



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

---

Fakulta strojní  
Ústav energetiky

# Návrh odstředivého čerpadla

## Design of centrifugal pump

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Energetika

Vedoucí práce: prof. Ing. Jan Melichar, CSc.

Bc. Vít Šákr

---

Praha 2019

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Šákr** Jméno: **Vít** Osobní číslo: **408928**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Energetika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh odstředivého čerpadla**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of centrifugal pump**

Pokyny pro vypracování:

Hydraulické řešení radiálního jednostupňového čerpadla pro zadané parametry.  
Konstrukční řešení čerpadla.  
Výkres sestavy.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**prof. Ing. Jan Melichar, CSc., 12112**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **12.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.06.2019**

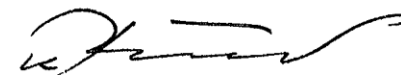
Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2020**



prof. Ing. Jan Melichar, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce



podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.  
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

24. 4. 2019

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem všechny použité prameny řádně citoval. Tato práce ani její podstatná část nebyla předložena k získání jiného nebo stejného akademického titulu.

V Praze dne .....

.....

Bc. Vít Šákr

## **Anotační list**

---

Jméno autora:	Bc. Vít Šákr
Název DP:	Návrh odstředivého čerpadla
Anglický název:	Design of centrifugal pump
Akademický rok:	2018 / 2019
Ústav:	Ústav energetiky
Vedoucí DP:	prof. Ing. Jan Melichar, CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 66
	Počet obrázků: 29
	Počet tabulek: 8
	Počet příloh: 7
Klíčová slova:	hydrodynamické odstředivé čerpadlo, hydraulický výpočet, oběžné kolo, návrh lopatek
Keywords:	centrifugal pump, hydraulic calculation, impeller, profile of blades
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá návrhem odstředivého čerpadla. V první části je vypracována stručná teoretická rešerše se zaměřením na téma odstředivých čerpadel. V praktické části je řešen samotný návrh čerpadla. Ze zadaných parametrů byly vypočítány hodnoty pro návrh oběžného kola, tvaru lopatek a spirálového difuzoru. Hlavním výstupem této práce jsou přiložené výkresy.
Abstract:	This master's thesis is mainly focusing on the design of centrifugal pump. In the first part of this paper is briefly introduced the simple principle of centrifugal pumps and how to choose the right pump. The design of pump is done in the practical part of this thesis. Main parameters for constructing impeller, shape of the blades and spiral diffuser were calculated from the given values. Drawings of the pump, blades and the impeller are given as an attachment of this paper.

## Poděkování:

Tímto bych rád poděkoval prof. Ing. Janu Melicharovi, CSc. za rady a připomínky, kterými mi pomohl s vypracováním této diplomové práce. Také bych rád poděkoval své rodině a přátelům za jejich podporu během mého magisterského studia.

## Obsah

Obsah.....	6
Seznam použitých značek a symbolů .....	8
1. Úvod .....	12
2. Čerpadlo – hydraulický stroj.....	13
2.1. Základní parametry čerpadel.....	13
2.2. Přidružené parametry čerpadel.....	14
2.3. Kavitace.....	15
3. Rozdělení čerpadel .....	16
4. Volba vhodného typu čerpadla .....	18
5. Princip transformace energie u hydrodynamických čerpadel .....	20
6. Hydraulický řešení odstředivého čerpadla.....	25
6.1. Přepočítání zadaných parametrů .....	25
6.2. Parametry hydraulické podobnosti .....	26
6.3. Výpočet příkonu čerpadla a zvolení vhodného elektromotoru .....	26
6.4. Určení meridiánového průřezu oběžného kola.....	28
6.5. Návrh oběžného kola a proudnic S, I a II .....	34
6.6. Kontrola objemových ztrát .....	36
6.7. Návrh tvaru střední proudnice a výpočet počtu lopatek .....	38
6.8. Výpočet relativních rychlostí $w_1$ a $w_2$ .....	42
6.9. Kontrola meridiánové rychlosti $c_m$ na střední proudnici.....	43
6.10. Sestrojení střední proudnice S Kaplanovou metodou.....	45
6.11. Konstrukce okrajových proudnic I a II Kaplanovou metodou .....	46
6.12. Proudnice v půdorysu oběžného kola .....	49
7. Návrh spirálového difuzoru .....	50

8.	Pevnostní kontrola .....	54
8.1.	Pevnostní kontrola pera pod oběžným kolem .....	54
8.2.	Pevnostní kontrola hřídele .....	55
9.	Výpočet ložisek .....	57
10.	Výpočet mechanické ucpávky .....	58
10.1.	Třecí ztráty ucpávky .....	59
10.2.	Množství vody potřebné na chlazení ucpávky .....	60
10.3.	Množství uniklé kapaliny .....	60
11.	Výkres sestavy čerpadla .....	61
12.	Závěr .....	63
	Seznam citované literatury .....	64
	Seznam obrázků .....	65
	Seznam tabulek .....	66
	Seznam příloh .....	66

## Seznam použitých značek a symbolů

<b>Značka</b>	<b>Veličina</b>	<b>Rozměr</b>
<i>A</i>	<i>těsnící kluzná plocha</i>	<i>m<sup>2</sup></i>
<i>b</i>	<i>obecná šířka meridiánového průmětu</i>	<i>m</i>
<i>b</i>	<i>šířka průtočné mezery</i>	<i>m</i>
<i>b</i>	<i>šířka pera</i>	<i>mm</i>
<i>b<sub>1</sub></i>	<i>šířka lopatky na vstupu do lopatkové části</i>	<i>m</i>
<i>b<sub>2</sub></i>	<i>šířka lopatky na výstupu z lopatkové části</i>	<i>m</i>
<i>b<sub>3</sub></i>	<i>šířka spirály</i>	<i>m</i>
<i>b<sub>1I</sub></i>	<i>vstupní šířka kanálu na okrajové proudnici I</i>	<i>m</i>
<i>b<sub>1II</sub></i>	<i>vstupní šířka kanálu na okrajové proudnici II</i>	<i>m</i>
<i>C</i>	<i>dynamická únosnost ložisek</i>	<i>N</i>
<i>c</i>	<i>rychlost v průtočné mezeře</i>	<i>m/s</i>
<i>c</i>	<i>absolutní rychlost</i>	<i>m/s</i>
<i>c<sub>4</sub></i>	<i>rychlost ve spirále</i>	<i>m/s</i>
<i>c<sub>m</sub></i>	<i>meridiánová rychlost</i>	<i>m/s</i>
<i>c<sub>m1</sub></i>	<i>meridiánová rychlost na vstupu do oběžného kola</i>	<i>m/s</i>
<i>c<sub>m2</sub></i>	<i>meridiánová rychlost na výstupu z oběžného kola</i>	<i>m/s</i>
<i>c<sub>m1I</sub></i>	<i>vstupní meridiánová rychlost na okrajové proudnici I</i>	<i>m/s</i>
<i>c<sub>m1II</sub></i>	<i>vstupní meridiánová rychlost na okrajové proudnici II</i>	<i>m/s</i>
<i>c<sub>u</sub></i>	<i>unášivá složka absolutní rychlosti</i>	<i>m/s</i>
<i>c<sub>pv</sub></i>	<i>měrná tepelná kapacita vody</i>	<i>J/kg</i>
<i>c<sub>v</sub></i>	<i>výstupní rychlost ze spirály</i>	<i>m/s</i>
<i>D</i>	<i>obecný průměr</i>	<i>m</i>
<i>D</i>	<i>vnější průměr ucpávky</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>0</sub></i>	<i>vstupní průměr kola</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>1</sub></i>	<i>průměr na střední proudnici při vstupu do lopatek</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>1I</sub></i>	<i>vstupní průměr na okrajové proudnici I</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>1II</sub></i>	<i>vstupní průměr na okrajové proudnici II</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>2</sub></i>	<i>výstupní průměr</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>os</sub></i>	<i>poloha střední proudnice</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>s</sub></i>	<i>vstupní průměr spirály</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>t</sub></i>	<i>vnější průměr těsnícího kroužku</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>v</sub></i>	<i>vnitřní průměr příruby</i>	<i>m</i>
<i>d</i>	<i>průměr hřídele</i>	<i>m</i>
<i>d</i>	<i>vnitřní průměr ucpávky</i>	<i>m</i>
<i>d<sub>n</sub></i>	<i>průměr náboje</i>	<i>m</i>
<i>F</i>	<i>síla působící pod oběžným kolem</i>	<i>N</i>



Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

$f$	<i>součinitel tření</i>	-
$g$	<i>gravitační zrychlení</i>	$m/s^2$
$H$	<i>dopravní výška</i>	$m$
$\Delta H$	<i>rozdíl tlaků před a za mezerou v těsnícím kruhu</i>	$m$
$h$	<i>výška pera</i>	$mm$
$h$	<i>těsnící spára</i>	$\mu m$
$\Delta h$	<i>svislá vzdálenost vztažných míst</i>	$m$
$K$	<i>empirický součinitel (pro výpočet počtu lopatek)</i>	-
$k$	<i>hodnota bezpečnosti</i>	-
$k$	<i>směrný parametr (pro výpočet <math>c_4</math>)</i>	-
$k$	<i>balanční poměry ucpávky</i>	-
$k_{m1}$	<i>směrný parametr (pro výpočet <math>c_{m1}</math>)</i>	-
$k_{m2}$	<i>směrný parametr (pro výpočet <math>c_{m2}</math>)</i>	-
$k_u$	<i>směrný parametr (pro výpočet <math>u_2</math>)</i>	-
$L$	<i>délka mezery</i>	$m$
$L_h$	<i>trvanlivost ložisek</i>	$h$
$l$	<i>délka pera</i>	$mm$
$l_a$	<i>činná délka pera</i>	$mm$
$M_K$	<i>krouticí moment na hřídeli</i>	$N.m$
$M_{OMAX}$	<i>maximální ohybový moment</i>	$N.mm$
$M_v$	<i>potřebné množství vody na chlazení ucpávky</i>	$kg/s$
$m$	<i>hmotnost oběžného kola</i>	$kg$
$NPSH_R$	<i>Net Positive Suction Head</i>	$m$
$n$	<i>otáčky</i>	$s^{-1}$
$n$	<i>počet zvolených řezů</i>	-
$n_b$	<i>rychloběžnost</i>	-
$n_q$	<i>měrné otáčky</i>	$min^{-1}$
$n_s$	<i>specifické otáčky</i>	$min^{-1}$
$P$	<i>mechanický příkon čerpadla</i>	$W$
$P_h$	<i>hydraulický výkon čerpadla</i>	$W$
$P_M$	<i>výkon elektromotoru</i>	$W$
$P_R$	<i>potřebný výkon na pokrytí třecích ztrát</i>	$W$
$P_V$	<i>turbulentní ztráta vířením chladicí vody v ucpávce</i>	$W$
$p$	<i>korekční faktor</i>	-
$p$	<i>tlak ve styčných plochách</i>	$MPa$
$p$	<i>exponent trvanlivosti ložisek</i>	-
$\Delta p$	<i>tlaková diference na ucpávce</i>	$kPa$
$p_1$	<i>maximální tlak těsněného média</i>	$bar$
$p_1$	<i>vnitřní těsněný tlak</i>	$kPa$

Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

$p_2$	vnější tlak	kPa
$p_D$	dovolená hodnota tlaku	MPa
$p_f$	těsnící tlak (přítlačné pružiny)	kPa
$Q$	průtok	$m^3/s$
$Q'$	skutečný průtok přivedený do kola	$m^3/s$
$Q_{kt}$	průtok kapaliny fiktivním oběžným kolem	$m^3/s$
$q$	objemové ztráty	$m^3/s$
$R_1$	poloměr na střední proudnici na vstupu do lopatek	m
$R_2$	poloměr na výstupu z lopatek	m
$R_1$	reakce působící pod kuličkovým ložiskem	N
$R_2$	reakce působící pod válečkovým ložiskem	N
$R_e$	mez kluzu	MPa
$S_I \div S_{VIII}$	plochy řezů spirály	$m^2$
$S_M$	statický moment střední proudnice	$m^2$
$s_1$	tloušťka lopatek na vstupní hraně	mm
$s_2$	tloušťka lopatek na výstupní hraně	mm
$S_{střed}$	střední hodnota tloušťky lopatky	mm
$t$	teplota kapaliny	$^{\circ}C$
$t$	drážka v hřídeli	mm
$t_1$	drážka v náboji	mm
$t_{max}$	maximální teplota média	$^{\circ}C$
$\Delta t_v$	ohřátí vody	$^{\circ}C$
$u$	unášivá (obvodová) rychlost	m/s
$u_1$	vstupní unášivá rychlost do kola na střední proudnici	m/s
$u_2$	unášivá rychlost na výstupu z oběžného kola	m/s
$u_g$	kluzná rychlost na těsnící ploše	m/s
$V_K$	množství uniklé kapaliny	ml/hod
$v_g$	maximální rychlost proudění média	m/s
$W_K$	modul průřezu v krutu	$mm^3$
$W_O$	modul průřezu v ohybu	$mm^3$
$w$	relativní rychlost	m/s
$w_1$	vstupní relativní rychlost na střední proudnici	m/s
$w_2$	výstupní relativní rychlost na střední proudnici	m/s
$Y$	měrná energie čerpadla	J/kg
$\Delta y$	kavitační deprese	J/kg
$z$	počet lopatek	-
$\beta'_1$	předběžný vstupní úhel lopatek na střední proudnici	$^{\circ}$
$\beta_1$	vstupní úhel lopatek na střední proudnici	$^{\circ}$
$\beta_{11}$	vstupní úhel lopatek na okrajové proudnici I	$^{\circ}$

Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

$\beta_{1II}$	<i>vstupní úhel lopatek na okrajové proudnici II</i>	°
$\beta'_2$	<i>předběžný výstupní úhel lopatek na střední proudnici</i>	°
$\beta_2$	<i>výstupní úhel lopatek na střední proudnici</i>	°
$\beta_{2I}$	<i>výstupní úhel lopatek na okrajové proudnici I</i>	°
$\beta_{2II}$	<i>výstupní úhel lopatek na okrajové proudnici II</i>	°
$\gamma$	<i>koeficient respektující drážku na pero</i>	-
$\eta$	<i>celková účinnost</i>	-
$\eta_h$	<i>hydraulická účinnost</i>	-
$\kappa$	<i>potřeba rezervy výkonu</i>	-
$\lambda$	<i>koeficient vyjadřující vazkosti kapaliny a vlivu tvaru drážky</i>	-
$\mu$	<i>součinitel pro výpočet rychlosti v průtočné mezeře</i>	-
$\xi$	<i>směrný parametr (pro výpočet <math>D_s</math>)</i>	m
$\rho$	<i>hustota kapaliny</i>	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma_{Dt}$	<i>dovolené napětí v tahu</i>	MPa
$\sigma_O$	<i>ohybové napětí</i>	MPa
$\sigma_{DRED}$	<i>dovolené redukované napětí</i>	MPa
$\sigma_{RED}$	<i>redukované napětí</i>	MPa
$\tau_{DK}$	<i>dovolené napětí v krutu</i>	MPa
$\tau_K$	<i>napětí v krutu</i>	MPa
$\tau_s$	<i>střížné napětí</i>	MPa
$\tau_{Ds}$	<i>dovolené střížné napětí</i>	MPa
$\varphi$	<i>součinitel zúžení</i>	-
$\varphi_1$	<i>součinitel zúžení na vstupu</i>	-
$\varphi_1$	<i>součinitel zúžení na vstupu</i>	-
$\varphi_2$	<i>součinitel zúžení na výstupu</i>	-
$\psi$	<i>empirický korekční součinitel</i>	-
$\omega$	<i>úhlová rychlost</i>	s <sup>-1</sup>

## 1. Úvod

Čerpadla jsou v dnešní době jedny z nejvyužívanějších energetických strojů a lze je najít po celém světě v nejrůznějších průmyslových odvětvích. Cílem této práce je se alespoň z části seznámit s problematikou návrhu odstředivého čerpadla.

V teoretické části je stručný obecný popis čerpadel jako takových. Zdůrazněná je především volba správného typu čerpadla. Dále je uveden princip transformace energie u hydrodynamických čerpadel, jelikož se mezi ně řadí i odstředivá čerpadla.

V praktické části této diplomové práce je provedeno hydraulické řešení odstředivého čerpadla. Je zde uveden návrh od zadaných parametrů až po samotné vypracování výkresů. Také je řešen návrh oběžného kola a tvaru lopatek, který je klíčový pro správnou funkci celého čerpadla, a vypracován návrh spirálového difuzoru. V neposlední řadě je také proveden konstrukční návrh mechanické ucpávky a pevnostní kontrola hřídele a pera.

Výstupem této diplomové práce je celkový výkres sestavy čerpadla, konstrukce proudnic a spirálového difuzoru. Tyto výstupy jsou ve formě výkresů v Přílohách.

## 2. Čerpadlo – hydraulický stroj

Hydraulické stroje patří mezi nejrozšířenější energetické stroje a využívají se v nejrůznějších druzích zařízení a odvětví k různým účelům. Jejich konstrukční provedení je závislé na druhu média a jeho parametrů (tlak, teplota). Zároveň se musí brát v úvahu i jiné vlastnosti, jako např. čistota, vazkost a agresivita média. Rozsáhlost požadavků, které jsou kladeny na hydraulické stroje mají za následek také jejich výkonové rozpětí, které je řádově od 10 W až po 1 000 MW. V dnešní době je velice důležitá samotná účinnost stroje. K hydraulickým strojům se řadí čerpadla (hydrogenerátory) či také turbíny (hydromotory). (1)

Čerpadla jsou tedy druhem hydraulických strojů, která dokáží přeměnit mechanickou energii v tlakovou energii kapaliny (hydraulická) za účelem hospodárného a ekologicky šetrného čerpání kapalin z jednoho místa na druhé. (1)

### 2.1. Základní parametry čerpadel

**Průtok a měrná energie** jsou těmi nezákladnějšími parametry čerpadel:

- **Průtok  $Q$  [m<sup>3</sup>/s]** je objem kapaliny, který proteče daným čerpadlem za jednotku času. V praxi je tento parametr ověřován měřením.
- **Měrná energie čerpadla  $Y$  [J/kg]** je dána rozdílem mechanických měrných energií kapaliny mezi dvěma body. Vztažné body jsou v těchto případech většinou středy kruhových průřezů. Vztah pro měrnou energii čerpadla je následující:

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{\Delta c^2}{2} + g * \Delta h,$$

kde  $\Delta p$  je rozdíl tlaků,  $\rho$  je hustota kapaliny,  $\Delta c^2$  je rozdíl druhých mocnin středních rychlostí,  $g$  je gravitační zrychlení a  $\Delta h$  je svislá vzdálenost vztažných míst. (1)

## 2.2. Přidružené parametry čerpadel

Dalšími parametry čerpadel jsou otáčky, příkon, účinnost a kavitační deprese:

- **Otáčky**  $n$  [ $s^{-1}$ ] nebo také frekvence otáčení jsou mírou rychloběžnosti stroje a charakteristickým parametrem hnacího stroje.
- **Účinnost**, neboli také celková účinnost  $\eta$  [1] je hodnotou, která ukazuje hospodárnost přeměny energie v daném čerpadle. Obecně je to poměr získané energie a energie do stroje přivedené.

$$\eta = \frac{P_h}{P} = \frac{Q * \rho * Y}{M * \omega},$$

kde  $P$  je mechanický příkon čerpadla,  $P_h$  je hydraulický výkon,  $Q$  je průtok na výtlačku čerpadla,  $\rho$  je hustota kapaliny,  $Y$  je měrná energie čerpadla,  $M$  je krouticí moment na hřídeli a  $\omega$  je úhlová rychlost. Jelikož v každém stroji dochází ke ztrátám (disipacím) energie, tak vždy platí, že  $\eta < 1$ .

- **Kavitační deprese**  $\Delta y$  [J/kg] představuje kavitační vlastnosti čerpadla. Tato hodnota je definována:

$$\Delta y = \frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} - \frac{p_w}{\rho},$$

kde  $p_s$  je absolutní tlak v sacím hrdle čerpadla,  $\rho$  je hustota kapaliny,  $c_s$  je absolutní rychlost kapaliny v sacím hrdle čerpadla a  $p_w$  je absolutní tlak nasycených par.

Tento parametr je velice důležitý pro umístění čerpadla v systému vůči hladinám kapaliny. Hodnota kavitační deprese obsahuje hodnotu hydraulických ztrát ve vymezeném prostoru čerpadla. Pro hodnotu kavitační deprese je běžně v praxi využíván termín  $NPSH_R$  [m] – Net Positive Suction Head. Tento parametr vyjadřuje požadovaný nátok do čerpadla, aby nedocházelo ke kavitaci. (1)

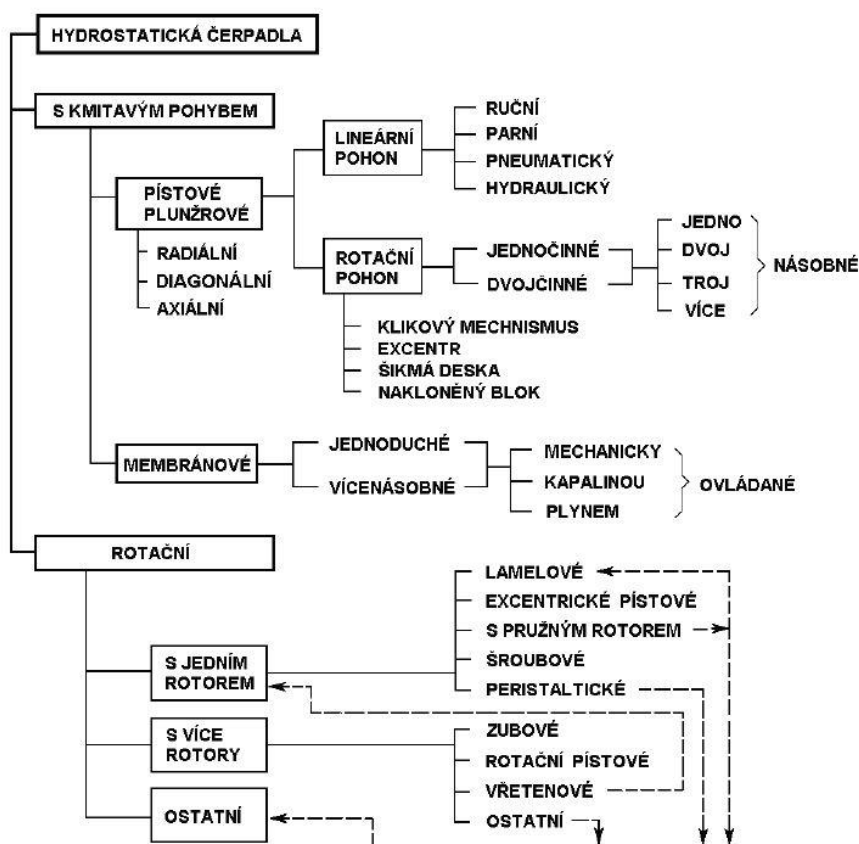
### 2.3. Kavítace

Kavítace je složitý fyzikální jev, který vzniká za určitých podmínek v kapalinách. Při tomto procesu vznikají dutiny (bubliny) v kapalině, které se zvětšují a následně rychle zanikají (implodují). Příčinou vzniku těchto kavitačních dutin je místní snížení tlaku v kapalině pod tlak nasycených par při dané teplotě. Pokud tyto dutiny zanikají v blízkosti stěn obtékaných dílů zařízení, pak může docházet ke kavitační erozi. Ta se může projevit zhoršením parametrů stroje (např. snížením průtoku) a také třeba hlučností stroje. (1)

### 3. Rozdělení čerpadel

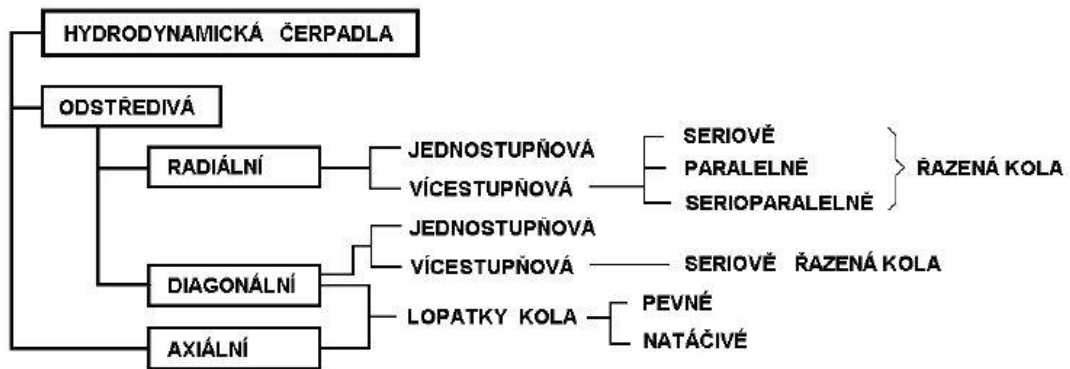
Čerpadla lze dělit mnoha způsoby, které se navzájem prolínají. Nejtypičtější dělení čerpadel je dle podstaty jejich činnosti, a to do tří skupin: (1)

- **Hydrostatická čerpadla:** U této skupiny čerpadel je mechanická energie přeměňována na energii hydraulickou za pomoci přímého působení pracovního prvku čerpadla (píst, membrána, lamela, vřeteno, vačka) na kapalinu. V prostoru čerpadla je udržován hydrostatický tlak média. Rozdělení hydrostatických čerpadel je znázorněno na Obrázku 1.
- **Hydrodynamická čerpadla:** Zde se mechanická energie přeměňuje na energii hydraulickou pomocí oběžného kola, které pomocí své vlastní rotace dodává médiu kinetickou energii. Rozdělení hydrodynamických čerpadel je znázorněno na Obrázku 2.
- **Speciální čerpadla:** Mezi tuto skupinu řadíme čerpadla proudová, periferní a mamutová čerpadla.



Obrázek 1: Rozdělení hydrostatických čerpadel (1)





Obrázek 2: Rozdělení hydrodynamických čerpadel (1)

Čerpadla mohou být dále rozdělena podle oblasti jejich využití např.:

- pro **energetiku** – čerpání napájecí vody
- pro **zemědělství** – čerpání povrchových i podpovrchových vod nebo třeba hnojiv
- pro **potravinářství** – čerpání kapaliny o různých viskozitách
- pro **chemii a farmaceutický průmysl** – čerpání uhlovodíků, ropných produktů
- pro **těžbu surovin** – těžba či doprava ropných produktů
- pro **stavebnictví** – čerpání betonů či horké vody
- pro **lékařské účely** – čerpání krve

Provedení čerpadla s tímto rozdělením souvisí, a tak pro některé oblasti využití jsou vhodnější čerpadla např. ponorná či hermetická. Také je důležité volit vhodné materiálové provedení zejména vzhledem k typu čerpaného média. (1)

## 4. Volba vhodného typu čerpadla

Pro volbu vhodného typu čerpadla jsou výchozími parametry průtok a měrná energie. Celková účinnost čerpadla hraje velkou roli pro určení optimální oblasti použití. Obecně také můžeme tvrdit, že v oblasti vysokých tlaků a nižších průtoků je vhodnější použití hydrostatických čerpadel. Naopak v oblasti nízkých tlaků a vyšších průtoků je lepší použití čerpadel hydrodynamických. Při výběru vhodného typu čerpadla je nutné brát ohled i na vlastnosti čerpané látky (hustota, teplota, agresivita, abrazivní účinky atd.). (2)

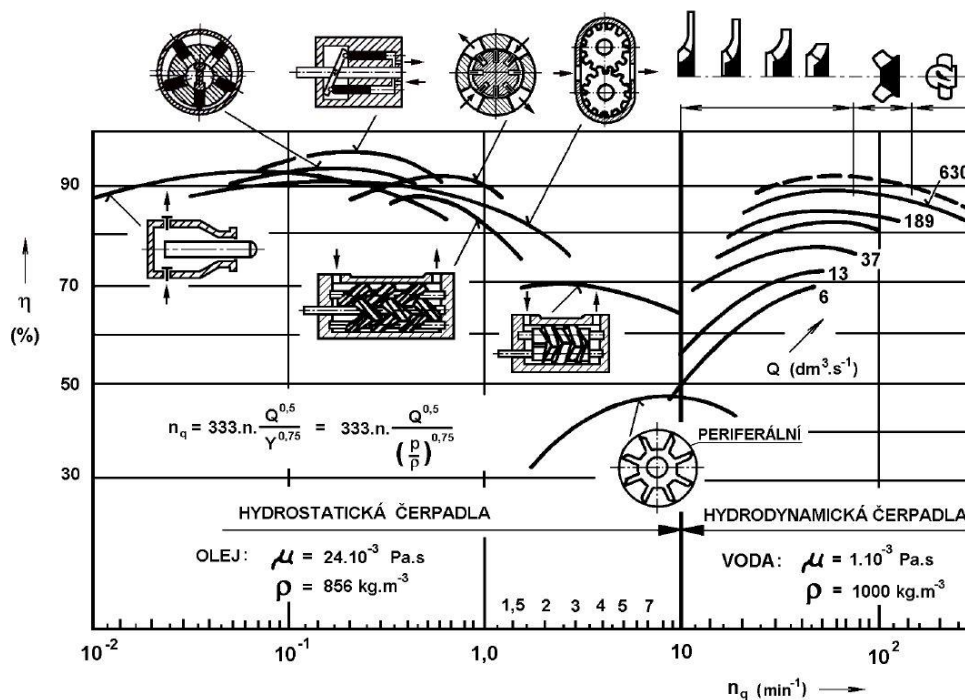
Obecným kritériem pro výběr vhodného typu čerpadla je rychloběžnost  $n_b$  [1]:

$$n_b = n * \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}}$$

Někdy se také ještě používají měrné otáčky  $n_q$  [ $\text{min}^{-1}$ ]:

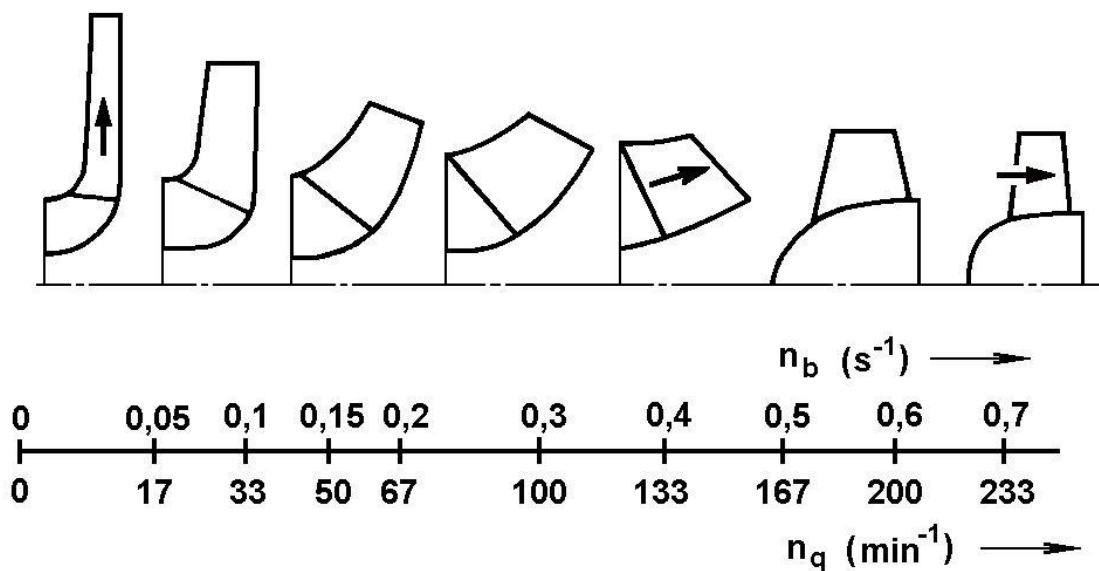
$$n_q = n * \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}}$$

Ze statistických rozborů měrných energií a maximální dosažitelné účinnosti byla určena vazba mezi účinností  $\eta$  a měrnými otáčkami  $n_q$  (Obrázek 3). (2)



Obrázek 3: Oblasti použití čerpadel různých typů (2)

Jak je možno vyzorovat z Obrázku 3, tak za hranici ekonomického použití hydrostatických nebo hydrodynamických čerpadel se dá považovat hodnota měrných otáček  $n_q = 10 \text{ min}^{-1}$ . V hodnotách nižších měrných otáček je vhodnější zvolení hydrostatického čerpadla, případně lze volit radiální vícestupňové čerpadlo. Hydrodynamická čerpadla jsou naopak vhodná pro kombinace parametrů  $Q$  a  $Y$ , jimiž se dostaneme na hodnoty  $n_q > 10 \text{ min}^{-1}$ . Hodnota měrných otáček popřípadě rychloběžnosti také rozhoduje o použití vhodného typu oběžného kola hydrodynamických čerpadel. Přibližná závislost meridiánového obrysu oběžných kol na rychloběžnosti  $n_b$ , nebo také na měrných otáčkách  $n_q$  je zobrazena na Obrázku 4. Tato závislost platí pro čerpání newtonských kapalin. (2)



Obrázek 4: Závislost tvaru oběžných kol čerpadel na rychloběžnosti nebo měrných otáčkách (2)

## 5. Princip transformace energie u hydrodynamických čerpadel

V hydrodynamických čerpadlech se mění mechanická energie pohonu na energii hydraulickou, aby poté tato přeměna vyvolala potřebné navýšení tlaku kapaliny. Mechanická energie se transformuje na hydraulickou energii pouze v prostoru lopatek oběžného kola. Změny energie při čerpání reálných kapalin jsou vždy doprovázeny ztrátou energie. Tyto ztráty jsou následně zohledněny v celkové účinnosti čerpadla. Ztráty vznikající třením v pohybujících se mechanických částech stroje, jako například v ucpávkách či v ložiskách, se zahrnují do mechanické účinnosti. Objemové ztráty nejsou příliš výrazné. Výskyt místních ztrát a uvažování drsnosti kapalinou obtékaných ploch se zahrnuje do hydraulických ztrát. (2)

V hydrodynamických strojích dochází k nepřímé přeměně energie, která je zajišťována rotujícím lopatkovým oběžným kolem při otáčkách  $n$  [ $s^{-1}$ ]. Tato změna energie probíhá mezi vstupní a výstupní hranou lopatek kola. Oběžné kolo je poháněno krouticím momentem  $M$  [N.m] přiváděným na hřídel stroje. Transformace energie z mechanické na tlakovou se provádí prostřednictvím kinetické energie média. Silové působení mezi proudem kapaliny a lopatkami oběžného kola má za následek změnu hybnosti média, a tudíž kapalina získává hydraulickou energii. Mezilopatkový prostor je až na některé výjimky vyplněn kapalinou, který je zpravidla ve směru průtoku difuzorový. Relativní rychlosti kapaliny jsou vztaženy k souřadnému systému, který rotuje s oběžným kolem úhlovou rychlostí  $\omega$ . Naopak absolutní rychlosti kapaliny jsou vztaženy k pevnému souřadnému systému, který je spojen se statorem čerpadla. Rychlosti, které vystihují vztahy v oběžném kole, jsou:

- $c$  – absolutní rychlost kapaliny [m/s]
- $w$  – relativní rychlost kapaliny [m/s]
- $u$  – unášivá (obvodová) rychlost kapaliny [m/s]

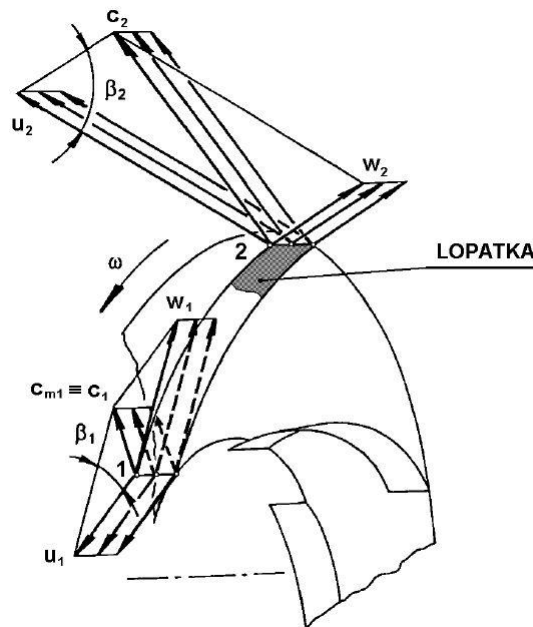
Vektorovým součtem těchto rychlostí vzniká tzv. rychlostní trojúhelník, který vyjadřuje vztah mezi uvedenými rychlostmi:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

Rychlostní trojúhelníky jsou nejčastěji kresleny tak, že jejich základnu tvoří obvodová rychlost oběžného kola  $u$ . Absolutní rychlost  $c$  obvykle svírá s obvodovou rychlostí  $u$  úhel  $\alpha$ , a relativní rychlost  $w$  svírá s obvodovou rychlostí  $u$  úhel  $\beta$ . Kinematické poměry v oběžném kole jsou zobrazeny na Obrázku 5. (2)

Doplňující složky absolutní rychlosti jsou:

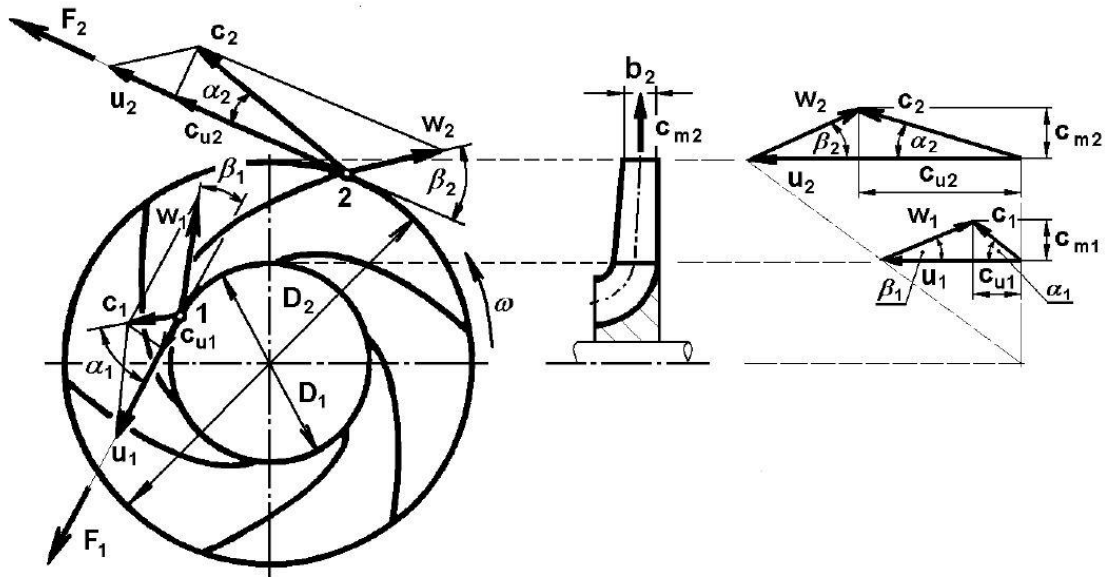
- $c_m$  – meridiánová rychlost kapaliny (je kolmá na obvodovou rychlost  $u$ ) [m/s]
- $c_u$  – unášivá složka absolutní rychlosti [m/s]



Obrázek 5: Kinematické poměry v radiálním oběžném kole (2)

Pro odvození základní energetické rovnice hydrodynamických strojů je zavedeno fiktivní oběžné kolo a zjednodušující předpoklady. Předpokládá se, že proudění radiálním oběžným kolem nevazké, nestlačitelné kapaliny je časově ustálené a že oběžné kolo má nekonečný počet nekonečně tenkých lopatek. Na Obrázku 6 jsou na vstupu a výstupu lopatek fiktivního oběžného kola zobrazeny rychlostní trojúhelníky. Vstupní průměr je označen  $D_1$  a výstupní průměr  $D_2$ . Meridiánová složka absolutní rychlosti  $c_{m2}$  a výstupní šířka oběžného kola  $b_2$  je znázorněna uprostřed Obrázku 6. Základní energetická rovnice

vyplývá z použití věty o změně hybnosti na oběžné kolo. Vnější moment hybnosti, který lopatky udělí kapalině, se vztahuje k souřadnému systému, který je spojen se statorem čerpadla. Síly  $F$  jsou proto znázorněny na příslušném průměru ve směru hybných složek  $c_u$  absolutních rychlostí média. Vnější změnu hybnosti kapaliny představuje rozdíl mezi hybnostmi kapaliny na vstupu do lopatkového prostoru a hybností, kterou má kapalina po výstupu z lopatkového prostoru. (2)



Obrázek 6: Schematické znázornění rychlostí, rychlostních trojúhelníků a sil (2)

Meridiánová rychlost  $c_m$  souvisí s ustáleným průtokem kapaliny fiktivním oběžným kolem  $Q_{kt}$  podle rovnice kontinuity (zákon zachování hmotnosti):

$$Q_{kt} = \pi * D * b * c_m,$$

kde  $D$  je obecný průměr [m] a  $b$  je příslušná šířka [m] v meridiánovém průmětu oběžného kola.

U reálných kol musíme však uvažovat zmenšení průtočné plochy z důvodu tloušťky lopatek, kterých je určitý počet:

$$Q_{kt} = \pi * D * b * c_m * \varphi,$$

kde  $\varphi$  [1] je součinitel zúžení průtočné plochy vlivem skutečné tloušťky lopatek.

Hybná složka absolutní rychlosti  $c_u$  přímo souvisí s měrnou energií kapaliny  $Y$ . Tato souvislost vyplývá z aplikace věty o změně hybnosti kapaliny při průtoku oběžným kolem. Část kapaliny o hmotnosti  $dm$  [kg] má při průtoku fiktivním oběžným kolem v obvodovém směru hybnost ( $dm \cdot c_u$ ). Silový účinek mezi kapalinou a lopatkou udává časová změna hybnosti. Podle věty o změně hybnosti poté platí vektorový vztah:

$$\vec{F} = \dot{m}_k * \vec{c}_u = Q_{kt} * \rho * \vec{c}_u,$$

kde  $\dot{m}_k$  [kg/s] je hmotnostní průtok a  $Q_{kt}$  je teoretický objemový průtok kapaliny oběžným kolem. Z Obrázku 5 je vidět, že vektory  $\vec{F}$  a  $\vec{c}_u$  mají stejný směr i smysl. Síla  $\vec{F}$  je tečná k příslušné kružnici o průměru  $D_1$  či  $D_2$  a vyvozuje moment k ose otáčení:

$$M = F * \frac{D}{2}$$

Protékající kapalina oběžným kolem mění hybnost lopatek mezi její vstupní a výstupní hranou. Tato změna hybnosti se dá vyjádřit jako:

$$F_2 - F_1 = Q_{kt} * \rho * (c_{u2} - c_{u1})$$

Změna momentu hybnosti je tedy následující:

$$M = F_2 * \frac{D_2}{2} - F_1 * \frac{D_1}{2} = \frac{Q_{kt} * \rho}{2} * (D_2 * c_{u2} - D_1 * c_{u1}) = Q_{kt} * \rho * (R_2 * c_{u2} - R_1 * c_{u1})$$

S pomocí momentu  $M$  při rotaci oběžného kola čerpadla úhlovou rychlostí  $\omega$  je možné spočítat výkon přenesený na kapalinu:

$$P = M * \omega = Q_{kt} * \rho * (u_2 * c_{u2} - u_1 * c_{u1}),$$

kde teoretickou měrnou energií předanou kapalině je člen v závorce, která se dá také označit jako  $Y_{12t\infty}$ . Výkon  $P$  je pouze teoretickým výkonem  $P_{ht}$  čerpadla s fiktivním oběžným kolem, kde se neuvažují mechanické ztráty. Reálný hydraulický výkon  $P_h$  je menší z důvodu výskytu ztrát ( $P_h = Q * \rho * Y$ ). Energie  $Y_{12t\infty}$  je pouze teoretická, jelikož platí pro zjednodušené vztahy uvedené výše. Rovnice, která udává teoretickou měrnou energii kapaliny  $Y_{12t\infty}$  pomocí hybných složek absolutních rychlostí a unášivých rychlostí, se nazývá Eulerova pracovní rovnice:

$$Y_{12t\infty} = u_2 * c_{u2} - u_1 * c_{u1}$$

## Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

Měrná energie, která je dodaná kapalině, je úměrná rozdílu hybných složek absolutní rychlosti. Při hydraulickém řešení se uvažuje bezrotační vstup kapaliny do oběžného kola ( $\alpha_1 = 90^\circ$ , tzn.  $c_{u1} = 0$ ), tudíž součin  $u_1 * c_{u1} = 0$ . Pro měrnou energii je tedy důležitá hodnota unášivé složky absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola  $c_{u2}$ . Hodnota  $Y_{12t\infty}$  je teoretickou měrnou energií čerpadla, ve kterém se nevyskytují žádné hydraulické ztráty a pracovním prvkem je fiktivní oběžné kolo. Pro reálný výpočet měrné energie se provádí korekce z nekonečného na reálný počet lopatek. (2)



## 6. Hydraulický řešení odstředivého čerpadla

Zadané parametry pro řešení praktické části:

Tabulka 1: Zadané parametry

$Q$	300 m <sup>3</sup> /h	požadovaný průtok
$H$	45 m	dopravní výška
$n$	1 450 min <sup>-1</sup>	otáčky
$t$	70 °C	teplota čerpané kapaliny
$\rho$	977,7 kg/m <sup>3</sup>	hustota kapaliny při zadané teplotě

Úkolem praktické části diplomové práce je navrhnout vhodné čerpadlo pro zvolené parametry uvedené v Tabulce 1 pro čerpání horké vody o teplotě 70 °C. Na takto relativně vysokou hodnotu objemového průtoku se nejlépe hodí odstředivé čerpadlo.

V kapitole 6 je proveden hydraulický výpočet oběžného kola a jeho základní rozměry včetně dalších nutných parametrů potřebných pro sestavení výkresů. Postup hydraulického výpočtu je vypracován podle (3).

### 6.1. Přepočet zadaných parametrů

- Objemový průtok  $Q$ :

$$Q[m^3/s] = \frac{Q[m^3/h]}{3\,600} = \frac{300}{3\,600} = 0,083 \text{ m}^3/s = 83,3 \text{ l/s}$$

- Otáčky  $n$ :

Otáčky čerpadla je nutné volit s přihlédnutím na otáčky elektromotoru, který bude použit. Zvolený elektromotor má otáčky  $n = 1\,478 \text{ min}^{-1}$ . (4)

$$n [s^{-1}] = \frac{n[\text{min}^{-1}]}{60} = \frac{1\,478}{60} = 24,63 \text{ s}^{-1}$$

- Úhlová rychlost  $\omega$ :

$$\omega = 2 * \pi * n = 2 * \pi * 24,63 = 154,8 \text{ s}^{-1}$$

- Měrná energie čerpadla  $Y$ :

$$Y = H * g = 45 * 9,81 = 441,45 \text{ J/kg}$$

## 6.2. Parametry hydraulické podobnosti

Hodnoty rychloběžnosti  $n_b$  a měrných otáček  $n_q$  jsou základními kritérii hydrodynamické podobnosti čerpadel. Pro samotný výpočet čerpadla jsou velice důležitými faktory. Podle velikosti hodnot je možné navolit správný typ oběžného kola pro zadané parametry. Více o výběru vhodného typu kola v kapitole 4.

- Rychloběžnost  $n_b$ :

$$n_b = n * \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} = 24,63 * \frac{0,083^{0,5}}{441,45^{0,75}} = 0,073 \text{ s}^{-1}$$

- Měrné otáčky  $n_q$ :

$$n_q = n * \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} = 1\,478 * \frac{0,083^{0,5}}{45^{0,75}} = 24,55 \text{ min}^{-1}$$

- Specifické otáčky  $n_s$ :

$$n_s = 3,65 * n * \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} = 3,65 * 1\,478 * \frac{0,083^{0,5}}{45^{0,75}} = 89,63 \text{ min}^{-1}$$

Pokud hodnota specifických otáček vychází mimo rozsah hodnot  $n_s = 60 \div 1200 \text{ min}^{-1}$ , tak je nutné volit vícestupňovou koncepci čerpadla. Oběžná kola čerpadel se dají uspořádat sériově či paralelně.

Podle hodnot rychloběžnosti  $n_b = 0,073 \text{ s}^{-1}$  nebo měrných otáček  $n_q = 24,55 \text{ min}^{-1}$  je možné z Obrázku 4 v kapitole 4 určit vhodný typ oběžného kola. Vzhledem k těmto hodnotám rychloběžnosti a měrných otáček byla zvolena jednostupňová koncepce oběžného kola. (3)

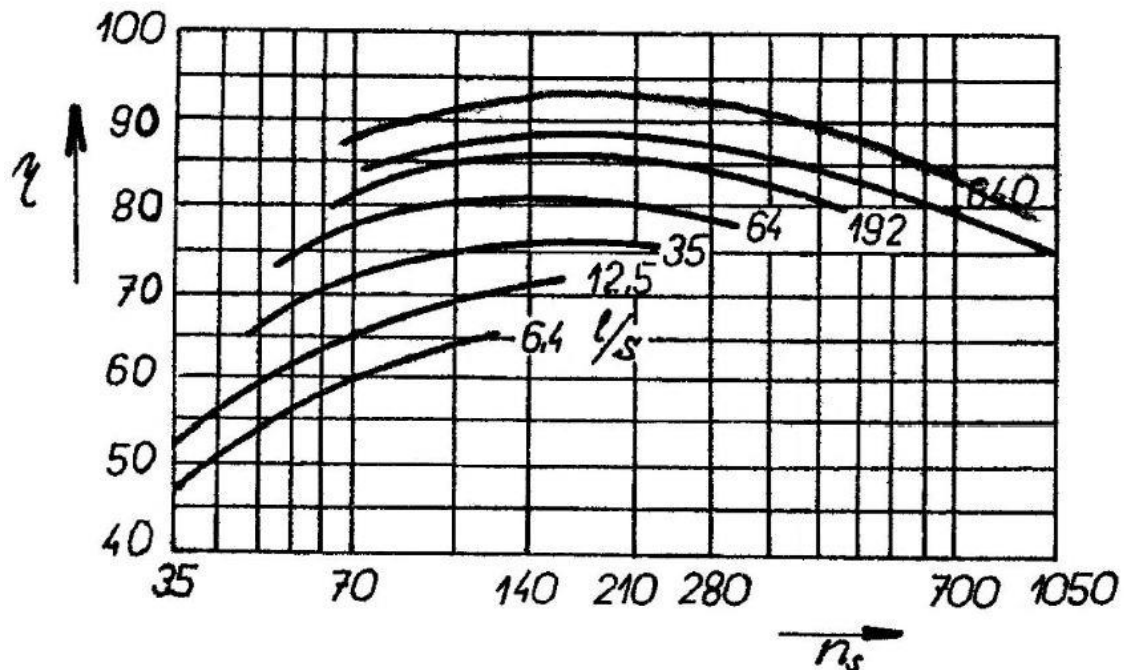
## 6.3. Výpočet příkonu čerpadla a zvolení vhodného elektromotoru

Příkon čerpadla se určuje dle následujícího vztahu:

$$P = \frac{Q * H * g * \rho}{\eta} [W],$$

kde jediná neznámá je hodnota celkové účinnosti  $\eta$ , která se určuje pomocí celkových ztrát. Je však téměř nemožné určit exaktně tyto ztráty v této fázi výpočtu.

Z tohoto důvodu se pro určení hodnoty účinnosti vychází z hodnot již vyrobených a odzkoušených čerpadel podobného typu. Hodnotu účinnosti  $\eta$  vyjadřuje závislost  $\eta = f(n_s, Q)$ , proto je možné určit tuto hodnotu z již známých hodnot specifických otáček a průtoku. Tato závislost je uvedena na Obrázku 7. (3)



Obrázek 7: Závislost účinnosti čerpadla na průtoku a specifických otáčkách (3)

Pro dané specifické otáčky  $n_s = 89,63 \text{ min}^{-1}$  a průtok  $Q = 83,3 \text{ l/s}$  je hodnota účinnosti z uvedeného diagramu  $\eta = 81 \%$ .

Jelikož je již známa hodnota účinnosti, tak je možné vypočítat příkon  $P$ :

$$P = \frac{Q * H * g * \rho}{\eta} = \frac{0,083 * 45 * 9,81 * 977,7}{0,81} = 44\,405 \text{ W} = 44,4 \text{ kW}$$

Pro výkon elektromotoru se použije vztah:

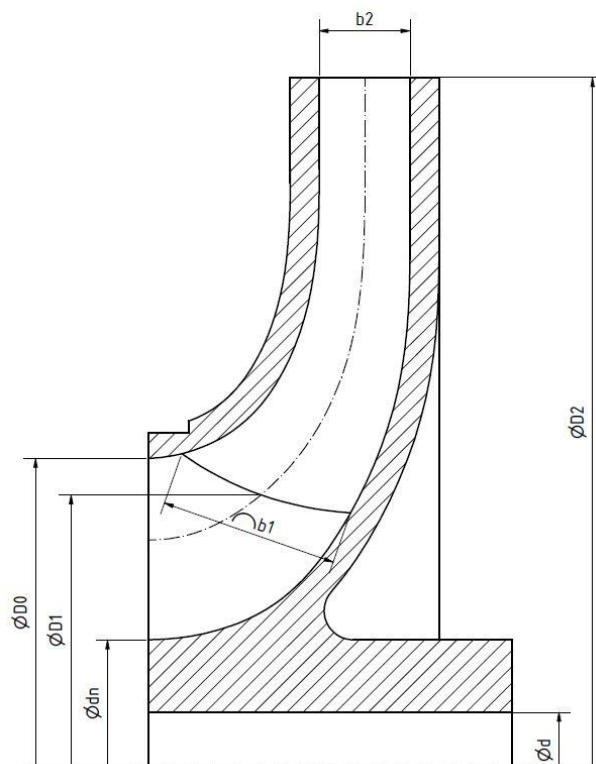
$$P_M = \kappa * P = 1,2 * 44,2 = 53,3 \text{ kW},$$

kde  $\kappa$  vyjadřuje potřebu rezervy výkonu a záleží na znečištění kapaliny mechanickými nečistotami a na rozsahu pracovní oblasti charakteristiky. Pro nejběžnější případy se volí hodnota v rozmezí  $\kappa = 1,15 \div 1,4$ .

Z vypočtené hodnoty  $P_M$  je nutno v katalogu elektromotorů vybrat vhodný elektromotor s odpovídajícím výkonem a požadovanými otáčkami. Byl zvolen 4 pólový třífázový motor  $n = 1478 \text{ min}^{-1}$  o výkonu  $P = 55 \text{ kW}$  z katalogu firmy ABB s kódovým označením M2AA 250SMA 4. (4)

#### 6.4. Určení meridiánového průřezu oběžného kola

Určení meridiánového průřezu oběžného kola spočívá zejména v určení jeho hlavních rozměrů, tvaru kanálu a také určení tvaru proudnic, které udávají rozložení meridiánových rychlostí. Hlavní rozměry oběžného kola jsou zobrazeny na Obrázku 8.



Obrázek 8: Hlavní rozměry radiálního oběžného kola

Hřídel je namáhána především na krut. Proto je nezbytné určit krouticí moment  $M_K$ :

$$M_K = \frac{P_M}{\omega} = \frac{55\,000}{154,8} = 355,3 \text{ Nm} = 355\,300 \text{ Nmm}$$

Průměr hřídele  $d$  se pak určí dle následujícího vztahu:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * M_K}{\pi * \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 355\,300}{\pi * 100}} = 26,25 \text{ mm}$$

## Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

$\tau_{Dk}$  je dovolené napětí v krutu, pro jehož výpočet je nutné znát materiál hřídele. Jako materiál je zvolena ocel řady 11 600. Pro tento materiál se mez kluzu volí v rozmezí  $R_e = 300 \div 340 \text{ MPa}$  (5) (byla zvolena střední hodnota  $R_e = 320 \text{ MPa}$ ) a hodnota bezpečnosti  $k = 1,6$  (6).

- Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k} = \frac{320}{1,6} = 200 \text{ MPa}$$

- Dovolené napětí v krutu:

$$\tau_{Dk} = 0,6 * 200 = 120 \text{ MPa}$$

S ohledem na vruby a jiná namáhání je nutné volit hodnotu dovoleného napětí v krutu nižší, proto  $\tau_{Dk} = 100 \text{ MPa}$ .

Průměr hřídele vyšel podle vztahu  $d = 26,25 \text{ mm}$  a s ohledem na drážku pro pero a lepší pevnost je dále počítáno s průměrem  $d = 38 \text{ mm}$ .

Jelikož již známe zvolený průměr hřídele, tak se dá vypočítat průměr náboje  $d_n$ :

$$d_n = \gamma * d = 1,58 * 38 = 60 \text{ mm},$$

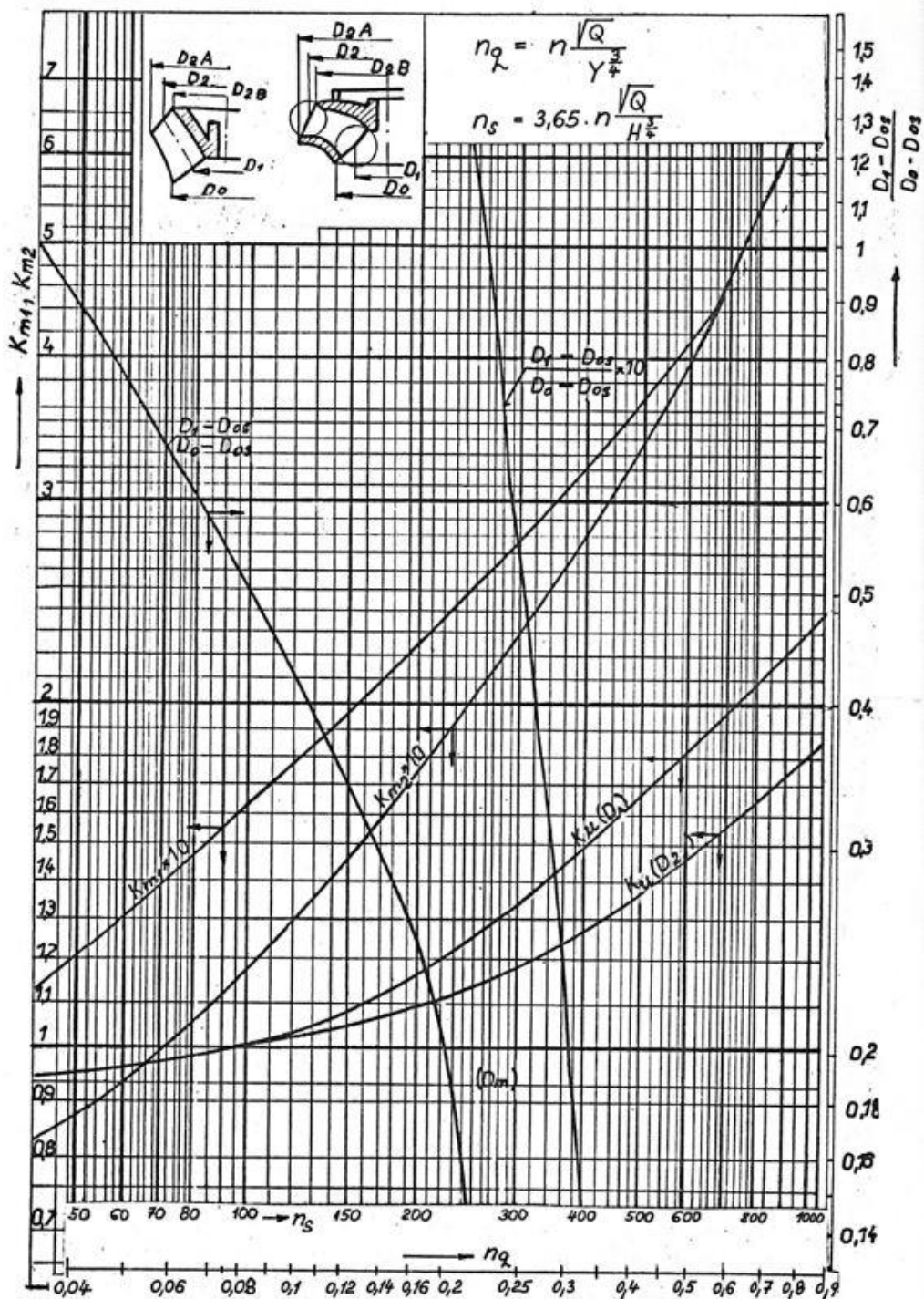
kde  $\gamma$  je koeficient respektující drážku na pero. Obvykle se volí  $\gamma = 1,2$ , avšak v tomto případě je zvolena vyšší hodnota koeficientu.

Pro určení dalšího parametru  $D_0$ , tj. vstupního průměru oběžného kola, je nutné stanovit rychlost v meridiánovém vstupním průřezu. Při určování této rychlosti vycházíme z předpokladu, že ze sacího prostoru proudí kapalina k oběžnému kolu v axiálním směru, bez rotačních složek rychlosti. Také se předpokládá, že jsou meridiánové rychlosti podél průřezu stejně velké. S touto podmínkou je počítáno i v zahnuté části kanálu. Tato metoda výpočtu se nazývá jednorozměrná metoda, která zaručuje dobré hydraulické vlastnosti a plynulý tvar lopatek. (3)

Meridiánovou rychlost na vstupu do oběžného kola  $c_{m1}$  můžeme určit ze vztahu:

$$c_{m1} = k_{m1} * \sqrt{2 * g * H} = 0,155 * \sqrt{2 * 9,81 * 45} = 4,6 \text{ m/s},$$

kde  $k_{m1}$  je směrný parametr odečtený na základě hodnoty specifických otáček  $n_s$  z Obrázku 9.



Obrázek 9: Směrné parametry čerpadla (3)

## Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

Meridiánovou rychlost na výstupu z oběžného kola  $c_{m2}$  určíme ze vztahu:

$$c_{m2} = k_{m2} * \sqrt{2 * g * H} = 0,111 * \sqrt{2 * 9,81 * 45} = 3,3 \text{ m/s},$$

kde  $k_{m2}$  je směrný parametr odečtený na základě hodnoty specifických otáček  $n_s$  z Obrázku 9.

Ke stanovení hodnoty  $D_0$  je nutné nejdříve určit průtok  $Q'$  navýšený o objemové ztráty  $q$ . Pro stanovení těchto ztrát nemáme ještě dostatečný počet hodnot, tudíž se tyto ztráty vyjadřují procentuálně. Objemové ztráty se obvykle pohybují v rozmezí dle vztahu:

$$q = (0,03 \div 0,06) * Q$$

Skutečný průtok přivedený do kola  $Q'$ :

$$Q' = q + Q = 0,05 * Q + Q = 1,05 * 0,083 = 0,0875 \text{ m}^3/\text{s},$$

kde objemové ztráty  $q$  se činí 5 % z objemového průtoku kapaliny.

Nyní již známe všechny potřebné parametry k vypočtení vstupního průměru kola  $D_0$ .

Ten se stanoví podle následujícího vztahu:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} * \frac{Q'}{c_{m1} * \varphi_1} + d_n^2} = \sqrt{\frac{4}{\pi} * \frac{0,0875}{4,6 * 0,81} + 0,06^2} = 0,183 \text{ m},$$

kde hodnota součinitele zúžení na vstupu  $\varphi_1$  se volí kolem rozmezí  $\varphi_1 = 0,82 \div 0,86$ . Vzhledem k lepším koncovým výsledkům byla zvolena hodnota o něco nižší a to  $\varphi_1 = 0,81$ .

Dále určíme průměr  $D_2$ , který udává průsečík střední proudnice a výstupní hranu lopatek. Na tomto průměru bude také záviset velikost úhlu  $\beta_2$ . Z důvodu výhodných hydraulických vlastností oběžného kola je nutné, aby byl úhel  $\beta_2$  v rozmezí:

$$\beta_2 = 22^\circ \div 30^\circ$$

Hydraulickou účinnost stanovíme ze vztahu podle (3):

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - (0,02 \div 0,03) = \sqrt{0,81} - 0,03 = 0,87$$

## Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

Pro stanovení  $D_2$  je ještě nutné znát obvodovou (unášivou) rychlost na výstupu z oběžného kola. Ta se stanoví podle následujícího vztahu:

$$u_2 = k_u * \sqrt{\frac{0,84}{\eta_h}} * \sqrt{2 * g * H} = 0,99 * \sqrt{\frac{0,84}{0,87}} * \sqrt{2 * 9,81 * 45} = 28,9 \text{ m/s},$$

kde  $k_u$  je směrný parametr odečtený z Obrázku 9 na základě hodnoty specifických otáček.

Stanovení hodnoty výstupního průměru  $D_2$ :

$$D_2 = \frac{60 * u_2}{\pi * n} = \frac{60 * 28,9}{\pi * 1478} = 0,373 \text{ m}$$

Šířku lopatky  $b_2$  na výstupu z lopatkové části oběžného kola určíme ze vztahu:

$$b_2 = \frac{Q'}{c_{m2} * \pi * D_2 * \varphi_2} = \frac{0,0875}{3,3 * \pi * 0,373 * 0,9} = 0,025 \text{ m},$$

kde hodnota součinitele zúžení na výstupu  $\varphi_2$  se volí v rozmezí  $\varphi_2 = 0,9 \div 0,96$ .

Pro správné sestrojení celého průřezu je nutné znát také polohu střední proudnice, která rozděluje průtočný průřez oběžného kola na části, kterými protéká stejný průtok. Stejně meridiánové rychlosti uvažujeme i v předlopatkové části podél každého průtočného průřezu. V axiální části vstupu do oběžného kola je poloha střední proudnice dána průměrem  $D_{os}$ , který se určí podle vztahu:

$$D_{os} = \sqrt{\frac{D_0^2 + d_n^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,183^2 + 0,06^2}{2}} = 0,136 \text{ m}$$

Průměru na průsečíku střední proudnice a vstupní hrany do lopatkové části oběžného kola  $D_1$  se stanoví podle vztahu:

$$\frac{D_1 - D_{os}}{D_0 - D_{os}} = f(n_s)$$

Tento poměr je funkcí specifických otáček a jeho hodnotu odečteme z Obrázku 9. Z diagramu je odečtena hodnota 0,55.



Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

$$\frac{D_1 - D_{os}}{D_0 - D_{os}} = 0,55 \rightarrow D_1 = 0,55 * (D_0 - D_{os}) + D_{os}$$

$$= 0,55 * (0,183 - 0,136) + 0,136 = 0,162 \text{ m} = D_1$$

Nyní je možné pomocí  $D_1$  vypočítat hodnotu obvodové (unášivé) rychlosti  $u_1$  na průsečíku střední proudnice a vstupní hrany lopatek do oběžného kola:

$$u_1 = \frac{\pi * D_1 * n}{60} = \frac{\pi * 0,162 * 1\,478}{60} = 12,52 \text{ m/s}$$

Šířku lopatky  $b_1$  na vstupu do lopatkové části oběžného kola určíme ze vztahu:

$$b_1 = \frac{\pi * D_2 * b_2 * \varphi_2 * c_{m2}}{\pi * D_1 * \varphi_1 * c_{m1}} = \frac{D_2 * b_2 * \varphi_2 * c_{m2}}{D_1 * \varphi_1 * c_{m1}} = \frac{0,373 * 0,025 * 0,9 * 3,3}{0,162 * 0,81 * 4,6} = 0,0458 \text{ m}$$

Shrnutí všech vypočtených hodnot z podkapitoly 6.4 je sepsáno v Tabulce 2.

Tabulka 2: Shrnutí předběžně vypočtených rozměrů oběžného kola

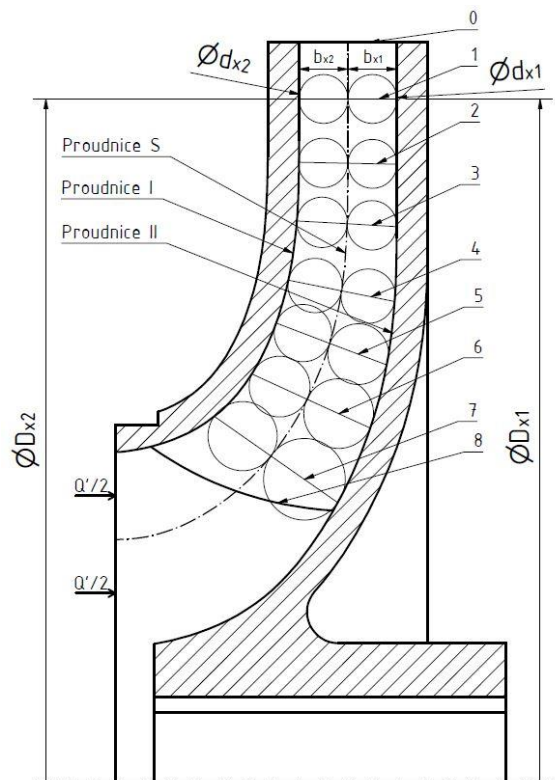
Předběžně vypočtené rozměry oběžného kola		
$d$	26,25 mm	průměr hřídele
$d_n$	60 mm	průměr náboje
$D_0$	183 mm	vstupní průměr oběžného kola
$D_2$	373 mm	průměr oběžného kola
$b_2$	25 mm	šířka lopatek na výstupu
$D_{os}$	136 mm	střední proudnice
$D_1$	162 mm	průsečík vstupní hrany lopatek a střední proudnice
$b_1$	45,8 mm	šířka lopatek na vstupu

## 6.5. Návrh oběžného kola a proudnic S, I a II

Vypočtené rozměry z Tabulky 2 jsou pouze předběžnými základními rozměry oběžného kola, které se v následujícím návrhu mohou měnit v závislosti na jeho lepší geometrii. Podél střední proudnice musí být splněna podmínka plynulosti kanálu a také rovnoměrné změny meridiánové rychlosti. Návrhové parametry oběžného kola, které byly použity pro výkresy, jsou v Tabulce 3.

Tabulka 3: Základní rozměry oběžného kola

Základní rozměry oběžného kola		
$d$	38 mm	průměr hřídele
$d_n$	60 mm	průměr náboje
$D_0$	170 mm	vstupní průměr oběžného kola
$D_2$	380 mm	průměr oběžného kola
$b_2$	25 mm	šířka lopatek na výstupu
$D_{os}$	130 mm	střední proudnice
$D_1$	150 mm	průsečík vstupní hrany lopatek a střední proudnice
$b_1$	46 mm	šířka lopatek na vstupu



Obrázek 10: Schématické znázornění postupu návrhu oběžného kola

Prvním předpokladem pro návrh tvaru oběžného kola je, že střední proudnice rozděljuje kanál na dvě části, přičemž v každé části protéká poloviční průtok  $Q'/2$ . Pomocí hlavních rozměrů z Tabulky 3 je možné navrhnout předběžnou geometrii střední a také okrajových proudnic viz Obrázek 10. V bodech 0÷8 byly následně sestrojeny normály ke střední proudnici, které zároveň představují šířku kanálu v daných bodech. Jak již bylo zmíněno, tak průtočné množství kapaliny na obou stranách střední proudnice se musí rovnat, tudíž musí platit rovnice:

$$\frac{Q'}{2} = \frac{Q'}{2}$$

$$\pi * D_{x1} * b_{x1} * c_{m1} = \pi * D_{x2} * b_{x2} * c_{m2}$$

Jelikož je meridiánová rychlost na normále ke střední proudnici konstantní, dá se následující vztah upravit následovně.

$$D_{x1} * b_{x1} = D_{x2} * b_{x2}$$

Podle tohoto předpokladu následně postupujeme při návrhu geometrie kanálu oběžného kola.

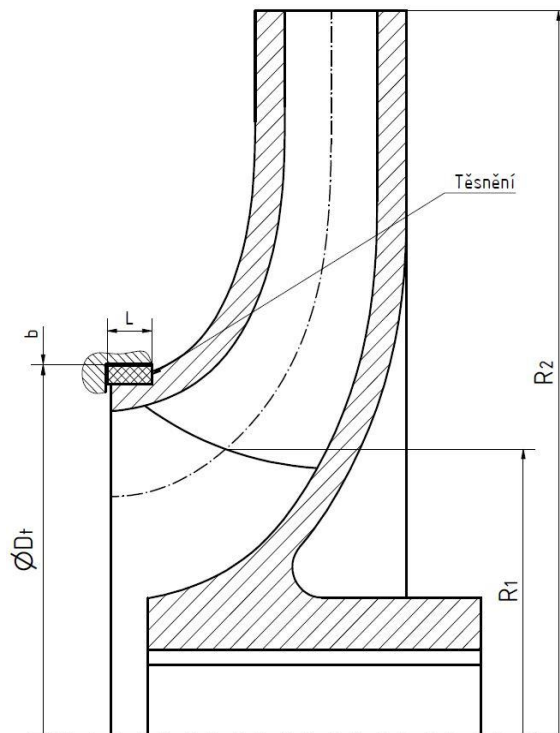
Obtížnější je návrh vstupní hrany lopatky oběžného kola. Jelikož tato hrana není normálou ke střední proudnici, tak se ani meridiánové rychlosti podél vstupní hrany nerovnají. Na této hraně se proto vytvoří normály 3, které budou procházet koncovými body hrany a průsečíkem hrany se střední proudnicí. Na každé z těchto normál musí být meridiánová rychlost stejná, tudíž platí vztah jako při návrhu samotného kanálu.

## 6.6. Kontrola objemových ztrát

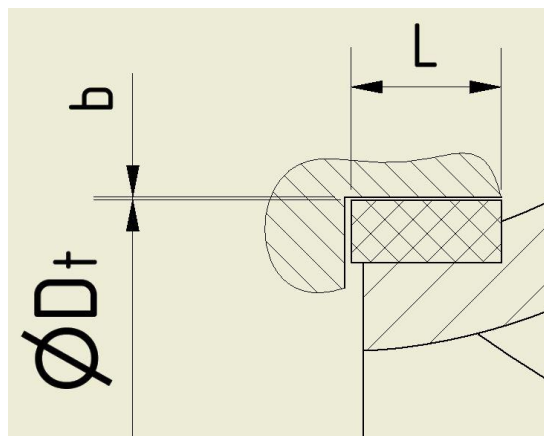
Rozdíl tlaků před a za mezerou v těsnícím kruhu (Obrázek 11) můžeme vyjádřit následujícím vztahem:

$$\Delta H = H * \left( 1 - \frac{g * H}{2 * u_2^2 * \eta_h} \right) - \frac{1}{8 * g} * (R_2^2 - R_1^2)$$

$$45 * \left( 1 - \frac{9,81 * 45}{2 * 28,9^2 * 0,87} \right) - \frac{0,19^2 - 0,075^2}{8 * 9,81} = 31,33 \text{ m}$$



Obrázek 11: Těsnění na oběžném kole



Obrázek 12: Detail těsnící spáry

Poté je nutné určit rychlost v průtočné mezeře:

$$c = \mu * \sqrt{2 * g * \Delta H} = 0,622 * \sqrt{2 * 9,81 * 31,33} = 15,43 \text{ m/s}$$

kde se součinitel  $\mu$  určí podle následujícího vztahu:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda * L}{2 * b} + 1,5}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,045 * 12}{2 * 0,25} + 1,5}} = 0,622$$

Koeficient  $\lambda$  vyjadřuje vliv vazkosti kapaliny, ale také vliv tvaru drážky. Pro jednoduchou drážku, která je v tomto případě použita (Obrázek 12), se součinitel  $\lambda$  pohybuje v rozmezí  $0,035 \div 0,5$ . Délka mezery  $L$  a šířka mezery  $b$  jsou odečteny z Obrázku 11. Délka mezery je  $L = 12 \text{ mm}$  a šířka  $b = 0,25 \text{ mm}$ .

Hodnota objemových ztrát se pak stanoví podle následujícího vztahu:

$$q = \pi * D_t * b * c = \pi * 0,194 * 0,25 * 15,43 = 0,00245 \text{ m}^3/\text{s}$$

$D_t$  je průměr, který je odečten z Obrázku 10. Tato hodnota objemových ztrát představuje 2,93 % z celkového objemového průtoku  $Q$ . Odhadnutá hodnota ztrát se příliš neliší od vypočtené hodnoty, proto není nutné tuto těsnící mezeru měnit.

## 6.7. Návrh tvaru střední proudnice a výpočet počtu lopatek

Vzhledem k tomu, že ještě neznáme hodnotu korekčního faktoru  $p$ , a dokonce ani přesné hodnoty součinitelů zúžení  $\varphi_1$  a  $\varphi_2$ , a meridiánových rychlostí  $c_{m1}$  a  $c_{m2}$  (v kapitole 6.4 byly tyto hodnoty vypočítány pouze předběžně). Pro radiální čerpadlo se běžně volí hodnota korekčního faktoru  $p = 0,3$  a hodnoty součinitelů zúžení  $\varphi_{1s}$  a  $\varphi_{2s}$  necháme stejné jako předběžně navrhnuté  $\varphi_1$  a  $\varphi_2$  v kapitole 6.4. Nyní se již dají spočítat vstupní a výstupní úhly lopatek na střední proudnici.

- Předběžný vstupní úhel lopatek na střední proudnici  $\beta'_1$ :

$$\begin{aligned}\beta'_1 &= \arctan \frac{c_{m1}}{u_1} = \arctan \frac{\frac{Q'}{\pi * D_1 * b_1 * \varphi_{1s}}}{u_1} \\ &= \arctan \frac{0,0875}{\frac{\pi * 0,15 * 0,046 * 0,81}{12,52}} = 21,69^\circ\end{aligned}$$

- Předběžný výstupní úhel lopatek na střední proudnici  $\beta'_2$ :

$$\begin{aligned}\beta'_2 &= \arctan \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} = \arctan \frac{\frac{Q'}{\pi * D_2 * b_2 * \varphi_{2s}}}{u_2 - \frac{g * H * (1 + p)}{\eta_h * u_2}} \\ &= \arctan \frac{0,0875}{28,9 - \frac{\pi * 0,38 * 0,025 * 0,9}{9,81 * 45 * (1 + 0,3)}} = 28,16^\circ\end{aligned}$$

S těmito předběžnými hodnotami vstupního  $\beta'_1$  a výstupního úhlu  $\beta'_2$  lopatek na střední proudnici se nyní musí zkontrolovat hodnoty  $\varphi_{1s}$ ,  $\varphi_{2s}$  a korekčního faktoru  $p$ . Pokud se tyto hodnoty liší od zvolených hodnot o více než 3 %, je nutné tento výpočet opakovat. Pro kontrolu těchto parametrů je nutné určit počet lopatek  $z$  a tloušťku lopatek  $s$ . (3)

## Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

- Počet lopatek  $z$ :

$$z = \frac{K}{2} * \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} * \sin \frac{\beta'_1 + \beta'_2}{2} = \frac{15}{2} * \frac{0,38 + 0,15}{0,38 - 0,15} * \sin \frac{21,69 + 28,16}{2} = 7,28,$$

kde  $K$  je empirický součinitel, který se volí pro oběžná kola se synchronními otáčkami  $n_s = 60 \div 150$ , v rozmezí  $K = 17 \div 13$ . Byla zvolena hodnota  $K = 15$ . Výsledná hodnota počtu lopatek je  $z = 8$ .

- Tloušťka lopatek  $s$ :

Tloušťku lopatek volíme v závislosti na pevnostním namáhání a slévatelnosti. Pro výpočet se použije následující vztah:

$$s_{střed} = (0,015 \div 0,025) * D_2 = 0,015 * 0,38 = 5,7 \text{ mm}$$

Kvůli lepšímu nátoku kapaliny se u radiálních oběžných kol volí menší tloušťka lopatky na vstupu. Od vstupu k výstupu se bude tloušťka lopatky zvyšovat. Na vstupní hraně je tedy volena hodnota  $s_1 = 4,6 \text{ mm}$  a na výstupu z oběžného kola  $s_2 = 6,8 \text{ mm}$ .

Po vypočtení těchto hodnot (počet lopatek  $z$  a tloušťka lopatek  $s$ ) můžeme přejít k samotné kontrole korekčního faktoru  $p$  a součinitelů zúžení  $\varphi_{1s}$  a  $\varphi_{2s}$ .

- Kontrola korekčního faktoru  $p$ :

$$p = \psi' * \frac{D_2^2}{4 * S_M * z}$$

Pro výpočet korekčního faktoru je nezbytné znát empirický korekční součinitel  $\psi'$  a také statický moment střední proudnice  $S_M$ .

- Určení empirického korekčního součinitele  $\psi'$

Doporučená hodnota pro radiální oběžná kola:

$$\psi' = 0,65 \div 0,8 * (1 + \sin \beta'_2) = 0,7 * (1 + \sin 28,16) = 1,03$$

Pro tento výpočet musí platit předpoklad:

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{0,15}{0,38} < \frac{1}{2}$$

- Statický moment střední proudnice  $S_M$  se určí následovně:

$$S_M = 0,5 * (R_2^2 - R_1^2) = 0,5 * (0,19^2 - 0,075^2) = 0,0152 \text{ m}^2,$$

kde jsou hodnoty poloměrů  $R_1$  a  $R_2$  odečteny z Obrázku 11.

Nyní již známe všechny hodnoty pro výpočet korekčního faktoru  $p$ .

$$p = \psi' * \frac{D_2^2}{4 * S_M * z} = 1,03 * \frac{0,38^2}{4 * 0,0152 * 8} = 0,305$$

Tato hodnota by neměla být rozdílná o více než 3 % od hodnoty volené. Tato podmínka je splněna, proto volená hodnota korekčního faktoru  $p$  vyhovuje.

- Kontrola součinitele zúžení na vstupní hraně do oběžného kola  $\varphi_1$ :

$$\varphi_1 = 1 - \frac{z * s_1}{\pi * D_1 * \sin \beta'_1} = 1 - \frac{8 * 0,0046}{\pi * 0,15 * \sin 21,69^\circ} = 0,788$$

Jelikož zvolená hodnota součinitele zúžení na vstupní hraně do oběžného kola byla  $\varphi_{1s} = 0,81$ , tak zvolená hodnota vyhovuje a nemusíme výpočet znovu opakovat.

Dovolená odchylka je stejná jako v případě korekčního faktoru  $p$  3 %. (3)

- Kontrola součinitele zúžení na výstupní hraně z oběžného kola  $\varphi_2$ :

$$\varphi_2 = 1 - \frac{z * s_2}{\pi * D_2 * \sin \beta'_2} = 1 - \frac{8 * 0,0068}{\pi * 0,38 * \sin 28,16^\circ} = 0,903$$

Vzhledem k tomu, že byla zvolená hodnota součinitele zúžení na výstupní hraně  $\varphi_{2s} = 0,9$ , tak tato hodnota vyhovuje a nemusíme výpočet znovu opakovat. Dovolená odchylka je stejná jako v případě výpočtu korekčního faktoru  $p$  a součinitele zúžení na vstupu do oběžného kola 3 %.

- Opravná hodnota vstupního úhlu lopatky na střední proudnici  $\beta_1$ :

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{\varphi_{1s}}{\varphi_1} * \frac{\pi * \beta'_1}{180^\circ}\right) = \arctan\left(\frac{0,81}{0,788} * \frac{\pi * 21,69^\circ}{180^\circ}\right) = 22,22^\circ$$

- Opravná hodnota výstupního úhlu lopatky na střední proudnici  $\beta_2$ :

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{\varphi_{2s}}{\varphi_2} * \frac{\pi * \beta'_2}{180^\circ}\right) = \arctan\left(\frac{0,9}{0,903} * \frac{\pi * 28,16^\circ}{180^\circ}\right) = 28,08^\circ$$



Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

- Opravná hodnota meridiánové rychlosti na vstupu do oběžného kola na střední proudnici  $c_{m1}$ :

$$c_{m1} = \frac{Q'}{\pi * D_1 * b_1 * \varphi_1} = \frac{0,0875}{\pi * 0,15 * 0,046 * 0,788} = 5,12 \text{ m/s}$$

- Opravná hodnota meridiánové rychlosti na výstupu z oběžného kola na střední proudnici  $c_{m2}$ :

$$c_{m2} = \frac{Q'}{\pi * D_2 * b_2 * \varphi_2} = \frac{0,0875}{\pi * 0,38 * 0,025 * 0,903} = 3,25 \text{ m/s}$$

## 6.8. Výpočet relativních rychlostí $w_1$ a $w_2$

Ze vztahu pro výpočet korekčního faktoru  $p$  je vidět, že žádná hodnota v uvedeném vztahu nezohledňuje zvyšující se tloušťku lopatky. Teoreticky a experimentálně je však dokázáno, že dopravní výška je závislá na celém tvaru lopatky. Korekce  $p$  je možná použít jen tehdy, pokud současně s ní použijeme zásadu pro konstrukci celé lopatky. Korekce podle C. Pfleiderera předpokládá, že lopatky oběžného kola mají být zakřivené tak, aby se relativní rychlost podél lopatky měnila lineárně. (3)

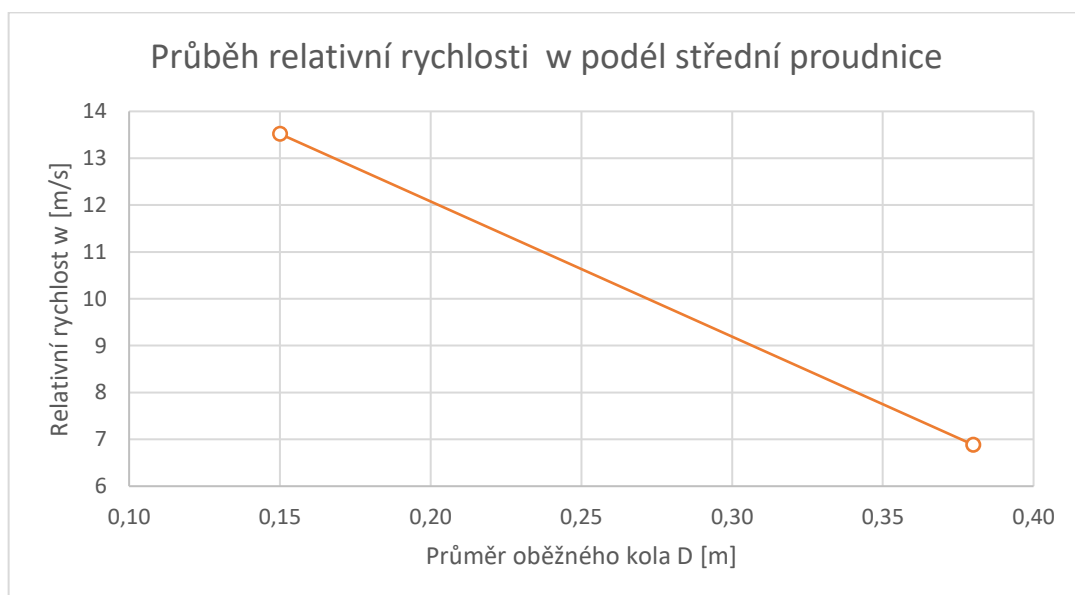
- Relativní rychlost  $w_1$ :

$$w_1 = \frac{u_1}{\cos \beta_1} = \frac{12,52}{\cos 22,22^\circ} = 13,52 \text{ m/s}$$

- Relativní rychlost  $w_2$ :

$$w_2 = \frac{u_2 - \frac{g * H * (1 + p)}{\eta_h * u_2}}{\cos \beta_2} = \frac{28,9 - \frac{9,81 * 45 * (1 + 0,3)}{0,87 * 28,9}}{\cos 28,08^\circ} = 6,88 \text{ m/s}$$

Pomocí hodnot relativní rychlosti na vstupu a výstupu nyní můžeme vytvořit lineární průběh. Tato závislost je vidět na Obrázku 13, kde na koncích křivky jsou vyznačeny relativní rychlosti  $w_1$  a  $w_2$  vypočteny v této kapitole.



Obrázek 13: Průběh relativní rychlosti  $w$  podél střední proudnice

## 6.9. Kontrola meridiánové rychlosti $c_m$ na střední proudnici

V tuto chvíli již známe potřebné hodnoty ( $\beta_1$  a  $\beta_2$ ) na vstupních a výstupních hranách lopatek na střední proudnici. Jsme tedy schopni sestrojít tvar lopatky podle tzv. Kaplanovy metody (metoda dílčích trojúhelníků).

Před samotným sestrojením střední proudnice musíme ovšem ověřit průběh meridiánové rychlosti podél střední proudnice. Tato rychlost musí být plynulá a nesmí se tedy vyskytovat přílišné skokové změny této rychlosti. Pro ověření této podmínky musíme vypočítat meridiánovou rychlost podél celé proudnice. Pro její výpočet je proudnice rozdělena na devět částí 0 ÷ 8, které jsou rozděleny stejně jako na Obrázku 10 v kapitole 6.5. Pro každý bod je nutné spočítat hodnotu meridiánové rychlosti a podle následně sestrojeného grafu zkontrolovat průběh rychlosti. Hodnoty průměrů  $D$  a šířky kanálu  $b$  (Tabulka 4) byly odečteny z Obrázku 10. Součinitel zúžení se od vstupu do lopatek postupně zvyšuje, proto byl tak i volen. Jako příklad bude uveden výpočet meridiánové rychlosti v bodě 1. Postup pro výpočet rychlosti v následujících bodech je stejný. Pro tento bod byla zvolena hodnota součinitele zúžení  $\varphi = 0,895$ .

- Unášivá rychlost  $u$ :

$$u = \pi * D * \frac{n}{60} = \pi * 0,349 * \frac{1\,478}{60} = 27,01 \text{ m/s}$$

- Meridiánová rychlost  $c_m$ :

$$c_m = \frac{Q'}{\pi * D * b * \varphi} = \frac{0,0875}{\pi * 0,349 * 0,0251 * 0,895} = 3,55 \text{ m/s}$$

- Úhel lopatky  $\beta$ :

$$\beta = \sin^{-1} \frac{c_m}{w} = \sin^{-1} \frac{3,55}{7,78} = 27,17^\circ,$$

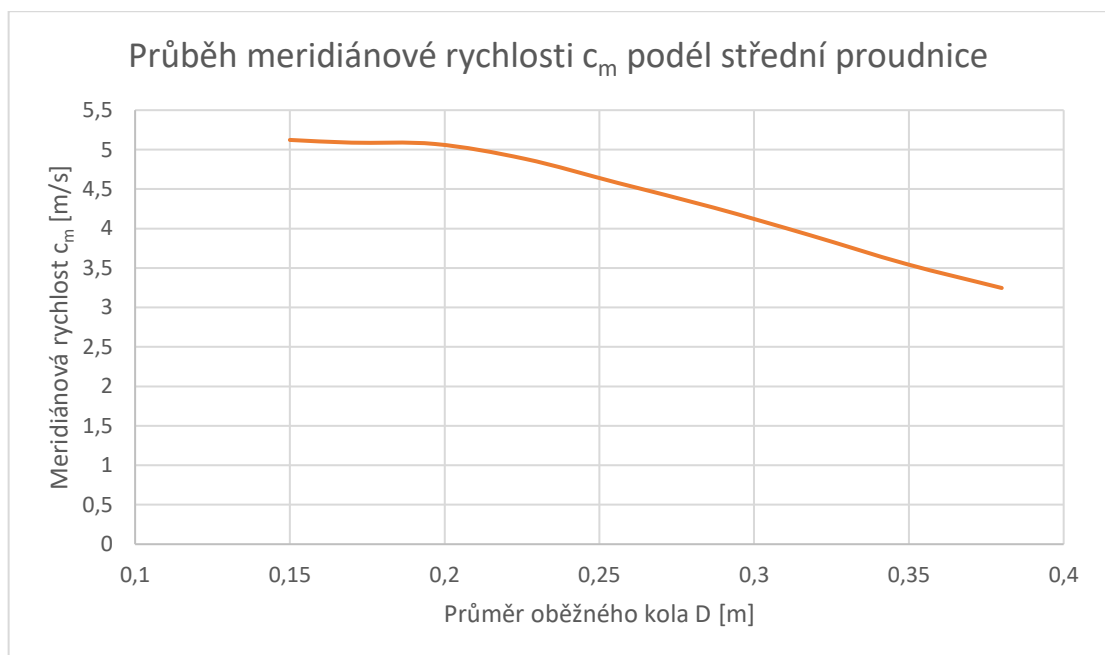
kde relativní rychlost  $w$  je odečtena z grafu na Obrázku 13 v závislosti na daném průměru.

Hodnoty pro všechny vypočtené body na střední proudnici jsou shrnuty v Tabulce 4.

Tabulka 4: Vypočtené hodnoty vybraných bodů podél střední proudnice

Bod	D [m]	b [m]	$\varphi$ [-]	u [m/s]	$c_m$ [m/s]	w [m/s]	$\beta$ [°]
0	0,380	0,0250	0,903	29,41	3,25	6,88	28,14
1	0,349	0,0251	0,895	27,01	3,55	7,78	27,17
2	0,318	0,0253	0,884	24,61	3,92	8,67	26,84
3	0,287	0,0261	0,872	22,21	4,26	9,57	26,47
4	0,256	0,0278	0,855	19,81	4,58	10,46	25,95
5	0,226	0,0303	0,833	17,49	4,88	11,33	25,53
6	0,197	0,0340	0,820	15,25	5,07	12,16	24,64
7	0,170	0,0400	0,805	13,16	5,09	12,94	23,15
8	0,150	0,0460	0,788	11,61	5,12	13,52	22,26

Z těchto hodnot je již možné sestavit graf a ověřit plynulost meridiánové rychlosti podél střední proudnice. Z grafu na Obrázku 14 je patrné, že meridiánová rychlost se skokově nemění. Proudění kapaliny je tedy plynulé a podmínce je vyhověno.

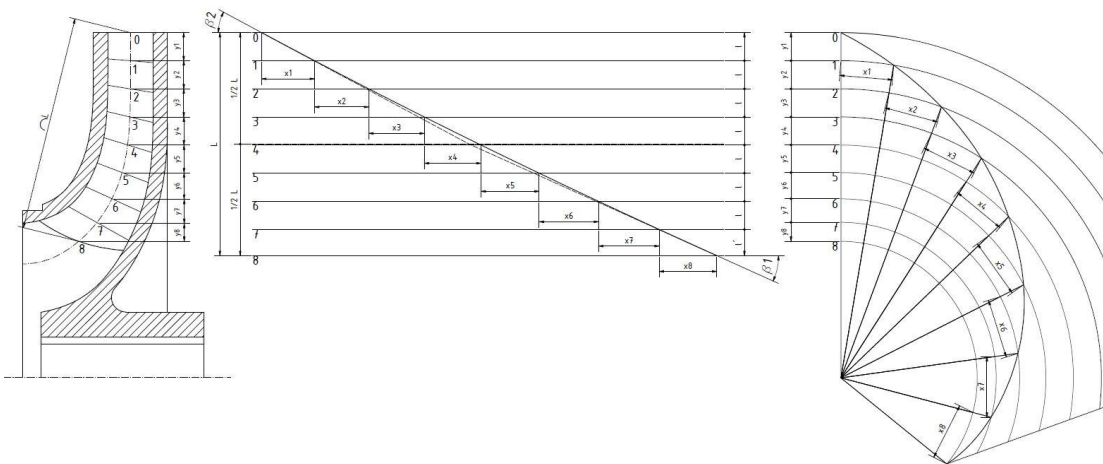


Obrázek 14: Průběh meridiánové rychlosti podél střední proudnice

## 6.10. Sestrojení střední proudnice S Kaplanovou metodou

Průběh meridiánové rychlosti podél střední proudnice je nyní již zkontrolovaný, proto je možné sestavit samotný řez střední proudnicí. Pro tuto konstrukci lopatky použijeme zjednodušenou konstrukci lopatek tzv. Kaplanovou metodou.

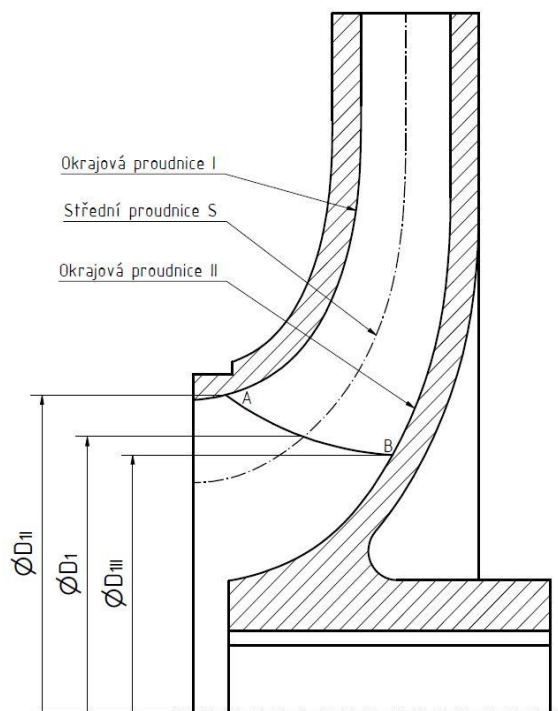
Tato metoda spočívá v určení pouze vstupních a výstupních parametrů lopatkové části oběžného kola. Zbývající části lopatkové části se navrhnu tak, aby se mezi vstupem a výstupem měnily parametry plynule. Stačí nám tedy znát vstupní úhel  $\beta_1$  a výstupní úhel  $\beta_2$  lopatek. Tímto způsobem se nedopustíme přílišné chyby, jelikož je mezi těmito úhly poměrně malý rozdíl. Postup této metody je patrný z Obrázku 15 (Příloha 2).



Obrázek 15: Konstrukce střední proudnice S Kaplanovou metodou

### 6.11. Konstrukce okrajových proudnic I a II Kaplanovou metodou

Při konstrukci okrajových proudnic musíme nejprve určit vstupní úhly  $\beta_{1I}$  a  $\beta_{1II}$  do lopatkové části, jelikož výstupní úhly  $\beta_{2I}$  a  $\beta_{2II}$  jsou totožné s výstupním úhlem na střední proudnici  $\beta_2$ . Také předpokládáme, že kapalina proudí do lopatkové části axiálním směrem, tudíž bez rotačních složek. Podle Obrázku 16 musíme určit meridiánové rychlosti a vstupní úhly do lopatkové části na okrajových proudnicích.



Obrázek 16: Označení vstupních bodů do lopatkové části

Nyní již můžeme pomocí průměrů na vstupu spočítat hodnoty uášívých rychlostí.

$$u_{1I} = \frac{\pi * D_{1I} * n}{60} = \frac{\pi * 0,1726 * 1\,478}{60} = 13,35 \text{ m/s}$$

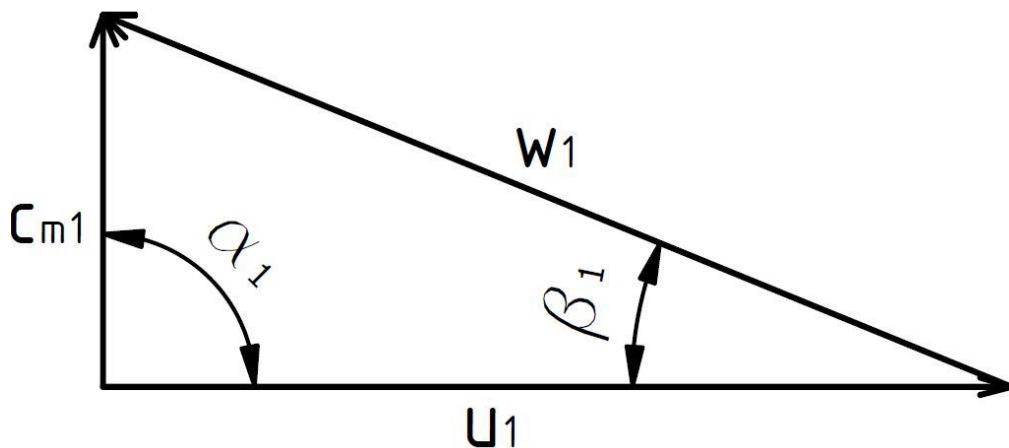
$$u_{1II} = \frac{\pi * D_{1II} * n}{60} = \frac{\pi * 0,14 * 1\,478}{60} = 10,83 \text{ m/s}$$

Pro určení úhlů na vstupu musíme ještě určit meridiánové rychlosti v daných bodech, pro které musíme znát součinitel zúžení a také šířku kanálu v daných bodech. Součinitel zúžení je volen stejný jako v kapitole 6.7 pro všechny body na vstupní hraně  $\varphi = 0,81$ . Šířka kanálu je měřena na kolmici ke střední proudnici v okrajových bodech A a B. Šířka kanálu  $b_{1I} = 48 \text{ mm}$  a  $b_{1II} = 43 \text{ mm}$ .

$$c_{m1I} = \frac{Q'}{\pi * D_{1I} * b_{1I} * \varphi_1} = \frac{0,0875}{\pi * 0,1726 * 0,048 * 0,81} = 4,15 \text{ m/s}$$

$$c_{m1II} = \frac{Q'}{\pi * D_{1II} * b_{1II} * \varphi_1} = \frac{0,0875}{\pi * 0,14 * 0,043 * 0,81} = 5,71 \text{ m/s}$$

Pomocí obecného trojúhelníku rychlostí (Obrázek 17) na vstupu do lopatkové části, který platí pro oba okrajové body A a B, je možné určit úhly  $\beta_{1I}$  a  $\beta_{1II}$ . Jak bylo již zmíněno, tak kapalina proudí k oběžnému kolu v axiálním směru, což znamená, že  $c_{u1} = 0$  a  $\alpha_1 = 90^\circ$ .



Obrázek 17: Rychlostní trojúhelník na vstupu do lopatkové části

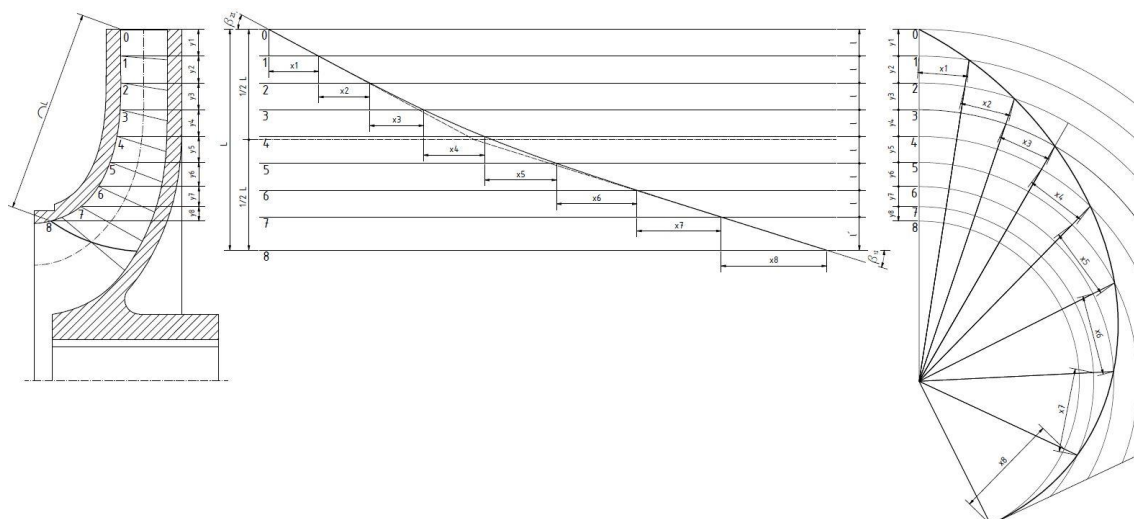
Se znalostí rychlostního trojúhelníku na Obrázku 17 již známe poměry na vstupu a také známe vypočtené hodnoty meridiánových a unášivých rychlostí.

$$\beta_{1I} = \arctan \frac{c_{m1I}}{u_{1I}} = \arctan \frac{4,15}{13,35} = 17,26^\circ$$

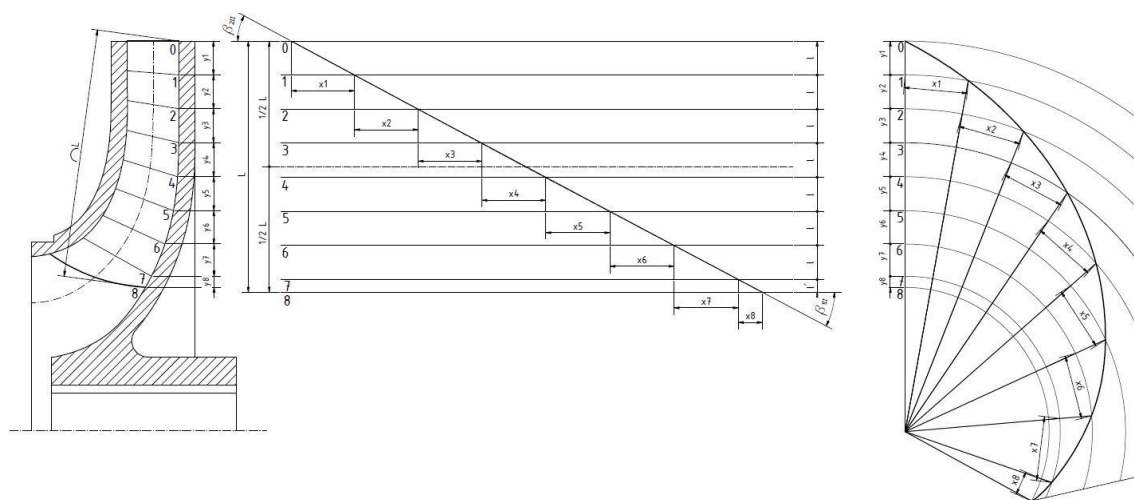
$$\beta_{1II} = \arctan \frac{c_{m1II}}{u_{1II}} = \arctan \frac{5,71}{10,83} = 27,79^\circ$$

Vzhledem k tomu, že již známe úhly  $\beta_{1I}$  a  $\beta_{1II}$  je možné sestavit tvary proudnic I a II Kaplanovou metodou. Konstrukce okrajových proudnic jsou znázorněny na Obrázku 18 a Obrázku 19.

## Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla



Obrázek 18: Konstrukce okrajové proudnice I Kaplanovou metodou

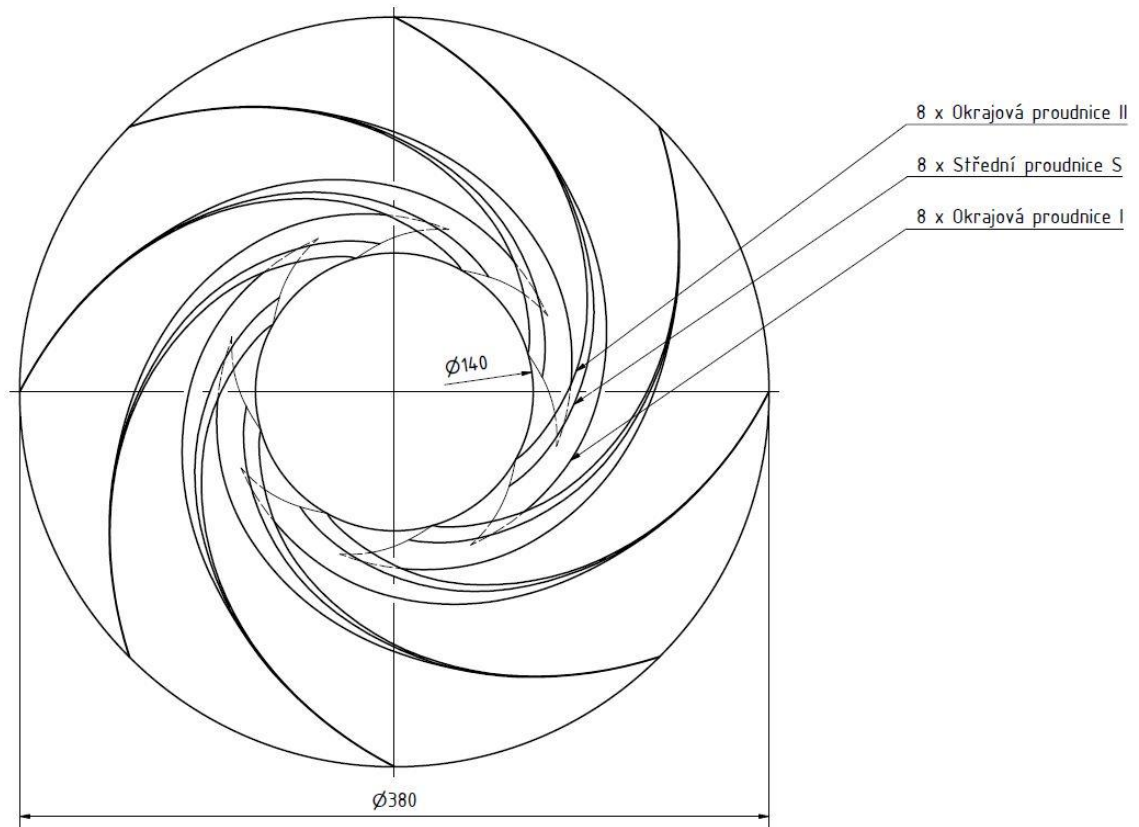


Obrázek 19: Konstrukce okrajové proudnice II Kaplanovou metodou



## 6.12. Proudnice v půdorysu oběžného kola

Vzhledem k tomu, že jsou již sestrojeny všechny tři proudnice oběžného kola v jeho půdorysu, je možné přenést jejich křivky na samotný výkres (Obrázek 20, Příloha 5). Proudnice se následně zobrazí do půdorysu podle počtu lopatek. V tomto případě jsou tedy proudnice vyneseny 8 x (počet lopatek  $z = 8$ ).



Obrázek 20: Proudnice v půdorysu oběžného kola

Z výkresu se dá určit, zda kanál bude či nebude tzv. ucpaný. Pokud by se stejné proudnice při zobrazení všech osmi do půdorysu protnuly, musel by se změnit samotný návrh. V tomto případě je mezi stejnými proudnicemi dostatečná mezera, návrh je tedy v pořádku. Avšak pro lepší parametry samotného čerpadla by bylo vhodnější, aby okrajová proudnice I měla na vstupu do lopatek úhel  $\beta_{11}$  vyšší. To by znamenalo přiblížení vstupní hrany proudnice blíže ostatním proudnicím a zlepšilo by to samotné parametry. Pro tuto změnu by bylo nutné změnit vstupní hranu čerpadla. Vzhledem ke složitosti změny a samotného návrhu je však tento stav adekvátní.

## 7. Návrh spirálového difuzoru

Úkolem spirály je přeměnit část kinetické energie, která vzniká v oběžném kole, na potenciální energii. Tuto funkci může vykonávat také rozvaděč, avšak ten se častěji využívá u článkových čerpadel. Pro jednostupňové čerpadlo je použití spirály vhodnější. Při samotném výpočtu spirály se nejčastěji využívají dva předpoklady. V prvním případě můžeme předpokládat, že je zachován zákon konstantního proudění, při kterém platí:

$$r * c_u = konst.,$$

kde  $c_u$  je obvodová složka absolutní rychlosti uvnitř spirály a  $r$  je poloměr ve spirále.

Druhý předpoklad je založený na uvažování konstantní rychlosti kapaliny v celém průtočném průřezu spirály.

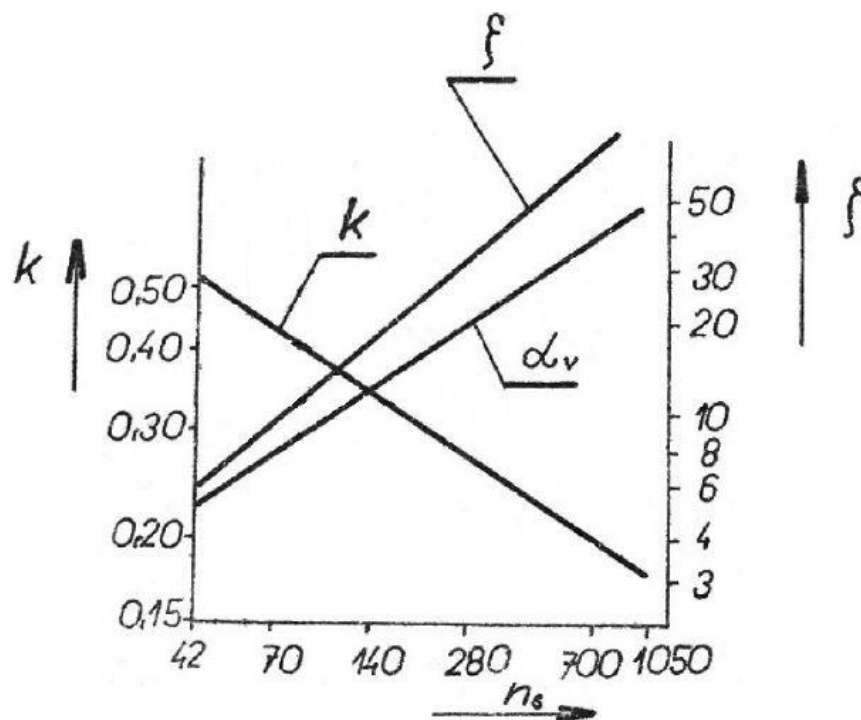
$$c_4 = konst.$$

Rychlost  $c_4$  by měla být podobná jako rychlost kapaliny, která vytéká z oběžného kola.

Tuto rychlost určíme:

$$c_4 = k * \sqrt{2 * g * H} = 0,4 * \sqrt{2 * 9,81 * 45} = 11,88 \text{ m/s},$$

kde  $k$  je parametr, který je pro specifické otáčky  $n_s$  odečten z diagramu na Obrázku 21. (3)



Obrázek 21: Směrné parametry pro řešení spirály (3)

Z diagramu na Obrázku 21 také určíme velikost výrazu:

$$\xi = \frac{D_3 - D_2}{D_2} * 100 = 17,1$$

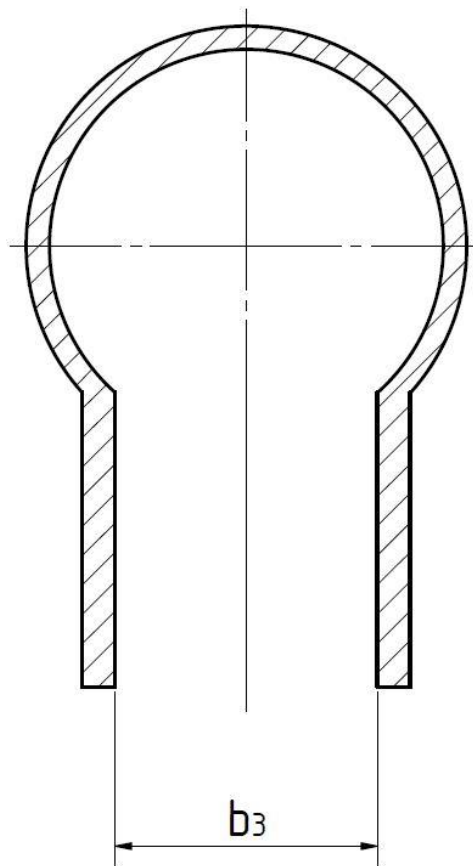
$$D_s = \frac{17,1}{100} * D_2 - D_2 = 0,171 * 0,38 + 0,38 = 0,445 \text{ m}$$

kde průměr  $D_s$  je vstupním průměrem spirály.  $D_2$  je již známý výstupní průměr oběžného kola.

Ze základních parametrů, které jsou pro návrh spirály nutné určit, chybí ještě určit šířku spirály  $b_3$ .

$$b_3 = 1,5 \div 1,8 * b_2 = 1,6 * 0,025 = 0,04 \text{ m} = 40 \text{ mm}$$

Tvar spirály je řešen výpočtem ploch jednotlivých řezů. Současně se navrhne základní geometrie těchto řezů. Použitý geometrický obrys je znázorněn na Obrázku 22.



Obrázek 22: Kruhový profil spirály

Nejprve je nutné spočítat plochy jednotlivých vhodně zvolených řezů spirály (Obrázek 23). Plochy řezů se počítají tak, že v bodě P (Obrázek 23) je tzv. nos spirály, v kterém je průtočné množství nulové. Postupně dochází k lineárnímu nárůstu objemového množství až po koncovou hodnotu  $Q$  v posledním řezu. Plochy zvolených řezů se dají spočítat následovně: (3)

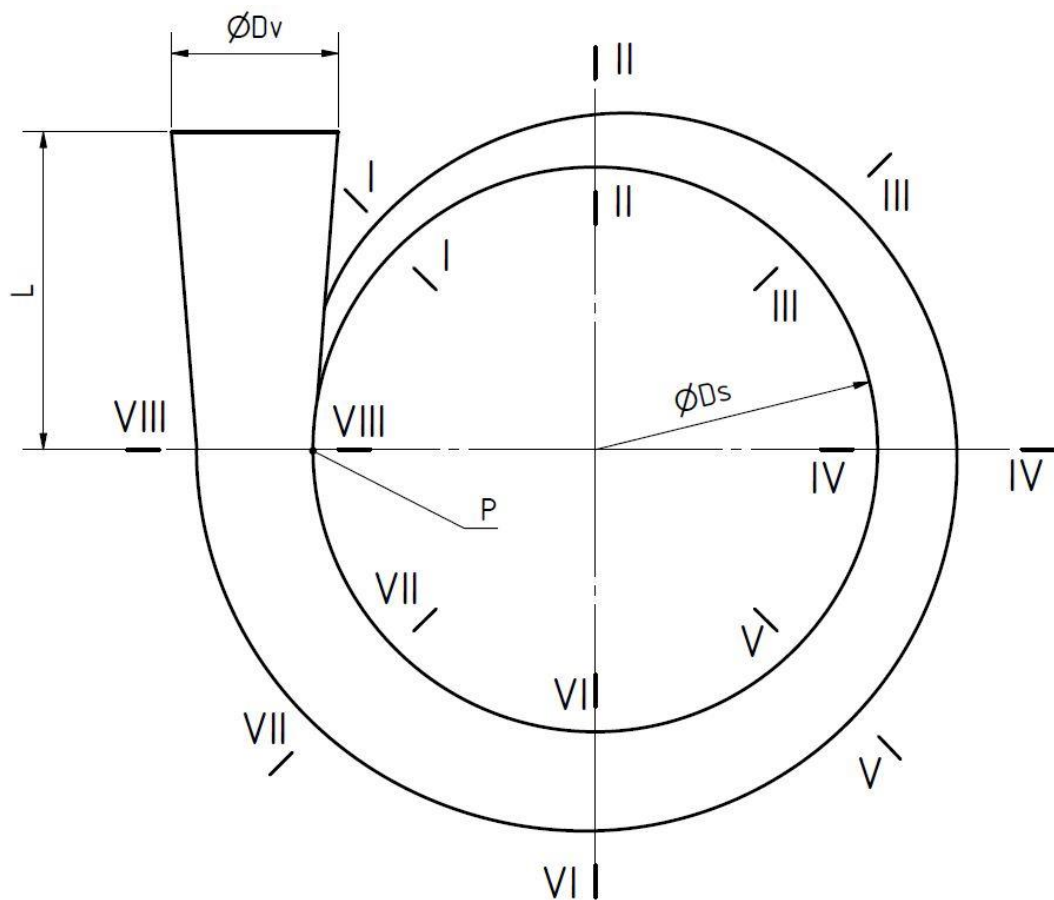
$$S_n = \frac{n}{n} * \frac{Q}{c_4}$$

$$S_{n-1} = \frac{n-1}{n} * \frac{Q}{c_4}$$

$$S_{n-2} = \frac{n-2}{n} * \frac{Q}{c_4}$$

$$S_1 = \frac{1}{n} * \frac{Q}{c_4}$$

kde  $n$  je počet zvolených řezů.



Obrázek 23: Spirála (3)

- Výpočet jednotlivých ploch řezů:

$$S_{VIII} = \frac{8}{8} * \frac{Q}{c_4} = \frac{0,0833}{11,88} = 0,007011 \text{ m}^2$$

$$S_{VII} = \frac{7}{8} * \frac{Q}{c_4} = \frac{7}{8} * \frac{0,0833}{11,88} = 0,006135 \text{ m}^2$$

$$S_{VI} = \frac{6}{8} * \frac{Q}{c_4} = \frac{6}{8} * \frac{0,0833}{11,88} = 0,005259 \text{ m}^2$$

$$S_V = \frac{5}{8} * \frac{Q}{c_4} = \frac{5}{8} * \frac{0,0833}{11,88} = 0,004382 \text{ m}^2$$

$$S_{IV} = \frac{4}{8} * \frac{Q}{c_4} = \frac{4}{8} * \frac{0,0833}{11,88} = 0,003506 \text{ m}^2$$

$$S_{III} = \frac{3}{8} * \frac{Q}{c_4} = \frac{3}{8} * \frac{0,0833}{11,88} = 0,002629 \text{ m}^2$$

$$S_{II} = \frac{2}{8} * \frac{Q}{c_4} = \frac{2}{8} * \frac{0,0833}{11,88} = 0,001753 \text{ m}^2$$

$$S_I = \frac{1}{8} * \frac{Q}{c_4} = \frac{1}{8} * \frac{0,0833}{11,88} = 0,000876 \text{ m}^2$$

Nyní již známe plochy v jednotlivých řezech, je tedy možné spirálu sestrojít. Z konstrukčních důvodů byly hodnoty řezů upraveny a jejich konečné hodnoty jsou odečteny z výkresu (Příloha 6) a shrnuty v Tabulce 5.

Tabulka 5: Plochy řezů

$S_{VIII}$	0,006969 m <sup>2</sup>
$S_{VII}$	0,006093 m <sup>2</sup>
$S_{VI}$	0,005272 m <sup>2</sup>
$S_V$	0,004382 m <sup>2</sup>
$S_{IV}$	0,003565 m <sup>2</sup>
$S_{III}$	0,002618 m <sup>2</sup>
$S_{II}$	0,001773 m <sup>2</sup>
$S_I$	0,000843 m <sup>2</sup>

Nyní již zbývá určit pouze výstupní rychlost  $c_v$ , pro jejíž určení musíme znát výstupní průměr  $D_v$  (Obrázek 23). Jelikož je na výstupu použita příruba (DIN 2633, DN 150, PN 16), který má vnitřní průměr  $D_v = 159,3$  mm, pak se výstupní rychlost stanoví následovně.

$$c_v = \frac{4 * Q}{\pi * D_v^2} = \frac{4 * 0,0833}{\pi * 0,1593^2} = 4,18 \text{ m/s}$$

## 8. Pevnostní kontrola

### 8.1. Pevnostní kontrola pera pod oběžným kolem

Vzhledem k průměru hřídele  $d = 38$  mm bylo zvoleno příslušné pero 10 x 8 x 70 ČSN 02 2562, jehož parametry jsou uvedeny v Tabulce 6. Hodnoty pera jsou normalizovány dle ČSN 02 2562. (7)

Tabulka 6: Rozměry pera a hřídele

$b$	10 mm	šířka pera
$h$	8 mm	výška pera
$t$	4,7 mm	drážka v hřídeli
$t_1$	3,3 mm	drážka v náboji
$l$	70 mm	délka pera
$l_a$	60 mm	činná délka pera
$d$	38 mm	průměr hřídele
$M_K$	355 300 Nmm	krouticí moment

Kontrola pera se provádí na tlak  $p$  ve styčných plochách a na stříh  $\tau_s$ .

- Kontrola na tlak  $p$  ve styčných plochách (otlačení):

$$p = \frac{4 * M_K}{l_a * h * d} = \frac{4 * 355\,300}{60 * 8 * 38} = 77,9 \text{ MPa}$$

Materiál pera je ocel 11 600. Pro tento materiál je dovolená hodnota tlaku  $p_D = 120$  MPa. Vzhledem k tomu, že je vypočtená hodnota menší než dovolená hodnota tlaku, tak zvolené pero vyhovuje na tlak. (8)

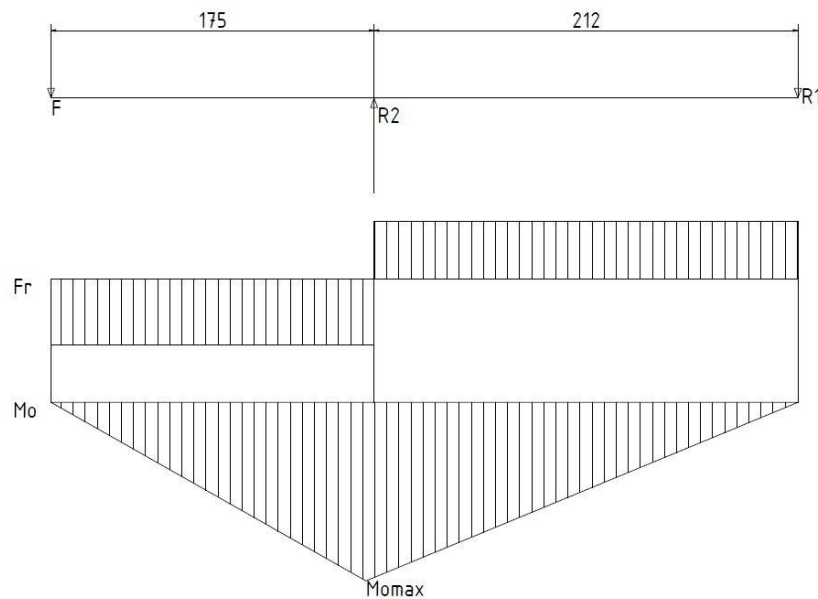
- Kontrola na stříh  $\tau_s$ :

$$\tau_s = \frac{2 * M_K}{l * b * d} = \frac{2 * 355\,300}{60 * 10 * 38} = 31,17 \text{ MPa}$$

Pro ocel 11 600, která je použita na výrobu pera, je dovolená hodnota střížného napětí  $\tau_{Ds} = 60$  MPa. Vzhledem k tomu, že je vypočtená hodnota menší než dovolená hodnota tlaku, tak zvolené pero vyhovuje podmínce na stříh. (8)

## 8.2. Pevnostní kontrola hřídele

Hřídel je namáhána kombinovaně ohybem a krutem. Kontrola se provádí v místech maximálních ohybových momentů. V tomto případě je kontrola provedena pod ložisky v místech působí reakcí ( $R_1$  a  $R_2$  na Obrázku 24) a také v místě působení oběžného kola ( $F$ ). Schéma průběhu silových účinků a ohybového momentu je vyobrazeno na Obrázku 24.



Obrázek 24: Průběh silových účinků a ohybového momentu

Díky tomuto schématu průběhu silových účinků a ohybového momentu můžeme určit velikosti reakcí v kontrolovaných místech hřídele, které jsou potřeba pro stanovení ohybového momentu. (8)

- Síla  $F$  působící v místě pod oběžným kolem:

$$F = m * g = 17,471 * 9,81 = 171,4 \text{ N},$$

kde  $m$  je hmotnost oběžného kola odečtená z výkresu v Příloze 7.

- Reakce  $R_1$  působící pod kuličkovým ložiskem:

$$R_1 = \frac{F * 175}{212} = \frac{171,4 * 175}{212} = 141,5 \text{ N}$$

## Bc. Vít Šákr: Návrh odstředivého čerpadla

- Reakce  $R_2$  působící pod válečkovým ložiskem:

$$R_2 = \frac{F * (175 + 212)}{212} = \frac{171,4 * 387}{212} = 312,9 \text{ N}$$

- Stanovení velikosti maximálního ohybového momentu  $M_{OMAX}$ :

$$M_{OMAX} = F * 212 = 171,4 * 212 = 36\,337 \text{ Nmm}$$

Pro výpočet napětí v ohybu a krutu je třeba ještě spočítat moduly průřezů v ohybu  $W_O$  a v krutu  $W_K$ .

- Modul průřezu v ohybu  $W_O$ :

$$W_O = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 38^3}{32} = 5\,387 \text{ mm}^3$$

- Modul průřezu v krutu  $W_K$ :

$$W_K = \frac{\pi * d^3}{16} = \frac{\pi * 38^3}{16} = 10\,774 \text{ mm}^3$$

Nyní již můžeme pomocí ohybového momentu stanovit ohybové napětí  $\sigma_O$ :

$$\sigma_O = \frac{M_{OMAX}}{W_O} = \frac{36\,337}{5\,387} = 6,74 \text{ MPa}$$

Stanovení napětí v krutu  $\tau_K$ :

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{355\,300}{10\,774} = 32,9 \text{ MPa},$$

kde  $M_K = 355\,300 \text{ Nmm}$ . Tato hodnota byla vypočítána v předchozí kapitole 6.4.

Stanovení redukovaného napětí v ohybu  $\sigma_{RED}$ :

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + (\alpha * \tau_K)^2} = \sqrt{6,74^2 + (\sqrt{3} * 32,9)^2} = 57,38 \text{ MPa},$$

kde  $\alpha$  je součinitel, který se liší dle použité hypotézy. V tomto případě je  $\alpha = \sqrt{3}$  dle hypotézy HMM. (8)

Pro materiál hřídele, tedy ocel třídy 11 600, je maximální dovolené redukované napětí  $\sigma_{DRED} = 60 \text{ MPa}$ . Tato hodnota je větší než hodnota redukovaného napětí hřídele, proto je pevnostní kontrole hřídele vyhověno.

$$\begin{aligned} \sigma_{DRED} &> \sigma_{RED} \\ 60 \text{ MPa} &> 57,38 \text{ MPa} \end{aligned}$$



## 9. Výpočet ložisek

Ložiska jsou namáhána především radiálními silami, které jsou v tomto případě vyvolána hmotnostní silou oběžného kola. Hmotnost oběžného kola a potřebné rozměry jsou odečteny z Přílohy 7. Hmotnostní síla oběžného kola  $F$  je vypočtena dle vztahu:

$$F = m * g = 17,471 * 9,81 = 171,4 \text{ N}$$

Vzhledem k tomu, že nyní již známe zatěžující sílu  $F$ , tak je možné pomocí momentových a silových rovnic rovnováhy spočítat silové reakce v uložení  $R_1$  a  $R_2$  (provedeno v předchozí kapitole 8). Reakce  $R_1$  je silový účinek v místě kuličkového ložiska a reakce  $R_2$  v místě válečkového ložiska.

$$R_1 = 141,5 \text{ N}$$

$$R_2 = 312,9 \text{ N}$$

Základní vztah pro výpočet trvanlivosti ložisek:

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n}$$

kde  $C$  je dynamická únosnost ložisek, která je pro každý typ ložiska uváděna výrobcem (9) a exponent trvanlivosti  $p$  je rozdílný pro kuličková ložiska (bodový styk)  $p = 3$  a pro ostatní ložiska (čárový styk)  $p = \frac{10}{3}$ . (8)

- Trvanlivost kuličkového ložiska:

$$L_h = \left(\frac{65\,000}{141,5}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 1\,478} = 1\,093 * 10^6 \text{ h}$$

- Trvanlivost válečkového ložiska:

$$L_h = \left(\frac{127\,000}{312,9}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 1\,478} = 5\,582 * 10^6 \text{ h}$$

Základní trvanlivost ložisek by měla být nejméně 25 000 hodin. V tomto případě je hodnota vysoce překročena, vzhledem k malým radiálním silám. (8)

## 10. Výpočet mechanické ucpávky

Pro těsnění kapaliny byla zvolena mechanická ucpávka od firmy EagleBurgmann typu eMG. Tato ucpávka je vhodná pro řadu technologických procesů včetně čerpání horké vody. Základní vlastnosti tohoto typu ucpávky jsou uvedeny v Tabulce 7. (10)

Tabulka 7: Základní vlastnosti mechanické ucpávky typu eMG

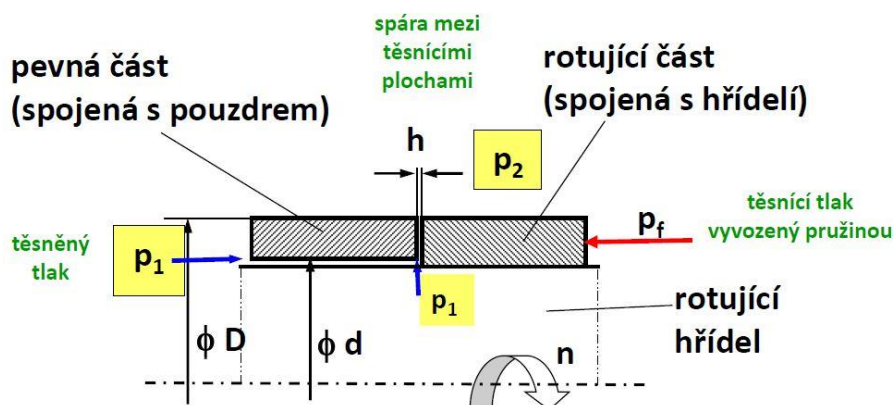
$p_1$	18 bar	max. tlak těsněného média
$t_{max}$	140 °C	max. teplota média
$v_g$	10 m/s	max. rychlost proudění média

Základní parametry zvoleného typu a velikosti ucpávky jsou uvedeny v Tabulce 8. (10)

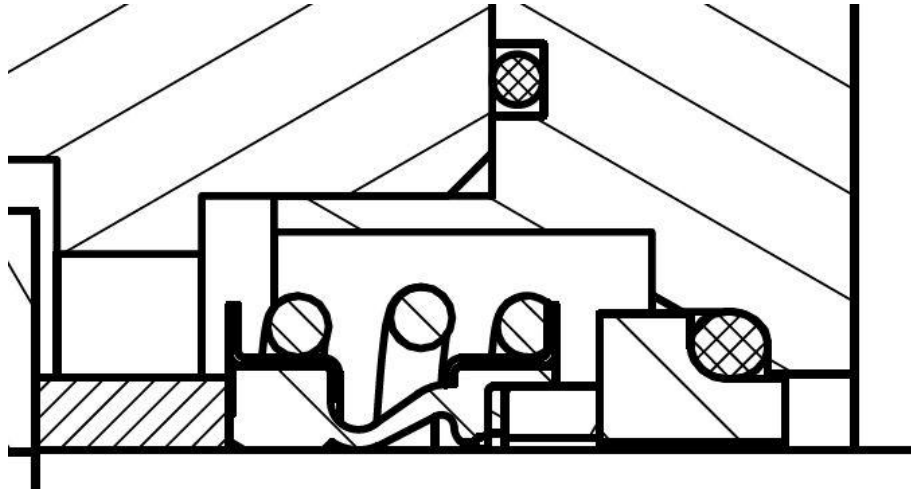
Tabulka 8: Základní parametry ucpávky typu eMG

$D$	0,054 m	vnější průměr
$d$	0,046 m	vnitřní průměr
$p_1$	500 kPa (a)	vnitřní tlak (těsněný)
$p_2$	100 kPa(a)	vnější tlak
$p_f$	1 800 kPa	těsnící tlak (přítlačné pružiny)
$h$	0,25 $\mu\text{m}$	těsnící spára
$n$	1 478 $\text{min}^{-1}$	otáčky hřídele
$f$	0,06	součinitel tření
$k$	0,9	balanční poměry ucpávky

Schéma těsnící plochy ucpávky (Obrázek 25) a následný řez použitou ucpávkou eMG (Obrázek 26):



Obrázek 25: Schéma těsnící plochy ucpávky (11)



Obrázek 26: Řez ucpávkou EagleBurgmann eMG

### 10.1. Třecí ztráty ucpávky

Celý výpočet mechanické ucpávky je proveden dle podkladů firmy EagleBurgmann.

(11)

- Tlaková diference na ucpávce:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 500 - 100 = 400 \text{ kPa}$$

- Kluzná rychlost na těsnící ploše (ve spáře):

$$u_g = \pi * \frac{(D + d)}{2} * n = \pi * \frac{(0,054 + 0,046)}{2} * \frac{1478}{60} = 3,87 \text{ m/s}$$

- Těsnící kluzná plocha:

$$A = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} * (0,054^2 - 0,046^2) = 0,000628 \text{ m}^2$$

- Potřebný výkon na pokrytí třecích ztrát:

$$P_R = (\Delta p * k + p_f) * u_g * A * f =$$
$$= (400\,000 * 0,9 + 1\,800\,000) * 3,87 * 0,000628 * 0,06 = 315 \text{ W}$$

Potřebný výkon na pokrytí třecích ztrát  $P_R$  mechanické ucpávky musí být pokryt elektromotorem. Jelikož je tento výkon v porovnání s výkonem motoru zanedbatelný, tak nebude výkon na pokrytí třecích ztrát ucpávky výrazně ovlivňovat volbu elektromotoru.

## 10.2. Množství vody potřebné na chlazení ucpávky

Pro výpočet potřebného množství vody na chlazení ucpávky se použije následující vzorec.

$$M_v = \frac{P_R + P_V}{\Delta t_v * c_{pv}} = \frac{315 + 0}{10 * 4180} = 0,007536 \frac{kg}{s} = 27,1 \frac{kg}{h}$$

kde  $P_V$  je turbulentní ztráta vířením chladicí vody v ucpávce (při obvodové rychlosti nižší jak 30 m/s se zanedbávají – zde je  $u_g = 3,87$  m/s),  $\Delta t_v$  je zvolené ohřátí vody a  $c_{pv}$  je měrná tepelná kapacita vody. (11)

## 10.3. Množství uniklé kapaliny

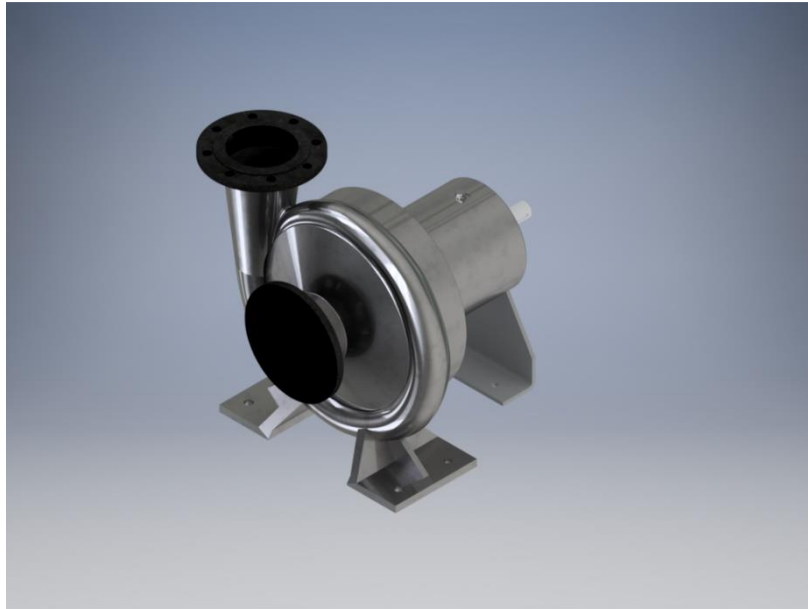
Množství uniklé kapaliny se vypočte podle následujícího empirického vztahu. Vzhledem k tomu, že se jedná o empirický vztah, tak se nedosazuje v jednotkách SI.

$$\begin{aligned} V_K &= \frac{h^3}{\mu * \ln \frac{D}{d}} * 1,885 * 10^{-4} * \Delta p - 7,751 * 10^{-19} * \rho * n^2 * (D^2 - d^2) = \\ &= \frac{0,25^3}{0,404 * 10^{-3} * \ln \frac{54}{46}} * 1,885 * 10^{-4} * 4 - 7,751 * 10^{-19} * 977,7 * 1478^2 * (54^2 - 46^2) = \\ &= 0,045 \text{ ml/h} = 1,09 \text{ ml/den} \end{aligned}$$

Při roční provozní době 6000 h/rok bude únik těsněné kapaliny cca 0,27 litrů. (11)

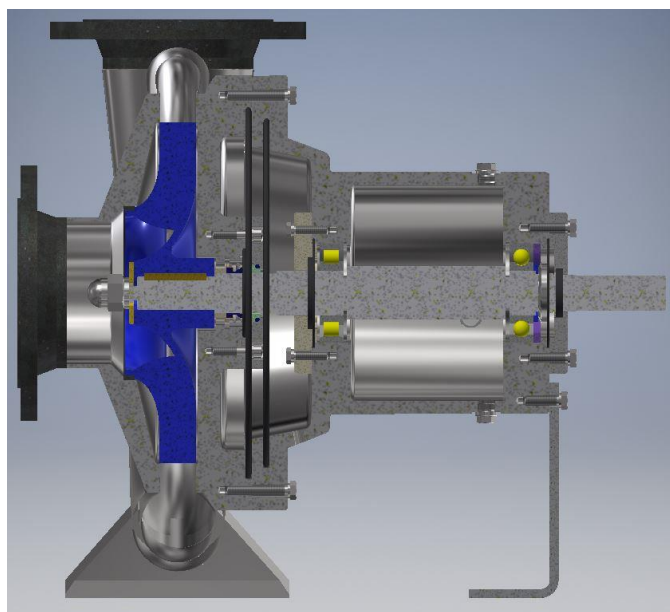
## 11. Výkres sestavy čerpadla

Při tvorbě finálního výkresu sestavy čerpadla byl pro lepší představu vytvořen model celé sestavy ve 3D (Obrázek 27).



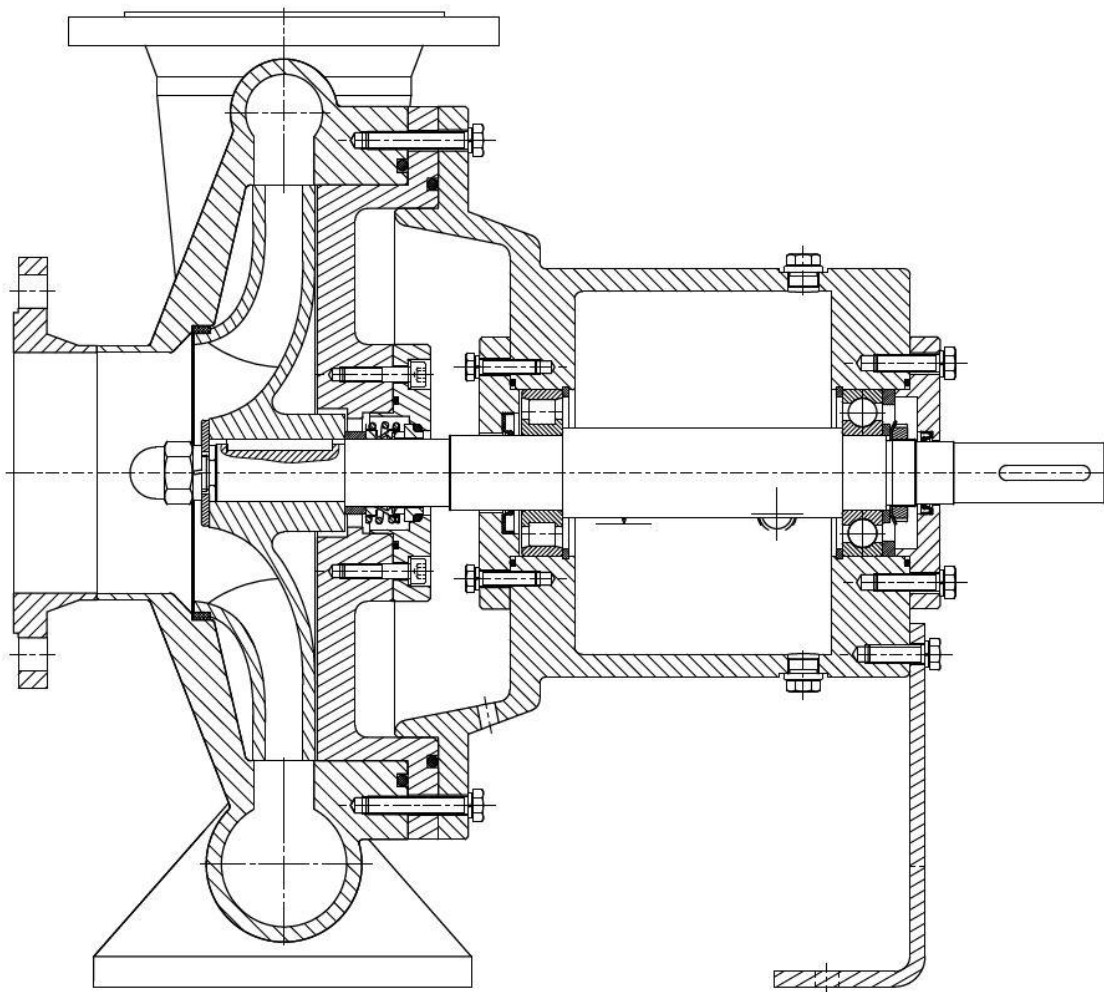
*Obrázek 27: Model sestavy čerpadla*

Řez tohoto čerpadla je k vidění na Obrázku 28.



*Obrázek 28: Řez sestavou čerpadla*

Z 3D modelu se dá již vytvořit samotný výkres sestavy, který je výstupem této diplomové práce (Příloha 7). Tato příloha je vložena i do textu diplomové práce na Obrázku 29.



Obrázek 29: Výkres sestavy čerpadla

## 12. Závěr

Diplomová práce je zaměřena na návrh odstředivého čerpadla pro čerpání horké vody. V teoretické části byly představeny základní parametry čerpadel, jejich dělení a volba správného typu čerpadla. Vzhledem k použití odstředivého čerpadla byl pojednán také princip transformace energie v oběžném kole hydrodynamického čerpadla.

V samotném návrhu byly podle zadaných parametrů vypočteny potřebné hodnoty pro návrh oběžného kola, jako jsou např. základní rozměry oběžného kola a geometrie lopatek (tloušťka, počet, úhly). Pomocí vypočtených parametrů byl stanoven meridiánový řez oběžného kola včetně průběhu vstupní hrany lopatek. Důležitý je pro návrh i počet lopatek a jejich tvar v půdorysu oběžného kola. Tvar byl vypracován pomocí Kaplanovy metody pro tři proudnice. Následně byl realizován návrh spirálového difuzoru. Ten je důležitý pro přeměnu kinetické na potenciální energii. Pevnostní kontroly hřídele a pera pod oběžným kolem prokázaly dostatečnou pevnost součástí zhotovených z konkrétního materiálu. Kontrola životnosti ložisek byla provedena a vzhledem k malým radiálním silám jí bylo vyhověno. Pro těsnění hřídele čerpadla byla zvolena mechanická ucpávka typu eMG od společnosti EagleBurgmann. Pro tuto ucpávku byly vypočítány hodnoty potřebné vody na její chlazení a množství uniklé kapaliny.

V závěru byl vypracován výkres sestavy odstředivého čerpadla, který je finálním výstupem této diplomové práce.

## Seznam citované literatury

- (1) MELICHAR, Jan. *Úvod do čerpací techniky*. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05056-9
- (2) MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04383-7.
- (3) STRÝČEK, Oldřich a Martin GANČO. *Čerpadlá: Konštrukcia a hydraulický výpočet*. 1968. Bratislava: Slovenská vysoká škola technická v Bratislavě, 1968.
- (4) ABB: generátor motorů. *ABB* [online]. 2019 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://www145.abb.com/>
- (5) E-konstruktor. *E-konstruktor: Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel* [online]. Praha, 2017 [cit. 2019-05-8]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mez-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- (6) GRUBER, Josef. *Mechanika II: Pružnost a pevnost* [online]. Plzeň [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: [http://www.spstr.pilsedu.cz/osobnistranky/josef\\_gruber/mec\\_uceb/mec2\\_txt.pdf](http://www.spstr.pilsedu.cz/osobnistranky/josef_gruber/mec_uceb/mec2_txt.pdf)
- (7) DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky: pro konstrukci i dílnu*. 2002. Český Těšín: MONTANEX, 1999. ISBN 80-85780-95-X.
- (8) KUGL, Otmar. *Projekt: III. ročník*. Praha: České vysoké učení technické, 2000. ISBN 8001016382.
- (9) SKF: databáze ložisek. *Bearings, units and housings* [online]. Gothenburg: SKF, 2019 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/index.html>
- (10) *EagleBurgmann: eMG - Sealing Solutions* [online]. EagleBurgmann, 2019 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.eagleburgmann.com/en/products/mechanical-seals/mechanical-seals-for-pumps/elastomer-bellows-seals/emg>.
- (11) HOFFMAN, Pavel. *Základy stavby procesních zařízení: Cvičení č. 11: Výpočet ucpávky*. 2017. Praha: ČVUT, 2017.



## Seznam obrázků

Obrázek 1: Rozdělení hydrostatických čerpadel (1) .....	16
Obrázek 2: Rozdělení hydrodynamických čerpadel (1) .....	17
Obrázek 3: Oblasti použití čerpadel různých typů (2) .....	18
Obrázek 4: Závislost tvaru oběžných kol čerpadel na rychloběžnosti nebo měrných otáčkách (2) .....	19
Obrázek 5: Kinematické poměry v radiálním oběžném kole (2).....	21
Obrázek 6: Schematické znázornění rychlostí, rychlostních trojúhelníků a sil (2) .....	22
Obrázek 7: Závislost účinnosti čerpadla na průtoku a specifických otáčkách (3) .....	27
Obrázek 8: Hlavní rozměry radiálního oběžného kola.....	28
Obrázek 9: Směrné parametry čerpadla (3) .....	30
Obrázek 10: Schématické znázornění postupu návrhu oběžného kola.....	34
Obrázek 11: Těsnění na oběžném kole.....	36
Obrázek 12: Detail těsnící spáry .....	36
Obrázek 13: Průběh relativní rychlosti w podél střední proudnice.....	42
Obrázek 14: Průběh meridiánové rychlosti podél středí proudnice .....	44
Obrázek 15: Konstrukce střední proudnice S Kaplanovou metodou .....	45
Obrázek 16: Označení vstupních bodů do lopatkové části.....	46
Obrázek 17: Rychlostní trojúhelník na vstupu do lopatkové části .....	47
Obrázek 18: Konstrukce okrajové proudnice I Kaplanovou metodou.....	48
Obrázek 19: Konstrukce okrajové proudnice II Kaplanovou metodou.....	48
Obrázek 20: Proudnice v půdorysu oběžného kola .....	49
Obrázek 21: Směrné parametry pro řešení spirály (3) .....	50
Obrázek 22: Kruhový profil spirály.....	51
Obrázek 23: Spirála (3).....	52
Obrázek 24: Průběh silových účinků a ohybového momentu .....	55
Obrázek 25: Schéma těsnící plochy ucpávky (11).....	58
Obrázek 26: Řez ucpávkou EagleBurgmann eMG.....	59
Obrázek 27: Model sestavy čerpadla.....	61
Obrázek 28: Řez sestavou čerpadla .....	61
Obrázek 29: Výkres sestavy čerpadla .....	62

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Zadané parametry .....	25
Tabulka 2: Shrnutí předběžně vypočtených rozměrů oběžného kola .....	33
Tabulka 3: Základní rozměry oběžného kola .....	34
Tabulka 4: Vypočtené hodnoty vybraných bodů podél střední proudnice .....	44
Tabulka 5: Plochy řezů .....	53
Tabulka 6: Rozměry pera a hřídele .....	54
Tabulka 7: Základní vlastnosti mechanické ucpávky typu eMG .....	58
Tabulka 8: Základní parametry ucpávky typu eMG .....	58

## Seznam příloh

Příloha 1: Meridiánový řez oběžného kola
Příloha 2: Konstrukce střední proudnice S
Příloha 3: Konstrukce okrajové proudnice I
Příloha 4: Konstrukce okrajové proudnice II
Příloha 5: Proudnice v půdorysu oběžného kola
Příloha 6: Konstrukce spirálového difuzoru
Příloha 7: Sestava odstředivého čerpadla