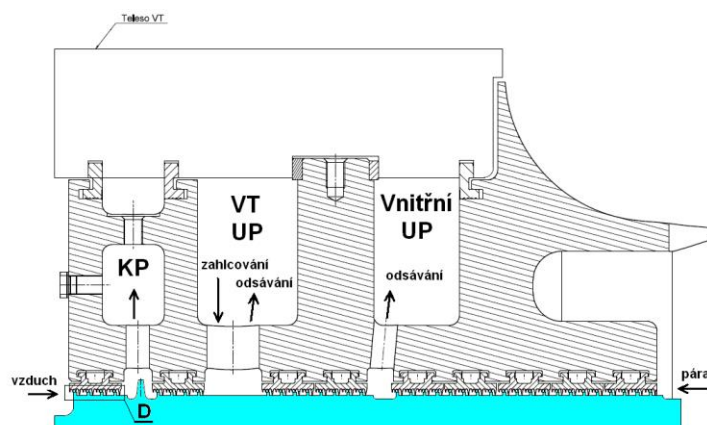
Tab. 1 Použití pohonu na odběrové klapce

Pokud vede odběr do napájecí nádrže nebo do cizího zdroje, jako je například OTV topený též z jiného zdroje páry, dává se za odběrovou klapku ještě jedna odběrová klapka. Před klapkou a za ní je vždy nutné umístit odvodnění. V případě že jsou dvě klapky, stačí jedno odvodnění před první klapku a druhé za druhou klapku.

Odběry I. až V. jsou součástí nízkotlaké regenerace, vedou tedy všechny do NTO, stačí pouze jedna odběrová klapka. Před vstupem do NTO je vždy uzavírací armatura. Při poruše se příslušný NTO odpojí, v případě že je jeho obtok společný s dalším NTO jsou odpojeny oba společně. Ostatní NTO se mohou dále provozovat.

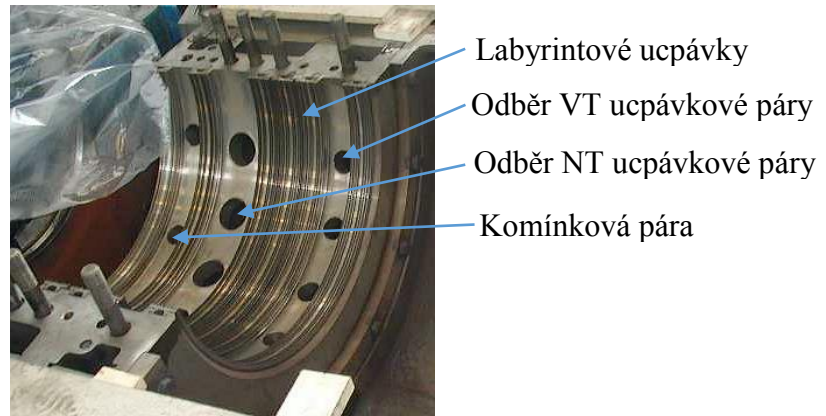
Další odběr VI. vede do NN. Oproti ostatním odběrům je zde přidána další odběrová klapka a měření průtoku (LBQ10CF001). Měření teploty a tlaku za měřícím průtokem slouží pro vyhodnocení hmotnostního průtoku. Z poklesu tlaku u clony je možné zjistit dynamický tlak a ten přepočítat na hmotnostní průtok, proto součástí každé měřicí clony resp. každého měření průtoku musí být měření teploty a tlaku. Topnou párou pro napájecí nádrž je možné odebírat z vratné páry při najíždění nebo z VI. odběru při provozu. VTR je topena vratnou párou a párou VII. odběru z VT dílu.

4.6 Systém komínkové a ucpávkové páry



Obr. 5 Řez systémem těsnění na turbíně

Systém slouží k zabránění úniku páry z turbíny do strojovny a zároveň vnikání vzduchu do vakuového prostoru přes labyrintové ucpávky. V případě, že by nebylo turbosoustrojí tímto systémem vybaveno, došlo by v místě vnitřního přetlaku k úniku páry z turbíny a v místě kde je podtlak (v NT dílu) by vnikal vzduch do turbíny a zhoršoval vakuum. Celková účinnost turbosoustrojí by byla výrazně nižší. Spolehlivý provoz systému komínkové a ucpávkové páry má veliký význam na spolehlivý provoz celého turbosoustrojí.



Obr. 6 Příklad odběru UP a KP z míst těsnění stojanů

4.6.1 Ucpávková pára UP

Ucpávkovou páru dělíme na vysokotlakou ucpávkovou páru (MAW40), ta slouží k zamezení úniku páry z tělesa turbíny ven a nízkotlakou ucpávkovou páru (MAW20). NT UP (nízkotlaká ucpávková pára) slouží k zabránění proniknutí okolního vzduchu do turbíny, ale také k zamezení úniku páry z turbíny.

Součástí VT ucpávkové páry (MAW40BR010) je náhradní trasa (MAW40BR020), která je nutná pro případ, kdy odběr nebude v provozu. V našem případě je VT ucpávka zapojena do VI. odběru, který určitě nebude v provozu při najíždění turbíny. Náhradní trasa je v tomto případě nutná, vždy se zavádí do EPK. V EPK je velmi nízký tlak, proto se na náhradní trasy dává clona (MAW40BP001). Trasa VT ucpávky a náhradní trasa VT ucpávky musí být vždy navržena na výpočtový tlak 30 bar. Důvodem je uvažování stavu, kdy se uzavřou obě armatury na daných trasách a tím dojde k nárůstu tlaku ve VT ucpávce.

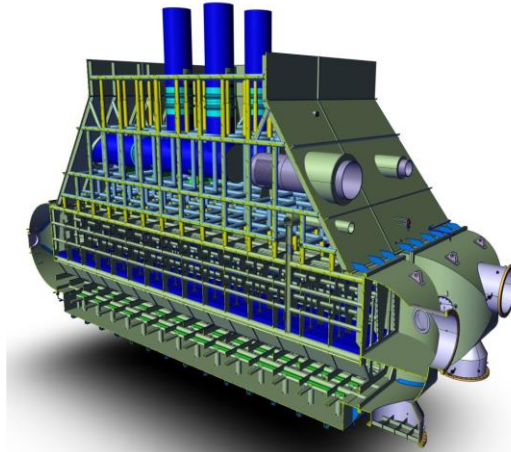
NT ucpávková pára slouží k zahlcení ucpávek u jednotlivých dílů turbín. Ucpávka na straně VT dílu se zahlcuje pouze při najíždění, v nominálním provozu se pára odsává a slouží k zahlcení ucpávek NT a ST dílu. K zahlcení ucpávek se používá také cizí zdroj páry (MAW15). Parametry zdroje páry je nutné zvolit tak, aby vyhovovaly pro jednotlivé druhy startů turbíny. Regulace ucpávkového okruhu se provádí regulačními ventily zahlcení (MAW11AA001) a RV odsávání (MAW10AA001), které jsou řízeny tlakem (MAW50CP001) na zadní NT ucpávkové páře. Zadní NT ucpávky potřebují snížit teplotu ucpávkové páry, k tomuto účelu je před NT UP přidán sestřík (MAW20AC001). Zbytek UP, který není spotřebován na hlčení ucpávek se odvádí do I. odběru (MAW10BR030). Na trase do odběru je napojena náhradní trasa (MAW10BR040) do EPK.

4.7 Komínková pára

Komínky slouží k odsávání páry z poslední sekce ucpávek. Odsává současně směs vzduchu a páry. V komínkové páře je udržován mírný podtlak. Na straně ucpávek NT dílu dosahuje hodnot 2 kPa. To je důvod proč komínková pára nasává kromě páry také vzduch z okolí. Komínková pára nemá žádnou regulaci, je dopravována do KKP kde předá svoje teplo kondenzátu, zde zkondenzuje a kondenzát odtéká přes odvaděč kondenzátu do EPK. Komínková pára obsahuje cca 50% vzduchu, ten se z KKP odsává ventilátorem do komína.

4.8 Kondenzátor, vývěvy

Na schématu je znázorněn dvoutahový kondenzátor (MAG10AC001), jenž má veliký význam pro správný chod celé strojovny. Jeho základní funkcí je kondenzace páry, dále uzavírá tepelný cyklus, odvádí teplo z kondenzující páry a společně s vývěvami vytváří vakuum. Do kondenzátoru vstupuje pára z NT dílu turbíny, kondenzát se odvádí pomocí KČ. Dále se do kondenzátoru pouští pára z ST bypassu, pára a kondenzát z EPK. Doplnění demi-vody (GHC20) do základního okruhu se provádí rovněž v kondenzátoru. Na schématu jsou zakresleny tři měření hladiny a jedno místní měření hladiny. Potrubí chladicího okruhu nejsou v rozsahu dodávky, připojovací místa jsou na hrdlech kondenzátoru.



Obr. 7 Řez dvoutahého kondenzátoru

V kondenzátoru se hromadí nezkondenzovatelné plyny, které je potřeba odsát. K tomuto účelu slouží trasa MAJ10, ta odvádí nezkondenzovatelné plyny na sání vodokružných vývěv. Na trase parovzdušné směsi je umístěn rušič vakua (MAJ30). Při havarijním odstavení turbíny se otevře klapka rušiče vakua (MAJ30AA101), což napomůže k rychlejšímu zrušení vakua v kondenzátoru a tím k rychlejšímu doběhu turbíny. Vodokružné vývěvy jsou na schématu obtaženy zelenou čárkovanou čarou. Znamená to, že se dodávají na stavbu jako celek vsazený v rámu, což velmi usnadňuje montáž. Součástí vodokružných vývěv jsou vývěvy, separátor, chladič, potrubní rozvod. Na chladicí vodě je KČK, který je obvykle celý dodáván pro DSPW, proto je ve schématu naznačeno jen názorně. KČK slouží k nepřetržitému čištění trubek v kondenzátoru pomocí kuliček, které jsou na vstupu do kondenzátoru vháněny a na výstupu zachytávány.



Obr. 8 Systém vodokružných vývěv vsazených v rámu

4.9 Trasa kondenzátu

Kondenzát se dopravuje od kondenzátoru až po NN pomocí KČ, je postupně ohříván. Jako první je na trase KKP dále pokračují jednotlivé NTO. Na výtlačku KČ je umístěno měření průtoku (LCA02FC001) sloužící pro nastavení regulačního ventilu na trase setřiků (LCA07AA001). Pro správnou funkci sestřiků je nutné mít požadovaný tlak v síti hlavního kondenzátu, ten zajišťuje regulační ventil LCA05AA001. Před regulačním ventilem je trasa minimálního obtoku KČ (LCA07), která odvádí vodu zpět do kondenzátoru. Minimální obtok se spouští, aby KČ neběžela do uzavřeného výtlačku dlouhodobě. Pokud by se tak stalo, hrozilo by zahřívání čerpaného kondenzátu a jeho odvařování a tím by vznikla kavitace lopatek rotorů čerpadla. Při otevření minimálního obtoku se kondenzát vrací zpět do nastavby kondenzátoru, kde se ochladí. Čerpadlo může s minimálním obtokem provozovat dlouhodobě. Za minimálním obtokem je trasa sestřiků (LCE10), z ní je dopravována voda k jednotlivým sestřikům. Každý NTO má obtok trasy hlavního kondenzátu. V případě NTO5 byl použit samostatný obtok. Při jeho poruše se kondenzát pouští obtokem. U ostatních NTO jsou použity společné obtoky z důvodů jednoduchosti např. NTO1 a NTO2. Při poruše jednoho z nich se musí odstavit oba dva. Pro odstavení ohříváků slouží uzavírací armatury před NTO1 a za NTO2.

4.10 Kondenzátor komínkové páry KKP

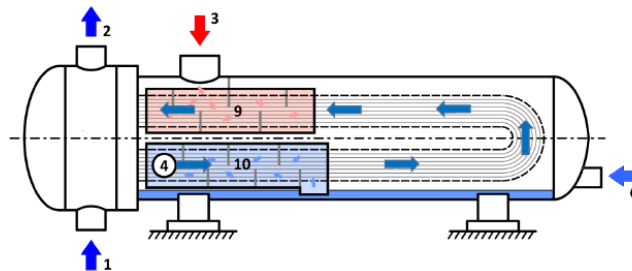
KKP slouží pro předání tepla z komínkové páry do hlavního kondenzátu. V KKP pára kondenzuje, zbytek nezkondenzovaných plynů a vzduchu je odsáván ventilátorem komínkové páry, který udržuje v KKP a celém okruhu komínkové páry mírný podtlak. Z výtlačku ventilátoru je směs odváděna do atmosféry vně strojovny. Při poruše KKP je komínková pára zaváděna přímo na sání ventilátoru (MAM25). KKP se odrazuje od trasy hlavního kondenzátu dvěma klapkami před a za KKP. Konstrukce kondenzátoru je v podstatě podobná nízkotlakému výměníku (obr. 9). Rozdílem mezi nimi je, že se KKP nedělají plnoprůtokové. Část kondenzátu proudí vnitřním obtokem přes clonku. Vnitřní obtok je součástí KKP, proto je na schématu vnitřní obtok naznačen v symbolu KKP.

KKP je tlaková nádoba i když nadměrný tlak je pouze ze strany hlavního kondenzátu. U KKP je umístěn pojistný ventil (LCA03AA301), který slouží k zabránění poškození KKP ze strany hlavního kondenzátu. Pokud by se uzavřela trasa hlavního kondenzátu z obou stran KKP a zároveň by komínková pára proudila do KKP, mohlo by dojít k jeho poškození. Na straně komínkové páry je pojištění pouze sifonem (MAM20). Komínková pára dosahuje maximálně atmosférického tlaku, proto je sifon dostačující ochranné zařízení.

4.11 Nízkotlaká regenerace NTR

Systém NT regenerace zajišťuje ohřátí hlavního kondenzátu na teplotu požadovanou před vstupem do NN (142°C). Ohřátí hlavního kondenzátu probíhá postupně v sériově řazených NTO topených neregulovatelnou odběrovou párou, pokud možno tlakově co nejbližší požadované teplotě ohřátí v jednotlivých ohřívácích, kde je pára na mezi sytosti. NTR je tvořena pěti ohříváky, do každého ohříváku vstupuje odběrová pára, která předá svoje teplo hlavnímu kondenzátu a sama zkondenzuje. Pro odvod zkondenzované páry je použito jak kaskádování, tak přečerpávání. Kaskádování je použito pro odvod kondenzátu z NTO1, NTO2, NTO4, NTO5. Kondenzát teče z ohříváku o vyšším tlaku do ohříváku o nižším tlaku. V případě NTO1 teče kondenzát již přímo do EPK a není zde odvod vybaven náhradní trasou. Náhradní trasa kondenzátu je vidět mezi NTO5 a NTO4, slouží pro odvod kondenzátu při poruše NTO4. Pokud mají nízkotlaké ohříváky společný obtok, uvažuje se při poruše

jednoho z nich odstavení obou ohříváků, proto ani v tomto případě není náhradní trasa kondenzátu potřeba např. mezi NTO1 a NTO2. Odvod kondenzátu u NTO3 je proveden jeho přečerpáváním do hlavního kondenzátu pomocí podávacího čerpadla. Kvůli podávacímu čerpadlu je odvod kondenzátu vybaven sítím, zpětnou klapkou, uzavíracími armaturami, regulační armaturou a minimálním obtokem. Z ohříváků je nutno odvádět parovzdušnou směs, ta se zavádí přes clonku do kondenzátoru. Řez regenerativním ohřívákem je na obr. 9.



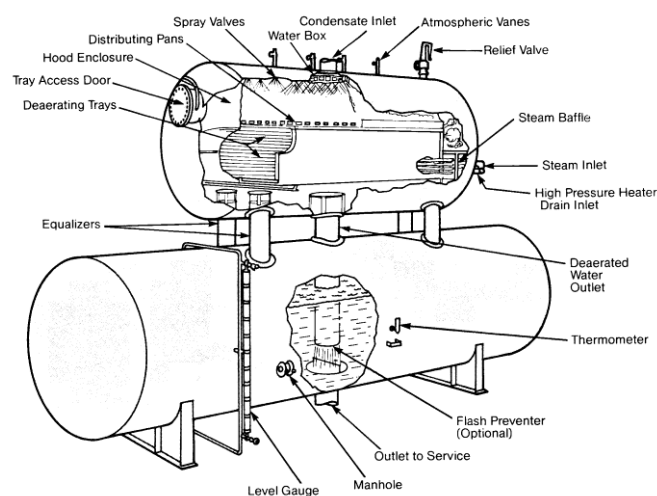
Obr. 9 Regenerativní ohřívák s přehřívákem a podchlazovačem

Legenda obrázku:

- 1 – vstupní hrdla hlavního kondenzátu / napájecí vody
- 2 – výstupní hrdla hlavního kondenzátu / napájecí vody
- 3 – vstupní hrdla páry
- 4 – odvod kondenzátu
- 6 – přívod kaskádovaného kondenzátu
- 9 – srážecí přehřátí
- 10 – podchlazovač kondenzátu

4.12 Napájecí nádrž NN

Napájecí nádrž (LAA10AC001) je velkoobjemová tlaková nádoba vybavená systémem odplynění. NN slouží jako akumulární nádrž pro kotel, což je velmi důležité. Kotel musí mít vždy dostatečnou zásobu chladicí vody, jinak by hrozilo jeho poškození teplotním namáháním. NN plní funkci směšovacího výměníku a tvoří jeden ze stupňů regenerace. Další funkce NN je odplynění přiváděného hlavního kondenzátu z NTR. Je snahou odstranit především kyslík, ten působí ve styku s ocelí korozivně.



Obr. 10 Napájecí nádrž s odplyňovákem

Pro potřeby ohřevu NN se používají dva zdroje páry. První zdroj se přivádí z VI. odběru (LBQ10 BR010) a druhý z vratné páry (LBG10BR020). Parovzdušná směs se z NN odvádí trasou LAA10 přímo do komína, zkondenzovaná voda v komíně teče přes sifon do kanálu. Do stejného komína je napojen i pojistný ventil NN. V případě přeplnění nádrže se kondenzát přepustí do atmosférického expandéru. NN je dispozičně umístěna vždy v nejvyšší poloze ze všech zařízení. Byla zadána výška napájecí nádrže od úrovně kondenzátních čerpadel 29 m.

4.13 Trasa napájecí vody

Z napájecí nádrže teče ohřátá a odplyněná napájecí voda na sání tří NČ. V nich se zvýší tlak (265 bar). NČ jsou na schématu naznačeny pouze jako „black box“, jsou dodávána jako celek včetně všech propojení. NČ jsou instalována v provedení 3x50%N_{jm}. Pro dimenzování potrubní trasy se uvažuje navrhovaný tlak 350 bar, který je dán závěrným tlakem napájecích čerpadel. Potrubí napájecí vody je značně namáháno vysokým vnitřním přetlakem. Kvůli vysokému vnitřnímu napětí v potrubí je výrazná tloušťka stěny. Používá se proto speciální materiál potrubí 15NiCuMoNb5-6-4. Jedná se o svařitelnou jemnozrnnou ocel. Materiál se vyznačuje vysokou smluvní mezí kluzu do teploty 450°C. Jeho vlastnosti jsou dány vhodným tepelným zpracováním.

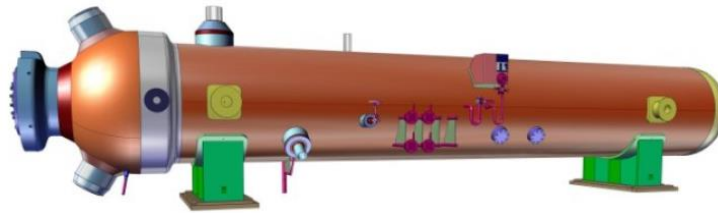
Tvrdost při žíhání HBS	Předehřev [°C]	Teplota kalení [°C]		Prodleva [min]	Kalicí médium	Teplota temperování [°C]	Tvrdost HRC
		Solná lázeň	Kontrola v prostředí se vzduchem				
235	788	1191	1204	5-15	chladný vzduch	522	≥60

Tab. 2 Tepelné zpracování materiálu 15NiCuMoNb5-6-4 [6]

Pro snížení dimenze a tím hmotnosti potrubí se uvažuje rychlost výtlaku NČ do 4 m/s (viz tab. 3). Pro odřazení VTR slouží trojcestný ventil (LAB30AA101). Funguje vždy společně s trojcestným ventilem (LAB70AA101) na výstupu z VTR. Při překročení nastavené hodnoty tlaku se přepnou trojcestné ventily. Ventily jsou rychlozávěrné, při jejich pomalém zavírání by hrozilo zaplnění VTO. Mezi každým VTO je měření teploty, pouze pro ověření správné funkce ohříváků.

4.14 Vysokotlaká regenerace VTR

Systém VT regenerace zajišťuje ohřátí napájecí vody na teplotu požadovanou před vstupem od kotle (250°C). Napájecí voda z NN musí mít minimálně teplotu, kterou požaduje výrobce kotle na vstupu při provozu bez VTR. Ohříváky vysokotlaké regenerace jsou oba vybaveny srážecem přehřátí a podchlazovačem. Srážec přehřátí VTO1 je umístěn až za VTO2 zřejmě kvůli dosažení požadované teploty napájecí vody na výstupu z NTR. Do srážec přehřátí VTO1 vstupuje pára z VII. odběru turbíny. Ve srážeci se využije část tepla přehřáté páry. Pára dále vstupuje do VTO1 s podchlazovačem, kde se využije zbylé teplo. Kondenzát z VTO1 je dopravován do NN. Pro napájení VTO2 se použila vratná pára. VTO2 je vybaven srážecem přehřátí a podchlazovačem. Kondenzát z VTO2 vstupuje kaskádově do VTO1.



Obr. 11 Horizontální regenerační ohřívák

4.15 Bypassy

Bypassy dělíme na VT a ST. Vysokotlaký bypass je na schématu naznačen na pravé straně VT dílu turbíny (MAP10BR010), slouží k obtoku VT dílu turbíny. Ostrá pára proudí přes bypassový ventil a svlažení do vratné páry. V případě ST bypassu je účel odvést přehřátou páru do kondenzátoru přes ventil a svlažení. Při najíždění turbíny se VT bypass používá pro přivedení ostré páry do vratné, kde pára proudí přes přehřívák k ST dílu turbíny. ST bypassy odvádí páru do kondenzátoru. Pokud se turbína prohřeje, začne se otevírat ST regulační ventil a část páry proudí do ST dílu. Po postupném najetí se bypassy vypnou. Druhá funkce bypassu je ochrana turbíny. Při nehodě se zapne bypass a tím veškerá pára proudí do kondenzátoru. Na schématu je VT bypass pouze naznačen bez parametrů. ST bypass je však navrhnout na požadované množství páry.

5 Dimenze a světlost potrubí

Součástí práce projektanta je kromě vypracování zapojení zařízení a zakreslení do schématu, vyplnění dat do všech tras a armatur, které jsou součástí rozsahu dodávky. Mezi vyplňovanými daty je nejdůležitější DN potrubí, tloušťka stěny, materiál, výpočtová teplota a výpočtový tlak.

5.1 Materiál potrubí

Volba materiálu záleží na maximální teplotě, ve kterém bude pracovat. V tab. 3 je vidět do jakých teplot se dají materiály použít. V levé části tabulky je minimální smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ v závislosti na teplotě. Tyto hodnoty poslouží pro následující výpočet světlosti potrubí.

Označení oceli	pro min T	pro max T	Minimální smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ v MPa při teplotě °C										
			100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
P195GH	100	400	175	165	150	130	113	102	94	-	-	-	-
P235GH	100	450	198	187	170	150	132	120	112	108	-	-	-
P265GH	100	450	226	213	192	171	154	141	134	128	-	-	-
16Mo3	100	500	243	237	224	205	173	159	156	150	146	-	-
13CrMo4-5	100	500	264	253	245	236	192	182	174	168	166	-	-
10CrMo9-10	100	500	249	241	234	224	219	212	207	193	180	-	-
11CrMo9-10	100	500	323	312	304	296	289	280	275	257	239	-	-
15NiCuMoNb5-6-4	100	450	422	412	402	392	382	373	343	304	-	-	-
X10CrMoVNb9-1	100	600	410	395	380	370	360	350	340	320	300	270	215
X10CrWMoVNb9-2			-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tab. 3 Základní materiály používané pro potrubní trasy v energetice

5.2 Výpočet

DN

Přesná definice DN dle normy ČSN EN ISO 6708 zní: *Je to číselné označení rozměru části potrubního systému používané pro referenční účely; označení se skládá z písmen DN, za kterými následuje bezrozměrné celé číslo vztahující se nepřímě k fyzikálnímu připojovacímu rozměru vnitřního nebo vnějšího průměru v milimetrech.*

Pro výpočet rozměrů potrubí je nejdříve nutné určit vnitřní průměr potrubí D_i . Hmotnostní průtok pro danou trasu je možné určit z bilančního schématu. V případě ucpávkové páry se hmotnostní průtok zvětšuje o 30%. Mezi labyrintem ložiska a rotorem se výpočtově uvažuje vůle přibližně 0,4 mm. Po určité době se vlivem opotřebení mezera zvětšuje a tím i hmotnostní průtok ucpávkové páry, proto se průtok již při návrhu zvětšuje o 30%. U komínkové páry se k průtoku páry připočítává průtok vzduchu, který je nasáván z okolí a tento součet se zvětšuje o 30%: $\dot{m}_{kom} = 1,3 \cdot (\dot{m}_{vz} + \dot{m}_p)$. Pro zjednodušení lze uvažovat stejné množství páry jako nasávaného vzduchu: $\dot{m}_{kom} = 1,3 \cdot 2 \cdot \dot{m}_p$. Hustota páry i vody lze určit rovněž z bilančního schématu, je funkcí tlaku a teploty.

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot w}} \quad (5-1)$$

Společnost Doosan Škoda Power a.s. má stanovené doporučené rychlosti pro základní potrubní trasy. Při navrhování je nutno respektovat jednotlivé rychlosti. U rychlosti přehřáté páry je rychlost proudění v potrubí závislá na jeho hustotě. S rostoucí hustotou klesá povolená rychlost v potrubí.

Pára	m/s
Parovod – přehřátá pára o Gama ~ 40 [kg/m ³]	35 - 45
Parovod - přehřátá pára o Gama ~ 20 [kg/m ³]	40 - 50
Parovod - přehřátá pára o Gama ~ 10 [kg/m ³]	45 - 55
Parovod - přehřátá pára o Gama ~ 5 [kg/m ³]	50 - 60
Parovod - výfukové potrubí	15 - 30
Ucpávková pára	30
Komínková pára	20 - 25

Tab. 4 Doporučené rychlosti páry

Voda	m/s
Chladicí voda - sací	0.7 - 1.5
Chladicí voda - výtlačné	1.0 - 3.0
Kondenzátní - sací	0.5 - 1.0
Kondenzátní - výtlačné	1.5 - 3.0
Napáječky p. kotlu - sací	0.5 - 1.0
Napáječky p. kotlu - výtlačné	1.5 - 3.0
Napáječky p. kotlu - nouzové	<= 4.0
Odkalovací	0.5 - 1.0

Tab. 5 Doporučené rychlosti vody

Z rovnice (5-1) obdržíme optimální vnitřní průměr pro požadovanou rychlost w a hmotnostní průtok \dot{m} . Protože se velikost DN vyrábí pouze v některých velikostech, je nutné dle vypočteného vnitřního průměru vybrat DN s větším vnitřním průměrem,

5.3 Výpočet tloušťky potrubí

Výpočet minimální požadované tloušťky je popsán normou ČSN EN 13480-3. Zde v diplomové práci budou vybrány kapitoly z normy, které jsou nezbytné pro výpočet tloušťky potrubí užívané na schématu.

Během doby životnosti je potrubní systém vystaven nejrůznějším četným zatížením. Tato zatížení působí samostatně nebo jako kombinace některých z nich:

- vnitřní a/nebo vnější tlak,
- teplota,
- hmotnost potrubí a jeho obsahu, hmotnost izolace,
- dynamické účinky tekutiny,
- klimatická zatížení,
- vibrace,
- pohyb podloží a budov,

- zemětřesení.

Nejčastější jsou namáhány potrubní systémy kombinací tlaku a teploty.

5.4 Soubory zatížení

Soubor (p_0, t_0) , který má být uvažován pro dimenzování potrubního systému, musí odpovídat nejpřísnějším podmínkám tlaku a teploty, které převažují současně po dobu v uvažované sekci potrubí. Současné uvažování podmínky tlaku a teploty ve výpočtu vedou k největší tloušťce potrubí.

Pro všechny potrubní systémy může být snadno určen dovolený maximální tlak, založený na:

- a) specifikovaném materiálu (mechanické vlastnosti),
- b) dané teplotě.

Pro všechny tlakové a teplotní podmínky (p_0, t_0) .

Pro návrh tloušťky stěny je důležité znát výpočtový tlak p_c , ten nesmí být menší než pracovní tlak p_0 . Výpočtová teplota t_c je maximální teplota, které se pravděpodobně dosáhne ve středu stěny potrubí při normálních provozních podmínkách při výpočtovém tlaku p_c .

5.4.1 Dovolené namáhání

Výpočet dovoleného namáhání je pro neaustenitické oceli, pro konstrukční podmínky.

$$f = \min \left\{ \frac{R_{p0,2}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} \quad (5-2)$$

Minimální tloušťka stěny se určí s ohledem na výrobu trubek a tvarovek. Koroze může být vnitřní nebo vnější, nebo obojí (termín koroze zahrnuje i erozi). Hodnotu korozního přídatku c_0 (může být nulová, pokud není žádná koroze očekávána) určí výrobce dle charakteru, teploty, rychlosti atd. produktu který je v kontaktu se stěnou.

Objednaná tloušťka e_{ord} potrubní části (trubky nebo tvarovky) musí být nejméně rovna hodnotě:

$$e_{ord} \geq e + c_0 + c_1 + c_2 \quad (5-3)$$

$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 \quad (5-4)$$

kde je

- e minimální požadovaná tloušťka pro odolání tlaku bez přídatků a úchylek vypočítána dle vhodných vzorců uvedených níže;
- c_0 korozní nebo erozní přídatek;
- c_1 absolutní hodnota záporné úchytky z normy materiálu nebo poskytnutá výrobcem trubky;
- c_2 přídatek na možné zmenšení během výroby (např. ohybem, vroubkováním, závitováním, drážkováním apod.);
- e_{ord} objednaná tloušťka (na schématech);
- e_a analyzovaná tloušťka pevnostně kontrolované potrubní části.

Přídavek na korozi je nutné uvažovat v případech, kdy je možné očekávat snížení tloušťky stěny v důsledku koroze či eroze. Přídavek na korozi může být zanedbán v případě korozivzdorného materiálu, který nepodléhá korozi a ani jeho svary. Příklad doporučených hodnot přídaveků na korozi a erozi pro běžné pracovní látky na hlavní trase okruhu je popsán v tab. 6.

Pracovní látka	c_0 [mm]
přehřátá pára	0,5
sytá pára	1
technicky čistá voda	1

Tab. 6 Přídavek na korozi c_0 [3]

Záporná tolerance tloušťky stěny se určuje dle tab. 7. Tolerance je platná pro bezešvé ocelové trubky, pro tlakové nádoby a zařízení, které jsou vyrobeny z nelegované a legované oceli. Dle příslušného poměru tloušťky potrubí k jeho vnějšímu průměru se vybere správná hodnota záporné tolerance c_1 . Přídavek c_2 vzniká při možném ohýbání trubek či jiném technologickém zpracování. Pro přímé trubky je přídavek c_2 zanedbán.

Poměr t/D [mm]	$\leq 0,025$	$> 0,025$	$> 0,05$	$> 0,1$
Vnější průměr [mm]		$\leq 0,05$	$\leq 0,1$	
$D \leq 219,1$	$\max\{\pm 12,5\% ; 0,4 \text{ mm}\}$			
$D > 219,1$	$\pm 20\%$	$\pm 15\%$	$\pm 12,5\%$	$\pm 10\%$

Tab. 7 Záporná tolerance c_1 trubek

5.5 Přímé trubky

Výpočet minimální požadované tloušťky stěny přímě trubky bez přídaveků a mezních úchylek e se vypočítá následovně:

- když je $D_0/D_i \leq 1,7$:

$$e = \frac{p_c \cdot D_0}{2 \cdot f \cdot z + p_c} \quad (5-5)$$

- když je $D_0/D_i > 1,7$:

$$e = \frac{D_0}{2} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{f \cdot z - p_c}{f \cdot z + p_c}} \right) \quad (5-6)$$

kde je

p_c výpočtový přetlak

D_0 vnější průměr trubky

z součinitel podélně svařovaného spoje; v případě bezešvé trubky je $z = 1$, pro podélně svařované potrubí je $z = 0,85$.

5.6 Potrubní ohyby a oblouky

Při výpočtu minimální tloušťky stěny je uvažováno s běžným postupem výroby potrubí. Tloušťka je počítána bez přídavků a tolerancí. Z následujících vzorečků je patrné, že vnitřní strana potrubí je více namáhána, proto její tloušťka je vždy větší. Hodnota e je počítána pro přímou trubku.

- na vnitřní straně

$$e_{int} = e \frac{(R/D_0) - 0,25}{(R/D_0) - 0,5} \quad (5-7)$$

- na vnější straně

$$e_{ext} = e \frac{(R/D_0) + 0,25}{(R/D_0) + 0,5} \quad (5-8)$$

kde je

e_{int}	minimální požadovaná tloušťka bez přídavků a úchylek pro ohyb na vnitřní straně
e_{ext}	minimální požadovaná tloušťka bez přídavků a úchylek pro ohyb na vnější straně
R	poloměr ohybu nebo oblouku.

5.7 Dimenzování tras na schématu pára-voda

Pro výpočty dimenzí tras na schématu byl použit výpočtový model v Excelu, který je v příloze pod záložkou Návrh tloušťky stěny. Výpočtový model slouží pro určení světlosti potrubí a návrh tloušťky stěny. Ve společnosti DSPW byl již takový program udělán, pro potřeby diplomové práce byl pouze upraven, proto je zde uveden jen jeho stručný popis.

Do výpočtu se zadají maximální výpočtové parametry trasy z bilančních schémat. Jedná se o teplotu, tlak a průtokové množství. Dle tab. 4 a tab. 5 se dále zadá doporučená rychlost (maximální povolená rychlost média v trase). Výpočtem se určí vnitřní průměr potrubí dle vztahu (5-1). K vnitřnímu průměru potrubí se přiřadí jmenovitá světlost DN. Jelikož má přiřazené DN větší vnitřní průměr, než vypočítaná hodnota vnitřního průměru, bude i zpětně dopočítaná rychlost v potrubí menší než doporučená.

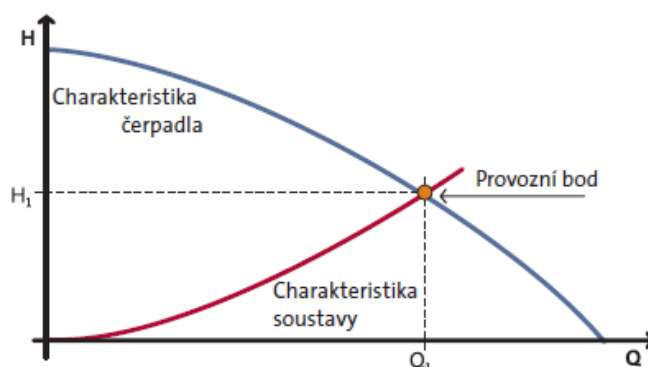
Následuje návrh tloušťky potrubí, resp. ověření zda zvolená tloušťka potrubí vyhovuje. Pro správný výpočet dovoleného namáhání f je potřeba zvolit materiál potrubí dle tab. 3. Do výpočtu se zadá tloušťka stěny e_{ord} , z níž se vypočítá e_a dle rovnice (5-4). Pro výpočet minimální tloušťky stěny e_{min} slouží vzorec (5-5), je-li $e_a > e_{min}$ pak zvolená tloušťka dle tohoto kritéria vyhovuje. Pro zvolenou tloušťku e_a se z rovnice (5-5) vyjádří p_{dov} , který se porovná se zadanou hodnotou tlaku p . V poslední fázi se vypočítají tloušťky stěn pro zadaný poloměr ohybu na vnější a vnitřní straně, které jsou obě porovnány s hodnotou e_a . Pokud všechny podmínky v tab. 8 jsou pravdivé, pak je tloušťka stěny potrubí dle normy ČSN EN 13480-3 vyhovující.

$e_a > e_{min}$
$p > p_{dov}$
$e_{int.min} > e_a$
$e_{ext.min} > e_a$

Tab. 8 Podmínky pro určení tloušťky stěny

6 Teorie kondenzátních čerpadel

Hlavní funkce KČ je zajistit dopravu kondenzátu z kondenzátoru do NN. Mezi kondenzátorem a NN je řada zařízení (KKP, BÚK, NTO, VTO), která vyvozují tlakovou ztrátu. KČ musí pokrýt tlakové ztráty a umožnit tak dopravu kondenzátu do NN. Další úloha KČ je zajistit dostatečné parametry pro stříky NT by-passů, svlažovačů atd. Obecná závislost dopravní výšky na průtokovém množství popisuje graf 1. Jsou zde zobrazeny dvě charakteristiky. Modrá křivka je charakteristika čerpadla, která znázorňuje, jak s rostoucím průtokem postupně dopravní výška klesá. Červená charakteristika tras má přesně opačný průběh, s rostoucím průtokovým množstvím tato ztráta roste. V bodě kde se obě křivky protnou, vzniká pracovní bod čerpadla, ve kterém je dopravní výška H_1 a průtok média Q_1 .



Graf 1 H-Q křivka obecného čerpadla

Úkolem projektanta je navrhnout kondenzátní čerpadlo takové, aby pracovní bod ležel na charakteristice čerpadla, nebo aby pracovní bod byl pod touto křivkou.

6.1 Poptávka a nabídka čerpadel

Pro poptávku čerpadel je nutné vyplnit jejich poptávkový list. Do něho se zadávají základní parametry požadovaného čerpadla:

- Typ čerpadla
- Typ dopravované kapaliny
- Počet KČ ($2 \times 100\% N_{nom}$, $3 \times 50\% N_{nom}$)
- Minimální nátoková výška (NSPH)
- Otevřený, uzavřený cyklus
- Tlaková diference na čerpadle Δp_{ϵ}
- Maximální množství $Q_{max.dov}$
- Maximální dopravní výška H_{max}
- Regulace KČ (pomocí FM nebo škrcením)
- je-li požadován meziodběr
- Dxt vstupního a výstupního potrubí
- Popis čerpadla

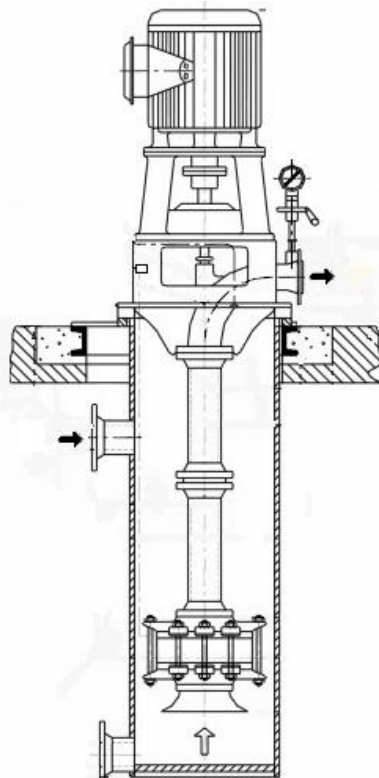
Nabídka čerpadel by měla obsahovat základní charakteristiky čerpadla:

- H – Q Závislost dopravní výšky na průtokovém množství
- N – Q Závislost výkonu čerpadla na dopravovaném množství
- η – Q Závislost účinnosti čerpadla na dopravovaném množství
- NSPH – Q Závislost nárokové výšky na dopravovaném množství

- Rozměrový náčrtek čerpadla
- Údržba čerpadla – požadavky na prostor a zdvihadla
- Náhradní díly pro uvádění do provozu
- Požadavky na frekvenční měnič (je-li součástí poptávky)

6.2 Základní vlastnosti používaných KČ

KČ jsou nejčastěji typu CJAV, nízkotlaká se sběrnou vakuovou nádrží. KČ se vyrábějí jako horizontální i vertikální. V poslední době se dává přednost vertikálním čerpadlům pro menší obestavěný prostor. Čerpadla jsou určena pro dopravu čistých kondenzátů bez mechanických přímísenin a korozivních účinků. Maximální teplota čerpané kapaliny je 120°C a hodnota pH = 6,5. Aby bylo umožněno úplné zavodnění KČ má každé čerpadlo odvodušnění z výtlaku. Odvodušnění se otevírá při odstavení čerpadla a zavírá po spuštění čerpadla. Někteří výrobci čerpadel požadují chlazení ucpávek nebo zahlcení ucpávek, popřípadě chlazení oleje ložisek. Je nutné jim to umožnit a to i při odstaveném čerpadle. Zahlcení ucpávek se provádí přivedenou demi-vodou nebo je možné po najetí KČ použít kondenzát z jeho výtlaku.



Obr. 6-1 Čerpadlo typu CJAV se sběrnou vakuovou nádrží

6.3 Kavítace KČ

Kondenzátní čerpadla čerpají z kondenzátoru kondenzát na mezi sytosti. Při poklesu tlaku na sání čerpadel se může kapalina dostat do oblasti mokré páry. Vzniklá pára způsobí trhání proudu kapaliny. Tento děj (kavítace) je nežádoucí, způsobuje narušení povrchu oběžných kol, vede ke vzniku mikrotrhlin na oběžném kole.

Zabránění kavítace je provedeno správným umístěním KČ. Kondenzátní čerpadla jsou umístěna pod úroveň minimální hladiny ve sběrači tak, aby nátoková výška (1200 až 2500 mm) kryla ztráty ve spojovacím potrubí a ve vstupu do prvního oběžného stupně. Potřebná

nátoková výška je dána dispozičním umístěním čerpadla. Jsou dva možné přístupy. Pokud je zadaný typ čerpadla, je nutné ho dispozičně umístit s ohledem na potřebnou nátokovou výšku. Druhou možností je do již hotového dispozičního umístění navrhnout vhodné čerpadlo s respektováním zadané nátokové výšky.

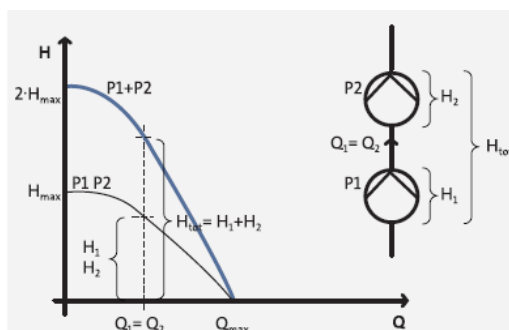
Sání potrubí čerpadla je dimenzováno s rychlostí kondenzátu 0,5 až 1 m/s. Sání čerpadla je vhodné navrhnout s co nejmenšími tlakovými ztrátami, tedy omezit se na co možná nejmenší počet kolen a tvarovek.

6.4 Čerpadla v sériovém a paralelním zapojení

V projektech se často vyskytují různé kombinace zapojení kondenzátních čerpadel. Jedná se o sériové a paralelní zapojení nebo jejich kombinace. Sériové zapojení kondenzátních čerpadel se používá, máme-li na trase kondenzátu BÚK (bloková úprava kondenzátu). V tomto případě se BÚK umístí mezi čerpadly, kde čerpadla prvního stupně budou kompenzovat tlakové ztráty BÚK, KKP (KUP). Čerpadla druhého stupně budou pokrývat tlakové ztráty kondenzátu až do NN.

6.4.1 Sériově zapojená čerpadla

Zde je uveden příklad sériově zapojených čerpadel, které mají identickou výkonovou křivku P1 a P2 (graf 2). Při zapnutí obou čerpadel zároveň v sériovém zapojení se jejich dopravní výška sčítá pro daný průtok. Protože mají obě čerpadla stejné výkonové křivky, bude jejich maximální dopravní výška v závěrném bodě dvojnásobná. Avšak maximální průtok čerpadel je pořád stejný. Tento způsob je tedy vhodný použít pro veliké dopravní výšky při poměrně nízkém průtoku.

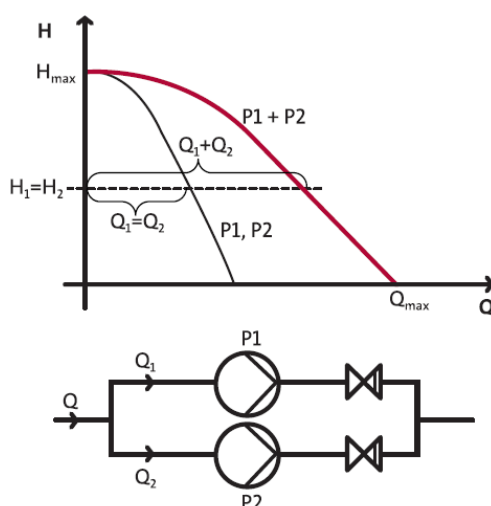


Graf 2 Sériově zapojená čerpadla

6.4.2 Paralelně zapojená čerpadla

Mějme případ dvou čerpadel se stejnými výkonnostními křivkami P1 a P2 (graf 3) tentokrát v paralelním zapojení. Při spuštění obou čerpadel najednou se sčítá jejich průtokové množství s rostoucí dopravní výškou. Maximální průtok je tedy dvojnásobný oproti samostatné běžícímu čerpadlu. Maximální dopravní výška zůstává zachována.

Tento způsob zapojení je v praxi velmi častý hlavně z důvodů zálohování čerpadel. V případě, že jedno čerpadlo vypadne, uvede se do provozu rezervní čerpadlo. Nejčastější zálohování čerpadel je $2 \times 100\% N_{jm}$ nebo $3 \times 50\% N_{jm}$. U zálohování čerpadel $2 \times 100\% N_{jm}$ běží vždy jedno čerpadlo na $100\% N_{jm}$, druhé je nastaveno jako rezervní. Někdy může nastat pokles průtoku kondenzátu v síti, v tomto případě se na pár sekund spustí k pracujícímu čerpadlu ještě rezervní. Po dosažení optimální hodnoty průtoku se zase vypne. U čerpadel se zálohováním $3 \times 50\% N_{jm}$ jsou vždy dvě čerpadla v provozu a jedno je nastaveno jako 50% rezerva.



Graf 3 Paralelně zapojená čerpadla

6.5 Tlaková diference čerpadla

Pro návrh kondenzátního čerpadla je nezbytné zjistit tlakové ztráty na výtlačku a sání kondenzátních čerpadel. Vlivem tření se totiž snižuje tlak v potrubí. Úloha KČ je pokrýt tlakové ztráty a dopravit vodu do NN. Tlak potřebný pro dopravu vody do NN bude tedy součet rozdílů hydrostatických tlaků, statických tlaků, rychlostí, dále místních, třecích ztrát a ztrát v jednotlivých ohřívácích. Tuto tlakovou diferenci musí pokrýt čerpadlo, aby dopravilo kondenzát do napájecí nádrže o určitém tlaku.

$$\Delta p_{\check{c}} = p_{h2} - p_{h1} + p_2 - p_1 + \frac{\rho}{2} \cdot (w_2^2 - w_1^2) + \sum_{i=1} \zeta_i \cdot \rho \cdot \frac{w_i^2}{2} + \sum_{j=1} \Delta p_{zaj} \quad (6-2)$$

$$\zeta_i = (\zeta_t + \zeta_k + \zeta_T + \zeta_{arm} + \zeta_{cl})_i$$

Kde je:

p_{h2}	Hydrostatický tlak v NN [Pa]
p_{h1}	Hydrostatický tlak v kondenzátoru [Pa]
p_2	Statický tlak v NN [Pa]
p_1	Statický tlak v kondenzátoru [Pa]
w_2	Rychlost na vstupu do NN [m/s]
w_1	Rychlost na výstupu z kondenzátoru [m/s]
w_i	Rychlost na třeše i [m/s]
Δp_{zaj}	Součet tlakové ztráty nízkotlakých ohříváků a KKP [Pa]
ζ_i	Součinitel všech ztrát trasy i [-]
ζ_t	Součinitel třecích ztrát [-]
ζ_k	Součinitel místních ztrát v koleni [-]
ζ_T	Součinitel místních ztrát v T-kusech [-]
ζ_{arm}	Součinitel místních ztrát armatur [-]
ζ_{cl}	Součinitel místní ztráty ve cloně [-].

6.6 Tlakové ztráty v potrubí

Tlakové ztráty jsou v potrubí způsobeny disipací. Část kinetické energie tekutiny se přemění vlivem tření v teplo. Obecně můžeme třecí ztráty rozdělit na ztráty místní a ztráty třecí. Třecí ztráty jsou způsobeny třením tekutiny o stěny potrubí. Místní ztráty jsou způsobeny vířením, které se může vyskytnout při změně směru proudění nebo při změně rychlosti. Místní ztráty tedy vznikají v jednotlivých ohřívácích, v armaturách, kolenech, T kusech a dalších zařízeních.

Místní i třecí ztráty se vyjadřují pomocí ztrátového součinitele ζ a dynamického tlaku $\rho w^2/2$ dle rovnice 6-3. U ztrát tření, které nejčastěji vzniká v dlouhých rovných úsecích, můžeme ζ vyjádřit jako součin součinitele tření λ a simplexu délky potrubí L a vnitřního průměru D_i dle 6-4. Hydrostatickou výšku spočítáme dle vzorce 6-5.

$$\Delta p = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad (6-3)$$

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{L}{D_i} \quad (6-4)$$

$$p_h = \rho \cdot g \cdot h \quad (6-5)$$

6.6.1 Tlaková ztráta třením

Pro určení třecí tlakové ztráty je nutné určit třecí součinitel λ . První tři rovnice pod odstavcem představují výpočet třecího součinitele, který je závislý pouze na Reynoldsově čísle. Není zde uvažována drsnost povrchu. Vztah (6-6) je použitelný pouze pro laminární proudění. Další dva je možné použít v jejich daném rozsahu. Poslední vzorec má nejvyšší rozsah použití a respektuje drsnost povrchu. Pro potrubí v energetickém odvětví je střední výška zdrsnění $\Delta = 0,05$ mm. Při respektování drsnosti povrchu se ve výpočtech objevuje $\bar{\Delta}$. Je to simplex podílu drsnosti povrchu a vnitřním průměru potrubí $\bar{\Delta} = \Delta/D_i$.

$$Re < 2000 \quad \lambda = \frac{64}{Re} \quad (6-6)$$

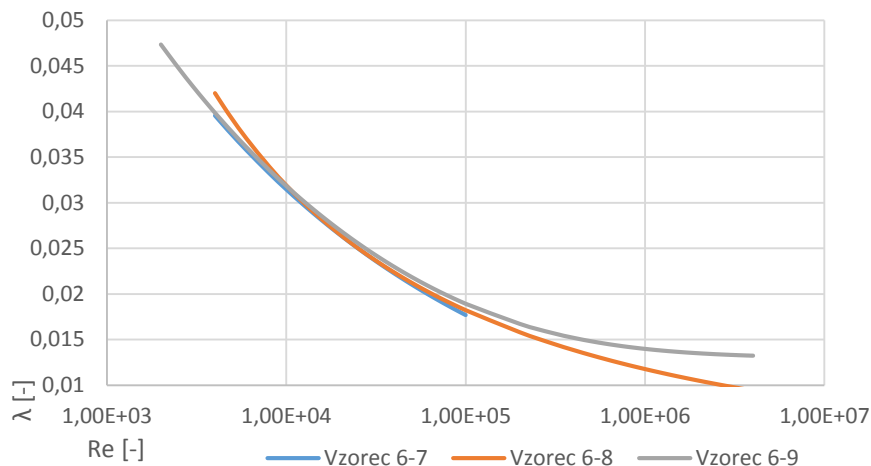
$$4000 < Re < 1 \cdot 10^5 \quad \lambda = \frac{0,3146}{\sqrt[4]{Re}} \quad (6-7)$$

$$Re > 4000 \quad \lambda = \frac{1}{(1,8 \log Re - 1,64)^2} \quad (6-8)$$

$$\begin{aligned} Re > 2000 \\ \bar{\Delta} = 8 \cdot 10^{-5} \div 0,0125 \end{aligned} \quad \lambda = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \bar{\Delta} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} \quad (6-9)$$

Jaký je vliv Reynoldsova čísla na koeficientu tření lze vidět na grafu 4. V oblasti kolem $Re = 4000$ má největší hodnotu vztah (6-8). Pak se dostáváme do oblasti $1 \cdot 10^4 < Re < 1 \cdot 10^5$ zde jsou všechny tři rovnice téměř identické. Od $Re > 1 \cdot 10^5$ se začínají rozcházet dvě poslední křivky. Horní křivka je vzorec, který respektuje drsnost povrchu $\Delta = 0,05$ mm.

Protože se při výpočtu třecích ztrát v potrubí budeme pohybovat nejčastěji v rozmezí $1 \cdot 10^5 < Re < 7 \cdot 10^6$ a s drsností povrchu $\Delta = 0,05$ mm. Pro výpočet ztrát byl vybrán vzorec (6-9). Pro oblast $Re < 2000$ bude použit vzorec pro laminární proudění (7-4), kde je možné vliv drsnosti zanedbat.



Graf 4 Koeficienty tření v závislosti na Re

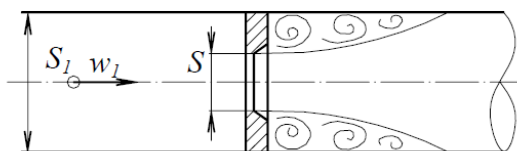
6.6.2 Místní tlakové ztráty

Místní ztráty jsou v energetice nejčastěji vyjádřeny součinitelem ζ . U vybraných armatur je ztrátový součinitel konstantní tab. 9. U některých armatur závisí ztrátový součinitel na dalších goniometrických parametrech.

Aramtura	Zeta
Šoupě	0,2
Uzavírací ventil	3,4
Uzavírací klapka	0,24
Zpětná klapka	2
Síto	3,5

Tab. 9 Ztrátový součinitel

Clona



Obr. 12 Škrťící clona

Ztrátový součinitel clony je závislý na velikosti plochy díry clony a plochy vnitřní části potrubí. Podíl ploch označíme $\beta = S/S_1$. Pak dle Idelchika [7] lze součinitel spočítat podle rovnice (6-10). Tento výpočet je omezen $Re > 1 \cdot 10^5$, Reynoldsovo číslo se při průtoku hlavního kondenzátu pohybuje nad mezní hodnotou. Další možnost jak zjistit ztrátu clony je přímo z nabídky poptávané clony, nebo z podobných clon ostatních projektů, kde je její ztráta definována přímo v pascálech.

$$\zeta_{cl} = (1 + 0,707 \cdot \sqrt{1 - \beta} - \beta)^2 \cdot \beta^{-2} \quad (6-10)$$

Kolena

Výpočet místní ztráty v kolenu je převzat z příručky Idelchik [7]. Vzorce respektují úhel kolena a drsnost vnitřní stěny. Vzorec byl zjednodušen za předpokladu, že $0 < \bar{\Delta} < 0,001$ a $Re > 2 \cdot 10^5$. Je rozdělen na dva případy dle velikosti zaoblení kolena. Nejčastější zaoblení jsou $\delta = 90^\circ$ a $\delta = 45^\circ$. Součinitel $\bar{\Delta}^2$ je určen jako podíl drsnosti v potrubí ε k vnitřnímu průměru D_i . Na konci rovnice je nutno zadávat úhel v radiánech.

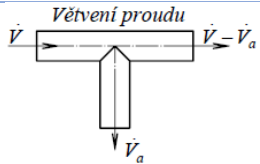
$$\delta \leq 70^\circ \quad \Delta p = (1 + \bar{\Delta}^2 \cdot 10^6) \cdot \frac{0,189 \cdot \sin \delta}{\sqrt{\frac{R}{D_h}}} + 0,00035 \cdot \frac{R}{D_h} \cdot \delta \quad (6-11)$$

$$\delta = 90^\circ \quad \Delta p = (1 + \bar{\Delta}^2 \cdot 10^6) \cdot \frac{0,21}{\sqrt{\frac{R}{D_h}}} + 0,00035 \cdot \frac{R}{D_h} \cdot \delta \quad (6-12)$$

T-kusy

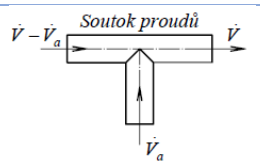
Výpočet součinitele odporu je možné určit dle tab. 10 a tab. 11, kde ζ_a je součinitel odporu přímé větve a ζ_d je součinitel odporu kolmé větve. Tabulky jsou platné pro potrubí kruhového průřezu a všechny přípojky musí být stejně dlouhé.

\dot{V}_a/\dot{V}	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
ζ_a	0,95	0,88	0,89	0,95	1,1	1,28
ζ_d	0,04	-0,08	-0,05	-0,07	0,21	0,35



Tab. 10 Součinitele odporu při větvení proudů [5]

\dot{V}_a/\dot{V}	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
ζ_a	-1,2	-0,4	0,08	0,47	0,72	0,91
ζ_d	0,04	0,17	0,3	0,41	0,51	0,6



Tab. 11 Součinitele odporu při soutoku proudů [5]

6.7 Tlaková ztráta v NTO a KKP

Výpočet je primárně určen pro určení tlakové ztráty kondenzátoru, avšak lze ho uplatnit i pro výpočet tlakových ztrát nízkotlakých ohříváků a kondenzátoru komínkové páry. Výpočet tlakových ztrát zařízení je vytvořen jako součet tlakové ztráty v trubkách a tlakové ztráty v hrdle. Tlaková ztráta v trubkách v sobě zahrnuje místní ztráty způsobené od vstupu ζ_{vst} , výstupu $\zeta_{výst}$ a otočení proudu ζ_3 v trubkách, dále je zde zahrnuta ztráta třením. Třecí součinitel λ je počítán i se zahrnutím drsnosti vnitřního povrchu trubek ε . Součinitel tření je

možno použít pro libovolné Reynoldsovo číslo. Pro zpřesnění výpočtu lze použít vzorce popisované v kapitole 6.6.1.

$$\Delta p_{teor} = \left[n_{TAH} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta_{vst} + \zeta_{výst} \right) + (n_{TAH} - 1) \cdot \zeta_3 \right] \cdot \frac{\rho \cdot w_{trubky}^2}{2} + \zeta_{hrdlo} \cdot \frac{\rho \cdot w_{hrdlo}^2}{2} \quad (6-13)$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (6-14)$$

Kde je

- n_{TAH} počet tahů [-]
- d vnitřní průměr teplosměnných trubek [mm]
- w_{trubky} rychlost kondenzátu v teplosměnné trubce [m/s]
- w_{hrdlo} rychlost kondenzátu v hrdle [m/s].

Ztrátové součinitele místních odporů:

- Vstup do trubky: $\zeta_{vst} = 0,5$
- Výstup z trubky: $\zeta_{výst} = 1,0$
- Obrat ve vratné komoře: $\zeta_{kom} = 2,5$
- Vstup a výstup z/do komory: $\zeta_{hrdlo} = 1,5$.

ε [mm]	Materiál trubek
0,005	Nerezová ocel
0,005	Titan
0,002	Mosaz
0,02	Uhlíková ocel

Tab. 12 Drsnost povrchu trubek

6.8 Maximální množství $Q_{max.dov}$

Maximální množství dopravovaného kondenzátu je možné zjistit z bilančních schémat. $Q_{max.dov}$ je tedy rovno maximálnímu průtokovému množství na trase kondenzátu. Hodnota se záměrně nezvětšuje. Při uvažování vyššího dopravovaného průtoku by byly spočítány i vyšší ztráty v potrubí, tím by vznikla nepřesnost. Čerpadla by byla zbytečně předdimenzována.

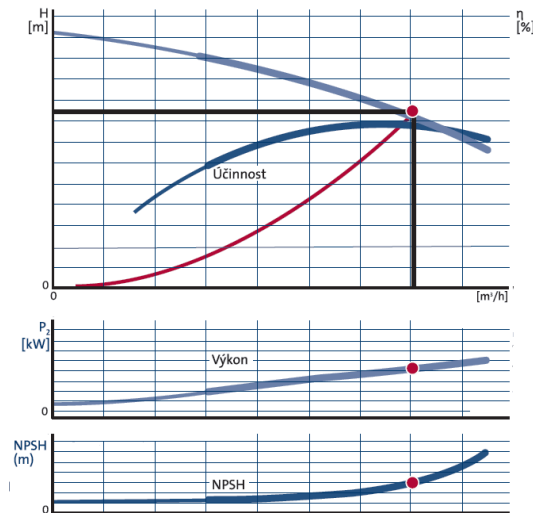
6.9 Maximální dopravní výška H_{max} .

Maximální dopravní výška je počítána na základě maximální tlakové difference na čerpadle $\Delta p_{\check{c}}$.

$$H_{max} = \frac{\Delta p_{\check{c}}}{\rho \cdot g} \quad (6-15)$$

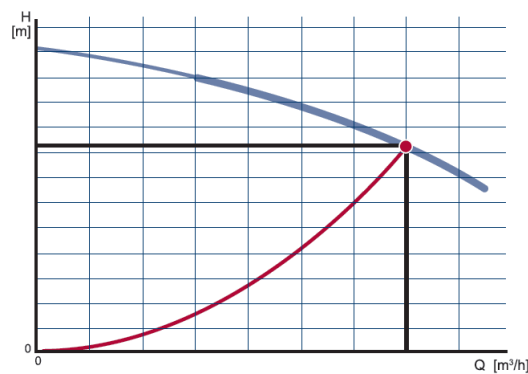
6.10 Charakteristické křivky čerpadla

Základní parametry popisující čerpadla jsou souhrnně znázorněny na grafu 5. V grafu jsou uvažovány nominální otáčky čerpadla. Tučně vyznačené křivky značí pracovní oblast. Na grafu jsou zobrazeny všechny důležité výkonové parametry v závislosti na průtokovém množství. Jedná se o dopravní výšku, spotřebu energie (příkon čerpadla), a NPSH (nátokovou výšku).



Graf 5 Výkonové křivky

Nejdůležitější charakteristikou čerpadla je právě závislost dopravní výšky na hmotnostním průtoku, což je modrá křivka viz graf 5. Křivka udává, jaké dopravní výšky může čerpadlo dosáhnout při daném průtoku. Pod textem je probíraný graf zvětšen i s konkrétními hodnotami dopravovaného množství. Dopravní výška se měří v metrech vodního sloupce. Výhoda této jednotky je zanedbání vlivu jiného druhu kapaliny, které má čerpadlo čerpat. Z grafu je dobře patrná maximálně možná dopravní výška, která odpovídá nulovému průtoku čerpadla. Tento bod je obvykle nazýván závěrný bod. Červená křivka znázorňuje tlakovou ztrátu tras na výtlačku čerpadla. Křivka je parabolická, její obecný předpis je $H = k \cdot Q^2$. V místě, kde se obě křivky protnou je pracovní bod čerpadla. V tomto místě jsou tlakové ztráty pokryty prací čerpadla resp. tlakovou diferencí na čerpadle.

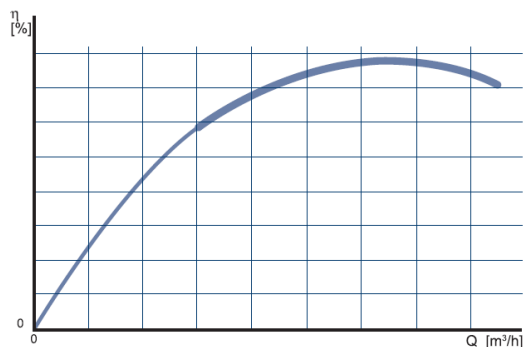


Graf 6 Dopravní výška

Další důležitý parametr je účinnost čerpadla. Účinnost je vztah mezi převáděnou energií a stupněm jeho využití. U čerpadel účinnost η_c znamená vztah mezi energií, kterou čerpadlo vnáší do vody N a příkonem na hřídeli P .

$$\eta_c = \frac{N}{P} \quad (6-16)$$

Okolo pracovního bodu je účinnost čerpadla největší. Při snižování průtoku se pohybujeme po křivce účinnosti doleva. Tedy s klesajícím průtokem klesá účinnost. Důvod je přeměna kinetické energie čerpadla na teplo vlivem vzrůstajících třecích ztrát.

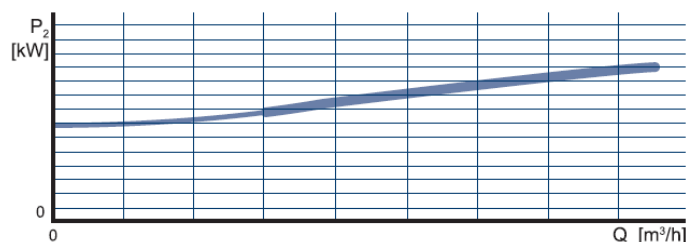


Graf 7 Účinnost čerpadla

Výkon čerpadla spočítáme dle diferenčního tlaku na čerpadle a jeho objemovým průtokem dle vzorce níže. Příkon čerpadla je podíl výkonu čerpadla k jeho účinnosti. Závislost příkonu čerpadla na jeho průtoku je dán grafem 8. S klesajícím průtokem klesá mírně i příkon čerpadla.

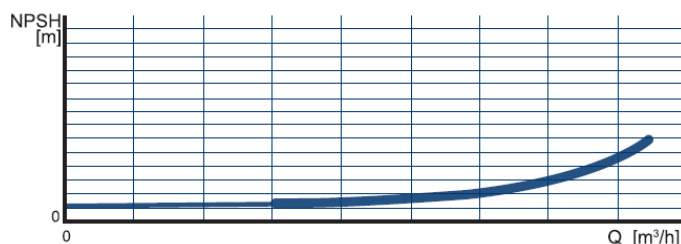
$$N = \dot{V} \cdot \Delta p_{\zeta} \quad (6-17)$$

$$P = \frac{1}{\eta_{\zeta}} \dot{V} \Delta p_{\zeta} \quad (6-18)$$



Graf 8 Příkon čerpadla

Minimální sací výška jinak také nazývaná čistá pozitivní sací výška je minimální absolutní tlak, který musí být přítomen na sací straně čerpadla k vyloučení kavitace. Hodnota NPSH se měří v metrech a je závislá na velikosti průtoku. S rostoucím průtokem roste dynamický tlak v potrubí a tím klesá statický tlak, tedy nátoková výška roste.



Graf 9 NPSH Nátoková výška

7 Regulace kondenzátních čerpadel

Při návrhu čerpadel vždy vybíráme čerpadlo, které má pro požadovaný hmotnostní průtok daný HBD co největší účinnost, aby energetická spotřeba byla co nejmenší. V praxi se často setkáváme s větším počtem provozů. Pro každý provoz je vytvořeno samostatné bilanční schéma. Z něho vyplývá rozsah hmotnostního průtoku, který musíme zajistit vhodnou regulací kondenzátního čerpadla.

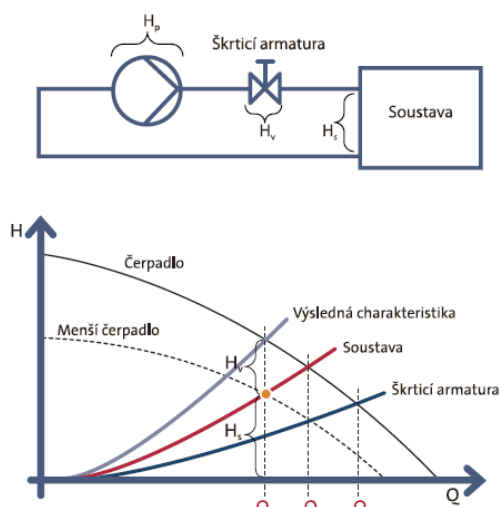
Existuje několik možností jak docílit správných výkonových parametrů čerpadla:

- regulace škrcením,
- regulace otáček čerpadla,
- regulace obtokem,
- regulace natáčením lopatek.

První tři typy regulace lze u kondenzátních čerpadel provádět za provozu a jsou běžně používané. Jejich rozdíly jsou popsány níže. Speciální regulace úpravou rozměru oběžného kola je způsob, kterým se docílí přesných výkonových parametrů při výrobě čerpadla. Čerpadla se vyrábí v typových řadách, při nutnosti změny výkonových parametrů se zmenší průměr lopatek. Regulovat natáčením lopatek lze pouze u některých typů čerpadel, v případě kondenzátních čerpadel to nelze.

7.1 Regulace škrcením

Tento způsob regulace je prováděn použitím škrtící armatury na výtlaku, zpravidla se používá regulační ventil. Ventil je zapojen v sérii s čerpadlem a je umístěn vždy na výtlaku čerpadla. Červená křivka představuje tlakovou ztrátu trasy přepočítanou na výšku vodního sloupce v průběhu průtoku Q . V místě dotyku charakteristiky čerpadla a červené trasy je pracovní bod čerpadla při průtoku Q_2 . Samotná škrtící armatura při konstantním otevření ventilu je vyznačena modrou křivkou. Při součtu obou křivek dostaneme celkovou tlakovou ztrátu trasy (šedá barva). Pracovní bod se nám posunul doprava nahoru. Jeho průtok se snížil z původní hodnoty Q_2 na hodnotu Q_1 , avšak dopravní výška je vyšší. Celová dopravní výška je součet ztrát ventilu a soustavy, tedy $H_p = H_v + H_s$.

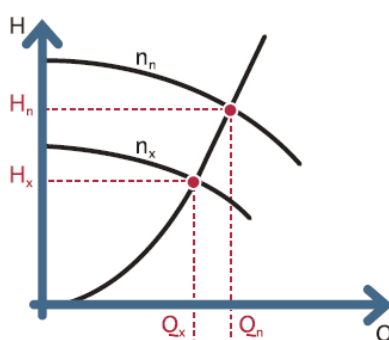


Graf 10 Regulace škrcením

Průtoku Q_1 lze dosáhnout také použitím menšího čerpadla. Pak není zapotřebí použít škrtící armaturu a energetické náklady budou menší při snížení dopravní výšky čerpadla. Pokud by v soustavě nebyl žádný odpor, dojde díky škrticímu ventilu k omezení maximálního průtoku čerpadlem na hodnotu Q_3 .

7.2 Regulace otáčkami čerpadla

Otáčková regulace je vysoce efektivní způsob, jakým lze regulovat výkonové parametry čerpadel v čerpacích systémech. Při změně otáček čerpadla se charakteristika čerpadla posouvá nahoru nebo dolů – viz graf 11. Nacházíme-li se při provozních podmínkách s průtokem Q_n , který odpovídá dopravní výšce H_n při otáčkách n_n . Pokud snížíme otáčky na hodnotu n_x klesne průtok na hodnotu Q_x na rozdíl od regulace škrcením klesne také dopravní výška čerpadla na hodnotu H_x . Otáčky čerpadla jsou ovládány pomocí frekvenčního měniče. Ten je pro malé výkony součástí motoru, pro velké motory je dodáván zvlášť.



Graf 11 Regulace otáčkami čerpadla

7.2.1 Frekvenční měnič

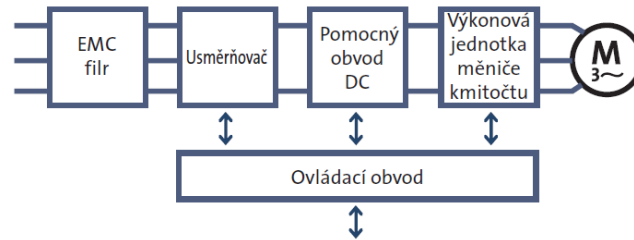
Frekvenční měnič (odborně nazývaný měnič kmitočtu nebo měnič frekvence) slouží k přeměně elektrického proudu s určitou frekvencí na elektrický proud s jinou frekvencí. Frekvenčním měničem použitým na asynchronním motoru lze plynule měnit otáčky motoru. Pro představu jsou na obr. 13 zobrazeny různé velikosti frekvenčních měničů. Jejich velikost závisí hlavně na elektrickém příkonu, proto se pro energetický průmysl používají frekvenční měniče velkých rozměrů (obr. 13 vzadu)



Obr. 13 Frekvenční měniče různých velikostí [14]

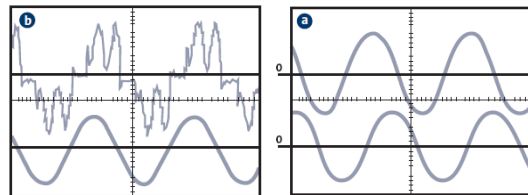
Obecně je frekvenční měnič tvořen pěti komponenty. Měnič kmitočtu především usměrňuje přiváděné napájecí napětí. Přivedená energie se předá do pomocného obvodu, v němž je k dispozici kondenzátor. Stejnoseměrné napětí (DC) se změní na nové střídavé napětí (AC) s jiným kmitočtem a jinou amplitudou. EMC filtr netvoří primární funkci měniče kmitočtu, jeho použití je z důvodů požadavků Evropské unie. EMC filtr zabraňuje přenos

nadměrného šumu od frekvenčního měniče zpět do elektrické sítě. Pro řízení měniče a komunikaci měniče s okolím je k dispozici ovládací obvod.



Obr. 14 Funkční bloky měniče kmitočtu

Jako poslední komponenta měniče kmitočtu je výkonová jednotka. Nejčastější princip, na kterém pracuje výkonová jednotka je PWM (Pulse Width Modulation). Výstupní proud a napětí z frekvenčního měniče je vidět na obr. 15a. Sám proud (dolní křivka) je téměř sinusový, nesinusový je však napětí (horní křivka).

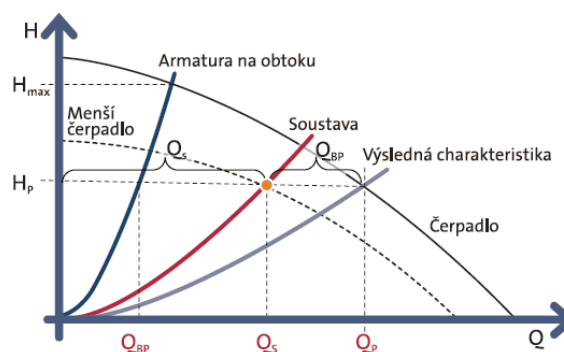
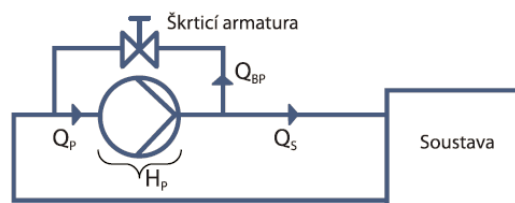


Obr. 15 Asynchronní motor a) s měničem kmitočtu b) bez měniče kmitočtu

Kromě regulace otáček motoru má použití frekvenčního měniče další výhody. Systém lze používat pro kmitočty 50 Hz i 60 Hz bez jakýchkoliv úprav. Výstupní kmitočet frekvenčního měniče není závislý na přivedeném kmitočtu. Měnič kmitočtu může produkovat výstupní kmitočet vyšší, než kolik činí kmitočet síťového napájecího napětí.

Nevýhodou použití měniče je, že se musí uvažovat špičkové hodnoty proudu (přibližně o 52%). Dále musí být na vyšší hodnoty proudu dimenzované kabely. Na motor působí vyšší napětíové špičky, je možné je odstranit instalací filtru.

7.3 Regulace obtokem



Obr. 16 Regulace obtokem

Regulační ventil je zapojen paralelně s čerpadlem. Ve srovnání se škrticí armaturou dosáhneme použitím obtokové armatury určitého minimálního průtoku čerpadla Q_{BP} nezávisle na charakteristice soustavy. Průtok Q_P je součet průtoku soustavou Q_S a průtoku armaturou na obtoku.

Kondenzátní čerpadla mají k dispozici minimální obtok zavedený do kondenzátoru. Minimální obtok se používá pouze při najíždění KČ, kde je regulační ventil na výtlaku čerpadel uzavřen a celý náběh čerpadel se provádí pomocí minimálního obtoku. Výhoda je chlazení hlavního kondenzátu, který se ohřeje třením o rotor čerpadla. Čerpadla se mohou provozovat s minimálním obtokem dlouhodobě. Pro běžnou regulaci průtoku se obtok nepoužívá.

8 Návrh kondenzátních čerpadel

8.1 Tlakové ztráty v potrubí, dopravní výška

Pro výpočet tlakových ztrát bylo nutné zadat parametry potrubních tras. Jednotlivé trasy byly rozepsány do řádků v Excelu a byla uvedena jejich potřebná data. Celý výpočet ztrát je proveden rovněž v Excelu v příloženém souboru Výpočty DP. V této kapitole je popsán postup výpočtu v jednotlivých krocích s popisem použitých vzorečků pro jednotlivé veličiny.

Trasy na výtlačku a na sání jsou dvě, protože jsou dvě kondenzátní čerpadla. Na společném výtlačku jsou připojeny další trasy různých sestříků. Tyto trasy byly vzhledem k jejich malým průtokům zanedbány. Vždy bude v provozu pouze jedno čerpadlo, proto se ze dvou tlakových ztrát na výtlačku a v sání vybere ta větší. Tlak u tras slouží pouze pro výpočet pomocných parametrů, byl předběžně odhadnut.

Trasa	Popis trasy / veličina	p [bar]	T [°C]	m [kg/s]	Di [mm]	L [m]	h [m]	ph [bar]	
LCA01	BR012	Sání KČ1	0,3	31	133,86	585	19,4	-2,55	-24901
LCA01	BR011	Sání KČ2	0,3	31	133,86	585	8,1	-1,68	-16405
LCA02	BR002	Výtlačk KČ	25	30	133,86	260,4	4,8	0	0
LCA02	BR001	Výtlačk KČ	25	30	133,86	260,4	2,4	0	0
LCA02	BR010	Společný výtlačk KČ	25	30	133,86	260,4	14	10,3	100708
LCA03	BR020	KKP vstup	25	32	133,86	260,4	13,6	9	87959
LCA03	BR030	KKP výstup	25	32	133,86	260,4	12,5	-9	-87959
LCA05	BR010	Hl. kond. za KKP	25	32	133,86	260,4	18,8	2	19546
LCE20	BR010	Mezi NTO1 a NTO2	25	48	133,86	260,4	9,3	0	0
LCA30	BR010	Mezi NTO2 a NTO3	25	72	133,86	260,4	9,3	0	0
LCA35	BR010	Mezi NTO3 a NTO4	25	95	133,86	305,7	4	0	0
LCA40	BR010	Mezi NTO3 a NTO4	25	95	151,05	305,7	2,8	0	0
LCA50	BR010	Mezi NTO4 a NTO5	25	117	151,05	305,7	6	0	0
LCA60	BR010	Mezi NTO5 a NN	25	142	151,05	305,7	49,2	20,8	188930

Tab. 13 Základní veličiny pro výpočet ztrát v potrubí

Rychlost v potrubí byla spočítána z hmotnostního průtoku dle rovnice (8-1). Plocha S byla spočítána dle vnitřního potrubí D_i .

$$w = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} \quad (8-1)$$

$$Re = \frac{w \cdot D_i}{\nu}$$

Další veličiny jako jsou λ , ζ , Δp jsou počítány dle kapitoly 6.6.1. Největší ztrátu třením v potrubí dosahuje poslední trasa do napájecí nádrže. Důvodem je její největší délka skoro 50 m. Naopak zanedbatelné ztráty způsobené třením jsou na sání čerpadla, protože je na sání čerpadla velmi nízká rychlost. Na sání čerpadla je pro správný provoz čerpadla nezbytné mít co nejmenší ztráty. Součet všech ztrát třením (kromě ztráty na sání KČ2 a výtlačku KČ2) činí 20 kPa.

Umístění veličina	trasy/ w [m/s]	ρ [kg/m ³]	v [m ² /s]	Re -	λ_t -	ζ -	Δp_t [Pa]
Sání KČ1	0,50	995	7,89E-07	4E+05	0.0141	0.467	58
Sání KČ2	0,50	995	7,89E-07	4E+05	0.0141	0.195	24
Výtlač KČ 1	2,52	997	7,98E-07	8E+05	0.0142	0.263	834
Výtlač KČ 2	2,52	997	7,98E-07	8E+05	0.0142	0.134	425
Společný výtlač KČ	2,52	997	7,98E-07	8E+05	0.0142	0.761	2413
KKP vstup	2,52	996	7,75E-07	8E+05	0.0141	0.738	2340
KKP výstup	2,52	996	7,75E-07	8E+05	0.0141	0.678	2150
Hl. kond. za KKP	2,52	996	7,75E-07	8E+05	0.0141	1.020	3234
NTO1 a NTO2	2,54	990	5,69E-07	1E+06	0.0138	0.494	1577
Mezi NTO2 a NTO3	2,57	978	4,03E-07	2E+06	0.0136	0.485	1567
Mezi NTO3 a NTO4	1,89	963	3,09E-07	2E+06	0.0131	0.171	295
Mezi NTO3 a NTO4	2,14	963	3,09E-07	2E+06	0.0130	0.119	262
Mezi NTO4 a NTO5	2,17	947	2,53E-07	3E+06	0.0129	0.253	566
Mezi NTO5 a NN	2,22	926	2,10E-07	3E+06	0.0128	2.063	4717

Tab. 14 Výpočet tlakové ztráty třením

Místní ztráty kolen a T-kusů jsou zadávány do tabulky v počtech kusů, ten je následně násoben ztrátovým součinitelem. Pro potrubí kondenzátu jsou všechna kolena standardně navržena s geometrií $R/D_h = 1,5$ s drsností povrchu $\varepsilon = 0,05$ mm. Na trase kondenzátu mezi NTO3 a NTO4 je v nepřímé větvi uveden počet 0,5. Důvodem je, že na této trase je přiveden booster. Zjištěná hodnota přípojky boosteru je $\zeta_T = 0,6$, proto byl do počtu zapsán počet 0,5, aby konečná hodnota součinitele ztrát byla 0,6.







Umístění veličina	trasy/ Počet kolen 90°	Kolena		ζ_K	T-kusy		ζ_T
		Počet kolen 45°	přímá větev		nepřímá větev		
Sání KČ1	6	0	1,11	1		0,04	
Sání KČ2	6	0	1,11			0	
Výtlač KČ 1	1	0	0,24	1		0,04	
Výtlač KČ 2	1	0	0,24		1	1,28	
Společný výtlač KČ	3	0	0,71			0	
KKP vstup	5	0	1,18	1		0,04	
KKP výstup	5	0	1,18	1		0,04	
Hl. kond. za KKP	6	0	1,41	3		0,12	
Mezi NTO2 a NTO3	7	0	1,64			0	
Mezi NTO3 a NTO4	4	2	1,36	2		0,08	
Mezi NTO3 a NTO4	0	0	0,00			0	
Mezi NTO4 a NTO5	0	0	0,00		0,5	0,64	
Mezi NTO5 a NN	4	2	1,26	2		0,08	
Mezi NTO2 a NTO3	6	6	2,48	1		0,04	

Tab. 15 Ztrátový součinitel kolen a T-kusů

Tab. 16 slouží pro zadání množství jednotlivých armatur. Jejich ztrátové součinitele jsou zadány dle kapitoly 6.6.2. Největší význam má clona. Pro výpočet clony je možné použít vztah (6-10). Ve vztahu je potřeba znát velikost vnitřního průměru clony, která však nebyla

zadána. Byla zadána přímo tlaková ztráta clony 26 kPa a následně z ní dle rovnice (6-3) byl vyjádřen ztrátový součinitel $\zeta = 8,2$.

Maximální tlaková ztráta je na trase kondenzátu do NN a na společném výtlaku. Tyto úseky jsou nejdelší a hlavně jsou na nich umístěny měřicí clony, které mají velký vliv na velikost ztrát. Součet celkových tlakových ztrát na straně kondenzátu v potrubí je 143 629 Pa (~ 1,4 bar).

Umístění Armatura	trasy/							ζ_{arm}	Celk. tlakové ztráty
Sání KČ1		1	1		1			4,74	791
Sání KČ2		1	1		1			4,74	753
Výtlak KČ 1				1	1			2,24	8809
Výtlak KČ 2				1	1			2,24	12330
Společný výtlak KČ							1	8,20	30638
KKP vstup					1			0,24	6953
KKP výstup					1			0,24	6764
Hl. kond. za KKP				1	1	1		5,64	25967
Mezi NTO2 a NTO3								0,00	6824
Mezi NTO3 a NTO4					2			0,48	7780
Mezi NTO3 a NTO4								0,00	336
Mezi NTO4 a NTO5								0,00	1673
Mezi NTO5 a NN					2			0,48	4642
Mezi NTO2 a NTO3				2	1		1	12,44	38930

Tab. 16 Počet armatur a celková tlaková ztráta jednotlivých tras

Výpočet zařízení byl proveden dle vzorce (6-13). Pro výpočet je potřeba zadat geometrické parametry zařízení, kde jsou nízkotlaké ohříváky a KKP podobné. Zadaný tlak slouží pouze pro výpočet hustoty, byl předběžně odhadnut. Pro výpočet třecích ztrát v teplosměnných trubkách KKP byla použita maximální povolená rychlost 2 m/s, výpočtem byl zjištěn maximální průtok KKP 70 kg/s. Zbýlý kondenzát proudí přes clonku, která je součástí KKP.

Zařízení/ veličina	p [bar]	T [°C]	m [kg/s]	počet trubek	n_{TAH} -	d_i [mm]	L [m]	D_{hrdla} [m]
KKP	25	30	70	223	1	14	3,89	0,34
NTO1	25	39,9	133,86	914	2	14	8,6	0,28
NTO2	25	60,05	133,86	914	2	14	10,2	0,28
NTO3	25	83,6	133,86	914	2	14	10,1	0,28
NTO4	25	106	151,05	1016	2	14	10,7	0,28
NTO5	25	129	151,05	1016	2	14	11,9	0,28

Tab. 17 Potřebné parametry pro výpočet ztrát v zařízeních

Pro výpočet součinitele třecích ztrát byla použita rovnice (6-14). Je možné výpočet součinitele ještě zpřesnit použitím rovnic, respektující různá Reynoldsova čísla. Pro návrh KČ postačí tento obecný vzorec. Součet všech tlakových ztrát v zařízeních je 380028Pa (~

3,8bar), což je dvakrát více než tlaková ztráta v potrubních trasách. Hrají tedy velkou roli při návrhu KČ.

Zařízení/ veličina	w_{hrdla} [m/s]	w_{trubky} [m/s]	ρ [kg/m ³]	v [m ² /s]	Re -	λ_{trubky} -	ζ_{trubek} -	$\Delta p_{zař}$ [bar]
KKP	1,55	2,05	997	8,0E-07	4E+04	0,023	6,4	18226
NTO1	2,19	1,92	993	6,6E-07	4E+04	0,023	14,3	65856
NTO2	2,21	1,93	984	4,7E-07	6E+04	0,022	15,9	72197
NTO3	2,24	1,96	971	3,5E-07	8E+04	0,021	14,8	69284
NTO4	2,57	2,02	955	2,8E-07	1E+05	0,020	15,0	74230
NTO5	2,62	2,06	937	2,3E-07	1E+05	0,019	16,2	80236

Tab. 18 Ztrátový součinitel zařízení

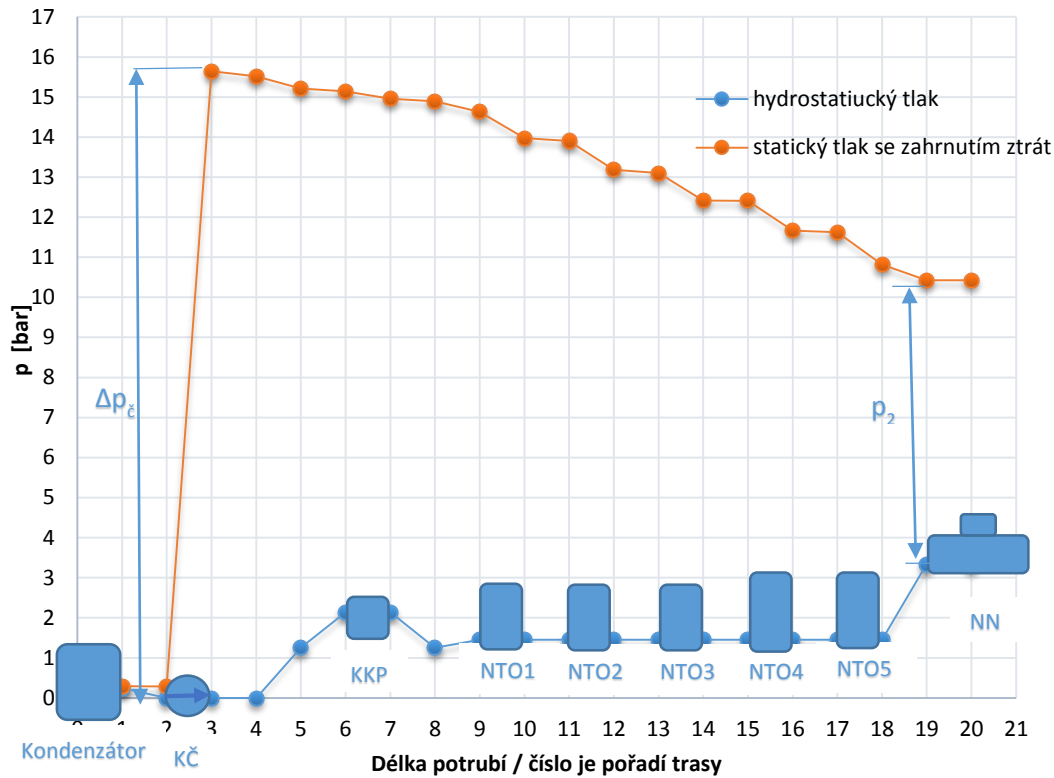
Nyní jsou vypočítány všechny potřebné ztráty pro výpočet tlaku Δp_{ϵ} , které jsou důležité pro návrh čerpadla. Výpočet byl proveden dle rovnice (6-2). Kromě ztrát bylo zapotřebí určit dynamické tlaky na sání a na vstupu do NN. Tlak v kondenzátoru a v NN je určen dle teploty na mezi sytosti kapaliny. Hydrostatický tlak na vstupu je určen hloubkou potrubí na sání. Pro přesnost by se měla výška uvažovat až k hladině v kondenzátoru. Minimální hladina v kondenzátoru činí 20 cm, lze jí zanedbat. Hydrostatický tlak do NN je vypočítán jako součet hydrostatických tlaků tras z výstupu KČ do NN.

Název	Veličina	Jednotky	Hodnota
Dynamický tlak na sání	$w_1^2 \cdot \rho_1 / 2$	Pa	125
Dynamický tlak do NN	$w_2^2 \cdot \rho_2 / 2$	Pa	2287
Statický tlak v kondenzátoru	p_1	Pa	4420
Statický tlak v NN	p_2	Pa	730000
Tlaková ztráta tras	$\sum \zeta_i \cdot \rho_i \cdot w_i^2 / 2$	Pa	143629
Tlaková ztráta zařízení	$\sum \Delta p_{zař}$	Pa	380028
Hydrostatický tlak v NN	p_{h2}	Pa	309185
Hydrostatický tlak v KO	p_{h1}	Pa	24901
Diference tlaku čerpadla	Δp_{ϵ}	Pa	1535684
Diference tlaku čerpadla	Δp_{ϵ}	bar	15
Dopravní výška	H	m	156

Tab. 19 Výpočet diference tlaku na čerpadle

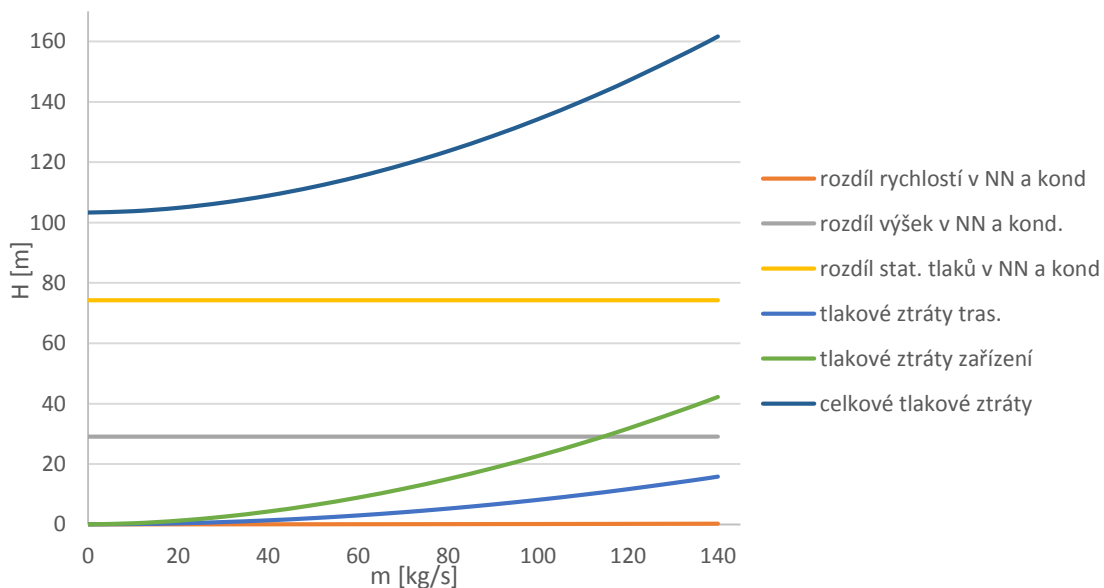
Tab. 19 ukazuje výpočet Δp_{ϵ} , který musí dodávat čerpadlo do trasy kondenzátu. V tabulce jsou vypsány všechny potřebné hodnoty pro výpočet celkového tlaku, který se rovná 15 barů. Je možné jej přepočítat na dopravní výšku ($H = 156$ m) dle rovnice (6-15).

Pro přehled byl vykreslen průběh hydrostatického a statického tlaku podél délky tras. V grafu 12 chybí průběh celkového tlaku tedy součet statického a dynamického tlaku. Dynamický tlak nabývá velmi nízkých hodnot a v grafu by při vykreslení splýval s křivkou statického tlaku. Na grafu je vidět, že diference tlaku na čerpadle musí být tak velká, aby pokryla velikost třecích ztrát, ztrát v zařízení a aby výsledný statický tlak v NN byl 7,3 bar.



Graf 12 Průběh tlaků podél potrubí

Další potřebný graf pro návrh čerpadla je graf závislosti dopravní výšky trasy na průtoku (graf 13). Na grafu jsou vykresleny dílčí tlaky z tab. 19. Statické tlaky ani výšky v napájecí nádrži a kondenzátoru nejsou závislé na průtoku a proto jsou konstantní. Rozdíl rychlostí se s průtokem výrazně snižuje, avšak už jeho počáteční hodnota je tak malá, že na grafu není vidět. Křivka ztrát tlaku v zařízení roste rychleji než ztráta v trase. Vliv ztlakové ztráty v zařízení je proto daleko větší. Z celkového součtu dílčích tlaků je poznat, že cyklus je otevřený, neboť celkový tlak je při nulovém průtoku přibližně 103 m.



Graf 13 Dopravní výška v průběhu průtoku

8.2 Poptávka čerpadla

Čerpadlo bylo poptáno u společnosti SIGMA GROUP a.s. Pro projekt se vždy poptávají čerpadla u více firem, z nichž se vybere ten nejvýhodnější. Pro účely diplomové práce stačila pouze jedna poptávka.

Konstrukce čerpadla	vertikální
Typ čerpadla	CJAV
Počet kusů čerpadel	2
Dopravní výška [m]	151
Dopravované množství [m³/hod.]	41
Teplota čerpané kapaliny	31
Druh čerpané kapaliny	kondenzát
Místo instalace (stát)	ČR

Tab. 20 Poptávka čerpadla

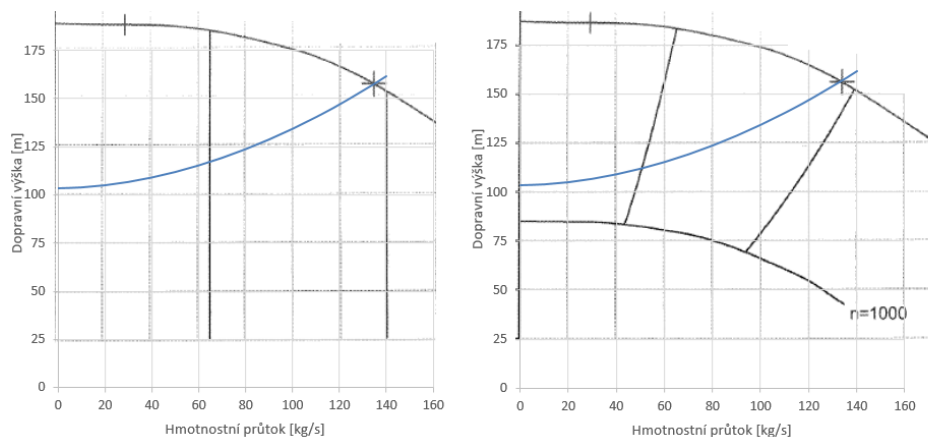
K základním informacím je nutné doplnit poptávku o další údaje:

- systém je uzavřený s tlakem v sání na mezi sytosti (4 kPa),
- na sání je minimální nátoková výška 2,5 m,
- čerpadlo je požadováno se sběrnou nádrží,
- kondenzát je technicky čistý a neaktivní,
- není požadován meziodběr

8.3 Nabídka čerpadel

Na základě poptávky čerpadla byla u společnosti Sigma Group a.s. vypracovaná nabídka čerpadla (příloha 2). Nabídka je pro dvě varianty čerpadel typu CJTV. První varianta je bez frekvenčního měniče a druhá je s frekvenčním měničem. V nabídce jsou základní data pro použití čerpadla a je přiložen výkres sestavení čerpadla. Data budou uplatněna v kapitole 9, kde se volí mezi regulací škrcením a regulací frekvenčním měničem.

Do grafů 14 byly dokresleny charakteristiky tras, obrázek nalevo je pro regulaci armaturou a obrázek napravo je pro regulaci s frekvenčním měničem. Horní křivka na obou diagramech je pro otáčky $n=1485$ stejná, jakožto i pracovní bod čerpadel. Křížek na levé straně grafu vyznačuje minimální pûtok, které čerpadla snesou.



Graf 14 Znárodnění charakteristiky čerpadla se ztrátami v trase. Vlevo bez FM, vpravo s FM.

9 Posouzení vhodnosti řízení kondenzátních čerpadel pomocí regulačního ventilu nebo frekvenčním měničem

Při regulaci KČ frekvenčním měničem jsou vyšší pořizovací náklady, avšak energetické náklady jsou s dobou provozu nižší. V této části diplomové práce byl proveden posudek, zda pro čerpání kondenzátu použít KČ s regulací frekvenčním měničem nebo škrcením. Následující výpočet byl udělán pro konkrétní případ zadání, lze jej rovněž aplikovat na libovolný typ čerpadla.

9.1 Fixní náklady

První tabulka obsahuje hodnoty, které jsou v nabídce čerpadel. Účinnosti motorů a FM byly od výrobce poskytnuty pouze jako orientační. V případě motoru bez FM se jedná o řízení napřímo v účinnostní třídě IE3 s 4/4 zátěží. V případě provozu motoru se spínáním FM je navržen motor v účinnostní třídě IE2 se zátěží 4/4.

Základní parametry			
Popis	Veličina	KČ bez FM	KČ s FM
Účinnost motoru	η_M	96,0%	95,7%
Účinnost FM	η_{FM}		98%
Cena KČ	Kč	3342000	3822000
Počet čerpadel (2 nebo 3)		2	2
Fixní náklady	FN	6 684 000 Kč	7 644 000 Kč
Cena jedné kWh	c_{kWh}	4,75	Kč/kWh
Počet hodin v měsíci	p_h	730,5	h

Tab. 21 Základní parametry dle nabídky čerpadel

Ve čtvrtém řádku se zadávají celkové pořizovací náklady pro danou variantu. Celkové náklady se spočítají jako součet čerpadla, motoru, upevnění čerpadla, přejímky čerpadla, (FM). Jak již bylo zmíněno dříve, počet čerpadel může být $2 \times 100\% N_{jm}$ nebo $3 \times 50\% N_{jm}$. To je zohledněno v dalším řádku. Fixní náklady dostaneme vynásobením ceny FM a počtu čerpadel.

9.2 Energetické náklady

Energetické náklady jsou přímo závislé na příkonu čerpadla. Příkon čerpadla s řízením FM je v některých případech výrazně menší, než s řízením bez FM. Z příkonu čerpadla pro jeden provoz je možné určit energetické náklady na měsíc (9-1).

$$En = p_{hod} \cdot c_{kWh} \cdot P_z \quad (9-1)$$

Kde je:

- En energetické náklady jednoho provozního stavu za měsíc
- p_{hod} průměrný počet hodin za měsíc
- c_{kWh} cena jedné kWh
- P_z příkon zařízení kWh

V průběhu roku se čerpadlo nachází ve velkém množství provozních režimů. Provozní režimy z jsou dány bilančními schémata. Celkové energetické náklady zařízení za rok jsou dány součtem energetických nákladů jednotlivých provozů.

$$E_c = \sum_{i=1}^z p_{m\acute{e}s\ i} \cdot E_{n_i} \quad (9-2)$$

Kde je:

E_c celkové energetické náklady za rok
 $p_{m\acute{e}s\ i}$ počet měsíců pro i-tý provozní režim
 E_{n_i} energetické náklady i-tého provozního režimu
 z počet provozních režimů

Poznámka:

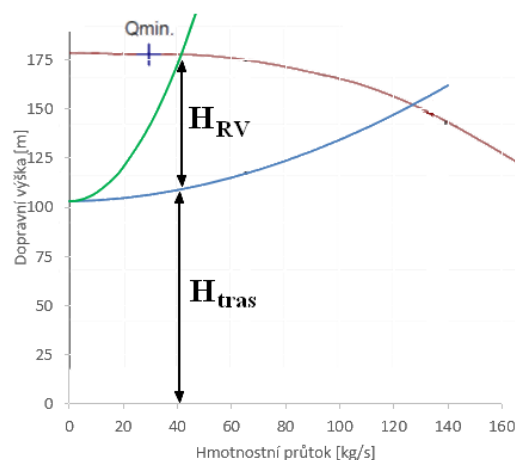
Protože se energetické náklady vztahují k jednomu roku, měl by se součet všech $p_{m\acute{e}s}$ v jednotlivých provozech rovnat 12 měsícům ($\sum_{i=1}^z p_{m\acute{e}s\ i} = 12$). Pokud je potřeba simulovat případ kdy čerpadlo nebude v provozu po celý rok, bude pravidelně každý rok odstávka čerpadla, pak se tyto měsíce ve výpočtu zanedbají $\sum_{i=1}^z p_{m\acute{e}s\ i} < 12$.

Energetické náklady jsou spotřeba energie čerpadla za rok. Energetické náklady při regulaci škrcením budou odlišné od energetických nákladů při regulaci frekvenčního měniče. Z pohledu investice do FM je důležitý rozdíl energetických nákladů ΔE viz (9-3). Jsou-li náklady $E_{c^{škrcení}} > E_{c^{FM}}$, pak $\Delta E > 0$. To znamená, že každý rok ušetří FM oproti regulaci škrcením v elektrické energii o ΔE .

$$\Delta E = E_{c^{škrcení}} - E_{c^{FM}} \quad (9-3)$$

9.2.1 Škrcení s vlivem na cenu

Jako příklad regulace škrcením je zde uvedeno škrcení pomocí regulačního ventilu pro provoz při minimálním průtoku kondenzátu 41 kg/s – zelená křivka. Tomuto průtoku odpovídá dopravní výška 188 m. Vzdálenost mezi zelenou a modrou křivkou vyjadřuje tlakovou energii, kterou maříme regulačním ventilem, proto příkon čerpadla je značný.



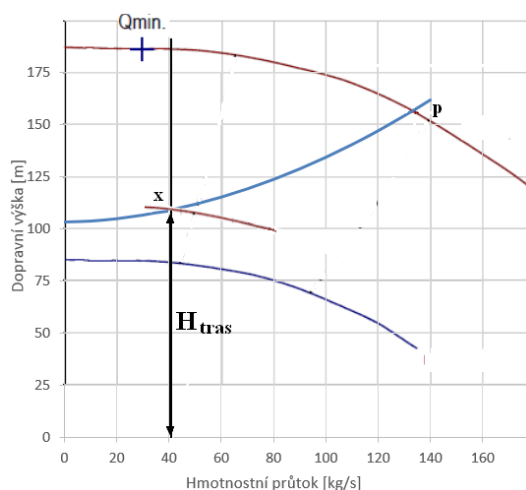
Graf 15 Ztráta dop. výšky škrcením

Příkon čerpadla pro 41 kg/s je možné odečíst přímo z nabídkového formuláře v příloze, kde je závislost příkonu čerpadla k hmotnostnímu průtoku. Graf je však ve velmi malém měřítku, zjištěná hodnota by nebyla přesná. Proto hodnota příkonu bude spočítána z výkonu

čerpádlu (6-17). Z nabídkového formuláře se pro průtok 41 kg/s určila účinnost čerpádlu a následně příkon čerpádlu dle (6-18).

9.2.2 Otáčková regulace pomocí FM

Příkon čerpádlu při regulaci FM je v pracovním bodě totožný s příkonem čerpádlu bez FM, protože mají v tomto místě stejnou účinnost čerpádlu. Značný rozdíl hodnoty příkonu nastane při změně průtoku čerpádlu. Graf 16 představuje příklad provozu KČ s průtokem 41 kg/s. Při tomto průtoku klesne tlaková ztráta trasy $H_{\text{tras}} = 10,7$ barů. Díky frekvenčnímu měniči se nastaví otáčky čerpádlu takové, aby pokryly H_{tras} při požadovaném průtoku 41 kg/s.



Graf 16 Dopravní výška s regulací FM

Následující rovnice aproximativně ukazují, jak změna otáček čerpádlu ovlivňuje výkon čerpádlu:

$$\frac{Q_p}{Q_x} = \frac{n_p}{n_x}; \frac{H_p}{H_x} = \left(\frac{n_p}{n_x}\right)^2; \frac{N_p}{N_x} = \left(\frac{n_p}{n_x}\right)^3 \quad (9-4)$$

$$\frac{P_p}{P_x} = \frac{N_p}{N_x} \cdot \frac{\eta_x}{\eta_p} \quad (9-5)$$

Pokud známe parametry v pracovním bodě lze dle prostředního vzorce (9-4) vyjádřit změněné otáčky v bodě x a ty pak použít dle pravého vztahu k určení výkonu čerpádlu v místě x. Příkon čerpádlu P_x vyjádříme z posledního vztahu (9-5).

9.2.3 Určení energetických nákladů poptaného čerpádlu

Jak již bylo zmíněno, pro výpočet energetických nákladů je nutné znát, v jakých bilančních režimech se čerpadlo nejčastěji provozuje a jak dlouho. Výpočet je proveden pro provoz v pracovním bodě a pro možné další tři provozní stavy, ve kterých se předpokládá dlouhodobý provoz čerpádlu během roku. Byly zadány tři provozní stavy v podobě postupně klesajícího průtoku. Dále se určila jejich doba, po kterou budou v provozu během jednoho roku. V ostatních letech se předpokládá stejný sled provozů.

Dále se zadává dopravní výška pro regulaci škrcením (bez FM), ta se odečte z charakteristiky čerpádlu. Pro regulaci s FM se do tabulky zadává velikost tlakové ztráty trasy. Z tlaků a měrných objemů se vypočítá výkon čerpádlu. Příkon čerpádlu je v případě regulace bez FM počítána vydělením výkonu čerpádlu jeho účinností. V případě regulace

s FM jsou poměrově spočítány otáčky čerpadla v daném provozu dle (9-4) a následně z nich dopočítán příkon čerpadla dle vztahu (9-5). Příkon P_z je příkon čerpadla vynásobený účinností motoru a účinností FM. Jako poslední vzorec je výpočet energetických nákladů, ten je vztažen k počtu měsíců jednotlivých provozů (9-1).

Veličina	Jednotka	Pracovní bod		Provoz 1		Provoz 2		Provoz 3	
Q	kg/s	133,86		100		88		41	
$p_{més}$		9		1		1		1	
ρ	kg/m ³	996		996		996		996	
v	m ³ /s	0,134		0,100		0,088		0,041	
		bez FM	s FM	bez FM	s FM	bez FM	s FM	bez FM	s FM
H	m	156,8		175		178		188	
Δp	bar	15,3	15,3	17,1	13,1	17,4	12,7	18,4	10,7
N	kW	205,8	205,6	171,6	131,5	153,6	112,2	75,6	44,0
η	-	0,785	0,7850	0,72	0,780	0,700	0,760	0,410	0,480
n	ot/min		1485		1374		1353		1242
P	kW	262,2	262	238,3	206	219,4	192	184,4	94
P_z	kW	273	280	248	220	229	205	192	100
E_c	tisíce Kč	8 529	8 730	861	764	793	710	666	347

Tab. 22 Výpočet celkových energetických nákladů pro jednotlivé provozny

Pro správný výpočet energetických nákladů je nutné správně doplnit potřebná data. Velmi záleží na pracovním bodě, díky němu se přepočítávají hodnoty příkonů pro regulaci s FM. Příkon pro regulaci bez FM je o 7 kW menší než příkon s řízením FM. Tento rozdíl je daný účinností frekvenčního měniče. To znamená, pokud by se čerpadlo provozovalo pouze v pracovním bodě, byl by FM nevýhodný. Rozdíl energetických nákladů ΔE by byl dokonce záporný. V provozních režimech 1 až 3 je již příkon zařízení s regulací FM vždy nižší nežli příkon s regulací bez FM, v tomto případě dochází k ušetření elektrické energie a tím energetických nákladů. Rozdíl energetických nákladů za rok při regulaci škrcením a při regulaci FM je v tab. 23.

Veličina	Hodnota
$E_{c}^{\text{škrcení}}$	10 850 045 Kč
E_{c}^{FM}	10 551 252 Kč
ΔE	298 792 Kč

Tab. 23 Energetické náklady za rok

9.3 Investiční rozhodování

V předchozí kapitole byla zjištěna roční úspora nákladů při použití frekvenčního měniče oproti regulaci škrcením. V následující kapitole bylo zjišťováno, jak se investice do frekvenčního měniče promítne do několika let provozu čerpadla.

9.3.1 Peněžní tok CF

Peněžní tok (Cash Flow) je jednoduše řečeno příjem nebo výdej peněžních prostředků. Peněžní tok v základním obecném tvaru je vyjádřen vztahem (9-6) a slouží k optimalizaci vynaložených investičních nákladů v průběhu životnosti FM. Slovně řečeno zisk je roven

rozdílu výnosů a nákladů. Všechny veličiny se vztahují k určitému časovému období nejčastěji k jednomu roku. Výnosy V jsou v případě investice FM nulové ($V = 0$ Kč), Výsledkem investice bude ušetření elektrické energie.

$$Z = V - N \quad (9-6)$$

Náklady jsou v tomto případě koupě frekvenčního měniče. Jedná se o jednorázovou investici a její hodnota se do projektu bude přenášet po částech (tzv. odpisy). Odpis je částka, která vyjadřuje opotřebení majetku za určité období. Důvod používání odpisu je rozložit pořizovací cenu majetku jako náklad do více období. Majetek je v našem případě frekvenční měnič, který má být odepsán během ekonomické doby životnosti resp. doby odpisování. Ta je stanovena zákonem o dani z příjmů.

Odpisová skupina	Doba odpisování	v prvním roce odpisování		v dalších letech odpisování	
		rovnoměrné odpisy	zrychlené odpisy	rovnoměrné odpisy	zrychlené odpisy
1	3 roky	20	3	40	4
2	5 let	11	5	22,25	6
3	10 let	5,5	10	10,5	11
4	20 let	2,15	20	5,15	21
5	30 let	1,4	30	3,4	31
6	50 let	1,02	50	2,02	51

Tab. 24 Rovnoměrné odpisování hmotného majetku upravuje § 31 a zrychlené odpisování hmotného majetku upravuje § 32 zákona č. 586/1992 Sb., o daních z příjmů, ve znění pozdějších předpisů.

Frekvenční měnič spadá do 3. odpisové skupiny, dle tab. 24. Doba odpisování je tedy 10. let, budou se uplatňovat rovnoměrné odpisy, proto roční úroková sazba v prvním roce $d_{1ROK} = 5,5\%$ v dalších letech odpisování $d_{2-10ROK} = 10,5\%$. Ze vztahů pod textem obdržíme velikost odpisu v prvním roce odpisování N_0^{1ROK} a velikost odpisu v 2. až 10. roku odpisování $N_0^{2-10ROK}$. N_i je cena nákupu frekvenčního měniče s montáží.

$$N_0^{1ROK} = d_{1ROK} \cdot N_i = 0,055 \cdot N_i \quad (9-7)$$

$$N_0^{2-10ROK} = d_{2-10ROK} \cdot N_i = 0,105 \cdot N_i \quad (9-8)$$

Zisk vyskytující se ve vztahu (9-6) je tedy rozdíl výnosů a nákladů, je vztažen k jednomu zdaňovacímu období (1 rok). Zisk je nezdaněný tzv. zisk před zdaněním, proto z něho musíme odvést sazbu daně z příjmu právnických osob, která má hodnotu $d = 19\%$. Po odečtení daně z příjmu, mluvíme o zisku jako o čistém zisku za jedno zdaňovací období.

Roční peněžní tok neboli Cash Flow lze pak stanovit na základě následujících rovnic členěných dle let:

$$CF_{0ROK} = V - N_i \quad (9-9)$$

$$CF_{1ROK} = \left[\left(1 - \frac{d}{100} \right) \cdot (V - \Delta E - N_0^{1ROK}) \right] + N_0^{1ROK} \quad (9-10)$$

$$CF_{2-10ROK} = \left[\left(1 - \frac{d}{100} \right) \cdot (V - \Delta E - N_0^{2-10ROK}) \right] + N_0^{2-10ROK} \quad (9-11)$$

kde je:

CF_{0ROK} peněžní tok při koupi FM,
 CF_{1ROK} peněžní tok na konci prvního roku,
 $CF_{2-10ROK}$ peněžní tok na konci 2. a 10. roku.

Peněžní tok byl pro poptávaný frekvenční měnič souhrnně zpracován v tab. 25. Investiční náklady jsou pro dva FM s příslušenstvím. To je důvod proč je hodnota peněžního toku v čase $t = 0$ ($CF_{0.ROK}$) tedy při koupi FM záporná. Na konci prvního a následujících let je již peněžní tok kladný, z toho vyplývá roční zisk vzniklý ušetřením elektrické energie použitím FM.

Cash-Flow - CF		
Investiční náklady (cena FM+montáž)	N_i	960 000 Kč
Roční odpisová sazba 1.rok	$d_{1.ROK}$	5,5%
Roční odpisová sazba 2.-10. rok	$d_{2-10.ROK}$	10,5%
Hodnota odpisu v 1. roce	$N_0^{1.ROK}$	52 800 Kč
Hodnota odpisu v 2.-10. roce	$N_0^{2-10.ROK}$	100 800 Kč
Rozdíl energetických nákladů za rok	ΔE	- 298 792 Kč
Sazba daně z příjmů práv. osob	d	19%
Cash-Flow na počátku	$CF_{0.ROK}$	- 960 000 Kč
Cash-Flow na konci 1. roku	$CF_{1.ROK}$	252 054 Kč
Cash-Flow na konci 2.-10. roku	$CF_{2-10.ROK}$	261 174 Kč

Tab. 25 Výpočet peněžního toku

9.3.2 Čistá současná hodnota NPV

Čistá současná hodnota (Net Present Value - NPV) peněžních toků je jedna ze dvou základních kritérií pro hodnocení efektivnosti investice. Vztah je tvořen sumou Diskotance Cash Flow (DCF) od času $t = 0$ po dobu odpisování 10 let. Ve vztahu se dále objevuje výnosové procento p požadovaná investorem v rámci investic se srovnatelnými parametry.

$$NPV = \sum_{t=0}^{10} DCF = \sum_{j=1}^{10} \frac{CF}{(1+p)^t} \quad (9-12)$$

Pro usnadnění je NPV rozdělena do tří kategorií jako CF. Součet jednotlivých NPV dělených dle času sdělí přímo, zda je dobré investovat či nikoli:

$$NPV_{t=0} = \sum_{t=0} \frac{CF_{0ROK}}{(1+p)^0} \quad (9-13)$$

$$NPV_{t=1} = \sum_{t=1} \frac{CF_{1ROK}}{(1+p)^1} \quad (9-14)$$

$$NPV_{t=2-10} = \sum_{t=1}^K \frac{CF_{2-10ROK}}{(1+p)^0} \quad (9-15)$$

$$NPV = NPV_{t=0} + NPV_{t=1} + NPV_{t=2-10} \quad (9-16)$$

pravidlo čisté současné hodnoty:

- je-li $NPV > 0$, pak investuj,
- je-li $NPV < 0$, pak neinvestuj,
- je-li $NPV = 0$, pak nelze dle tohoto pravidla rozhodnout.

Dále platí: Čím je větší hodnota NPV, tím bude investice výhodnější.

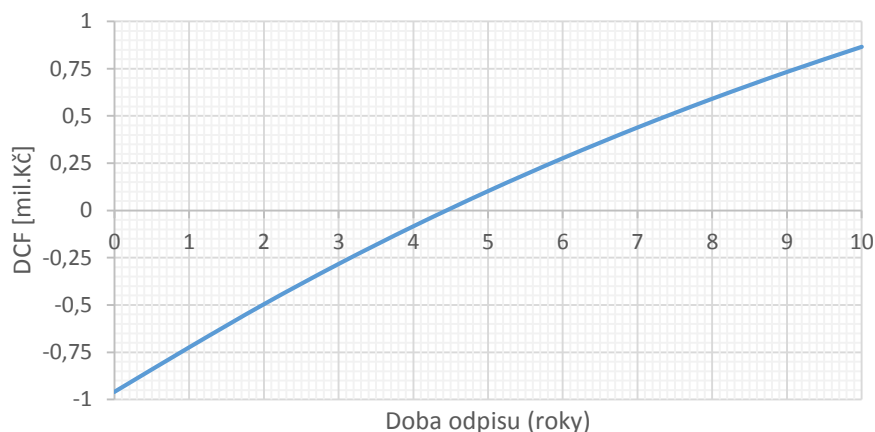
Tabulkově lze vidět jednotlivé hodnoty NPV. Při koupi FM je hodnota záporná, pak je již pouze kladná. Jejich součet je kladný, proto dle kritéria NPV se koupě FM vyplatí.

Net Present Value - NPV		
Úroková míra	p	7%
Aktualizovaný zisk na počátku (t=0)	$NPV_{0,ROK}$	-960 000 Kč
Aktualizovaný zisk na konci 1. roku	$NPV_{1,ROK}$	235 564 Kč
Aktualizovaný zisk na konci 2.-10. roku	$NPV_{2-10,ROK}$	1 590 288 Kč
Čistá současná hodnota	NPV	865 853 Kč

Tab. 26 Výpočet čisté současné hodnoty

Pro lepší názornost jsou vykresleny hodnoty Diskontovaného Cash Flow v průběhu doby odpisování (10 let). V čase $t = 0$ je hodnota rovna nákupu FM, s časem se začnou náklady na investici postupně splácet díky ušetřených energetických nákladů. Přibližně za 4,5 let od nákupu FM se náklady čerpadla vyrovnají se ziskem ušetřených energetických nákladů. Od 4,5 let začne výnos ušetřené energie. Po deseti letech je vidět celková ušetřená částka za energii čerpadla, která je rovna hodnotě $NPV = 866$ tisíc Kč.

Veličina	Jednotka	Pracovní bod	Provoz 1	Provoz 2	Provoz 3
Q	kg/s	133,86	100	88	41
$p_{m\acute{e}s}$	-	9	1	1	1



Obr. 17 Diskontované Cash Flow v průběhu doby odpisu čerpadla

9.3.3 Vnitřní výnosové procento IRR

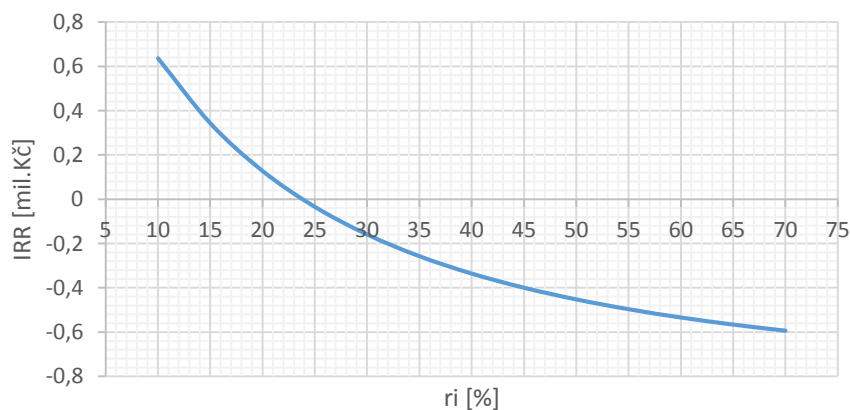
Druhým ze dvou základních kritérií souvisejících s ekonomickou efektivností v energetice je vnitřní výnosové procento (Internal Rate of Return). IRR je takové výnosové procento, při kterém není posouzena investiční varianta ztrátová ani zisková. Při této úrokové míře vycházíme ze vztahu (9-12), předpokládáme $NPV = 0$ a $p_i = IRR$.

$$NPV = \sum_{t=1}^K \frac{CF}{(1 + p_i)^t} = 0 \quad (9-17)$$

Investice je ekonomicky efektivní platí-li:

$$p_i > p. \quad (9-18)$$

Pro případ nabídnutých čerpadel byla zvolena úroková míra $p = 7\%$. Vnitřní úroková míra je vykreslena pro rozsah hodnot p_i od 5% do 75% (graf 17). V místě kde křivka protne nulovou svislou osu, je vnitřní úroková míra $p_i = 23\%$. Lze prohlásit, že i dle IRR je koupě frekvenčního měniče ekonomicky výhodná.



Graf 17 Zjištění vnitřního výnosového procenta pro $NPV=0$

9.4 Změna parametrů kondenzátního čerpadla

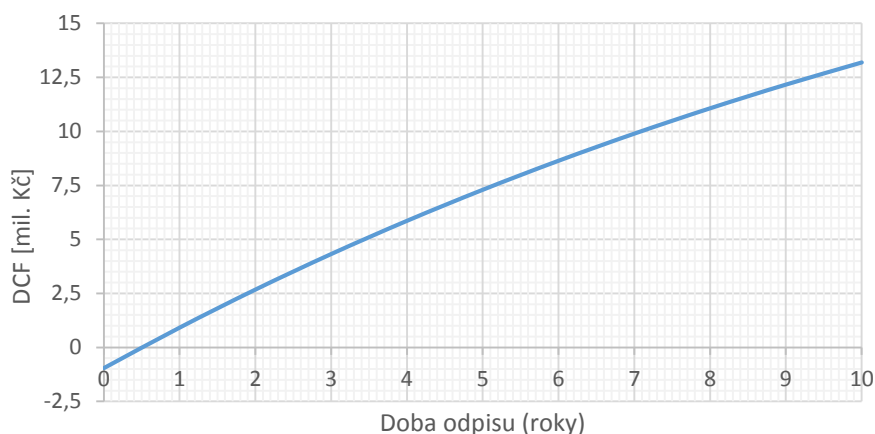
V předchozí kapitole byl výpočet proveden pouze pro jeden případ zadání. Byl uvažován provoz na jmenovitém výkonu po dobu 9 měsíců. Ostatní pobožky byly v chodu jeden měsíc v roce. Ostatní provozování mohly být případ v zimním provozu elektrárny. Na bilančním schématu jsou nakresleny OTV, které zřejmě slouží pro vytápění domácností. Pro každý měsíc bylo potřeba jiná dodávka tepla. Nyní je ukázáno, jaký má vliv změna parametrů na ekonomickou výhodnost FM.

9.4.1 Zimní a letní režim

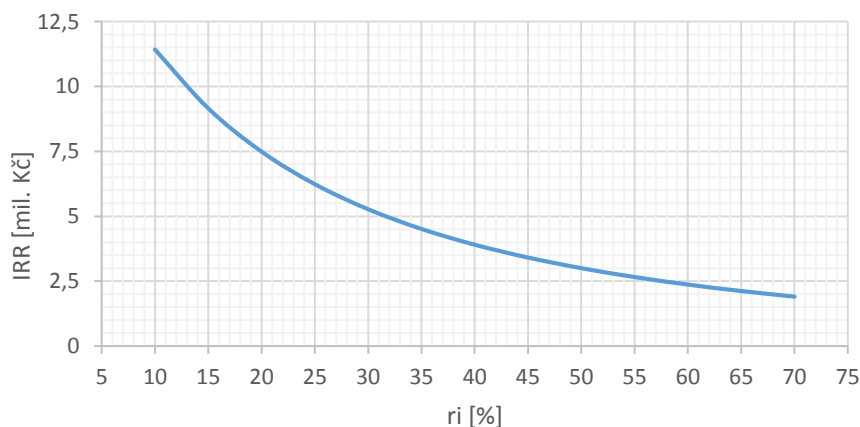
Zde byl uvažován letní provoz, při kterém turbína běží na 100% N_{jm} , zimní provoz je v době vytápění. Dle normy [3] je topná sezóna na území České republiky od 1. 9. do 31. 5. Pro zimní provoz byl předpokládán provoz na 30% N_{jm} (41 kg/s) s dobou provozu 8 měsíců.

Veličina	Jednotka	Pracovní bod	Provoz 1	Provoz 2	Provoz 3
Q	kg/s	133,86	100	88	41
$p_{m\acute{e}s}$		4	0	0	8

Při takto definovaných vstupech je NPV = 13,2 milionů Kč. Nakoupené FM se tedy za dobu odpisování splatí 13 krát. Cena FM se z vykresleného DCF splatí za přibližně půl roku. Použití FM je z hlediska metody NPV velice výhodné.



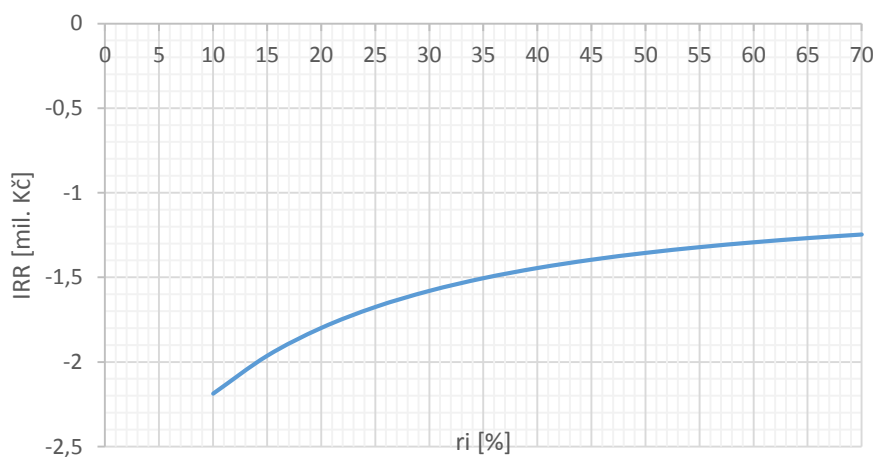
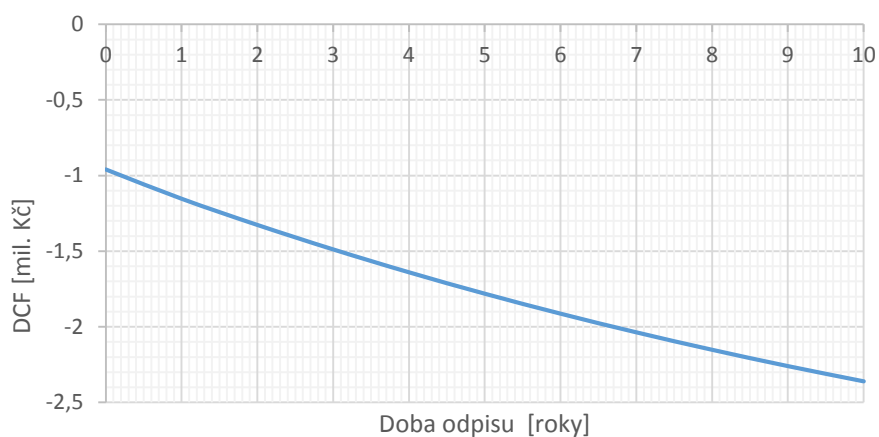
Při vykreslení r_i v rozsahu od 10% do 70% se křivka neprotne s nulovou. Funkce je však klesající, protože se v hodnotě $r_i > 70\%$. Dle kritéria IRR je použití FM velmi výhodné.



9.4.2 Provoz na 100% N_{jm}

Poslední provozní stav bloku je při provozu po celý rok na jmenovitém výkonu. Na počátku investice v čase $t = 0$ je pouze nákup FM. S uplynulými lety křivka Diskontovaného Cash Flow klesá. Pokles křivky je daný účinností FM, která má za následek vyšší příkon při regulaci frekvenčním měničem. Hodnota NPV = -2,4mil.KČ. NPV je menší než nula, křivka DCF je klesající a vykreslené IRR zřejmě nikdy neprotne s nulovou vodorovnou osou, nejspíše se limitně blíží k hodnotě 1 milionu. Všechny ukazatele výhodnosti jsou záporné. FM při provozu pouze na jmenovitém výkonu je nevýhodný.

Veličina	Jednotka	Pracovní bod	Provoz 1	Provoz 2	Provoz 3
Q	kg/s	133,86	100	88	41
$p_{m\acute{e}s}$		12	0	0	0



10 Obecné použití frekvenčního měniče

V předchozí kapitole byla výhodnost FM pouze pro jedno konkrétní čerpadlo. Z hlediska volby frekvenčního měniče pro jakýkoliv typ čerpadla je důležité zjistit, jak závisí příkon čerpadla na ušetřené ceně energie za rok. A následně jak se příkon čerpadla promítne do celkové hodnoty NPV.

10.1 Zadané parametry

Základní parametry jsou podobné jako při výpočtu FM pro jedno čerpadlo. Účinnost FM klesá při použití měničů malých výkonů (do 1 kW), v případě čerpadel pro KČ se používají jen FM velkých výkonů. Ve výpočtu byly zohledněny čerpadla s minimálním příkonem měniče kmitočtu 18 kW. Pro jednodušší posouzení se výhodnost FM prováděla pouze pro dva provoz, pro jmenovitý provoz a pro 90% Q_{jm} . Provoz při 90% Q_{jm} byl zvolen z důvodů možnosti zanedbání účinností čerpadel. Při provozu blízcím se k 100% Q_{jm} je účinnost čerpadla se škrťací regulací téměř stejná jako s regulací FM.

Základní parametry			
Popis	Veličina	KČ bez FM	KČ s FM
Účinnost FM	η_{FM}		98%
Počet čerpadel (2 nebo 3)		2	2
Cena jedné kWh [Kč/kWh]	C_{kWh}	4,75	
Počet hodin v průměrném měsíci [h]	ρ_{hod}	730,5	

Tab. 27 Zadáání pro posouzení vhodnosti FM obecně

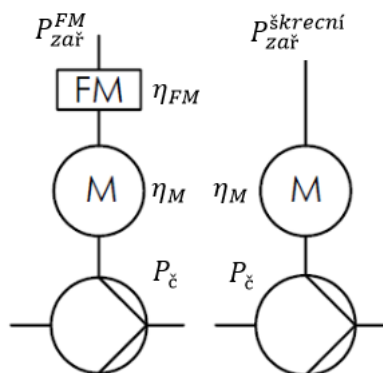
10.2 Výpočet energetických nákladů E_c pro obecná čerpadla

Jako první krok je určení příkonu zařízení při řízení čerpadla regulačním ventilem nebo frekvenčním měničem. Pro potřeby výpočtu byly zjištěny ceny frekvenčních měničů od příkonů 18 kW po příkon 375 kW ($P_{zař}^{FM}$). Vynásobením $P_{zař}^{FM}$ účinností motoru a frekvenčního měniče byl zjištěn příkon čerpadla $P_{\check{c}}$. Účinnost motorů jednotlivých příkonů byla zvolena pro 4 – pólové motory s účinností třídou IE2. Příkon čerpadla je také maximální příkon, který frekvenční měnič dokáže vyvinout. K zjištěnému příkonu čerpadla jsou vztaheny grafy, viz níže. Pro výpočet energetických nákladů nebyl příkon čerpadla jinak potřebný.

$$P_{\check{c}} = P_{zař}^{FM} \cdot \eta_{FM} \cdot \eta_M \quad (10-1)$$

Příkon čerpadla $P_{\check{c}}$ je uvažován stejný při regulaci škrćením i pomocí FM, proto lze z příkonu čerpadla vyjádřit příkon zařízení při regulaci škrćením $P_{zař}^{škrćení}$.

$$P_{zař}^{škrćení} = \frac{P_{\check{c}}}{\eta_M} = P_{zař}^{FM} \cdot \eta_{FM} \quad (10-2)$$



Obr. 18 Určení příkonů zařízení

Výpočet příkonu pro 90%Q_{jm} je pro regulaci FM vyjádřen z rovnice (6-9). Místo příkonů čerpadla byl vypočítán rovnou příkon zařízení. Příkon zařízení při regulaci škrčením byl určen z odměření skutečných příkonů kondenzátních čerpadel. Z naměřených hodnot byla zjištěna lineární křivka závislosti podílů příkonu pro 90%Q_{jm} a 100%Q_{jm}.

$$P_x^{FM} = \left(\frac{Q_x}{Q_\zeta}\right)^3 \cdot P_{zař}^{FM} = 0,9^3 \cdot P_{zař}^{FM} \quad (10-3)$$

$$\frac{P_x^{\text{škrzení}}}{P_{zař}^{\text{škrzení}}} = 0,922 + 1,12 \cdot 10^{-4} \cdot P_{zař}^{\text{škrzení}} \quad (10-4)$$

Kde je:

$P_{zař}^{FM}$ příkon zařízení při regulaci frekvenčním měničem [kW]

$P_{zař}^{\text{škrzení}}$ příkon zařízení při regulaci škrčením [kW]

P_x^{FM} příkon zařízení při regulaci frekvenčním měničem za změněného průtoku čerpadla [kW]

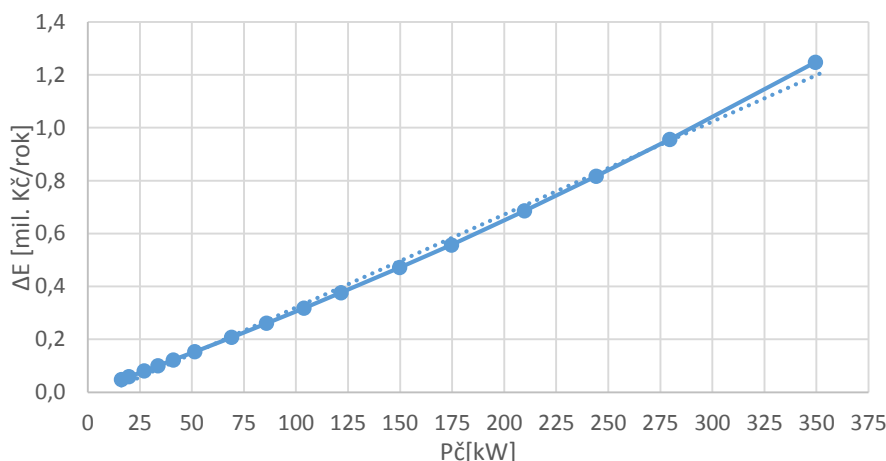
$P_x^{\text{škrzení}}$ příkon zařízení při regulaci škrčením za změněného průtoku čerpadla [kW].

			Jmen. provoz		Provoz 90%Q _{jm}	
Doba provozu [měsíce]			6		5	
Náklady FM	Pč	η _M	P _{zař} ^{FM}	P _{zař} ^{škrzení}	P _x ^{FM}	P _x ^{škrzení}
Kč	kW	%	kW	kW	kW	kW
32900	16	91,5	18	17,6	13,1	16,3
34300	20	91,6	22	21,6	16,0	19,9
47400	27	92,3	30	29,4	21,9	27,2
50400	34	92,7	37	36,3	27,0	33,6
57500	41	93,1	45	44,1	32,8	40,9
70500	51	93,5	56	54,9	40,8	51,0
90400	69	94	75	73,5	54,7	68,4
116000	86	94,2	93	91,1	67,8	85,0
119600	104	94,5	112	109,8	81,6	102,6
145400	122	94,7	131	128,4	95,5	120,3
193300	150	94,9	161	157,8	117,4	148,4
214000	175	95,3	187	183,3	136,3	172,9
249500	210	95,1	225	220,5	164,0	208,9

342100	244	95,1	262	256,8	191,0	244,3
379500	280	95,1	300	294,0	218,7	281,0
470400	349	95,1	375	367,5	273,4	354,3

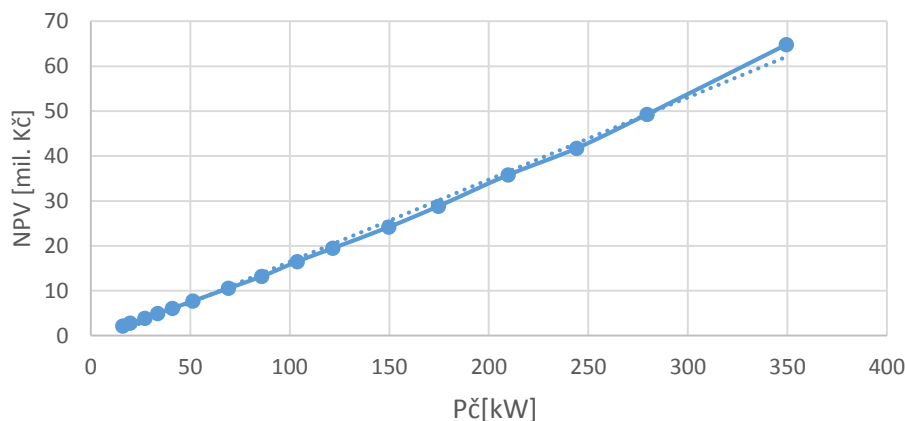
Tab. 28 Porovnání příkonů čerpadel různých velikostí

Tab. 28 demonstruje rozdílné příkony pro jmenovitý provoz a při 90% Q_{jm} . Ceny FM jsou od firmy KONZULT PRAHA s.r.o pod názvem TECO [8]. Ceny jsou zde uváděny bez DPH a vážou se k příkonům P_{zaf}^{FM} pro jmenovitý výkon. Z příkonů zařízení jednotlivých regulací se určily energetické náklady E_c dle vztahu (9-1). Pro ekonomické posouzení je důležitý rozdíl energetických nákladů ΔE ušetřené za jeden rok při použití frekvenčního měniče pro regulaci KČ (graf 18). Vyznačené body na křivce jsou počítané příkony čerpadel (P_c dle tab. 28). Při malých výkonech byl počet čerpadel velký, avšak u velkých čerpadel nebyl jejich počet značný, proto u velkých příkonů není výpočet moc přesný. Do grafu je přidána spojnice trendu. Většina bodů prochází přímo spojnicí trendu nebo mají velmi malou odchylku. Proto lze růst ΔE považovat za téměř lineární. S rostoucím příkonem čerpadla se současně zvyšuje i ušetřená cena energie za jeden rok. Při větším příkonu čerpadla by se mělo dbát na vhodnou volbu FM, ušetřená cena je několikanásobně větší než při regulaci čerpadel malých výkonů.

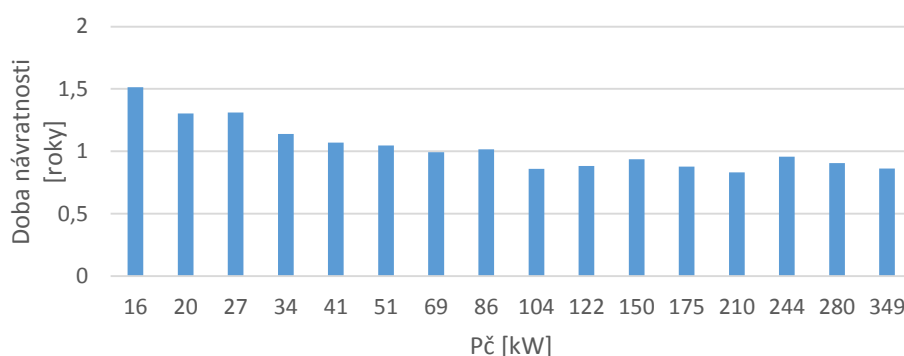


Graf 18 Ušetřená cena elektrické energie za rok

Při posouzení vhodnosti FM je nutné uvažovat náklady FM s příslušenstvím a posoudit jejich výhodnost po dobu odpisu tzn. 10 let. Pro tento účel byla použita teorie z kapitoly 9.3. Jako první se vypočítal peněžní tok, následovalo diskontované cash flow. Jako poslední se vypočítala celková hodnota NPV. Hodnota NPV znamená, kolik se ušetří celkem peněz za elektrickou energii po deseti letech používáním frekvenčního měniče (graf 19). Křivka NPV je přibližně lineární. Minimální hodnota NVP pro 18kW FM je 2,2 milionů Kč, proto se FM při zadaných parametrech vyplatí i pro malé příkony čerpadel. S rostoucím příkonem je ušetřená částka mnohonásobně větší. Jako poslední zjišťovaný parametr byla doba návratnosti (graf 20). Doba návratnosti ceny FM byla vypočítána pro jednotlivé roky. Linearizací funkce byla zjištěná přesná hodnota doby návratnosti respektive bod kde je $DCF = 0$. Doba návratnosti se s rostoucím příkonem čerpadla mírně snižuje, avšak i pro minimální příkon čerpadla (16kW) je doba návratnosti 1,5 roku.



Graf 19 Čistá současná hodnota



Graf 20 Doba návratnosti nákladů FM. (DCF=0)

V závěru kapitoly lze rozhodnout o výhodnosti FM. Volba frekvenčního měniče není přímo závislá na velikosti čerpadla. S rostoucím příkonem sice rozdíl energii mezi regulací FM a regulací škrcení (ΔE) roste, ale zároveň rostou náklady FM. Proto je FM výhodný jak u malých čerpadel s příkonem 16 kW tak u velikých čerpadel s příkonem 350 kW. O výhodnosti FM nejvíce rozhoduje v jakých provozech a jak dlouho bude čerpadlo provozováno. Pro tento závěr byla udělána tabulka (tab. 29), sloužící pro rychlé rozhodnutí o způsobu regulace čerpadla. Tabulka primárně slouží k rozhodnutí o regulaci kondenzátních čerpadel, může se však aplikovat na jiná čerpadla velkých výkonů ($P_c \geq 16 \text{ kW}$).

Rozhodovací tabulka o výhodnosti FM	Doba provozu [měsíce]	Koupě FM
1. Budou-li KČ v provozu při $< 90\%N_{\max}$	10 až 12	ANO
2. Budou-li KČ v provozu při $> 90\%N_{\max}$	10 až 12	NE
3. Budou-li KČ v provozu při $> 90\%N_{\max} = 5$ měsíců a při $< 90\%N_{\max} = 5 - 7$ měsíců	-	ANO
4. Bude-li rozložení provozů jiné než předchozí nutno ověřit výhodnost výpočtem	-	dle kap. 9

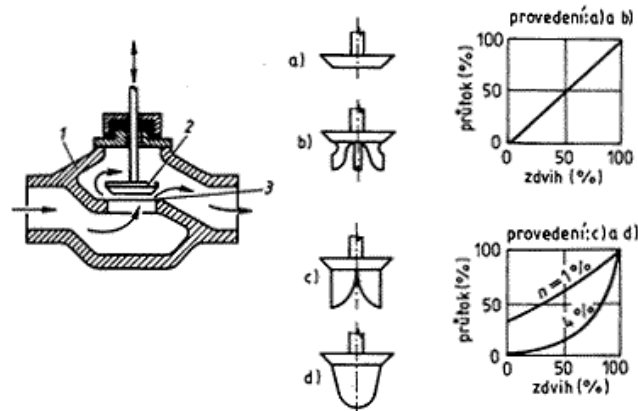
Tab. 29 Volba frekvenčního měniče

Rozhodovací tabulka se skládá ze čtyř bodů. První dva jsou pro pouze jeden typ provozu, ve kterém se čerpadlo bude provozovat celý rok. N_{jm} je výkon odpovídající průniku charakteristiky čerpadla a křivky tlakových ztrát. V případě provozu $< 90\%N_{jm}$ je doba návratnosti FM přibližně půl roku, proto je jeho použití zaručeně výhodné. Druhé pravidlo je provoz $> 90\%N_{jm}$, zde by bylo možné uvažovat o koupi FM při provozu okolo $90\%N_{jm}$, která

by se musela řešit individuálně. Pro rychlé rozhodnutí je však tato oblast provozu pro FM nevýhodná. Třetí pravidlo je kombinací dvou provozů s rozdílnými výkony čerpadla. Tento případ byl podrobně řešen v této kapitole výše. Bylo zjištěno, že se investice FM vyplatí a maximální doba návratnosti je FM 1,5 roku. Pokud je kombinace provozů a jejich doba provozů jiná, než v předchozích případech je nutné provést podrobnější posouzení dle kap. 9. Při rozhodování regulace KČ nebyla brána v úvahu poruchovost FM, nebo jeho možné rozbití. V případě, že by se FM porouchal za dobu kratší, než dobu odpisu (10 let), mohlo by to ohrozit jeho výhodnost použití. Proto je vhodné mít zpětnou vazbu s již vystavenými projekty, které mají KČ s FM a sledovat jejich stav po dobu provozu.

11 Vzorový výpočet regulačního ventilu hlavního kondenzátu

Regulační armatury slouží k regulaci průtoku. Mohou být ovládány dálkové nebo manuálně. Některé regulační armatury mohou současně plnit funkci uzavíracích armatur. V případě regulační armatury, která reguluje průtok hlavního kondenzátu, se používá regulační ventil s elektrickým pohonem.



Obr. 19 Vliv tvaru kuželky na charakteristiku ventilu

Nemají-li kondenzátní čerpadla frekvenční měnič, pak řízení průtoku na trase hlavního kondenzátu se provádí právě regulačním ventilem. V případě řízení KČ pomocí frekvenčního měniče bývá někdy také použit regulační ventil z důvodů dosažení požadovaného tlaku pro vstříky. Pro návrh regulačního ventilu je potřeba určit jeho základní vlastnosti, které jsou dány především vlastní konstrukcí daného ventilu a jejího škrticího systému. Dále vlastnostmi ovládacího pohonu.

11.1 Základní pojmy

11.1.1 Jmenovitá světlost DN

DN regulačních ventilů udává přibližnou jmenovitou (nominální) světlost vnitřního vstupního a výstupního hrdla v milimetrech. V kap. 5.2 je počítána jmenovitá světlost tras. Pro regulační ventil se používá stejná nebo menší jmenovitá světlost trasy, na které je ventil usazen. Menší DN se používá z hlediska levnější ceny ventilu, lze tento způsob použít pouze v některých případech ze závislosti na maximální rychlosti média ve ventilu.

11.1.2 Jmenovitý tlak PN

PN - jmenovitý tlak (tlakový stupeň) udává tlakovou třídu armatury. Ve většině případů se uvažuje maximální pracovní přetlak armatury v barech. Vždy je nutné zkontrolovat hodnotu dovoleného pracovního přetlaku. U regulačních ventilů hlavního kondenzátu je maximální přetlak dán charakteristikou čerpadel v závěrném bodě.

11.1.3 Maximální pracovní teplota T_{max}

Maximální pracovní teplota určuje výrobcem stanovenou maximální pracovní teplotu média, při které může být armatura provozována. Tato teplota souvisí nejen s výše uvedeným PN, ale bývá zpravidla omezena i dalšími součástmi, zejména typem ucpávky a v poslední době u levnějších aplikací hlavně použitým pohonem armatury. [4]

11.1.4 Průtokový součinitel k_v

Průtokový součinitel k_v vyčísluje vztah mezi nastavením ventilu (zdvih, úhel natočení) a protékajícím množstvím média. Představuje tak jmenovitý průtok armaturou v m^3/h při zdvihu h armatury a tlakové ztrátě $\Delta p_0 = 100 \text{ kPa} = 1 \text{ bar}$.

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_v}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_0}} \quad (11-1)$$

Vztah lze odvodit s porovnáním dvou provozů ventilu. Jako první je provoz ventilu při tlakové ztrátě $\Delta p_0 = 1 \text{ bar}$ a hustotě kondenzátu při teplotě 15°C (ρ_0), pak při tomto provozu bude protékat množství k_{vs} . Jako druhý provozní stav je při tlakové ztrátě na ventilu Δp_v , hustotě kondenzátu ρ_v a průtoku kondenzátu \dot{V} . Hodnota k_{vs} je tedy přepočítaný průtok při přesně daných parametrech.

Pro vodu (kondenzát) lze zanedbat hustotu, pak se vztah zjednoduší:

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_v}} \quad (11-2)$$

Existuje vazba mezi průtokovým součinitelem a místním ztrátovým součinitelem ventilu:

$$k_v = 0,05 \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{\zeta}} \quad (11-3)$$

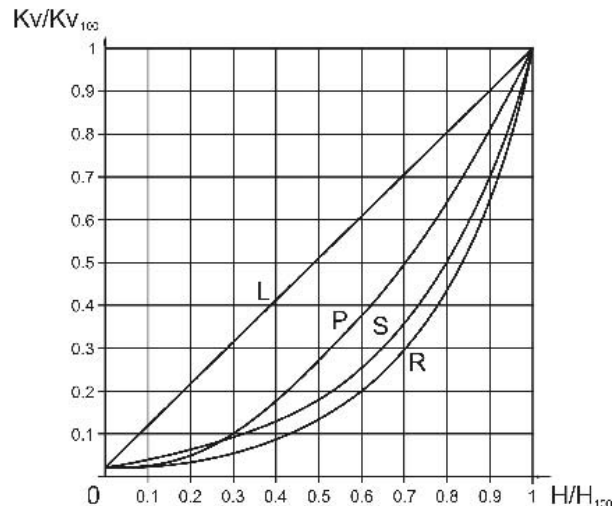
Další parametr určující velikost ventilu je hodnota k_{vs} . Průtokový součinitel k_{vs} vyčísluje množství, které proteče plně otevřeným ventilem (při 100% zdvihu h_{100}). k_{vs} je dána výrobcem ventilu.

$$k_{vs} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{vs}}} \quad (11-4)$$

11.1.5 Průtočná charakteristika

Průtočná charakteristika udává funkční závislost okamžitého průtokového součinitele na poloze uzávěru regulační armatury. Jinak řečeno to znamená, že např. při lineární průtočné charakteristice lze při jinak neměnných podmínkách (především tlakové poměry, vlastnosti média) lze očekávat lineární závislost mezi průtokem média a zdvihem regulačního ventilu.

Běžně se vyrábějí ventily s průtočnou charakteristikou lineární a rovno procentní. [4]



Graf 21 Průtočné charakteristiky regulačního ventilu

Velmi zásadní je volba průtočné charakteristiky ventilu. Jsou zde uvedeny funkce jednotlivých charakteristik regulačních ventilů. Charakteristiky se vyjadřují pomocí poměrného průtokového součinitele Φ při zdvihu h a poměrného průtokového součinitele Φ_0 při plně zavřeném ventilu (h_0).

$$\Phi = \frac{k_v}{k_{vs}}; \Phi_0 = \frac{k_{v0}}{k_{vs}} \quad (11-5)$$

Je-li u průtočných charakteristik $\Phi_0 > 0$, předpokládáme netěsnost regulačního ventilu při jeho plném zavření. Netěsnost ventilu závisí na jeho regulačním poměru $r = k_{vs}/k_0$. Často používaný regulační poměr je 50:1. V případě regulačního poměru 50:1 je $\Phi_0 = e^{-4} \cong 0,0183$ a koeficient v rovnoprocentní charakteristice je $n = 4$, někdy se nazývá tato charakteristika 4-procentní.

Lineární průtočná charakteristika

$$\Phi = \Phi_0 + (1 - \Phi_0) \cdot h \quad (11-6)$$

$$\Phi = 0,0183 + 0,9817 \cdot h \quad (11-7)$$

Rovnoprocentní průtočná charakteristika

$$\Phi = \Phi_0 \cdot e^{n \cdot h} \quad (11-8)$$

$$\Phi = 0,0183 \cdot e^{4 \cdot h} \quad (11-9)$$

Parabolická průtočná charakteristika

$$\Phi = \Phi_0 + (1 - \Phi_0) \cdot h^2 \quad (11-10)$$

$$\Phi = 0,0183 + 0,9817 \cdot h^2 \quad (11-11)$$

11.1.6 Netěsnost

Z dalších charakteristických parametrů bývá velice často diskutována hodnota maximální netěsnosti v uzavřeném stavu. U regulačních ventilů se tato hodnota většinou udává v procentech maximálního průtoku (k_{vs} , C_{vs} , A_{vs}), přičemž normou IEC 534-4-1982 jsou přesně definovány zkušební podmínky. Je-li hodnota netěsnosti udána např. jako 0,01% k_{vs} , to znamená, že tímto ventilem proteče v zavřeném stavu maximálně jedna setina procenta k_{vs} (tj. $0,0001 \cdot k_{vs}$) zkušební tekutiny za zkušebních podmínek. Pokud je pro provoz zařízení tato

hodnota důležitá, je nutné se informovat u konkrétního výrobce na jeho podmínky zkoušení, event. požadovat těsnost vyšší, je-li to technicky možné pro daný typ armatury.

11.2 Návrh regulačního ventilu pro schéma pára-voda

V předchozích kapitolách byl vypsán popis základních pojmů, které jsou potřeba určit pro návrh regulačního ventilu. Na schématu pára-voda je na trase hlavního kondenzátu použitý regulační ventil LCA05AA001. Ten slouží k regulaci hmotnostního průtoku kondenzátu a zajištění dostatečného tlaku pro sestřiky. Při návrhu byly uvažovány kondenzátní čerpadla bez frekvenčních měničů. Návrh ventilu byl počítán v Excelu použitím vzorců popsané v předchozí kapitole.

Veličina	Hodnota	Jednotky
DN	250	mm
PN	18,7	bar
T _{max}	32	°C

Tab. 30 Základní údaje pro návrh regulačního ventilu

Pro návrh ventilu je nutné zjistit alespoň tři stavy, ve kterých se bude ventil provozovat. Provozní stavy jsou dány bilančními schémata. Je-li k dispozici více bilančních schémat, vybere se z nich provoz při maximálním průtoku, při minimálním průtoku a při nominálním průtoku. V kapitole 9 byly zadány tři provozní stavy, které byly použity i pro návrh regulačního ventilu. Do tab. 31 se zadával tlak před ventilem p_1 , je určen dle charakteristiky čerpadla při daném průtoku. Tlak za ventilem p_2 je dán ztrátovým součinitelem trasy od ventilu až do NN. Tabulka vypočítá hodnotu k_v pro jednotlivé stavy dle vzorce (11-2).

Určení hodnoty k_v pro provozní stavy				
Veličina	Jednotky	Stav 1	Stav 2	Stav 3
p_1	bar	15.6	18.4	17.4
p_2	bar	15.3	10.7	12.7
Q	kg/s	133.86	41	88
T	°C	31	31	31
Pomocné výpočty				
Δp	bar	0.3	7.7	4.7
V	m ³ /h	483.8	148.2	318.0
ρ	kg/m ³	996.0	996.1	996.1
k_v	m ³ /h	883.4	53.4	146.7

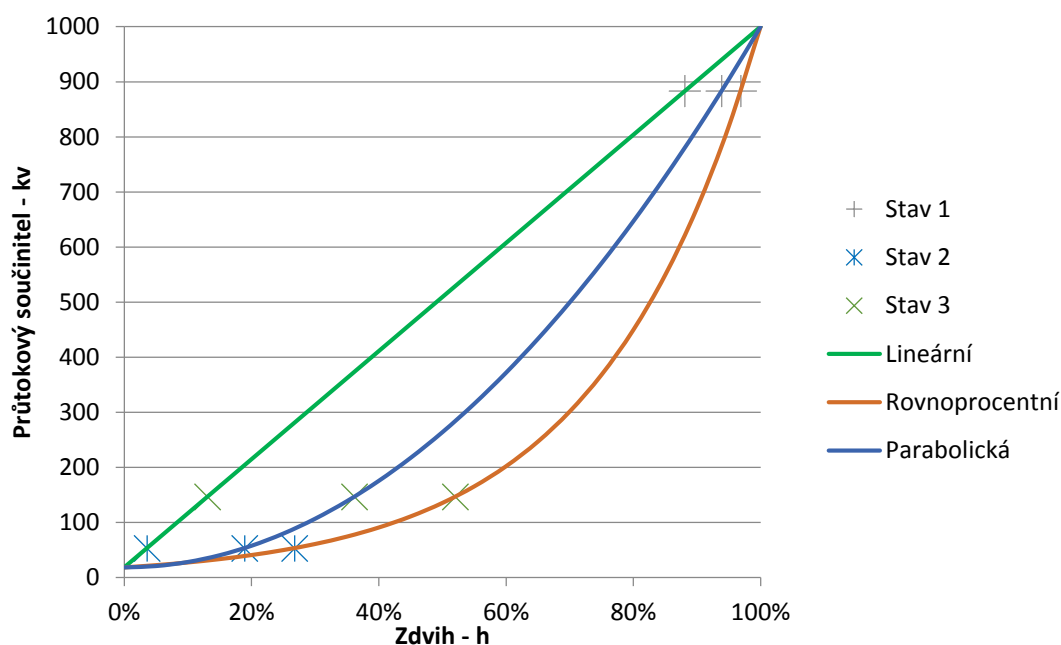
Tab. 31 Výpočet průtokového součinitele k_v

Stav 1 je provoz s největší hodnotou k_v , ostatní dva provozy mají naopak k_v velmi malé. Z hodnot k_v byl vybrán optimální jmenovitý průtokový součinitel k_{vs} , které musí být větší než hodnota k_v ve všech provozech. Bylo zvoleno $k_{vs} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$. Pomocí hodnoty k_{vs} lze určit zdvih ventilu pro jednotlivé provozy a charakteristiky ventilu. Pro lepší představu byly jednotlivé stavy vykresleny do charakteristik ventilu (graf 22). V lineární charakteristice je stav 1 výhodnější, protože jeho zdvih je 88%, tzn. do plného otevření zbývá 12%. Stav 2 a 3 jsou naopak velmi nevýhodné u lineární charakteristiky, stav 2 je při mírně otevřeném ventilu ($h = 4\%$). Rovnoprocentní charakteristika je z pohledu stavů 2 a 3 daleko výhodnější. Zdvihy při těchto stavech jsou přijatelné. Problematický může být stav 1, od úplného otevření ventilu zbývá pouze 3%. Problém by šel vyřešit použitím větší hodnoty k_{vs} . Parabolická charakteristika je hodnotami zdvihu v jednotlivých stavech přijatelná a šla by též použít.

Při návrhu charakteristiky ventilu je dále důležitý zjistit chování ventilu při najíždění. V případě čerpadel bez FM se reguluje průtok právě regulačním ventilem. Při najíždění je ventil plně uzavřen a pak se postupně otevírá. V tomto případě je výhodné použít rovnoprocentní charakteristiku pro plynulý nárůst hmotnostního průtoku.

Zdvih - h			
	Stav 1	Stav 2	Stav 3
kv/kvs	0.883	0.053	0.147
Lineární	88%	4%	13%
Rovnoprocentní	97%	27%	52%
Prabolická	94%	19%	36%

Tab. 32 Zdvih ventilu při $k_{vs} = 1000 \text{ kg/h}$



Graf 22 Hodnoty k_v v charakteristikách ventilů

Pro regulační ventil byla zvolena rovnoprocentní charakteristika. Protože je však stav 1 velmi blízko hodnotě k_{vs} , bude jmenovitý průtokový součinitel zvětšen na $k_{vs} = 1250 \text{ m}^3/\text{h}$. Při potřebě zvýšit průtok je k dispozici 9% zdvihu ventilu do maximálního otevření.

Zdvih -h			
	Stav 1	Stav 2	Stav 3
kv/kvs	0.707	0.043	0.117
Lineární	70%	2%	10%
Rovnoprocentní	91%	21%	46%
Prabolická	84%	16%	32%

Tab. 33 Zdvih ventilu při $k_{vs} = 1250 \text{ m}^3/\text{h}$

12 Závěr

Tepelné, jaderné, paroplynné elektrárny, také různé odvětví průmyslu potřebují k přeměně tepelné energie na elektrickou energii parní turbínu. Správné zapojení parní turbíny je nezbytné pro plynulý chod celé elektrárny. Součástí diplomové práce bylo nakreslit schéma pára-voda pro turbínu řady MTD70. Schéma je doplněno popiskem základních zařízení a tras, bude sloužit pro nově nastupující projektanty k snadnému adaptování na pozici projektanta. Na schématu jsou naznačena kondenzátní čerpadla. Součástí jejich návrhu je vytvoření výpočtového modelu sloužícího pro určení parametrů čerpadla a posouzení vhodnosti regulace.

Návrh kondenzátních čerpadel zahrnuje výpočet ztrát na trase kondenzátu. Byly zjištěny celkové ztráty tras, které zahrnují ztráty třením a místní ztráty v potrubí (1,4 baru). Největší vliv měly místní ztráty potrubí ve dvou clonách (2 x 26kPa), naopak ztráty třením na trase kondenzátu činily pouze 20kPa. Na trase kondenzátu byly ve výpočtu tlakových ztrát zanedbány trasy sestříků a T-kusy od měření, které by na výpočet měly nepatrný vliv. Další významné místní ztráty byly od NTR, součet tlakových ztrát způsobené nízkotlakými ohříváky činil 3,8barů. Z určených tlakových ztrát se vypočítala tlaková diference na čerpadle pro provoz dle zadaného HBD, který byl přepočítán na dopravní výšku čerpadla 156m. Pro další části diplomové práce bylo zapotřebí zjistit hlavní charakteristiky čerpadla, ty byly poskytnuty od společnosti Sigma GROUP a.s. Firma poskytla na základě poptávky kondenzátních čerpadel jejich nabídku. Jednalo se o čerpadla typu CJTV s frekvenčním měničem a bez něho.

Hlavním problémem diplomové práce bylo rozhodnout o výhodnosti frekvenčního měniče pro kondenzátní čerpadla a pokud možno výsledky zobecnit pro různé výkony čerpadel. Tento problém byl řešen nejdříve pro čerpadlo CJTV. Bylo zjišťováno, jaký vliv mají na volbu regulace různé typy provozů, jejich roční doba spouštění, vliv účinnosti motorů, účinnosti čerpadla. V první fázi bylo uvažováno se třemi provozů (75% N_{jm} , 65% N_{jm} , 30% N_{jm}) po jednom měsíci a zbývajících 9 měsíců čerpadlo pracovalo při jmenovitém výkonu (100% N_{jm}). Za takto definovaných podmínek bylo ročně ušetřeno na energetických nákladech za použití frekvenčního měniče na místo regulace škrcením přibližně 300tisíc Kč. Pro vyhodnocení ekonomické návratnosti nákladů (nákup FM) byly použity ekonomické ukazatele výhodnosti. Jednalo se o výpočet peněžního toku, hodnoty NPV a doby do splacení nákladů. Protože NPV vyšlo kladně (856 tis. Kč) a doba do splacení nákladů byla 4,5 let, lze prohlásit regulaci frekvenčním měničem jako ekonomicky výhodnější.

Protože na bilančním schématu jsou nakresleny OTV. Byl posuzován případ, kdy kondenzátní čerpadlo pracovalo 8 měsíců na 30% N_{jm} (zimní provoz) a 4 měsíce na 100% N_{jm} (letní provoz), v tomto případě by byl frekvenční měnič zaručeně ekonomicky výhodnější. Ušetřená částka za dobu 10 let by činila 13,2mil.Kč, náklady FM by se splatily do 1 roku provozu. Další uvažovaná možnost provozu by byla při funkci KČ po celý rok pouze na 100% N_{jm} . Tato varianta se ukázala jako krajně nevýhodná pro investici FM, protože při jmenovitém výkonu má díky samotné účinnosti FM čerpadlo větší spotřebu elektrické energie než při regulaci škrcením.

Pro zobecnění výsledků investice FM byl posouzen vliv různých výkonů čerpadel na spotřebu elektrické energie. Pro tyto potřeby byl posuzován příkon čerpadel od 16kW do 350kW. Byly uvažovány dva stavy průtoku čerpadlem. V prvním, při 100% N_{jm} byla čerpadla v chodu 6 měsíců a při druhém byla čerpadla v chodu při 90% N_{jm} po dobu 5 měsíců. Jeden měsíc v roce byl vyhrazen na odstávku čerpadla. Výsledkem byla zjištěna téměř lineární závislost mezi ušetřenou cenou energie za 10 let (NPV) a příkonem čerpadla, tedy z toho

plyne minimální cena NPV je 2,2 mil. Kč za čerpadlo o výkonu 18kW a maximální cena NPV je 64mil.Kč za čerpadlo o výkonu 350kW. Doba splacení nákladů je mírně klesající v závislosti na rostoucím příkonu čerpadla, avšak pro malé výkony se FM splatí do 1,5 roku a pro velké výkony do 1 roku. Lze tedy konstatovat, že velikost kondenzátních čerpadel nemá významný vliv na volbu frekvenčního měniče. Frekvenční měnič je vhodné použít pro všechna čerpadla používaná v energetice, která budou pracovat více měsíců v nižším, než nominálním výkonu.

Závěrem řešeného problému byl vytvořen přehled pro rychlé rozhodování o výhodnosti frekvenčního měniče.

Rozhodovací tabulka o výhodnosti frekvenčního měniče	Doba provozu [měsíce]	Koupě FM
1. Budou-li KČ v provozu při $< 90\%N_{jm}$	10 až 12	ANO
2. Budou-li KČ v provozu při $> 90\%N_{jm}$	10 až 12	NE
3. Budou-li KČ v provozu při $> 90\%N_{jm} = 5$ měsíců a při $< 90\%N_{jm} = 5 - 7$ měsíců	5 / 5 až 7	ANO
4. Bude-li rozložení provozů jiné než předchozí nutno ověřit výhodnost výpočtem	-	dle kap. 9

V poslední kapitole byl řešen návrh regulačního ventilu hlavního kondenzátu. Protože se ve firmě nevyskytoval vhodný výpočetní model pro návrh regulačních ventilů na trase hlavního kondenzátu, byl takový model vytvořen v programu Excel. Výpočet zahrnoval určení průtokového součinitele z tří provozů ($100\%N_{jm}$, $75\%N_{jm}$, $30\%N_{jm}$), z nichž maximální průtokový součinitel vyšel $883,4 \text{ m}^3/\text{h}$. Pro průtokový součinitel byl zvolen katalogový průtokový součinitel $1000\text{m}^3/\text{h}$ a rovnoprocentní charakteristika, protože by při $100\%N_{jm}$ byla vzdálenost od maximálního zdvihu pouze 3% a zároveň byl následně zvětšen průtokový součinitel na hodnotu $1250\text{m}^3/\text{h}$.

Z hlediska posouzení vhodnosti regulace pomocí frekvenčního měniče nebo škrcením bylo vhodné nadále sledovat stav již fungujících kondenzátních čerpadel s frekvenčním měničem (i bez něho) a zjistit, v jakých provozech a jak dlouho se nejčastěji nacházejí, případně jaká je jejich životnost. Vzniklá data mohou ještě více ovlivnit a ověřit správnost volby regulace pro kondenzátní čerpadla.

13 Publikace

- [1] ČSN EN 10216-2+A2 Bezešvé ocelové trubky pro tlakové a zařízení – technické dodací podmínky – část 2: trubky z nelegovaných ocelí se zaručenými vlastnostmi při zvýšených teplotách
- [2] <http://www.energie123.cz/elektrina/ceny-elektricke-energie/cena-1-kwh/>
- [3] ČSN 383350 Zásobování teplem, všeobecné zásady
- [4] LDM, spol s.r.o, DOUBRAVA J. a kol., *Regulační armatury*, 4. vydání, 2006
- [5] LINHART, J., *Mechanika tekutin*, Plzeň: ZČU, 2009, ISBN 978-80-7043-766-7
- [6] <http://www.steel-grades.com/Steel-Grades/High-Alloy/15nicumonb5-6-4.html>
- [7] IDELCHIK I.E., *Handbook of hydraulic resistance*, U.S. Atomic Eng. Commission, 1960
- [8] <http://www.konzult.cz/rada-pa-18-375kw/>
- [9] JINDŘICH J., BLOVSKÝ J., *Příručka pro začínající projektanty*, Plzeň 2010
- [10] <http://www.doosanskodapower.com/cz/intro/history.do#1904>
- [11] BEČVÁŘ a kol., *Tepelné turbíny*, SNTL, Praha 1968
- [12] STAŇEK J., NĚMEJC J., *Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací*, TYPOS, Plzeň, 2005
- [13] GRUNDFOS s.r.o., *Čerpadla pro průmyslové aplikace*, 1. vydání, Olomouc, 2004
- [14] <http://www.foxon.cz/cs/frekvencni-menice>
- [15] <https://managementmania.com/cs>
- [16] FOŘT J., SOUČEK I., *Podnikatelský záměr a investiční rozhodování*, Grada publishing a.s., 2005

14 Přílohy

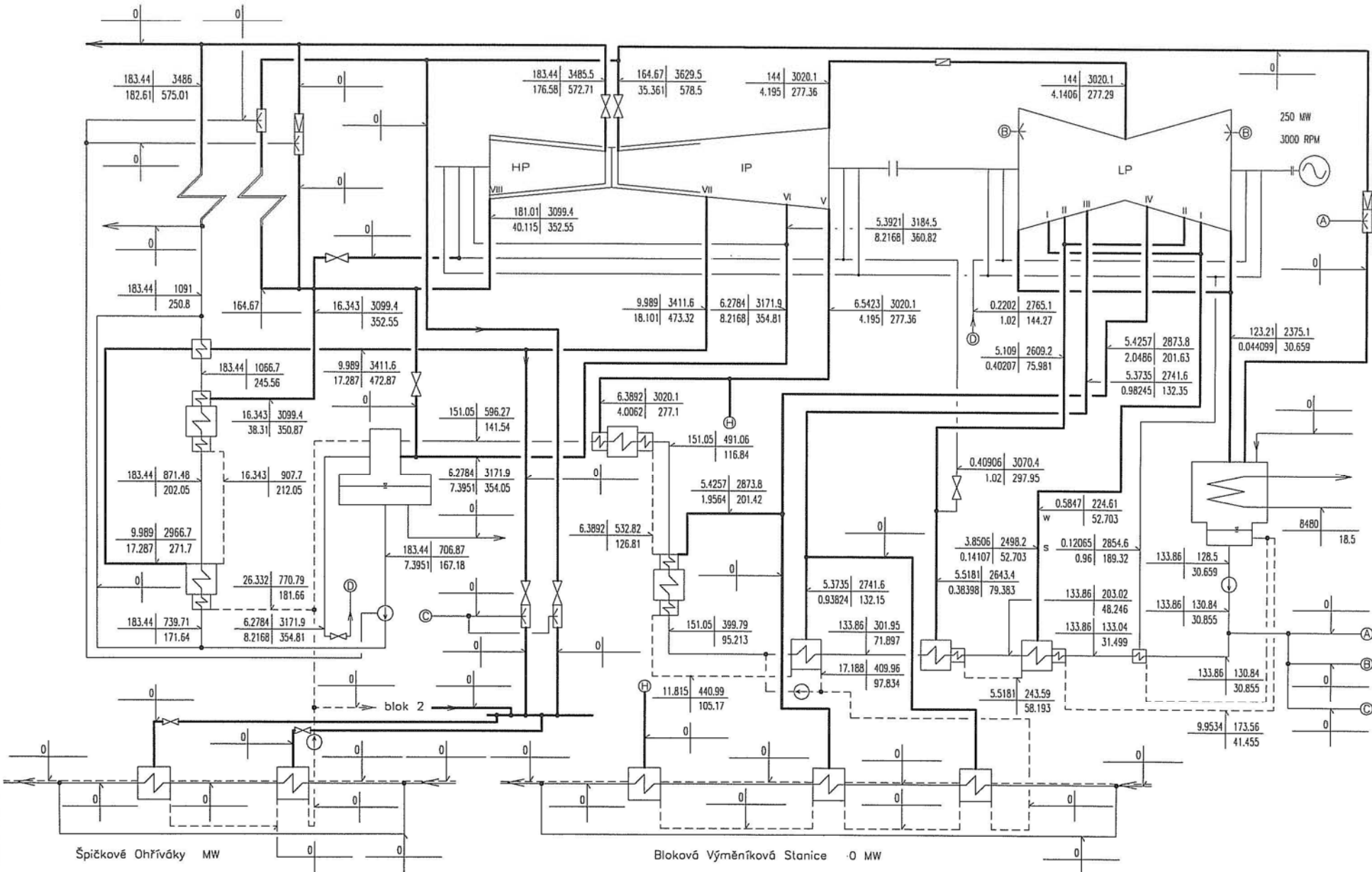
1. Bilanční schéma
2. Nabídka kondenzátního čerpadla
3. Schéma pára-voda
4. Schéma trasy kondenzátu

250 MW

OPERATION : 250 MW, $t_{w1}=18.5^{\circ}\text{C}$

IF 97

kg/s	kJ/kg
bar	$^{\circ}\text{C}$
S	...STEAM
W	...WATER





Sigma GROUP, a.s.
Jana Sigmunda č. 79
783 50 Lutín
CZECH REPUBLIC
tel.: + 420 585 652 011
fax.: + 420 585 652 051
e-mail: o.petrzela@sigma.cz

Doosan Škoda Power a.s.
Bc. Rudolf Netík

Váš dopis značky/ZE DNE
email / 30.01.2015

Naše značka
1500238RP0

Vyřizuje/klapka
R.Pazdera/2049

V Lutíně dne
06.02.2015

Věc: Nabídka čerpadel CJTV z výrobního programu SIGMA GROUP a.s.

Akce: ČR – diplomová práce

Varianta 1:

2 ks 250-CJTV-370-42/4-LU-FE (s motorem 315kW **spínaným napřímo**; F/B; IE3)
Dia 1500238RP0a: Q = 134 l/s; H = 156 m; Eta = 78,5 %

Nabídková cena 1 ks čerpadla	2 699 000,- Kč
Nabídková cena 1 ks motoru	575 000,- Kč
Nabídková cena 1ks upevnění čerpadla	10 000,- Kč
Možnost provedení přejímky 1ks čerpadla dle ČSN EN ISO 9906:2012 stupeň přesnosti 2B (s NPSHR)	58 000,- Kč

Varianta 2:

2 ks 250-CJTV-370-42/4-LU-FE (s motorem 315kW **spínaným z FM**; F/F; IE2)
Dia 1500238RP0: Q = 134 l/s; H = 156 m; Eta = 78,5 %

Nabídková cena 1 ks čerpadla	2 699 000,- Kč
Nabídková cena 1 ks motoru	575 000,- Kč
Nabídková cena 1 ks FM	480 000,- Kč
Nabídková cena 1ks upevnění čerpadla	10 000,- Kč
Možnost provedení přejímky 1ks čerpadla dle ČSN EN ISO 9906:2012 stupeň přesnosti 2B (s NPSHR)	58 000,- Kč

Parametry FM G120P (závěsný):

- pro motor 315kW/551A/≤500V, krytí měniče IP20 – pro čisté prostředí, řídicí jednotka Profibus DP, motorová tlumivka, ovládací panel BOP2, PC kit - kabel, MMC karta. Není vybaven integrovaným filtrem.

V ceně 1 ks čerpadla je zahrnuta cena následující dokumentace v českém jazyce (další po dohodě za příplatek):

- 1 x rozměrový výkres
- 1 x návod k obsluze čerpadla, spojky, ucpávky, motoru, měniče
- 1 x plán kvality
- 1 x prohlášení o shodě s objednávkou
- 1 x ES prohlášení o shodě
- 1 x CD/DVD s kompletní dokumentací

Součástí nabídky není: protipříruby, síta, zpětné ventily, kabely... a vše, co není výslovně uvedeno v nabídce.

Platnost nabídky: 3 měsíce.

Dodací podmínky: EXW SIGMA GROUP a.s., Lutín.

Cenová úroveň roku 2015, bez daně z přidané hodnoty.

Standardní garance 12 měsíců od uvedení do provozu, max. 24 měsíců od expedice ze závodu. (Garance se vztahují pouze na závady vzniklé při instalaci a provozu dodaného zboží v souladu s návodem k obsluze, popř. provozními a montážními předpisy. Garance se nevztahuje na díly podléhající běžnému opotřebení.)

Výroba a kvalita čerpadel je zajištěna dle certifikátu ČSN EN ISO 9001 a příslušným plánem kvality.

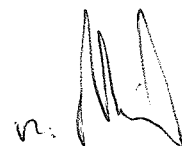
Dodací lhůta: cca 8 měsíců od podpisu KS a je závislá na vytížení výroby.

Návrh platebních podmínek: záloha 60% po podpisu KS, doplatek 40% po dodání. Splatnost faktur 60 dní. Zajištění plateb bude dohodnuto před podpisem KS.

V dalším obchodním styku uvádějte pro snazší orientaci číslo naší nabídky **1500238RP0**.

Tento dokument je duševním vlastnictvím Sigma Group a.s. a jeho neřízené kopírování a poskytování třetím osobám je zakázáno.

S pozdravem



Luboš Černohouz
Generální ředitel SIGMA GROUP a.s.





Výrobce
SIGMA GROUP a.s.

ul. Jana Sigmunda
783 50 Lutín
Česká Republika
fax: 585 652 051
o.petrzela@sigma.cz

Zákazník
Doosan Škoda Power
Bc. Rudolf Netík

Akce: ČR

Nabídka čerpadla č. **1500238RP0**

Poptávka:

Typ čerpadla: 250-CJTV-370-42/4-OU-FE
Parametry čerpadla
Počet 2 ks
Čerpaná kapalina čistý vodní kondenzát;
chemicky neaktivní
Teplota 31 °C
Specifická hmotnost 995,3 kg/m³
Absolutní tlak par 0,005 MPa
Vizkozita - mm²/s
Průtok- Q_G 134 l/s
Dopravní výška- H_G 156 m
Účinnost- η_G 78,5 %
Specifik. otáčky- n_{sp} 1485 ot/min
NPSHR 1,9 m
Min. hladina 2 m nad rad. osou 1. ob. kola + ztráty v potrubí.
Min. tlak na sání 0,005 MPa (a)
Tlak na výtlaku 1,53 MPa (a)
Diferenční tlak 1,52 MPa
Příkon čerpadla 260 kW
Potřebný výkon motoru 286 kW
Sání DN/PN 350/10 EN 1092-1
Sání poloha viz. RN
Výtlak DN/PN 250/40 EN 1092-1
Výtlak poloha nad podlahou
Smysl otáčení vpravo
Provedení ucpávky jednoduchá mech. API plán 13
Provedení ložisek - nosné valivé, mazané olejem
- vodící mokrá část kluzná, mazaná čerp. vodou
Snímače NE
Nabídkový diagram 1500238RP0a / 1500238RP0
Rozměrový náčrtek M0000207
Hmotnost čerpadla s nádrží ca 8774 kg

Materiál čerpadla **OU**
viz. kusovník

Parametry motoru SIEMENS 1LA8
Počet pólů 4
Tvar IM V1 se stříškou
Výkon 315 kW
Kotva nakrátko
Spínání DOL ; FM
Napětí 400 VD
Frekvence 50 Hz
Otáčky 1488 ot/min
Krytí IP55
Nevýbušnost -
Izolace/Oteplení DOL = F/B ; FM = F/F
Chlazení vzduchem
Účinnostní třída DOL = IE3 ; FM = IE2
Okolní teplota 0 až +40 °C
Hmotnost cca 1600 kg
Příslušenství: 6x PTC ve vinutí, nerez štítek, routine test protokol,
SPM nipple; pro verzi FM izolované ložisko

Stavební uspořádání

Stavební délka čerpadla L= 1750 mm
Ostatní viz. rozměrový náčrt.

Příslušenství

Manometr výtlak 0 – 2,5 MPa ČSN EN 837

Poznámky

Hodnoty Q_G, H_G, η_G jsou garantované. Ověření těchto hodnot dle normy ČSN EN ISO 9906:2012 stupeň přesnosti 2B. V dalším obchodním styku uvádějte pro snazší orientaci číslo naší nabídky **1500238RP0**. Čerpadlo je určeno do prostředí bez nebezpečí výbuchu.

Nátěr pro prostředí korozní agresivity C3.

Čerpadla nabídnuta s jednoduchými ucpávkami, v případě požadavku lze nabídnout ucpávky dvojité s beztlakou či tlakovou bariérou.

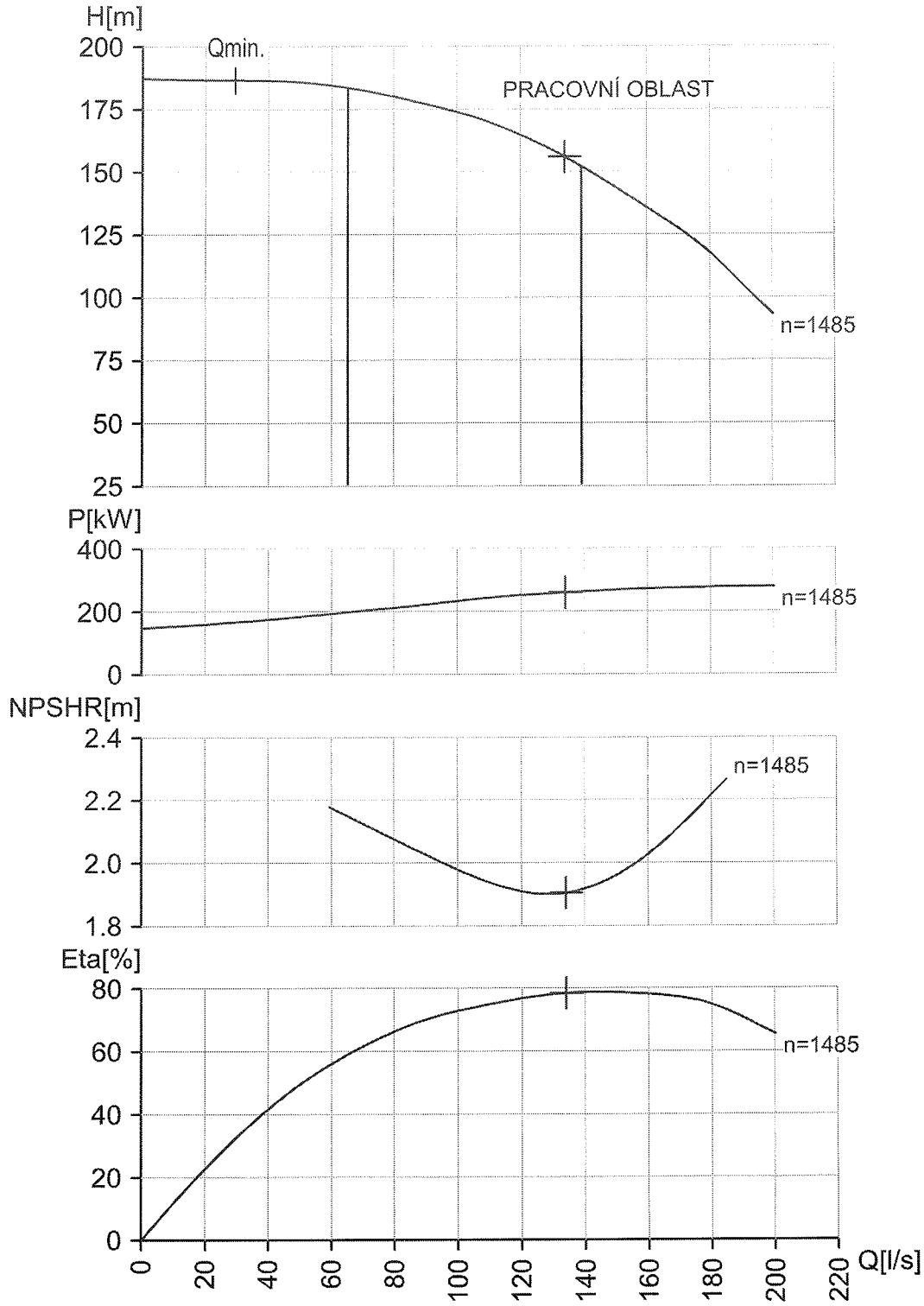
V Lutíně dne: 06.02.2015

Zpracoval: Radim Pazdera

Schválil: Ing. Oldřich Petrzela



VÝROBCE : SIGMA
ZÁKAZNÍK :
TYP : 250-CJTV-370-42/4
PROVOZNÍ BOD : Q = 134.0 l/s H = 156.0 m Eta = 78.5 %
PRŮMĚR OBĚŽNÉHO KOLA : 371 mm

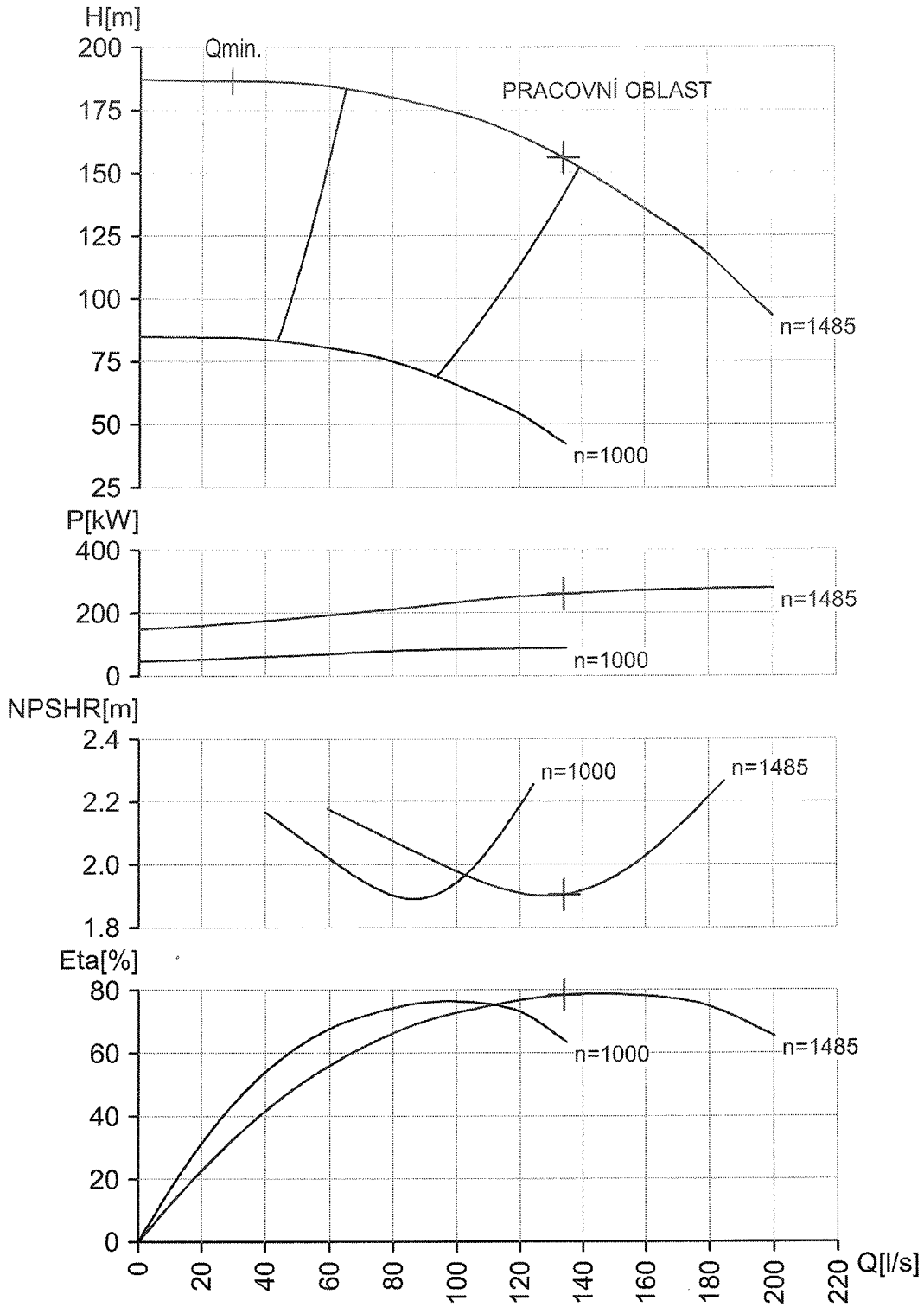


DATUM: 5. 2.2015

Č. DIA: 1500238RP0a



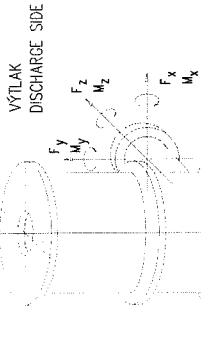
VÝROBCE : SIGMA
ZÁKAZNÍK :
TYP : 250-CJTV-370-42/4
PROVOZNÍ BOD : Q = 134.0 l/s H = 156.0 m Eta = 78.5 %
PRŮMĚR OBĚŽNÉHO KOLA : 371 mm



DATUM: 5. 2.2015

Č. DIA: 1500238RP0

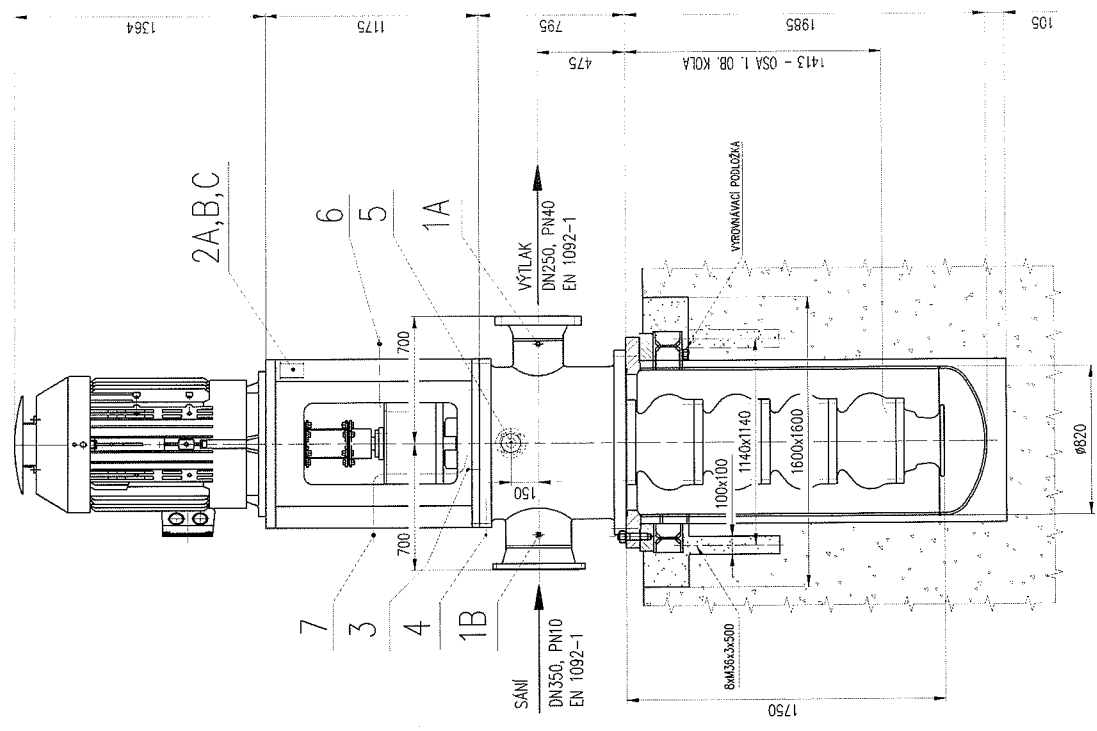
ALLOWABLE FORCES AND MOMENTS (SCOPE OF DELIVERY)	
PRÍPUSTNÉ SILY A MOMENTY (HRANICE DODÁVKY)	
SUCTION BRANCH	DISCHARGE BRANCH
SÁCI HRANICA	VÝTLAČNÉ HRANICO
$F_x = 3\,000\text{ N}$	$F_x = 5\,500\text{ N}$
$F_y = 3\,500\text{ N}$	$F_y = 6\,000\text{ N}$
$F_z = 3\,000\text{ N}$	$F_z = 5\,000\text{ N}$
$M_x = 3\,200\text{ Nm}$	$M_x = 5\,100\text{ Nm}$
$M_y = 2\,200\text{ Nm}$	$M_y = 3\,500\text{ Nm}$
$M_z = 2\,700\text{ Nm}$	$M_z = 4\,100\text{ Nm}$



PART-NO. ČÍS. DIELCE	DESIGNATION NAZEV	CONNECTION BY PRÍPOJENÍ KVM		REMARKS POZNÁMKA
		SIGMA	CLIENT ZÁKAZNÍK	
1A	PRESSURE GAUGE CONNECTION TLAKOMÉR-PRÍPOJENÍ	G 1/2	-	MANOM. ON MEASURING BRIDGE TLAKOMÉR NA MÉRICOM MŤSTRIKU
1B	PRESSURE GAUGE CONNECTION TLAKOMÉR-PRÍPOJENÍ	-	G 1/2	MANOM. ON MEASURING BRIDGE TLAKOMÉR NA MÉRICOM MŤSTRIKU
2A, 2B, 2C	TEMP. MEASURING CONNECTION TEPLOMÉR-PRÍPOJENÍ	M8	X	RESISTANCE THERMOMETER CONNECTED IN TERMINAL BOX ODPOROVÝ TEPLOMÉR PRÍPOJIT DO SVORKOVNICE
3	AIR-OUTLET ODVZDUŠNENÍ	G 1	-	VENT PLUG ODVZDUŠŇOVACÍ ZÁTKA
4	LEAKAGE PRŮSÁK Z UCPÁVKY	G 1	PIPE TRUBKA Ø75x2	
5	VACUUM BALANCE-OUTLET VYVŔOVANÍ VAKUA -VÝSTUP	DN 50	PIPE TRUBKA Ø60.3x3.9	PIPING CONTINUAL RISING TO THE CONDENSER POTŘEBÍ STAĚ STOUPE KE KONDENZÁTORU
6	BEARING COOLING CHLAZENÍ LOŽISKA	G 1/2	PIPE TRUBKA Ø20x2	
7	MECHANICAL SEAL COOLING CHLAZENÍ UCPÁVKY	G 1/2	PIPE TRUBKA Ø20x2	

- $m = 3824\text{-kg}$ Hmotnosť čerpadla / WEIGHT OF PUMP
- $m = 1200\text{-kg}$ Hmotnosť nádrže / WEIGHT OF TANK
- $m = 750\text{-kg}$ Hmotnosť ramu / WEIGHT OF FRAME
- $m = 1600\text{-kg}$ Hmotnosť elektromotoru / WEIGHT OF MOTOR

$$I = \frac{GD^2}{4} = 1,83 \text{ kgm}^2$$



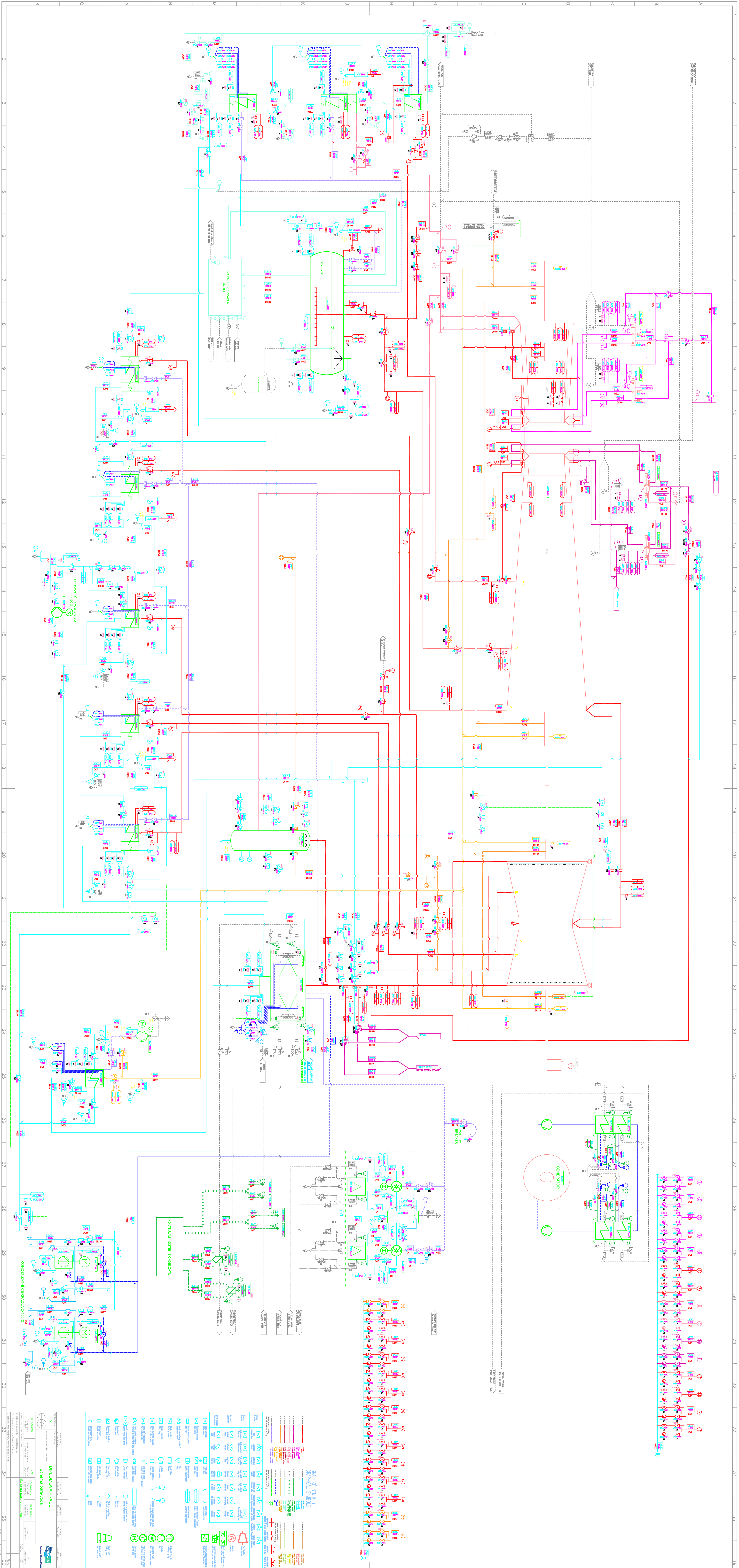
FILE: 250-CJTV-370-42/4-0U-EE
 250-CJTV-370-42/4-0U-EE
 ROZMĚROVÝ NÁČRTEK
 1:20 A2
 M0000207 1

1	2		3	4																																																
A	525	POUZDRO ZÁVĚSU SUSPENSION SLEEVE	1	17 029.9 X45Cr15																																																
	502.2	KRUH TĚSNIČI WEAR RING	6	HM-ZUŠL. 2,-																																																
	502.1	KRUH TĚSNIČI PRVNÍ WEAR RING	1	HM-ZUŠL. 3,-																																																
B	470	MECHANICKÁ UCPÁVKA/MECHANICAL SEAL BURGMAN CARTEX-SN/80-00	1	B01W6																																																
	451	TĚLESO UCPÁVKY STUFFING BOX CASING	1	S235JRG2 65,-																																																
	341	LUCERNA MOTOR STOOL	1	S235JRG2 670,-																																																
C	314	LOŽISKO AXIÁLNÍ SESTAVENÍ SUSPENSION BEARING	1	SESTAVA ASSEMBLY																																																
	231	KOLO OBEŽNÉ PRVNÍ SUCTION IMPELLER	1	1.4008 30,-																																																
	230	KOLO OBEŽNÉ IMPELLER	3	1.4008 37,-																																																
D	211	HŘÍDEL ČERPADLA PUMP SHAFT	1	1.4057 155,-																																																
	151	NÁDRŽ CAN	1	S235JRG2 1200,-																																																
	112.2	ROZVADĚČ DIFFUSER	3	GS-20Mn5 240,-																																																
	112.1	ROZVADĚČ PRVNÍ DIFFUSER	1	GS-20Mn5 240,-																																																
E	104	VŤOK SUCTION CASING	1	GS-20Mn5 100,-																																																
	101	TĚLESO ZÁVĚSU DISTRIBUT CASING	1	S235JRG2 1300,-																																																
F	<table border="1"> <tr> <td>POZICE PART NO.</td> <td>NÁZEV/DESCRIPTION-DENOMIN</td> <td>ROZMĚRY/DIMENSIONS</td> <td>PODMĚRY/ROOM. OF CHECKING</td> <td>KUSŮ PIECES</td> <td>CELK. ŠHMOT/CLSB NET WEIGHT</td> <td>ISO 8015 PŘESNOST/GENER TOLER</td> <td>ISO 2768-mK</td> </tr> <tr> <td>POZNÁMKA/NOTE</td> <td colspan="7">TOLEROVÁNÍ</td> </tr> <tr> <td>PRVNÍ VYDÁNÍ</td> <td>POPS/DESCRIPTION</td> <td>DATA/DATUM</td> <td>REV.</td> <td>SCHVÁL/APPROVED</td> <td>FORMÁT/SCALE</td> <td>MĚŘITKO/SCALE</td> <td>1:1</td> </tr> <tr> <td>VYPRAC./PREPAR.</td> <td>Magyar József</td> <td>6.2.2015</td> <td>1</td> <td>Magyar József</td> <td>A4</td> <td>1:1</td> <td>ISO 2768-mK</td> </tr> <tr> <td>TECHNOLÓG./SCHVÁL/ÁRPROV.</td> <td>Magyar József</td> <td colspan="2">6.2.2015</td> <td colspan="2">A4</td> <td>1:1</td> <td>ISO 2768-mK</td> </tr> <tr> <td>DATUM/DATE</td> <td>6.2.2015</td> <td colspan="2">6.2.2015</td> <td colspan="2">A4</td> <td>1:1</td> <td>ISO 2768-mK</td> </tr> </table>				POZICE PART NO.	NÁZEV/DESCRIPTION-DENOMIN	ROZMĚRY/DIMENSIONS	PODMĚRY/ROOM. OF CHECKING	KUSŮ PIECES	CELK. ŠHMOT/CLSB NET WEIGHT	ISO 8015 PŘESNOST/GENER TOLER	ISO 2768-mK	POZNÁMKA/NOTE	TOLEROVÁNÍ							PRVNÍ VYDÁNÍ	POPS/DESCRIPTION	DATA/DATUM	REV.	SCHVÁL/APPROVED	FORMÁT/SCALE	MĚŘITKO/SCALE	1:1	VYPRAC./PREPAR.	Magyar József	6.2.2015	1	Magyar József	A4	1:1	ISO 2768-mK	TECHNOLÓG./SCHVÁL/ÁRPROV.	Magyar József	6.2.2015		A4		1:1	ISO 2768-mK	DATUM/DATE	6.2.2015	6.2.2015		A4		1:1	ISO 2768-mK
POZICE PART NO.	NÁZEV/DESCRIPTION-DENOMIN	ROZMĚRY/DIMENSIONS	PODMĚRY/ROOM. OF CHECKING	KUSŮ PIECES	CELK. ŠHMOT/CLSB NET WEIGHT	ISO 8015 PŘESNOST/GENER TOLER	ISO 2768-mK																																													
POZNÁMKA/NOTE	TOLEROVÁNÍ																																																			
PRVNÍ VYDÁNÍ	POPS/DESCRIPTION	DATA/DATUM	REV.	SCHVÁL/APPROVED	FORMÁT/SCALE	MĚŘITKO/SCALE	1:1																																													
VYPRAC./PREPAR.	Magyar József	6.2.2015	1	Magyar József	A4	1:1	ISO 2768-mK																																													
TECHNOLÓG./SCHVÁL/ÁRPROV.	Magyar József	6.2.2015		A4		1:1	ISO 2768-mK																																													
DATUM/DATE	6.2.2015	6.2.2015		A4		1:1	ISO 2768-mK																																													

1	2		3	4																																																
D	891	FRÁM FRAME	1	S235JRG2 750,-																																																
	861	Spojka čerpadla -- Flender ARP 256--6 MAN, A=250, COUPLING	1	STEEL 65,-																																																
	545	LOŽISKO BEARING	4	UHLÍK 2.5																																																
E	542	POUZDRO ŠKRTICI THROTTLE SLEEVE	1	3347.9 3.2																																																
	529	POUZDRO ROZPĚRNÉ STRUTTING SLEEVE	4	17 029.9 6.6																																																
F	<table border="1"> <tr> <td>POZICE PART NO.</td> <td>NÁZEV/DESCRIPTION-DENOMIN</td> <td>ROZMĚRY/DIMENSIONS</td> <td>PODMĚRY/ROOM. OF CHECKING</td> <td>KUSŮ PIECES</td> <td>CELK. ŠHMOT/CLSB NET WEIGHT</td> <td>ISO 8015 PŘESNOST/GENER TOLER</td> <td>ISO 2768-mK</td> </tr> <tr> <td>POZNÁMKA/NOTE</td> <td colspan="7">TOLEROVÁNÍ</td> </tr> <tr> <td>PRVNÍ VYDÁNÍ</td> <td>POPS/DESCRIPTION</td> <td>DATA/DATUM</td> <td>REV.</td> <td>SCHVÁL/APPROVED</td> <td>FORMÁT/SCALE</td> <td>MĚŘITKO/SCALE</td> <td>1:1</td> </tr> <tr> <td>VYPRAC./PREPAR.</td> <td>Magyar József</td> <td>6.2.2015</td> <td>1</td> <td>Magyar József</td> <td>A4</td> <td>1:1</td> <td>ISO 2768-mK</td> </tr> <tr> <td>TECHNOLÓG./SCHVÁL/ÁRPROV.</td> <td>Magyar József</td> <td colspan="2">6.2.2015</td> <td colspan="2">A4</td> <td>1:1</td> <td>ISO 2768-mK</td> </tr> <tr> <td>DATUM/DATE</td> <td>6.2.2015</td> <td colspan="2">6.2.2015</td> <td colspan="2">A4</td> <td>1:1</td> <td>ISO 2768-mK</td> </tr> </table>				POZICE PART NO.	NÁZEV/DESCRIPTION-DENOMIN	ROZMĚRY/DIMENSIONS	PODMĚRY/ROOM. OF CHECKING	KUSŮ PIECES	CELK. ŠHMOT/CLSB NET WEIGHT	ISO 8015 PŘESNOST/GENER TOLER	ISO 2768-mK	POZNÁMKA/NOTE	TOLEROVÁNÍ							PRVNÍ VYDÁNÍ	POPS/DESCRIPTION	DATA/DATUM	REV.	SCHVÁL/APPROVED	FORMÁT/SCALE	MĚŘITKO/SCALE	1:1	VYPRAC./PREPAR.	Magyar József	6.2.2015	1	Magyar József	A4	1:1	ISO 2768-mK	TECHNOLÓG./SCHVÁL/ÁRPROV.	Magyar József	6.2.2015		A4		1:1	ISO 2768-mK	DATUM/DATE	6.2.2015	6.2.2015		A4		1:1	ISO 2768-mK
POZICE PART NO.	NÁZEV/DESCRIPTION-DENOMIN	ROZMĚRY/DIMENSIONS	PODMĚRY/ROOM. OF CHECKING	KUSŮ PIECES	CELK. ŠHMOT/CLSB NET WEIGHT	ISO 8015 PŘESNOST/GENER TOLER	ISO 2768-mK																																													
POZNÁMKA/NOTE	TOLEROVÁNÍ																																																			
PRVNÍ VYDÁNÍ	POPS/DESCRIPTION	DATA/DATUM	REV.	SCHVÁL/APPROVED	FORMÁT/SCALE	MĚŘITKO/SCALE	1:1																																													
VYPRAC./PREPAR.	Magyar József	6.2.2015	1	Magyar József	A4	1:1	ISO 2768-mK																																													
TECHNOLÓG./SCHVÁL/ÁRPROV.	Magyar József	6.2.2015		A4		1:1	ISO 2768-mK																																													
DATUM/DATE	6.2.2015	6.2.2015		A4		1:1	ISO 2768-mK																																													

250-CJTV-370-42/4-0U-FE
KUSOVNIK HLAVNICH DILCO
V0002722

250-CJTV-370-42/4-0U-FE
KUSOVNIK HLAVNICH DILCO
V0002722



GRAPHIC SYMBOLS GRAPHICAL SYMBOLS SYMBOLS LIST	
[Symbol] Busbar [Symbol] Breaker [Symbol] Transformer [Symbol] Reactor [Symbol] Capacitor [Symbol] Inductor [Symbol] Resistor [Symbol] Diode [Symbol] Transistor [Symbol] Relay [Symbol] Motor [Symbol] Generator [Symbol] Lamp [Symbol] Switch [Symbol] Fuse [Symbol] Battery [Symbol] Ground [Symbol] Earth [Symbol] Water [Symbol] Steam [Symbol] Air [Symbol] Oil [Symbol] Fuel [Symbol] Exhaust [Symbol] Inlet [Symbol] Outlet [Symbol] Valve [Symbol] Pipe [Symbol] Tank [Symbol] Drum [Symbol] Vessel [Symbol] Column [Symbol] Tower [Symbol] Structure [Symbol] Foundation [Symbol] Wall [Symbol] Floor [Symbol] Ceiling [Symbol] Roof [Symbol] Window [Symbol] Door [Symbol] Stair [Symbol] Lift [Symbol] Escalator [Symbol] Ramp [Symbol] Slope [Symbol] Level [Symbol] Height [Symbol] Depth [Symbol] Width [Symbol] Length [Symbol] Area [Symbol] Volume [Symbol] Weight [Symbol] Mass [Symbol] Density [Symbol] Pressure [Symbol] Temperature [Symbol] Humidity [Symbol] Wind [Symbol] Rain [Symbol] Snow [Symbol] Ice [Symbol] Fog [Symbol] Cloud [Symbol] Sun [Symbol] Moon [Symbol] Star [Symbol] Comet [Symbol] Planet [Symbol] Galaxy [Symbol] Universe [Symbol] Earth [Symbol] Moon [Symbol] Sun [Symbol] Star [Symbol] Comet [Symbol] Planet [Symbol] Galaxy [Symbol] Universe	[Symbol] Generator [Symbol] Transformer [Symbol] Breaker [Symbol] Reactor [Symbol] Capacitor [Symbol] Inductor [Symbol] Resistor [Symbol] Diode [Symbol] Transistor [Symbol] Relay [Symbol] Motor [Symbol] Lamp [Symbol] Switch [Symbol] Fuse [Symbol] Battery [Symbol] Ground [Symbol] Earth [Symbol] Water [Symbol] Steam [Symbol] Air [Symbol] Oil [Symbol] Fuel [Symbol] Exhaust [Symbol] Inlet [Symbol] Outlet [Symbol] Valve [Symbol] Pipe [Symbol] Tank [Symbol] Drum [Symbol] Vessel [Symbol] Column [Symbol] Tower [Symbol] Structure [Symbol] Foundation [Symbol] Wall [Symbol] Floor [Symbol] Ceiling [Symbol] Roof [Symbol] Window [Symbol] Door [Symbol] Stair [Symbol] Lift [Symbol] Escalator [Symbol] Ramp [Symbol] Slope [Symbol] Level [Symbol] Height [Symbol] Depth [Symbol] Width [Symbol] Length [Symbol] Area [Symbol] Volume [Symbol] Weight [Symbol] Mass [Symbol] Density [Symbol] Pressure [Symbol] Temperature [Symbol] Humidity [Symbol] Wind [Symbol] Rain [Symbol] Snow [Symbol] Ice [Symbol] Fog [Symbol] Cloud [Symbol] Sun [Symbol] Moon [Symbol] Star [Symbol] Comet [Symbol] Planet [Symbol] Galaxy [Symbol] Universe

