

## **ABSTRAKT**

Cílem této práce je kompletní návrh automatické tlakové čerpací stanice pro bytový dům, obsahující odstředivé čerpadlo s elektromotorem, řídicí jednotku a příslušenství ve formě potrubního systému, ventilů a tlakových prvků. Zřetel je brán převážně na výpočet a konstrukci odstředivého čerpadla, které by mohlo být využíváno i samostatně bez osazování do celku tlakové stanice. Myšlenkou je vytvořit čerpadlo s požadavky na vyšší průtok vody oproti běžně dostupným standardům a zároveň dosáhnout malých výrobních rozměrů, hmotnosti a mobility zařízení. Konstrukce je dále zaměřena na podpůrné prvky a celkové rozvržení sestavy tlakové stanice, přičemž veškerá elektronika i potrubní a měřicí prvky jsou řešeny jako nakupované dílce.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Automatická tlaková čerpací stanice, vícestupňové odstředivé čerpadlo, oběžné kolo, difuzor

## **ABSTRACT**

The aim of this thesis is a complete draft of automatic pressure pumping station for apartment house, including centrifugal pump with electric motor, control unit and accessories in the form of pipe system, valves and pressure elements. Thesis is focused on calculation and construction of centrifugal pump, which would be able to use separately without placement to the whole pressure station. The idea is to create the station with request to the higher water-flow against commonly available standards and equally to achieve small production proportion, weight and mobility of the facility. The construction is furthermore focused on supporting elements and general layout of pressure pumping station setup. All electronics, pipes and measurement parts are solved as a purchased elements.

## **KEY WORDS**

Automatic pressure pump station, multistage centrifugal pump, impeller, diffuser

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PLACHÝ, J. *Návrh automatické tlakové čerpací stanice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 80 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.

---



**ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně, za použití zdrojů uvedených v seznamu literatury a pod vedením Ing. Jiřího Dvořáčka, Ph.D.

V Brně, dne 23. 5. 2016

.....

Jiří Plachý

---



## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu práce Ing. Jiřímu Dvořáčkovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a čas při realizaci této bakalářské práce.

---



**OBSAH**

<b>Úvod</b> .....	<b>13</b>
<b>1 Přehled současného stavu poznání</b> .....	<b>14</b>
1.1 Automatické tlakové stanice.....	14
1.1.1 Rozdělení stanic.....	14
1.1.2 Provedení stanic.....	15
1.1.3 Přehled dostupných stanic .....	15
1.1.4 Řízení stanic .....	18
1.2 Rozdělení čerpadel .....	18
1.3 Čerpadla tlakových stanic.....	19
1.3.1 Axiální čerpadla.....	19
1.3.2 Odstředivá čerpadla .....	20
1.4 Působení sil.....	22
<b>2 Analýza problému a cíl práce</b> .....	<b>23</b>
2.1 Základní parametry a požadavky.....	23
<b>3 Koncepční řešení</b> .....	<b>24</b>
3.1 Rozmístění nádrží stanice.....	24
3.2 Návrh čerpadla.....	24
3.2.1 Poloha osy čerpadla .....	24
3.2.2 Tvar tělesa a počet stupňů .....	25
3.2.3 Oběžná kola .....	25
3.2.4 Použití difuzoru .....	26
3.2.5 Hřídel a její prvky.....	26
3.2.6 Těsnění prostor .....	26
3.3 Návrh uložení čerpadla a elektromotoru .....	27
3.3.1 Volba elektromotoru.....	28
3.4 Rozvržení stanice.....	29
3.4.1 Základna stanice .....	29
3.4.2 Potrubní systém s příslušenstvím .....	29
3.4.3 Řídicí jednotka.....	29
<b>4 Konstrukční řešení</b> .....	<b>30</b>
4.1 Konstrukce čerpadla .....	30
4.1.1 Základní rozvržení čerpadla .....	30
4.1.2 Návrh oběžného kola.....	35
4.1.3 Návrh difuzoru.....	43
4.1.4 Rozbor hřídele .....	45
4.1.6 Kontrola rozměrů hřídele .....	50
4.1.7 Analýza průběhu napětí .....	52
4.1.7 Kontrola hřídelových prvků .....	53
4.1.8 Návrh těles čerpadla .....	55
4.1.9 Rozbor sestaveného čerpadla .....	56
4.2 Sestavení čerpadla a elektromotoru.....	57
4.2.1 Elektromotor.....	57
4.2.2 Spojka .....	57
4.2.3 Řešení středové konzoly .....	58
4.2.4 Sestavení dílů.....	58
4.3 Prvky stanice .....	59
4.3.1 Rámová konstrukce .....	59

4.3.2 Potrubní prvky a jištění .....	59
4.3.3 Řídicí a měřicí prvky .....	61
4.4 Automatická tlaková čerpací stanice .....	62
<b>5 Diskuze .....</b>	<b>64</b>
<b>6 Závěr .....</b>	<b>66</b>
<b>7 Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>67</b>
<b>8 Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin .....</b>	<b>70</b>
<b>9 Seznam obrázků a grafů .....</b>	<b>74</b>
<b>10 Seznam tabulek .....</b>	<b>76</b>
<b>11 Seznam příloh .....</b>	<b>77</b>



## ÚVOD

Od nepaměti se lidstvo snažilo o podmanění vodního elementu a jeho využití pro osobní účely. Docházelo tak zcela nezávisle k tvorbě více či méně důmyslných zařízení, které umožňovaly dopravovat kapalinu do obtížněji dostupných míst a tím lidem usnadňovaly práci. Dochované záznamy a artefakty dokládají svědectví o těchto historických zařízeních. Příkladem je Archimedův šroub pojmenovaný po svém antickém vynálezci Archimedovi ze Syrakus a také jednoduchá pístová ruční pumpa Ctesibia z Alexandrie [36]. Zdokonalování přicházelo napříč epochami i se značným přispěním renesančního vynálezce Leonarda da Vinci, nicméně skutečný rozmach a povýšení hydromechaniky na vědní obor nastal od 18. stol. díky bádání Daniela Bernoulliho a Leonharda Eulera, kteří se chováním kapalin zabývali. Nejen díky nim byly vytvořeny a následně aplikovány vynálezy tvarových turbín i alternativních způsobů čerpání [37].

Samotné čerpadlo se tak stalo standardem a nedílnou součástí dnešní doby. Lze jej nalézt v každé domácnosti i ve všech odvětvích průmyslu, a to nejen jako rozměrné stroje, ale také jako součásti malých strojních celků a není výjimkou, že mohou zcela nahrazovat funkci lidských orgánů.

Tato práce se věnuje návrhu a konstrukčnímu řešení automatické tlakové čerpací stanice (dále jen ATS) primárně určené pro menší bytový dům. Jedná se o celek sestavený z paralelně zapojených čerpadel poháněných elektromotory a nezávisle ovládaných řídicí jednotkou, která se stará o rovnoměrnou zátěž čerpadel, jejich spínání na základě odezvy tlakových spínačů a dále řízení chodu ventilů. Práce se podrobněji zaměřuje na samotné řešení čerpadla, jeho výpočet a konstrukční uspořádání, a to tak, aby jej bylo možné uplatnit i zcela samostatně např. v domácnostech či zahradách, kde ATS není potřeba. Důraz je především kladen na zajištění dostatečně velkého průtoku kapaliny, optimální dopravní výšky a snaha o zachování malých rozměrů, nízké hmotnosti, a tedy i celkové mobility čerpadla oproti běžně dostupným zařízením daného provedení. Konstrukce je dále zaměřena na podpůrné prvky a celkové rozvržení a rozmístění sestavy tlakové stanice, přičemž veškerá elektronika i potrubní a měřicí prvky jsou řešeny jako nakupované dílce.

Úvodní části práce teoreticky popisují jednotlivé druhy a použití ATS a základní rozdělení čerpadel. Návrh se zabývá koncepčním řešením součástí a vhodného použití materiálů a jejich vlastností. Konstrukční část poté blíže specifikuje vyráběné součásti doplněné o jejich výpočet a vhodné dimenzování. Následuje zhodnocení dosažených výsledků, porovnání a zařazení stroje a konečný závěr.

Pro konstrukci 3D modelu a zpracování výkresové dokumentace je využit program Autodesk Inventor 2016. K analýze součástí dále SolidWorks 2012.

## 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

V současné době se lze setkat s velkou škálou tlakových stanic osazených různými druhy čerpadel. Čerpadla jsou ve stanici obvykle zapojována paralelně, což zvětšuje dodávané množství kapaliny do výstupní nádrže, ale neovlivňuje dopravní výšku respektive měrnou energii čerpadla. Při sériovém zapojení čerpadel na jednom potrubí naopak dochází ke zvyšování výtlačné výšky, ale dopravované množství zůstává stejné. Je doporučeno do systému řadit čerpadla stejného typu a shodných parametrů, v opačném případě by celý systém dosahoval výsledných hodnot vždy toho horšího z použitých čerpadel. [17, 30, 38]

### 1.1 Automatické tlakové stanice

Jak již bylo popsáno výše, stanice obvykle pracují s paralelním řazením čerpadel, a to obvykle vícestupňových, což zajišťuje vždy buďto větší tlaky na výstupu a tím i vyšší celkovou dopravní výšku nebo menší konstrukci těles a rovnoměrné rozložení sil na hřídeli. Závisí pouze na konkrétním typu provedení a uvážení.

#### 1.1.1 Rozdělení stanic

Stanice je možno primárně dělit na tyto základní podskupiny:

**a) Standardní ATS s konstantními otáčkami**

Tyto stanice obsahují elektromotory bez měniče frekvence, čili čerpadla pracují při stále stejných otáčkách a k jejich zapínání i vypínání dochází skokově. [30]

**b) ATS s frekvenčním měničem**

Stanice obsahující frekvenční měnič zajišťují plynulou regulaci otáček elektromotoru, což vede k pozvolnému rozběhu a zastavení čerpadla. Regulací lze také snížit celkové náklady za energie. Měnič dále udržuje konstantní tlak, a proto není vyžadováno zapojení tlakové nádoby. Nevýhodou může být pořizovací cena, nicméně u stanice s nepřetržitým provozem bývá měnič velmi žádaným prvkem. [30]

**c) Průmyslové a protipožární ATS**

Tyto stanice bývají variacemi výše popsaných provedení, pracují však s vyššími tlaky i průtoky kapaliny a využívají více typů čerpadel, např. kalová nebo ponorná. Tomu odpovídá i robustnost systému s více ochrannými prvky a rámy. [30]

Všechny výše zmíněné kategorie jsou dále k dostání ve dvojitým provedení:

**a) S vertikálními čerpadly**

Osa čerpadla směřuje svisle, což se z konstrukčního hlediska projevuje příznivě na celkové rozměry stanice, jelikož se jednotlivé dílce a stupně čerpadla stavějí do výšky. Nevýhodou mohou být vyšší axiální síly a jejich složité vymezení na oběžných kolech. Obtížněji se také provádí údržba, protože je zapotřebí vždy nejprve sejmut celý elektromotor ustavený na vrcholu čerpadla. [17, 30]

**b) S horizontálními čerpadly**

Osa čerpadla směřuje vodorovně, a tedy i rozměrové nároky jsou větší. Čerpadlo i elektromotor se musejí připojovat zvláště ke stabilnímu rámu nebo na středovou konzolu. Výhodou je mnohem jednodušší manipulace i údržba a zejména snazší vyrovnávání axiálních sil od kapaliny na oběžných kolech. Z tohoto důvodu se horizontální provedení používá častěji, nicméně vždy záleží na konstrukčních podmínkách a preferencích. [17, 30]

**1.1.2 Provedení stanic**1.1.2

---

Stanice bývají od základu osazeny dvěma, případně třemi čerpadly, pro které jsou také běžně k dostání ovládací panely. Nadstandardní provedení s ještě dostupným řízením zajišťuje ovládání až šesti čerpadel, ty bývají k vidění zejména ve vodárnách nebo úpravnách vody (viz obr. 1-1). Řazení čerpadel do větších celků se poté řeší kombinacemi dostupných zařízení. [19, 30]



Obr. 1-1 ATS součásti vodárny [31]

**1.1.3 Přehled dostupných stanic**1.1.3

---

Na trhu existuje velké množství stanic, které se od sebe odlišují zejména svými parametry, vlastnostmi a oblastmi použití, avšak z konstrukčního hlediska typově spadají do některé z výše popsaných kategorií. Zde je uveden přehled těch nejvýraznějších konceptů stanic.

**DAB.2K** (viz obr. 1-2)

Stanice od italského výrobce DAB PUMPS je osazena dvěma odstředivými, horizontálními, dvoustupňovými čerpadly na základové desce. Obě čerpadla mají společné sání i výtlačk s poměrně malou světlostí. Na výtlačném potrubí jsou také pohotovostní tlakové nádoby s pružným vakem. Stanice je řízena tlakovým spínačem a ovládána řídicím panelem. Stanice je vhodná pro zvyšování tlaku. [30]



Obr. 1-2 ATS DAB.2K [30]

**DAB.3NKVE** (viz obr. 1-3)

Průmyslová stanice společnosti DAB PUMPS opatřená třemi vertikálními vícestupňovými čerpadly s frekvenčním měničem kotvenými k základové desce. Na sběrném výtlačném potrubí se nachází tlakový spínač, tlakové nádoby a manometry. Řízení čerpadel obstarává ovládací jednotka, která s užitím měniče frekvence reguluje tlak v systému. [30]



Obr. 1-3 ATS DAB.3NKVE [30]

**SIGMET Hydro Unit** (viz obr. 1-4)

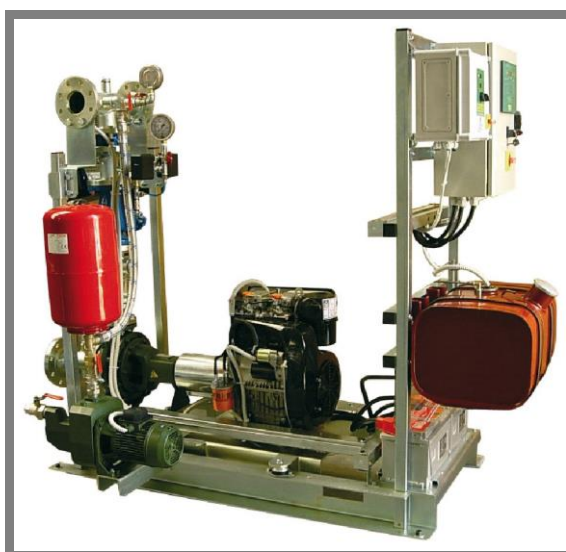
Stanice se čtyřmi vertikálními čerpadly na společném potrubí a se společnou tlakovou nádobou na výtlačném potrubí. Slouží primárně k dodávce vody v obytných i administrativních budovách a zaručuje výtlačnou výšku do 120 m. Čerpadla jsou umístěna na ohýbané základové desce a o jejich chod se stará komplexní řídicí systém. Stanice je vhodná pro zvyšování tlaku. [29]



Obr. 1-4 ATS SIGMET [29]

**1KDN MD EN-JET** (viz obr. 1-5)

Protipožární stanice obsahující dvě horizontální vícestupňová čerpadla je poháněna elektromotorem nebo vznětovým motorem dle situace. Jedno z čerpadel je pomocné, spínané méně často a ovládané tlakovým spínačem. Druhé čerpadlo je tzv. hlavní, řízené panelem. Panel dále ovládá předehříváč oleje umístěný pod motorem. [30]



Obr. 1-5 ATS MD EN-JET [30]

### 1.1.4 Řízení stanic

Ovládání komplexního systému stanice je zajišťováno řídicí jednotkou, která je programovatelná a tedy lehce přizpůsobitelná konkrétním požadavkům zákazníka. Obvykle však již obsahuje univerzální program, který v závislosti na časovači střídá chod čerpadel kvůli rovnoměrnému opotřebení a prodloužení životnosti stanice. Dále monitoruje tlakové či plovákové spínače a v závislosti na zvýšeném odběru kapaliny automaticky zapíná současný chod více čerpadel. Řízení může po vypnutí čerpadla také uzavřít jeho ventil na sání, pokud je automatizovaný. V opačném případě je třeba ventil uzavřít ručně. [24]

## 1.2 Rozdělení čerpadel

Čerpadla lze rozdělovat dle různých kritérií, využitelnosti nebo oblasti provozu. Jedno ze základních dělení je popsáno níže spolu s bližší specifikací často používaných čerpadel v tlakových stanicích.

### a) Hydrodynamická čerpadla

Jedná se o stroje s nepřímou přeměnou mechanické energie v kinetickou a potenciální energii vody. Kinetická energie se na tlakovou mění ve spirálové skříně nebo v převaděči (difuzoru), je-li zaveden. Tato čerpadla jsou široce využívána v domech, zahradách i čerpacích stanicích. Dále se dělí na:

- Odstředivá (radiální nebo diagonální)
- Axiální (vrtulová)
- Obvodová (vířivá)
- Labyrintová

[16]

### b) Hydrostatická čerpadla

Jsou to objemová čerpadla, u kterých dochází k přímé přeměně mechanické energie v hydraulickou potenciální energii. Dosahují vyšších účinností než čerpadla hydrodynamická. Hodí se k čerpání kapalin o malém objemu při zvýšených tlacích do 50 MPa. Patří sem:

- Rotační (zubová, lamelová, vřetenová, s rotujícími či odvalujícími písty)
- Peristaltická
- S kmitavým pohybem (pístová, plunžrová, membránová, vlnovcová)

[16]

### c) Čerpadla s jiným principem čerpání

- Zdvižná
- Plynotlaká (pulzometry, monžíky)
- Mamutová (hydraulicko-pneumatická)
- Kalová (injektory, ejektory, vodní trkače)
- Elektromagnetická

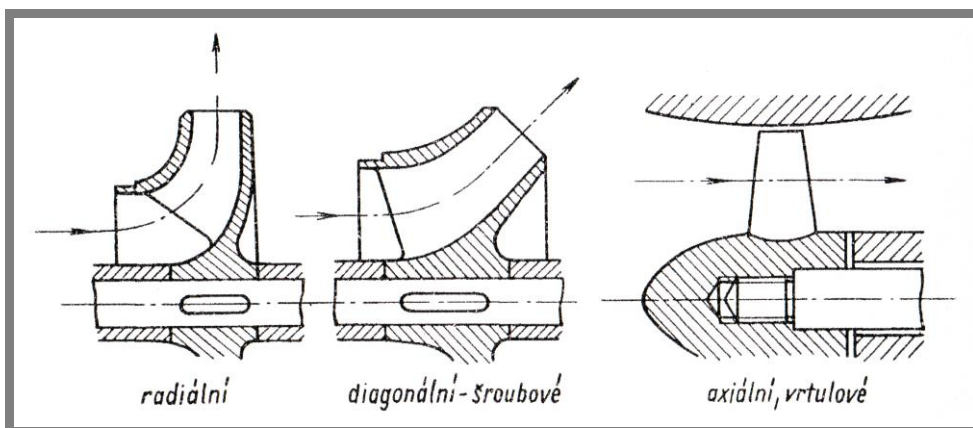
[16]



### 1.3 Čerpadla tlakových stanic

Jak již bylo zmíněno, ATS pracují zejména s hydrodynamickými čerpadly, a to především s odstředivými kanálovými nebo axiálními vrtulovými, protože jejich koncepce je jednoduchá, robustní a levná. Mohou také dosahovat vysokých otáček díky přímému připojení k asynchronnímu elektromotoru. Dovoluje-li to konstrukce a vypočtené parametry, upřednostňuje se čerpadlo odstředivé kanálové, jelikož dává stabilní proud čerpané kapaliny, který je možné snadno škrtit, aniž by došlo k jeho poškození. Další nespornou výhodou jsou výrazně menší axiální síly v porovnání s vrtulovým provedením. Navíc lze tyto síly poměrně úspěšně vyrovnávat vhodnou konstrukční úpravou oběžných kol. Oběžná kola s mnohdy oboustranně se vyskytujícími krycími disky lopatek je také možné lehce vyvažovat broušením nefunkčních ploch disků. [12, 17]

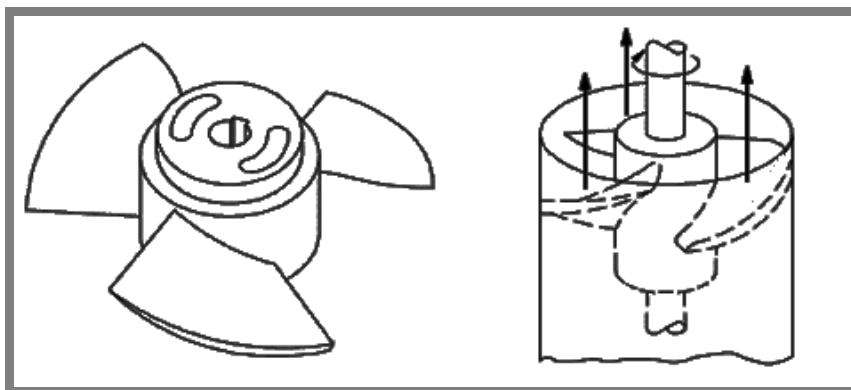
Tvar oběžného kola (viz obr. 1-6) se stanoví na základě velikosti vypočítaných měrných otáček.



Obr. 1-6 Tvar oběžných kol [12]

#### 1.3.1 Axiální čerpadla

Jsou všechna taková čerpadla, u kterých proudí kapalina přes lopatky v axiálním směru, tedy rovnoběžně s osou čerpadla. Od odstředivých se převážně liší tvarem oběžného kola, které se spíše podobá Kaplanově turbíně, akorát s opačným smyslem proudění. Oběžné kolo postrádá věnec a lopatky jsou uloženy v náboji pevně nebo otočně (viz obr. 1-7). Používají se pro čerpání velkého množství kapaliny, ale do malých výšek. Nevýhodou jsou zvýšené axiální síly vlivem proudění i uložení a jejich obtížné vymezování na oběžných kolech, což vede ke zvýšeným nárokům na ložiska. [16, 28]



Obr. 1-7 Tvar axiálních oběžných kol [28]

### 1.3.2 Odstředivá čerpadla

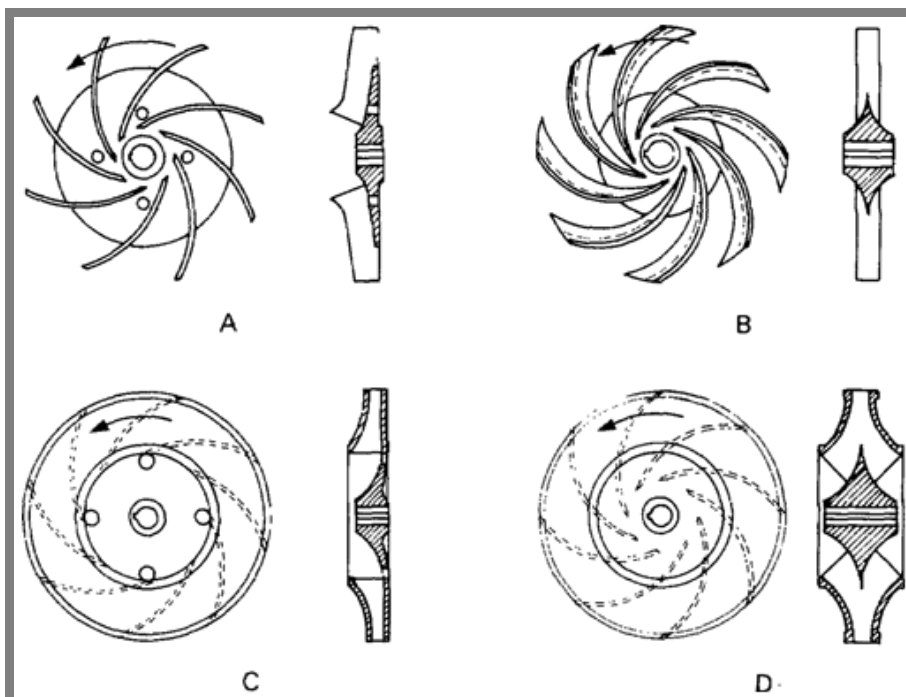
Jsou nejrozšířenější a nejvíce upřednostňovaný typ čerpadel, která se vyznačují jednoduchou konstrukcí, snadnou údržbou i dlouhou životností. Průtok kapaliny je nepulsující a přímo úměrný rychlosti pohonu. Nevýhodou jsou horší sací schopnosti, nestálý výstupní tlak a použití pro nízko a střednětlaké aplikace. Čerpadla je obvykle nutné před prvním spuštěním zavodnit, aby se zamezilo případnému poškození oběžných kol vlivem sání nasucho. [16, 27]

#### Princip a konstrukce čerpadla

Funkce čerpadla je založena na působení odstředivých sil na kapalinu při jejím rotujícím pohybu. Kapalina se ze sání dostane do kanálu oběžného kola, kde je vedena lopatkami, které ji předávají rotační pohyb. Kanál kola se zužuje, ale rozšiřuje se prostor mezi lopatkami. Kapalina je brzděna a narůstá tlak na výstupu. Následně dojde k vymrštění kapaliny na stěnu spirály nebo stupně tělesa, po kterém klouže k výtlaku. [27]

Tato čerpadla se dále dělí na radiální (směr kapaliny je na sání horizontální a po průchodu oběžným kolem má směr vertikální) nebo diagonální (směr kapaliny na vstupu do oběžného kola horizontální a na výstupu diagonální, tedy šikmí k ose rotace pod určitým úhlem). Z konstrukčního hlediska je rozdíl na první pohled patrný z velikosti oběžného kola a sklonu jeho kanálů. [8, 27]

Z obr. 1-8 jsou patrná typická provedení oběžných kol odstředivých čerpadel. U varianty A a B otevřená, u C a D uzavřená.



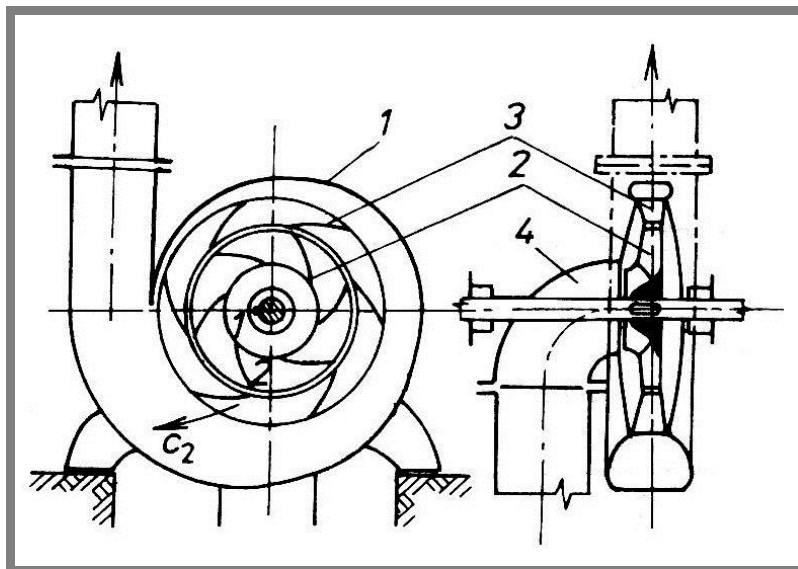
Obr. 1-8 Tvar oběžných kol odstředivých čerpadel [27]

Je-li to žádoucí, umisťuje se nad oběžné kolo převaděč (tzv. difuzor). Jde o prstenec s opačně orientovanými lopatkami, který obklopuje oběžné kolo v místě jeho výstupu. Kapalina vycházející z kola je směřována na vstupní hranu kanálu difuzoru



a mění svůj smysl. Rychlost proudění ještě více poklesne a naopak naroste výstupní tlak. [7, 9]

Obr. 1-9 zobrazuje polohu difuzoru (3) obepínajícího oběžné kolo (2), které je upnuto na externě uložené hřídeli. Obě části jsou ustaveny ve spirále (1) s úhlovým sacím hrdlem (4).



Obr. 1-9 Schéma jednostupňového odstředivého čerpadla s převaděčem [9]

Celková sestava kola a difuzoru je uzavřena v tělese, které může být buďto spirálové, jako je tomu u jednostupňových čerpadel, nebo skříňové, vyskytující se u vícestupňových čerpadel. Spirálu tvoří sání, přímo navazující na jediné oběžné kolo a zároveň i výtlak, který vyúsťuje po straně tělesa. Náběh kanálu tělesa k výtlaku se zvětšuje postupně. Jednostupňová čerpadla se obvykle navrhují pro malé výstupní tlaky, pro větší tlaky a tím i větší dopravní výšku se upřednostňují čerpadla vícestupňová se specifickým počtem oběžných kol řazených za sebou na společné hřídeli (viz obr. 1-10). Každý stupeň oběžného kola tak předává kapalině svou energii. Sací i výtláčné těleso je skládáno zvlášť spolu s určitým počet středových těles (stupňů) a vzájemně se pojišťují zpravidla závitovou tyčí. [9, 17, 38]



Obr. 1-10 Jednostupňové (vlevo) a vícestupňové (vpravo) čerpadlo [26]

## 1.4 Působení sil

V čerpadle působí dvě základní silové složky, které je nutné do jisté míry vyvažovat a omezovat tak, aby nedocházelo k přílišnému namáhání zejména hřídele stroje.

- **Radiální síly**

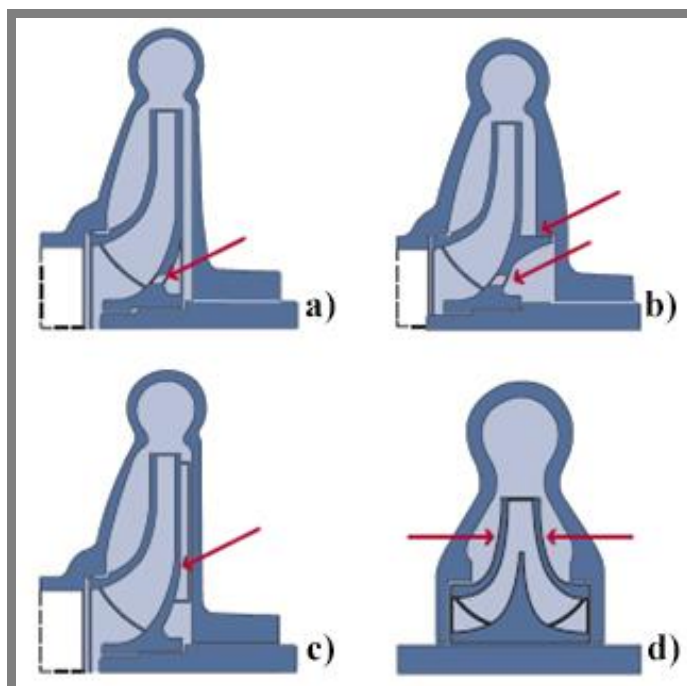
Jsou síly působící zpravidla kolmo na osu každého oběžného kola a vznikají jako důsledek statického tlaku v tělese čerpadla, proto také může docházet k mírným odchylkám mezi kolem a tělesem. Velikost a směr působící síly závisí zejména na průtoku, dopravní výšce a poloze výtlačného hrdla vzhledem k tělesu.

Síly lze účinně regulovat u jednostupňových čerpadel jednoduchou nebo dvojitou spirálou. U vícestupňových čerpadel se používají vratné kanálky. [17, 38]

- **Axiální síly**

V čerpadle vznikají tlaky, které vytvářejí síly působící na statické i rotační prvky. Zejména v oběžných kolech vlivem proudění kapaliny vznikají osové síly, které je třeba vhodně vyvažovat. Často se k zachycení těchto sil používá vhodné ložisko (např. kuličkové s kosoúhlým stykem) v kombinaci s konstrukční úpravou oběžného kola. Tou může být vrtání vyrovnávacích otvorů (obr. 1-11a), škrčení těsnicím kroužkem na zadní straně kola spolu s vrtanými otvory (obr. 1-11b), umístění zpětných lopatek na zadní stranu kola (obr. 1-11c) nebo konstrukce dvouvtokového kola (obr. 1-11d).

[8, 17,38]



Obr. 1-11 Vyrovnávání axiálních sil [17]

## 2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením automatické tlakové čerpací stanice sloužící výhradně k čerpání vody v menším bytovém domě. Stanice zajišťuje dostatečné zásobování bytu vodou díky paralelně zapojeným čerpadlům, automaticky spínaným na základě aktuální spotřeby a vyhodnocení tlakových spínačů.

Koncept a konstrukce stanice bude z větší části vycházet z běžně dostupných variant a modelů se zaměřením na jednoduchost a automatizované řízení. Nejdůležitější částí bude vhodné navržení čerpadla, které bude zajišťovat požadovaný průtok i dostačující dopravní výšku při zachování malých rozměrů, hmotnosti a celkové mobility oproti modelovým řadám dostupným na trhu. K čerpadlu bude třeba zvolit odpovídající pohon elektromotorem, řídicí jednotku a dále potrubní i měřicí prvky. Veškeré měřiče i elektronika budou řešeny jako nakupované dílce.

Návrh bude zpracován formou 3D modelu v programu Autodesk Inventor 2016 s ohledem na výpočet dílčích součástí a následné vypracování výkresové dokumentace.

### 2.1 Základní parametry a požadavky

Jelikož se primárně počítá s ustavením stanice do bytového domu, obvykle pro ni bývá již vyhrazené místo a jsou známy předpokládané vzdálenosti čerpadla od hladiny spodní nádrže (nejčastěji studny) a od hladiny horní nádrže (tlakové nádoby). V případě studny bývá tlak na její hladinu čistě atmosférický. U tlakové nádoby se jedná o přetlak, jehož hodnota může být také pevně dána dle přání zákazníka spolu s požadavkem na celkový průtok.

V této práci se bude vycházet z následujících parametrů:

Tab. 2-1 Základní parametry

Průtok	$Q = 6,9 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$
Geodetická nasávací výška čerpadla	$H_{gn} = 4\text{m}$
Geodetická výtlačná výška čerpadla	$H_{gv} = 14\text{m}$
Absolutní tlak na hladinu spodní nádrže	$p_1 = 0,1 \text{ MPa}$
Absolutní tlak na hladinu horní nádrže	$p_2 = 0,28 \text{ MPa}$
Hustota vody	$\rho = 998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

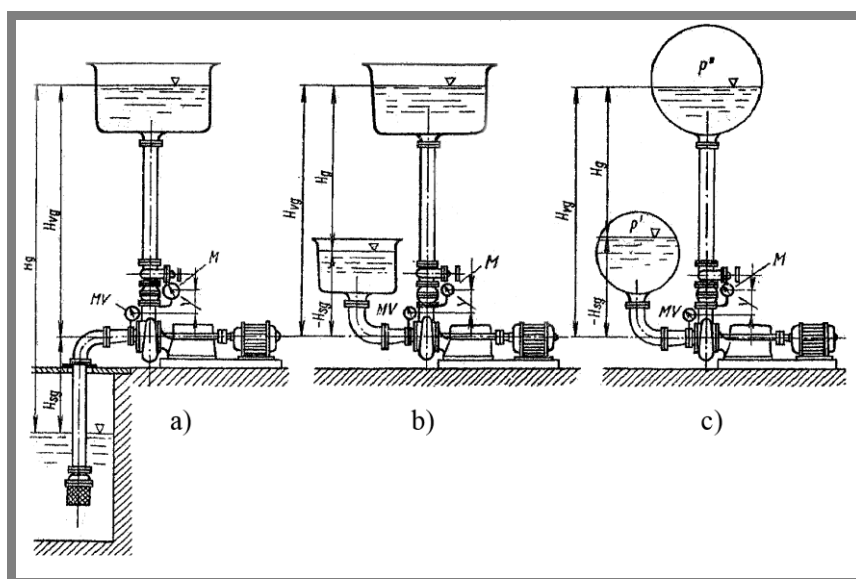
### 3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Na základě poznatků z předchozích kapitol došlo ke zhodnocení a zhotovení výsledného návrhu zařízení tak, aby byly splněny všechny požadavky a dospělo se k optimálním výsledkům.

#### 3.1 Rozmístění nádrží stanice

Umístění nádrží se vždy různí s ohledem na prostory a konkrétní požadavky viz zobrazené základních variant obr. 3-1. [12]

- Čerpání kapaliny mezi dvěma otevřenými nádržemi s kladnou sací výškou
- Čerpání kapaliny mezi dvěma otevřenými nádržemi nad osou čerpadla se zápornou sací výškou
- Čerpání kapaliny mezi dvěma tlakovými nádobami nad osou čerpadla se zápornou sací výškou



Obr. 3-1 Základní varianty nádrží [12]

Jelikož zadání uvažuje s použitím stanice v bytovém domě, kde sací nádrž tvoří studna a výtlačnou nádrž tlaková nádoba s pevně danými vzdálenostmi obou hladin od osy čerpadla, je nejjistějším rozmístěním kombinace varianty a) a c). Rozvržení je zobrazeno v kapitole 4 obr. 4-1.

#### 3.2 Návrh čerpadla

Nejvíce záleží na provedení a konstrukci samotného čerpadla, je proto důležité vhodně určit orientaci jeho osy vzhledem k poloze nádrží, navrhnout dílčí prvky a způsob jejich jištění.

##### 3.2.1 Poloha osy čerpadla

Je možno volit mezi ustavením čerpadla v horizontální nebo vertikální poloze. Vertikální poloha je vhodná v místnostech s omezeným prostorem, jelikož se dílce staví na výšku. V této poloze nastávají výrazné axiální síly, které je třeba složitěji vyrovnávat. Také celková údržba je obtížnější. Z tohoto důvodu je vhodnější uložit čerpadlo horizontálně – tato varianta navíc nepřímo vyplývá z rozmístění nádrží a jejich stanovených vzdálenostech. [17]

### 3.2.2 Tvar tělesa a počet stupňů

### 3.2.2

Prvotní návrh uvažoval pouze s použitím jednostupňového odstředivého čerpadla se spirálou. S předběžných výpočtů ovšem vyplynulo, že je mnohem výhodnější rozdělit čerpadlo do více stupňů. Jednostupňová varianta ve výpočtu vykazovala nízkou hodnotu měrných otáček, jelikož oběžné kolo muselo pracovat s celou dopravní výškou. Měrné otáčky poté určovaly oběžné kolo jako pomaloběžné, z čehož plynulo použití pro nízké průtoky i měrné energie. Z konstrukčního hlediska vycházelo kolo příliš velké se zúženými kanály a malým poklesem rychlosti na výstupu. Z tohoto důvodu se zdálo logické rozdělení čerpadla na více stupňů, přičemž by došlo ke zvýšení měrných otáček a posunutí rychloběžnosti k velkoprotokovým kolům. Každé kolo by umožnilo pracovat s vlastní výtlačnou výškou, která by v součtu dala výšku celkovou.

Nejpříznivější řešení se ukázalo s počtem stupňů  $i=3$ , Průměr kol byl díky tomu zmenšen takřka na polovinu a jeho šířka narostla jen minimálně. Bylo však nutné počítat s tím, že seřazením tří stupňů za sebou už nebude možné použít spirálu, ale tělesa skříňového tvaru, která do sebe postupně zapadnou [7]. To sice vedlo k nárustu celkové délky, ale tu by bylo částečně možné zredukovat omezením materiálu a využitím maxima volného prostoru uvnitř čerpadla.

Výhoda malého stavebnicového modelu spočívá jednak v montáži, ale také v sériové výrobě. Bude-li čerpadlo vyžadováno i pro jinou oblast použití s vyšší dopravní výškou, lze za stávající počet stupňů přiřadit další zcela stejné stupně a nově vyrobit pouze hřídel i jištění a zkontrolovat ložiska. Nebylo by třeba však znovu navrhovat celé čerpadlo, které by v tomto seskupení pracovalo prakticky jako sériové zapojení více čerpadel.

S ohledem na tvarovou složitost by bylo vhodné jednotlivé stupně odlévat na vytavitelný model, což by zajistilo i relativně malou drsnost odlitku. Uvažovaným materiálem je litina s kuličkovým grafitem, jelikož dobře tlumí rázy a vibrace.

### 3.2.3 Oběžná kola

### 3.2.3

Tvar a rozměry oběžného kola lze ve větší míře ovlivňovat velikostí měrných otáček, které dále určují rychloběžnost. V předběžných výpočtech pro různé varianty vycházel tvar kol jako kanálový, uzavřený krycím diskem. Zejména u již zmíněné a upřednostněné varianty s třemi stupni bylo oběžné kolo specifikováno jako radiální normální s hodnotami velmi blízkými kolům radiálním rychloběžným. Tento fakt se dále projevil na větším průměru vstupu a širokými kanály.

Základní profil křivky lopatek je možné u malých čerpadel prokládat kružnicí v závislosti na vstupním a výstupním úhlu. Pro dosažení vyšší účinnosti, je-li třeba, se ovšem křivka a celkový tvar kanálu musí počítat velmi přesně. [6]

Jelikož je nutné omezit axiální síly oběžného kola, byla na něm zvolena konstrukční úprava navrtáním vyrovnávacích otvorů před ústím do jednotlivých kanálů. Jedná se o nejméně komplikovaný zásah, a pokud by se ukázal jako méně účinný, lze otvory dále rozšiřovat nebo přidávat. Zbytkové axiální síly, které otvory nedokáží vymežit, budou zachytávány vhodným ložiskem.

Technologie výroby oběžných kol byla stanovena s ohledem na složitost a členitost modelu jako odlévání na vytavitelný model. Vodným materiálem je mosaz CuZn40Mn, která se vyznačuje dobrou zabíhavostí při odlévání. Výhodou je také nízká hmotnost oproti oceli nebo bronzu, z nichž se kola také velmi často vyrábí.

### 3.2.4 Použití difuzoru

Zařadit difuzor do stroje bylo jedním z klíčových rozhodnutí, protože by pro něj muselo dojít ke zvětšení průměru jednotlivých těles. Klady ovšem převyšují, protože v difuzoru dochází k výraznějšímu zpomalení kapaliny za současného růstu výstupního tlaku, což se projevuje i zvětšením dopravní výšky.

Jednou z možností se nakonec ukázalo navržení relativně úzkého prstence difuzoru s ohledem na tvar kanálů, které by měly kapalinu zpomalit alespoň na polovinu své původní rychlosti na výstupu z oběžného kola. Toho bylo docíleno s užitím většího počtu opačně orientovaných lopatek. Jejich profil křivek bylo opět možné proložit kružnicí s ohledem na vstupní i výstupní úhel. Připouští se i mírné rozšíření vnější stěny lopatky [6].

### 3.2.5 Hřídel a její prvky

Materiál hřídele byl od počátku navržen jako nerezová ocel, a to kvůli jejímu případnému kontaktu s čerpanou kapalinou. Vhodným materiálem se nakonec ukázala legovaná ocel X38Cr13 (ČSN 17024) vyznačující se mimo své antikoroziční účinky také dobrou obrobitelností, odolností proti abrazivnímu opotřebením a vyšší tvrdostí, kterou lze dále ovlivňovat kalením. [10]

Hřídel bylo navrhováno opatřit dvěma ložisky. Jedním kuličkovým s kosoúhlým stykem, které umožňuje zachytávat zbytkové axiální síly a druhým kluzným, nalisovaným do tělesa.

Jištění kuličkového ložiska obstará pojistná matice se čtyřmi drážkami a pojistná podložka s přímým ozubem. Přenos krouticího momentu mezi hřídelí a oběžnými koly zajistí těsná pera. Pojištění oběžných kol v axiálním směru řeší litá mosazná matice s levotočivým závitem tak, aby se při otáčení hřídele neustále dotahovala.

### 3.2.6 Těsnění prostor

Jelikož čerpadlo pracuje s kapalinou za vyšších tlaků, je třeba jej řádně utěsnit a zamezit tak průsaku do ložiskových prostor i mimo tělesa. Kromě pryžových těsnicích kroužků pod matice je také žádoucí použít mezitělesová papírová těsnění napuštěná hydrofobními látkami. Tato těsnění se vyznačují malou tloušťkou a zároveň dobrou stlačitelností. [40]

Těsnění kluzného ložiska bylo z vnitřní strany zvoleno pomocí hřídelového těsnění Gufero od firmy SKF, zaručující neprosáknutí kapaliny a odolnost vůči abrazi. V prostoru za guferem vznikne i účelná těsnicí vrstva díky plastickému mazivu použitému k mazání ložiska.

Vnější stranu kluzného ložiska je vhodné také těsnit. Pokud by došlo k protečení kapaliny přes ložisko, její další pohyb omezí zařazení mechanické ucpávky nebo ucpávkové šňůry. Vzhledem k cenové i prostorové nenáročnosti je vhodné použít



např. grafitovou ucpávkovou šňůru (viz obr. 3-2) dotahovanou a jištěnou víkem. Šňůry je však třeba kontrolovat a měnit v určitém časovém intervalu. [32]



Obr. 3-2 Ucpávková šňůra [32]

### 3.3 Návrh uložení čerpadla a elektromotoru

3.3

---

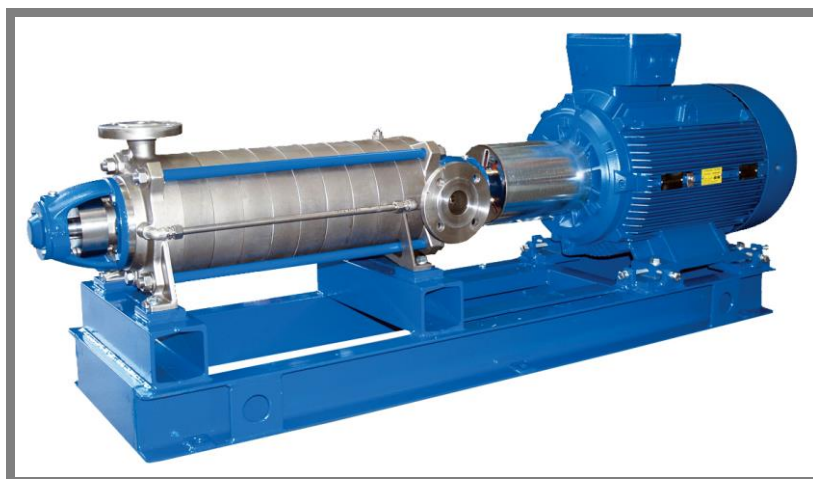
Navržení pohonu a jeho umístění vzhledem k čerpadlu bylo dalším důležitým aspektem, na který byl brán zřetel. Nepřímo totiž ovlivňoval rozměry i upevnění čerpadla. Bylo rozhodováno mezi elektromotorem s pevnou základnou nebo přírubovou variantou. První možnost vedla k celkově delšímu a těžšímu provedení kvůli nohám a podporám nalitým na motoru i tělesech čerpadla, ale nabízela značnou stabilitu a tuhost soustavy. Druhé přírubové řešení naopak umožňovalo výhodněji rozvrhnout umístění, celkově zjednodušit tvar těles a značně omezit váhu, což ve výsledku vedlo k aplikaci této varianty. Zvažované koncepční řešení již existujících sestav je znázorněno na obr. 3-3 až 3-5.

Jako základna pro čerpadlo i elektromotor byla uvažována středová konzola odlévaná do pískové formy z litiny s kuličkovým grafitem kvůli tlumení rázů a vibrací. K ušetření místa bylo vhodné tvarovat konzolu s vnitřním otvorem pro umístění spojky a vně opatřit vybráním pro našroubování obou přírub. Bylo třeba myslet na dostatečnou tuhost konzoly, jelikož bude hodně staticky namáhaná.

Spojku bylo dobré volit jako střížnou, a to z důvodu zabránění zničení čerpadla, pokud by došlo k závadě na elektromotoru. V tomto případě by se střížný člen jednoduše porušil a hřídel čerpadla by tak nepřenášela rázy nebo vyšší krouticí momenty.



Obr. 3-3 Možné koncepční řešení sestavy jednostup. čerp. [32]



Obr. 3-4 Možné koncepční řešení sestavy víceetap. čerp. [33]



Obr. 3-5 Možné koncepční řešení monoblokové sestavy [34]

---

### 3.3.1 Volba elektromotoru

Motor byl předběžně navržen jako přírubový s pevně danými otáčkami  $n=2890 \text{ min}^{-1}$ . Typ a výkonová řada bude upřesněna po vypočítání základních parametrů čerpadla v kapitole 4. [25]



### 3.4 Rozvržení stanice

3.4

---

Rozmístění a ustavení součástí stanice bylo prováděno s důrazem na minimalizaci celkových rozměrů, jednoduchost a snadnou montáž i obsluhu. Nejprve však bylo nutné stanovit počet čerpadel, s kterými bude stanice pracovat. V předchozích kapitolách bylo již popsáno, že standardně se do bytů využívá dvou nebo tří paralelně řazených čerpadel. V této práci bylo předběžně uvažováno s osazením stanice dvěma čerpadly, a to s ohledem na nižší energetickou náročnost. Takto pracující stanice by při plném nasazení zajišťovala zcela dostačující dvojnásobný průtok.

#### 3.4.1 Základna stanice

3.4.1

---

Konzolu sestavy čerpadla a elektromotoru bylo nejprve plánováno přímo umístit na betonový základ. Výhodnější nakonec bylo vytvořit společnou svařovanou konstrukci a obě konzoly i s ostatními díly šroubovat na ni. To zaručí určitou mobilitu a celistvost systému. Svařovaný rám přijde k podlaze připevnit také pomocí šroubů.

#### 3.4.2 Potrubní systém s příslušenstvím

3.4.2

---

Většina potrubních prvků byla zamýšlena jako normalizované nakupované dílce. Světlost potrubí je však nutné přizpůsobit vypočtenému vstupního průměru oběžného kola (viz kapitola 4.1.2), a to tak, že světlost je stejná nebo vyšší než vstup na oběžném kole dle dostupných normalizovaných součástí. Normalizované součásti zahrnují přípojovací příruby, ventily, zpětné klapky, části potrubí i kolena.

Výjimku od normalizovaných částí tvoří zvláště odlévané přívodní potrubí, které bylo řešeno jako společné pro obě čerpadla a stejně tak i potrubí výstupní, Technologie výroby společného potrubí byla stanovena na odlévání do pískové formy z litiny s kuličkovým grafitem.

Veškeré vnitřní průměry použitých prvků byly uvažovány jako hladké, což povede k minimalizaci ztrát vlivem tření kapaliny o stěny. Zároveň bylo předpokládáno potrubí přímé a dostatečně dlouhé s nepatrným rozšířením u sací a výtlačné nádrže. Kolena byla použita pouze minimálně, převážně v těsné blízkosti vstupu a výstupu čerpadla, což opět redukovalo součinitel místních ztrát v potrubí. [12]

Příslušenstvím se dále rozumí zařazení odpovídajícího manometru a tlakového spínače jednotlivě na výtlačné potrubí.

#### 3.4.3 Řídicí jednotka

3.4.3

---

Samotné řízení chodu stanice je považováno za nejdražší dostupný elektronický prvek. K řízení byl vybrán upravený univerzální panel Grundfos LCD108.400.3.5, který dokáže spolehlivě ovládat obě čerpadla ve dvou přednastavených režimech. [24]

Řízení je možné umístit přímo na kostru stanice nebo na zeď v její blízkosti. S ohledem na celistvost a mobilitu zařízení bylo řídicí jednotku vhodné upevnit šrouby k panelu, který byl součástí svařovaného rámu.

## 4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Na základě rešerše a předběžných variant byl v předešlé kapitole navržen optimální koncept tlakové stanice. Ten zahrnoval osazení stanice dvěma radiálními třístupňovými přírubovými odstředivými čerpadly, které se upevňují spolu s elektromotorem na středovou konzolu. Konzola má být kotvena šrouby ke svařovanému rámu, který také ponese váhu potrubních prvků a řídicí jednotky.

Všechny známé parametry, stanovené v předcházejících kapitolách, byly shrnuty do následující tabulky, která bude výchozí pro výpočty a návrhy dílčích součástí.

Tab. 4-1 Shrnutí parametrů

Průtok:	$Q = 6,9 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$
Hustota vody:	$\rho = 998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Geodetická nasávací výška čerpadla:	$H_{gn} = 4 \text{ m}$
Geodetická výtlačná výška čerpadla:	$H_{gv} = 14 \text{ m}$
Absolutní tlak na hladinu spodní nádrže:	$p_1 = 0,1 \text{ MPa}$
Absolutní tlak na hladinu horní nádrže:	$p_2 = 0,28 \text{ MPa}$
Otáčky elektromotoru:	$n = 2890 \text{ min}^{-1}$
Počet stupňů čerpadla:	$i = 3$

### 4.1 Konstrukce čerpadla

Čerpadlo je hlavním jádrem celé stanice, a proto je velmi důležité věnovat jeho návrhu a konstrukci patřičnou pozornost. Před samotným návrhem jednotlivých částí je však nutné vypočítat základní parametry a vlastnosti čerpadla.

#### 4.1.1 Základní rozvržení čerpadla

##### Stanovení hydraulického odporu a výsledné dopravní výšky čerpadla

V kapitole koncepčního řešení bylo řešeno vhodné rozmístění nádrží, jejichž reálné vzdálenosti od osy čerpadla přímo vyplývaly ze zadání (viz obr. 3-1 a obr. 4-1). Dále došlo k předběžnému určení rozměrů potrubí.

Před samotným výpočtem dopravní výšky čerpadla bylo potřeba vypočítat předpokládanou hodnotu hydraulického odporu  $h_z$ .

- a) Předpokládaná střední rychlost proudění kapaliny v potrubí o stálé světlosti DN65 v sací i výtlačné části potrubí. [12]

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,0069 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{\pi \cdot 0,065^2 \text{ m}} = 2,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-1)$$

- b) Stanovení Reynoldsova čísla v závislosti střední rychlosti proudění a světlosti potrubí na kinematické viskozitě vody při běžné pokojové teplotě ( $\nu = 1,004 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ). [38]

$$R = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{2,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,065 \text{ m}}{1,004 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}} = 134661 \quad (4-2)$$

c) Určení součinitele  $\lambda$  dle Blasiusova vztahu v oblasti turbulentního proudění v závislosti na velikosti Reynoldsova čísla. [12]

- Pro  $R < 1 \cdot 10^5 \Rightarrow \lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{R}}$  (4-3)

- Pro  $R > 1 \cdot 10^5 \Rightarrow \lambda = 0,0054 + \frac{0,396}{R^{0,3}}$  (4-4)

Jelikož je vypočtené Reynoldsovo číslo větší než hraniční hodnota, platí vztah (4-4). [12]

$$\lambda = 0,0054 + \frac{0,396}{R^{0,3}}$$

$$\lambda = 0,0054 + \frac{0,396}{134661^{0,3}} = 0,0169$$

d) Výchozí rovnice pro odpor kapaliny dle [12]:  $\Delta h' = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$  [m] (4-5)

$$\Delta h'' = \xi \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$
 [m] (4-6)

e) Výpočet sacích odporů za předpokladu, že koeficient místních ztrát  $\xi_s=3$  (při uvažování nízké celkové délky sacího potrubí i s ohyby  $L_s=6\text{m}$  s minimálním zúžením, s použitím kolen a sacího koše). [12, 6, 7]

$$\Delta h_s = \Delta h' + \Delta h'' = \left( \lambda \cdot \frac{L_s}{d} + \xi_s \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (4-7)$$

$$\Delta h_s = \left( 0,0169 \cdot \frac{6 \text{ m}}{0,065 \text{ m}} + 3 \right) \cdot \frac{2,08^2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{2 \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}} = 1,0045 \text{ m}$$

f) Výpočet výtlačných odporů za předpokladu, že koeficient místních ztrát  $\xi_v=5$  (při uvažování vyšší celkové délky výtlačného potrubí  $L_v=16\text{m}$  s minimem ohybů a zúžení). [12, 6, 7]

$$\Delta h_v = \Delta h' + \Delta h'' = \left( \lambda \cdot \frac{L_v}{d} + \xi_v \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (4-8)$$

$$\Delta h_v = \left( 0,0169 \cdot \frac{16 \text{ m}}{0,065 \text{ m}} + 5 \right) \cdot \frac{2,08^2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{2 \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}} = 2,017 \text{ m}$$

g) Stanovení celkového hydraulického odporu: [12]

$$h_z = \Delta h_s + \Delta h_v = 1,0045 \text{ m} + 2,017 \text{ m} \doteq 3 \text{ m} \quad (4-9)$$

h) Výpočet dopravní výšky čerpadla: [12]

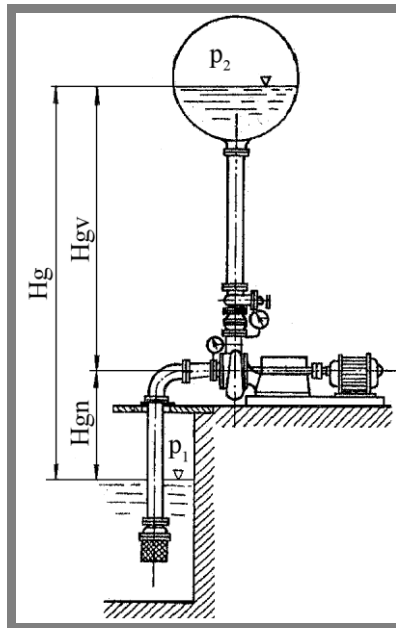
$$H = H_{st} + h_z \quad (4-10)$$

$$H = H_g + \frac{p_2 - p_1}{10 \cdot \rho} + h_z$$

$$H = H_{gv} + H_{gn} + \frac{p_2 - p_1}{10 \cdot \rho} + h_z$$

$$H = 14 \text{ m} + 4 \text{ m} + \frac{(0,28 \text{ MPa} - 0,1 \text{ MPa}) \cdot 10^6}{10 \cdot 998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}} + 3 \text{ m}$$

$$H = 39 \text{ m}$$



Obr. 4-1 Uspořádání nádrží čerpadla [11]

Jeden stupeň čerpadla bude tedy pracovat s dopravní výškou: [6]

$$H_0 = \frac{H}{i} = \frac{39 \text{ m}}{3} = 13 \text{ m} \quad (4-11)$$

### Měrné otáčky jednoho stupně čerpadla

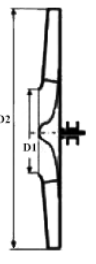
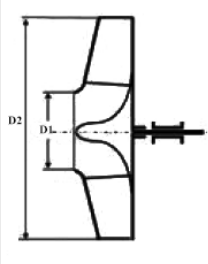
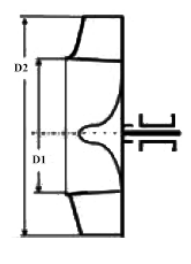
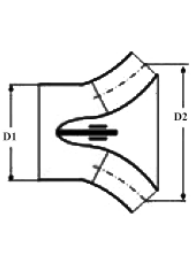
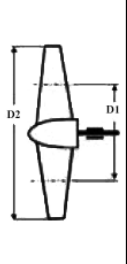
Přepočet objemových měrných otáček  $n_q$  na výkonové měrné otáčky  $n_s$  a následně určení koeficientu rychloběžnosti se zařazením čerpadla do příslušné skupiny (viz obr. 4-2). Bylo nutné počítat s výtlačnou výškou pouze jednoho stupně  $H_0$ . [6, 14]

a) Výkonové měrné otáčky jednoho stupně:

$$n_s = 3,65 \cdot n_q = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H_0^3}} \quad (4-12)$$

$$n_s = 3,65 \cdot 2890 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{\sqrt{0,0069 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}{\sqrt[4]{13^3 \text{ m}}} = 128 \text{ min}^{-1}$$

$$b) \text{ Součinitel rychloběžnosti: } n_b = \frac{n_s}{1214} = \frac{128 \text{ min}^{-1}}{1214} = 0,105 \text{ min}^{-1} \quad (4-13)$$

$n_b$	0,06 až 0,104	0,104 až 0,26	0,26 až 0,52	0,52 až 1,04	1,04 až 2,6
$n_s$	35 až 65	60 až 150	150 až 300	300 až 600	600 až 1500
Název	radiální pomaloběžné	radiální normální	radiální rychloběžné	diagonální	axiální vrtulové
Použití	malé Q velké Y	střední Q menší Y	větší Q menší Y	velké Q malé Y	největší Q malé Y
$D2 / D1=K$	2,5 až 2,2	2,2 až 1,6	1,6 až 1,3	1,2 až 1,1	0,8 až 0,5
Počet lopatek	10 až 9	9 až 7	7	6	2 až 4
Tvar oběžného kola					

Obr. 4-2 Tabulka rychloběžnosti [15]

Z tabulky rychloběžnosti (obr. 4-2) je patrné zařazení čerpadla, respektive oběžného kola, jako radiální normální, což se projevuje i na tvaru oběžných kol, která jsou širší s větším vstupem. Na základě této tabulky lze stanovit počet lopatek na hodnotu  $z=7$ .

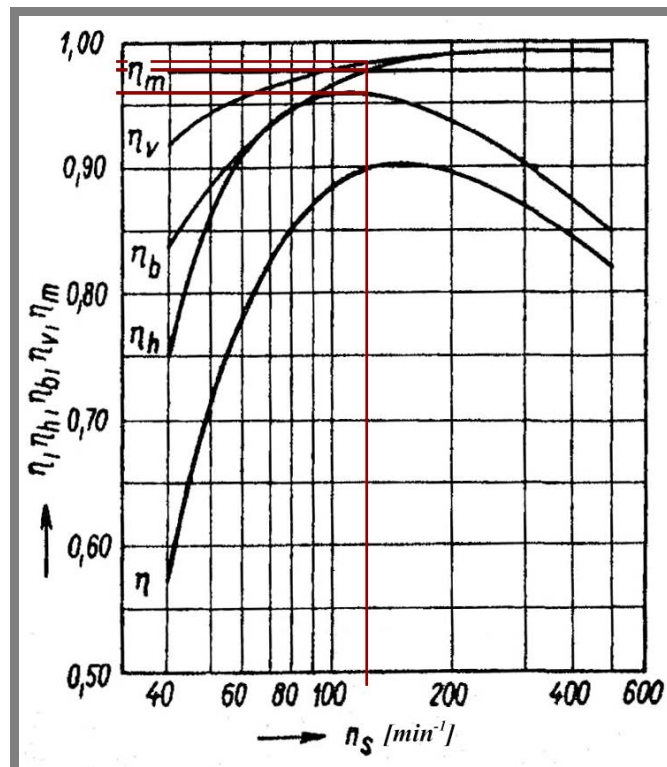
#### Volba dílčích účinností z měrných otáček

Celkovou účinnost  $\eta$  lze vypočítat jako součin dílčích účinností závislých na jednotlivých ztrátách v čerpadle, které byly určeny z diagramu pro odstředivá čerpadla (obr. 4-3) [12]. Celkovou účinnost ovlivňují tyto faktory:

- **Objemová účinnost, určena jako  $\eta_v = 0,985 = 98,5\%$**   
(ztráty vlivem zpětného proudění kapaliny do sání skrze těsnění) [12]
- **Hydraulická účinnost, určena jako  $\eta_h = 0,96 = 96\%$**   
(ztráty třením, změnou průřezu a směru proudu kapaliny, turbulencí nebo vířením kapaliny v kanálech čerpadla) [12]
- **Mechanická účinnost, určena jako  $\eta_m = 0,98 = 98\%$**   
(ztráty vlivem tření hřídele v ucpávkách nebo v ložiskách, tření disků oběžných kol o kapalinu v tělesech čerpadla a ztráty vlivem vyrovnávání axiálních sil) [12]

Křivka  $\eta_b$  udává dodatečné ztráty vlivem tření krycího disku a stěn oběžného kola o kapalinu vyskytující se pouze v oblasti odstředivých čerpadel s nižšími měrnými otáčkami. U čerpadel s měrnými otáčkami  $n_s \geq 500 \text{ min}^{-1}$  se tyto ztráty nezahrnují, jelikož oběžná kola jsou otevřená. [12]

$$\eta_b = 0,98 = 98\%$$



Obr. 4-3 Graf závislosti dílčích účinností na měrných otáčkách [12]

**Celková účinnost:**  $\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_b = 0,985 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,908 = 91\%$  (4-14)

Určování hodnot z diagramů nebývá vždy přesné, je tedy nutné předpokládat účinnost nepatrně nižší. [12]

#### Celková měrná energie čerpadla [6]

$$Y = g \cdot H = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 39 \text{ m} = 383 \text{ J} \cdot \text{Kg}^{-1} \quad (4-15)$$

#### Výpočet tlaku na výstupu čerpadla [12]

$$\text{Vycházelo se z rovnice: } p_v = p_2 + \rho \cdot (g \cdot H_{gv} + Yz) \quad (4-16)$$

$Yz$  je ztrátová měrná energie čerpadla plynoucí ze znění Eulerovi čerpadlové rovnice:

$$\text{- Ideální měrná energie: } Y_{id} = Y + Yz \quad (4-17)$$

- Z již stanovené hydraulické účinnosti lze  $Y_{id}$  vypočítat následovně:

$$\eta_h = \frac{Y}{Y_{id}} \Rightarrow Y_{id} = \frac{Y}{\eta_h} = \frac{383 \text{ J} \cdot \text{Kg}^{-1}}{0,96} = 399 \text{ J} \cdot \text{Kg}^{-1} \quad (4-18)$$

- Po úpravě rce, (4-17) bylo možné vypočítat ztrátovou měrnou energii.

$$Yz = Y_{id} - Y = 399 \text{ J} \cdot \text{Kg}^{-1} - 383 \text{ J} \cdot \text{Kg}^{-1} = 16 \text{ J} \cdot \text{Kg}^{-1}$$

Tlak na výstupu z výtlačného tělesa má tedy hodnotu:

$$p_v = 0,28 \cdot 10^6 \text{ MPa} + 998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot (9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 14 \text{ m} + 16 \text{ m}) = 433033 \text{ Pa}$$

$$p_v = 0,43 \text{ MPa}$$

**Příkon čerpadla**

Při výpočtu příkonu se vycházelo ze základního vztahu pro účinnost [12].

$$\eta = \frac{Q \cdot \rho \cdot Y}{P_{\check{r}}} \quad (4-19)$$

$$P_{\check{r}} = \frac{Q \cdot \rho \cdot Y}{\eta} = \frac{0,0069 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot 998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 383 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}}{0,91} = 2898 \text{ W} \doteq 2,9 \text{ kW}$$

**Výpočet krouticího momentu hřídele čerpadla [11]**

$$M_k = \frac{P_{\check{r}}}{2\pi \cdot \frac{n}{60}} = \frac{2898 \text{ W}}{2\pi \cdot \frac{2890 \text{ min}^{-1}}{60}} = 9,58 \text{ Nm} \quad (4-20)$$

**4.1.2 Návrh oběžného kola**

4.1.2

Dle tabulky rychloběžnosti (obr. 4-2) je oběžné kolo radiální normální. Tvarově odpovídá kanálovému kolu uzavřenému krycím diskem. Vhodně navržený tvar kanálů a profil lopatek následně ovlivňuje výstupní rychlost průtoku kapaliny a zvyšování tlaku.

Nejprve bylo třeba předběžně navrhnout nejmenšího průměru hřídele  $d_{\min,p}$  [13], přičemž materiál hřídele byl zvolen jako nerezová ocel X38Cr13 (ČSN 17024) s mezí pevnosti  $R_m=750-900 \text{ MPa}$  a mezí kluzu  $R_e=490 \text{ MPa}$  [10]. Koeficient bezpečnosti se u hřídelů nejčastěji pohybuje v rozmezí 1,5-2,5. Byla zvolena hodnota  $k=2$ .

$$d_{\min,p} = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot \left(\frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot R_m}{k}\right)}} = \sqrt[3]{\frac{9,58 \text{ Nm}}{0,2 \cdot \left(\frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 750 \cdot 10^6 \text{ MPa}}{2}\right)}} \quad (4-21)$$

$$d_{\min,p} = 0,0073 \text{ m} = 7,3 \text{ mm}$$

Tímto došlo ke zvolení následujících hodnot:

Průměr hřídele pod oběžným kolem  $d_2 = 16 \text{ mm}$

Průměr náboje u vstupu oběžného kola  $d_0 = 32 \text{ mm}$

Průměr hřídele  $d_2$  bylo nutné vhodně navrhnout s ohledem na působení ohybového momentu, se kterým se v předběžném výpočtu nepočítalo. Zda-li je průměr dostačující bude ověřeno v kapitole týkající se kontroly hřídele, po stanovení všech dílčích sil a momentů, které na součást budou působit (viz kapitola 4.1.6).

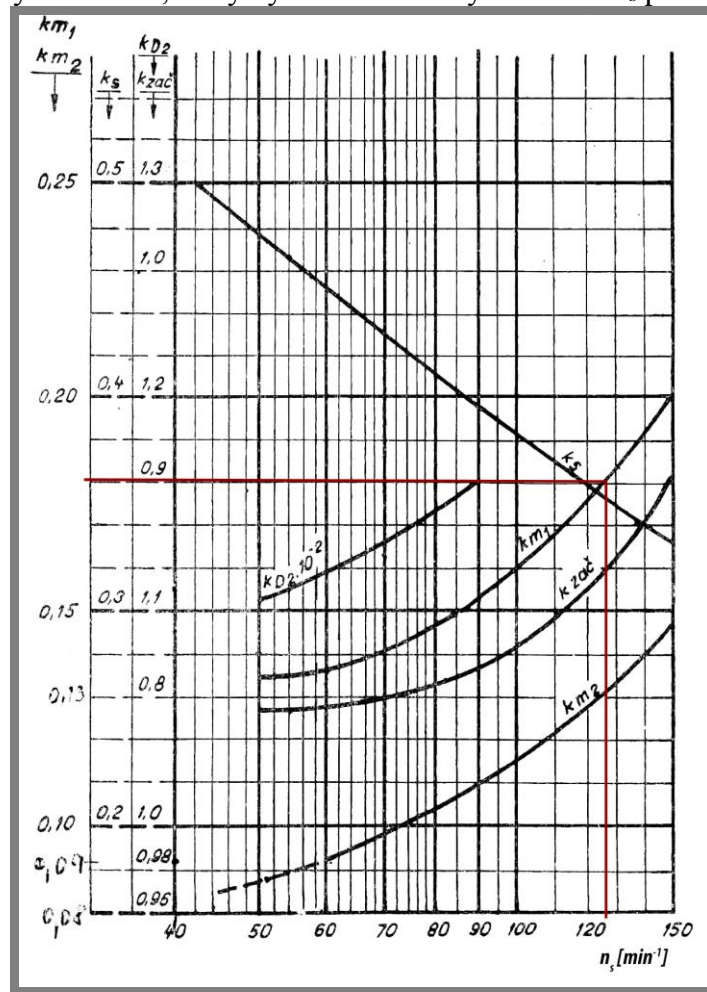
**Vstup oběžného kola**

Byla vypočítána vstupní meridiální rychlost  $c_{m1}$  [11].

$$c_{m1} = k_{m1} \cdot \sqrt{2g \cdot H} \quad (4-22)$$



$k_{m1}$  je empirický součinitel, který byl určen z měrných otáček  $n_s$  podle obr. 4-4 [11]



Obr. 4-4 Určení součinitele  $k_{m1}$  [11]

Dle diagramu byl součinitel určen jako  $k_{m1} = 0,18$

Rychlost  $c_{m1}$  tedy bude mít hodnotu:

$$c_{m1} = 0,18 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 13 \text{ m}} = 2,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnota střední rychlosti  $c_s$  na vstupní válcové části oběžného kola se určuje stejně, jako vstupní meridiální rychlost  $c_{m1}$  [11]:

$$c_s = c_{m1} = 2,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-23)$$

Byla vypočítána vstupní průtoková plocha  $S$  [11].

$$S = \frac{Q}{c_s} = \frac{0,0069 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{2,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 2400 \text{ mm}^2 \quad (4-24)$$

Na základě předešlého výpočtu byl také zjištěn vstupní průměr oběžného kola  $D_1$  [11].

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi} + d_0^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2400 \text{ mm}^2}{\pi} + 32^2 \text{ mm}} = 63,87 \text{ mm} \quad (4-25)$$

Volba vstupní průměru kola  $D_1 = 64 \text{ mm}$ .



Následně byla vypočítána obvodová rychlost na vstupní hraně lopatky  $u_1$  [11].

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,064 \text{ m} \cdot 2890 \text{ min}^{-1}}{60} = 9,68 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-26)$$

Výpočet vstupního úhlu lopatky oběžného kola  $\beta_1$  [11].

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{cm_1}{u_1 \cdot (1-a)} \quad (4-27)$$

Hodnota  $a$  určuje míru zvětšení a volí se v rozmezí 0,15 – 0,25, pro tento výpočet byla hodnota zvolena jako  $a = 0,15$  [11].

Dosazením hodnot do základního vzorce byla získána tangenta úhlu  $\beta_1$  a následně i samotný úhel [6].

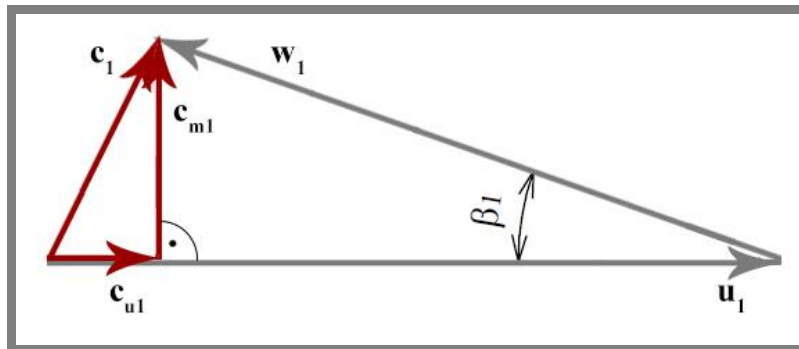
$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{2,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{9,68 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (1-0,15)} = 0,35$$

$$\beta_1 = 19,2913 = 19^\circ 17' 29''$$

Hodnota tangenciální složka absolutní vstupní rychlosti [11].

$$c_{u1} = a \cdot u_1 = 0,15 \cdot 9,68 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 1,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-28)$$

Závislost vstupního úhlu na dílčích rychlostech je patrný na obr. 4-5.



Obr. 4-5 Vstupní rychlostní trojúhelník [6]

Dále byla vypočítána šířka kola na vstupní hraně lopatky  $b_1$  [11].

$$b_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot cm_1 \cdot \varphi_1} \quad (4-29)$$

$\varphi_1$  je tzv. součinitel zúžení vstupního průřezu lopatkami a jeho hodnota se pohybuje v rozmezí 0,8 - 0,85 [11].

Součinitel  $\varphi_1$  zvolen jako 0,85. Dosazením do základní rovnice bylo získáno:

$$b_1 = \frac{0,0069 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{\pi \cdot 0,064 \text{ m} \cdot 2,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,85} = 0,01402 \text{ m} = 14,02 \text{ mm}$$

Volba vstupní šířky kanálu kola  $b_1 = 14 \text{ mm}$ .

### Výstup oběžného kola

V tomto kroku byla určena unášivá rychlost  $u_2$  na vnějším průměru oběžného kola [11].

$$u_2 = \sqrt{\frac{2g \cdot H_0}{\mu}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 13 \text{ m}}{0,95}} = 16,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-30)$$

Hodnota součinitele  $\mu$  se nachází v rozmezí 0,95-1 a s ohledem na malé rozměry převaděče vychází  $\mu = 0,95$  [11].

Na základě výpočtu unášivé rychlosti bylo možno po dosazení vypočítat vnější průměr oběžného kola  $D_2$  [11].

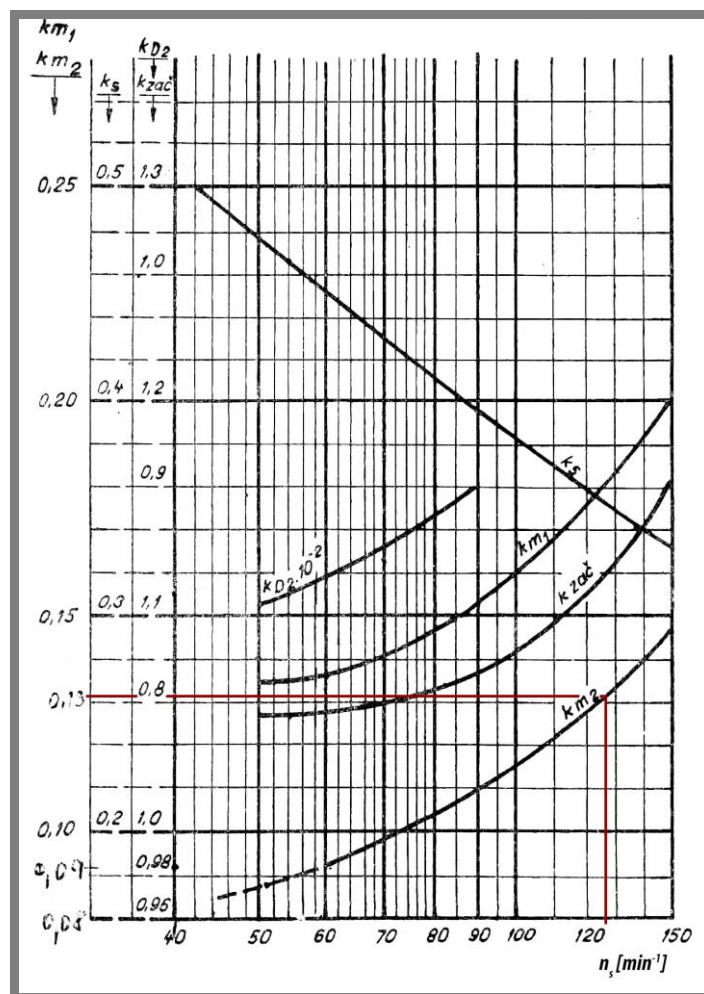
$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 16,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{\pi \cdot 2890 \text{ min}^{-1}} = 0,1083 \text{ m} = 108,3 \text{ mm} \quad (4-31)$$

Volba vnějšího průměru oběžného kola  **$D_2 = 108 \text{ mm}$** .

Výstupní meridiální rychlost  $c_{m2}$  byla vypočítána obdobně jako vstupní meridiální rychlost  $c_{m1}$ , a to opět za použití přiloženého diagramu dle obr. 4-6. [11]

$$c_{m2} = k_{m2} \cdot \sqrt{2g \cdot H} \quad (4-32)$$

$k_{m2}$  je taktéž empirický součinitel, který byl určen z měrných otáček  $n_s$  dle obr. 4-6. [11]



Obr. 4-6 Určení součinitele  $k_{m2}$  [11]

Z diagramu vyplynulo, že součiniteli odpovídá hodnota  $k_{m2} = 0,132$ .

Proto dosazením do základního vzorce byla výstupní meridiální rychlost  $c_{m2}$  vypočítána dle [11].

$$c_{m2} = 0,132 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 13 \text{ m}} = 2,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Na základě vypočtené hodnoty výstupní rychlosti  $c_{m2}$  byla zjištěna výstupní šířka kanálu oběžného kola [11].

$$b_2 = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{m2} \cdot \varphi_2} \quad (4-33)$$

$\varphi_2$  je tzv. součinitel zúžení výstupního průřezu lopatkami a volí se v rozmezí 0,85 - 0,95 [11].

Součinitel  $\varphi_2$  zvolen 0,95. Dosazením do základní rovnice bylo získáno:

$$b_2 = \frac{0,0069 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{\pi \cdot 0,108 \text{ m} \cdot 2,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,95} = 0,01014 \text{ m} = 10,14 \text{ mm}$$

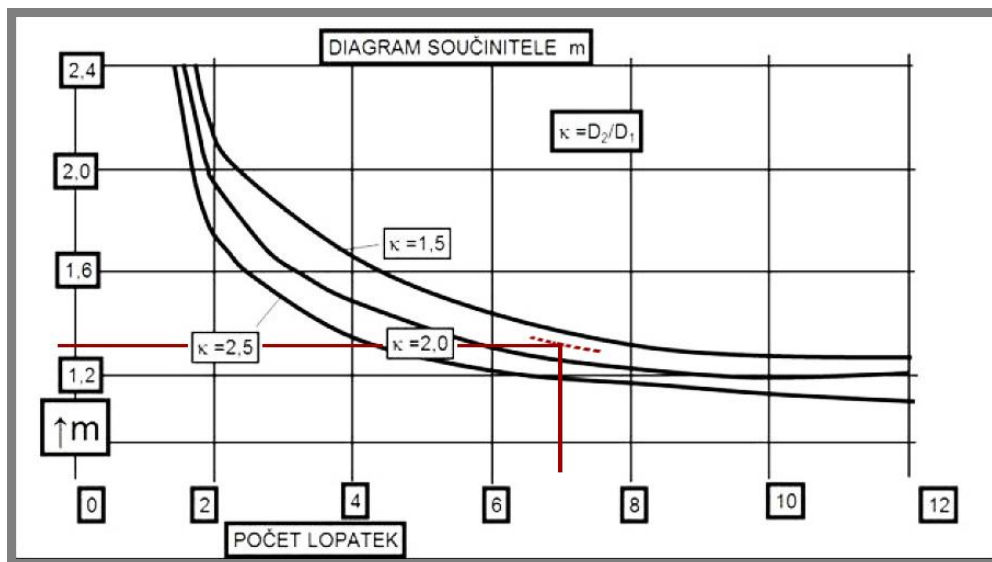
Volba výstupní šířky kanálu kola  **$b_2 = 10 \text{ mm}$** .

Nyní byl z uvedeného diagramu určen součinitel  $m$  v závislosti na počtu lopatek

oběžného kola  $z$  a podílu průměrů  $K = \frac{D_2}{D_1}$ . [15] (4-34)

- zvolený počet lopatek:  $z = 7$  lopatek

- poměr průměrů:  $K = \frac{D_2}{D_1} = \frac{108 \text{ mm}}{64 \text{ mm}} = 1,69$



Obr. 4-7 Diagram pro určení hodnoty součinitele  $m$  [15]

Pomocí diagramu byla určena hodnota  $m = 1,3$ .

Hodnoty  $m$  bylo využito k pozdějšímu určení teoretické tangenciální složky rychlosti  $c_{u2}$ .

Tangenciální složka absolutní výstupní rychlosti byla vypočítána z rovnice dle [15].

$$c_{u3} = \frac{g \cdot H_0}{\eta_h \cdot u_2} = \frac{9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 13 \text{ m}}{0,96 \cdot 16,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 8,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-35)$$

Do rovnice dosazena zvolená hodnota  $\eta_h = 0,96$ . (viz obr. 4-3).

Byl vypočten i tvar teoretické tangenciální složky rychlosti  $c_{u2}$  na základě předešlých hodnot. [15]

$$c_{u2} = m \cdot c_{u3} = 1,3 \cdot 8,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 10,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-36)$$

Pro meridiánovou složku rychlosti  $c_{m2}$  platí, že:  $c_{m2} = c_{m3}$ . [15]

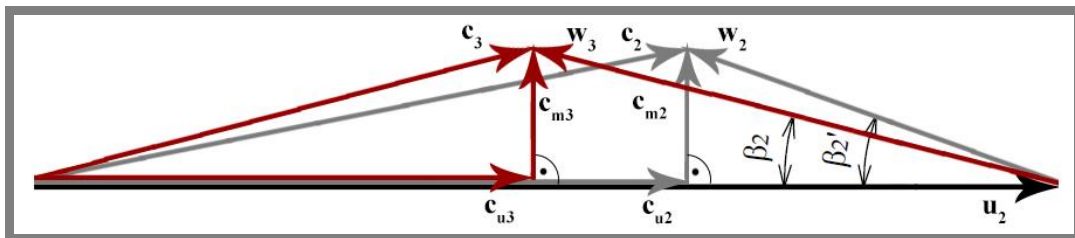
$$c_{m2} = c_{m3} = 2,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-37)$$

Nakonec byl vypočten výstupní úhel lopatek  $\beta_2$ . [6]

$$\text{tg} \beta_2 = \frac{c_{m3}}{u_2 - c_{u3}} = \frac{2,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{16,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} - 8,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 0,255 \quad (4-38)$$

$$\beta_2 = 14,2965 = 14^\circ 17' 47''$$

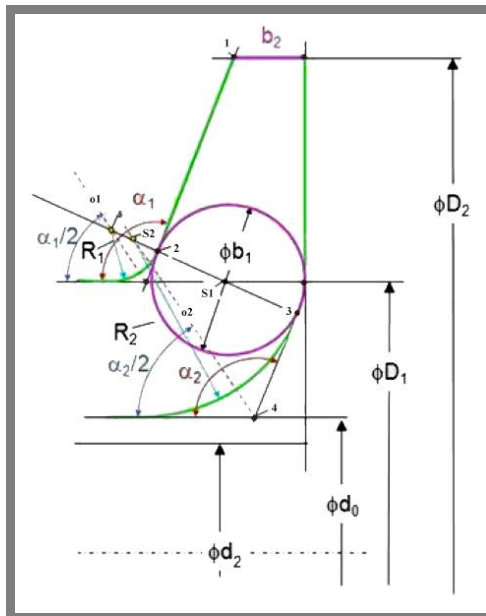
Závislost výstupního úhlu na dílčích rychlostech je patrný na obr. 4-8. Úhel  $\beta_2'$  spolu s šedým rychlostním trojúhelníkem značí teoretické hodnoty rychlostí. Přepočtené reálné hodnoty rychlostí spolu s úhlem  $\beta_2$  jsou značeny červeně.



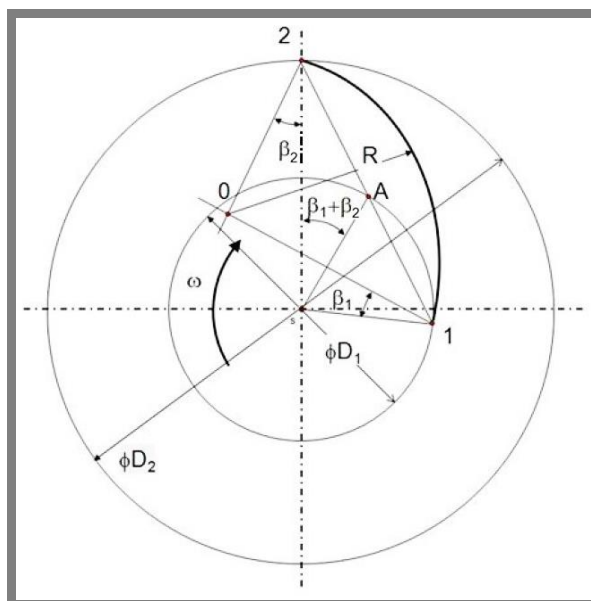
Obr. 4-8 Výstupní rychlostní trojúhelník [6]

### Sestrojení tvaru kanálu a lopatek

Návrh těchto profilů přímo vychází z geometrie v závislosti na vstupním a výstupním úhlu lopatek a jejich konstrukce je znázorněna na obr. 4-9 a obr. 4-10. V případě radiálních kol malých rozměrů je přípustné prokládat profil lopatky kružnicí, je však třeba brát na vědomí, že toto zjednodušení může lehce snížit celkovou účinnost [6]. Konstantní tloušťka lopatek stanovena na 2 mm.



Obr. 4-9 Konstrukce kanálu o.k. [15]

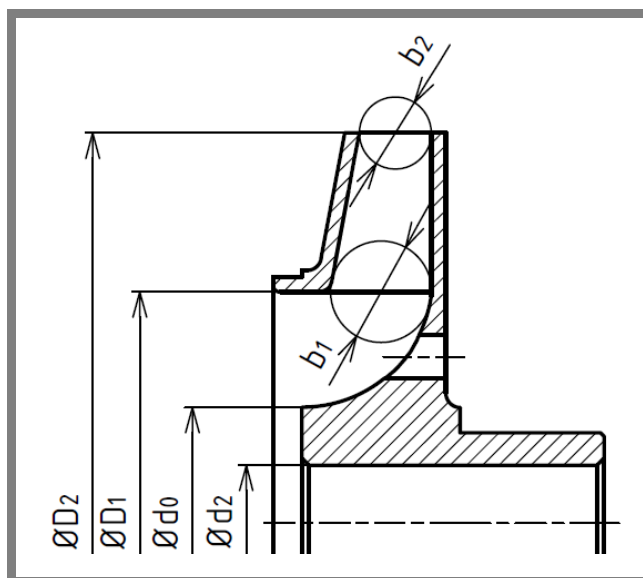


Obr. 4-10 Konstrukce základního profilu lopatky [15]

### Shrnutí rozměrů

Tímto byly stanoveny všechny důležité parametry oběžného kola potřebné k jeho návrhu a konstrukci. Návrh i důležité rozměry jsou patrné na obr. 4-11.

- $d_2 = 16\text{mm}$
- $d_0 = 32\text{mm}$
- $D_1 = 64\text{mm}$
- $D_2 = 108\text{mm}$
- $b_1 = 14\text{mm}$
- $b_2 = 10\text{mm}$
- $z = 7$  lopatek
- $\beta_1 = 19,2913$
- $\beta_2 = 14,2965$

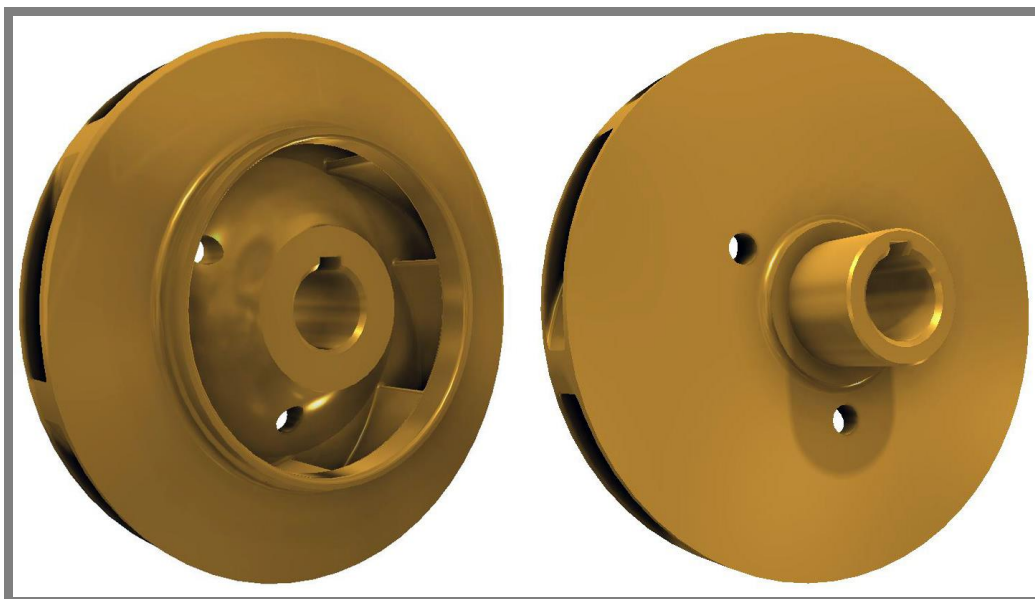


Obr. 4-11 Hlavní rozměry oběžného kola

### Konstrukce oběžného kola

Na základě výpočtů byl vytvořen model oběžného kola (viz obr. 4-12), jehož tvar odpovídá předem určeným předpokladům. K vyrovnání axiálních sil byla zvolena konstrukční úprava navrtáním kola třemi otvory o průměru 6 mm. V případě nedostatečného vrtání je možné otvory dále rozšiřovat nebo přidávat. Plocha zadní roviny disku kola byla vytvořena bez členitostí a slouží k případnému vybrušování materiálu při jeho vyvažování. Vnější funkční plochy náboje jsou broušeny kvůli kluzným pouzdrům.

Zvoleným materiálem je mosaz k odlévání CuZn40Mn. Technologie výroby stanovena na přesné lití na vytavitelný model.



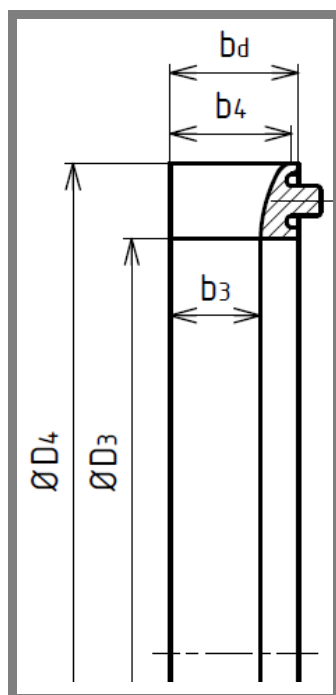
Obr. 4-12 Navržené oběžné kolo

### 4.1.3 Návrh difuzoru

Difuzor byl zařazen nad oběžné kolo kvůli většímu zpomalení kapaliny na jeho výstupu, což se dále projevuje nárůstem tlaku. Jelikož je kvůli difzoru potřeba zvětšit celkový průměr těles, bylo nutné jeho prstenec navrhnout dostatečně úzký a to tak, aby současně s vhodně navrženými lopatkami dokázal výstupní rychlost kapaliny zpomalit oproti vstupu alespoň o polovinu. Lopatky mají opačný směr průběhu než u oběžného kola a lze jej volit o stupeň vyšší [13, 7].

Základní rozměry difuzoru byly zvoleny následovně (viz obr. 4-13):

$$\begin{aligned} D_3 &= 110\text{mm} \\ D_4 &= 130\text{mm} \\ b_3 &= 12\text{mm} \\ b_4 &= 15\text{mm} \\ b_d &= 17\text{mm} \\ z' &= 8 \text{ lopatek} \end{aligned}$$



Obr. 4-13 Rozměry difuzoru

Nejprve byl vypočítán úhel, pod kterým začínají lopatky difuzoru na vstupní hraně [13].

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{c_{m3}}{c_{u3}} \quad (4-39)$$

Rychlosti  $c_{m3}$  a  $c_{u3}$  byly již zjištěny při výpočtu oběžného kola a mají hodnoty:  $c_{m3} = 2,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,  $c_{u3} = 8,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{2,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{8,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 0,260173$$

$$\alpha_3 = 14,5835 = 14^\circ 35' 053''$$

Dále byla vypočítána absolutní rychlost  $c_3$  při výstupu z oběžného kola [13].

$$c_3 = \frac{c_{m3}}{\sin \alpha_3} = \frac{2,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{\sin(14,5835)} = 8,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-40)$$

Na základě světlé šířky vstupu převaděče  $b_3 = 12 \text{ mm}$  a vnitřního průměru  $D_3 = 110 \text{ mm}$  byl vypočítán součinitel zúžení průřezu lopatky  $K_3$  [13].

$$K_3 = \frac{t_3 - \sigma_3}{t_3} \quad (4-41)$$

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z'} = \frac{\pi \cdot 110 \text{ mm}}{8} = 43,19 \text{ mm} \quad (4-42)$$

$\sigma_3$  je tloušťka řezu lopatky na průměr  $D_3$  a má hodnotu:  $\sigma_3 = 5,21 \text{ mm}$  (odměřeno z návrhového modelu).

$$K_3 = \frac{43,19 \text{ mm} - 5,21 \text{ mm}}{43,19 \text{ mm}} = 0,88$$

Výpočet skutečné radiální složky rychlosti vody při vstupu do převaděče dle [13].

$$c'_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot k_3} = \frac{0,0069 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{\pi \cdot 0,110 \text{ m} \cdot 0,012 \text{ m} \cdot 0,88} = 1,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-43)$$

(Teoretickým výpočtem bylo stanoveno  $c_{m3} = 2,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  viz rce. 4-37).

Na základě šířky lopatky při výstupu z převaděče  $b_4 = 15 \text{ mm}$  a vnějšího průměru  $D_4 = 130 \text{ mm}$  byl vypočítán součinitel zúžení průřezu lopatky  $K_4$  [13].

$$K_4 = \frac{t_4 - \sigma_4}{t_4} \quad (4-44)$$

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z'} = \frac{\pi \cdot 130 \text{ mm}}{8} = 51,05 \text{ mm} \quad (4-45)$$

$\sigma_4$  je tloušťka řezu lopatky na průměr  $D_4$  a má hodnotu:  $\sigma_4 = 7,33 \text{ mm}$  (odměřeno z návrhového modelu).

Po dosazení:

$$K_4 = \frac{51,05 \text{ mm} - 7,33 \text{ mm}}{51,05 \text{ mm}} = 0,86$$

Následně byla vypočítána radiální složka rychlosti vody při výstupu z převaděče [13].

$$c_{m4} = \frac{Q}{\pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot k_4} = \frac{0,0069 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{\pi \cdot 0,130 \text{ m} \cdot 0,015 \text{ m} \cdot 0,86} = 1,31 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-46)$$

Skutečná rychlost vody při výstupu z lopatkových kanálů převaděče  $c_4$  byla zjištěna ze vzorce dle [13].

$$c_4 = \frac{Q}{z \cdot x \cdot b_4} \quad (4-47)$$

Hodnota  $x$  je získaná měřením, jedná se o rozměr kanálu při výstupu vody z převaděče (v podstatě naměřená délka mezi výstupními hranami lopatek) a má tedy hodnotu  $x = 49,75 \text{ mm}$  (odměřeno z návrhového modelu).

Dosazením do vzorce byla získána výstupní rychlost proudění po zpomalení kapaliny:

$$c_4 = \frac{0,0069 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{8 \cdot 0,04975 \text{ m} \cdot 0,015 \text{ m}} = 1,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kapalina byla dostatečně zpomalená.

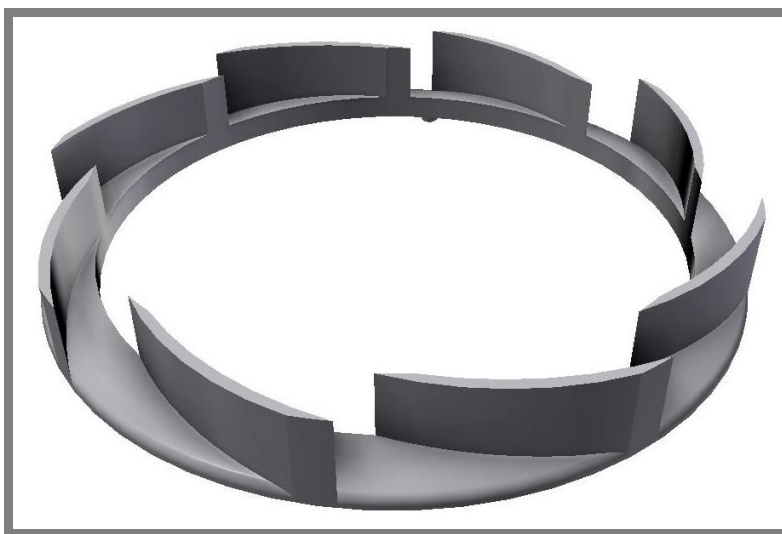


### Sestrojení tvaru lopatek

Profil lopatek podléhá stejným kritériím jako u oběžného kola a opět vychází z geometrie a závislosti úhlů [6]. Tloušťka lopatek na hranách stanovena na 1,5 mm. Vnější křivku se připouští mírně rozšířit ve středové oblasti lopatky [13, 7].

### Konstrukce difuzoru

Z předchozích výpočtů bylo možné kompletně navrhnout tvar difuzoru (viz obr. 4-14). K ustavení prstence a zabránění jeho pootočení slouží středící kolík, který zapadá do otvoru v tělese čerpadla. Použitým materiálem je polyacetátový kopolymer POM C. Technologie výroby zvolena jako vstřikování do formy.



Obr. 4-14 Navržený difuzor

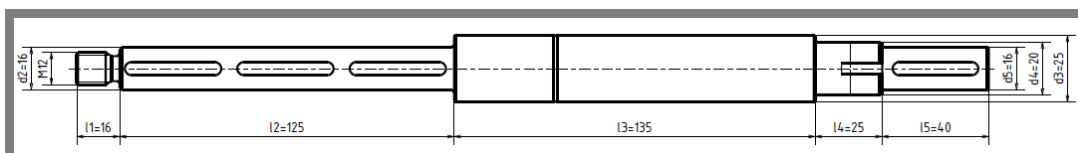
#### 4.1.4 Rozbor hřídele

4.1.4

Jak již bylo popsáno a určeno na počátku výpočtu oběžného kola, krouticí moment  $M_k = 9,58 \text{ Nm}$ . Dále vypočítaný nejmenší předběžný průměr hřídele vyšel  $d_{\min,p} = 7,3 \text{ mm}$ .

Materiál hřídele je X38Cr13 (ČSN 17024).

Hřídel byla předběžně navržena s následujícími parametry z důvodů přesného určení zatěžujících sil v dalších fázích výpočtu (viz obr. 4-15). Na základě zatížení hřídele byly následně vypočteny minimální průměry v kritických místech a došlo k porovnání a kontrole těchto průměrů s průměry zvolenými.



Obr. 4-15 Návrh rozměrů hřídele

#### 4.1.5 Zatížení hřídele:

4.1.5

##### Výpočet radiální síly

Radiální síla byla počítána z rovnice dle [11].

$$F_r = k_i \cdot H_0 \cdot D_2 \cdot B_2 \quad (4-48)$$

Zde platí:

$H_0$  = dopravní výška jednoho stupně [m]

$D_2$  = největší průměr oběžného kola [m]

$B_2$  = celková šířka oběžného kola [m]

$k_i$  = experimentální konstanta

Konstanta  $k_i$  se mění podle závislosti výsledného tvaru výtlačného tělesa.

$$\text{- pro spirály } k_1 = 3,6 \cdot 10^3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right] \quad (4-49)$$

$$\text{- pro skříně } k_2 = 3,6 \cdot 10^3 \cdot \frac{Q}{Q_n} \quad (4-50)$$

Z důvodu konstrukce vícestupňového čerpadla je velmi vhodné použití skříněového tvaru výtlačného tělesa, proto byla pro výpočet zvolena konstanta  $k_2$ , kde podíl  $\frac{Q}{Q_n}$

vyjadřuje uvažované dopravované množství kapaliny při pracovních podmínkách ku dopravovanému množství kapaliny při ideální účinnosti (100%) [11].

$$\eta = \frac{Q_n \cdot \rho \cdot Y}{P\check{r}} \quad (4-51)$$

$$Q_n = \frac{\eta \cdot P\check{r}}{\rho \cdot Y} = \frac{1 \cdot 2898 \text{ W}}{998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 383 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}} = 0,0076 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Dosazením do rovnice  $k_2$  bylo získáno:

$$k_2 = 3,6 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,0069 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{0,0076 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}} = 3268$$

Dosazením do základní rovnice (4-48) pro výpočet radiální síly  $F_r$  dostaneme sílu pro jeden stupeň čerpadla:

$$F_r = k_2 \cdot H_0 \cdot D_2 \cdot B_2$$

$$F_r = 3268 \cdot 13 \text{ m} \cdot 0,108 \text{ m} \cdot 0,046 \text{ m} = 211 \text{ N}$$

#### Výpočet zatěžující síly od spojky [5]

$$F_4 = \frac{2 \cdot M_k}{D_s} = \frac{2 \cdot 9,58 \text{ Nm}}{0,063 \text{ m}} = 304 \text{ N} \quad (4-52)$$

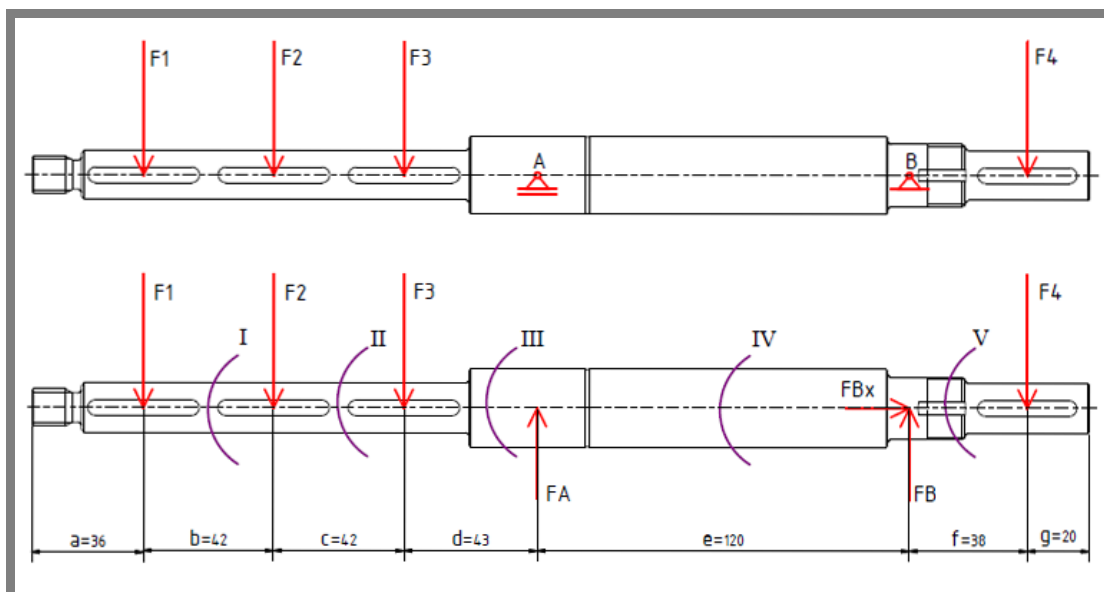
Kde  $D_s$  značí vnější průměr spojky hřídele.

#### Výsledné vnitřní účinky hřídele (VVÚ)

Hřídel je uložena staticky určitě,  $s = 0$ .

Rozvržení působících sil a úplné uvolnění hřídele viz obr. 4-16.

( $F_r = F_1 = F_2 = F_3 = 211 \text{ N}$ ;  $F_4 = 304 \text{ N}$ )



Obr. 4-16 Úplné uvolnění a místa řezu hřídele

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x : FBx = 0 \quad (4-53)$$

$$\sum F_y : -F_1 - F_2 - F_3 + FA + FB - F_4 = 0 \quad (4-54)$$

$$\sum Mo_A : FB \cdot e - F_4 \cdot (e + f) + F_3 \cdot d + F_2 \cdot (c + d) + F_1 \cdot (b + c + d) = 0 \quad (4-55)$$

$$\begin{aligned}
 FB &= \frac{F_4 \cdot (e + f) - F_3 \cdot d - F_2 \cdot (c + d) - F_1 \cdot (b + c + d)}{e} = \\
 &= \frac{304 \cdot (0,12 + 0,038) - 211 \cdot 0,043 - 211 \cdot (0,042 + 0,043) - 211 \cdot (0,042 + 0,042 + 0,043)}{0,12} = \\
 &= -48,11N
 \end{aligned}$$

$$FA = 3 \cdot F_1 + F_4 - FB = 3 \cdot 211 + 304 - (-48,11) = 985,11N$$

(V rovnici dosazováno v základních jednotkách)

**Vyšetření průběhu posouvající síly a ohybového momentu:**

Řez I (zleva)

$$x \in \langle 0; b \rangle$$

$$N = 0 \quad (4-56)$$

$$T = -F_1 = -211 \text{ N} \quad (4-57)$$

$$Mo_o = -F_1 \cdot x = -211 \text{ N} \cdot 0,042 \text{ m} = -8,862 \text{ Nm} \quad (4-58)$$

Řez II (zleva)

$$x \in \langle 0; c \rangle$$

$$N = 0 \quad (4-59)$$

$$T = -F_1 - F_2 = -211 \text{ N} - 211 \text{ N} = -422 \text{ N} \quad (4-60)$$

$$\begin{aligned} M_o &= -F_1 \cdot (b + x) - F_2 \cdot x = & (4-61) \\ &= -211 \text{ N} \cdot (0,042 \text{ m} + 0,042 \text{ m}) - 211 \text{ N} \cdot 0,042 \text{ m} = -26,586 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Řez III (zleva)

$$x \in \langle 0; d \rangle$$

$$N = 0 \quad (4-62)$$

$$T = -F_1 - F_2 - F_2 = -211 \text{ N} - 211 \text{ N} - 211 \text{ N} = -633 \text{ N} \quad (4-63)$$

$$\begin{aligned} M_o &= -F_1 \cdot (b + c + x) - F_2 \cdot (c + x) - F_3 \cdot x = & (4-64) \\ &= -211 \text{ N} \cdot (0,042 \text{ m} + 0,042 \text{ m} + 0,043 \text{ m}) - 211 \text{ N} \cdot (0,042 \text{ m} + 0,043 \text{ m}) - \\ &\quad - 211 \text{ N} \cdot 0,043 \text{ m} = -53,805 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Řez IV (zprava)

$$x \in \langle 0; e \rangle$$

$$N = 0 \quad (4-65)$$

$$T = -F_B + F_4 = -(-48,11) \text{ N} + 304 \text{ N} = 352,11 \text{ N} \quad (4-66)$$

$$\begin{aligned} M_o &= -F_4 \cdot (f + x) + F_B \cdot x = & (4-67) \\ &= -304 \text{ N} \cdot (0,038 + 0,12) + (-48,11 \text{ N}) \cdot 0,12 = -53,805 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Řez V (zprava)

$$x \in \langle 0; f \rangle$$

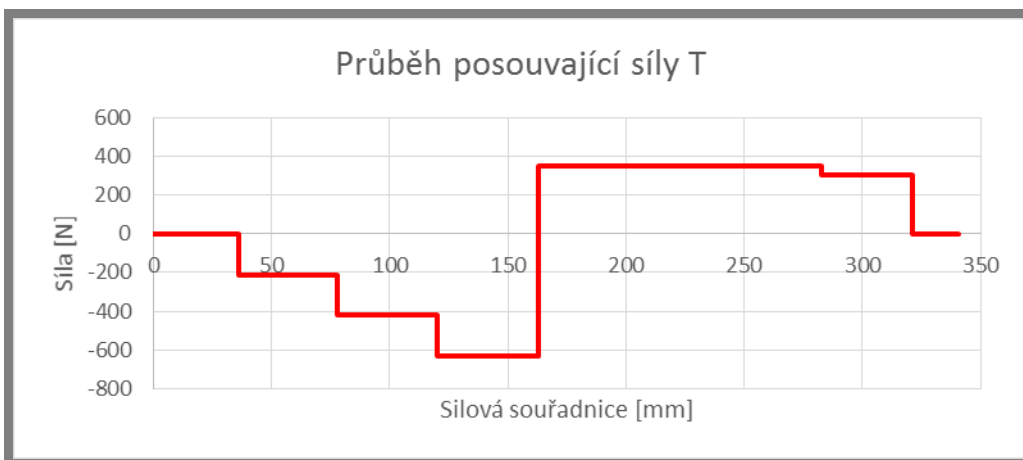
$$N = 0 \quad (4-68)$$

$$T = F_4 = 304 \text{ N} \quad (4-69)$$

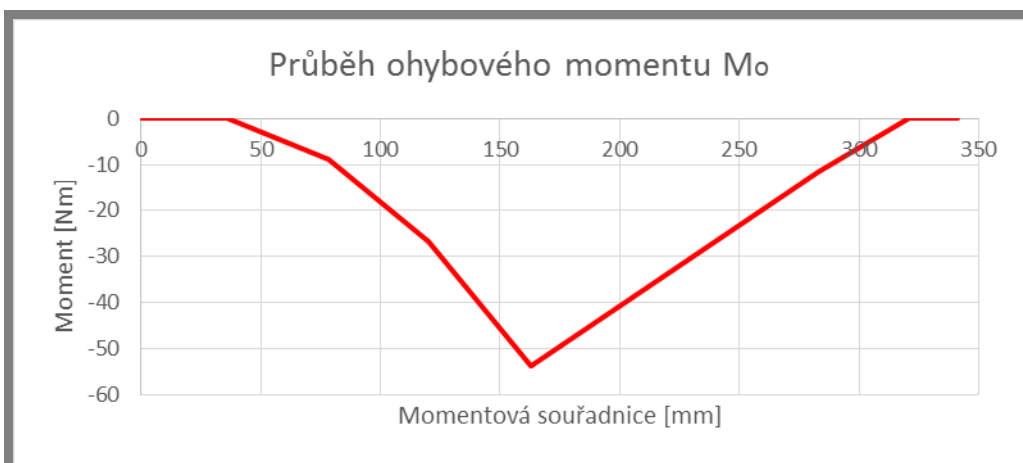
$$M_o = -F_4 \cdot x = -304 \text{ N} \cdot 0,038 \text{ m} = -11,55 \text{ Nm} \quad (4-70)$$

Maximální ohybový moment z vyšetřených úseků hřídele odpovídá absolutní hodnotě  $\mathbf{M_{omax} = 53,805 \text{ Nm}}$ . Krouticí moment  $\mathbf{M_k = 9,58 \text{ Nm}}$ .

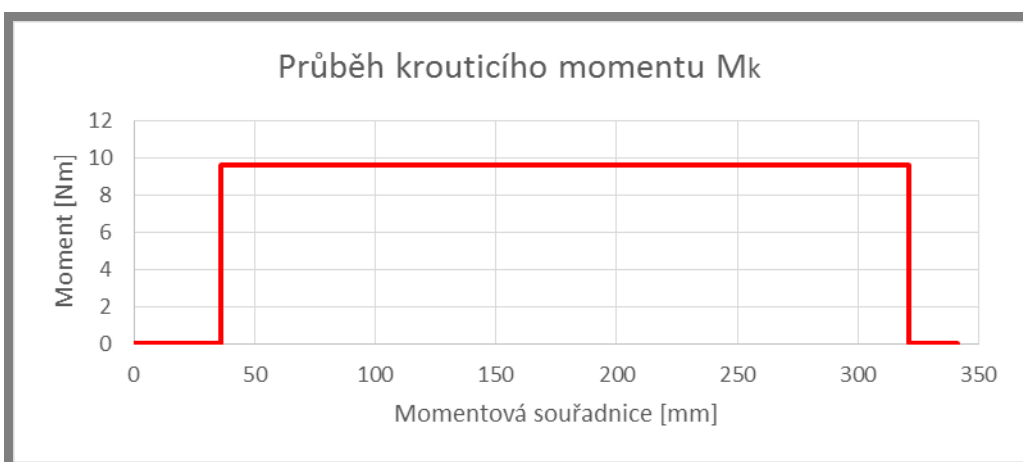
Průběhy VVÚ posouvající síly  $T$ , ohybového momentu  $M_o$  a krouticího momentu  $M_k$  v závislosti na předchozích výpočtech dílčích úseků hřídele po celé její délce jsou znázorněny na následujících obrázcích (obr. 4-17 až 4-19).



Obr. 4-17 VVÚ – posouvající síla



Obr. 4-18 VVÚ – ohybový moment

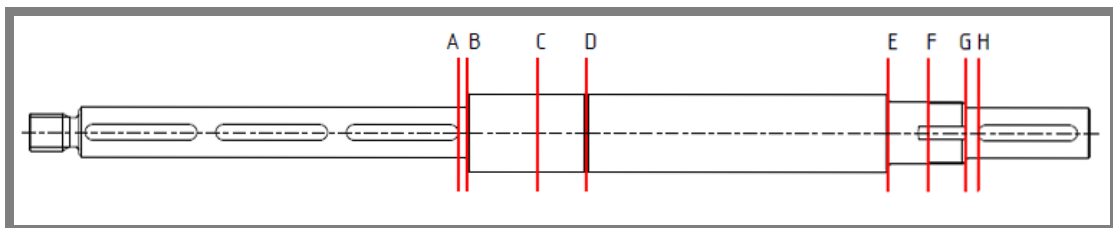


Obr. 4-19 VVÚ – krouticí moment

#### 4.1.6 Kontrola rozměrů hřídele

Kontrola navržených průměrů hřídele s ohledem na napětí způsobená jednotlivými vruby v kritických místech. Mez kluzu materiálu  $R_e = 490 \text{ MPa}$ . Koeficient bezpečnosti  $k = 2$ .

Z příslušných nomogramů (viz Příloha 2) byly určeny součinitele tvaru  $\alpha$  pro jednotlivá kritická místa na hřídeli (viz obr. 4-20).



Obr. 4-20 Kritická místa na hřídeli

Kritická místa odpovídají:

- A – drážka pro pero oběžného kola (nejblíže  $M_{\text{omax}}$ )
- B – osazení
- C – místo  $M_{\text{omax}}$  určeného z VVÚ
- D – zápich
- E – osazení
- F – drážka pro pojistnou podložku
- G – osazení
- H – drážka pro pero spojky

Součinitele tvaru  $\alpha$  v oblasti drážek pro pero a drážky pro pojistnou podložku byly přepočítány ze součinitele vrubu  $\beta$ .

Závislost obou součinitelů je popsána následující rovnicí. [5]

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha \cdot \sqrt{r}}} = \frac{\alpha}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha - 1) \cdot 104}{\alpha \cdot R_m \cdot \sqrt{r}}} \quad (4-71)$$

Vhodnou úpravou je možné získat kvadratickou rovnici, jejímž správným řešením je pouze ten kořen, pro který platí  $X > 1$ .

$$\alpha_i^2 - \left[ \beta_i \cdot \alpha_i + 2 \cdot \beta_i \cdot \alpha_i \cdot \left( \frac{104}{R_m \cdot \sqrt{r}} \right) \right] + 2 \cdot \beta_i \cdot \left( \frac{104}{R_m \cdot \sqrt{r}} \right) = 0$$

#### Přepočet součinitelů v místě drážek pro pero (místa A a H)

$R_m = 750 \text{ MPa}$ ,  $r = 0,4 \text{ mm}$

**Ohyb:**  $\beta_o = 1,9$

$$\alpha_o^2 - 2,73 \cdot \alpha_o + 0,83 = 0$$

$$\alpha_{o,1,2} = \frac{2,73 \pm 2,033}{2}$$

Podmínku  $X > 1$  splňuje kořen:

$$\alpha_o = 2,38$$

**Krut:**  $\beta_k = 1,8$

$$\alpha_k^2 - 2,59 \cdot \alpha_k + 0,79 = 0$$

$$\alpha_{k,1,2} = \frac{2,59 \pm 1,884}{2}$$

Podmínku  $X > 1$  splňuje kořen:

$$\alpha_k = 2,24$$

**Přepoččet součinitelů v místě drážky pro pojistnou podložku (místo F)**

Rm = 750 MPa, r = 6,6 mm

**Ohyb:**  $\beta_o = 1,9$ 

$$\alpha_o^2 - 2,105 \cdot \alpha_o + 0,205 = 0$$

$$\alpha_{o1,2} = \frac{2,105 \pm 1,9}{2}$$

 Podmínku  $X > 1$  splňuje kořen:

 **$\alpha_o = 2$** 
**Krut:**  $\beta_k = 1,8$ 

$$\alpha_k^2 - 1,99 \cdot \alpha_k + 0,194 = 0$$

$$\alpha_{k1,2} = \frac{1,99 \pm 1,78}{2}$$

 Podmínku  $X > 1$  splňuje kořen:

 **$\alpha_k = 1,89$** 

Tab. 4-2 Součinitele tvaru

Kritické místo	Příslušný nomogram*		$\frac{r}{d}$	$\frac{D}{d}$	Ohyb $\alpha_o$	Krut $\alpha_k$
A	n.5		-	-	2,38	2,24
B	n.1	n.2	0,063	1,563	1,95	1,62
C	-		-	-	1	1
D	n.3	n.4	0,065	1,016	1,68	1,38
E	n.1	n.2	0,05	1,25	1,91	1,61
F	n.5		-	-	2	1,89
G	n.1	n.2	0,063	1,25	1,78	1,5
H	n.5		-	-	2,38	2,24

\* viz Příloha 2

Výpočet minimálních průměrů hřídele v kritických místech a kontrola navržených rozměrů dle uvedených rovnic redukovaného napětí podle HMM. [5]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{ext}^2 + 3 \cdot \tau_{ext}^2} \leq \sigma_D \quad (4-72)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\alpha_o \cdot \sigma_o)^2 + 3 \cdot (\alpha_k \cdot \tau_k)^2} \leq \frac{Re}{k}$$

$$\frac{Re}{k} = \sqrt{\left(\alpha_o \cdot \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\alpha_k \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3}\right)^2}$$

$$d_{min} = \sqrt[6]{\frac{k^2 \cdot (\alpha_o^2 \cdot 32^2 \cdot M_o^2 + 3 \cdot \alpha_k^2 \cdot 16^2 \cdot M_k^2)}{Re^2 \cdot \pi^2}}$$

Dosazováním známých hodnot do upravené rovnice (4-72) došlo ke zkontrolování navržených průměrů hřídele (obr. 4-15) a vyčíslení napětí v kritických místech, které byly následně uvedeny v tab. 4-3.

Tab. 4-3 Kontrola navržené hřídele

Krit. místo	Odpovídající ohybový moment $M_o$ [Nm]	$\alpha_o$ [-]	$\alpha_k$ [-]	Minimální průměr $d_{min}$ [mm]	Navržený průměr $d_i$ [mm]	Podmínka $d_{min} < d_i$	Napětí při $d_i$ $\sigma_{red}$ [MPa]
A	36,39	2,38	2,24	15,44	16	Splněna	220,3
B	39,88	1,95	1,62	14,74	16	Splněna	191,4
C	53,81	1	1	13,13	25	Splněna	35,5
D	48,17	1,68	1,38	15,04	25	Splněna	53,3
E	14,02	1,91	1,61	10,75	20	Splněna	38,1
F	9,73	2	1,89	10,14	20	Splněna	31,9
G	6,08	1,78	1,5	8,82	16	Splněna	41,1
H	4,11	2,38	2,24	8,56	16	Splněna	52,2

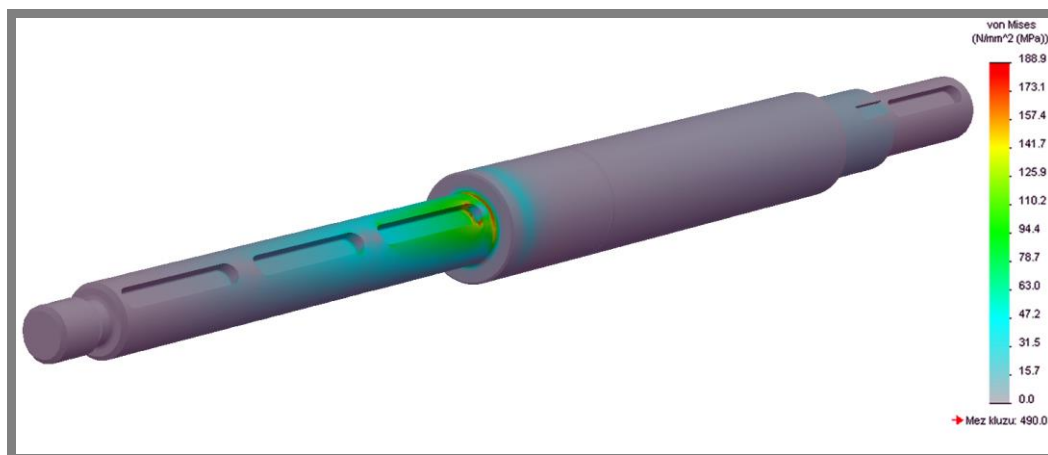
Předběžně určené rozměry hřídele vyhovují kontrole. Minimální průměry v kritických místech vychází menší než průměry navržené, podmínka je splněna. Tuto hřídel lze bezpečně použít.

Do tabulky byly zároveň zaznamenány hodnoty redukovaného napětí pro odpovídající místa. Žádné z vypočtených napětí nepřesahuje hodnotu dovolenou.

Podmínka  $\sigma_{red} \leq \sigma_D$  je splněna, jelikož platí:  $\sigma_D = \frac{Re}{k} = \frac{490}{2} = 245 MPa$

#### 4.1.7 Analýza průběhu napětí

Pomocí programu SolidWorks 2012 byla provedena analýza kombinovaného namáhání hřídele (ohyb a krut). Z obr. 4-21 jsou patrné červeně značené plochy představující místa největšího zatěžování. Tato místa přesně odpovídají oblastem, které byly určeny výpočtem v tab. 4-3 – zejména tedy okraj drážky pro pero a zaoblení u osazeného průměru. Maximální hodnoty z tabulky se s těmi analyzovanými mírně liší, jelikož software počítá daleko přesněji. U manuálního výpočtu vznikala nepatrná odchylka především při grafickém určování součinitelů tvaru  $\alpha$  pomocí nomogramů.



Obr. 4-21 Analýza hřídele



#### 4.1.7 Kontrola hřídelových prvků

##### Výpočet trvanlivosti kuličkového ložiska

Volba kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem B 7204 ČSN 02 4645 [1] zatížené pouze radiální silou, axiální síly byly vyrovnány vhodným konstrukčním řešením oběžného kola. Případné zbytkové axiální síly se předpokládají velmi malé a do výpočtu se nezahrnují [11].

Základní parametry ložiska určeny z [1]:

- Šířka:  $B = 14 \text{ mm}$
- Vnější průměr:  $D = 47 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr:  $d = 20 \text{ mm}$
- Základní statická únosnost:  $C = 11400 \text{ N}$
- Základní dynamická únosnost:  $C_0 = 7650 \text{ N}$

Z dřívějšího rozboru silových působení na hřídeli byla stanovena radiální síla v místě ložiska  $F_B = 48,11 \text{ N}$ .

Parametr  $a = 3$ , jelikož se u kuličkového ložiska jedná o bodový styk těles [5].

Stanovení trvanlivosti ložiska [5]:

$$L_{n10} = \left( \frac{C}{F_B} \right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left( \frac{11400 \text{ N}}{48,11 \text{ N}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2890 \text{ min}^{-1}} = 76,7 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (4-73)$$

Ložisko je velmi málo zatížené, z čehož vychází i jeho dlouhá životnost.

##### Kontrola kluzného ložiska

Volba bronzového pouzdra s kruhovými otvory na plastická maziva

Základní parametry ložiska určeny z [41]:

- Délka:  $L = 30 \text{ mm}$
- Vnější průměr:  $D = 33 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr:  $d = 25 \text{ mm}$
- Přípustné maximální zatížení:  $p_{mD} = 20 \text{ MPa}$
- Přípustná maximální kluzná rychlost:  $v_{KD} = 10 \text{ m/s}$
- Maximální dovolený faktor:  $(p \cdot v_K)_D = 10 \text{ MPa m/s}$
- Maximální provozní teplota:  $t_{\max} = +90^\circ\text{C}$
- Minimální provozní teplota:  $t_{\min} = -5^\circ\text{C}$
- Nízký koeficient tření:  $f = 0,08$
- Odolné vůči korozi
- Vhodné pro mazání plastickými mazivy

Z dřívějšího rozboru silových působení na hřídeli byla stanovena radiální síla v místě ložiska  $F_A = 985,11 \text{ N}$ .

Kontrola měrného zatížení ložiska dle [5]:

$$p_m = \frac{F_A}{d \cdot L} = \frac{985,11 \text{ N}}{0,025 \text{ m} \cdot 0,03 \text{ m}} = 1313480 \text{ Pa} \doteq 1,31 \text{ MPa} \quad (4-74)$$

$$p_m < p_{mD} \Rightarrow 1,31 \text{ MPa} < 20 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Kontrola kluzné rychlosti [5]:

$$v_K = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,025 \text{ m} \cdot 2890 \text{ min}^{-1}}{60} = 3,78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-75)$$

$$v_K < v_{KD} \Rightarrow 3,78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} < 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} - \text{vyhovuje}$$

Kontrola součinu zatížení a kluzné rychlosti [5]:

$$p_m \cdot v_K = 1,31 \text{ MPa} \cdot 3,78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 4,95 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-76)$$

$$p_m \cdot v_K < (p_m \cdot v_K)_D \Rightarrow 4,95 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} < 10 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} - \text{vyhovuje}$$

Deklarovaná trvanlivost při maximální únosnosti stanovena výrobcem na 5000 hod [41]. Jelikož čerpadla nebudou v chodu nepřetržitě a jejich spínání se střídá, je doporučená kontrola, servis a výměna maziva určena přibližně jednou za dva roky spolu s kontrolou příslušných těsnicích komponent dle výrobce.

### Kontrola pera 5P9x5x36 na otláčení

Určení obvodové síly z krouticího momentu a průměru hřídele:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 9,58 \text{ Nm}}{0,016 \text{ m}} = 1197,5 \text{ N} \quad (4-77)$$

Jelikož budou tato pera usazena v nábojích oběžných kol z lité mosazi, určí se z tabulek základní hodnota tlaku pro mosaz jako  $p_o = 50 \text{ MPa}$  [5]. Dovolený tlak na bocích drážek v náboji pro jednosměrné zatížení s malými rázy má potom hodnotu:

$$p_D = 0,7 \cdot p_o = 0,7 \cdot 50 \text{ MPa} = 35 \text{ MPa} \quad (4-78)$$

Otláčení pera [5]:

$$p = \frac{F_o}{S} \leq p_D \quad (4-79)$$

$$p = \frac{F_o}{(L-b) \cdot t_1} = \frac{1197,5 \text{ N}}{(36 \text{ mm} - 5 \text{ mm}) \cdot 2,1 \text{ mm}} = 18,39 \text{ MPa} < p_D$$

Pero na otláčení vyhovuje.

### Kontrola pera 5P9x5x32 na otláčení

Pero se od toho předešlého liší pouze ve své délce a materiálu náboje, obvodová síla tedy bude stejná. Základní hodnota tlaku pro ocel  $p_o = 150 \text{ MPa}$  [5].

Dovolený tlak na bocích drážek v náboji pro jednosměrné zatížení s malými rázy má potom hodnotu:  $p_D = 0,7 \cdot p_o = 0,7 \cdot 150 = 105 \text{ MPa}$ .

Otláčení pera [5]:

$$p = \frac{F_o}{S} \leq p_D \quad (4-81)$$

$$p = \frac{F_o}{(L-b) \cdot t_1} = \frac{1197,5 \text{ N}}{(36 \text{ mm} - 5 \text{ mm}) \cdot 2,1 \text{ mm}} = 18,39 \text{ MPa} < p_D$$

Pero na otláčení vyhovuje.

#### 4.1.8 Návrh těles čerpadla

Veškerá tělesa byla navrhována tak, aby je bylo možné vzájemně lehce skládat a aby nebyla výrazně prostorově náročná. Jelikož bylo čerpadlo rozděleno na 3 samostatné stupně, je vhodné navrhnout tělesa skříňového tvaru, tj. bez spirály, která se spíše používá u jednostupňových čerpadel [7]. Výchozími rozměry pro konstrukci byl maximální průměr difuzoru a kluzných pouzder.

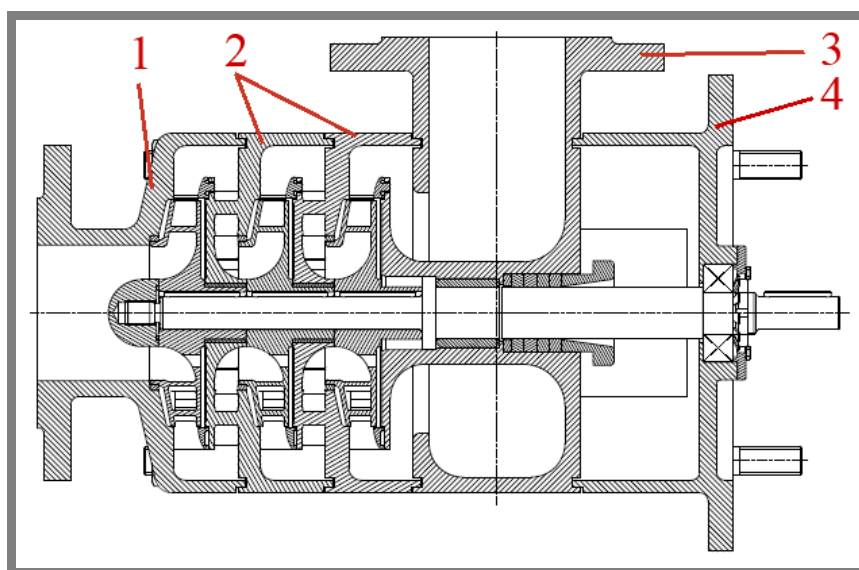
**Sací těleso** (viz obr. 4-22, poz. 1) bylo konstrukčně nejméně náročné. Světlost sacího potrubí skříňě byla určena podle vstupního průměru oběžného kola s ohledem na nejbližší vyšší normalizovanou hodnotu. Tedy pokud má kolo vstupní průměr 64mm nejbližší vyšší světlost je DN65. Trubka byla zakončena přírubou, jejíž rozměry také podléhají normě. Vnitřní rozměry tělesa se navrhly tak, aby nezasahovaly a neomezovaly pohyblivé prvky. Vnější rozměry se volily dle uvážení.

**Středové těleso** (viz obr. 4-22, poz. 2) bylo nutné přesně navázat na těleso sací, proto si v mnoha rozměrech téměř odpovídají. Středové těleso musí navíc obsahovat nálietek osazený vratnými lopatkami. Lopatky nebylo třeba složitě počítat, zcela postačí, aby jejich profil plynule přecházel k ústí dalšího stupně. Nálietek byl následně opatřen vybráním a středícím otvorem pro přesné umístění difuzoru.

**Výtlačné těleso** (viz obr. 4-22, poz. 3) bylo řešeno podobně jako těleso středové s tím rozdílem, že obsahovalo dutinu tvarově připomínající po stranách zploštělý anuloid s vyústěním na výtlačné potrubí pro únik kapaliny. Parametry potrubí jsou totožné jako na sání.

Celkově se těleso řešilo velmi robustně s přizpůsobenými otvory pro kluzné ložisko, ucpávkovou šňůru i víko ucpávky, což vedlo ke zvýšené přesnosti výroby.

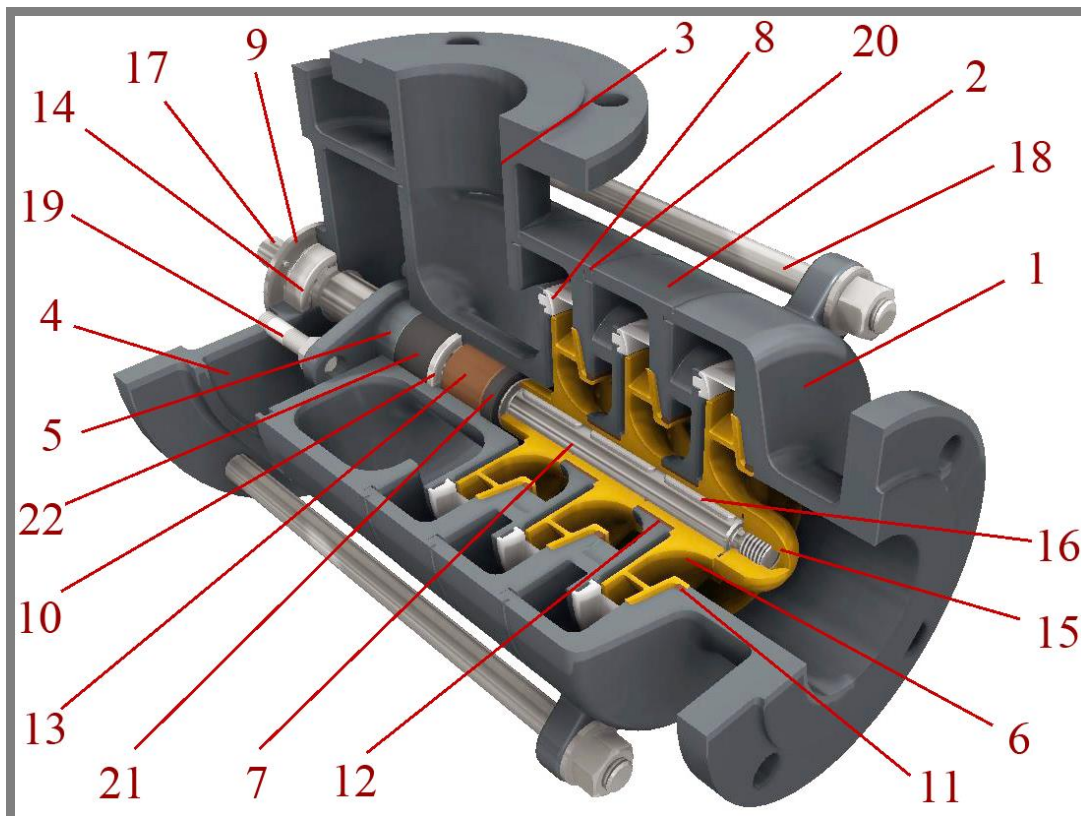
**Ložiskový domek** (viz obr. 4-22, poz. 4) není přímo tělesem, ale jeho provedení bylo řešeno velmi obdobně s plynulým přechodem vnějších průměrů. Zakládá se do tělesa výtlačného a obsahuje dostatek volného prostoru pro manipulaci s víkem ucpávky. Domek zároveň slouží jako příruba kotvená na středovou konzolu. Kuličkové ložisko se zajišťuje ze strany příruby externím víkem.



Obr. 4-22 Řez čerpadla

Axiální upevnění těles vůči sobě se provádí pomocí oboustranně závitových tyčí a matic. Více o jištění a dílčích prvcích viz obr. 4-23 a 4-26 poz. 1. Materiál odpovídá litině s kuličkovým grafitem EN-GJL-150. Technologie výroby určena jako přesné lití na vytavitelný model.

#### 4.1.9 Rozbor sestaveného čerpadla



Obr. 4-23 Rozbor čerpadla

Tab. 4-4 Části čerpadla

Pozice	Název	Pozice	Název
1	Sací těleso	12	Kluzné pouzdro
2	Středové těleso	13	Kluzné ložisko
3	Výtlačné těleso	14	Kuličkové ložisko
4	Ložiskový domek	15	Matice oběžného kola
5	Víko ucpávky	16	Pero oběžného kola
6	Oběžné kolo	17	Pero spojky
7	Hřídel	18	Pojistná závitová tyč
8	Difuzor	19	Vodící šroub víka
9	Víko ložiska	20	Papír. mezitělesové těsnění
10	Opěrný kroužek	21	Hřídelový těsnicí kroužek
11	Pouzdro prstence	22	Ucpávková šňůra

## 4.2 Sestavení čerpadla a elektromotoru

4.2

### 4.2.1 Elektromotor

4.2.1

S ohledem na vypočítaný příkon čerpadla byla dostupná výkonová řada elektromotoru vybrána jako 3 kW. Použitý model SIEMENS 1LA7106-2AA – B5 (přírubový) s odpovídajícími otáčkami  $n=2890 \text{ min}^{-1}$  (viz obr. 4-24 a 4-26 poz. 4). Doplnující informační tabulka (tab. 4-5) byla převzata z [24].

Tab. 4-5 Specifikace elektromotoru

Typová řada:	1LA7
Osová výška:	100L
Počet pólů:	Dvoupólový
Napětí:	230 / 400V 50Hz
Krytí:	IP 55
Kostra:	Hliníková
Provoz při teplotě okolí:	Od $-20^{\circ}\text{C}$ do $+40^{\circ}\text{C}$
Třída izolace:	F
Pro trvalé zatížení:	S1



Obr. 4-24 SIEMENS 1LA7106-2AA-B5 [25]

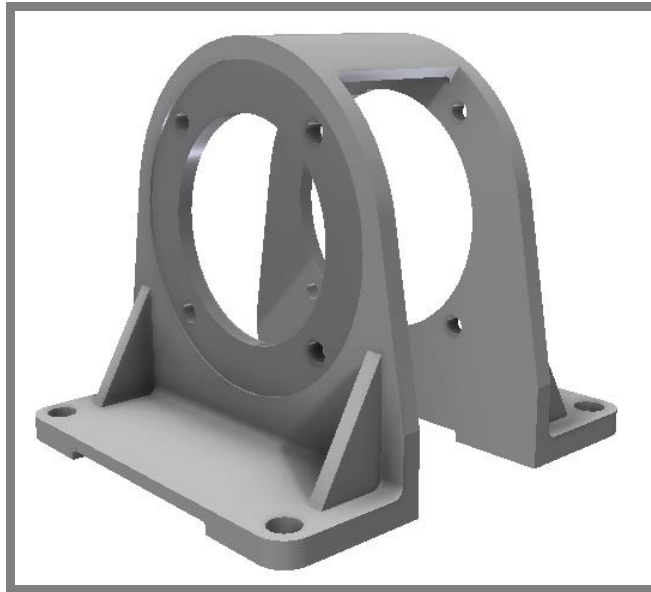
### 4.2.2 Spojka

4.2.2

S ohledem na rozměry, cenu i hmotnost byla upřednostněna střížná spojka typu LKN oproti běžně dostupné kolíkové. LKN spojka (viz obr. 4-26 poz. 3) se skládá ze dvou jednoduchých ocelových protikusů, jejichž středy prochází trojúhelníková silonová vložka představující deformační člen. V případě havárie lze spojku lehce vyjmout a snadno s ní manipulovat.

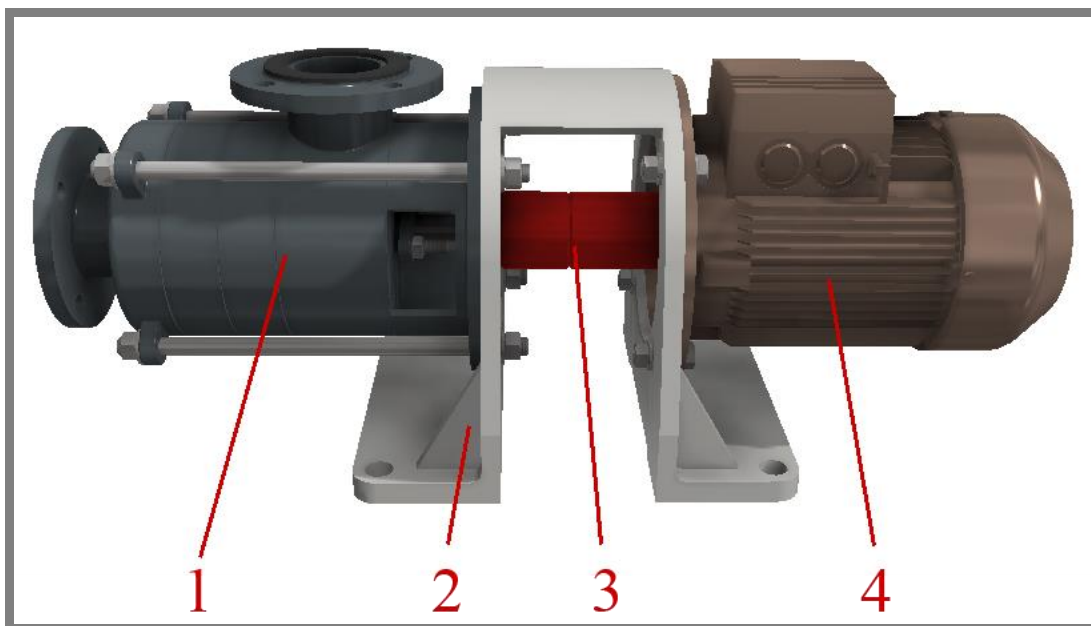
### 4.2.3 Řešení středové konzoly

Jelikož už byly známy všechny připojovací rozměry čerpadla i elektromotoru a také celková velikost spojky, mohlo dojít k návrhu nosné středové konzoly (viz obr. 4-25 a 4-26 poz. 2). Tu bylo třeba navrhnout s dostatečnou tuhostí a velikostí, jelikož musí přenést veškeré statické namáhání od připojených součástí. Její rozměry jsou proto přizpůsobeny velikostem dosedacích přírub čerpadla i elektromotoru, které se následně ustavovaly pomocí šroubů. Odpovídající výrobní technologií je lití do pískové formy opět z materiálu EN-GJL-150. Vhodnost materiálu spočívá v dobrém tlumení vibrací a rázů.



Obr. 4-25 Navržená konzola

### 4.2.4 Sestavení dílů



Obr. 4-26 Sestava čerpadla a elektromotoru



### 4.3 Prvky stanice

Mezi prvky tvořící stanici lze řadit nejen všechny elektronické a měřicí součásti, ale také součásti podpůrné, jako např. rámy nebo potrubní podpěry. Veškerá elektronika a normalizované potrubní komponenty zde byly řešeny jako nakupované dílce a v následujících podkapitolách byl uveden jejich výčet a vlastnosti. Naopak konstrukce rámu a podpor je řešena mnohem podrobněji.

#### 4.3.1 Rámová konstrukce

Rámová konstrukce byla vytvořena jako základ pro připevnění všech ostatních prvků stanice (viz obr. 4-31 poz. 1). Nejsnazším a zároveň nejúčinnějším řešením je vytvoření soustavy svařovaných U-profilových tyčí. Plochy U-profilu jsou vhodné pro vedení šroubů ze spodní strany do betonového základu a ze strany horní k upevnění konzoly. Vrtání na přední straně rámu slouží k zafixování potrubních podpor. K rámu je také přivařena příčná tyč stejného profilu sloužící k přišroubování ovládacího panelu (viz obr. 4-27).



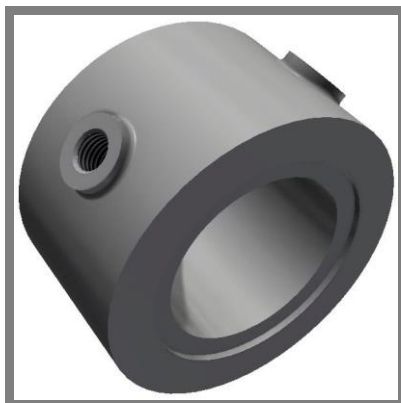
Obr. 4-27 Navržená rámová konstrukce

#### 4.3.2 Potrubní prvky a jištění

Navržení potrubního systému muselo především odpovídat připojovacím rozměrům těles s odpovídající světlostí DN65 a shodnými přírubami. Před sací těleso byl zařazen automatizovaný ventil, jehož činnost lze primárně ovládat elektronicky, ale umožňuje i manuální otáčení (viz obr. 4-31 poz. 4). Servopohon tak uzavírá sání čerpadla pokaždé, když dojde k vypnutí jeho chodu. Uložení ventilu je mezipřírubové s jištěním pomocí závitových tyčí.

Za výtlačk byl zařazen čistě manuální ventil sloužící k uzavírání výtlačného potrubí při revizi, náhlému odstavení či demontáži čerpadla (viz obr. 4-31 poz. 5). Za ventil přišla také mezipřírubová zpětná klapka, která zabraňuje vracení kapaliny zpět do čerpadla při jeho vypnutí (viz obr. 4-31 poz. 9).

Na výtlačné potrubí byla také zkonstruována mezipřírubová redukce sloužící k našroubování manometru i tlakového spínače s ohledem na jejich snadnou dostupnost a viditelnost (viz obr. 4-28 a obr. 4-31 poz. 6 a 7).



Obr. 4-28 Mezipřírubová redukce

Všechna čerpadla náležící k jedné stanici se zpravidla propojují společným potrubím jak na sání, tak i na výtlačku. Je výhodné tyto části vyrobit jako celistvý kus kvůli stabilitě. V opačném případě by součást musela být šroubována z více spojek a T-profilů, což by vedlo k nepřesnostem při uložení.

Konstrukce společného potrubí je řešena s nepatrným rozšířením vnitřního průměru. Všechny konce jsou opatřeny přírubami ke snadnému připojení a z jedné strany centrální trubky zaslepeny těsněným víkem. Jištění této soustavy je navrženo pomocí tyčí a svařovaných patek šroubovaných vůči sobě a poté kotvených v základním rámu (viz obr. 4-29 a obr. 4-31 poz. 2 a 3). Tyto podpěry slouží k rozložení zatížení a zamezení velkému namáhání konzoly ohybem. Součást je řešena opět odléváním do pískové formy litinou s kuličkovým grafitem EN-GJL-150.



Obr. 4-29 Návrh a jištění potrubí



### 4.3.3 Řídicí a měřicí prvky

Funkce a použití řídicí jednotky byla již uvedena v kapitole koncepčního řešení. K řízení byl vybrán upravený univerzální panel Grundfos LCD108.400.3.5 (viz obr. 4-30 a obr. 4-31 poz. 8), který dokáže spolehlivě ovládat obě čerpadla ve dvou přednastavených režimech. První režim spočívá v pevném chodu obou čerpadel naráz, což se hodí v případech, kdy je již předem očekávaný vysoký odběr kapaliny. Druhý režim je ekonomičtější a více flexibilní. Umožňuje v daném časovém intervalu přepnout chod jednoho čerpadla na druhé, aby docházelo k rovnoměrnému opotřebení a tím k navýšení životnosti stanice. Primárně tedy dle potřeby běží vždy jen jedno čerpadlo. Pokud na základě odezvy tlakových spínačů stanice zaznamená pokles tlaku vlivem vyššího odběru kapaliny, automaticky zapne chod i druhého čerpadla. Tento režim výrazně snižuje spotřebu energie a výdaje za ni. [24]



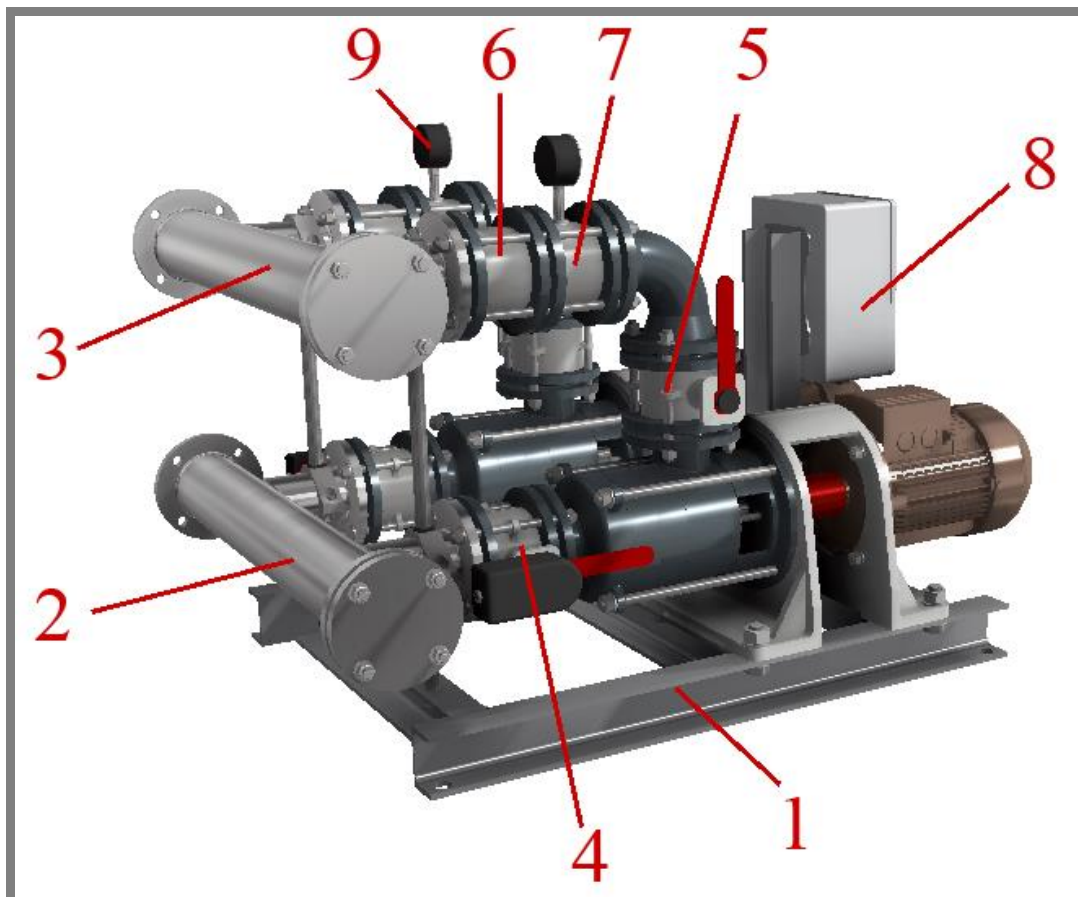
Obr. 4-30 Řídicí jednotka [24]

Uchycení panelu bylo provedeno přišroubováním na předem určené místo svařovaného rámu v blízkosti elektromotorů.

Tlakový spínač byl použit s označením PT/5G do 4,4 bar a mechanický manometr do 16 bar. Oba díly od společnosti MaR systems.

#### 4.4 Automatická tlaková čerpací stanice

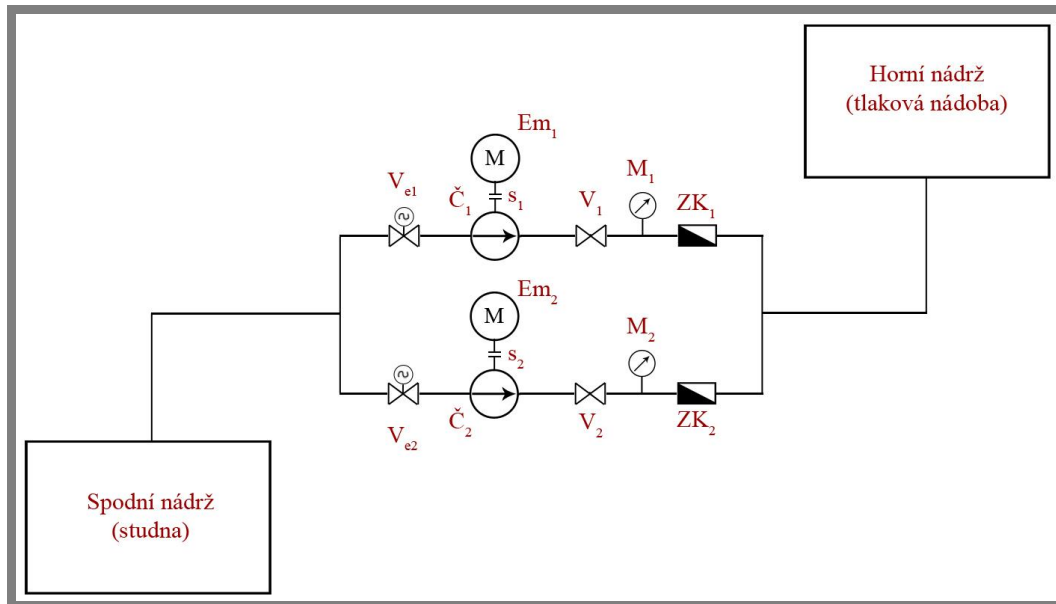
Po navržení a zkonstruování všech nezbytných částí bylo možné sestavit celek ATS určený pro chod a zásobování menšího bytového domu vodou. Prvky stanice jsou vyznačeny na obr. 4-31 a blokové schéma je zobrazeno na obr. 4-32. Pro více detailů viz Příloha 1.



Obr. 4-31 Rozbor tlakové stanice

Tab. 4-6 Části stanice

Pozice	Název
1	Rámová konstrukce
2	Společné sací potrubí
3	Společné výtlačné potrubí
4	Přímý ventil s elektropohonem
5	Přímý ventil
6	Zpětná klapka
7	Mezipřírubová redukce
8	Řídicí jednotka
9	Manometr



Obr. 4-32 Blokové schéma tlakové stanice

Legenda k obr. 4-33:

$V_{e1,2}$  - přímý ventil s elektropohonem;  $\check{C}_{1,2}$  - rotační čerpadlo;  $s_{1,2}$  - spojka;  $Em_{1,2}$  - elektromotor;  $V_{1,2}$  - přímý ventil;  $M_{1,2}$  - manometr;  $ZK_{1,2}$  - zpětná klapka

## 5 DISKUZE

Po zhodnocení teoretických poznatků a zpracování konceptu bylo možné vypočítat a dále konstrukčně řešit dílčí součásti tlakové stanice s ohledem na jejich zadané požadavky.

### Hodnocení čerpadla

Čerpadlo bylo navrženo jako radiální odstředivé s přípojovací přírubou. Dosažené parametry a konstrukční řešení vycházelo ze stanovených počátečních hodnot. Požadavky byly kladeny na velký průtok kapaliny při optimální dopravní výšce a zaručení malých rozměrů i hmotnosti. Konečný návrh čerpadla byl porovnán s již existujícími a běžně dostupnými modely pro odpovídající oblast použití.

Srovnání proběhlo dle výkonové řady pro společnou hodnotu 3 kW při konst. otáčkách  $2890 \text{ min}^{-1}$ .

Tab. 5-1 Srovnání čerpadel

Čerpadlo	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.
Hmotnost [kg]	<b>26</b>	20	21,7	30	38	22	-
Délka č. [mm]	<b>384</b>	390	288	-	575	236	276
Výška č. [mm]	<b>246</b>	253	190	-	292	184	203
Šířka č. [mm]	<b>172*</b>	193	170	-	160	160	164
Tvar o.k.**	<b>uz.</b>	ot.	ot.	ax.	ot.	ot.	uz.
Max. průtok [l/s]	<b>6,9</b>	18,3	2,16	2,4	2,3	3,6	7
Max. výtlač [m]	<b>39</b>	17,5	44	35	58	19,5	47
Počet stupňů č.	<b>3</b>	2	5	4	3	4	4

\* Odpovídá max. průměru těles po celé délce čerpadla, přípojovací rozměr příruby odpovídá průměru 228mm

\*\* Tvar oběžných kol radiální otevřený, radiální uzavřený nebo axiální

Typy srovnávaných čerpadel:

- I. **Navržené čerpadlo**
- II. Ebara DWO 400 [21]
- III. Ebara Matrix 18-4T/3 [21]
- IV. Sigma Granda [23]
- V. Sigma 40-CVX [23]
- VI. Calpeda MXHM 804 [19]
- VII. Pentax Ultra 18S-400/4T [22]

Z tabulky je patrná široká škála a různorodost parametrů čerpadel, z nichž každé má své výhody i nevýhody. Lze však konstatovat, že se navržené čerpadlo vyznačuje dobrým poměrem průtoku a maximální výtlačné výšky. S ohledem na počet stupňů také došlo k úspěšnému omezení celkových rozměrů. Nevýhodou může být zvýšená hmotnost čerpadla, která odpovídá použitému materiálu těles – litině s kuličkovým grafitem. Hmotnost byla ponechána a dále neredukována změnou materiálu nebo konstrukčními úpravami.

Navržené řešení čerpadla splňuje zadané cíle a požadavky.

### Hodnocení tlakové stanice

Automatická tlaková stanice byla na základě návrhů a rozmístění dílčích součástí zkonstruována jako horizontální, osazená dvěma výše zmíněnými čerpadly v paralelním zapojení. Toto zapojení neovlivňuje výtlačnou výšku, ale zdvojnásobuje maximální průtok dopravované kapaliny. U návrhu stanice byl především kladen důraz na mobilitu celého systému a snadnou montáž dílů.

Pro společnou výkonovou řadu 2x3 kW při konst. otáčkách 2890 min<sup>-1</sup> došlo také ke srovnání řešené stanice s běžně dostupnými horizontálními typy.

Tab. 5-2 Srovnání stanic

Stanice	I.	II.	III.	IV.	V.
Délka s. [mm]	<b>1133</b>	1000	1070	590	1000
Výška s. [mm]	<b>770</b>	1050	1055	605	740
Šířka s. [mm]	<b>779</b>	670	800	515	730
Max. průtok [l/s]	<b>13,8</b>	13,3	16,7	6,9	7,7
Max. výtlačk [m]	<b>39</b>	26	31,5	60	38

Typy srovnávaných stanic:

- I. **Navržená stanice**
- II. Sensormat 2CM 32/160A [18]
- III. Calpeda 2NM 40/16BE [19]
- IV. Nocchi Easy 20 Multi Evo 5-50 M [18]
- V. Walrus TPH 12T 3K SIC [20]

Na základě vyhodnocení srovnávací tabulky lze parametry stanice ohodnotit jako dostačující. Výhodou stále zůstává vysoký průtok v poměru s dobrou výtlačnou výškou. Nevýhodou mohou být zvýšené nároky na prostor. Rozměry stanice jsou nejvíce ovlivněny velikostí potrubních prvků zajišťující požadovaný průtok a také zejména horizontálním provedením. Vertikální provedení čerpadla by požadavky na prostor značně zredukovalo, nicméně by také zhoršilo celkovou manipulaci a dostupnost ke stanici při její revizi.

I přes malé rozměrové nedostatky lze konstatovat, že návrh i konstrukční provedení stanice vyhovuje zadaným požadavkům.

## 6 ZÁVĚR

Cílem této práce byl návrh a konstrukční řešení automatické tlakové čerpací stanice primárně určené pro chod v menším bytovém domě. Práce byla podrobněji zaměřena na řešení odstředivého čerpadla, respektive jeho výpočet a konstrukční uspořádání, s ohledem na jeho možný provoz i zcela samostatně mimo stanici. Důraz byl především kladen na zajištění mobility a malých rozměrů čerpadla s dostačující dopravní výškou při zachování průtoku  $6,9 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$  a ostatních zadaných parametrů.

Konstrukce byla dále zaměřena na paralelní zapojení více již zmíněných čerpadel do celku tlakové stanice, a to z důvodu znásobení průtoku kapaliny v situacích jejího zvýšeného odběru. Pro toto uspořádání došlo k návrhu podpůrných prvků a jištění, přičemž veškerá elektronika, zahrnující elektromotor i řídicí jednotku, a normalizované potrubní prvky byly řešeny jako nakupované dílce.

V kapitole současného stavu poznání byla teoreticky popsána problematika čerpadel i automatických tlakových stanic s ohledem na jejich rozdělení a oblast použití. Konceptní řešení blíže určuje varianty uspořádání prvků stanice a neoptimálnější volbu použitých součástí. Kapitola konstrukčního řešení aplikuje poznatky získané z konceptu a blíže specifikuje provedení součástí doplněné o jejich výpočet, analýzu a rozbor sestavení.

Výstupem bakalářské práce je navržené třístupňové odstředivé čerpadlo vsazené po dvou a paralelně spojené do tlakové stanice ovládané univerzální řídicí jednotkou. Čerpadlo splňuje zadané podmínky a cíle, jelikož vykazuje dobrý poměr výtlačné výšky a průtoku a zároveň zachovává dostatečně malé rozměry i hmotnost v porovnání s běžně dostupnými typy. Čerpadlo by tedy bylo schopno pracovat i zcela samostatně mimo stanici. Z hlediska tlakové stanice bylo docíleno kompaktního a lehce měnitelného celku, jehož rozměry sice jsou takřka srovnatelné s konkurenčními modely, nicméně výhoda opět spočívala v poměru vysokého průtoku a dobré výtlačné výšky. Navržená tlaková stanice také vyhovuje zadaným požadavkům.

Výsledkem je také kompletní výkresová dokumentace všech vyráběných součástí stanice zpracovaných z 3D modelu, který byl vytvořen pomocí programu Autodesk Inventor 2016.

**7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**

- [1] SVOBODA, P., BRANDEJS, J. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2013. 234 s. ISBN: 978-80-7204-838-0
- [2] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., DVOŘÁČEK, J., PROKEŠ, F. *Základy konstruování*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2015. 230 s. ISBN: 978-80-7204-921-9
- [3] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., BURŠA, J. *Mechanika těles - pružnost a pevnost I*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 287 s. ISBN: 80-214-2592-X
- [4] ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., JANÍČEK, P., BURŠA, J. *Mechanika těles - pružnost a pevnost II*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2006. 262 s. ISBN: 80-214-3260-8
- [5] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, CH. R., BUDYNAS, R. G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Nakladatelství VUTIUM, 2010. 1186 s. ISBN: 978-80-214-2629-0
- [6] SULZER PUMPS *Centrifugal pumps handbook*. Oxford: Elsevier Ltd., 2010. 289 s. ISBN: 978-0-7506-8612-9
- [7] GÜLICH, J. F. *Centrifugal pumps*. Berlin: Springer, 2010. 966 s. ISBN 978-3-642-12823-3
- [8] LOBANOFF, V. S., ROSS R. R. *Centrifugal pumps: design & application*. Houston: Gulf Publishing Company, 1992. 640 s. ISBN: 9780872012004
- [9] DOLEČEK, J., HOLOUBEK, Z. *Strojnictví II pro SOU*. 3. vydání. Praha: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [10] LEINVEBER, Jan., VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky. 4. dopl. vyd.* Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2008. 951 s. ISBN: 978-80-7361-051-7.
- [11] HLADIŠ, Vladimír., SKLENÁŘ, Zdeněk. *Odstředivé čerpadlo*. Bratislava: ALFA, 1970. 21 s.
- [12] MAYER, Jiří a kol. *Energetické stroje*. Praha: SNTL, 1969. 553 s.
- [13] HÁJEK, Gustav. *Odstředivé čerpadlo: Sbíрка grafických úloh*. Praha: SNTL, 1959. 14 s.
- [14] STRACHOVSKÝ, Viktor. *Odstředivá čerpadla – všeobecné údaje*. Lutín: SIGMA Lutín, 1966. 15 s.
- [15] Odstředivá čerpadla: Distanční text [online]. [cit. 2015-11-27]. Dostupné z: [vyuka.spssol.cz/~vyuka](http://vyuka.spssol.cz/~vyuka)

- [16] Druhy čerpadel [online]. [cit. 2015-11-27]. Dostupné z: [druhy-cerpadel.cz](http://druhy-cerpadel.cz)
- [17] GRUNDFOS: Čerpadla pro průmyslové aplikace - Příručka čerpací techniky [online]. [cit. 2016-3-8]. Dostupné z: [http://net.grundfos.com/doc/webnet/waterutility/\\_assets/downloads/gcz/pumphandbook\\_gcz.pdf](http://net.grundfos.com/doc/webnet/waterutility/_assets/downloads/gcz/pumphandbook_gcz.pdf)
- [18] Katalog tlakových stanic Nocchi [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: <http://www.nocchi.it>
- [19] Katalog tlakových stanic a čerpadel Calpeda [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: <http://www.calpeda.cz/cz/katalog-produktu>
- [20] Katalog tlakových stanic Walrus [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: <http://www.walruspump.com/en-global#>
- [21] Katalog čerpadel Ebara [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: <http://www.ebara-cerpadla.cz/katalog-cerpadel-ebara.html>
- [22] Katalog čerpadel Pentax [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: <http://www.pentax-pumps.it/>
- [23] Katalog čerpadel SIGMA [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: <http://www.sigmapumpy.com/katalog.html>
- [24] Katalog produktů GRUNDFOS [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: <https://www.grundfos.com>
- [25] Katalog elektromotorů SIEMENS [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.sk>
- [26] Centrifugal pump [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: <http://www.alkindiary.com/?p=4>
- [27] Principy průmyslových čerpadel [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-4dil-odstrediva-cerpadla>
- [28] Centrifugal pumps information [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: [http://www.globalspec.com/learnmore/flow\\_transfer\\_control/pumps/centrifugal\\_pumps](http://www.globalspec.com/learnmore/flow_transfer_control/pumps/centrifugal_pumps)
- [29] Katalog tlakových stanic a čerpadel SIGMET [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z: [www.sigmet.cz](http://www.sigmet.cz)



- [30] Katalog čerpací techniky [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z:  
<http://www.ivarcs.cz/cz/dab-pump-cerpaci-technika>
- [31] Produkty AQ Pumpy, s.r.o. [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z:  
<http://www.aqpumpy.cz/>
- [32] Ucpávkové šňůry HENNLICH, s.r.o. [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z:  
[http://tesneni.hennlich.cz/uploads/cz\\_Technicke\\_udaje.pdf](http://tesneni.hennlich.cz/uploads/cz_Technicke_udaje.pdf)
- [33] Jednostupňové čerpadlo s elektromotorem [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z:  
[http://img.directindustry.com/images\\_di/photo-g/38862-4578173.jpg](http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/38862-4578173.jpg)
- [34] Vícetupňové čerpadlo s elektromotorem [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z:  
<http://gruppooturia.co.uk/wp-content/uploads/Mutistage-Centrifugal-low.png>
- [35] Monoblok. čerpadlo s elektromotorem [online]. [cit. 2016-4-25]. Dostupné z:  
[https://www.pumpenscout.de/out/pictures/generated/product/1/665\\_665\\_90/gfba8064.jpg](https://www.pumpenscout.de/out/pictures/generated/product/1/665_665_90/gfba8064.jpg)
- [36] History-science-technology [online]. [cit. 2016-5-2]. Dostupné z:  
<http://www.history-science-technology.com/articles/articles%2011.html>
- [37] Pumps and systems magazin [online]. [cit. 2016-5-2]. Dostupné z:  
<http://www.pumpsandsystems.com/topics/pumps/centrifugal-pumps/life-work-bernoulli-0812>
- [38] GRUNDFOS The Centrifugal Pump [online]. [cit. 2016-5-16]. Dostupné z:  
[http://www.grundfos.com/content/dam/Global%20Site/Industries%20%26%20solutions/Industry/pdf/The\\_Centrifugal\\_Pump.pdf](http://www.grundfos.com/content/dam/Global%20Site/Industries%20%26%20solutions/Industry/pdf/The_Centrifugal_Pump.pdf)
- [39] Katalog těsnění Gufero [online]. [cit. 2016-5-16]. Dostupné z:  
<http://www.gufero.cz>
- [40] Katalog kluzných ložisek [online]. [cit. 2016-5-16]. Dostupné z:  
<http://www.vkloziska.cz>

**8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN**

<i>ATS</i>		- Automatická tlaková stanice
<i>ČSN</i>		- Česká technická norma
<i>kap.</i>		- Kapaliny
<i>o.k.</i>		- Oběžné kolo
<i>obr.</i>		- Obrázek
<i>tab.</i>		- Tabulka
<i>poz.</i>		- Pozice
<i>HMH</i>		- Teorie měrné energie napjatosti
<i>DN65</i>		- Světlost potrubí (vnitřní průměr 65 mm)
<i>Q</i>	[l·s <sup>-1</sup> ]	- Průtok kapaliny
<i>H<sub>gn</sub></i>	[m]	- Geodetická nasávací výška čerpadla
<i>H<sub>gv</sub></i>	[m]	- Geodetická výtlačná výška čerpadla
<i>p<sub>1</sub></i>	[MPa]	- Absolutní tlak na hladinu spodní nádrže
<i>p<sub>2</sub></i>	[MPa]	- Absolutní tlak na hladinu horní nádrže
<i>ρ</i>	[kg·m <sup>-3</sup> ]	- Hustota vody
<i>n</i>	[min <sup>-1</sup> ]	- Otáčky elektromotoru
<i>i</i>	[-]	- Počet stupňů čerpadla
<i>v</i>	[m·s <sup>-1</sup> ]	- Střední rychlost proudění kapaliny v potrubí
<i>ν</i>	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	- Kinematická viskozita
<i>R</i>	[-]	- Reynoldsovo číslo
<i>d</i>	[m]	- Vnitřní průměr potrubí (světlost)
<i>L<sub>s</sub></i>	[m]	- Délka sacího potrubí
<i>L<sub>v</sub></i>	[m]	- Délka výtlačného potrubí
<i>λ</i>	[-]	- Součinitel tření v potrubí
<i>ξ<sub>s</sub></i>	[-]	- Součinitel místních ztrát na sání
<i>ξ<sub>v</sub></i>	[-]	- Součinitel místních ztrát na výtlačku
<i>g</i>	[m·s <sup>-1</sup> ]	- Newtonova gravitační konstanta
<i>Δh<sub>s</sub></i>	[m]	- Sací hydraulický odpor
<i>Δh<sub>v</sub></i>	[m]	- Výtlačný hydraulický odpor
<i>h<sub>z</sub></i>	[m]	- Celkový hydraulický odpor
<i>H<sub>st</sub></i>	[m]	- Statická dopravní výška
<i>H<sub>g</sub></i>	[m]	- Geodetická dopravní výška čerpadla
<i>H</i>	[m]	- Celková dopravní výška čerpadla
<i>H<sub>0</sub></i>	[m]	- Dopravní výška jednoho stupně čerpadla
<i>ns</i>	[min <sup>-1</sup> ]	- Výkonové měrné otáčky
<i>nq</i>	[min <sup>-1</sup> ]	- Objemové měrné otáčky
<i>nb</i>	[min <sup>-1</sup> ]	- Součinitel rychloběžnosti
<i>η<sub>v</sub></i>	[%]	- Objemová účinnost
<i>η<sub>h</sub></i>	[%]	- Hydraulická účinnost
<i>η<sub>m</sub></i>	[%]	- Mechanická účinnost
<i>η<sub>b</sub></i>	[%]	- Účinnost při dodatečných ztrátách v uzavřeném o.k.
<i>η</i>	[%]	- Celková účinnost čerpadla

$Y$	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	- Celková měrná energie čerpadla
$Y_z$	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	- Ztrátová měrná energie čerpadla
$Y_{id}$	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	- Ideální měrná energie čerpadla
$p_v$	$[\text{MPa}]$	- Tlak na výstupu čerpadla
$P_{\dot{r}}$	$[\text{kW}]$	- Příkon čerpadla
$M_k$	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	- Krouticí moment
$d_{min,p}$	$[\text{mm}]$	- Předběžně navržený min. průměr hřídele
$\tau_{Dk}$	$[\text{MPa}]$	- Dovolené napětí v krutu
$Rm$	$[\text{MPa}]$	- Mez pevnosti pro odpovídající materiál
$Re$	$[\text{MPa}]$	- Mez kluzu pro odpovídající materiál
$k$	$[-]$	- Koeficient bezpečnosti
$d_0$	$[\text{mm}]$	- Průměr náboje u vstupu oběžného kola
$d_2$	$[\text{mm}]$	- Průměr hřídele pod oběžným kolem
$c_{m1}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Vstupní meridiální rychlost
$k_{m1}$	$[-]$	- Empirický součinitel vstupní meridiální rychlosti
$c_s$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Střední rychlost na vstupní válcové části o.k.
$S'$	$[\text{mm}^2]$	- Vstupní průtoková plocha
$D_1$	$[\text{mm}]$	- Vstupní průměr o.k.
$u_1$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Obvodová rychlost na vstupní hraně lopatky o.k.
$\beta_1$	$[\text{°}]$	- Vstupní úhel lopatek o.k.
$c_{u1}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Tangenciální složka absolutní vstupní rychlosti kapaliny
$b_1$	$[\text{mm}]$	- Šířka kola na vstupní hraně lopatky
$\varphi_1$	$[-]$	- Součinitel zúžení vstupního průřezu lopatkami o.k.
$u_2$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Unášivá rychlost na vnějším průměru o.k.
$D_2$	$[\text{mm}]$	- Vnější průměr oběžného kola
$c_{m2}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Výstupní meridiální rychlost
$k_{m2}$	$[-]$	- Empirický součinitel výstupní meridiální rychlosti
$b_2$	$[\text{mm}]$	- Výstupní šířka kanálu o.k.
$\varphi_2$	$[-]$	- Součinitel zúžení výstupního průřezu lopatkami o.k.
$K$	$[-]$	- Podíl vnějšího a vnitřního průměru o.k.
$z$	$[-]$	- Počet lopatek oběžného kola
$m$	$[-]$	- Přepočtový součinitel tangenciální složky rychlosti kap.
$c_{u3}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Tangenciální složka absolutní výstupní rychlosti kapaliny
$c_{u2}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Teoretická tangenciální složka rychlosti kapaliny
$c_{m3}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Výstupní meridiální složka rychlosti kapaliny
$\beta_2'$	$[\text{°}]$	- Teoretický výstupní úhel lopatek o.k.
$\beta_2$	$[\text{°}]$	- Výstupní úhel lopatek o.k.
$D_3$	$[\text{mm}]$	- Vnitřní průměr prstence difuzoru
$D_4$	$[\text{mm}]$	- Vnější průměr prstence difuzoru
$b_3$	$[\text{mm}]$	- Vstupní šířka kanálu difuzoru
$b_4$	$[\text{mm}]$	- Výstupní šířka kanálu difuzoru
$b_d$	$[\text{mm}]$	- Celková šířka difuzoru
$z'$	$[-]$	- Počet lopatek difuzoru
$\alpha_3$	$[\text{°}]$	- Vstupní úhel lopatek difuzoru

$c_3$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Absolutní rychlost kap. Při výstupu z oběž. kola
$K_3$	[-]	- Součinitel zúžení vstupního průřezu lopatky difuzoru
$\sigma_3$	[mm]	- Tloušťka řezu lopatky na vnitřním průměru prstence
$t_3$	[mm]	- Předpokládaná vstupní šířka kanálu difuzoru
$c'_{m3}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Skutečná radiální složka rychlosti kap. na vstupu difuzoru
$K_4$	[-]	- Součinitel zúžení výstupního průřezu lopatky difuzoru
$\sigma_4$	[mm]	- Tloušťka řezu lopatky na vnějším průměru prstence
$t_4$	[mm]	- Předpokládaná výstupní šířka kanálu difuzoru
$c_{m4}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Radiální složka rychlosti kapaliny na výstupu difuzoru
$x$	[mm]	- Skutečná délka kanálu mezi lopatkami na výstupu difuzoru
$c_4$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- Výstupní rychlost proudění kapaliny
$F_r$	[N]	- Radiální síla od oběžného kola
$B_2$	[mm]	- Celková šířka oběžného kola
$k_1$	[-]	- Experimentální konstanta pro spirálový tvar tělesa
$K_2$	[-]	- Experimentální konstanta pro skříňový tvar tělesa
$Q_n$	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	- Průtok kapaliny při ideální účinnosti
$F_4$	[N]	- Zatěžující síla od spojky
$D_s$	[mm]	- Vnější průměr spojky
$F_1, \dots, F_3$	[N]	- Radiální síly od oběžných kol působící na hřídel
$FA$	[N]	- Reakční radiální síla v ložisku A
$FB_x$	[N]	- Reakční axiální síla v ložisku B
$FB_y$	[N]	- Reakční radiální síla v ložisku B
$a, b, \dots, g$	[mm]	- Vzdálenosti mezi jednotlivými silovými působišti na hřídeli
$d_1, \dots, d_5$	[mm]	- Předběžně navržené průměry hřídele
$l_1, \dots, l_5$	[mm]	- Předběžně navržené délky hřídele
$M_o$	[N·m]	- Ohybový moment
$M_{omax}$	[N·m]	- Maximální ohybový moment
$\alpha_o$	[-]	- Součinitel tvaru pro ohyb
$\alpha_k$	[-]	- Součinitel tvaru pro krut
$\beta_o$	[-]	- Součinitel vrubu pro ohyb
$\beta_k$	[-]	- Součinitel vrubu pro krut
$X$	[-]	- Kořen kvadratické rovnice
$r$	[mm]	- Poloměr zaoblení drážky
$\sigma_{red}$	[MPa]	- Redukované napětí (ohyb, krut)
$\sigma_D$	[MPa]	- Dovolené napětí
$\sigma_o$	[MPa]	- Napětí v ohybu
$\tau_k$	[MPa]	- Napětí v krutu
$d_{min}$	[mm]	- Dílčí vypočtené nejmenší průměry hřídele
$d_i$	[mm]	- Dílčí navržené průměry hřídele
$B_B$	[mm]	- Šířka ložiska B

$D_B$	[mm]	-	Vnější průměr kuličkového ložiska B
$d_B$	[mm]	-	Vnitřní průměr kuličkového ložiska B
$C$	[N]	-	Základní statická únosnost kuličkového ložiska B
$C_o$	[N]	-	Základní dynamická únosnost kuličkového ložiska B
$L_{h10}$	[h]	-	Trvanlivost kuličkového ložiska B
$L_A$	[mm]	-	Délka kluzného ložiska A
$D_A$	[mm]	-	Vnější průměr kluzného ložiska A
$d_A$	[mm]	-	Vnitřní průměr kluzného ložiska A
$p_{mD}$	[MPa]	-	Přípustné maximální zatížení ložiska A
$v_{kD}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	-	Přípustná maximální kluzná rychlosti ložiska A
$t_{max}$	[°C]	-	Maximální provozní teplota ložiska A
$t_{min}$	[°C]	-	Minimální provozní teplota ložiska A
$f$	[-]	-	Koeficient tření
$p_m$	[MPa]	-	Měrné zatížení ložiska A
$v_k$	[m·s <sup>-1</sup> ]	-	Kluzná rychlost ložiska A
$\delta$	[mm]	-	Radiální vůle uložení ložiska A
$F_o$	[N]	-	Obvodová síla na pero
$p_o$	[MPa]	-	Základní hodnota tlaku pro daný materiál
$p_D$	[MPa]	-	Dovolený tlak na bocích drážek v náboji
$p$	[MPa]	-	Tlak na pero při jeho kontrole na otlačení
$L$	[mm]	-	Délka pera
$b$	[mm]	-	Šířka pera
$t_l$	[mm]	-	Hloubka drážky v náboji
$P$	[kW]	-	Výkon elektromotoru

## 9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

<b>Obr. 1-1</b> ATS součástí vodárny [31].....	15
<b>Obr. 1-2</b> ATS DAB.2K [30] .....	16
<b>Obr. 1-3</b> ATS DAB.3NKVE [30] .....	16
<b>Obr. 1-4</b> ATS SIGMET [29].....	17
<b>Obr. 1-5</b> ATS MD EN-JET [30] .....	17
<b>Obr. 1-6</b> Tvar oběžných kol [12] .....	19
<b>Obr. 1-7</b> Tvar axiálních oběžných kol [28].....	19
<b>Obr. 1-8</b> Tvar oběžných kol odstředivých čerpadel [27] .....	20
<b>Obr. 1-9</b> Schéma jednostupňového odstředivého čerpadla s převaděčem [9] .....	21
<b>Obr. 1-10</b> Jednostupňové (vlevo) a vícestupňové (vpravo) čerpadlo [26].....	21
<b>Obr. 1-11</b> Vyrovnávání axiálních sil [17] .....	22
<b>Obr. 3-1</b> Základní varianty nádrží [12] .....	24
<b>Obr. 3-2</b> Ucpávková šňůra [32] .....	27
<b>Obr. 3-3</b> Možné koncepční řešení sestavy jednostup. čerp. [32] .....	28
<b>Obr. 3-4</b> Možné koncepční řešení sestavy vícestup. čerp. [33] .....	28
<b>Obr. 3-5</b> Možné koncepční řešení monoblokové sestavy [34] .....	28
<b>Obr. 4-1</b> Uspořádání nádrží čerpadla [11] .....	32
<b>Obr. 4-2</b> Tabulka rychloběžnosti [15].....	33
<b>Obr. 4-3</b> Graf závislosti dílčích účinností na měrných otáčkách [12] .....	34
<b>Obr. 4-4</b> Určení součinitele $k_{m1}$ [11].....	36
<b>Obr. 4-5</b> Vstupní rychlostní trojúhelník [6] .....	37
<b>Obr. 4-6</b> Určení součinitele $k_{m2}$ [11].....	38
<b>Obr. 4-7</b> Diagram pro určení hodnoty součinitele $m$ [15] .....	39
<b>Obr. 4-8</b> Výstupní rychlostní trojúhelník [6] .....	40
<b>Obr. 4-9</b> Konstrukce kanálu o.k. [15] .....	40
<b>Obr. 4-10</b> Konstrukce základního profilu lopatky [15] .....	41
<b>Obr. 4-11</b> Hlavní rozměry oběžného kola.....	41
<b>Obr. 4-12</b> Navržené oběžné kolo .....	42
<b>Obr. 4-13</b> Rozměry difuzoru.....	43
<b>Obr. 4-14</b> Navržený difuzor .....	45
<b>Obr. 4-15</b> Návrh rozměrů hřídele.....	45
<b>Obr. 4-16</b> Úplné uvolnění a místa řezu hřídele.....	47
<b>Obr. 4-17</b> VVÚ – posouvající síla .....	49
<b>Obr. 4-18</b> VVÚ – ohybový moment .....	49
<b>Obr. 4-19</b> VVÚ – krouticí moment.....	49
<b>Obr. 4-20</b> Kritická místa na hřídeli .....	50
<b>Obr. 4-21</b> Analýza hřídele.....	52
<b>Obr. 4-22</b> Řez čerpadla .....	55
<b>Obr. 4-23</b> Rozbor čerpadla.....	56
<b>Obr. 4-24</b> SIEMENS 1LA7106-2AA-B5 [25].....	57
<b>Obr. 4-25</b> Navržená konzola .....	58
<b>Obr. 4-26</b> Sestava čerpadla a elektromotoru.....	58
<b>Obr. 4-27</b> Navržená rámová konstrukce .....	59
<b>Obr. 4-28</b> Mezipřírubová redukce.....	60
<b>Obr. 4-29</b> Návrh a jištění potrubí.....	60
<b>Obr. 4-30</b> Řídicí jednotka [24].....	61

<b>Obr. 4-31</b> Rozbor tlakové stanice .....	62
<b>Obr. 4-32</b> Blokové schéma tlakové stanice .....	63

## **10 SEZNAM TABULEK**

---

<b>Tab. 2-1</b> Základní parametry.....	23
<b>Tab. 4-1</b> Shrnutí parametrů .....	30
<b>Tab. 4-2</b> Součinitele tvaru .....	51
<b>Tab. 4-3</b> Kontrola navržené hřídele .....	52
<b>Tab. 4-4</b> Části čerpadla .....	56
<b>Tab. 4-5</b> Specifikace elektromotoru .....	57
<b>Tab. 4-6</b> Části stanice .....	62
<b>Tab. 5-1</b> Srovnání čerpadel .....	64
<b>Tab. 5-2</b> Srovnání stanic .....	65



**11 SEZNAM PŘÍLOH**

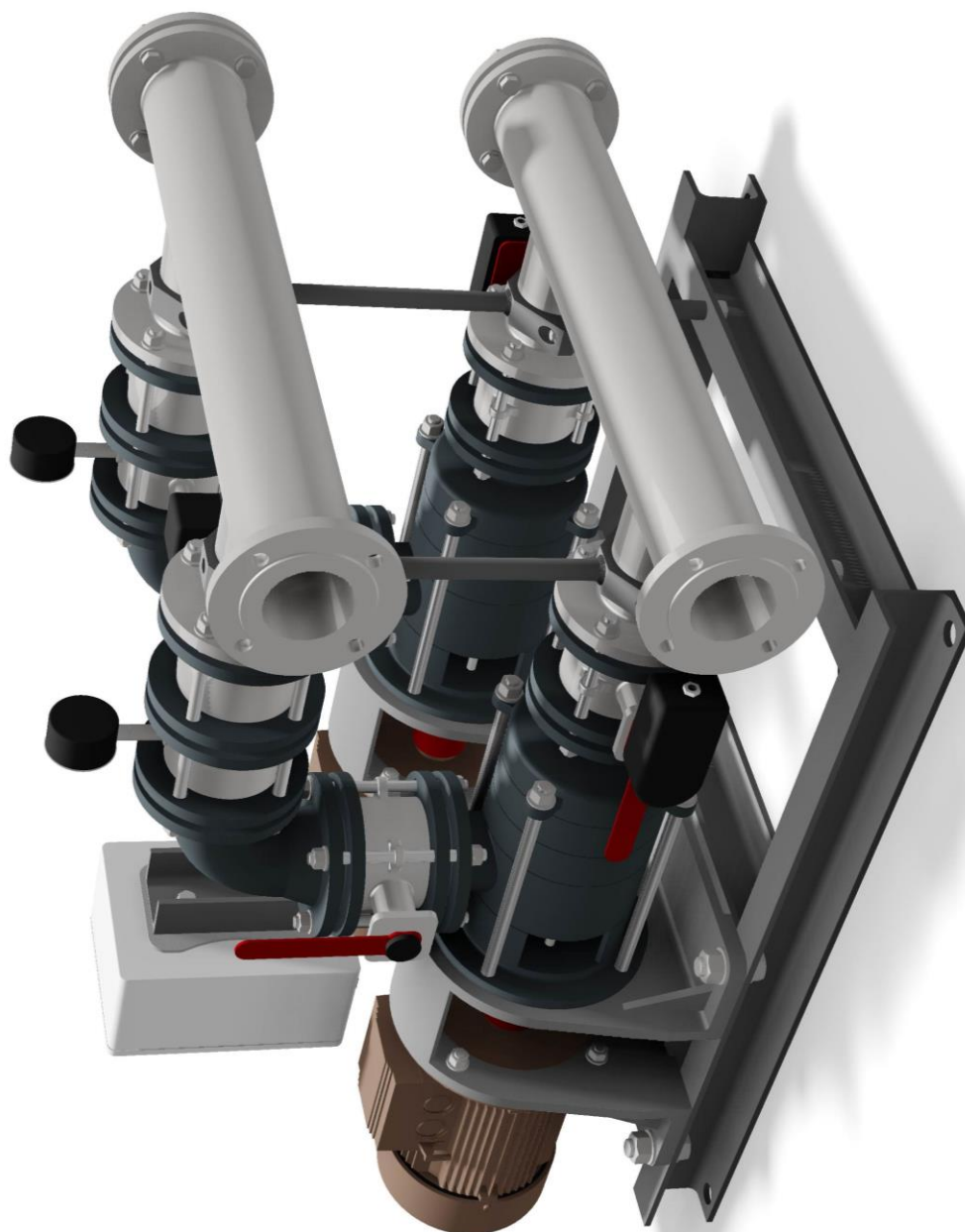
Příloha 1 – Snímky navržené stanice

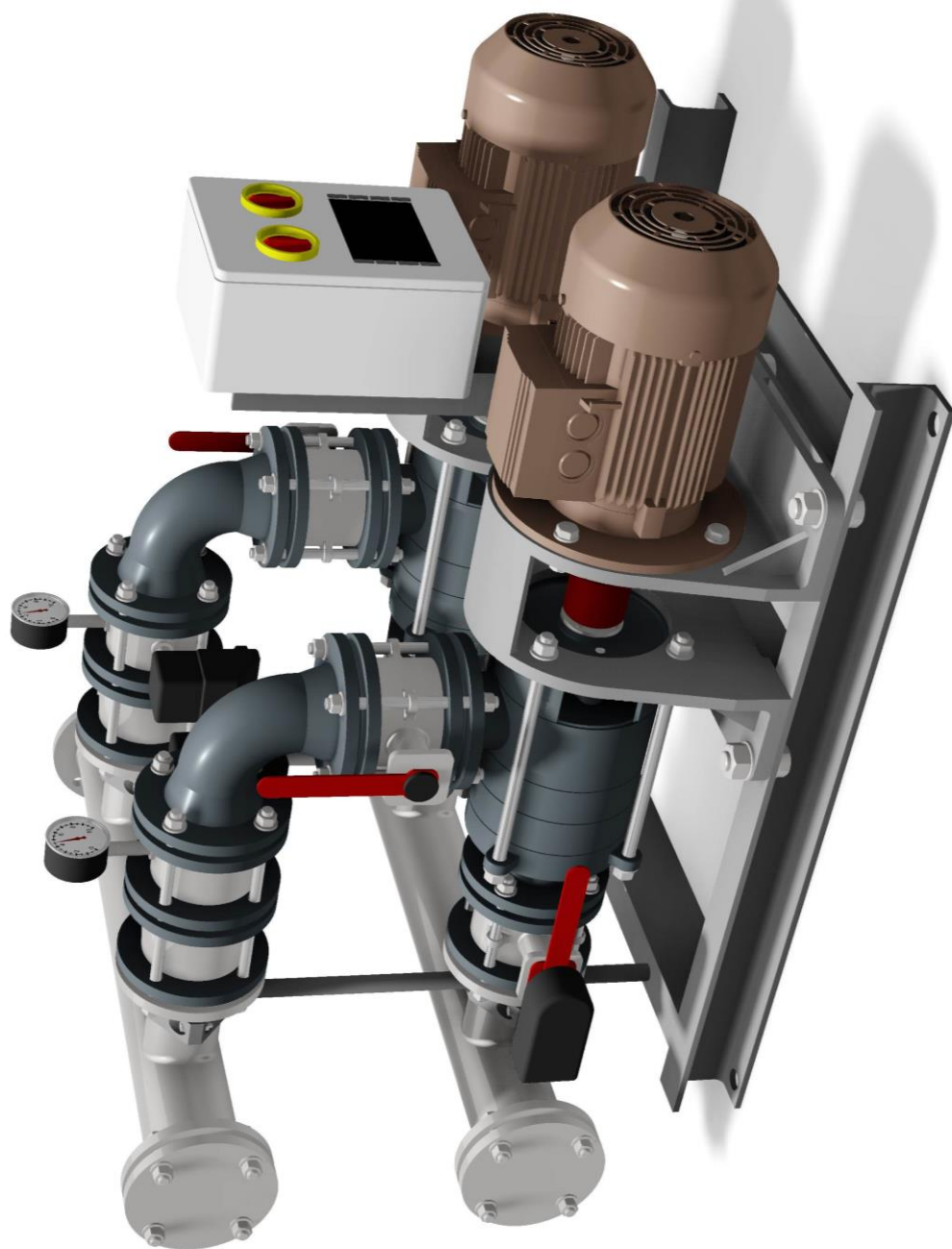
Příloha 2 – Vybrané nomogramy součinitele tvaru  $\alpha$  a vrubu  $\beta$ 

Příloha 3 – Výkresová dokumentace

Automatická tlaková stanice	A1	č.v.: ATS-A1-0/0.00
Čerpadlo	A2	č.v.: ATS-A2-0/1.00
Výtlačné těleso	A2	č.v.: ATS-A2-0/1.01
Sací těleso	A2	č.v.: ATS-A2-0/1.02
Těleso stupně	A2	č.v.: ATS-A2-0/1.03
Ložiskový domek	A2	č.v.: ATS-A2-0/1.04
Oběžné kolo	A3	č.v.: ATS-A3-0/1.05
Víko ucpávky	A4	č.v.: ATS-A4-0/1.06
Matice oběžného kola	A4	č.v.: ATS-A4-0/1.07
Difuzor	A3	č.v.: ATS-A3-0/1-08
Hřídel	A3	č.v.: ATS-A3-0/1.09
Vodící šroub víka	A4	č.v.: ATS-A4-0/1.10
Opěrný kroužek ucpávky	A4	č.v.: ATS-A4-0/1.11
Víko ložiska	A4	č.v.: ATS-A4-0/1.12
Pouzdro prstence	A4	č.v.: ATS-A4-0/1.13
Rám	A2	č.v.: ATS-A2-0/2.00
Podpěra	A3	č.v.: ATS-A3-0/3.00
Patka	A4	č.v.: ATS-A4-0/3.01
Podpěrná tyč	A4	č.v.: ATS-A4-0/3.02
Patka závěrná	A4	č.v.: ATS-A4-0/3.03
Opora	A3	č.v.: ATS-A3-0/4.00
Upínací tyč	A4	č.v.: ATS-A4-0/4.01
Konzola	A2	č.v.: ATS-A2-0/5.00
Potrubí	A3	č.v.: ATS-A3-0/6.00
Mezipřírubová redukce	A3	č.v.: ATS-A3-0/7.00

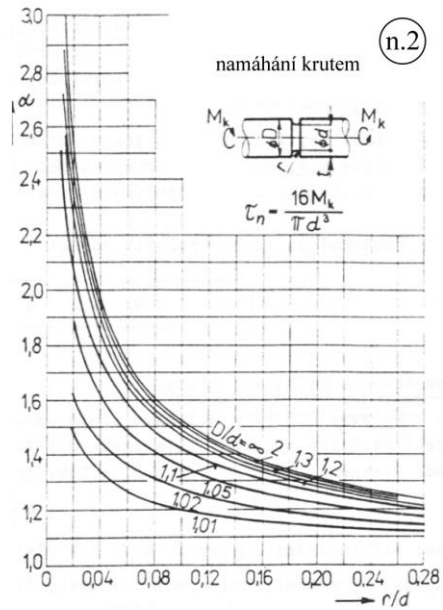
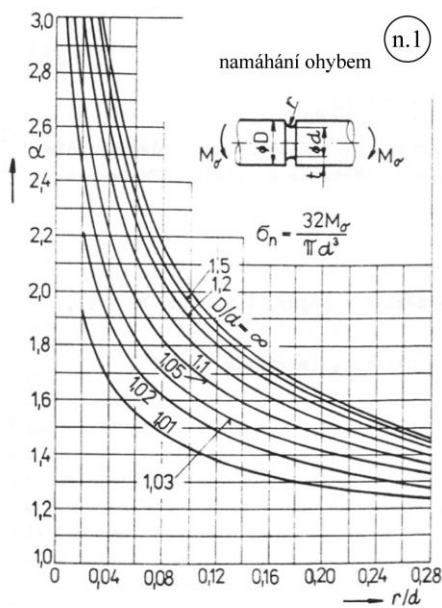
## Snímky navržené stanice



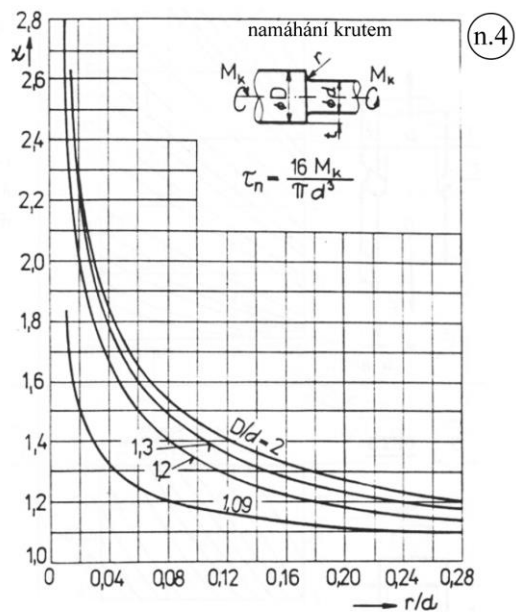
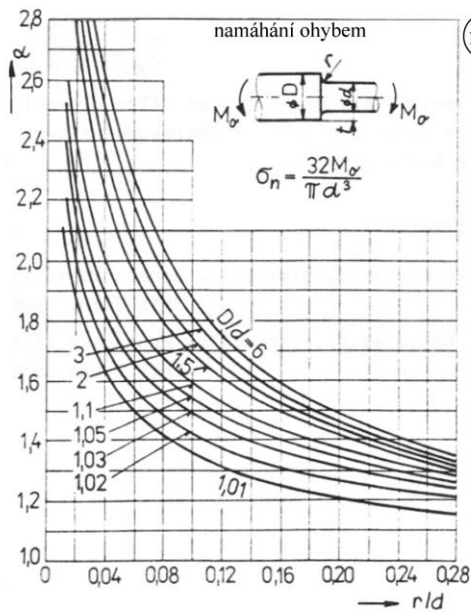


## Vybrané nomogramy součinitele tvaru $\alpha$ a vrubu $\beta$

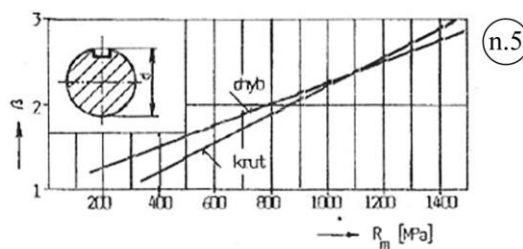
Součinitel tvaru  $\alpha$  pro hřídel se zápichem



Součinitel tvaru  $\alpha$  v přechodu osazené hřídele



Součinitel vrubu  $\beta$  pro hřídel s drážkou



Převzato z: [3, 4]