

Návrh technologického zařízení čerpacího systému

Pavel Matušina

Bakalářská práce
2022

 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Pavel Matušina**
Osobní číslo: **T190091**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **Kombinovaná**
Téma práce: **Návrh technologického zařízení čerpacího systému**

Zásady pro vypracování

1. Vypracujte literární rešerši týkající se dané problematiky
2. Popište různé varianty čerpacích systémů
3. Pro požadované provozní podmínky navrhnete vhodný čerpací systém daného výrobního okruhu
4. Navrhnete a specifikujete jednotlivé prvky výrobního okruhu
5. Citujte použitou literaturu

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

1. Drábková, S. a kol.: MECHANIKA TEKUTIN. VŠB-TU Ostrava, 2007.
2. Pavlok, B.: POTRUBNÍ SYSTÉMY A ARMATURY, ČÁST 1. VŠB-TU Ostrava, 2011.
3. Drábková, S.: POTRUBNÍ SYSTÉMY A ARMATURY, ČÁST 2. VŠB-TU Ostrava, 2011.
4. Blejchař, T., Drábková, S.: ČERPAČÍ TECHNIKA A POTRUBÍ, NÁVODY DO CVIČENÍ. VŠB-TU Ostrava, 2010.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.**
Ústav fyziky a mater. inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **3. ledna 2022**
Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2022**

prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.
děkan

L.S.

prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D. v.r.
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 24. února 2022

PROHLÁŠENÍ AUTORA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

- bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Prohlašuji,

- že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta: Pavel Matušina

.....
podpis studenta

ABSTRAKT

Cíl této bakalářské práce spočívá ve vytvoření návrhu nového čerpadla pro kondenzát chlazeného okruhu jaderné elektrárny a následném výpočtu parametrů.

V teoretické části se práce zaměřuje na seznámení s jednotlivými typy čerpadel, na jejich základní parametry a způsob regulace, dále pak na potrubí a armatury systému.

V praktické části je proveden výpočetní návrh tří variant čerpadel, jejich porovnání a následný výběr nejlepší varianty pro dotyčnou potrubní trasu.

Klíčová slova: čerpadlo, potrubí, armatura, chlazený okruh, charakteristika čerpadla, rovnice

ABSTRACT

The objective of this bachelor's thesis lies in the design of a new pump for the condensate cooling circuit of a nuclear power plant and the subsequent calculation of parameters.

The theoretical part of the work is focused on getting acquainted with individual types of pumps, their basic parameters and method of regulation, as well as piping and fittings of the system.

In the practical part, a computational design of three variants of pumps, their comparison, and subsequent selection of the best variant for a specific pipeline route is performed.

Keywords: pump, piping, fittings, cooled circuit, pump characteristics, equations

Chtěl bych poděkovat doc. Ing. Martinu Vašinovi, Ph.D., za odborné vedení v průběhu studia a za cenné rady i připomínky k mému psanému slovu, za ochotu při řešení těch nejrůznějších problémů, které se v průběhu studia vyskytly.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Obsah

ÚVOD	10
I. TEORETICKÁ ČÁST.....	11
1 ČERPACÍ SYSTÉM A ZÁKLADNÍ PARAMETRY ČERPADLA.....	12
1.1 PARAMETRY ČERPÁNÍ.....	13
1.1.1 CHARAKTERISTIKY ČERPADLA A POTRUBÍ	15
1.1.2 PRACOVNÍ BOD	15
1.1.3 URČENÍ SACÍ VÝŠKY	16
1.2 KAVITACE	17
1.3 ZÁKLADNÍ ROVNICE	18
1.3.1 STAVOVÁ ROVNICE IDEÁLNÍHO PLYNU.....	18
1.3.2 ROVNICE KONTINUITY	19
1.3.3 BERNOULLIHO ROVNICE.....	19
2 ČERPADLA	20
2.1 HYDROSTATICKÁ ČERPADLA (OBJEMOVÁ).....	21
2.2 HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA.....	22
2.3 REGULACE HYDRODYNAMICKÝCH ČERPADEL	24
2.3.1 REGULACE ZMĚNOU OTÁČEK ČERPADLA.....	24
2.3.2 REGULACE PRŮTOKU ŠKRCENÍM.....	24
2.3.3 REGULACE OBTOKEM.....	25
2.3.4 REGULACE PRŮTOKU ZMĚNOU PRŮMĚRU OBĚŽNÉHO KOLA.....	26
2.3.5 REGULACE NATÁČENÍM LOPATEK OBĚŽNÉHO KOLA	26
2.4 ŘAZENÍ ČERPADEL	27
2.4.1 PARALELNÍ ŘAZENÍ ČERPADEL	27
2.4.2 SÉRIOVÉ ŘAZENÍ ČERPADEL.....	28
2.5 VLIV VSKOZITY NA CHARAKTERISTIKU ČERPADLA	28
3 POTRUBÍ	29
3.1 DRUHY POTRUBÍ	29
3.2 ČÁSTI POTRUBÍ.....	30
3.3 ZÁKLADNÍ PARAMETRY POTRUBÍ.....	30
3.3.1 JMENOVITÁ SVĚTLOST DN	30
3.3.2 JMENOVITÝ TLAK PN.....	30

3.4	KOMPENZÁTORY	30
3.5	ULOŽENÍ POTRUBÍ.....	31
3.6	PROUDĚNÍ.....	31
3.6.1	LAMINÁRNÍ PROUDĚNÍ	31
3.6.2	TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ	32
3.7	ZTRÁTY V POTRUBÍ.....	32
3.7.1	ZTRÁTY DÉLKOVÉ (PŘI PRŮTOKU PŘÍMÝM POTRUBÍM).....	32
3.7.2	MÍSTNÍ ZTRÁTY	32
3.7.3	HYDRAULICKÉ RÁZY V POTRUBÍ.....	33
4	ARMATURY	34
4.1	ROZDĚLENÍ ARMATUR.....	34
4.1.1	ARMATURY UZAVÍRACÍ.....	34
4.1.2	ŠOUPÁTKA.....	35
4.1.3	UZAVÍRACÍ KLAPKY	35
4.1.4	ZPĚTNÁ KLAPKA	35
4.1.5	KOHOUT.....	36
4.2	CHARAKTERISTIKA ZÁKLADNÍCH ARMATUR	36
5	TEPELNÉ VÝMĚNÍKY	37
5.1	ROZDĚLENÍ, TYPY VÝMĚNÍKŮ	37
6	VYUŽITÍ ČERPADEL V PRAXI	39
II.	PRAKTICKÁ ČÁST	40
7	ÚVOD DO PROBLEMATIKY.....	41
8	NEJDŮLEŽITĚJŠÍ ČERPADLA V JADERNÉ ELEKTRÁRNĚ.....	42
8.1	ČERPADLA PRIMÁRNÍHO OKRUHU	43
8.1.1	Hlavní cirkulační čerpadlo HCČ	43
8.2	ČERPADLA SEKUNDÁRNÍHO OKRUHU.....	43
8.2.1	Kondenzátní čerpadlo I°	43
8.2.2	Kondenzátní čerpadlo II°	43
8.2.3	Napájecí čerpadlo NČ	44
8.2.4	Čerpadlo surové vody	44
8.2.5	Čerpadlo cirkulační chladicí vody	44
9	STANICE ZDROJE CHLADU A ROZVOD OCHLAZOVANÉ VODY	45
9.1	POMOCNÁ KONDENZÁTNÍ NÁDRŽ	47

9.2	POMOCNÉ KONDENZÁTNÍ ČERPADLO	47
9.3	SBĚRNÁ NÁDRŽ KONDENZÁTU	48
10	SOUČASNÝ STAV VÝTLAČNÉHO POTRUBÍ.....	49
10.1	VÝPOČET CHARAKTERISTIKY POTRUBÍ	50
10.2	CHARAKTERISTIKA PŮVODNÍHO ČERPADLA	53
11	NÁVRH OPTIMALIZACE ČERPACÍHO SYSTÉMU	54
11.1	ČERPADLO KOLMEKS T-50A/4	55
11.1.1	CHARAKTERISTIKA ČERPADLA PRO JEDNO ČERPADLO	56
11.1.2	CHARAKTERISTIKA ČERPADLA – PARALELNÍ PROVOZ.....	59
11.2	ČERPADLO KSB ETLZ 040-040-160.....	60
11.2.1	ZDVOJENÉ ČERPADLO SE STOČENÝM OBĚŽNÝM KOLEM	61
11.2.2	ZDVOJENÉ ČERPADLO S FREKVENČNÍM MĚNIČEM.....	67
11.3	SHRNUTÍ.....	69
	ZÁVĚR	71
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	72
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	75
	SEZNAM OBRÁZKŮ	78
	SEZNAM TABULEK	80
	SEZNAM PŘÍLOH	81

ÚVOD

Čerpadla patří k nejdůležitějším a nejsložitějším částem čerpacího systému. Můžeme se s nimi setkat v průmyslu, v domácnosti, čističkách, v zemědělství, ale i v jaderné elektrárně. Je třeba si uvědomit, že čerpadla jsou zařízení, která ve většině případů musí nepřetržitě a spolehlivě fungovat. Volba správného čerpadla není vůbec jednoduchá a závisí na mnoha faktorech, primárně na druhu kapaliny, musí být zajištěna i bezpečnost provozu. V dnešní době, kdy se ceny energií pohybují velmi vysoko, klademe obrovský důraz na spotřebu a celkovou účinnost zařízení. Neméně důležité zařízení tvoří potrubí a armatury, které musí být navrženy tak, aby splňovaly pevnostní a rozměrové podmínky. Při průtoku kapaliny potrubními tvarovkami dochází nejen ke ztrátě třením, ale navíc se zde projevují ztráty způsobené ohybem, rozdělením či soutokem proudu kapaliny, tzv. místní ztráty.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem čerpadla v čerpacím systému. Úvod je věnován všeobecným parametrům čerpadla, samotnému čerpadlu, potrubím a armaturám. V praktické části se práce podrobněji věnuje čerpacímu systému daného okruhu. Jsou zde popsány stávající čerpadla a výtlačné potrubí. Dále se práce věnuje samotnému výpočtu čerpacího chlazeného okruhu jaderné elektrárny. Cílem práce je zhodnotit a navrhnout nový typ čerpadla pro tento okruh. Zvolení vhodného čerpadla je důležité pro celkovou efektivitu okruhu, ve kterém je zapojeno. V závěru jsou shrnuty dosažené poznatky.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 ČERPACÍ SYSTÉM A ZÁKLADNÍ PARAMETRY ČERPADLA

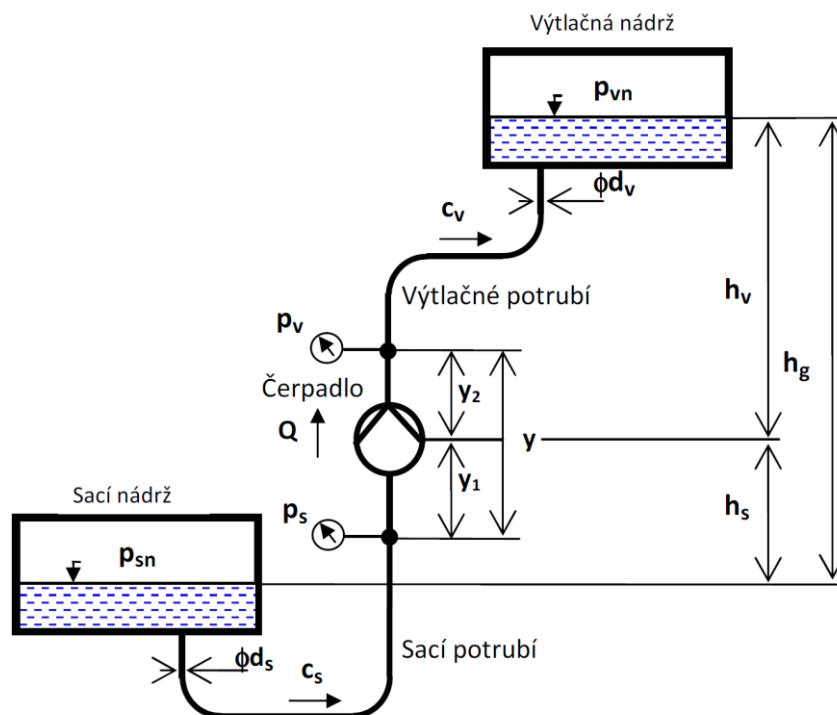
Součástí složitého okruhu jaderné elektrárny jsou i čerpadla. Jsou navrhována podle:

- místa použití,
- druhu čerpaného média (chemické složení, teplota, viskozita, míra znečištění atd.),
- uspořádání systému,
- požadovaných parametrů čerpání (průměrné množství a výstupní tlak),
- způsobu používání (nepřetržitý provoz, automatizace, regulace) [1].

Ze splňujících čerpadel zohledníme:

- účinnosti čerpadla (velikosti spotřeby / čerpaný objem),
- konstrukce (snadnost údržby a servisního zásahu v případě potřeby),
- regulace průtoku.

V případě špatného výběru se zkracuje jeho životnost a rostou náklady na údržbu a opravu [1].



Obrázek 1 Schéma čerpacího systému [1]

1.1 Parametry čerpání

Základními parametry čerpacího systému jsou průtok Q a měrná energie Y . Průtok je možné definovat jako hmotnostní průtok Q_m [kg/s] a objemový průtok Q_v [m³/s].

Hmotnostní průtok Q_m

Hmotnostní průtok vyjadřuje průtok v kilogramech, tato hodnota je tedy nezávislá na termodynamickém stavu čerpané kapaliny. Objemový průtok je naopak na termodynamickém stavu čerpané kapaliny závislý. Oba průtoky jsou ve vzájemném vztahu prostřednictvím hustoty kapaliny ρ [1].

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \quad (1.1)$$

Hustota ρ

Hustota je rovna poměru hmotnosti elementární částice tekutiny dm k jejímu elementárnímu objemu dV , v němž hustotu určujeme [2].

$$\rho = \frac{dm}{dV} \quad (kg/m^3) \quad (1.2)$$

Měrný objem v

Měrný objem je definován jako objem látky v připadající na jednotku hmotnosti látky m , za konstantní teploty T a tlaku p neboli je to převrácená hodnota hustoty ρ [3].

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (m^3/kg) \quad (1.3)$$

Objemová stlačitelnost δ

Stlačitelnost je změna vnějšího tlaku p na danou látku a má schopnost změnit objem V . Vyjadřuje změnu (zmenšení) objemu V při zvýšení tlaku o jednotku tlaku p [3].

$$\delta = -\frac{1}{V_0} \cdot \frac{dV}{dp} \quad (1.4)$$

Kde: V_0 – původní objem

Objemová roztažnost γ

Roztažnost je schopnost látky změnit svůj objem V při změně své teploty t . Vyjadřuje změnu (zvětšení) objemu při zvýšení teploty o jednotku teploty T [3].

$$\gamma = -\frac{1}{V_0} \cdot \frac{dV}{dT} \quad (1.5)$$

Viskozita kapalin

Viskozita se projevuje za pohybu skutečných kapalin. Při vzájemném posuvu vrstev kapaliny vzniká tečné napětí τ , zabraňující pohybu. Pomalá vrstva se zrychluje a rychlejší zpomaluje [2].

Měrná energie Y

Měrná energie je potřebná k dopravě jednotkové hmotnosti čerpané kapaliny od vstupního do výstupního průřezu čerpacího zařízení. Je měřítkem energetického stavu kapaliny, směrodatným pro pevnostní dimenzování stroje [1] [2].

$$Y = \frac{H}{g} \quad (J/kg) \quad (1.6)$$

Kde: H – dopravní výška čerpadla

Hydraulický výkon P_h

Hydraulický výkon je předaný čerpadlem kapalině [1].

$$P_h = \rho \cdot Q_v \cdot Y \quad (W) \quad (1.7)$$

Příkon čerpadla P

Výkon je však pro dimenzování pohonu čerpadla nedostatečný, proto se definuje také příkon [1].

$$P = \frac{P_h}{\eta} \quad (W) \quad (1.8)$$

Účinnost

Účinnost je v hydraulických systémech obecně dána součinem tří dílčích složek účinnosti [1].

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_o \cdot \eta_h \quad (\%) \quad (1.9)$$

Kde:

η_m – mechanická účinnost,

η_o – objemová účinnost,

η_h – hydraulická účinnost.

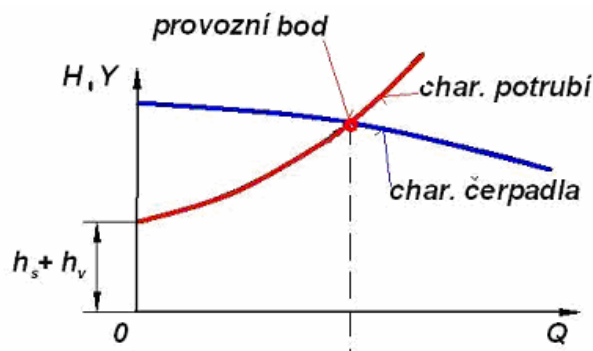
1.1.1 Charakteristiky čerpadla a potrubí

Charakteristika čerpadla

Charakteristika čerpadla je závislost skutečné měrné energie Y (resp. skutečné dopravní výšky H) na průtoku Q . K této základní $Y-Q$ charakteristice se připojují křivky výkonu $P_h - Q$, účinnosti $\eta_c - Q$ a měrné energie pro potrubí $Y_p - Q$ [2].

V oběžných kolech je složité proudění, a proto nelze charakteristiku určit přímo. Hydraulické ztráty z geometrických charakteristik nelze matematicky kvantitativně přesně popsat, lze je provést kvalitativně [2].

Při zakreslení křivky charakteristiky čerpadla a křivky charakteristiky potrubí se stanoví průsečík, který se nazývá pracovní nebo provozní bod. Snaha je, aby průsečík ležel v oblasti maximální účinnosti [4].



Obrázek 2 Charakteristika čerpadla [2]

Charakteristika potrubí

Charakteristika potrubí vychází se z energetické bilance systému mezi počátkem a koncem čerpacího systému. Energetická bilance udává, kolik energie je třeba přivést jednomu kilogramu kapaliny, abychom dosáhli požadovaných energetických stavů na hladinách [5].

$$Y_p = \frac{(p_{vn} - p_{sn})}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) + g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) \quad (J/kg) \quad (1.10)$$

Kde: h_s je sací výška, h_v je výtlačná výška, h_{zs} je ztrátová sací výška, h_{zv} je ztrátová výtlačná výška, p_{sn} je tlak v sací nádrži, p_{vn} je tlak ve výtlačné nádrži.

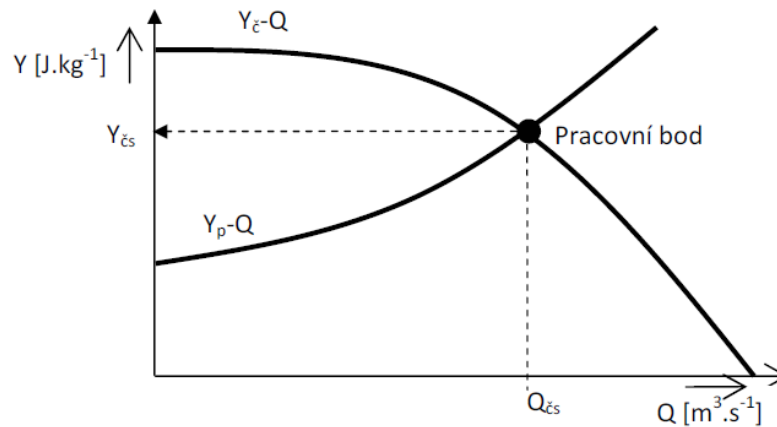
1.1.2 Pracovní bod

Potrubí a čerpadla spolu pracují ve spojitosti. Čerpadlo je aktivní člen systému, který navyšuje energii kapaliny, zatímco potrubí překonává hydraulické odpory, a to buď délkovými ztrátami, nebo místními ztrátami [1].

U stabilní činnosti čerpadla je charakteristika potrubí a čerpadla v rovnovážném stavu, tím pádem jsou parametry stejné a vzniká rovnováha energií $Y_{\varepsilon} = Y_p$ [1].

Charakteristika potrubí určuje, kolik energie je potřeba k dopravě kapaliny.

Charakteristika čerpadla udává vztah mezi průtokem a výškou [1].



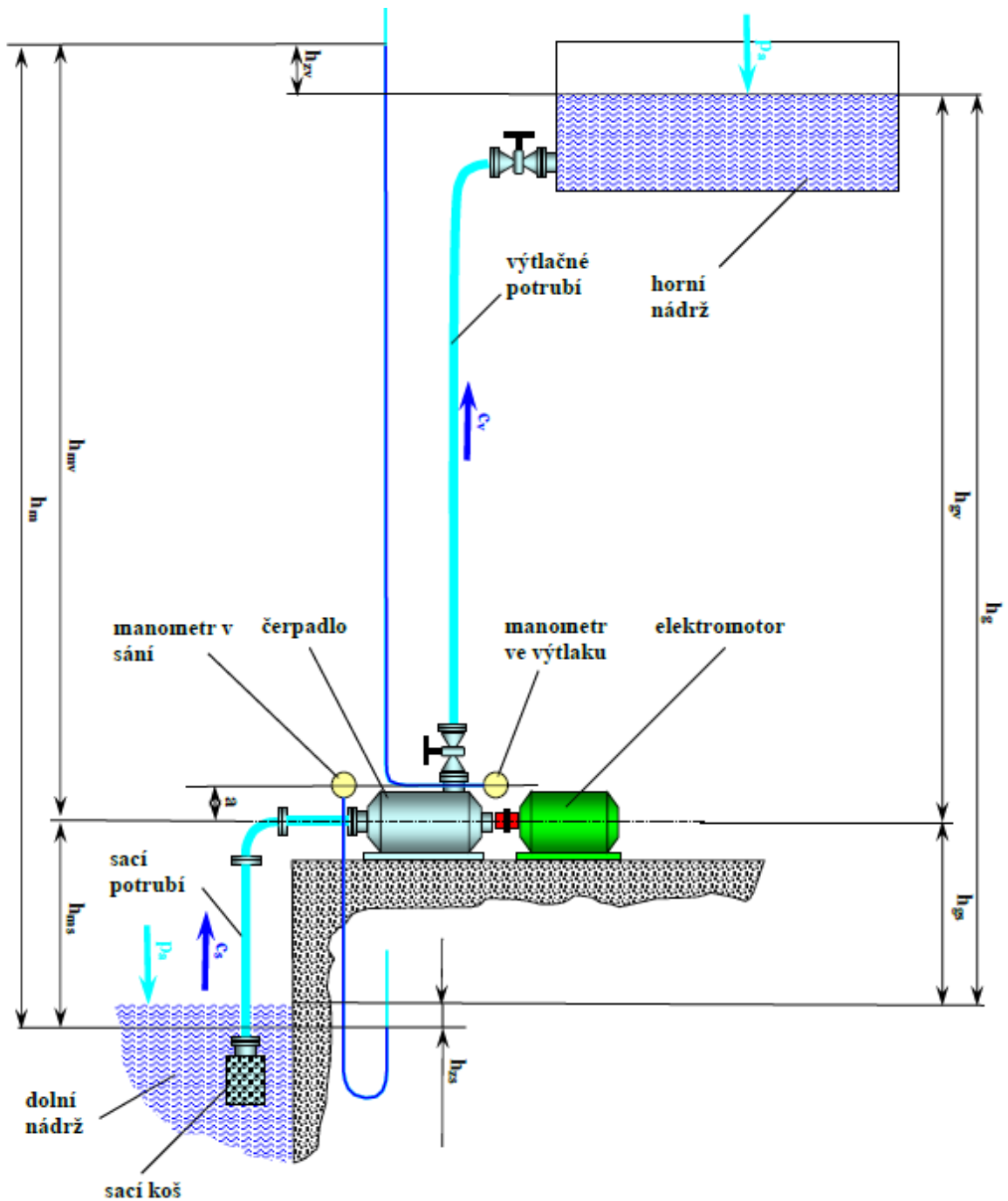
Obrázek 3 Pracovní bod [1]

Pro početní řešení parametrů čerpání v pracovním bodě je nutné znát jak charakteristiku potrubí $Y_p = f(Q)$, tak i charakteristiku čerpadla $Y_{\varepsilon} = f(Q)$. Veškerá energie, kterou čerpadlo dodá kapalině, je v pracovním bodě využita na dopravu kapaliny a pokrytí ztrát potrubí, systém je tak ve stabilním stavu. Provozní hodnoty Q , Y jsou určeny průsečíkem charakteristiky čerpadla a charakteristiky potrubí [1].

1.1.3 Určení sací výšky

Sací výšku čerpadla lze vyvodit z Bernoulliho rovnice. Přesně se určí hladina v sací nádrži a výška sacího hrdla čerpadla. Vyvození se může uskutečnit jen za předpokladu, že stálý tlak na sání čerpadla dosáhne tlaku nasycených par p_w . Teoretická sací výška se vypočítá z této rovnice [5]:

$$h_s = p_{sn} - \frac{p_w}{\rho \cdot g} \quad (m) \quad (1.11)$$



Obrázek 4 Zapojení čerpadla [3]

Sací výška je důležitý parametr a ovlivňuje funkci čerpadla. Při překročení maximální výšky nemusí čerpadlo správně fungovat. Správná výška ovlivňuje více parametrů, např. vzdálenost čerpadla od nádrže, odpor sacího koše, odpor ze zpětné klapky, odpor kolen a tvarovek [6].

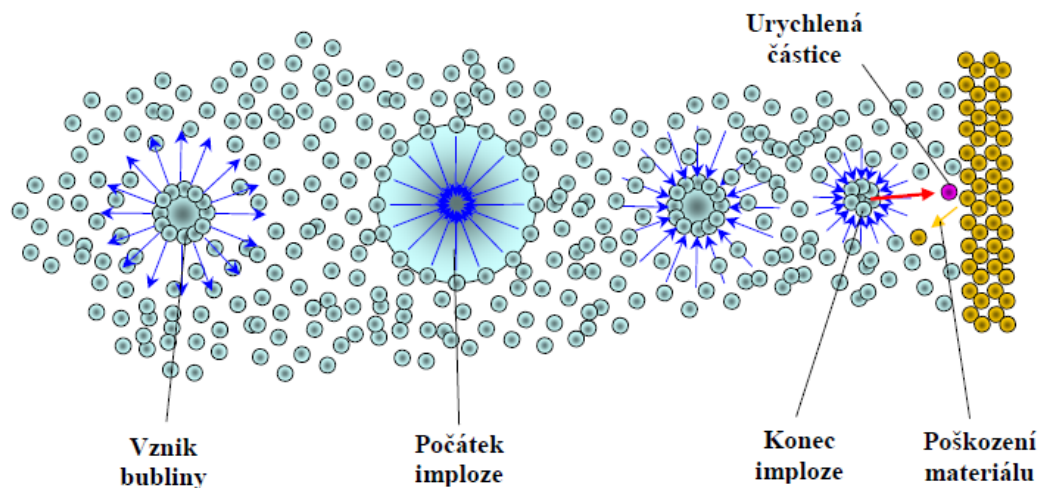
1.2 Kavítace

Při lokálním snížení tlaku vznikají bublinky páry, které jsou obklopeny molekulami vody, jež na bublinky vyvíjí tlak, a bublinka následně imploduje. Uvolní se velké množství energie

a urychlená částice narazí do materiálu a vznikají chvění, rázy, a tím i hluk. Rázem v místě nárazu vzniká místní tlak až 30 MPa a teplota přes 2 000 °C [3].

Kavitace je velmi důležitý hydrodynamický jev vyskytující se v mnoha oblastech spojených s transportem kapalin. Hydraulické stroje obvykle trpí silnými vibracemi, hlukem, poškozením materiálu atd. v důsledku kavitace [22].

Na základě zkušeností jsou hlavními příčinami poškození hydraulických strojů problémy s kavitací, pískovou erozí, defekty materiálu a únavou atd. Z nich je nejdůležitějším problémem kavitace, která nejenže narušuje průtok, ale také způsobuje jeho ucpání a prudké tlakové vibrace. Obecně je kavitace velmi škodlivá pro hydraulické stroje a jejich systém, neboť zhoršuje kvalitu provozu a životnost. Proto je kavitace aktivním tématem po desetiletí v oblasti hydrodynamiky a očekává se její neustálý pokrok v objevování mechanismů a simulačních technik [22].



Obrázek 5 Průběh kavitace [3]

1.3 Základní rovnice

1.3.1 Stavová rovnice ideálního plynu

Stavová rovnice je porovnání dvou stavů ideálního plynu. Popisuje vztah mezi stavovými veličinami u ideálního plynu, např. teplotu, tlak a objem. Další stavové veličiny je možné vypočítat ze stavové rovnice, popřípadě z dalších vztahů termodynamiky [3].

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad (1.12)$$

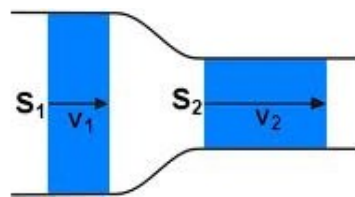
Kde r je plynová konstanta

1.3.2 Rovnice kontinuity

Rovnice obecně vyjadřuje zákon zachování hmoty (hmotnostního toku). Množství tekutiny proudící různě velikými průřezy se nemění. Pro nestlačitelné tekutiny (ideální kapaliny) se může říci, že: Objem kapaliny, který proteče za jednotku času libovolným průřezem je konstantní a tím můžeme psát rovnici kontinuity pro ideální kapalinu: [4].

$$Q_v = S \cdot v \quad (1.13)$$

Kde v je rychlost kapaliny v daném průřezu a S je průřez trubice, kterou kapalina proudí.



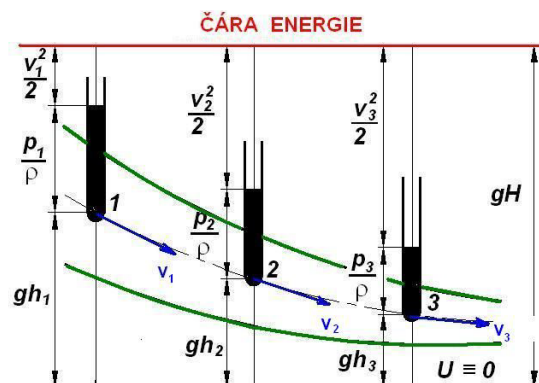
Obrázek 6 Rovnice kontinuity [3]

1.3.3 Bernoulliho rovnice

Tato rovnice představuje zákon zachování energie hmotnostní jednotky v energetickém tvaru, kde $\frac{v^2}{2}$ je kinetická měrná energie, $\frac{p}{\rho}$ je tlaková měrná energie a $g \cdot h$ je polohová měrná energie. Bernoulliho rovnice říká, že součet potenciální, kinetické a tlakové energie je konstantní [2].

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h_2 = \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h = g \cdot H = Y \quad (1.14)$$

Reálná kapalina se liší od ideální především viskozitou. Jejím vlivem vzniká při pohybu kapaliny tření a část energie se mění v nevyužitelné nízkopotenciální teplo (dochází k rozptylu energie). Do Bernoulliho rovnice pro ideální kapalinu je nutné přidat člen, který ji doplní o tzv. ztrátovou výšku h_z [3].



Obrázek 7 Bernoulliho rovnice [7]

2 ČERPADLA

Čerpadla jsou stroje, které mění v kapalině kinetickou, potenciální nebo tlakovou energii. To se používá pro účely zvedání kapalin, zvyšování tlakové energie, kinetické energie, při přepravě kapaliny z nižšího potenciálu do místa s vyšším potenciálem [4].

Čerpadla zvýší mechanickou energii tekutiny, jež změní průtok, rychlost, výšku a tlak [8].

Čerpadla se podle způsobu, jakým se vyvozuje čerpací účinek, rozdělují na tři skupiny:

- čerpadla objemová (hydrostatická s přímou přeměnou mechanické energie v energii tlakovou, využívá se Pascalův zákon),
- čerpadla hydrodynamická (s nepřímou přeměnou mechanické energie v energii tlakovou),
- čerpadla speciální (ostatní) (např. proudová, k čerpání je využito kinetické energie proudící tekutiny) [4].

Rozdělení čerpadel:

Podle způsobu přeměny energie: hydrostatická (objemová) – pro malé výkony, hydrodynamická (rychlostní) – střední a velké výkony.

Podle pohybu činných ploch: s kmitavým pohybem, s rotačním pohybem, s jiným pohybem, s kombinovaným pohybem,

Podle dopravovaného média: vodní, pro kapalné plyny, pro dopravu hořlavín, pro dopravu suspenzí.

Podle počtu čerpadlových stupňů: jednostupňová, dvoustupňová, vícestupňová.

Podle dosaženého tlaku na výtlaku: nízkotlaká, středotlaká, vysokotlaká.

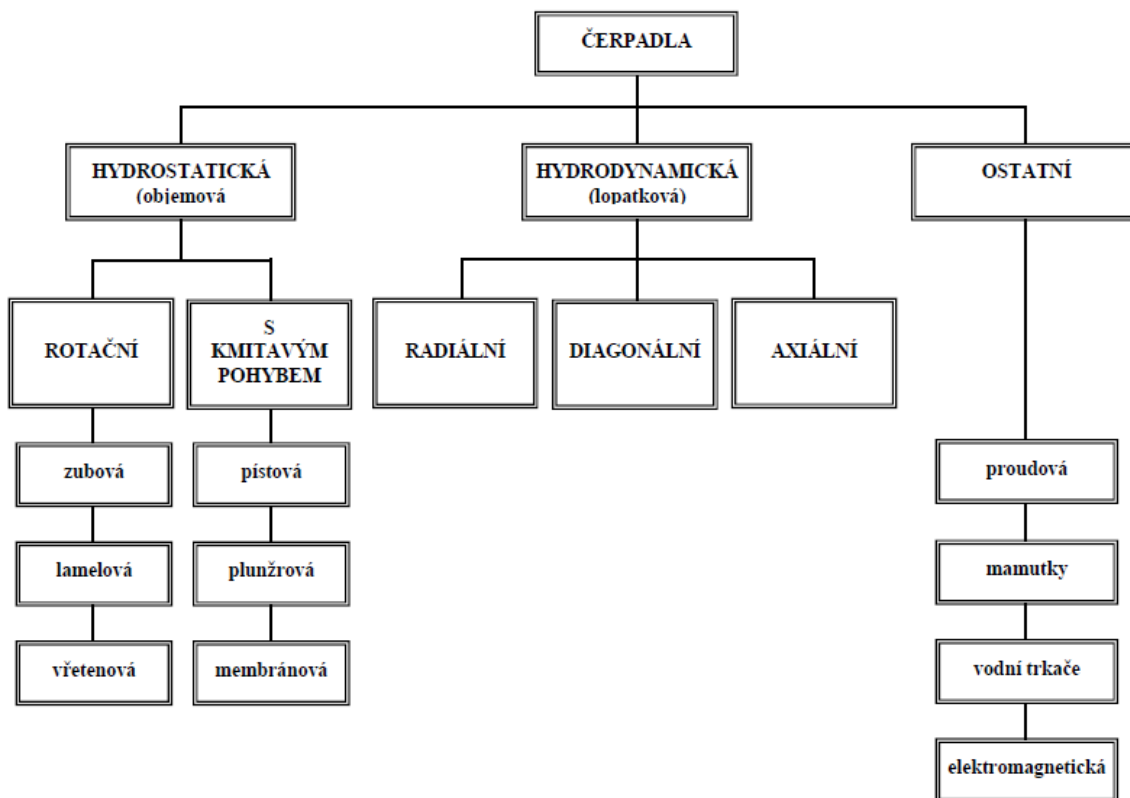
Podle umístění: do mokré jímky, do suché jímky.

Podle mobility zařízení: stacionární, přenosná, mobilní.

Podle způsobu chlazení: vzduchem, vodou.

Podle způsobu pohonu: přímo, ozubeným převodem, hydraulickým převodem.

Podle druhu pohonu: elektrickým motorem, spalovacím motorem, spalovací turbínou, hydromotorem, pomocným médiem [3].



Obrázek 8 Základní rozdělení čerpadel [3]

2.1 Hydrostatická čerpadla (objemová)

Objemová (nebo také hydrostatická) čerpadla mění mechanickou energii na energii tlakovou, prosazuje se zde Pascalův zákon. Kapalina se přesouvá prostřednictvím výtlačného členu (píst, plunžr, zub, lopatka, membrána, hadice apod.) a periodicky střídavým přímočarým pohybem. Někdy se jim také říká hydrogenerátory. Konstrukce jsou převzaty z konstrukce parních strojů [4].

Rozdělení objemových čerpadel se dá provést podle mnoha hledisek:

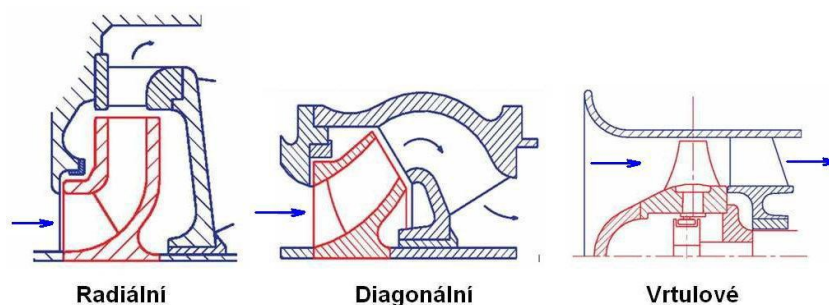
- a) čerpadla rotační – zubová, vřetenová, lamelová, radiální nebo axiální pístová, čerpadla s odvalujícími písty apod.,
- b) čerpadla s kmitavým pohybem
 - podle tvaru činné části čerpadla (pístová, plunžrová, membránová, křídlová),
 - podle počtu plunžrů nebo pístů (jednopístová, dvoupístová, třípístová a vícepístová),
 - podle uspořádání činných elementů vyvozujících tlak,
 - podle způsobu rozvodů čerpané kapaliny,
 - podle kinematiky hnacího mechanismu [4].

2.2 Hydrodynamická čerpadla

Přeměna mechanické energie na hydraulickou probíhá v lopatkách oběžného kola. Tato energie je převážně kinetická a v rozváděcích kolech se přemění na tlakovou. Z důvodu dvojité přeměny energie se snížila účinnost hydrodynamických čerpadel, tím pádem je i nižší účinnost oproti hydrostatickým čerpadlům [4].

Hydrodynamická čerpadla se dělí podle průtoku dopravované kapaliny v kanálech oběžného kola na:

- čerpadlo radiální – kapalina do oběžného kola tohoto čerpadla vstupuje axiálně (rovnoběžně s osou čerpadla) a vystupuje z oběžného kola radiálně (kolmo na osu rotace),
- čerpadlo diagonální – kapalina vstupuje do oběžného kola axiálně a vystupuje diagonálně (šikmo k ose rotace),
- čerpadla axiální – vrtulová – kapalina vstupuje a vystupuje z oběžného kola čerpadla axiálně [4].



Obrázek 9 Hydrodynamická čerpadla [4]

Rozváděcí společně s oběžným kolem tvoří jeden stupeň čerpadla. Při řazení více stupňů za sebou (sériově) se navyšuje měrná energii, při řazení vedle sebe (paralelně) se získá větší průtok. Oběžná kola mohou být otevřená (bez krycího disku) nebo zavřená (s krycím diskem) [9].

Oběžná kola

Oběžné kolo je klíčovou součástí odstředivého čerpadla. Skládá se z řady zakřivených lopatek. Ty jsou obvykle vloženy mezi dva disky (uzavřené oběžné kolo). Pro kapaliny s unášenými pevnými látkami je preferováno otevřené nebo polootevřené oběžné kolo (založené jedním kotoučem) (obrázek 10) [10].



Obrázek 10 Oběžná kola [10]

Kapalina vstupuje do oběžného kola v jeho ose a vystupuje po obvodu mezi lopatkami. Oběžné kolo – na opačné straně – je připojeno přes hnací hřídel k motoru a otáčí se vysokou rychlostí. Rotační pohyb oběžného kola urychluje kapalinu ven přes lopatky oběžného kola do tělesa čerpadla [10].

Rozdělení hydrodynamických čerpadel

Podle průtoku dopravované kapaliny: radiální (odstředivá), diagonální, axiální.

Podle použití: kondenzační, napájecí, chladicí, cirkulační, mazací, kalová, vodárenská.

Podle dopravované kapaliny: vodní, olejová, pro pohonné hmoty, pro zkapalněné plyny.

Podle počtu sacích stran na oběžném kole: jedнопroudá, dvouпroudá.

Podle počtu stupňů: jednostupňová, vícestupňová (článková).

Podle tvaru skříně (tělesa): spirální, barelová.

Podle situování osy čerpadla: horizontální, vertikální.

Podle dosaženého tlaku na výtlaku: nízkotlaká, středotlaká, vysokotlaká.

Podle utěsnění pracovního prostoru čerpadla: ucpávková, bezucpávková.

Podle mobility zařízení: stacionární, přenosná, mobilní.

Podle způsobu chlazení: vzduchem, vodou, autonomním chladicím systémem, externím chladicím systémem.

Podle způsobu pohonu: přímo, ozubeným převodem, hydraulickým převodem.

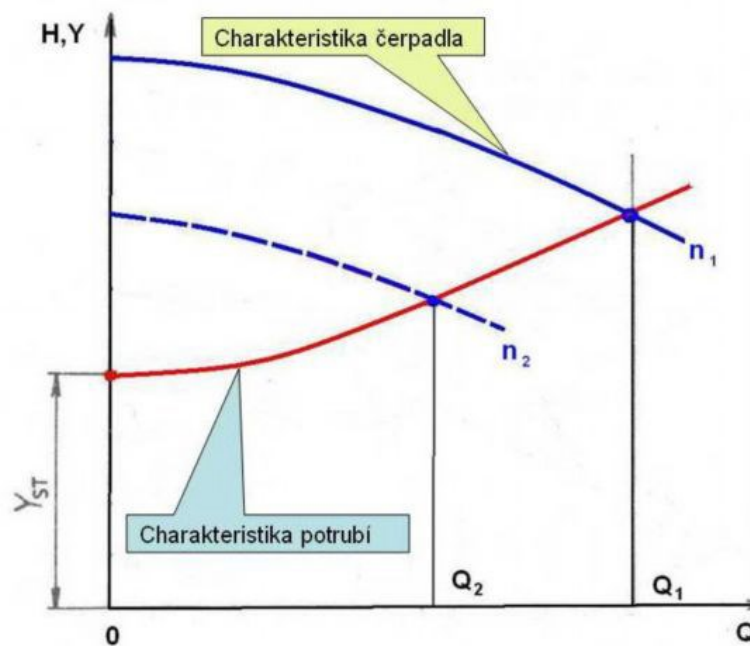
Podle druhu pohonu: elektrickým motorem, spalovacím motorem, hydropohonem [3].

2.3 Regulace hydrodynamických čerpadel

Tato úloha je v praxi velmi důležitá. Pracovní bod nám nemusí vždy vyhovovat a požadovaný průtok je jiný. Proto se musí regulovat průtok následujícími způsoby [7].

2.3.1 Regulace změnou otáček čerpadla

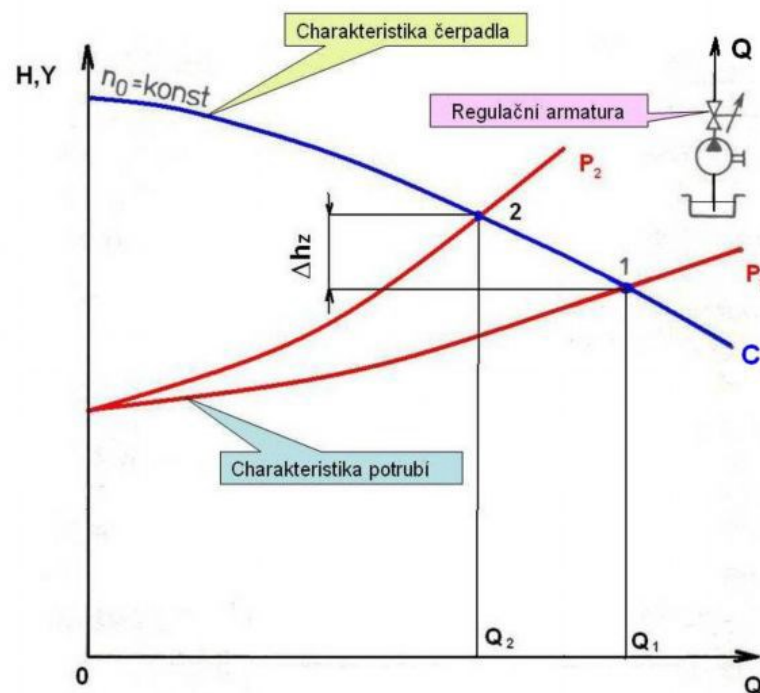
Při změně otáček z „ n_1 “ na „ n_2 “ se změni i obvodová rychlost, tudíž i charakteristika čerpadla [7].



Obrázek 11 Změna charakteristiky čerpadla při změně otáček [7]

2.3.2 Regulace průtoku škrcením

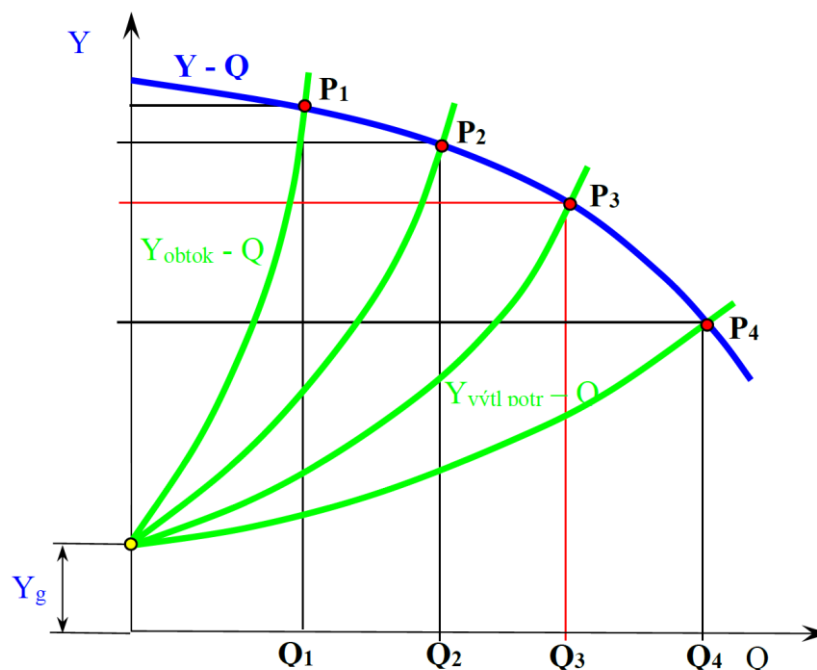
Jde o častý způsob regulace, ale jen na malé výkony. Touto regulací se zbytečně plýtvá energií. Pomocí regulačního orgánu se mění součet odporů v potrubí, a tím tvar i sklon křivky. Změnou sklonu křivky se posouvá pracovní bod z 1 do 2 - průtok se snižuje (probíhá škrcení), ale současně se zvyšuje měrná energie na výtlačku čerpadla o ztrátovou výšku h_z [7].



Obrázek 12 Regulace odstředivého čerpadla škrcením [7]

2.3.3 Regulace obtokem

Tento způsob je také energeticky nákladný. Část průtoku z čerpadla se vrací opět zpátky do sací nádrže. Často se používá pro svou jednoduchost. Regulace se provádí otevřením regulačního orgánu v obtokovém potrubí. Při otevření armatury se snižují ztráty a klesá průtok ve výtlačné trase [5].



Obrázek 13 Regulace průtoku čerpadla obtokem [7]

Kde:

P_1 – Pracovní bod při provozu s otevřeným obtokem a uzavřeným výtlakem

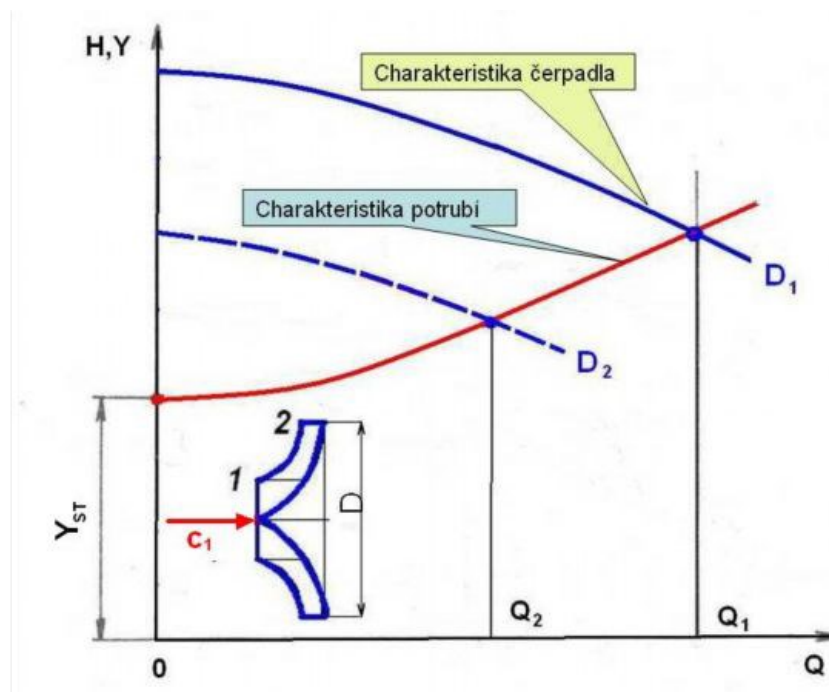
P_2 – Pracovní bod při provozu s otevřeným obtokem a přiškrceným výtlakem

P_3 – Pracovní bod při provozu s uzavřeným obtokem

P_4 – Pracovní bod při provozu s otevřeným obtokem a otevřeným výtlakem

2.3.4 Regulace průtoku změnou průměru oběžného kola

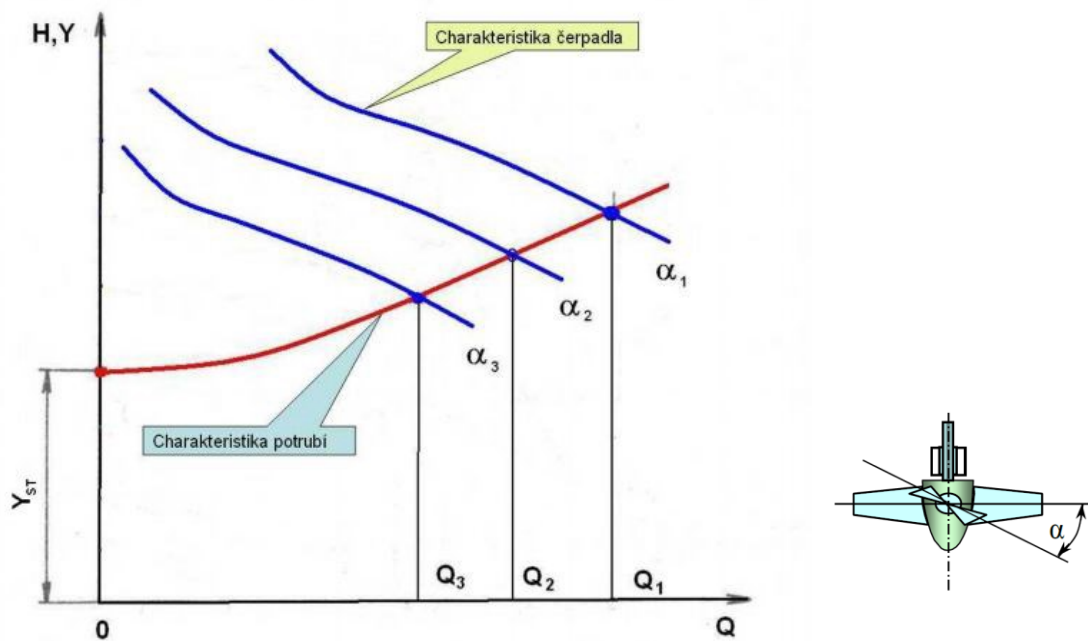
Má-li čerpadlo s oběžným kolem velký průtok, lze osoustružením snížit průtok na požadovaný, při konstantních otáčkách. Tato regulace se dá provést jen trvale, a to před smontováním čerpadla [7].



Obrázek 14 Změna průtoku zmenšením průměru oběžného kola [7]

2.3.5 Regulace natáčením lopatek oběžného kola

Tato regulace je vhodná pro čerpadla axiální s maximální účinností. Jde upravovat plynule i skokově a to od max. natočení α_3 , po min. natočení α_1 [7].

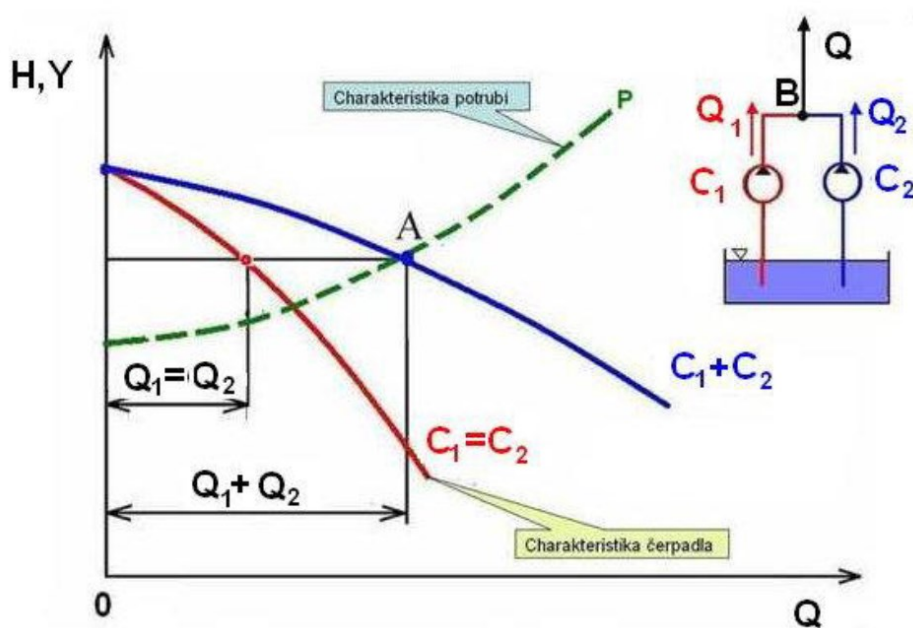


Obrázek 15 Regulace průtoku u čerpadla natáčením lopatek oběžného kola [7]

2.4 Řazení čerpadel

2.4.1 Paralelní řazení čerpadel

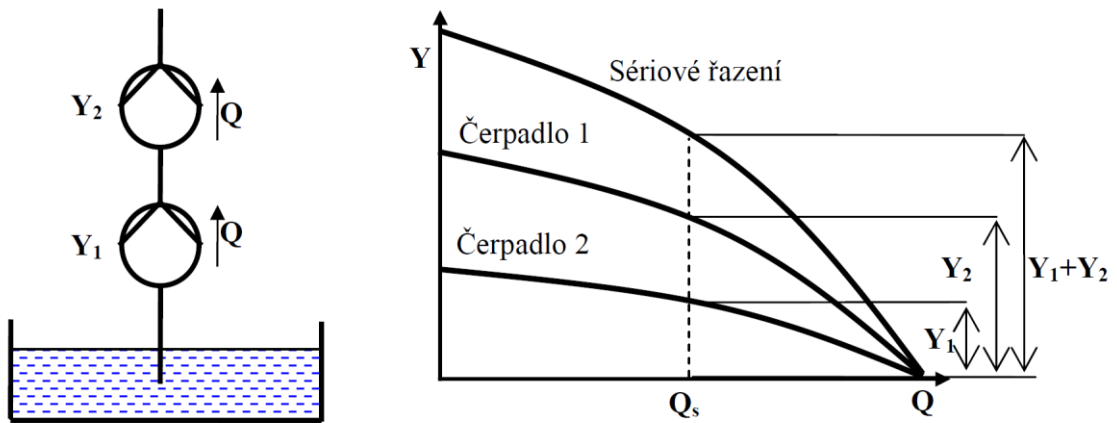
Sací i výtlačné hrdlo všech čerpadel se spojují do jednoho hrdla. Měrná energie všech čerpadel je stejná a celkový výkon se rozdělí a každé z čerpadel se na něm podílí stejnou částí. Veškeré průtoky se sčítají [5].



Obrázek 16 Paralelní řazení dvou čerpadel se stejnou charakteristikou [7]

2.4.2 Sériové řazení čerpadel

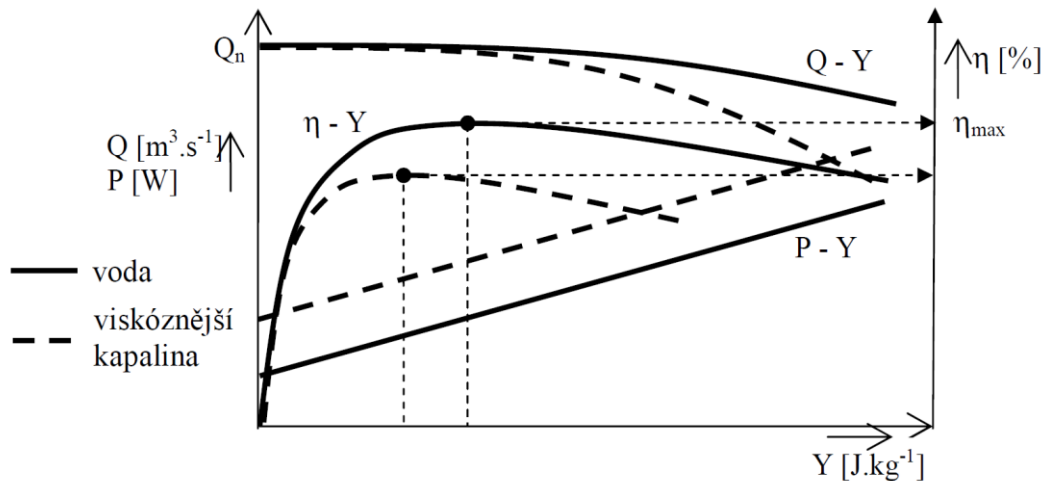
U tohoto řazení jde proud kapaliny z jednoho čerpadla na druhé. Průtok je přes všechna čerpadla stejný a měrná energie se sčítá [5].



Obrázek 17 Schéma sériového řazení [7]

2.5 Vliv viskozity na charakteristiku čerpadla

Charakteristika čerpadla se nejčastěji určuje pro vodu. S rostoucí viskozitou rostou ztráty a klesá průtok Q , měrná energie Y , účinnost čerpadla η , příkon P však roste. Výrobci čerpadel udávají koeficient pro výpočet parametrů [5].



Obrázek 18 Vliv viskozity na charakteristiku čerpadel [5]

3 POTRUBÍ

Potrubí je soubor trubek a armatur určený k dopravě tekutin, směsí tekutin s pevnými částicemi a sypkých hmot.

Při dopravě média dochází ke ztrátám. U přenosu tepelné energie (parovod, horkovod) vznikají tepelné ztráty, jimž zabraňujeme izolací potrubí. S přenosem tlakové energie (hydraulika, pneumatika) vznikají tlakové ztráty v potrubí a stanovují se pevnostní výpočty potrubí.

Největší problém u ztrát představuje netěsnost materiálu. Ztráty zde mohou být hmotnostní, energetické, ale i ekonomické a ekologické. Potrubí musí být naprosto těsné. Kontroluje se nejen těsnost materiálu, ale i potrubní spoje [11].

3.1 Druhy potrubí

Potrubí rozlišujeme z hlediska:

- druhu dopravovaného média: vodní (vodovody, vodovodní sítě), parní (dálkové parovody, přívody páry k turbíně), produktovody (ropovody, plynovody), potrubí v chemických provozech, v potravinářství (mléko, pivo a jiné nápoje), v zemědělství, doprava oleje ve vysokotlaké hydraulice a mazací technice, stlačeného vzduchu v pneumatických systémech, technických plynů (kyslík, acetylen, dusík), suspenze popílku s vodou (v elektrárnách, dolech) aj.,
- podle účelu potrubí: sací, výtlačné, zpětné, odpadní, vypouštěcí, odvzdušňovací,
- mazací, chladičí aj.,
- podle tlaku: podtlakové, nízkotlaké, vysokotlaké,
- podle materiálu: ocelové, litinové, měděné, hliníkové, mosazné, skleněné, plastové, čedičové aj.,
- podle druhu spoje: svařované, šroubované, pájené, přírubové, lisované, hrdlové aj.,
- podle umístění: vnitřní, venkovní, nad zemí, pod zemí, stěnové, tranzitní aj.

Je možné i další dělení [11].

3.2 Části potrubí

Části potrubí lze rozdělit do několika skupin:

- trubky,
- tvarovky (kolena, ohyby, oblouky, tvarovky T, Y),
- potrubní spoje: nerozebíratelné (svařované, pájené, lisované), rozebíratelné (přírubové, strojírenská šroubení, hrdlové),
- kompenzátory,
- upevňovací prvky, podpěry, závěsy, vedení, kotvení, izolace aj.,
- armatury: uzavírací (ventily, šoupátka, kohouty), zpětné, regulační, pojistné [11].

3.3 Základní parametry potrubí

3.3.1 Jmenovitá světlost DN

Jmenovitá světlost DN byla dána normou ČSN 13 0015, udává přibližně vnitřní průměr potrubí v *mm* [11].

3.3.2 Jmenovitý tlak PN

Jmenovité tlaky PN a pracovní přetlaky definuje norma ČSN 13 0010, označuje skupiny pracovních přetlaků odstupňovaných podle určitých rozsahů pracovních teplot [11].

3.4 Kompenzátory

Kompenzátory slouží k vyrovnání roztažnosti potrubí. Teplotní dilatace Δl potrubí délky l vlivem rozdílu teplot Δt a součinitelem teplotní délkové roztažnosti α_{st} . [11].

$$\Delta l = l \cdot \alpha_{st} \cdot \Delta t \quad (\text{m}) \quad (3.1)$$

Druhy kompenzátorů

Z hlediska typu: klasické, vlnovcové, pryžové, ucpávkové.

Z hlediska provedení oblouků: hladké, záhybové.

Z hlediska tvaru: čočkové, lyrové, tvar písmene L, tvar písmene Z, tvar písmene U.

Z hlediska tvaru: rovinné, prostorové. hladké kompenzátory (s hladkými oblouky), záhybové kompenzátory (s oblouky se záhyby), lyrové kompenzátory (u potrubí z novoduru) [3].

3.5 Uložení potrubí

Uložení potrubí zajišťují umístění potrubí v prostoru a zachycují síly, jimiž je potrubí namáháno [3].

Síly působící na potrubí: radiální: vlastní hmotnost, hmotnost izolace, hmotnost proudícího média, síly od přípojek, součásti potrubí, axiální: tepelná dilatace, účinky tlaku média [3].

Druhy uložení:

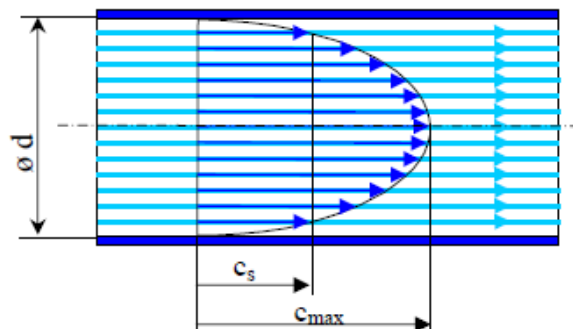
1. pevné uložení: neumožňuje žádný pohyb, tepelná dilatace se vyrovnává kompenzátory, dělí se na kotevní třmeny, kotevní stojany, patky,
2. osově vedení: dovoluje posuv pouze ve směru osy, zachycuje radiální síly,
3. podpěry: jsou určeny pro zachycení radiálních sil, umožňují posuv ve vodorovné rovině, používají se podpěry – kluzné, válečkové,
4. závěsy a pružné uložení: přenášejí hmotnost potrubí a svislé složky zatížení, umožňují posuv ve směru osy a menší odchylky ve vodorovné rovině [3].

3.6 Proudění

3.6.1 Laminární proudění

Laminární proudění lze vypočítat integrací Navierových-Stokesových rovnic, u složitějších rovnic pak numerickými metodami. Vyskytuje se tam, kde jsou menší průtokové rychlosti a větší viskozita. Je jednodušší než turbulentní proudění [12].

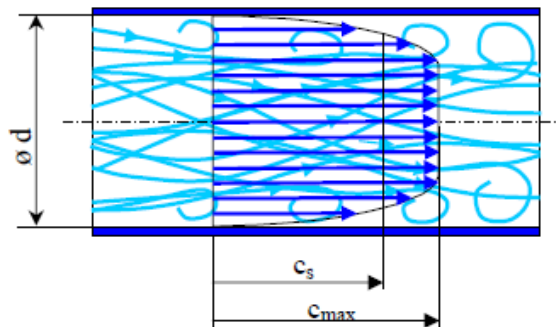
Laminární proudění způsobí pohyb kapalin, při němž jsou částice rovnoběžné, nemísí se. U stěny je rychlost c částic pomalejší. Proudění nastává, když Reynoldsovo číslo pro potrubí je $Re < 2320$ [4].



Obrázek 19 Laminární proudění [3]

3.6.2 Turbulentní proudění

U turbulentního proudění se mění rychlost částic kapaliny. Částice se pohybují nejen ve směru proudu, ale i všemi směry, čímž dochází k promíchání tekutiny. Povrch turbulentního proudu vytékající tekutiny je nepravidelný, proud neprůhledný. Veškeré hodnoty se nepřetržitě mění (např. rychlost, tlak, hustota) a děje se tak náhodně. U turbulentního proudění je tečné napětí větší než u laminárního proudění, tím pádem jsou i větší ztráty proudění. Reynoldsovo číslo pro potrubí je $Re > 2320$ [12].



Obrázek 20 Turbulentní proudění [3]

3.7 Ztráty v potrubí

Ztráty v potrubí, které vznikají při překonávání hydraulických odporů, se můžou rozdělit na dva druhy [3].

3.7.1 Ztráty délkové (při průtoku přímým potrubím)

K těmto ztrátám dochází při proudění kapaliny v potrubí, kde vzniká tření mezi kapalinou a stěnou, dále dochází i ke tření mezi jednotlivými vrstvami [3].

Délková ztráta se vypočítá ze vztahu:

$$h_d = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (m) \quad (3.2)$$

Kde: L – délka potrubí (m), λ – odporový součinitel, v – rychlost proudu (m/s) [3].

3.7.2 Místní ztráty

Místní ztráty vznikají v případě změny směru proudu nebo rychlosti proudu, tzn. proudění v kolenech, v odbočkách, při změnách průřezu, v armaturách, ve filtrech atd. Tlaková ztráta se vyjadřuje sloupcem kapaliny jako ztrátová výška ze vztahu [3]:

$$h_m = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (m) \quad (3.3)$$

Kde: ζ – součinitel místního odporu, v – rychlost proudění (m/s).

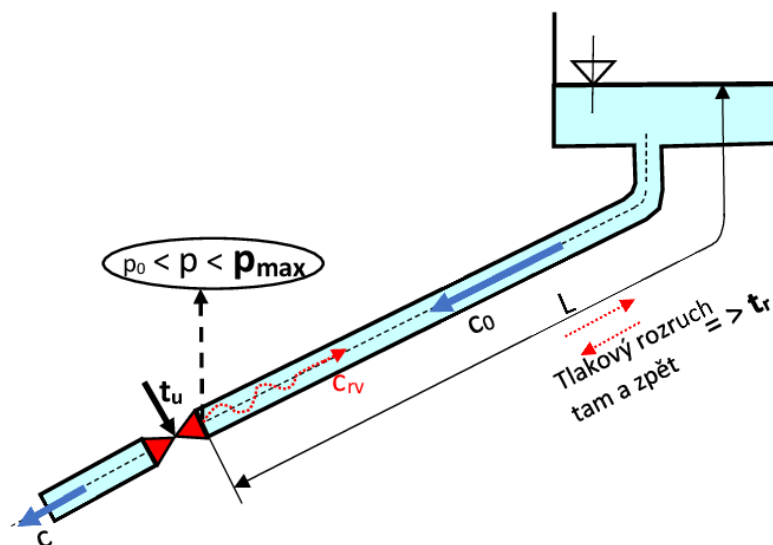
Obě rovnice jsou na sobě nezávislé, proto se mohou sčítat [3]:

$$h_z = \sum h_d + \sum h_m \quad (3.4)$$

3.7.3 Hydraulické rázy v potrubí

Jde o následek náhlé změny rychlosti proudění. Vzniká většinou při rychlém otevření nebo zavření armatury v natlakovaném systému. Vznikne tlaková vlna, která může být pětkrát vyšší, než je tlak v systému. Jestliže nevznikne opatření na ochranu systému, může to mít za následek jeho prasknutí, netěsnost spoje, vibrace a hlučnost v potrubí, poškození armatury, prasknutí nádrže. Zamezit tomu lze např. tlakovou nádobou nebo řídicí jednotkou s frekvenčním měničem [13].

Hydraulické rázy potrubí mohou nastat z různých příčin. Vždy se ale jedná o nežádoucí jev, jehož je potřeba se vyvarovat. Jinak může dojít k poškození technologie nebo úrazu pracovníka. Rychlost, jíž se šíří tlakový rozruch vyvolaný v proudící tekutině, se nazývá rychlost rázové vlny, která se právě rovná rychlosti šíření zvuku v proudící tekutině. Při náhlém zastavení proudící tekutiny se přeměňuje kinetická energie na energii tlakovou a částečně se spotřebuje na deformační práci [3].



Obrázek 21 Schéma potrubního systému [3]

Platí, že zvýšení tlaku je tím větší, čím větší jsou: rychlost proudění, rychlost šíření zvuku v proudícím médiu, hustota tekutiny [3].

4 ARMATURY

Armatury jsou zařízení vřazená do potrubních tras a určená:

- pro přerušování proudění tekutin (ventily, šoupátka, kohouty, klapky),
- pro regulování průtoku, tlaku, teploty, hladiny,
- k řízení tlaku kapaliny (pojistné a redukční ventily),
- k odvodu kondenzátu,
- k odvzdušnění tras atd. [11].

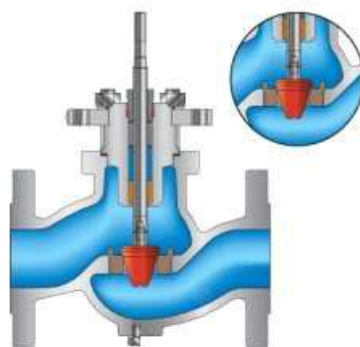
4.1 Rozdělení armatur

Armatury je možné dělit z různých hledisek, a to:

- podle tvaru uzavíracího prvku armatury (ventil, šoupátko, klapka, kohout),
- podle spojení víka s tělesem (přírubový, hlavicový, s tlakotěsným víkem),
- podle spojení s potrubím (přírubový, přivařením, s nátrubkem),
- podle způsobu ovládání (ruční, mechanické),
- podle umístění ovládání (místní, dálkové),
- podle druhu servopohonu (elektrické, pneumatické, hydraulické),
- podle použití (uzavírací, regulační, pojistné, zpětné, odvaděče kondenzátu) [3].

4.1.1 Armatury uzavírací

Nejdůležitější vlastností je těsnost v zavřené poloze, ta je dána normou ČSN 13 3060. Uzavírací armatura má jen dvě funkce: otevřeno a zavřeno. Další důležitou vlastností je jistota zavření z důvodu bezpečnosti. To se uskutečňuje nejčastěji s ruční armaturou. V případě dálkového ovládání používáme signál spínače, snímače polohy nebo kontrolu obsluhy [11].



Obrázek 22 Uzavírací ventil [11]

4.1.2 Šoupátka

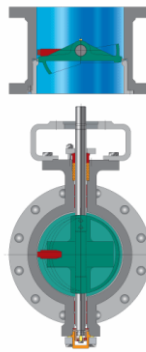
Používá se převážně v oblasti, kde je větší průměr potrubí. Pro velký průměr mají menší ztráty než uzavírací ventily. Šoupátka se stoupajícím vřetenem mají matici uloženu ve třmenu a s nestoupajícím vřetenem, které má uvnitř klínu uloženu neotáčivou matici [11].



Obrázek 23 Šoupátko [11]

4.1.3 Uzavírací klapky

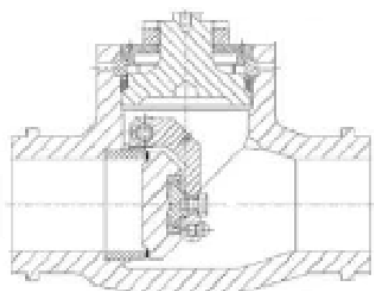
Uzavírací mechanismus má tvar talíře, který se otáčí kolem čepu. Konstrukce klapky umožňuje rychlé uzavření [11].



Obrázek 24 Klapka [11]

4.1.4 Zpětná klapka

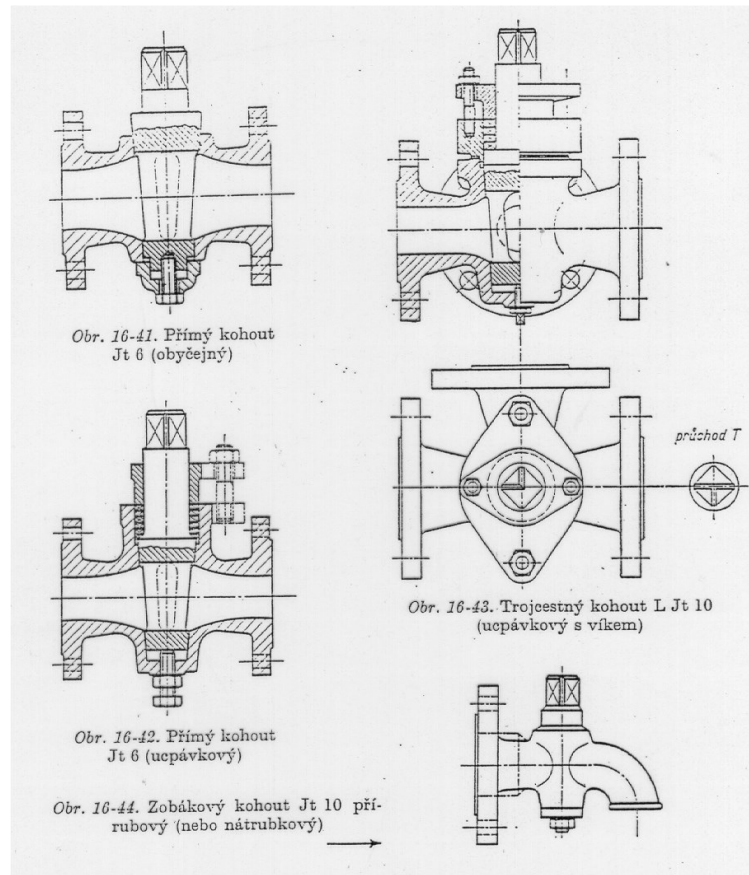
Zpětná klapka zabraňuje proudu kapaliny v opačném směru [12].



Obrázek 25 Zpětná klapka [11]

4.1.5 Kohout

Kohout je uzavírací armatura, jejíž uzavírací segment tvoří koule nebo komolý kužel. U kulových kohoutů nedochází k tlakovým ztrátám a používají se pro velké tlaky [11].



Obrázek 26 Druhy kohoutů [3]

4.2 Charakteristika základních armatur

Ventil uzavírá, popř. zmenšuje průtočný průřez přitlačením válcového tělesa – **kuželky** – k otvoru (sedlu) v dělicí mezistěně tělesa.

Šoupátko uzavírá, popř. zmenšuje průtočný průřez vtlačením dělicí desky – **klínu** – mezi nátrubky tělesa, které navazují na potrubí.

Klapka uzavírá, popř. zmenšuje průtočný průřez pootočením **dělicí desky** ve válcovém tělese navazujícím na potrubí.

Kohout uzavírá průtočný průřez pootočením (o 90°) **kuželu**, vloženého do tělesa a opatřeného otvorem, který se v otevřené poloze napojuje na otvory v nátrubcích tělesa, navazujících na potrubí [3].

5 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY

Jsou to zařízení, jejichž úkolem je předávání tepelné energie pomocí proudících teplotnosných médií. Předává se zde teplo z teplé kapaliny do chladnější [14].

5.1 Rozdělení, typy výměníků

Podle pracovního pochodu:

- rekuperační (prostory, kde chladnější a teplejší médium odděluje pevná stěna; nedojde ke kontaktu kapaliny, k přenosu tepla dochází prostupem tepla),
- regenerační (takové, v nichž podél jednoho a téhož povrchu proudí střídavě [periodicky] buď teplejší, nebo chladnější tekutina),
- kontaktní (teplá a studená média jsou rozdílných fází a po vzájemném kontaktu a předání tepla jsou od sebe rozdělena, teplosměnná plocha je dána povrchem částic pevné fáze),
- směšovací (tento prostor je bez pevné stěny; teplo se zde předává bezprostředním stykem teplejší a studenější kapaliny) [17].

Podle provedení teplosměnné plochy: deskové, trubkové.

Podle tvaru tepelného výměníku: krabicové, válcové, spirálové, trubkové, rotační hyperboloid.

Podle směru osy ohříváků: horizontální, vertikální.

Podle použití: parogenerátor, kondenzátor, výparník, podchlazovač, srážník přehřátí, ohříváč, chladič.

Podle počtu těles: jednotělesový, dvoutělesový, vícetělesový (modulový).

Podle počtu tahů: jednotahový, dvoutahový, vícetahový.

Podle tvaru teplosměnné plochy: s přímými trubkami, s U-trubkami.

Podle materiálu teplosměnné plochy: s měděnou teplosměnnou plochou, s mosaznou teplosměnnou plochou, s titanovou teplosměnnou plochou, s teplosměnnou plochou z nerezové oceli.

Podle tvaru trubkovnice: s plochou trubkovicí, s válcovou trubkovicí.

Podle spojení teplosměnné plochy s trubkovicí: svařované, naválcované.

Podle smyslu toku tekutin lze výměníky dělit na: souproudý tepelný výměník, protiproudý tepelný výměník, tepelný výměník s křížovým proudem, tepelný výměník s mnohonásobným křížovým proudem, tepelný výměník s mnohonásobným souproudem a protiproudem [3].

6 VYUŽITÍ ČERPADEL V PRAXI

Čerpadla se nachází prakticky všude tam, kde se čerpá voda. Slouží k dopravě čisté, znečištěné či jiné kapaliny, včetně zkapalněných plynů. Využití najdou v bazénech, vodovodech, čističkách, myčkách, kanalizacích, hasicích systémech apod. [15].

Oblasti použití:

- v komerční i průmyslové oblasti a také v těžkých pracovních podmínkách,
- rozvody vody a vodovodní systémy,
- cirkulace vody v klimatizačních a topných systémech,
- v automatických tlakových stanicích, plnicích stanicích a při přepravě LPG,
- u zkapalněných plynů a hasicích systémů,
- zvyšování tlaku v průmyslových systémech,
- vinařství, lihovary, potravinářství,
- farmaceutický a chemický průmysl,
- zemědělství, zavlažování (i z nádrží),
- systémy na úpravu vody,
- klimatizační a vytápěcí systémy,
- chladičí věže,
- fontány, bazény, protiproudy, aquaparky,
- systémy pro čištění a zvlhčování vzduchu,
- umývací linky a odčerpávací zařízení [15].

II. PRAKTICKÁ ČÁST

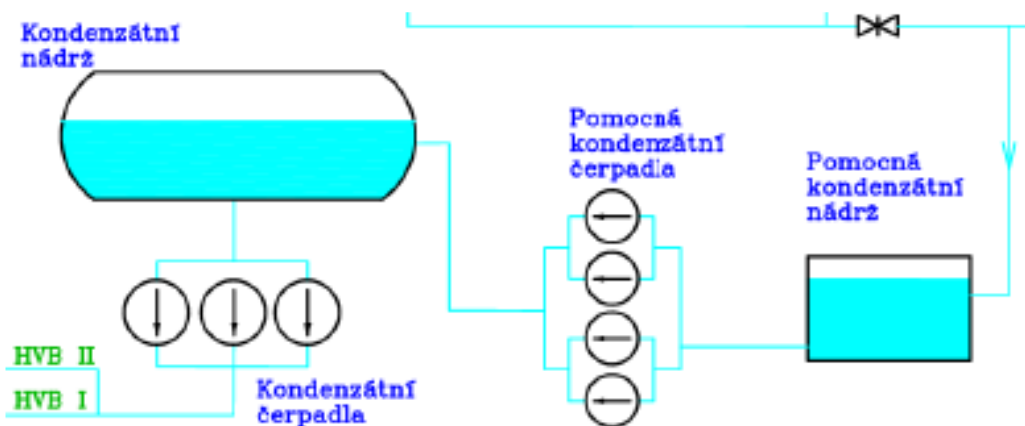
7 ÚVOD DO PROBLEMATIKY

Cílem této práce je navrhnout nové čerpadlo ve stanici zdroje chladu v Jaderné elektrárně Dukovany, na základě výpočtu ztrát potrubí navrhnout takové čerpadlo, které dovede přečerpat kondenzát z pomocné nádrže kondenzátu do sběrné nádrže kondenzátu.

Úvodem práce je představen čerpací okruh a jeho technologie. V další části se pro zvolené podmínky navrhnou a vypočítají parametry pro požadovaný okruh. Budou shrnuty varianty čerpadel a vybrána nejlepší možnost pro zvolený okruh.

Uspořádání čerpadel je znázorněno na obrázku 27. Zapínání a vypínání pomocných kondenzátních čerpadel se řídí automaticky podle výšky v pomocné kondenzátní nádrži. Zapínání je u výšky 0,9 m a vypínání je 1,2 m, podle potřeby odběru kondenzátu se přidávají další čerpadla. V podlaží -3,5 m jsou osazena čtyři čerpadla, jež čerpají kondenzát do sběrné nádrže.

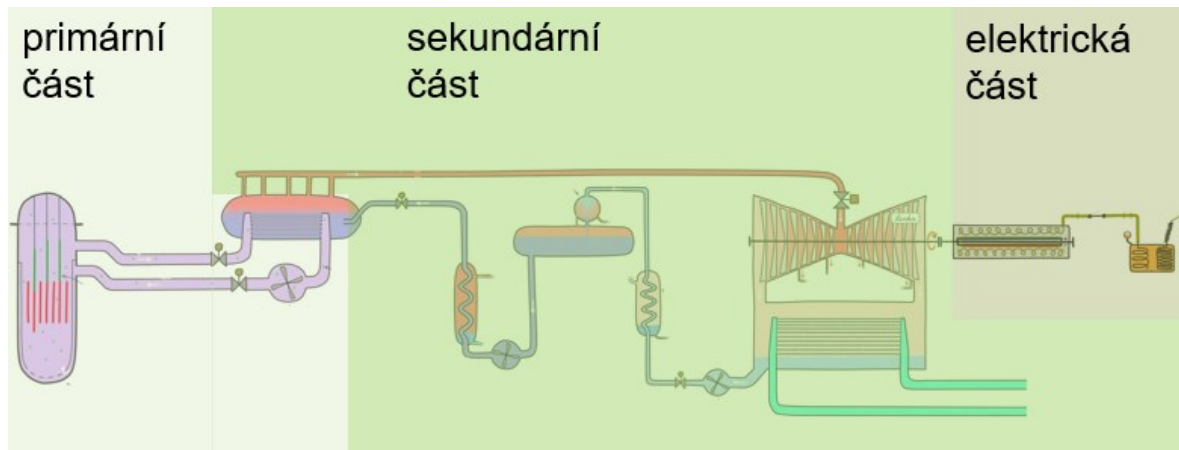
Na sacím i výtlačném potrubí jsou umístěny uzavírací armatury. Na výtlačné straně potrubí jsou rovněž instalovány zpětné klapky. Dále je uzavírací armatura umístěna u sběrné kondenzátní nádrže.



Obrázek 27 Čerpací systém [17]

8 NEJDŮLEŽITĚJŠÍ ČERPADLA V JADERNÉ ELEKTRárnĚ

Jaderná elektrárna se skládá ze dvou okruhů. V primárním okruhu je tlaková lehká voda H_2O a v sekundárním okruhu lehká voda a její pára [16].



Obrázek 28 Dělení JE [17]

Primární část

Primární okruh tvoří tlakovodní reaktor o tepelném výkonu 1 444 MW a šest paralelních chladicích smyček. Ty jsou od reaktoru odděleny armaturou. Každý reaktor má jeden kompenzátor, sloužící k regulaci tlaku [16].

Sekundární část

Sekundární okruh se skládá ze dvou paralelních smyček. Každá obsahuje dvě turbíny o výkonu 250 MW a dvou generátorů. Soustava parovodů a kolektorů zajišťuje dopravu páry od parogenerátoru k turbíně. Parní turbína přeměňuje tepelnou energii na energii mechanickou, odvod nízkopotenciální tepelné energie a přeměnu v nízkotlakém dílu parní turbíny na kondenzát. Ten je dopraven nízkotlakým ohřívákem a vysokotlakým ohřívákem do parogenerátoru, kde se mění kapalně skupenství na plynné [16].

Elektrická část

Jaderná elektrárna má čtyři reaktorové bloky. Každý z nich má elektrický výkon 510 MW. Tedy celá elektrárna dodává do sítě 2 040 MW výkonu. Z blokového transformátoru, který dovede měnit parametry elektrické energie, je energie vyvedena do venkovní rozvodny 400 kV, kde dochází ke spojení dvou blokových transformátorů. Z této rozvodny je přes 400 kV vedení dopravena energie do rozvodny s blokovým vypínačem. Tato rozvodna je začleněna do naší elektrické sítě [16].

8.1 Čerpadla primárního okruhu

8.1.1 Hlavní cirkulační čerpadlo HCČ

Počet cirkulačních čerpadel v primárním okruhu odpovídá počtu cirkulačních smyček. Proto je u reaktoru VVER 440 šest cirkulačních čerpadel a u novějších VVER 1000 jsou jen čtyři. V obou případech jsou čerpadla umístěna na studených větvích primárních smyček. Jejich sání je spojeno primárním potrubím se studeným kolektorem parogenerátoru, výtlak z čerpadla směřuje do spodních nátrubků tlakové nádoby reaktoru. Větší počet primárních smyček u VVER 440 dovoluje provozovat blok s nižším výkonem i při poruše a odstavení jedné z nich, reaktor VVER 1000 s nefunkční smyčkou již provozovat nelze [18].

HCČ je odstředivé čerpadlo (chladiivo je čerpáno ze sání do výtlaku odstředivou silou oběžného kola), jednostupňové (má jedno oběžné kolo) a vertikální, poloha hřídele, jež spojuje čerpadlo s jeho pohonem, je svislá. HCČ je poháněno elektromotorem, jeho příkon pro dosažení požadovaného průtoku pro provoz nebo pro náhřev je obrovský, přibližně 1,5 MW. Nominální průtok HCČ je zhruba 7 000 m³/h [17].

8.2 Čerpadla sekundárního okruhu

8.2.1 Kondenzátní čerpadlo I°

Kondenzátní čerpadlo I° zajišťuje dopravu kondenzátu z kondenzátoru turbíny přes BÚK nebo jeho obtok do sání KČ II° [16].

Čerpadlo je dvoustupňové, vertikální, nízkotlaké, odstředivé, článkové, kondenzátní, se sběrnou vakuovou nádrží. Elektromotor KČ I° je trojfázový asynchronní motor s kotvou nakrátko a vlastním chlazením vzduchem, s krytím proti stříkající vodě [16].

8.2.2 Kondenzátní čerpadlo II°

Kondenzátní čerpadla II° dopravují kondenzát přes NTO do NN. Aby byl zajištěn bezporuchový chod kondenzátních čerpadel i při malých dopravovaných množstvích a potřebný průtok kondenzátu přes KKP, je užito plynulé recirkulace kondenzátu do kondenzátoru dimenzované na 300 t/h. Jde o horizontální, odstředivé čerpadlo, článkové konstrukce, s oběžnými koly řazenými za sebou do tlakových stupňů. Elektromotor KČ II° je asynchronní motor s kotvou nakrátko, s vlastním chlazením vzduchem a krytím proti stříkající vodě [16].

8.2.3 Napájecí čerpadlo NČ

Pro jeden blok je použito pět hlavních napájecích čerpadel, z nichž čtyři kryjí plný výkon bloku a páté tvoří rezervu [16].

NČ 250 je konstruováno jako článkové, horizontální, odstředivé a je zapouzdřeno v plášti. Skládá se z odlitého pláště čerpadla, do kterého je umístěn vnitřní stator s rotorem. Hydraulická část je uzavřena vysokotlakým víkem. Všechna NČ jsou poháněna elektromotory. Sací oběžné kolo má oboustranný vstup, což snižuje potřebnou nátokovou výšku, díky čemuž není potřeba použít podávací čerpadlo [19].

8.2.4 Čerpadlo surové vody

Čerpadlo je určeno pro dopravu surové vody do vyrovnávacího vodojemu. Čerpadlo v provedení do suché jímky je odstředivé spirální dvoustupňové čerpadlo s radiálními oběžnými koly. Ze sacího kolena, které spočívá patkou na stavitelných podporách, vstupuje kapalina do oběžného kola axiálně. Voda z oběžného kola I. stupně je přiváděna rozváděčem a vratnými kanály mezistěny do oběžného kola II. stupně, odtud pak do spirály. Mezi oběžnými koly v mezistěně je radiální kluzné vodící ložisko, mazané čerpanou kapalinou z výtlačku čerpadla [17].

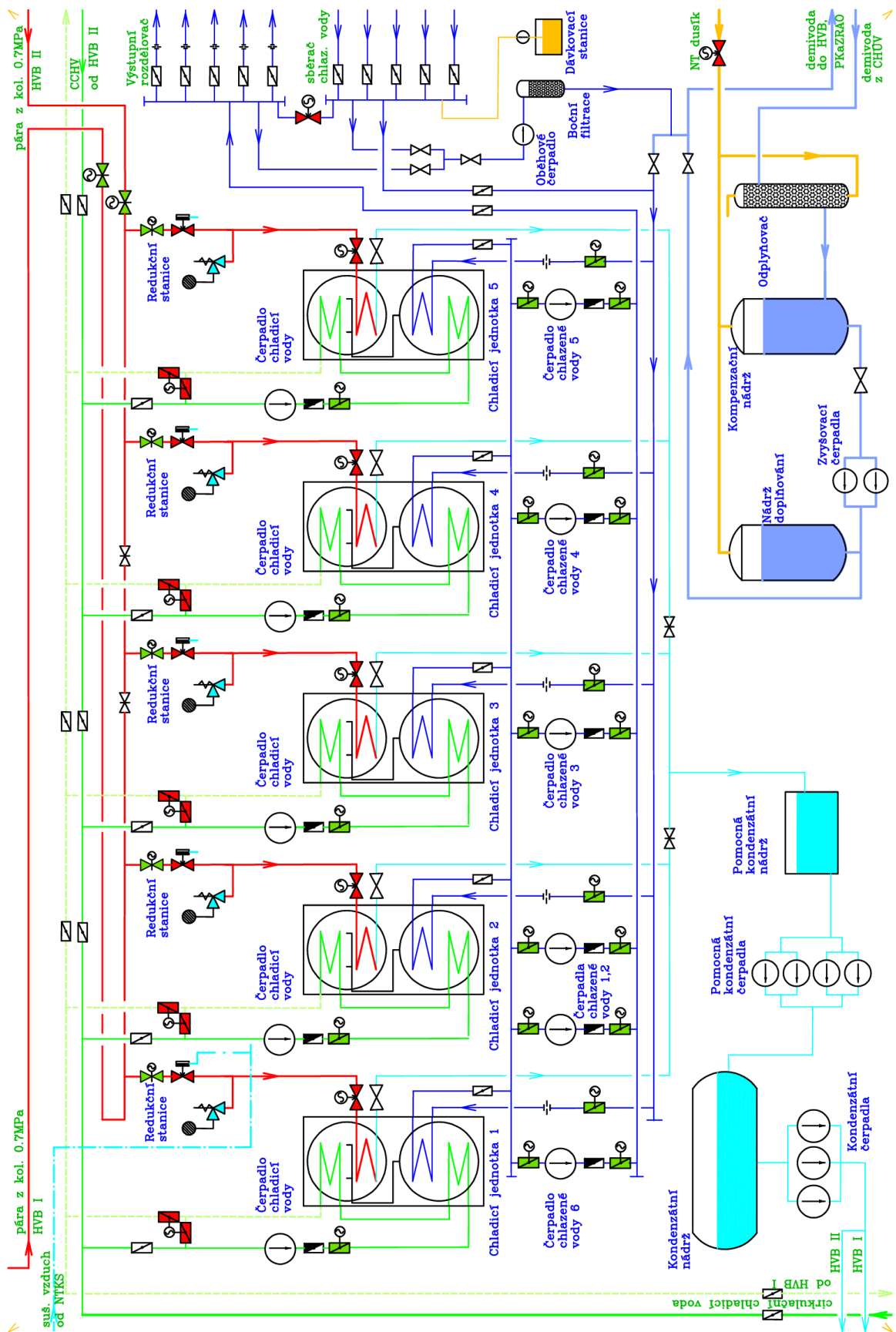
8.2.5 Čerpadlo cirkulační chladicí vody

Čerpadlo je určeno pro zajištění cirkulace vody v okruhu cirkulační vody. Dopravu chladicí vody ke kondenzátorům zajišťují čtyři vertikální diagonální čerpadla (Sigma Lutín). Výkon každého čerpadla lze měnit natáčením lopatek oběžného kola v rozsahu 0° až $+9^\circ$, el. servopohonem umístěným ve spojkové části hřídele čerpadla, za klidu nebo provozu čerpadla. Do výtlačného potrubí každého čerpadla je zabudován řízený klapkový uzávěr DN 1800 se současnou funkcí zpětné klapky. Jedná se o vertikální diagonální čerpadlo v provedení do suché jímky [17].

9 STANICE ZDROJE CHLADU A ROZVOD OCHLAZOVANÉ VODY

Stanice zdroje chladu slouží k předávání nízkopotenciální tepelné energie, z okruhu ochlazované vody. Ochlazovaná voda o teplotě 12 °C se tak chladí na teplotu 6 °C. Ochlazovaná voda se využívá k odvodu tepla z výměníků ventilačních a klimatizačních systémů v HVB a vzduchotechnických systémů dalších vybraných objektů JE. Nízkopotenciální tepelná energie je pomocí chladicích jednotek SZCH předávána do okruhu cirkulační chladicí vody a dále do atmosféry.

Jako topné médium je použita pára z kolektoru 0,7 MPa, přiváděná do SZCH pomocí dvou potrubních tras. První je vyvedena jako odbočka z potrubní trasy spojující hlavní výrobní bloky a pomocnou kotelnu. Druhá je odbočkou z trasy dopravující páru z HVB II do CHÚV (rezervní trasa). Pára proudí přes regulační ventil do chladicí jednotky. Regulací množství páry vstupující do chladicí jednotky je regulováno množství tepelné energie, která je nutná pro transformaci nízkopotenciální tepelné energie na energii o vyšším potenciálu. Více tepelné energie je vedeno k redukčním stanicím. Každá jednotka má vlastní nezávislou redukční stanici se zdvojeným redukčním ventilem, která sníží tlak topné páry na hodnotu 0,1 MPa. Z toho vyplývá, že regulační ventil na přívodu páry reguluje výkon chladicí jednotky. Přívodní trasy páry jsou navrženy tak, že je možné tyto trasy rozdělit i v případě oprav tak, že minimálně dvě chladicí jednotky mohou být kdykoli v provozu. Protože parovody dopravují do SZCH sytou páru, jsou vybaveny odvodňovacími soupravami, z nichž je kondenzát odváděn do kondenzátní nádrže. Při předávání tepelné energie ve vypuzovači chladicí jednotky topná pára kondenzuje a tento kondenzát je zaváděn do pomocné kondenzátní nádrže. Odtamtud je čtyřmi pomocnými kondenzátními čerpadly čerpán do kondenzátní nádrže. K té jsou připojena tři kondenzátní čerpadla, jejichž pomocí je kondenzát odváděn do HVB I a II. V HVB je možné tento kondenzát zavádět do trasy hlavního kondenzátu před NTO 3, do SNK, popř. výtlačku čerpadel SNK, a tím do CHÚV [17].



Obrázek 29 Schéma stanice zdroje chladu [17]

Dispoziční uspořádání základních zařízení

Z hlediska dispozičního umístění jsou základní části stanice zdroje chladu rozmístěny následujícím způsobem:

- chladicí jednotky jsou umístěny kolmo k ose haly na podlaží 0,00 m,
- čerpadla chladicí vody jsou umístěna vedle chladicí jednotky na podlaží 0,00 m,
- čerpadla ochlazované vody jsou umístěna vedle chladicí jednotky na podlaží 0,00 m,
- kondenzátní nádrž je umístěna na podlaží 0,00 m,
- kondenzátní čerpadla jsou umístěna na podlaží –3,50 m,
- pomocná kondenzátní nádrž je umístěna na podlaží –3,50 m,
- pomocná kondenzátní čerpadla jsou umístěna na podlaží –3,50 m [17].

9.1 Pomocná kondenzátní nádrž

Nádrž slouží ke sběru kondenzátu od chladicích jednotek a kondenzátu z potrubních systémů páry. Je to kvádrová, ležatá, beztlaká nádoba z ocelového plechu vyztužená rámovou konstrukcí z profilu U. Má rozměry 1 450×2 000×2 700 mm, tl. 8 mm, objem 5,9 m³.



Obrázek 30 Pomocná kondenzátní nádrž [17]

9.2 Pomocné kondenzátní čerpadlo

Pomocné kondenzátní čerpadlo zajišťuje dopravu kondenzátu z pomocné nádrže do hlavní sběrné nádrže kondenzátu. Skládá se z čerpadla a elektromotoru. Čerpadlo je zdvojené, vertikální, odstředivé, jednostupňové. Počet 2 ks. Typ: AT–1065/4 NH - Kolmeks AB, Finsko, dopravované množství $Q = 6,24$ l/s, otáčky 1 500 ot/min, příkon čerpadla 550 W.



Obrázek 31 Pomocné kondenzátní čerpadlo [17]

9.3 Sběrná nádrž kondenzátu

Sběrná nádrž kondenzátu je určena ke shromažďování kondenzátů vytékajících z pracujících chladicích jednotek a k odvodu do HVB 1 nebo HVB 2. Je to válcová, horizontální, beztlaká nádoba z ocelového plechu s klenutými dny. Má rozměry $\phi 2\,000 \times 6\,370$ mm, tl. 12 mm. Objem $18,5 \text{ m}^3$.



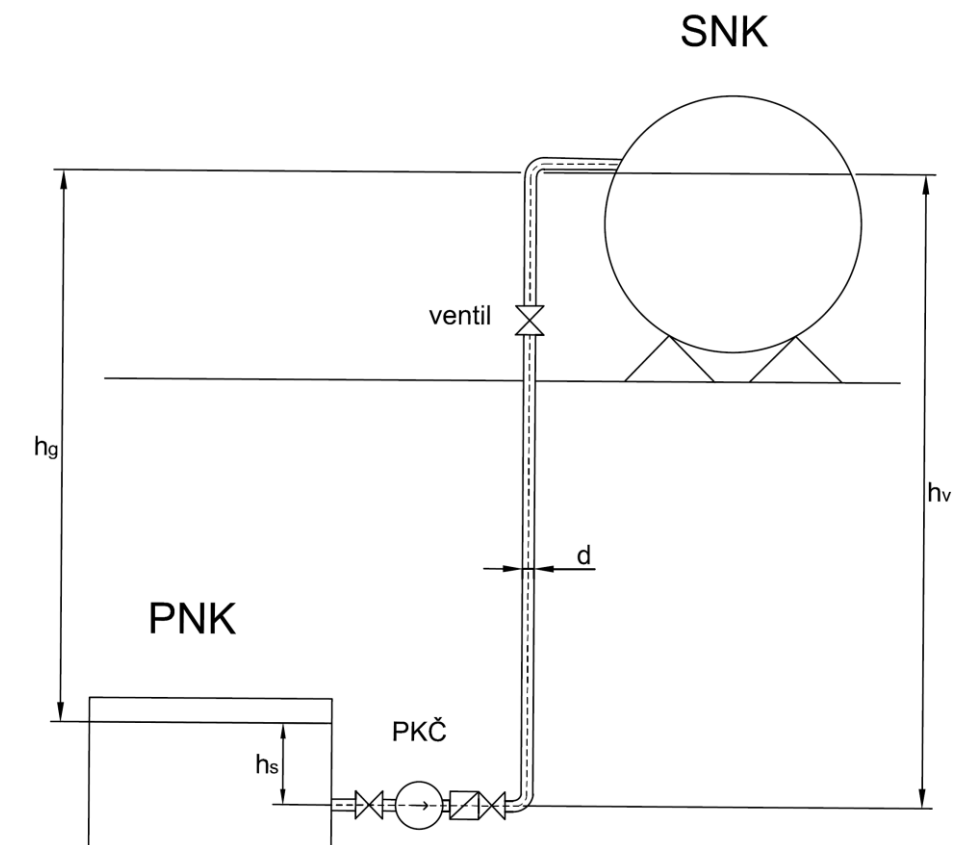
Obrázek 32 Sběrná nádrž kondenzátu [17]

10 SOUČASNÝ STAV VÝTLAČNÉHO POTRUBÍ

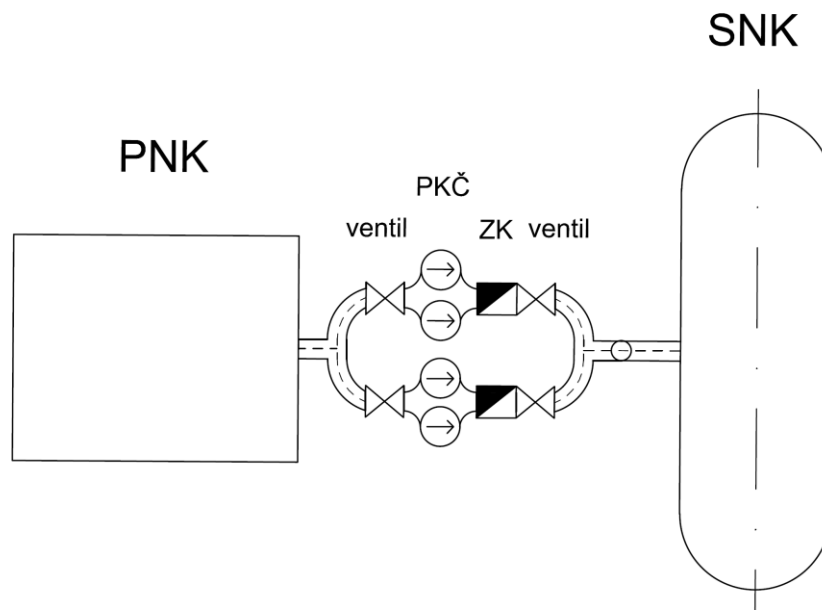
Čerpací systém se skládá ze sacího potrubí, výtlačného potrubí, uzavíracích armatur, zpětné klapky a čerpadla. Dopravované množství je $Q = 0,00624 \text{ m}^3/\text{s}$. Čerpadlo dopravuje kondenzát ze spodní nádrže do horní a výškový rozdíl hladin je $h_g = 4,7 \text{ m}$. Parametry potrubí jsou: průměr potrubí $d = 150 \text{ mm} = 0,150 \text{ m}$, délka sacího potrubí $l_s = 1,1 \text{ m}$, délka výtlačného potrubí $l_v = 7,4 \text{ m}$. Tlak v obou nádržích je atmosférický, kinematická viskozita vody $\rho = 958,3 \text{ kg/m}^3$ při teplotě $100 \text{ }^\circ\text{C}$ a absolutní drsnost potrubí $k = 0,0003 \text{ m}$. Součinitel ztrát je podle tabulky 1 [17].

Režim ovládání:

Při běžném provozu čerpacího systému je činné pouze jedno ze dvou čerpadel, jež dopravují kondenzát do SNK. Na základě výšky hladiny v PNK se zapne jedno ze čtyř čerpadel. Z důvodu stejného opotřebení čerpadel se z algoritmu zapne čerpadlo z nejméně natočených hodin.



Obrázek 33 Orientální schéma čerpacího systému SZCH – bokorys



Obrázek 34 Orientační schéma čerpacího systému SZCH – půdorys

Kde:

SNK – sběrná nádrž kondenzátu,

PNK – pomocná nádrž kondenzátu,

PKČ – pomocné kondenzátní čerpadlo,

h_g – geodetická výška,

h_s – sací výška,

h_v – výtlačná výška.

10.1 Výpočet charakteristiky potrubí

Rychlost proudění v potrubí se určí z rovnice kontinuity [5]:

$$Q = S \cdot v \Rightarrow v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,00624}{3,14 \cdot 0,150^2} = 0,353 \text{ m/s} \quad (10.1)$$

Kde:

v – rychlost proudění kapaliny [m/s],

Q – objemový průtok [m³/s],

d – průměr hrdla [m].

Potrubí vyhovuje, rychlost ve výtlačném potrubí bude $0,353 \text{ m/s} < 2,0 \text{ m/s}$.

Výpočet Re čísla:

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\eta} = \frac{0,353 \cdot 0,150 \cdot 958,3}{0,282 \cdot 10^{-3}} = 179936 \quad (10.2)$$

v – rychlost proudění kapaliny [m/s],

η – dynamická viskozita vody [Pa/s].

Reynoldsovo číslo přesahuje kritickou hodnotu 2320, proto se jedná o turbulentní proudění.

Tudíž se použije pro výpočet součinitele tření vztah podle Nikuradseho [5]:

$$\lambda = \frac{1}{(2 \cdot \log \frac{d}{k} + 1,138)^2} = \frac{1}{(2 \cdot \log \frac{0,150}{0,0003} + 1,138)^2} = 0,0234 \quad (10.3)$$

k – absolutní drsnost potrubí [m]

Tabulka 1 Součinitel místních ztrát [20]

Komponenta	Počet	Hodnota součinitele místní ztráty (ζ)	Suma
Zaústění sacího potrubí z nádrže (ζ_{ps})	1	0,7	0,7
Vstupní hrdlo čerpadla (ζ_{hs})	1	1,5	1,5
Ventil uzavírací (ζ_{vs})	1	0,2	0,2
Koleno 90° (ζ_{kv})	4	0,3	1,2
Výstupní hrdlo čerpadla (ζ_{pv})	1	1,5	1,5
Zpětná klapka (ζ_{zk})	1	0,75	0,75
Ventil uzavírací (ζ_{vv})	2	0,2	0,4
Zaústění výtlačného potrubí do nádrže (ζ_{nv})	1	1	1
T-kus (ζ_{ts})	2	1,1	2,2
Celkem (ζ_{cel})			9,45

Výsledný vztah pro ztrátovou měrnou energii pro sací a výtlačné potrubí v závislosti na průtoku je po dosazení rovnice kontinuity [5].

$$Y_{zs} = \left(\lambda \cdot \frac{l_s}{d_s} + \sum \xi_s \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot Q^2 \quad (10.4)$$

$$Y_{zs} = \left(\lambda \cdot \frac{l_s}{d_s} + \zeta_{ps} + \zeta_{kv} + \zeta_{hs} + \zeta_{vs} + \zeta_{ts} \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot Q^2$$

$$Y_{zs} = \left(0,0234 \cdot \frac{1,1}{0,150} + 0,7 + 0,3 + 1,5 + 0,2 + 1,1 \right) \cdot \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,15^4} \cdot Q^2$$

$$Y_{zs} = 6\,365,5 \cdot Q^2 \text{ (J/kg)}$$

$$Y_{zv} = \left(\lambda \cdot \frac{l_v}{d_v} + \sum \xi_v \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot Q^2 \quad (10.5)$$

$$Y_{zv} = \left(\lambda \cdot \frac{l_v}{d_v} + \zeta_{pv} + \zeta_{zk} + \zeta_{vv} + \zeta_{kv} + \zeta_{ts} + \zeta_{kv} + \zeta_{vv} + \zeta_{kv} + \zeta_{nv} \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot Q^2$$

$$Y_{zv} = \left(0,0234 \cdot \frac{7,4}{0,150} + 1,5 + 0,75 + 0,2 + 0,3 + 1,1 + 0,3 + 0,2 + 0,3 + 1 \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot 0,150^4} \cdot Q^2$$

$$Y_{zs} = 10\,905,1 \cdot Q^2 \text{ (J/kg)}$$

Statické složky měrné energie [5].

$$Y_{st} = g \cdot h_g \quad (10.6)$$

$$Y_{st} = 46,11 \text{ J/kg}$$

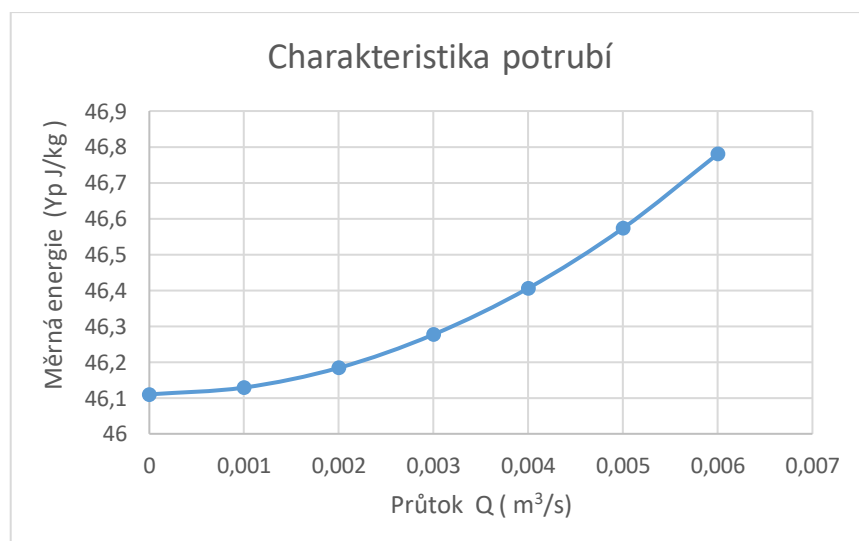
Nyní se může vyjádřit výsledná charakteristika potrubí.

$$Y_p = Y_{st} + Y_{zs} + Y_{zv} \quad (10.7)$$

$$Y_p = 46,11 + 6\,365,5 \cdot Q^2 + 10\,905,1 \cdot Q^2$$

$$Y_p = 46,11 + 17\,270,6 \cdot Q^2 \text{ (J/kg)}$$

Charakteristika potrubí je dána rovnicí ($Y_p = 46,11 + 17\,270,6 \cdot Q^2$) a do vztahu je nutné dosadit průtok v m³/s. Tato charakteristika potrubí je stanovena pro průtok 0 až 0,006 m³/s a následně data zanesena do grafu (obrázek 35).



Obrázek 35 Charakteristika potrubí

10.2 Charakteristika původního čerpadla

Z grafu od výrobce čerpadel Kolmeks AT-1065/4 NH (příloha I) byla pomocí regresní analýzy naměřených dat získána rovnice charakteristiky čerpadla, ze které byla vypočítána měrná energie a pracovní bod. Průměr oběžného kola 165 mm, otáčky 1 500 ot/min, příkon čerpadla 550 W [21].

Tabulka 2 Charakteristika původního čerpadla

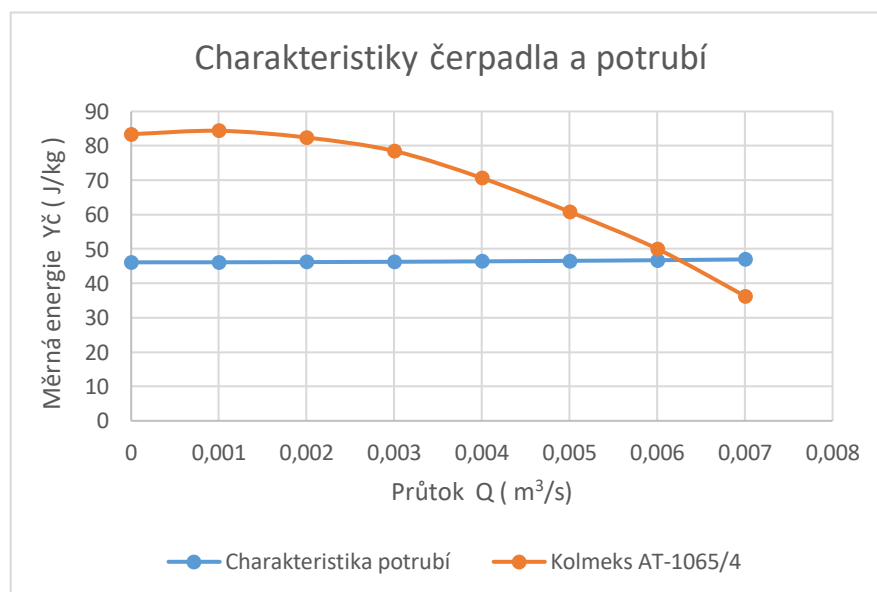
Q (m^3/s)	Y_{ε} (J/kg)
0	83,385
0,001	84,366
0,002	82,404
0,003	78,48
0,004	70,632
0,005	60,822
0,006	50,031
0,007	36,297

Bod průtnutí charakteristiky čerpadla a potrubí je hledaný pracovní bod čerpacího systému.

Po výpočtu jsou průtok a měrná energie následující (tabulka 3):

Tabulka 3 Pracovní bod AT-1065/4

	Průtok Q_v (m^3/s)	Měrná energie Y (J/kg)
Kolmeks AT-1065/4 NH	0,0062414	46,831



Obrázek 36 Charakteristika čerpadla Kolmeks AT-1065/4

11 NÁVRH OPTIMALIZACE ČERPACÍHO SYSTÉMU

Optimalizace soustavy čerpací stanice spočívá v návrhu nových čerpadel, jelikož ta aktuální jsou již přes 25 let v provozu.

Z tohoto důvodu byly vybrány tři varianty čerpadel s různými parametry, které budou navzájem porovnány. Všechna čerpadla jsou zdvojená, tedy nabízejí možnost většího odčerpání i v paralelním provozu.

Charakteristiky platí pro čerpadla s oběžnými koly z litiny. V případě použití oběžného kola z ocelolitinu se musí účinnost a výkon příslušných konstrukčních velikostí opravit s použitím korekčních faktorů uvedených v charakteristikách.

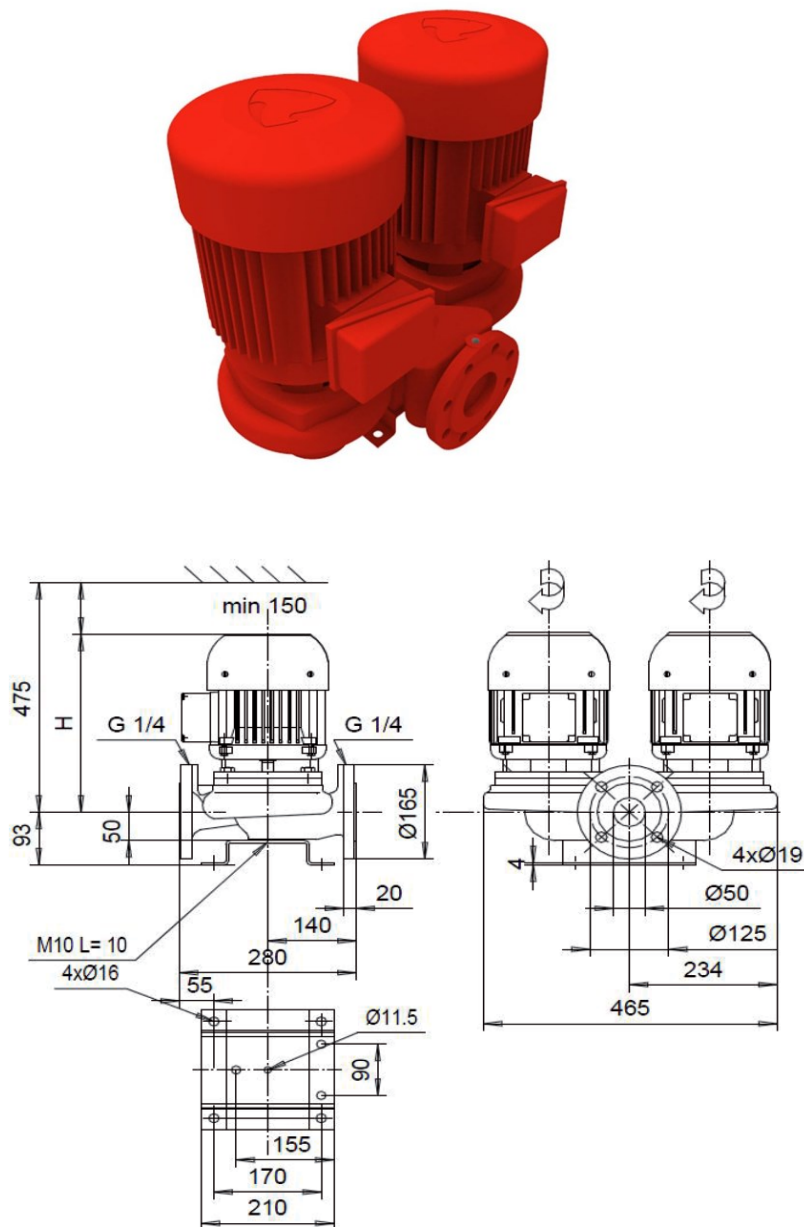
1. varianta: Kolmeks T-50A/4 + paralelní provoz
2. varianta: KSB ETLZ 040-040-160 se stočeným oběžným kolem + paralelní provoz
3. varianta: KSB ETLZ 040-040-160 s frekvenčním měničem + paralelní provoz

Tabulka 4 Parametry čerpadel

	AT-1065/4 Původní čerpadlo	Etaline ETLZ 040-040-160 Neregulované otáčky	Etaline ETLZ 040-040-160 s měničem frekvence	T-50A/4 Neregulované otáčky
Výrobce	Kolmeks	KSB	KSB	Kolmeks
Výkon motoru (kW)	0,55	1,5	1,5	0,55
Proud (A)	1,4	2,99	4,0	1,28
Napětí (V)	3×380	3×380	3×380	3×380
Frekvence (Hz)	50	50	50	60
Otáčky (ot/min)	1 500	1 450	800–1 800	1 800
Váha (kg)	84	88,6	98,6	74
Max. dopravovaná výška (m)	8,5	10,5	15,5	8,5
Max. průtok (m ³ /h)	7	8	10	7
Max. teplota kapaliny (°C)	120	140	140	120
Max. provozní tlak při teplotě 100 °C (bar)	10	16	16	10
Cena (Kč)	Nevyrábí se	79 360	164 150	62 275

11.1 Čerpadlo Kolmeks T-50A/4

Toto čerpadlo je vyrobeno firmou Kolmeks. Produkty této firmy jsou v elektrárně už stávající čerpadla, která fungují k naprosté spokojenosti. Opět jsou v paralelním provedení v jednom tělese. Běžný provoz se uskutečňuje s jedním čerpadlem, v případě potřeby většího odčerpání kondenzátu je provoz paralelní (dvě čerpadla). Čerpadlo je odstředivé a jednostupňové. Rotační část čerpadla i motoru má společnou hřídel. Pohonem je trojfázový povrchově chlazený motor s kotvou nakrátko 400 V. Otáčky jsou neregulované, 1 800 ot/min. Maximální teplota kapaliny činí 120 °C. Průměr oběžného kola je 130 mm. Radiální kuličkové ložisko se nachází v tělese motoru, účinnost je 69% [21].



Obrázek 37 Čerpadlo Kolmeks T-50A/4 [21]

11.1.1 Charakteristika čerpadla pro jedno čerpadlo

Pro určení pracovního bodu čerpadla je potřeba stanovit hodnotu objemového průtoku čerpadla. Objemový průtok se získá z kvadratické rovnice, která vznikne porovnáním dvou rovnic, a to rovnice měrné energie potrubí, jež je dána vztahem [5]:

$$Y_p = 46,11 + 17\,270,6 \cdot Q^2 \quad (11.1)$$

a rovnice čerpadla, která se získala z grafu od výrobce Kolmeks (příloha II) regresní analýzou naměřených dat charakteristiky čerpadla Kolmeks T-50A/4 o průměru oběžného kola 130 mm a otáček 1 800 ot/min [5]:

$$Y_{\xi} = 79,75 + 958,38 \cdot Q - 706553,7 \cdot Q^2 \quad (11.2)$$

V pracovním bodě je měrná energie potrubí identická s měrnou energií čerpadla. Je potřeba porovnat obě charakteristiky a stanovit průtok v pracovním bodě. Bod protnutí obou charakteristik je hledaný pracovní bod čerpacího systému [5]:

$$Y_p = Y_{\xi} \quad (11.3)$$

$$46,11 + 17270,6 \cdot Q^2 = 79,75 + 858,38 \cdot Q - 706553,57 \cdot Q^2$$

$$Q_1 = 0,0062501 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_2 = -0,007436 \text{ m}^3/\text{s}$$

Z kvadratické rovnice se získají dvě hodnoty objemového průtoku. Jedna je kladná a druhá záporná. Správná hodnota objemového průtoku je kladná, protože záporná hodnota představuje průtok kapaliny z horní nádrže do spodní, což není tento případ [5].

$$Q_1 = 0,0062501 \text{ m}^3/\text{s}$$

Hodnotu měrné energie se získá dosazením průtoku do rovnic charakteristiky potrubí nebo čerpadla.

$$Y_p = 46,11 + 17270,6 \cdot Q^2$$

$$Y_p = 46,11 + 17270,6 \cdot 0,0062501^2$$

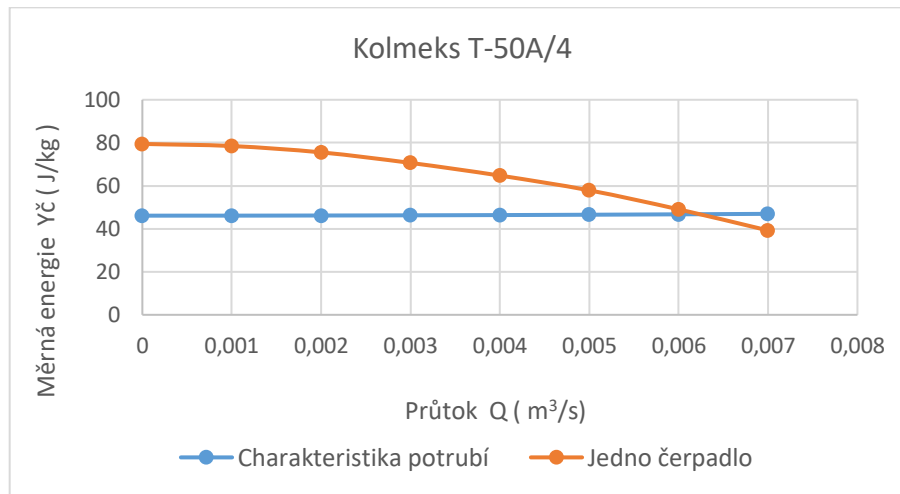
$$Y_p = 46,784 \text{ J/kg}$$

$$Y_{\xi} = 79,75 + 858,38 \cdot Q^2$$

$$Y_{\xi} = 46,784 \text{ J/kg}$$

Obě měrné energie jsou identické, takže výpočet je správný.

Měrná energie v pracovním bodě je tedy $Y = 46,784 \text{ J/kg}$ při průtoku $Q_v = 0,0062501 \text{ m}^3/\text{s}$.



Obrázek 38 Pracovní bod Kolmeks T-50A4 pro jedno čerpadlo

Hydraulický výkon čerpadla

Další důležitý parametr čerpacího systému je hydraulický výkon v pracovním bodě, což je výkon předaný čerpadlem kapalině [5].

$$P_h = \rho \cdot Q_v \cdot Y_\zeta \quad (11.4)$$

$$P_h = 958,3 \cdot 0,0062501 \cdot 46,784$$

$$P_h = 280,2 \text{ W}$$

Příkon čerpadla

Je dán podílem jeho hydraulického výkonu a účinnosti, kde účinnost čerpadla je 69 % (příloha II):

$$P = \frac{P_h}{\eta} \quad (11.5)$$

$$P = \frac{280,2}{0,69}$$

$$P = 406,1 \text{ W}$$

Kde: η – účinnost čerpadla

Výpočet kavitace

V čerpadlech dochází za jistých okolností k výraznému poklesu tlaku, až na hodnotu tlaku nasycených par. Pokles na tuto hodnotu se nazývá kavitace. Ověřuje se, zda v sacím hrdle

čerpadla bude tlak p_s větší než tlak nasycené vodní páry p_w 100 °C (tabulka 5). Pro porovnání bodu na hladině v nádrži a před čerpadlem sacího potrubí lze napsat Bernoulliho rovnici (viz obrázek 33) [23]:

$$\frac{p_o}{\rho} + \frac{v_o^2}{2} + g \cdot h_s = \frac{p_s}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} + g \cdot h_{zs} \quad (11.6)$$

Pro ztrátovou výšku je rovnice:

$$h_{zs} = \left(\lambda \cdot \frac{l_s}{d_s} + \sum \zeta_s \right) \cdot \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \quad (11.7)$$

$$h_{zs} = \left(\lambda \cdot \frac{l_s}{d_s} + \zeta_{ps} + \zeta_{kv} + \zeta_{hs} + \zeta_{vs} + \zeta_{ts} \right) \cdot \frac{v_s^2}{2 \cdot g}$$

$$h_{zs} = \left(0,0234 \cdot \frac{1,1}{0,150} + 0,7 + 0,3 + 1,5 + 0,2 + 1,1 \right) \cdot \frac{0,353^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_{zs} = 0,0252 \text{ m}$$

Dosadí se do rovnice (11.6), z které se následně stanoví tlak na sání p_s

$$\frac{101325}{958,3} + 0 + 9,81 \cdot 1 = \frac{p_s}{958,3} + \frac{0,353^2}{2} + 9,81 \cdot 0,0252$$

$$p_s = 110429,3 \text{ Pa}$$

$$p_s > p_w$$

$$110429,3 > 101420 \text{ Pa}$$

Vyhovuje, kavitace nevzniká.

Tlak nasycených par

V tabulce 5 je uveden tlak nasycených par v závislosti na teplotě vody.

Tabulka 5 Tlak nasycených par [24]

Teplota	Tlak nasycených par p_w		
	[kPa]	[atm]	[psi]
20	2,3393	0,0231	0,33929
40	7,3849	0,0729	1,0711
60	19,946	0,197	2,8929
80	47,414	0,468	6,8768
100	101,42	1,001	14,710

11.1.2 Charakteristika čerpadla – paralelní provoz

Postup výpočtu pro paralelní provoz bude stejný jako pro jedno čerpadlo. Rovnici čerpadla pro paralelní provoz se získá z grafu charakteristiky čerpadla od výrobce Kolmeks T-50A/4 (příloha II) pomocí regresní analýzou naměřených dat o průměru oběžného kola 130 mm a otáček 1 800 ot/min:

$$Y_{\zeta} = 79,51 - 505,01 \cdot Q - 169354,23 \cdot Q^2 \quad (11.8)$$

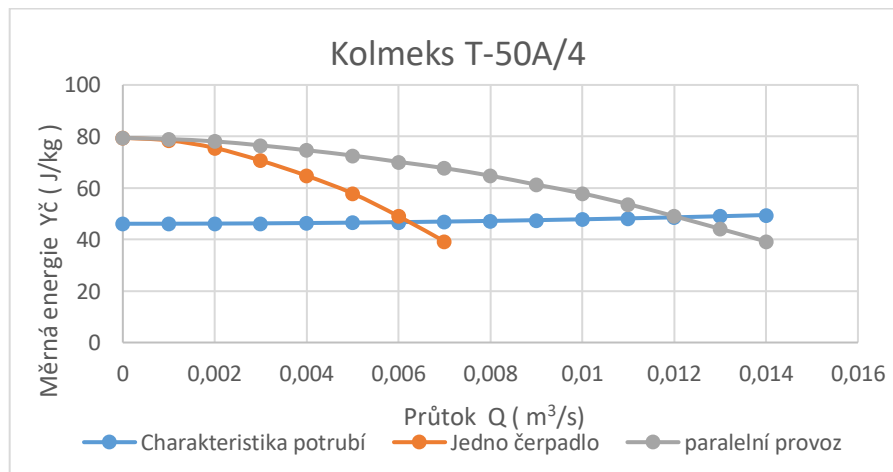
Rovnice měrné energie potrubí je opět dána vztahem:

$$Y_p = 46,11 + 17\,270,6 \cdot Q^2 \quad (11.9)$$

Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6 a graficky znázorněny na obrázku 39.

Tabulka 6 Čerpadlo Kolmeks T-50A/4

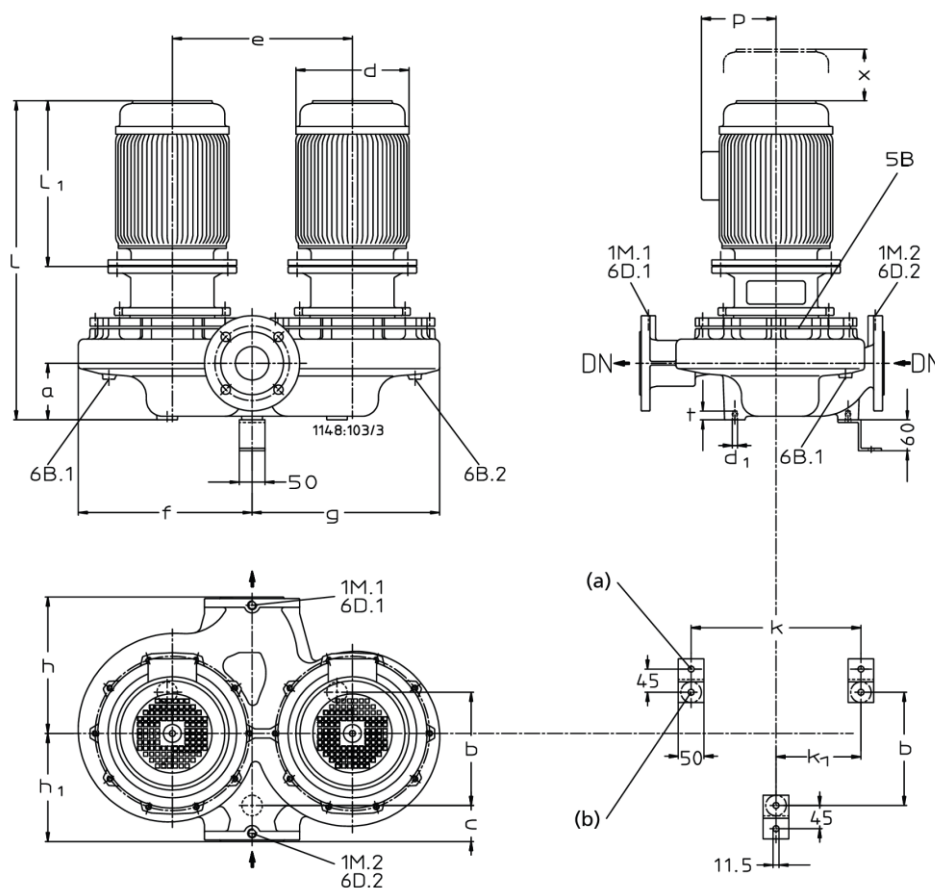
	Jedno čerpadlo	Paralelní provoz
Průtok v pracovním bodě Q (m ³ /s)	0,0062501	0,0121
Měrná energie v pracovním bodě Y (J/kg)	46,784	48,638
Hydraulický výkon čerpadla P_h (W)	280,2	564
Příkon čerpadla P (W)	406,1	817,4
Účinnost η (%)	69	69



Obrázek 39 Pracovní bod Kolmeks T-50A/4 – paralelní provoz

11.2 Čerpadlo KSB ETLZ 040-040-160

Pro tyto dvě varianty bylo vybráno čerpadlo od firmy KSB ETLZ 040-040-160 v provedení dvě od sebe oddělená odstředivá čerpadla v jednom tělese čerpadla s pružinovou přepínací klapkou umístěnou ve výtlačném hrdle. Běžný provoz si vystačí s jedním čerpadlem, v případě potřeby většího odčerpání kondenzátu je provoz paralelní (dvě čerpadla). Tato čerpadla byla vybrána pro jejich velkou spolehlivost. Čerpadlo je odstředivé a jednostupňové. Je vybaveno radiálním vstupem proudění (sací hrdlo) a v jedné linii s protilehlým radiálním výstupem proudění (výtlačné hrdlo). Čerpadlo a motor mají společnou hřídel. Pohání je trojfázový povrchově chlazený motor s kotvou nakrátko podle IEC od firmy KSB. Otáčky jsou neregulované, 1 450 ot/min. Maximální teplota kapaliny činí 140 °C. Průměr oběžného kola je 174 mm. Radiální kuličkové ložisko se nalézá v tělese motoru [25].



Obrázek 40 Čerpadlo KSB ETLZ 040-040-160 [25]

11.2.1 Zdvojené čerpadlo se stočeným oběžným kolem

Stočení oběžného kola

Jde o trvalé snížení výkonu čerpadla, a to v případě, že čerpadlo dává vyšší parametry, než je požadováno. Pro účely standardizace výroby jsou tělesa a hřídele čerpadel navrženy tak, aby mohly pojmout více průměrů oběžného kola. Mnozí výrobci čerpadel dodávají čerpadla s výkonovými křivkami, jež ukazují průběh charakteristiky čerpadel s různým průměrem oběžného kola. Oběžné kolo by nemělo být osoustruženo menším průměrem, než jaký je minimální průměr zobrazený na křivce [26].

Důležité poznatky při stočení oběžných kol jsou následující:

1. Stáčení by nemělo překročit 75 % původního průměru oběžného kola, jinak dochází k prudkému poklesu účinnosti a ke vzniku dějů (vibrace, kavitace), které mohou mít za následek trvalé poškození čerpadla.
2. Pokud je rozsah osoustružení větší než 10 % průměru oběžného kola, dochází ke zvýšené turbulenci na špičkách lopatek, protože se zvětšuje vůle mezi pláštěm a skříní, což se nazývá skluz. Charakteristika kapacity se stává strmější, jak se mění úhel výstupu kapaliny v důsledku osoustružení.
3. Čím vyšší jsou otáčky a redukce oběžného kola, tím více se bude snižovat účinnost čerpadla se stočeným oběžným kolem.
4. Při zmenšení průměru oběžného kola o více než 10 % se zvýší NPSHR (požadovaná čistá pozitivní sací výška), což může vést ke kavitaci, pokud je mezi NPSHA (dostupná čistá pozitivní sací výška) a NPSHR těsná rezerva. Proto bychom měli velikost stočení konzultovat s výrobcem čerpadla.
5. Nadměrná vůle mezi pláštěm a skříní i výsledná recirkulace na nízkotlakou stranu čerpadla způsobí „vířivé proudění“ kolem oběžného kola, které způsobí nízkofrekvenční axiální vibrace, jež se mohou projevit problémy s mechanickým těsněním. To může představovat skutečný problém u velkých čerpadel [27].

Charakteristiky čerpadel a potrubí

Rovnice čerpadla, která se získala z grafu od výrobce KSB (příloha III) regresní analýzou naměřených dat charakteristiky čerpadla KSB ETLZ 040-040-160 o průměru oběžného kola 174 mm a otáček $1\,450\text{ min}^{-1}$:

$$Y_{\check{c}} = 99,71 + 2078,13 \cdot Q - 1433766,23 \cdot Q^2 \quad (11.10)$$

Pro paralelní provoz KSB ETLZ 040-040-160:

$$Y_{\check{c}} = 99,43 + 1905,9 \cdot Q - 665254,75 \cdot Q^2 \quad (11.11)$$

Rovnice měrné energie potrubí, která je dána vztahem:

$$Y_p = 46,11 + 17\,270,6 \cdot Q^2 \quad (11.12)$$

Charakteristika čerpadla pro jedno čerpadlo

Stanovením pracovního bodu systému se určí výchozí průtok kapaliny pro jedno čerpadlo s oběžným kolem o průměru 174 mm.

$$Y_p = Y_{\check{c}} \quad (11.13)$$

$$46,11 + 17270,6 \cdot Q^2 = 99,71 + 2078,13 \cdot Q - 1433766,23 \cdot Q^2$$

$$Q = 0,0068359 \text{ m}^3/\text{s}$$

Hodnotu měrné energie se získá dosazením průtoku do rovnic charakteristiky čerpadla nebo potrubí:

$$Y_{\check{c}} = 99,71 + 2078,13 \cdot Q - 1433766,23 \cdot Q^2 \quad (11.14)$$

$$Y_{\check{c}} = 99,71 + 2078,13 \cdot 0,0068359 - 1433766,23 \cdot 0,0068359^2$$

$$Y_{\check{c}} = 46,92 \text{ J/kg}$$

Měrná energie v pracovním bodě je tedy $Y = 46,92 \text{ J/kg}$ při průtoku $Q = 0,0068359 \text{ m}^3/\text{s}$.

Z důvodu velkého průtoku čerpadla o průměru oběžného kola 174 mm se sníží redukovaný průtok o 8 % [5].

$$Q_{red} = (1 - 0,08) \cdot 0,0068359 \quad (11.15)$$

$$Q_{red} = 0,0063 \text{ m}^3/\text{s}$$

Pomocí rovnice se upraví původní charakteristika čerpadla:

$$Y_{\check{c}} = Y_{\check{c}er} \cdot \frac{D^2}{D_{red}^2}, \quad Q_{\check{c}er} = Q_{\check{c}er} \cdot \frac{D^2}{D_{red}^2} \quad (11.16)$$

Dosazením těchto rovnic do charakteristiky čerpadla se získá charakteristika čerpadla se stočeným oběžným kolem [5].

$$Y_{\xi} = 99,71 + 2078,13 \cdot Q - 1433766,23 \cdot Q^2 \quad (11.17)$$

$$Y_{\xi} = Y_{\xi_{\text{cer}}} \cdot \frac{D^2}{D_{\text{red}}^2} = 99,71 + 2078,13 \cdot Q_{\text{cer}} \cdot \frac{D^2}{D_{\text{red}}^2} - 1433766,23 \cdot \left(Q_{\text{cer}} \cdot \frac{D^2}{D_{\text{red}}^2} \right)^2$$

Výsledná charakteristika je pak dána po úpravě vztahem [5]:

$$Y_{\xi} = 99,71 \cdot \frac{D_{\text{red}}^2}{D^2} + 2078,13 \cdot Q_{\text{cer}} - 1433766,23 \cdot \frac{D^2}{D_{\text{red}}^2} \cdot Q_{\text{cer}}^2 \quad (11.18)$$

Nyní se stanoví pracovní bod systému s jedním čerpadlem [5]:

$$Y_p = Y_{\xi} \quad (11.19)$$

$$46,11 + 17270,6 \cdot Q^2 = \frac{99,71}{D^2} \cdot D_{\text{red}}^2 + 2078,13 \cdot Q - 1433766,23 \cdot D^2 \cdot Q^2 \cdot \frac{1}{D_{\text{red}}^2}$$

Jelikož se zná požadovaná hodnota průtoku $Q = 0,0063 \text{ m}^3/\text{s}$, stanoví se nyní průměr D_{red} , při kterém bude průtok dosažen. Rovnici se upraví a převede do následujícího tvaru [5]:

$$\frac{99,71}{D^2} \cdot D_{\text{red}}^2 - 46,11 - 17270,6 \cdot Q^2 + 2078,13 \cdot Q - 1433766,23 \cdot D^2 \cdot Q^2 \cdot \frac{1}{D_{\text{red}}^2} = 0 \quad (11.20)$$

Dále se provede úprava, která spočívá v roznásobení celé rovnice D_{red}^2 , čímž se získá bikvadratická rovnice [5]:

$$\frac{99,71}{D^2} \cdot D_{\text{red}}^4 - (46,11 + 17270,6 \cdot Q^2 - 2078,13 \cdot Q) \cdot D_{\text{red}}^2 - 1433766,23 \cdot D^2 \cdot Q^2 = 0 \quad (11.21)$$

Do rovnice se dosadí hodnota požadovaného průtoku $Q = 0,0063 \text{ m}^3/\text{s}$ a výchozí průměr oběžného kola $D = 0,174 \text{ m}$.

$$3293,368 \cdot D_{\text{red}}^4 - 33,703 \cdot D_{\text{red}}^2 - 1,72289 = 0 \quad (11.22)$$

$$D_{\text{red}} = 169 \text{ mm} = 0,169 \text{ m}$$

Podle výpočtu se musí zmenšit vnější oběžné kolo na redukováný průměr 169 mm.

Dosazením požadovaného průtoku $Q = 0,0063 \text{ m}^3/\text{s}$ redukovaného a výchozího průměru oběžného kola $D = 174,00 \text{ mm}$, $D_{red} = 169 \text{ mm}$ se získá měrná energii v novém pracovním bodě [5].

$$Y_{\dot{c}} = 99,71 \cdot \frac{D_{red}^2}{D^2} + 2078,13 \cdot Q - 1433766,23 \cdot \frac{D^2}{D_{red}^2} \cdot Q^2 \quad (11.23)$$

$$Y_{\dot{c}} = 46,8 \text{ J/kg}$$

Stejná měrná energie vyšla i při dosazením průtoku do charakteristiky potrubí.

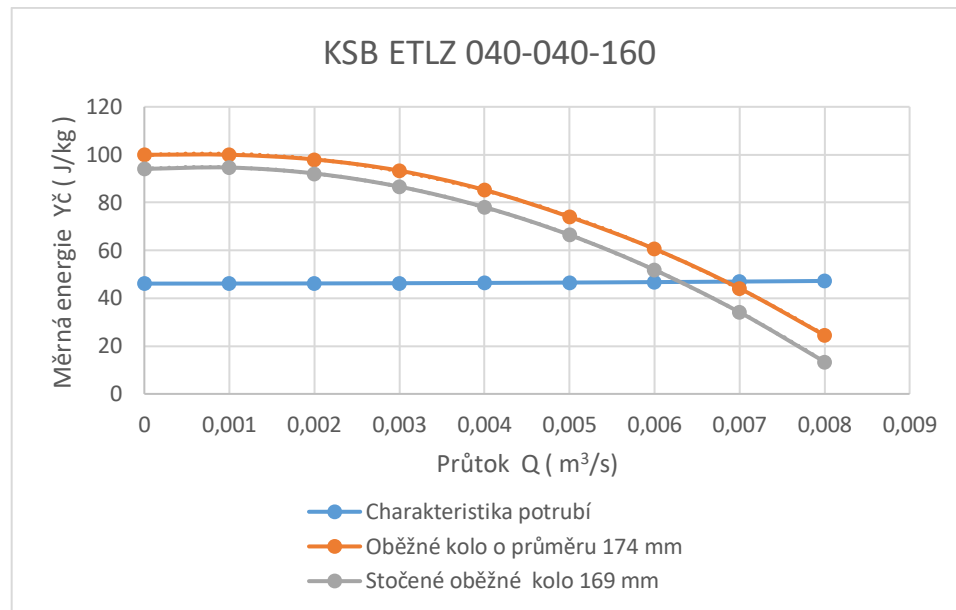
Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7 a graficky znázorněny na obrázku 41.

Tabulka 7 Měrná energie oběžných kol

Q (m^3/s)	$Y_{\dot{c}}$ D 174 mm (J/kg)	$Y_{\dot{c}}$ D 169 mm (J/kg)
0	99,96	92,952
0,001	99,96	93,492
0,002	98	90,956
0,003	93,3	85,344
0,004	85,26	76,6564
0,005	74	64,8925
0,006	60,6	50,0525
0,007	44,1	32,1366
0,008	24,5	11,145

Tabulka 8 Pracovní bod KSB 040-040-160

	Q_v (m^3/s)	Y (J/kg)
Čerpadlo s oběžným kolem D 169 mm	0,0063	46,8
Čerpadlo s oběžným kolem D 174 mm	0,0068359	46,92



Obrázek 41 Charakteristika čerpadla se stočeným kolem

Hydraulický výkon čerpadla

Další důležitý parametr čerpacího systému je hydraulický výkon v pracovním bodě, což je výkon předaný čerpadlem kapalině.

$$P_h = \rho \cdot Q_v \cdot Y_c \quad (11.24)$$

$$P_h = 958,3 \cdot 0,0063 \cdot 46,8$$

$$P_h = 282,5 \text{ W}$$

Příkon čerpadla

Je dán podílem jeho hydraulického výkonu a účinnosti, kde účinnost čerpadla je 0,69 [25].

$$P = \frac{P_h}{\eta} \quad (11.25)$$

$$P = \frac{282,5}{0,69}$$

$$P = 409,4 \text{ W}$$

Charakteristika čerpadla pro dvě čerpadla (paralelní provoz)

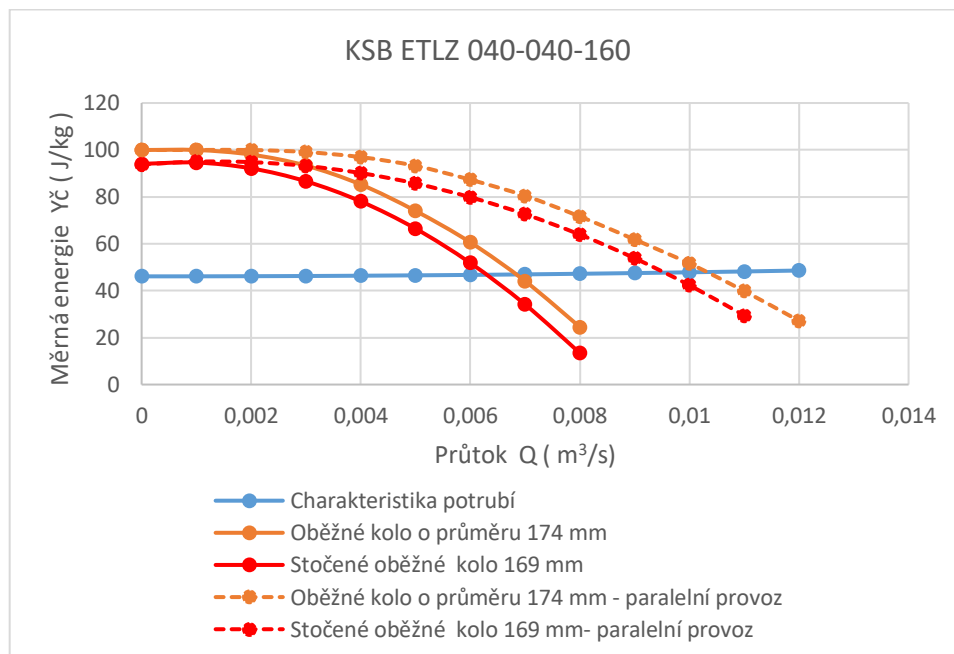
Postup výpočtu pro paralelní provoz bude stejný jako pro jedno čerpadlo.

Rovnici čerpadla pro paralelní provoz se získá z grafu charakteristiky čerpadla od výrobce KSB ETLZ 040-040-160 (příloha III) pomocí regresní analýzou naměřených dat o průměru oběžného kola.

Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v tabulce 9 a charakteristiku čerpadla graficky znázorňuje obrázek 42.

Tabulka 9 Pracovní bod čerpadla o průměru kola D 169 mm

	Jedno čerpadlo	Paralelní provoz
Průtok v pracovním bodě Q (m ³ /s)	0,0063	0,009516
Měrná energie v pracovním bodě Y (J/kg)	46,8	47,674
Hydraulický výkon čerpadla P_h (W)	282,5	434,75
Příkon čerpadla P (W)	409,4	630
Účinnost η (%)	69	69



Obrázek 42 Charakteristiky čerpadel se stočeným a původním kolem

11.2.2 Zdvojené čerpadlo s frekvenčním měničem



Obrázek 43 KSB ETLZ 040-040-160 s frekvenčním měničem [25]

Rovnice čerpadla, která se získala z grafu regresní analýzou naměřených dat charakteristiky čerpadla (příloha IV a příloha V).

KSB ETLZ 040-040-160 $n = 1\ 100\ \text{ot/min}$

$$Y_{\xi} = 58,09 + 1\ 311,29 \cdot Q - 1\ 366\ 619,05 \cdot Q^2 \quad (11.26)$$

Paralelní provoz:

$$Y_{\xi} = 57,6 + 1\ 430,7 \cdot Q - 660\ 292,2 \cdot Q^2 \quad (11.27)$$

Pro KSB ETLZ 040-040-160 $n = 1\ 300\ \text{ot/min}$

$$Y_{\xi} = 80,24 + 2\ 119,66 \cdot Q - 1\ 442\ 303,57 \cdot Q^2 \quad (11.28)$$

Paralelní provoz:

$$Y_{\xi} = 79,49 + 2\ 209,15 \cdot Q - 730\ 178,03 \cdot Q^2 \quad (11.29)$$

Pro KSB ETLZ 040-040-160 $n = 1\ 500\ \text{ot/min}$

$$Y_{\xi} = 107,58 + 2\ 149,28 \cdot Q - 1\ 441\ 772,73 \cdot Q^2 \quad (11.30)$$

Paralelní provoz:

$$Y_{\xi} = 106,01 + 2\ 106,96 \cdot Q - 671\ 027,47 \cdot Q^2 \quad (11.31)$$

Rovnice měrné energie potrubí, která je dána vztahem:

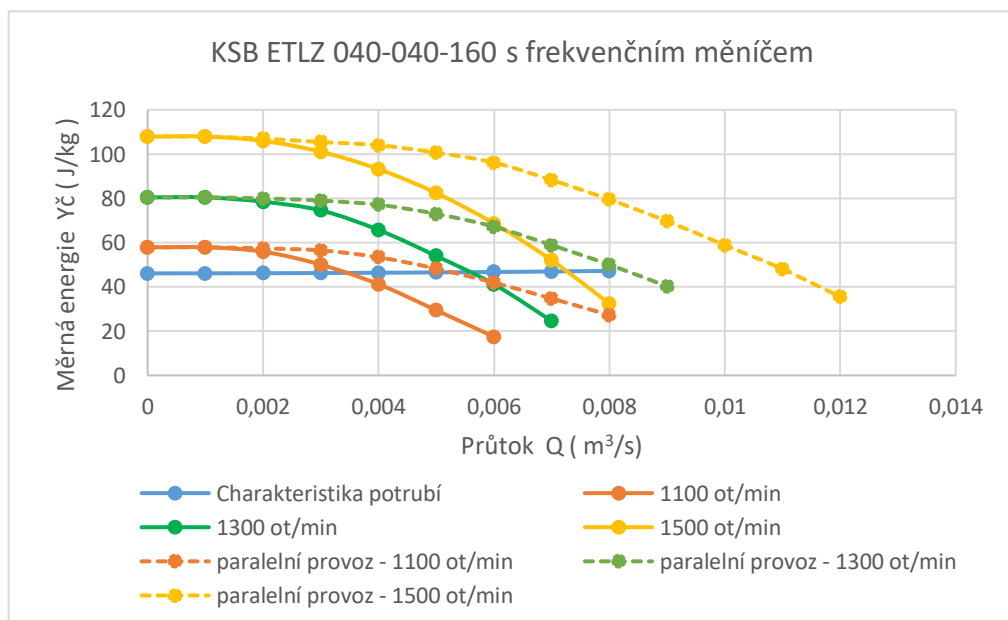
$$Y_p = 46,11 + 17\,270,6 \cdot Q^2 \quad (11.32)$$

Vypočet probíhal podobným způsobem jak u čerpadla v kapitole 11.1.

Vypočítané hodnoty jsou znázorněny v tabulce 10 a charakteristika čerpadla je znázorněna graficky na obrázku 44.

Tabulka 10 Pracovní bod čerpadla KSB 040-040-160 s frekvenčním měničem

	1 100 ot/min		1 300 ot/min		1 500 ot/min	
	Jedno čerpadlo	Paralelní provoz	Jedno čerpadlo	Paralelní provoz	Jedno čerpadlo	Paralelní provoz
Průtok v pracovním bodě Q	0,00345	0,00531	0,005616	0,0083219	0,007269	0,010984
Měrná energie v pracovním bodě Y	46,316	46,597	46,655	47,306	47,023	48,194
Hydraulický výkon čerpadla P_h	153,2	237,1	251,1	377,3	327,6	507,3
Příkon čerpadla P	222	343,6	363,9	546,8	474,8	735,2
Účinnost η	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69



Obrázek 44 Charakteristika čerpadla s frekvenčním měničem

11.3 Shrnutí

Pracovní bod čerpadla byl stanoven analyticky i graficky. Vytvořený nový čerpací systém má tyto parametry:

Tabulka 11 Pracovní bod všech čerpadel

	Kolmeks T-50A/4		KSB ETLZ 040-040-160 se stočeným kolem 169 mm		KSB ETLZ 040-040-160 s frekvenčním měničem (1 500 ot/min)	
	Jedno čerpadlo	Paralelní provoz	Jedno čerpadlo	Paralelní provoz	Jedno čerpadlo	Paralelní provoz
Průtok Q (m^3/s)	0,006250	0,0121	0,0063	0,009516	0,007269	0,010984
Měrná energie Y (J/kg)	46,784	48,638	46,8	47,674	47,023	48,194
Hydraulický výkon čerpadla P_h (W)	280,2	564	282,5	434,75	327,6	507,3
Příkon čerpadla P (W)	406,1	817,4	409,4	630	474,8	735,2
Účinnost η (%)	69	69	69	69	69	69

1. varianta: Kolmeks T-50A/4

Toto čerpadlo má nespornou výhodu, že je velice levné a že od této firmy jsou v elektrárně už stávající čerpadla, se kterými mají dobré zkušenosti. Nevýhoda tohoto čerpadla spočívá v jeho větším příkonu.

2. varianta: KSB ETLZ 040-040-160 se stočeným kolem D 169 mm

Čerpadlo má značné finanční i časové nároky před zahájením provozu. Musí se zde zmenšit vnější průměr oběžného kola. Z důvodu velkého průtoku v čerpacím systému se sníží průměr již vyrobeného oběžného kola, čímž dochází ke snížení průtoku, měrné energie (dopravní výšky). Touto úpravou se dosáhne úspora energie, sníží se náklady na provoz a údržbu, zlepší se stabilita systému, odstraní se nadměrné vibrace i hluk i snížení celkové opotřebení v čerpacím nebo potrubním systému. Navzdory těmto výhodám se toto čerpadlo nevyplatí, a to kvůli vysoké pořizovací ceně, nákladům na stočení průměru a nákladům na provoz.

3. varianta: KSB ETLZ 040-040-160 s frekvenčním měničem

Frekvenční měnič je užitečným a velmi efektivním způsobem, jak ovládat čerpadla. Jeho hlavní výhody spočívají v měkkém startu a vypnutí, čímž dochází ke snížení proudových špiček a k prodloužení životnosti soustavy. Regulací otáček zároveň dochází k tomu, že tlak v soustavě je konstantní, což nejenže šetří komponenty čerpadla, ale zároveň umožňuje jeho efektivnější provoz, a tím snížení spotřeby energie. Nevýhodou tohoto čerpadla je vysoká pořizovací cena.

Byly zvažovány tři varianty čerpadel, u kterých byly vypočítány jejich parametry, pracovní bod, jenž byl následně i graficky znázorněn. Na základě porovnání výhod a nevýhod těchto variant bylo vybráno jako nejvhodnější čerpadlo KSB ETLZ 040-040-160 s frekvenčním měničem. Toto čerpadlo je vhodné pro čerpání kondenzátu o předepsané teplotě, určené výšce a požadovaném průtoku, proto je pro navrženou trasu plně dostačující. Po vypočítání všech parametrů bylo zjištěno, že toto čerpadlo je vhodné pro tuto soustavu, a to nejen z důvodu funkčnosti, spolehlivosti, ale zároveň i pro svou ekonomičnost. Pomocí frekvenčního měniče lze efektivně přizpůsobit i výkon – a tedy i pracovní bod – čerpadla aktuální potřebě. Existuje zde i nesporná výhoda z důvodu možnosti případného rozšíření čerpacího systému. Díky provozu čerpadel podle aktuální potřeby lze snížit náklady na energii. S velkým nástupem a vývojem počítačové technologie je dnes mnohem jednodušší a přesnější vybrat správné čerpadlo pomocí počítačové podpory. Nespornou výhodou je i postupné najíždění čerpadla do provozu. Úspora při startu, jelikož ve srovnání s motorem s přímým napájením ze sítě a s přímým spouštěním může frekvenční měnič snížit startovací proud až o desítky procent, aniž by to ovlivnilo rozběh zařízení. V důsledku snížení rozběhového proudu je energetická rozvodná síť vystavena menšímu zatížení při startování motorů, což vede ke snížení dopadu na ostatní lokální spotřebitele v energetické rozvodné síti. Avšak při návrhu čerpadla bychom se měli vždy snažit, aby čerpadlo pracovalo při nominálních otáčkách.

ZÁVĚR

Předložená bakalářská práce se zabývala návrhem nového čerpadla v čerpacím systému. Její první část se zaměřila na základní parametry čerpadel a veličin v oblasti mechaniky tekutin. Dále se práce věnovala rozdělení čerpadel, a to na čerpadla hydrodynamická a hydrostatická. Byla zde uvedena i regulace čerpadel, která je v praxi velmi důležitá, protože pracovní bod nemusí vždy vyhovovat. Další část teoretické práce se soustředila na jednotlivé prvky potrubní trasy, kde je uvedeno rozdělení potrubí, druhy proudění a ztráty v potrubí, jež vznikají při proudění kapaliny. Zbývající teoretická část se zabývala využitím čerpadel v praxi.

V praktické části se tato práce nejdříve zaměřila na vysvětlení, kde se zvolený čerpací systém nachází, a na popis jeho nejdůležitějších částí. Dále bylo zapotřebí vypočítat charakteristiku potrubí. Hlavním cílem této práce bylo vybrat vhodné čerpadlo pro potrubní okruh kondenzátu o teplotě 100 °C v Jaderné elektrárně Dukovany. Tato čerpadla jsou v provedení dvou od sebe oddělených odstředivých čerpadel, uložených v jednom tělese. Při běžném provozu si lze vystačit s jedním čerpadlem, v případě potřeby většího odčerpání kondenzátu je provoz paralelní (se dvěma čerpadly). Většinou nebývá problém splnit základní požadované parametry, nejsložitější však je splnit veškeré legislativní požadavky. Vlastní schvalovací proces bývá daleko složitější a zdlouhavější než výroba samotného čerpadla. Pro zvolený okruh byly vybrány tři varianty čerpadel, jako nejvhodnější se nakonec ukázalo čerpadlo KSB ETLZ 040-040-160 s frekvenčním měničem, a to pro své mnohé výhody i delší životnost soustavy.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Potrubní systémy a armatury: Studijní opora 2* [online]. Část 2. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2011 [cit. 2022-04-03]. ISBN 978-80-248-2518-2. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/fCVSWCJ2Hqvtmxz>
- [2] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin: Učební text* [CD-ROM]. Ostrava: VŠB-TUO, 2007 [cit. 2022-04-03]. ISBN 978-80-248-1508-4. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/L5kNhGFm26e8Qp9>
- [3] KAREL, Škranc. *Aplikovaná termomechanika: Firemní dokumentace ČEZ*. Brno: ČEZ, 2011.
- [4] JANÍK, Jaroslav. *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje* [online]. Ostrava: VŠB – TUO, 2008 [cit. 2021-11-17]. Dostupné z: <https://old.vscht.cz/uchi/ped/hydro/teplo/materialy/skripta.Janalik.pdf>
- [5] BLEJCHAŘ, Tomáš a Sylva DRÁBKOVÁ. *Čerpací technika a potrubí: Návod do cvičení* [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010 [cit. 2022-04-03]. ISBN 978-80-248-2205-1. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/clQDKpP3ShPhd49>
- [6] SIGMA PUMPY HRANICE. Sací výška. *Sigmashop.cz* [online]. © 2021 [cit. 2021-12-10]. Dostupné z: <https://www.sigmashop.cz/clanky/saci-vyska>.
- [7] JANALÍK, Jaroslav. *Vybrané kapitoly z mechaniky tekutin* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008 [cit. 2022-03-25]. ISBN 978-80-248-1910-5. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/LNdbFS31pUfOiTD>.
- [8] VÍTĚZ, Tomáš a Petr TRÁVNÍČEK. *Mechanika tekutin* [online]. Brno: Mendelova univerzita Brno, 2013 [cit. 2021-11-17]. Dostupné z: https://uzpet.af.mendelu.cz/wcd/w-af-uzpet/soubory-ke-stazeni/uvod_mechanik_tekutin.pdf.
- [9] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 8003002060.
- [10] MICHAEL SMITH ENGINEERS LTD. Useful information on centrifugal pumps. *Michael-smith-engineers.co.uk* [online]. © 2022 [cit. 2022-04-03]. Dostupné z: <https://www.michael-smith-engineers.co.uk/resources/useful-info/centrifugal-pumps>.

- [11] PAVLOK, Bohuslav, Sylva DRÁBKOVÁ a Jana RAUTOVÁ. *Potrubní systémy a armatury: Studijní opora 1*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2518-2.
- [12] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002. ISBN 80-248-0038-1.
- [13] NOVOTNÝ, Petr. Vodní ráz. In: *Obchod.remont-cerpadla.cz* [online]. 7. 11. 2019 [cit. 2021-12-11]. Dostupné z: <https://obchod.remont-cerpadla.cz/vodni-raz-2>
- [14] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. 3. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2019. ISBN 978-80-214-5769-0.
- [15] VOJÁČEK, Antonín. Principy průmyslových čerpadel. In: *Automatizace* [online]. 9. 2. 2011 [cit. 2022-01-23]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-4dil-odstrediva-cerpadla>
- [16] BEČVÁŘ, Josef. *Jaderné elektrárny*. 2. upr. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1981. ISBN 04-237-81.
- [17] *ČEZ firemní dokumentace*. Brno: Školící a výcvikové středisko ČEZ, 2020.
- [18] SKUPINA ČEZ. Hlavní cirkulační čerpadlo. *Svetenergie.cz* [online]. © 2020 [cit. 2022-03-26]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/jadernerne-elektrarny/jaderna-elektrarna-podrobne/hlavni-cirkulacni-cerpadlo/vyklad>.
- [19] RAČEK, Jiří. *Energetická zařízení: stroje a zařízení jaderných elektráren*. Brno: Zdeněk Novotný, 2004. ISBN 80-214-2735-3.
- [20] *Inland Aquaculture Engineering*. Rome: Food & Agriculture Org., 1984. ISBN 92-5-102168-6.
- [21] KOLMEKS GROUP. Twin pumps. *Kolmeks.com* [online]. © 2022 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://kolmeks.com/en/product/twin-pumps/>
- [22] XIAN-WU, Luo, Ji BIN a Tsujimoto YOSHINOBU. A review of cavitation in hydraulic machinery. *Journal of Hydrodynamics* [online]. 2016, **28**, 335–358 [cit. 2022-03-26]. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(16\)60638-8](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60638-8)
- [23] DRÁBKOVÁ, Sylva a Milada KOZUBKOVÁ. *Cvičení z mechaniky tekutin*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004. ISBN 80-248-0664-9.

- [24] ENGINEERING TOOLBOX. Water - Saturation Pressure vs. Temperature. *Engineeringtoolbox.com* [online]. © 2004 [cit. 2022-03-26]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-saturation-pressure-d_599.html
- [25] KSB. Etaline Z - Jednostupňové čerpadlo se spirálním tělesem. *Ksb.com* [online]. © 2022 [cit. 2022-04-03]. Dostupné z: <https://www.ksb.com/cs-cz/lc/produkty/čerpadlo/čerpadlo-instalovane-v-suche-jimce/etaline-z/E13B>
- [26] ENERGY EFFICIENCY AND RENEWABLE ENERGY U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. Trim or Replace Impellers on Oversized Pumps. *Energy.gov* [online]. Washington: U. S. Department of Energy, 2006 [cit. 2022-03-13]. Dostupné z: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f16/trim_replace_impellers7.pdf
- [27] SARASWATHULA. Trimming of impeller of centrifugal pumps. *Saraswathula.tripod.com* [online]. © 2006 [cit. 2022-01-13]. Dostupné z: <https://saraswathula.tripod.com/trimming.htm>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Δt	Rozdíl teplot	$^{\circ}\text{C}$
BÚK	Bloková úprava kondenzátu	
d	Průměr	[m]
D_{red}	Redukovaný průměr	[m]
ENČ	Elektronapájecí čerpadlo	
g	Gravitační zrychlení	$[\text{m}/\text{s}^2]$
H	Dopravní výška čerpadla	[m]
HCC	Hlavní cirkulační čerpadlo	
h_d	Délková ztráta	[m]
h_g	Geodetická výška	[m]
h_m	Místní ztráty	[m]
h_s	Sací výška	[m]
h_v	Výtlačná výška	[m]
HVB	Hlavní výrobní blok	
h_{zs}	Ztrátová výška sacího potrubí	[m]
h_{zv}	Ztrátová výška výtlačného potrubí	[m]
CHÚV	Chemická úpravna vody	
JE	Jaderná elektrárna	
k	Drsnost potrubí	[m]
KČ	Kondenzátní čerpadlo	
KKP	Kondenzát komínkové páry	
l	Délka potrubí	[m]
l_s	Délka sacího potrubí	[m]
l_v	Délka výtlačného potrubí	[m]
m	Hmotnost	[kg]

NČ	Napájecí čerpadlo	
NN	Napájecí nádrž	
NPSHA	Dostupná čistá pozitivní sací výška	[m]
NPSHR	Požadovaná čistá pozitivní sací výška	[m]
NTO	Nízkotlaký regenerační ohřívák	
p	Tlak	[Pa]
p _s	Tlak v sacím hrdle čerpadla	[Pa]
P	Příkon čerpadla	[W]
P _h	Hydraulický výkon	[W]
PKČ	Pomocné kondenzátní čerpadlo	
PNK	Pomocná nádrž kondenzátu	
p _o	Atmosférický tlak na hladině	[Pa]
p _{sn}	Tlak v sací nádrži	[Pa]
p _{vn}	Tlak ve výtlačné nádrži	[Pa]
p _w	Tlak nasycených par	[Pa]
r	Plynová konstanta	
Q _m	Hmotnostní průtok	[kg/s]
Q _{red}	Redukovaný průtok	[m ³ /s]
Q _v	Objemový průtok	[m ³ /s]
r	Měrná plynová konstanta	[J/(kg·K)]
Re	Raynoldsovo číslo	
SNK	Sběrná nádrž kondenzátu	
SZCH	Stanice zdroje chladu	
t	Teplota	°C
v	Rychlost	[m/s]
VVER	Vodo-vodní energetický reaktor	

Y	Měrná energie	[J/kg]
$Y_{\check{c}}$	Skutečná měrná energie čerpadla	[J/kg]
Y_p	Skutečná měrná energie potrubí	[J/kg]
Y_{st}	Statická ztrátová měrná energie	[J/kg]
Y_{zs}	Sací ztrátová měrná energie	[J/kg]
Y_{zv}	Výtlačná ztrátová měrná energie	[J/kg]
α_{st}	Součinitel teplotní délkové roztažnosti	
Δl	Teplotní dilatace	[m]
ζ	Součinitel místního odporu	
η	Dynamická viskozita	[Pa.s]
η_h	Hydraulická účinnost	[%]
η_m	Mechanická účinnost	[%]
η_o	Objemová účinnost	[%]
λ	Odporový součinitel	
ν	Kinematická viskozita	[m ² /s]
ρ	Hustota	[kg/m ³]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Schéma čerpacího systému	12
Obrázek 2 Charakteristika čerpadla	15
Obrázek 3 Pracovní bod	16
Obrázek 4 Zapojení čerpadla	17
Obrázek 5 Průběh kavitace	18
Obrázek 6 Rovnice kontinuity	19
Obrázek 7 Bernoulliho rovnice	19
Obrázek 8 Základní rozdělení čerpadel	21
Obrázek 9 Hydrodynamická čerpadla	22
Obrázek 10 Oběžná kola	23
Obrázek 11 Změna charakteristiky čerpadla při změně otáček	24
Obrázek 12 Regulace odstředivého čerpadla škrcením	25
Obrázek 13 Regulace průtoku čerpadla obtokem	25
Obrázek 14 Změna průtoku zmenšením průměru oběžného kola	26
Obrázek 15 Regulace průtoku u čerpadla natačením lopatek oběžného kola	27
Obrázek 16 Paralelní řazení dvou čerpadel se stejnou charakteristikou	27
Obrázek 17 Schéma sériového řazení	28
Obrázek 18 Vliv viskozity na charakteristiku čerpadel	28
Obrázek 19 Laminární proudění	31
Obrázek 20 Turbulentní proudění	32
Obrázek 21 Schéma potrubního systému	33
Obrázek 22 Uzavírací ventil	34
Obrázek 23 Šoupátko	35
Obrázek 24 Klapka	35
Obrázek 25 Zpětná klapka	35
Obrázek 26 Druhy kohoutů	36
Obrázek 27 Čerpací systém	41
Obrázek 28 Dělení JE	42
Obrázek 29 Schéma stanice zdroje chladu	46
Obrázek 30 Pomocná kondenzátní nádrž	47
Obrázek 31 Pomocné kondenzátní čerpadlo	48
Obrázek 32 Sběrná nádrž kondenzátu	48
Obrázek 33 Orientační schéma čerpacího systému SZCH – bokorys	49
Obrázek 34 Orientační schéma čerpacího systému SZCH – půdorys	50

Obrázek 35 Charakteristika potrubí	52
Obrázek 36 Charakteristika čerpadla Kolmeks AT-1065/4.....	53
Obrázek 37 Čerpadlo Kolmeks T-50A/4.....	55
Obrázek 38 Pracovní bod Kolmeks T-50A4 pro jedno čerpadlo.....	57
Obrázek 39 Pracovní bod Kolmeks T-50A/4 – paralelní provoz.....	59
Obrázek 40 Čerpadlo KSB ETLZ 040-040-160	60
Obrázek 41 Charakteristika čerpadla se stočeným kolem	65
Obrázek 42 Charakteristiky čerpadel se stočeným a původním kolem.....	66
Obrázek 43 KSB ETLZ 040-040-160 s frekvenčním měničem	67
Obrázek 44 Charakteristika čerpadla s frekvenčním měničem	68

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Součinitel místních ztrát.....	51
Tabulka 2 Charakteristika původního čerpadla	53
Tabulka 3 Pracovní bod AT-1065/4.....	53
Tabulka 4 Parametry čerpadel	54
Tabulka 5 Tlak nasycených par	58
Tabulka 6 Čerpadlo Kolmeks T-50A/4	59
Tabulka 7 Měrná energie oběžných kol	64
Tabulka 8 Pracovní bod KSB 040-040-160.....	64
Tabulka 9 Pracovní bod čerpadla o průměru kola D 169 mm	66
Tabulka 10 Pracovní bod čerpadla KSB 040-040-160 s frekvenčním měničem.....	68
Tabulka 11 Pracovní bod všech čerpadel	69

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha P I: Charakteristika čerpadla Kolmeks AT-1065/4

Příloha P II: Charakteristika čerpadla Kolmeks T-50A/4

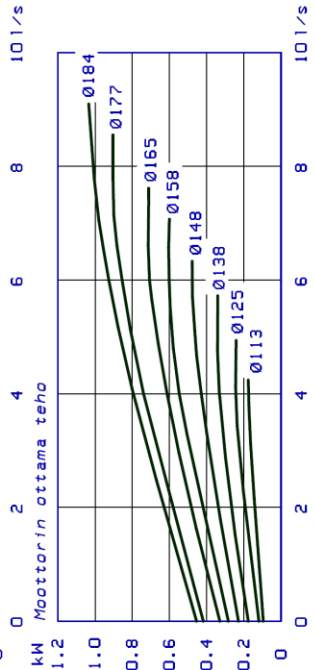
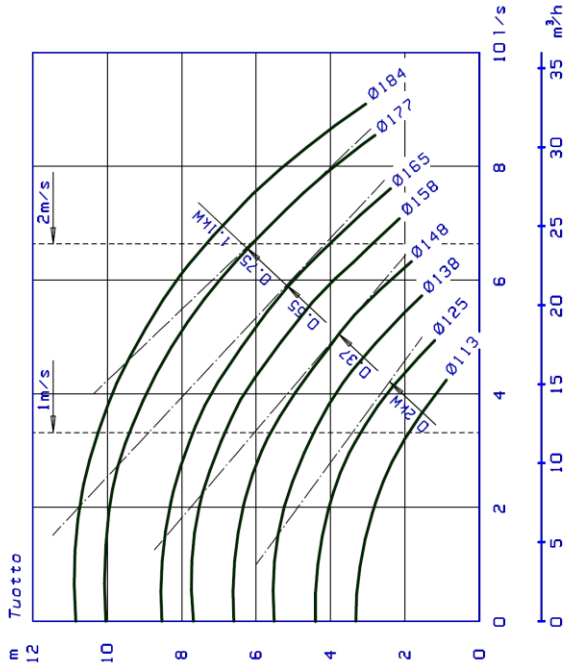
Příloha P III: Charakteristika čerpadla KSB ETLZ 040-040160, 1 450 ot/min

Příloha P IV: Charakteristika čerpadla KSB ETLZ 040-040-160 s měničem pro jedno čerpadlo

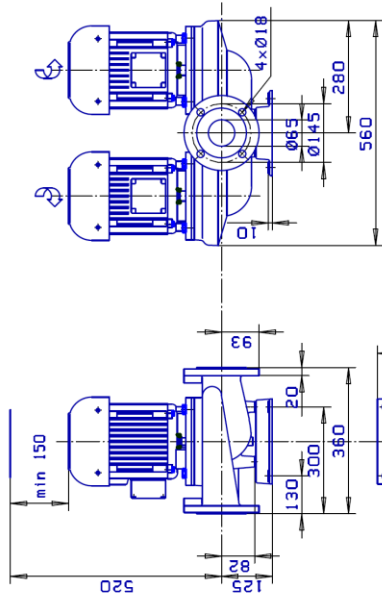
Příloha P V: Charakteristika čerpadla KSB ETLZ 040-040-160 s měničem pro paralelní provoz

PŘÍLOHA P I: CHARAKTERISTIKA ČERPADLA KOLMEKS

AT-1065/4

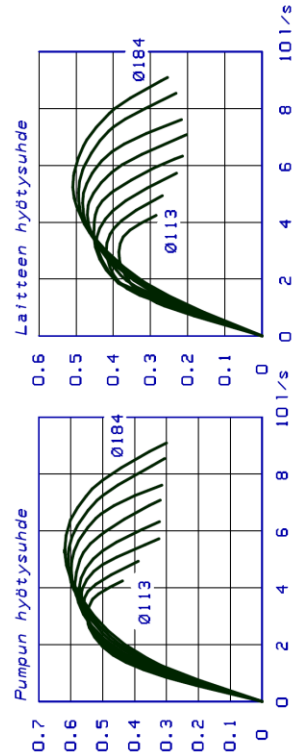


1500 r/min



AT-1065/4

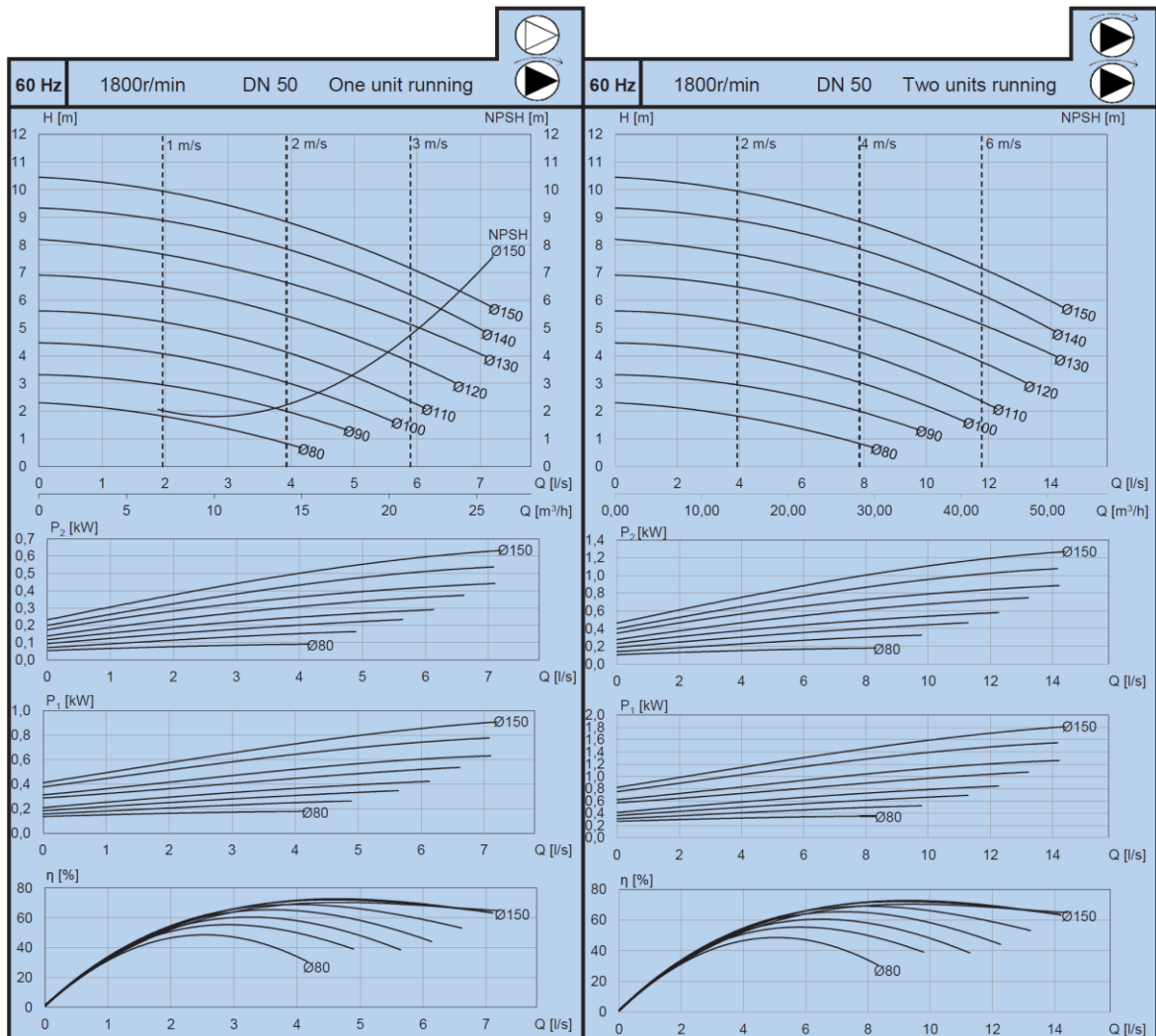
	kW	A	kg
OKN-101 C2 F19	1.1	2.6	92
OKN-101 C2 P F19 I~	1.1	6.9	92
OKN-100 B2 F19	0.75	2.0	84
OKN-100 B2 F19	0.55	1.4	84
OKN-100 B2 P F19 I~	0.55	3.4	84
OKN-852 D F19	0.37	1.0	70
OKN-852 D F19	0.2	0.75	70



PŘÍLOHA P II: CHARAKTERISTIKA ČERPADLA KOLMEKS T-50A/4

T-50A/4

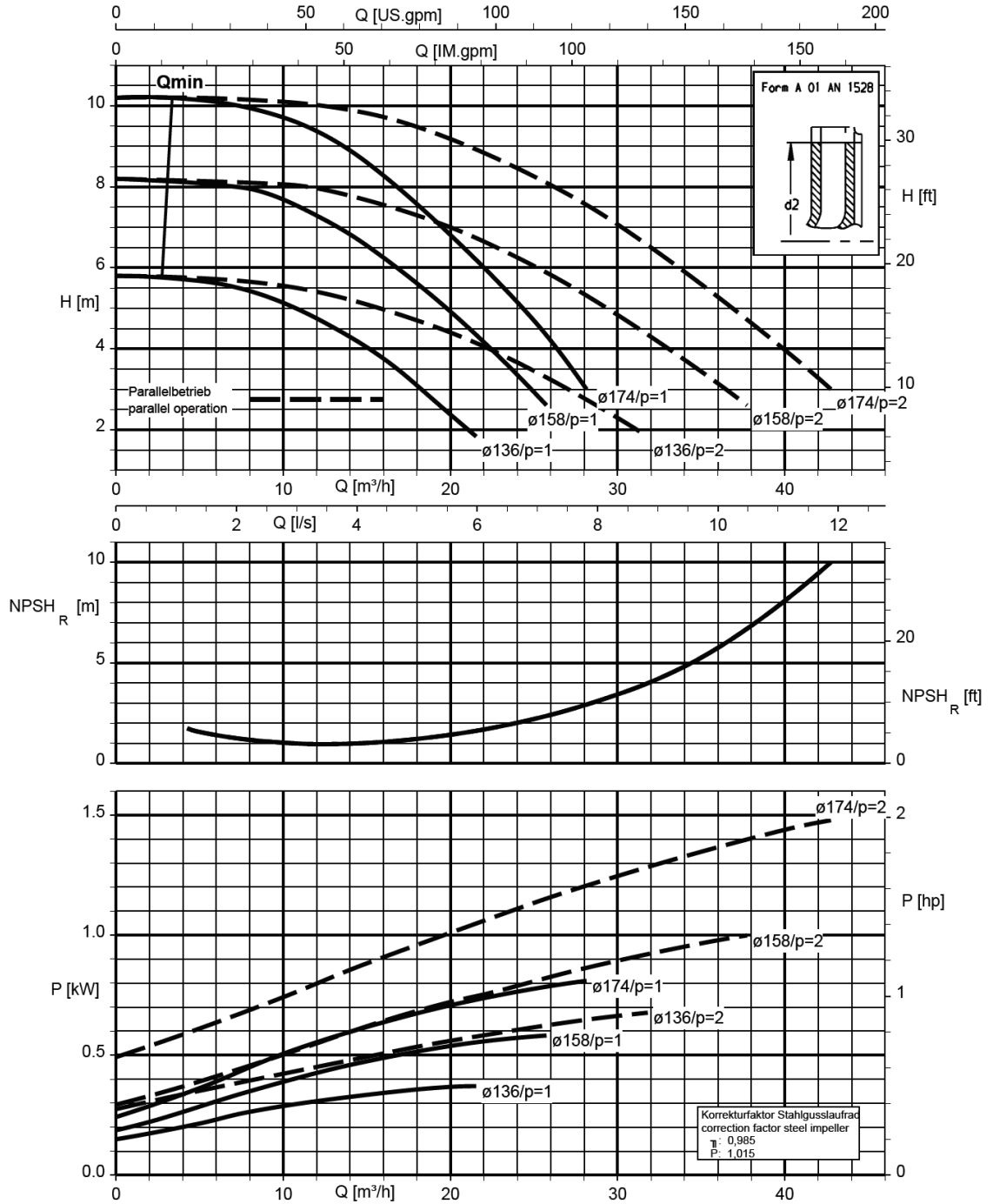
ZH09	Motor 380-400V(460-480V)	P_{2N} [kW]	I_N [A]	[kg]	H [mm]
	OP-752 F15	0,2 (0,24)	0,65 (0,65)	46	250
	OP-762 F15	0,25 (0,3)	0,82 (0,82)	46	250
	OKN-862 D F15	0,37 (0,44)	1,15 (1,15)	58	280
	KH-100 A2 F15	0,55 (0,66)	1,28 (1,30)	74	325



PŘÍLOHA P III: CHARAKTERISTIKA ČERPADLA

KSB ETLZ 040-040-160

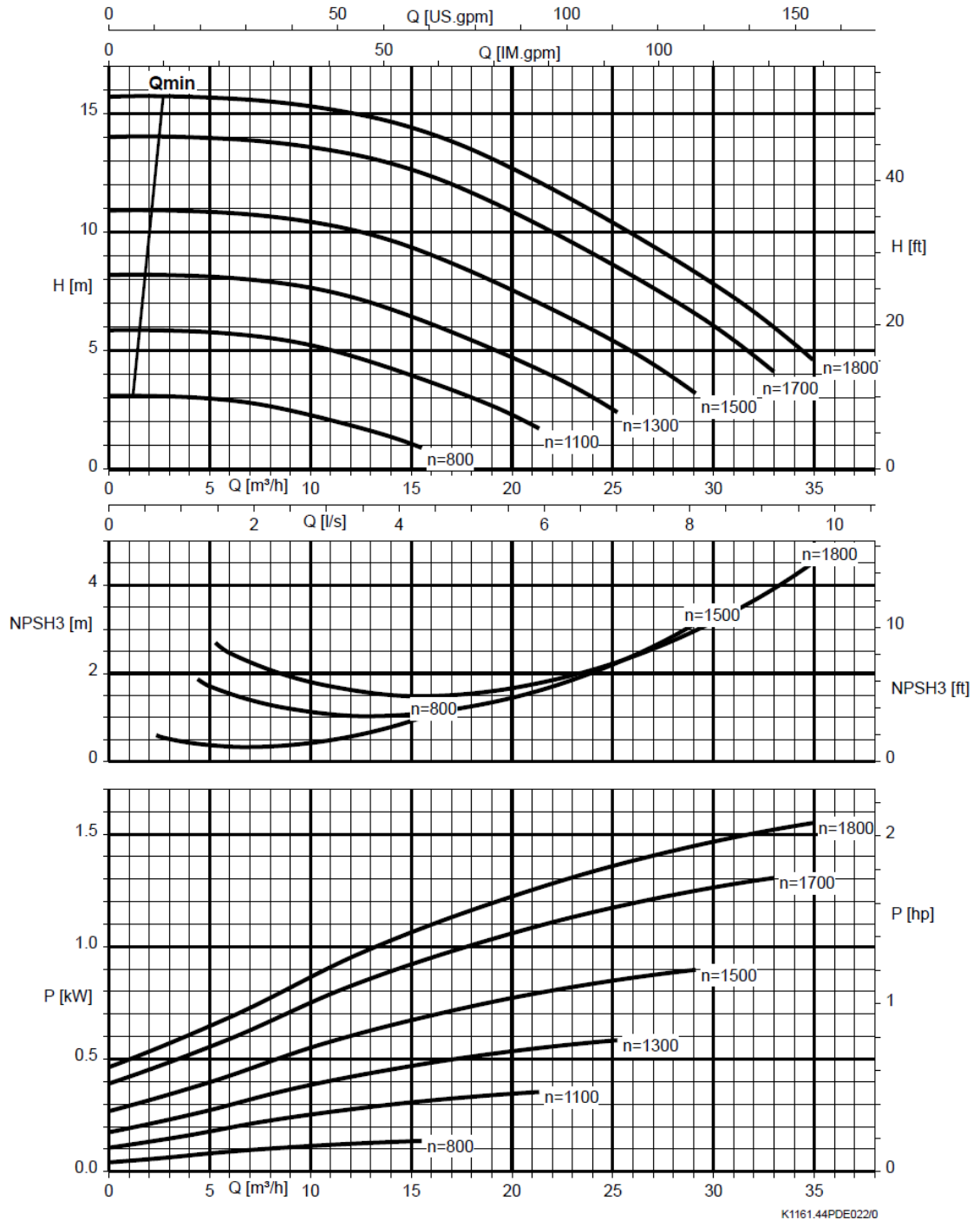
Etaline Z 040-040-160, $n = 1450 \text{ min}^{-1}$



K1161.454/22/0

PŘÍLOHA P IV: CHARAKTERISTIKA ČERPADLA KSB ETLZ 040-040-160 S MĚNIČEM PRO JEDNO ČERPADLO

Etaline Z 040-040-160, single-pump operation



PŘÍLOHA P V: CHARAKTERISTIKA ČERPADLA KSB ETLZ 040-040-160 S MĚNIČEM PRO PARALELNÍ PROVOZ

Etaline Z 040-040-160, parallel operation

