

# ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav energetiky



## **Hydraulický návrh vícestupňového ponorného čerpadla**

Hydraulic design of multistage submersible pump

### **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Autor:** Bc. Radek Palička  
**Studijní obor:** Energetika  
**Studijní program:** Strojní inženýrství  
**Vedoucí práce:** Prof. Ing. Jan Melichar, CSc.

Praha 2017

### **Bibliografická citace**

Bc. PALIČKA, Radek. *Hydraulický návrh vícestupňového ponorného čerpadla*. Praha, 2017. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Prof. Ing. Jan Melichar, CSc.

**Prohlášení:**

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorských zákonů).

V Praze dne 1. 6. 2017

Podpis:

**Poděkování:**

Tímto děkuji panu Prof. Ing. Janu Melicharovi, CSc. za cenné připomínky, podklady a rady týkající se zpracování diplomové práce.

## **Anotační list**

---

<b>Jméno autora:</b>	Radek Palička
<b>Název DP:</b>	Hydraulický návrh vícestupňového ponorného čerpadla
<b>Anglický název:</b>	Hydraulic design of multistage submersible pump
<b>Akademický rok:</b>	2016/2017
<b>Ústav/Odbor:</b>	Ústav energetiky/Chladicí, kompresorová a čerpací zařízení
<b>Vedoucí DP:</b>	Prof. Ing. Jan Melichar, CSc.
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 41
	Počet obrázků: 38
	Počet příloh: 2

### **Anotace:**

Tato práce pojednává o hydraulickém výpočtu a částečně konstrukci vícestupňových ponorných hydrodynamických čerpadel (čerpadla jsou jedny z nejrozšířenějších energetických strojů), které se používají v řadě technických zařízení, zejména tedy pro čerpání podzemní vody z vrtů dle požadovaných parametrů. Konkrétní zaměření není na technologii výroby ani na konstrukci, ale na samotný hydraulický návrh ponorného čerpadla (počet stupňů, účinnost apod.). Zejména pak jde o hydraulický výpočet oběžného kola a převaděče (difuzor s vratnými kanály) včetně návrhu lopatek a to jak v oběžném kole, tak ve vratných kanálech.

### **Abstract:**

This thesis deals about hydraulic calculations and partly constructive multistage submersible hydrodynamic pumps (water pumps are one of the most widespread energetic machines), which are using in many technical devices used to different purposes, especially for pumping of groundwater from drills according to required parameters. Specific focus isn't in technology nor construction, but in the hydraulic design itself (number of stages, efficiency etc.). Mainly it is about hydraulic calculation of impeller and converter (diffusor with return channels) including design of blades in impeller and also in return channels.

### **Klíčová slova:**

hydraulický návrh vícestupňového ponorného čerpadla, hydraulický návrh oběžného kola, hydraulický návrh převaděče

### **Key words:**

hydraulic design of multistage submersible pump, hydraulic design of impeller, hydraulic design of diffusor

## Obsah:

1. Úvod .....	4
2. Vícestupňová ponorná hydrodynamická čerpadla.....	4
2.1. Jednotlivé ukázky VPČ od jednotlivých firem .....	4
2.1.1. KSB - ponorná čerpadla UPA .....	4
2.1.2. Grundfos – ponorná čerpadla řady UPS .....	5
2.1.3. Calpeda – ponorná čerpadla řady SD .....	6
2.1.4. Pedrollo – ponorná čerpadla řady SR .....	7
3. Hydraulický výpočet oběžného kola .....	8
3.1. Základní výpočty .....	8
3.2. Výpočet a konstrukce tvaru lopatek.....	18
4. Hydraulický výpočet převaděče (difuzoru) s vratnými kanály .....	26
4.1. Základní výpočty .....	31
4.2. Konstrukce tvaru lopatek vratných kanálů .....	34
5. Závěr.....	36
6. Zkratky / vysvětlivky:.....	37
7. Použité značky, symboly a indexy .....	37
8. Seznam použité literatury a ostatní zdroje.....	40

## Seznam obrázků:

Obrázek 1 - Produktová řada KSB UPA 100C [3].....	5
Obrázek 2 - Ukázka čerpadla Grundfos z řady SP [4] .....	6
Obrázek 3 - Produktová řada Capleda SD [5] .....	7
Obrázek 4 - Ukázka ponorného čerpadla Pedrollo 4SR .....	7
Obrázek 5 - Sériové řazení OK [7].....	9
Obrázek 6 - Dosažitelné celkové účinnosti jednostupňových hydrodynamických čerpadel v závislosti na měrných či specifických otáčkách [8] .....	10
Obrázek 7 - Závislost směrných parametrů rychlostí na měrných otáčkách [9] .....	12
Obrázek 8 - Meridiální řez OK [7] .....	14
Obrázek 9 - Průběh meridiální rychlosti v OK [7] .....	15
Obrázek 10 - Kompletní meridiální řez OK .....	16
Obrázek 11 - Tvary těsnících spár [7] .....	17

Obrázek 12 - Směrné hodnoty specifických mer. rychlostí a počtu lopatek z OK různých typů čerpadel [8].....	17
Obrázek 13 - Tvar a počet lopatek v OK.....	19
Obrázek 14 - Vstupní rychlostní trojúhelník v OK .....	20
Obrázek 15 - Výstupní rychlostní trojúhelník v OK .....	21
Obrázek 16 - Průměry na vstupní hraně OK .....	21
Obrázek 17 - Návrh tvaru lopatek na střední proudnici OK Kaplanovou metodou .....	22
Obrázek 18 - Vstupní rychlostní trojúhelník v OK (proudnice na nosném disku).....	23
Obrázek 19 - Vstupní rychlostní trojúhelník v OK (proudnice na krycím disku).....	23
Obrázek 20 - Návrh tvaru lopatek OK na proudnici krycího disku Kaplanovou metodou .	24
Obrázek 21 - Návrh tvaru lopatek na proudnici nosného OK Kaplanovou metodou.....	25
Obrázek 22 - Kompletní pohled na lopatky OK. Na obrázku vlevo vidíme znázorněné všechny 3 proudnice. ....	26
Obrázek 23 – Článek vícestupňového radiálního čerpadla s radiálním lopatkovým rozvaděčem [11] .....	27
Obrázek 24 – Článek vícestupňového radiálního čerpadla s axiálním rozvaděčem[11]...	27
Obrázek 25 – Difuzor diagonálního a axiálního čerpadla [11] .....	27
Obrázek 26 - Hydrodynamické článkové čerpadlo s originálním difuzorem a převaděčem [10] .....	28
Obrázek 27 - Obrázky difuzoru s dvojím tvarováním lopatek v prostředí AI [13].....	28
Obrázek 28 - Fotografie vytištěného difuzoru s dvojím tvarováním lopatek [13] .....	28
Obrázek 29 - Lopatkový boční přívod vícestupňového čerpadla [12] .....	29
Obrázek 30 - Mezičlánek radiálního čerpadla s rozváděcími a vratnými lopatkami [12]...	29
Obrázek 31 - Hydrodynamické diagonální čerpadlo s lopatkovým difzorem [10].....	30
Obrázek 32 - Hydrodynamické radiální čerpadlo s axiálním lopatkovým difuzorem [10].	30
Obrázek 33 - Příklad hydraulického řešení vratných lopatek difuzoru ve 3D [10].....	30
Obrázek 34 - Navrhovaný převaděč (znázornění rozměrů).....	31
Obrázek 35 - Meridiální řez navrhovaného převaděče.....	34
Obrázek 36 - Zakřivení lopatek OK (vlevo) a lopatek vratných kanálů (vpravo).....	35
Obrázek 37 - Návrh tvaru lopatek ve vratném kanálu.....	35
Obrázek 38 - Průtočný průřez.....	36

## 1. Úvod

V této práci se zaměřím na vícestupňová ponorná hydrodynamická čerpadla, používána hlavně pro čerpání podzemní vody z vrtů. Primárně se zaměřím na konkrétní hydraulický výpočet pro zadané parametry ( $Q = 3 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H = 150 \text{ m}$ ) a to včetně postupných rozkresů návrhu lopatek v oběžném kole a ve vratných kanálech. Sekundárně v této práci uvedu různé výrobce s různými koncepčními řešeními právě vícestupňových ponorných čerpadel (zejména tedy na požadované parametry, resp. v oblasti, kde se naše parametry vyskytují). Okrajově také zmíním konstrukční řešení a uvedu celý průtočný průřez, ve kterém bude znázorněna hydraulická část stupňů, ale i oblasti sání a výtlačku.

V případě detailního konstrukčního a technologického řešení, bychom se dostali nad rámec diplomové práce. Sortiment světoznámých výrobců čerpadel obsahuje, kromě typů jako například oběhová, bagrovací, kalová apod., samozřejmě i ponorná vícestupňová čerpadla (některé uvádějí i koncepční řešení včetně použitých materiálů na jednotlivé strojní součásti). I přes tento fakt by bylo velice časově náročné dostat se skrze hydraulický výpočet a technologii se samotnou konstrukcí až na sériově vyráběné kusy jako mají například firmy: KSB, Grundfos, Wilo nebo: Calpeda, Ebara, AlfaPumpy či Pedrollo atd. Vybrané značky a typy PVC jsou znázorněny v kapitolách 2.1.1 a dále.

## 2. Vícestupňová ponorná hydrodynamická čerpadla

Veškeré typy ponorných čerpadel do vrtů musí splňovat značné množství parametrů, jako jsou velká dopravní výška či dostatečný sací výkon (musí být schopno vyčerpat vodu z potřebné hloubky). Dále musí splňovat například podmínku velikosti (max. průměr čerpadla musí být alespoň o 5 mm menší než průměr vrtu). Protože je samotný vrt opatřen potrubím, které vrt chrání před sesuvem, není proto nutné klást tak velký důraz na jejich odolnost vzhledem k relativní bezpečnosti a čistotě vrtu samotného. [1]

### 2.1. Jednotlivé ukázky VPČ od jednotlivých firem

#### 2.1.1. KSB - ponorná čerpadla UPA

Ponorná čerpadla konstrukční řady UPA v celonerezovém provedení byla navržena pro dlouhodobě bezúdržbový provoz. Otěruvzdorné materiály zajišťují optimální provoz i za těžkých provozních podmínek, jaké představují média obsahující písek. Čerpadlo a motor se perfektně shodují.

Bezúdržbová ponorná čerpadla bodují kromě toho svou konstrukcí: jsou velmi štíhlá a tak jsou především vhodná pro instalaci do:



- Vrtů
- Šachet
- Vodních nádrží

Navíc jsou vhodná pro instalaci přímo v řekách a jezerech. [2]



Obrázek 1 - Produktová řada KSB UPA 100C [3]

Produktová řada UPA 100C by splnila požadované parametry, u této řady se uvádí:

### **Použití**

Domácí zásobování vodou, zavlažování a kropení, snižování hladiny spodní vody, požární systémy, chladicí okruhy, rovněž jako zesilování tlaku a klimatizační systémy.

### **Další informace**

Maximální/minimální dopravní množství: 15 m<sup>3</sup>/h/0,5 m<sup>3</sup>/h, maximální/minimální dopravní výška: 450 m/8 m, druh spojky: přímý, druh ucpávky hřídele: obtékaný motor, druh ložiska: kluzné, druh materiálu tělesa: 1.4301 atd. [3]

### **2.1.2. Grundfos – ponorná čerpadla řady UPS**

Ponorná čerpadla Grundfos SP jsou známá svou vysokou účinností a spolehlivostí. Čerpadla SP jsou celá vyrobená z korozi-vzdorné oceli a jsou ideální pro širokou škálu použití.

Čerpadla Grundfos SP představují nejmodernější hydraulickou konstrukci. Čerpadla typu SP jsou stavěná tak, aby dosahovala optimální účinnosti během období vysoké zátěže, přičemž zajišťují nízké dlouhodobé náklady a poskytují vysokou provozní spolehlivost bez ohledu na typ použití.

Série čerpadel Grundfos SP nabízí vysokou účinnost, odolnost vůči písku a jiným hrubým částicím, ochranu motoru a snadnou údržbu. Na dosažení trvalé optimalizace čerpací soustavy má k dispozici komplexní monitorovací a řídicí systém. [4]



Obrázek 2 - Ukázka čerpadla Grundfos z řady SP [4]

### **Použití**

Dodávka podzemní vody do vodáren, zavlažování v zahradnictví a zemědělství, snižování hladiny spodní vody, zvyšování tlaku či jiné průmyslové aplikace.

### **Další informace**

Maximální/minimální dopravní množství:  $>100 \text{ m}^3/\text{h}/0,2 \text{ m}^3/\text{h}$ , maximální dopravní výška:  $>300 \text{ m}$ . [4]

### **2.1.3. Calpeda – ponorná čerpadla řady SD**

Ponorná čerpadla pro vrty 4" (DN 100 mm) a 6" (DN 150 mm), s vnějším pláštěm z nerez oceli AISI 304 a články z polykarbonátu (Lexan 144 R) pro 4" a z Norylu pro 6".

### **Použití**

Pro přečerpávání vody, pro domácí a průmyslové použití, pro hasicí systémy, pro zavlažování atd.

### **Další informace**

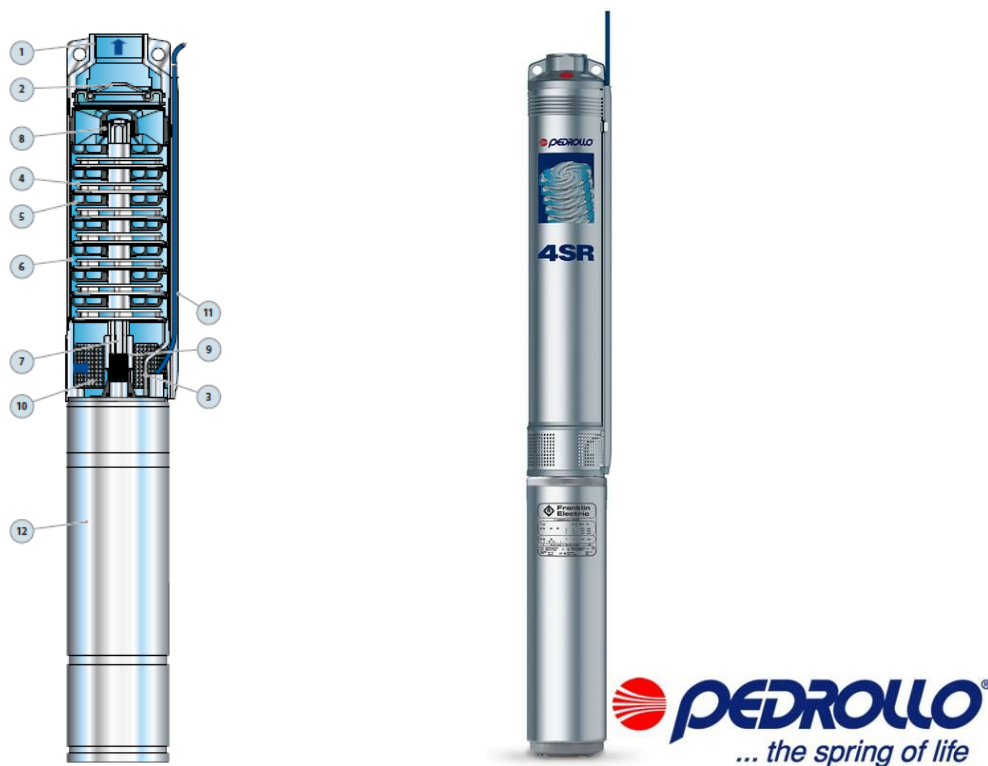
Maximální/minimální dopravní množství:  $>50 \text{ m}^3/\text{h}/0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ , maximální dopravní výška:  $>300 \text{ m}$ . [5]



Obrázek 3 - Produktová řada Capleda SD [5]

#### 2.1.4. Pedrollo – ponorná čerpadla řady SR

Ponorná vícestupňová odstředivá čerpadla určená pro čerpání pitné nebo užitkové vody z vrtů, studní apod. Čerpadla mohou pracovat samostatně, nebo v sestavě s tlakovou nádobou a tlakovým spínačem, jako automatická domácí vodárna. Čerpadla jsou standardně dodávána s přívodním kabelem o délce 1,5 m, spínací skříňka není součástí čerpadla a dodává se pouze na základě objednávky.



Obrázek 4 - Ukázka ponorného čerpadla Pedrollo 4SR

## Popis funkce

Oběžná kola na hřídeli rotují uvnitř paprskového difuzoru, který usměrňuje kapalinu z jednoho oběžného kola do sacího otvoru dalšího. Kapalina tak projde přes sérii oběžných kol do výtlačného otvoru. Každé oběžné kolo a difuzor tvoří jeden stupeň, který zvýší tlak kapaliny vždy o stejnou hodnotu.

## Další informace

Maximální dopravní množství: 21 m<sup>3</sup>/h, maximální dopravní výška: 405 m. [6]

## 3. Hydraulický výpočet oběžného kola

Pro hydraulický výpočet oběžného kola, resp. pro určení jeho hlavních rozměrů a návrh geometrie oběžných lopatek, jsou výchozími údaji požadované hodnoty parametrů stroje  $Q$ ,  $H$  (případně  $Y$ ), při otáčkách  $n$ . Směrodatná je pak hodnota rychloběžnosti  $n_b$  (případně specifické otáčky  $n_s$ ). [11]

### 3.1. Základní výpočty

Zadané parametry potřebné pro výpočet:

$$Q = 3 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 8,334 \cdot 10^{-4} \left[ \frac{m^3}{s} \right] = 0,83 \left[ \frac{l}{s} \right]$$

$$H = 150 \text{ m}$$

Veličiny (průtok  $Q$  a výtlačná výška  $H$ ) přesně určují pracovní bod čerpadla, pro který budeme počítat množství stupňů (oběžné kolo, vratné kanály), tvary lopatek v oběžném kole i ve vratných kanálech včetně vstupních a výstupních úhlů.

$$\rho_{vody} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

Volba otáček čerpadla, která vyplývá z případného použitého motoru od firmy Franklin Electric:

$$n = 2850 \text{ ot/min}$$

Specifické otáčky:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = 3,65 \cdot 2850 \cdot \frac{\sqrt{8,334 \cdot 10^{-4}}}{150^{\frac{3}{4}}} = 7,006 \doteq 7 \text{ ot/min} \quad (1) [7]$$

Obdržené specifické otáčky jsou velmi nízké (mimo používané oblasti pro jednostupňová čerpadla), takže zvolíme článkové (vícestupňové) čerpadlo. Nejvýhodnější specifické otáčky pro 1 článek jsou v rozmezí 70 až 85 ot/min.

Předběžná volba specifických otáček:

$$n_s = 70 \text{ ot/min}$$

Předběžný výpočet dopravní výšky poskytované jedním stupněm:

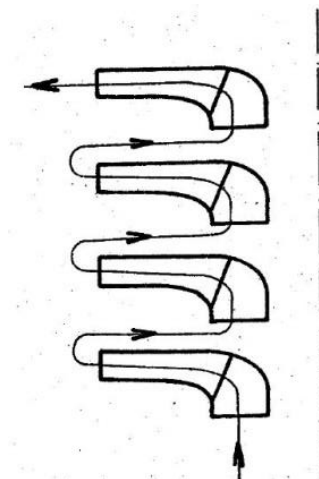
$$H_{(1)} = \left( \frac{3,65 \cdot n_s \cdot \sqrt{Q}}{n_s} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{3,65 \cdot 2850 \cdot \sqrt{8,334 \cdot 10^{-4}}}{70} \right)^{\frac{4}{3}} = 6,971 \doteq 7 \text{ m} \quad (2) [7]$$

Předběžný výpočet počtu stupňů:

$$i = \frac{H}{H_{(1)}} = \frac{150}{6,971} = 21,518 \doteq 21,5 \quad (3) [7]$$

Konečná volba počtu stupňů:

$$i = 22$$



Obrázek 5 - Sériové řazení OK [7]

Výpočet skutečného výtlaku jednoho stupně:

$$H_{(1)} = \frac{H}{i} = \frac{150}{22} = 6,818 \doteq 6,8 \text{ m}$$

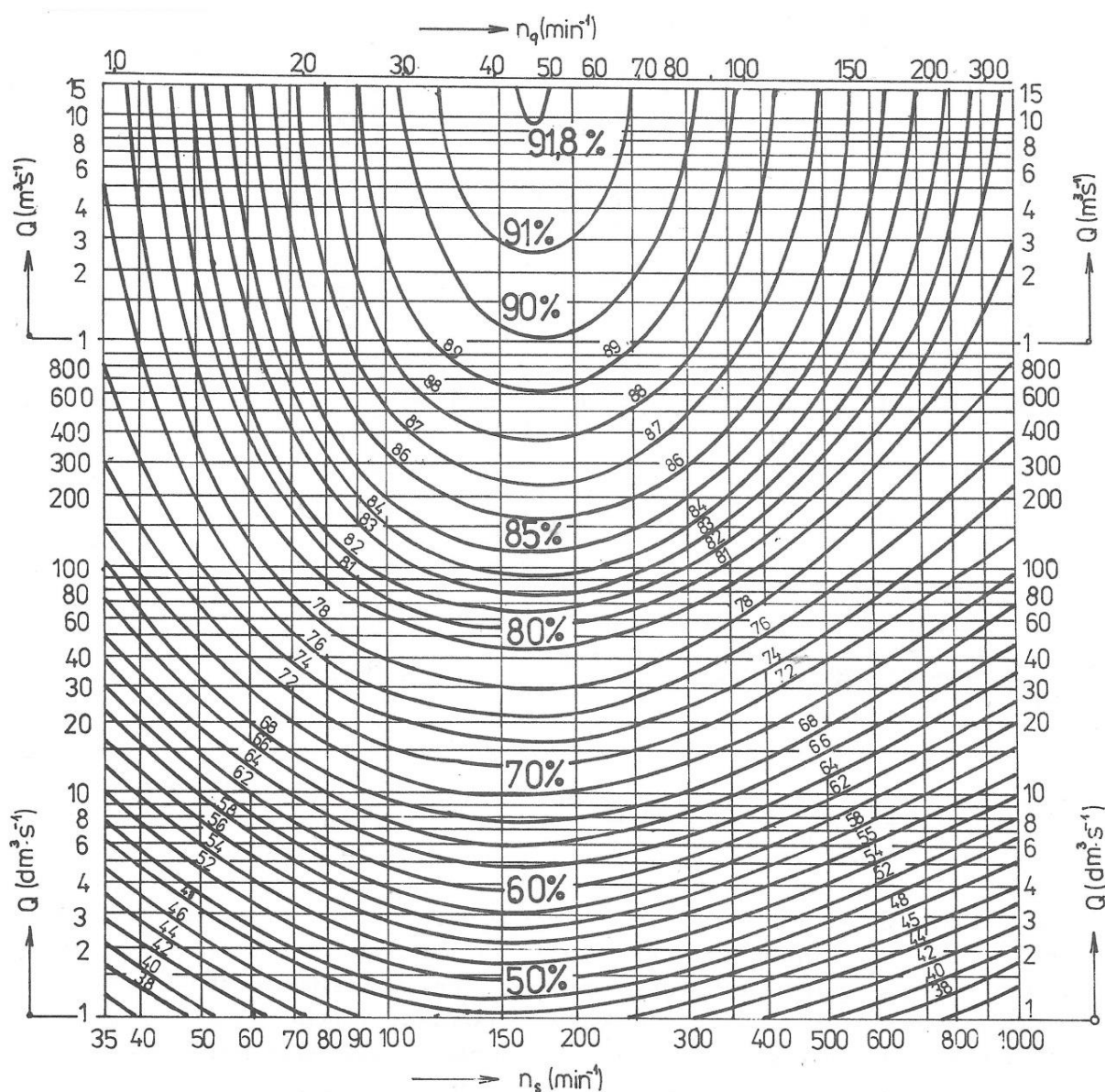
Konečné specifické otáčky příslušné jednomu stupni:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = 3,65 \cdot 2850 \cdot \frac{\sqrt{8,334 \cdot 10^{-4}}}{6,818^{\frac{3}{4}}} = 71,174 \doteq 71 \text{ ot/min}$$

Výsledné specifické otáčky lze použít k odečtení celkové účinnosti z diagramu dosažitelných účinností jednostupňových hydrodynamických čerpadel (Obr. 6) viz dále.

Z grafu nelze odečíst celkovou účinnost pro vícestupňová hydrodynamická čerpala z vypočtených specifických otáček a zadaného průtoku (jsme mimo rozsah), proto volím údaj o účinnosti dle renomovaných výrobců, kteří se pohybují mezi 40 až 60 %.

$$\eta = 50 \%$$



Obrázek 6 - Dosažitelné celkové účinnosti jednostupňových hydrodynamických čerpadel v závislosti na měrných či specifických otáčkách (platí pro vodu) [8]

Příkon čerpadla:

$$P_{\zeta} = \frac{\rho_{vody} \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 150 \cdot 8,334 \cdot 10^{-4}}{0,50} = 2\,453\text{W} = 2,45\text{ kW} \quad (4) [7]$$

Příkon motoru:

$$P_M \text{ vypočtený} = \kappa \cdot P_{\zeta} = 1,15 \cdot 2,45 = 2,82\text{ kW} \quad (5), [7]$$

kde  $\kappa$  vyjadřuje potřebu určité rezervy výkonu a je závislá např. na znečištění kapaliny mechanickými nečistotami, což může ve vrtu znamenat například písek ze spodního podloží.

Volba výkonu motoru čerpadla (výkon motoru se rovná příkonu čerpadla – přímé připojení bez převodovky), která vyplývá z případného použitého motoru od firmy Franklin Electric:

$$P_M = 3\text{ kW}$$

Krouticí moment na hřídeli čerpadla:

$$M_K = 974 \cdot \frac{P_M}{n} = 974 \cdot \frac{3}{2850} = 1,03\text{ kpm} \doteq 10,1\text{ Nm} \quad (6) [7]$$

Dovolené namáhání hřídele pro výpočet průměru:

$$\sigma_{dov} = 150 \left[ \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \right] \quad [7]$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,03 \cdot 100}{\pi \cdot 150}} = 1,52\text{ cm} = 15,2\text{ mm} \quad (7) [7]$$

Volba průměru hřídele:

$$d = 16\text{ mm}$$

Průměr náboje (volíme 1,5 násobek průměru hřídele, aby v případě konstrukčního řešení bylo dostatek materiálu na drážku pro pero):

$$d_N = 1,4 \cdot d = 1,4 \cdot 16 = 22,4 \rightarrow \text{volím } 23\text{ mm}$$

Metoda, kterou použijeme, využívá stejných meridiálních rychlostí podél průtočného průřezu. Nazývá se jednorozměrná metoda.

Pro výpočet vstupní meridiánové rychlosti je třeba využít graf závislosti směrných parametrů rychlostí na měrných otáčkách (Obr. 7) viz dále. Hodnoty  $k_m, k_u$  bychom mohli volit libovolně, využíváme však grafů, které vyplynuly jako optimální pro nejlepší možný tvar oběžného kola.

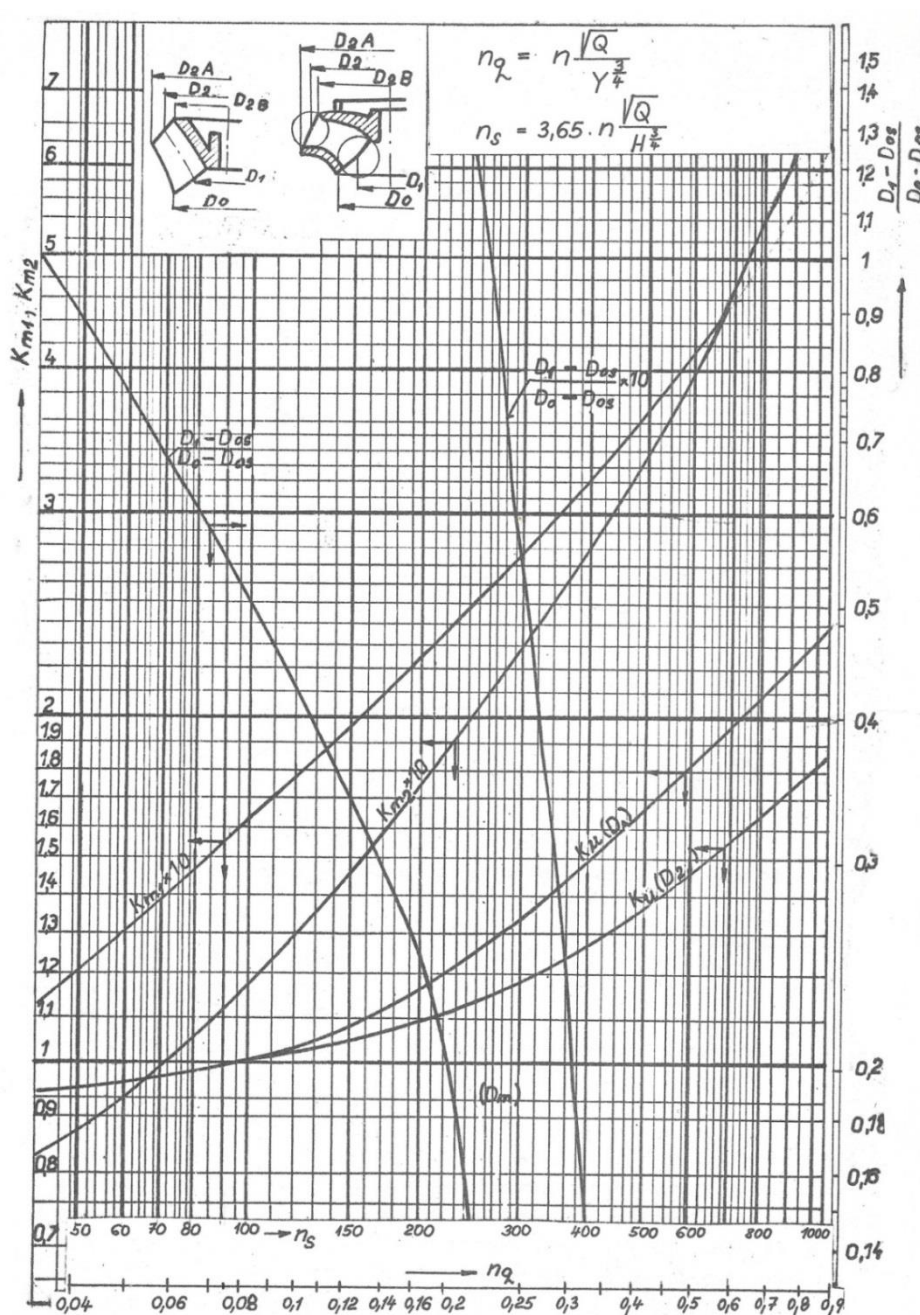
Vstupní meridiánová rychlost:

$$c_{m1} = k_{m1} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{(1)}} = 0,14 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 6,818} = 1,62 \text{ m/s} \quad (8) [7]$$

$k_{m1} = 0,14$  ... odečteno z Obr. 7

Pro výpočet vstupní plochy, která povede k výpočtu vstupního průměru, je třeba odhadnout objemové ztráty. Volíme 5% z celkového průtoku čerpadla. Když tuto objemovou ztrátu přičteme k průtoku, vyjde nám nový průtok zvětšený o tuto ztrátu:

$$\dot{Q} = Q \cdot \frac{100+5}{100} \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (9) [7]$$



Obrázek 7 - Závislost směrných parametrů rychlostí na měrných otáčkách [9]



Vstupní plocha:

$$S_1 = \frac{\dot{Q}}{c_{m1}} = \frac{1,05 \cdot Q}{c_{m1}} \quad (10) [7]$$

Předběžná volba součinitele zúžení na vstupu (doporučené volby jsou mezi 0,82 a 0,86):

$$\varphi_1 = 0,85$$

Výpočet vstupního průměru do oběžného kola:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{Q}}{c_{m1} \cdot \varphi_1} + d_N^2} \quad (11) [7]$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{1,05 \cdot 8,334 \cdot 10^{-4}}{1,62 \cdot 0,85} + (23 \cdot 10^{-3})^2} = 0,0366 \text{ m} = 37 \text{ mm}$$

Hydraulická účinnost: vypočteme ji z Vislicenusova vztahu jako odmocninu celkové účinnosti mínus volená hodnota (volí se 0,02 až 0,03):

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - 0,03 = \sqrt{0,50} - 0,03 = 0,707 - 0,03 = 0,677 \quad (12) [7]$$

Pro výpočet obvodové rychlosti je třeba využít graf závislosti směrných parametrů rychlostí na měrných otáčkách (Obr. 7):

$$u_2 = k_u \cdot \sqrt{\frac{0,84}{\eta_h}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{(1)}} \quad (13) [7]$$

$$u_2 = 0,996 \cdot \sqrt{\frac{0,84}{0,677}} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 6,818} = 12,83 \text{ m/s}$$

Výstupní průměr:

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 12,83}{\pi \cdot 2850} = 0,086 \text{ m} = 86 \text{ mm} \quad (14) [7]$$

Pro výpočet výstupní meridiánové rychlosti je třeba využít graf závislosti směrných parametrů rychlostí na měrných otáčkách (Obr. 7):

$$c_{m2} = k_{m2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{(1)}} = 0,1 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 6,818} = 1,16 \text{ m/s} \quad (15) [7]$$

Předběžná volba součinitele zúžení na výstupu (doporučené volby jsou mezi 0,9 a 0,96) pro výpočet výstupní šířky kanálu oběžného kola:

$$\varphi_2 = 0,9$$

Výpočet výstupní šířky kanálu oběžného kola:

$$b_2 = b_{(86)} = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{m2} \cdot \varphi_2} \quad (16) [7]$$

$$b_2 = \frac{1,05 \cdot 8,334 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,086 \cdot 1,16 \cdot 0,9} = 0,0031 \text{ m} = 3,10 \text{ mm}$$

Výpočet průměru střední proudnice  $D_{os}$ :

$$\frac{\pi \cdot D_0^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{os}^2}{4} = \frac{\pi \cdot D_{os}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_N^2}{4} \quad (17) [7]$$

$$D_0^2 + d_N^2 = 2 \cdot D_{os}^2$$

$$D_{os} = \sqrt{\frac{D_0^2 + d_N^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,036^2 + 0,024^2}{2}} = 0,031 \text{ m}$$

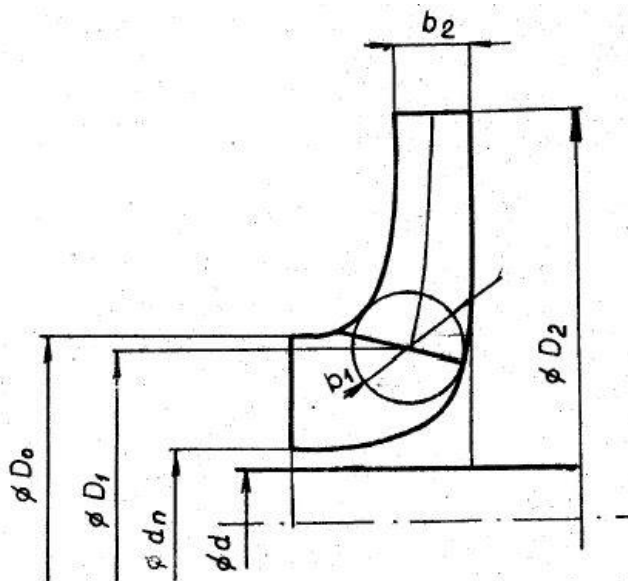
$$D_{os} = 31 \text{ mm}$$

Pro návrh průměru  $D_1$  také využijeme Obr. 7, ze kterého odečteme a následně dle vztahu (18) dopočteme:

$$\frac{D_1 - D_{os}}{D_0 - D_{os}} = 0,66$$

$$D_1 = 0,66 \cdot (D_0 - D_{os}) + D_{os} \quad (18) [7]$$

$$D_1 = 0,66 \cdot (0,036 - 0,031) + 0,031 = 0,0343 \text{ m} = 34 \text{ mm}$$



Obrázek 8 - Meridiální řez OK [7]

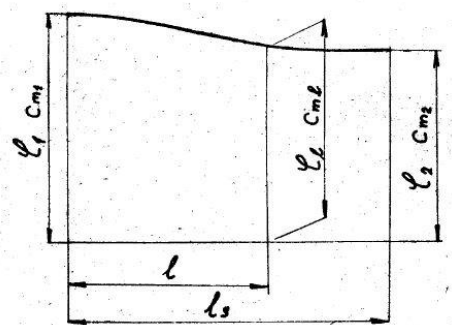
V tomto případě (článekové uspořádání sériové) jsme zvolili ostrý ohyb proudnice na vstupu, aby další průběh byl radiální (tedy co nejvíce kolmý k ose rotace). Ohledně případné detailní konstrukce a tedy i výroby je taktéž výhodné, aby nosný disk vyšel rovný (kolmý k ose) což by rovněž zjednodušilo výrobu samotných lopatek v oběžném kole. Díky tomuto přístupu dosáhneme zmenšení celkové velikosti oběžného kola a tedy celého čerpadla, což je taktéž požadavkem na čerpadla, která by měla pracovat ponořená ve vrtu (lepší manipulace při vkládání do vrtu a vyndávání z vrtu).

Další šířky kanálu pro tvorbu meridiálního řezu oběžného kola:

$$b_{(D_x)} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \varphi_2 \cdot c_{m2}}{\pi \cdot (D_x) \cdot \varphi_{(D_x)} \cdot c_{m2(D_x)}} \quad (19), [7]$$

kde součin  $\varphi_{(86)} \cdot c_{m2(86)} = \varphi_2 \cdot c_{m2} = 0,9 \cdot 1,16 = 1,044 \text{ m/s} = c_{m3}$

a součin  $\varphi_{(34)} \cdot c_{m1(34)} = \varphi_1 \cdot c_{m1} = 0,85 \cdot 1,62 = 1,377 \text{ m/s}$



Obrázek 9 - Průběh meridiální rychlosti v OK [7]

Následující výpočty průřezu meridiálního řezu OK jsou řešeny podle vztahu (19), kde součiny  $\varphi_{(D_x)} \cdot c_{m2(D_x)}$  vyčítáme z Obr. 9.

$$b_{(74)} = \frac{0,086 \cdot 0,0031 \cdot 1,044}{0,074 \cdot 1,05} = 0,00358 \text{ m} = 3,58 \text{ mm}$$

$$b_{(69)} = \frac{0,086 \cdot 0,0031 \cdot 1,044}{0,069 \cdot 1,05} = 0,00377 \text{ m} = 3,77 \text{ mm}$$

$$b_{(65)} = \frac{0,086 \cdot 0,0031 \cdot 1,044}{0,065 \cdot 1,08} = 0,00396 \text{ m} = 3,96 \text{ mm}$$

$$b_{(55)} = \frac{0,086 \cdot 0,0031 \cdot 1,044}{0,055 \cdot 1,14} = 0,00444 \text{ m} = 4,44 \text{ mm}$$

$$b_{(45)} = \frac{0,086 \cdot 0,0031 \cdot 1,044}{0,045 \cdot 1,20} = 0,00515 \text{ m} = 5,15 \text{ mm}$$

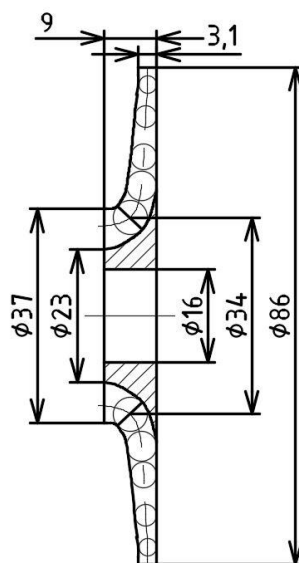
$$b_{(40)} = \frac{0,086 \cdot 0,0031 \cdot 1,044}{0,040 \cdot 1,26} = 0,00552 \text{ m} = 5,52 \text{ mm}$$

$$b_{(37)} = \frac{0,086 \cdot 0,0031 \cdot 1,044}{0,037 \cdot 1,33} = 0,00566 \text{ m} = 5,67 \text{ mm}$$

$$b_1 = b_{(34)} = \frac{0,086 \cdot 0,0031 \cdot 1,044}{0,034 \cdot 1,377} = 0,00590 \text{ m} = 5,90 \text{ mm}$$

Abychom zachovali dobré kavitační vlastnosti čerpadla, volíme polohu vstupní hrany lopatek ještě před zakřivenou část kanálu, jak je znázorněno na Obr. 10.

Nyní sestrojíme meridiální řez oběžného kola (OK).



Obrázek 10 - Kompletní meridiální řez OK

Kontrolu objemových ztrát lze provést pouze tehdy, pokud bychom řešili čerpadlo i konstrukčně, proto pouze uvedu některé vztahy:

Rozdíl tlaků před a za spárou:

$$\Delta H = H_{(1)} \cdot \left(1 - \frac{g \cdot H_{(1)}}{2 \cdot u_2^2 \cdot \eta_h}\right) - \frac{u_2^2 - u_1^2}{8 \cdot g} \quad (20) [7]$$

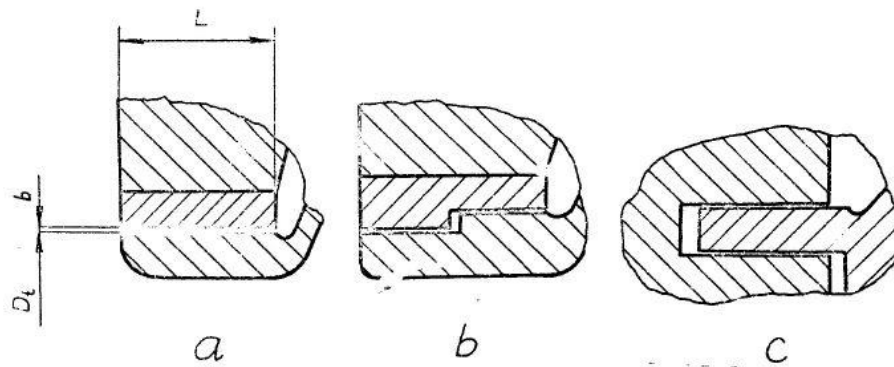
Objemové ztráty:

$$q = \pi \cdot D_t \cdot b \cdot c' = \pi \cdot D_t \cdot b \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H} \quad (21), [7]$$

kde hodnota průměru  $D_t$  vyplývá z průměru  $D_0$  zvětšeného o šířku disku OK ( $D_t$  je průměr na kterém začíná spára a  $b$  šířka disku OK) viz Obr. 11:

$$D_t = D_0 + b \quad (22) [7]$$

Šířku spáry  $b$  určíme z dovolené tolerance použitého uložení. Například můžeme použít uložení: c8/H7.



Obrázek 11 - Tvary těsnících spár [7]

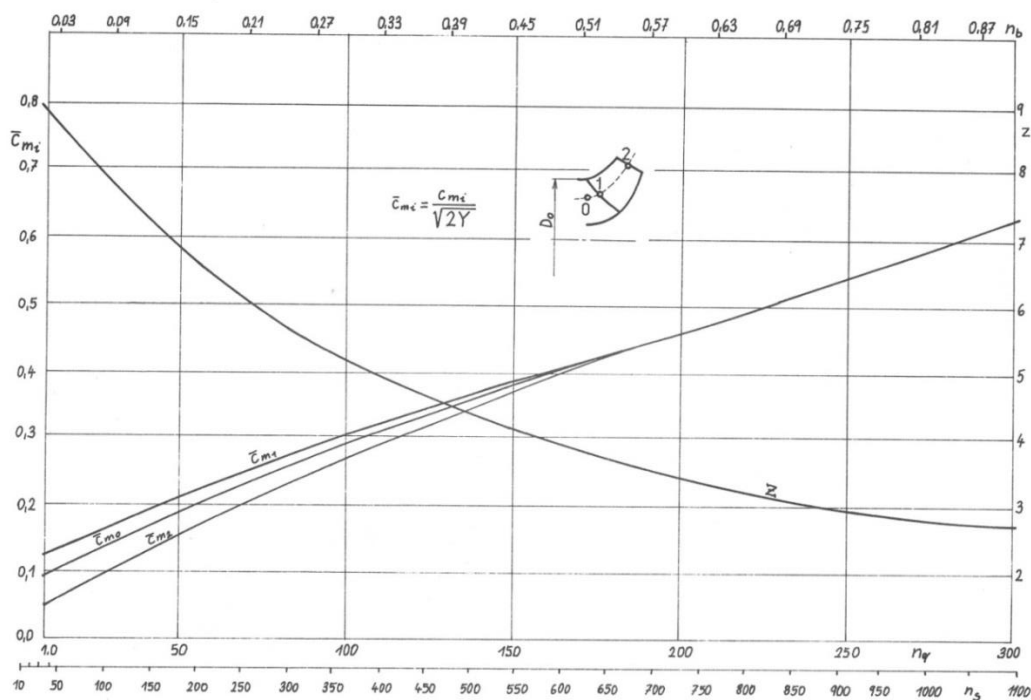
Pro výpočet součinitele  $\mu$  platí vztah:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot b} + 1,5}} \quad (23), [7]$$

kde součinitel  $\lambda$ , který vyjadřuje vliv vazkosti kapaliny (též vliv tvaru drážky), volíme hodnotu v rozmezí 0,02 až 0,05 (dle použitého materiálu). Poté lze spočítat skutečné objemové ztráty  $q$  dle vztahu (21).

Předběžné určení počtu lopatek v oběžném kole je vyčteno z Obr. 12:

$$z = 8$$



Obrázek 12 - Směrné hodnoty specifických mer. rychlostí a počtu lopatek z OK různých typů čerpadel [8]

### 3.2. Výpočet a konstrukce tvaru lopatek

Úhly na vstupu a výstupu do lopatek oběžného kola:

$$u_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,034 \cdot \pi \cdot 2850}{60} = 5,07 \text{ m/s} \quad (24)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{\frac{\dot{Q}}{D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot \varphi_1}}{u_1} = \frac{\frac{1,05 \cdot 8,334 \cdot 10^{-4}}{0,034 \cdot \pi \cdot 5,9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,85}}{5,07} \rightarrow \quad (25) [7]$$

Vstupní úhel lopatek:

$$\rightarrow \beta_1 = 17,86^\circ$$

Rovnice odvozená panem C. Pfleidererem, která slouží jako přepočítání dopravní výšky mezi nekonečným počtem lopatek na konečný počet pomocí korekčního součinitele  $p$  (volím 0,35):

$$H_{t\infty} = H_t \cdot (1 + p)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{\frac{\dot{Q}}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \varphi_2}}{u_2 - \frac{g \cdot H_{(1)} \cdot (1+p)}{\eta_h \cdot u_2}} = \frac{\frac{1,05 \cdot 8,334 \cdot 10^{-4}}{0,086 \cdot \pi \cdot 3,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9}}{12,83 - \frac{9,81 \cdot 6,818 \cdot (1+0,35)}{0,677 \cdot 12,83}} \rightarrow \quad (26) [7]$$

Výstupní úhel lopatek:

$$\rightarrow \beta_2 = 25,49^\circ$$

Nyní můžeme zkontrolovat počet lopatek v oběžném kole (oproti grafickému výčtu – viz výše):

$$z = \frac{k}{2} \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (27), [7]$$

kde  $k$  (empirický součinitel) volíme dle hodnoty  $n_s$ :

$$n_s = 60 \text{ až } 150, \text{ spočtené } n_s = 71,174$$

$$k = 17 \text{ až } 13$$

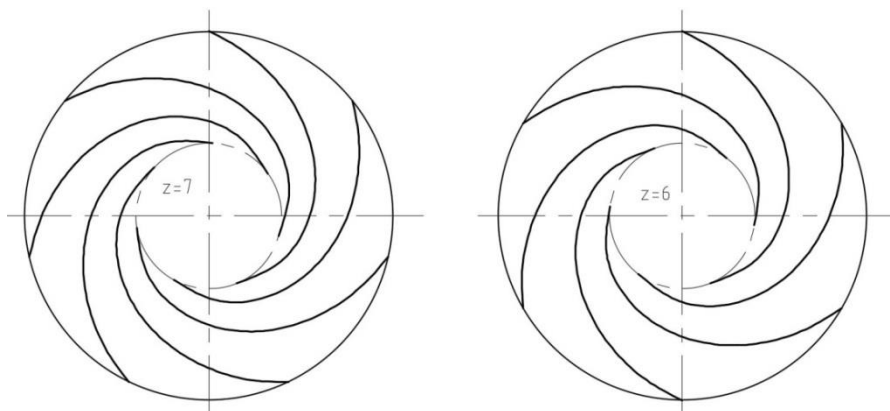
→ volím  $k = 16,5$

$$z = \frac{16,5}{2} \cdot \frac{86 + 34}{86 - 34} \cdot \sin \frac{17,86 + 25,49}{2} = 7,03$$

→  $z = 7$ , neodpovídá hodnotě získané ze závislosti na Obr. 12, zřejmě není graf experimentálně určen pro oběžná kola malých průměrů, což je tento případ.

V rámci řešení prostoru sání oběžného kola volím nakonec menší počet lopatek – proč tomu tak je můžeme názorně předvést v grafickém řešení viz Obr. 13 níže (nesmí dojít k ucpaní kanálu a následné kavitaci).

$$z = 6$$



Obrázek 13 - Tvar a počet lopatek v OK

Statický moment proudnice  $S_M$ :

$$S_M = \frac{1}{2} \cdot (r_2^2 - r_1^2) = 0,5 \cdot \left( \left( \frac{0,086}{2} \right)^2 - \left( \frac{0,034}{2} \right)^2 \right) = 0,00078$$

Kontrola  $p$ :

$$p = \psi \cdot \frac{D_2^2}{4 \cdot S_M \cdot z}, \text{ kde } \psi = 0,6 \cdot (1 + \sin(\beta_2)) \quad (28) [7]$$

$$p = 0,6 \cdot (1 + \sin(25,49^\circ)) \cdot \frac{0,086^2}{4 \cdot 0,00078 \cdot 6} = 0,339$$

Kontrola vyhovuje, protože není překročena volená hodnota 0,35

Kontrola součinitele zúžení na výstupu  $\varphi_2$ :

$$\varphi_2 = 1 - \frac{z \cdot s_2 \cdot b_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \sin(\beta_2)} = 1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_2)} \quad (29), [7]$$

kde  $s_2$  je tloušťka lopatek na průměru  $D_2$

$s_2 = 2,0 \text{ mm}$  – pro případné konstrukční řešení

$$\varphi_2 = 1 - \frac{6 \cdot 0,002}{\pi \cdot 0,086 \cdot \sin(25,49^\circ)} = 0,8974$$

Kontrola vyhovuje, protože není překročena volená hodnota 0,9

Kontrola součinitele zúžení na vstupu  $\varphi_1$  ze vztahu (29):

$$\varphi_1 = 1 - \frac{z \cdot s_1 \cdot b_1}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \sin(\beta_1)} = 1 - \frac{z \cdot s_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin(\beta_1)},$$

kde  $s_1$  je tloušťka lopatek na průměru  $D_1$

$s_1 = 0,82 \text{ mm}$  – pro případné konstrukční řešení

$$\varphi_1 = 1 - \frac{z \cdot s_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin(\beta_1)} = 1 - \frac{6 \cdot 0,00082}{\pi \cdot 0,034 \cdot \sin(17,86^\circ)} = 0,8498$$

Kontrola vyhovuje (voleno 0,85)

*poznámka: pro  $s_1 = 1 \text{ mm} \rightarrow \varphi_1 = 0,8168$*

Opravené hodnoty úhlů:

$$\tan(\beta_{2 \text{ nové}}) = \frac{\varphi_2}{\varphi_{2 \text{ nové}}} \cdot \tan(\beta_2) = \frac{0,9}{0,8974} \cdot \tan(25,49^\circ) \quad (30) [7]$$

$$\rightarrow \beta_{2 \text{ nové}} = 25,55^\circ \doteq \beta_2$$

$$\tan(\beta_{1 \text{ nové}}) = \frac{\varphi_1}{\varphi_{1 \text{ nové}}} \cdot \tan(\beta_1) = \frac{0,85}{0,8498} \cdot \tan(17,86^\circ)$$

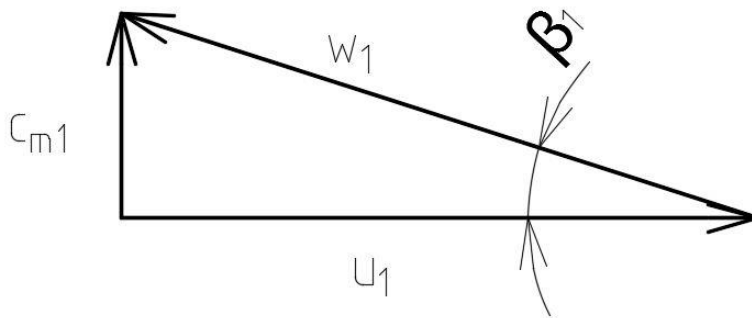
$$\rightarrow \beta_{1 \text{ nové}} = 17,863^\circ \doteq \beta_1$$

Dopočet relativních rychlostí:

$$w_2 = \frac{u_2 - \frac{g \cdot H_{(1)} \cdot (1+p)}{\eta_h \cdot u_2}}{\cos(\beta_1)} = \frac{12,83 - \frac{9,81 \cdot 6,818 \cdot (1+0,35)}{0,677 \cdot 12,83}}{\cos(25,55^\circ)} \quad (31) [7]$$

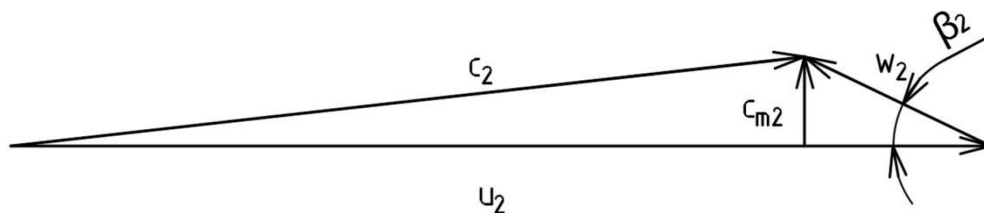
$$w_2 = 2,70 \text{ m/s}$$

$$w_1 = \frac{u_1}{\cos(\beta_2)} = \frac{5,07}{\cos(17,86^\circ)} = 5,33 \text{ m/s} \quad (32) [7]$$



Obrázek 14 - Vstupní rychlostní trojúhelník v OK





Obrázek 15 - Výstupní rychlostní trojúhelník v OK

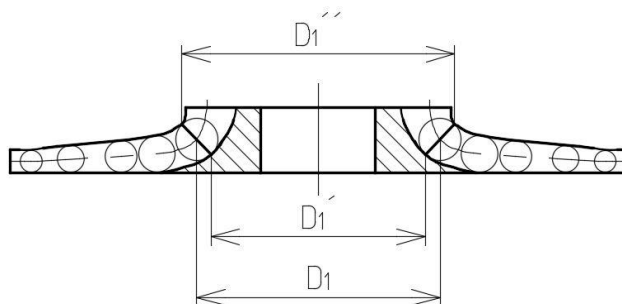
Nyní máme všechny potřebné veličiny pro sestrojení kompletního lopatkového řezu na střední proudnici Kaplanovou (bodovou) metodou, který může být v případě jednoduše zakřivené lopatky dostatečným podkladem pro konstrukční řešení oběžného kola (Obr. 17).

Máme nadefinovanou lopatku na střední proudnici, dále potřebujeme získat kompletní pohled na lopatku (při pohledu na reálné oběžné kolo „shora“ musí být znázorněno zakřivení lopatek, toho docílíme sestrojením řezů na okrajových proudových plochách).

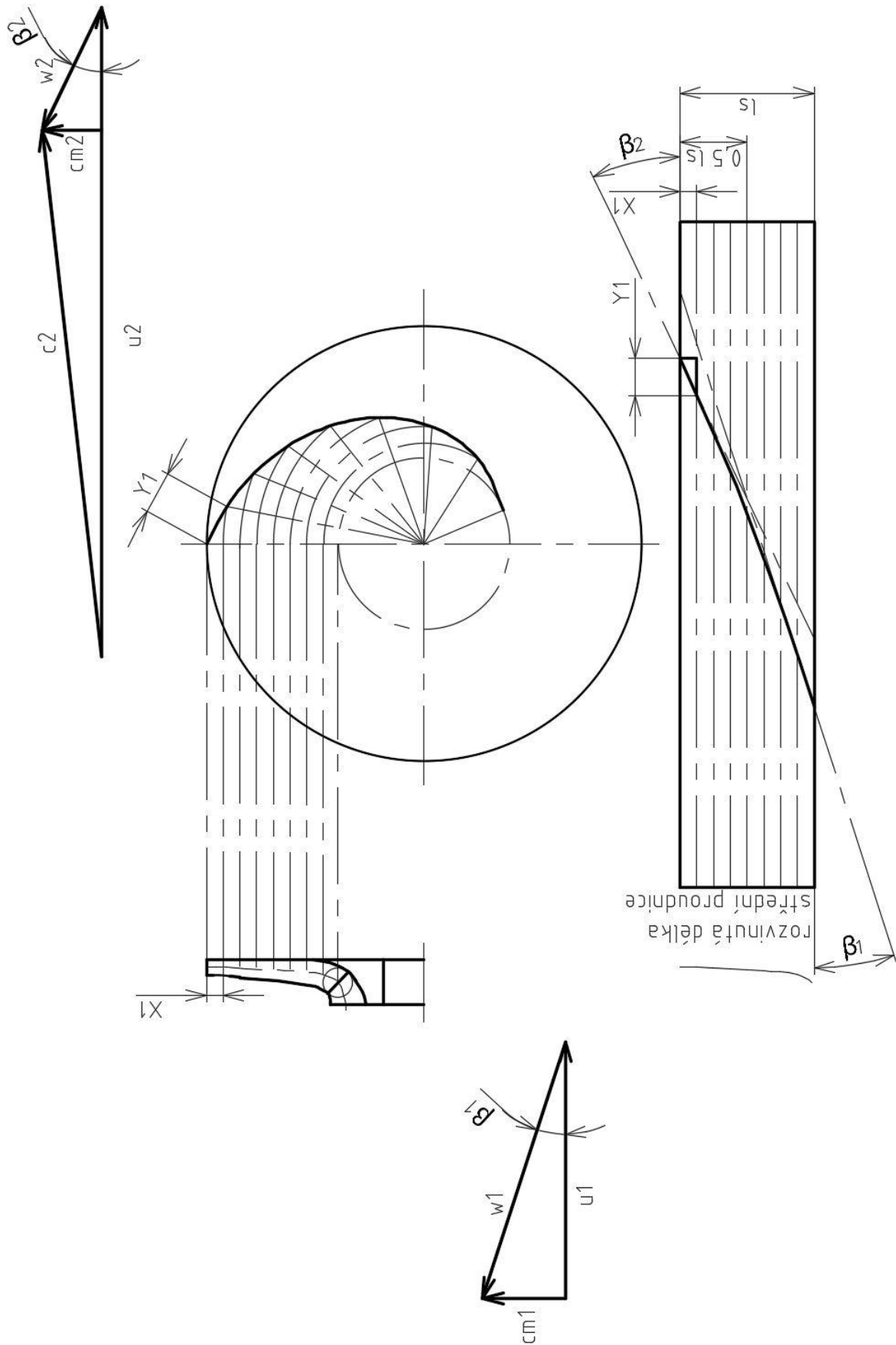
#### Sestrojení řezu lopatek na okrajových proudových plochách:

Využíváme při tom faktu, že na vstupní hraně (což je v tomto případě normála ke střední proudnici) je zachována stejná meridiální rychlost po celém rozpětí vstupní hrany. Dále využíváme tzv. bezrázového vstupu, který bude odpovídat kolmosti rychlostí meridiánové a obvodové ( $\alpha_1 = 90^\circ$ , tedy bez složky  $\Delta c_{u1}$ ). Abychom Kaplanovou (bodovou) metodou mohli sestrojiti i další řezy potřebujeme zjistit úhly podél vstupní hrany. Využijeme rychlostních trojúhelníků, kde je meridiánová rychlost ve všech bodech vstupní hrany konstantní  $c_{m1} = c'_{m1} = c''_{m1}$ .

Dopočteme obvodové rychlosti podle průměru, kde se budou jednotlivé body na vstupní hraně nacházet.



Obrázek 16 - Průměry na vstupní hraně OK



Obrázek 17 - Návrh tvaru lopatek na střední proudnici OK Kaplanovou metodou

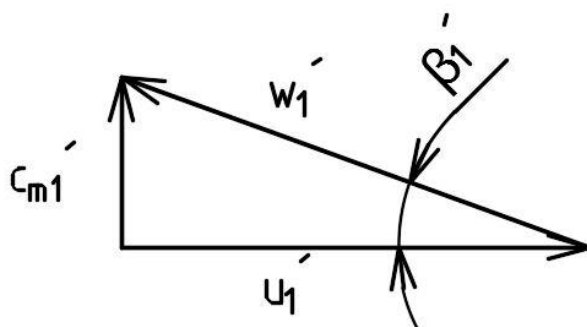
Výpočet vstupního úhlu vstupní hrany na průměru  $D_1'$ :

$$D_1' = 30 \text{ mm}$$

$$u_1' = \frac{D_1' \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,030 \cdot \pi \cdot 2850}{60} = 4,48 \text{ m/s}$$

$$\tan(\beta_1') = \frac{c_{m1}'}{u_1'} = \frac{c_{m1}}{u_1} = \frac{1,62}{4,48}$$

$$\rightarrow \beta_1 = 19,88^\circ$$



Obrázek 18 - Vstupní rychlostní trojúhelník v OK (proudnice na nosném disku)

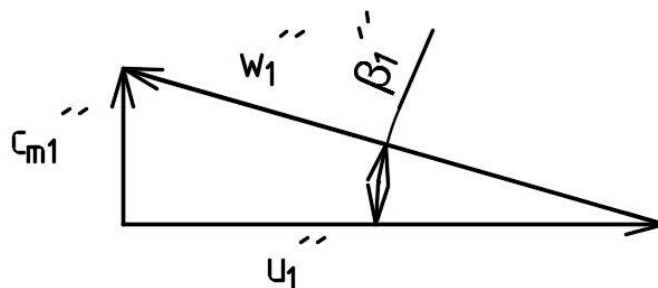
Výpočet vstupního úhlu vstupní hrany na průměru  $D_1''$ :

$$D_1'' = 38 \text{ mm}$$

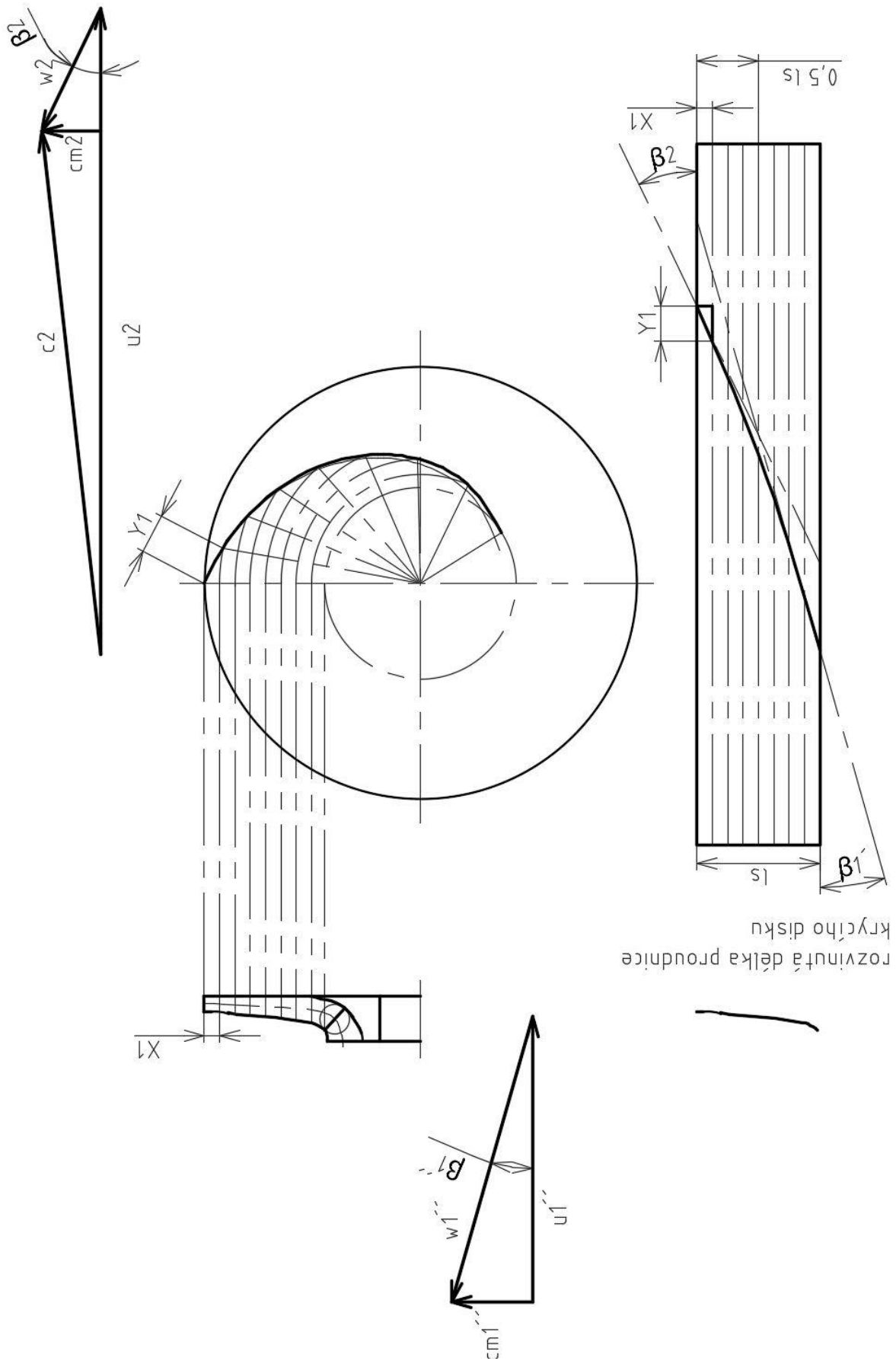
$$u_1'' = \frac{D_1'' \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,038 \cdot \pi \cdot 2850}{60} = 5,67 \text{ m/s}$$

$$\tan(\beta_1'') = \frac{c_{m1}''}{u_1''} = \frac{c_{m1}}{u_1} = \frac{1,62}{5,67}$$

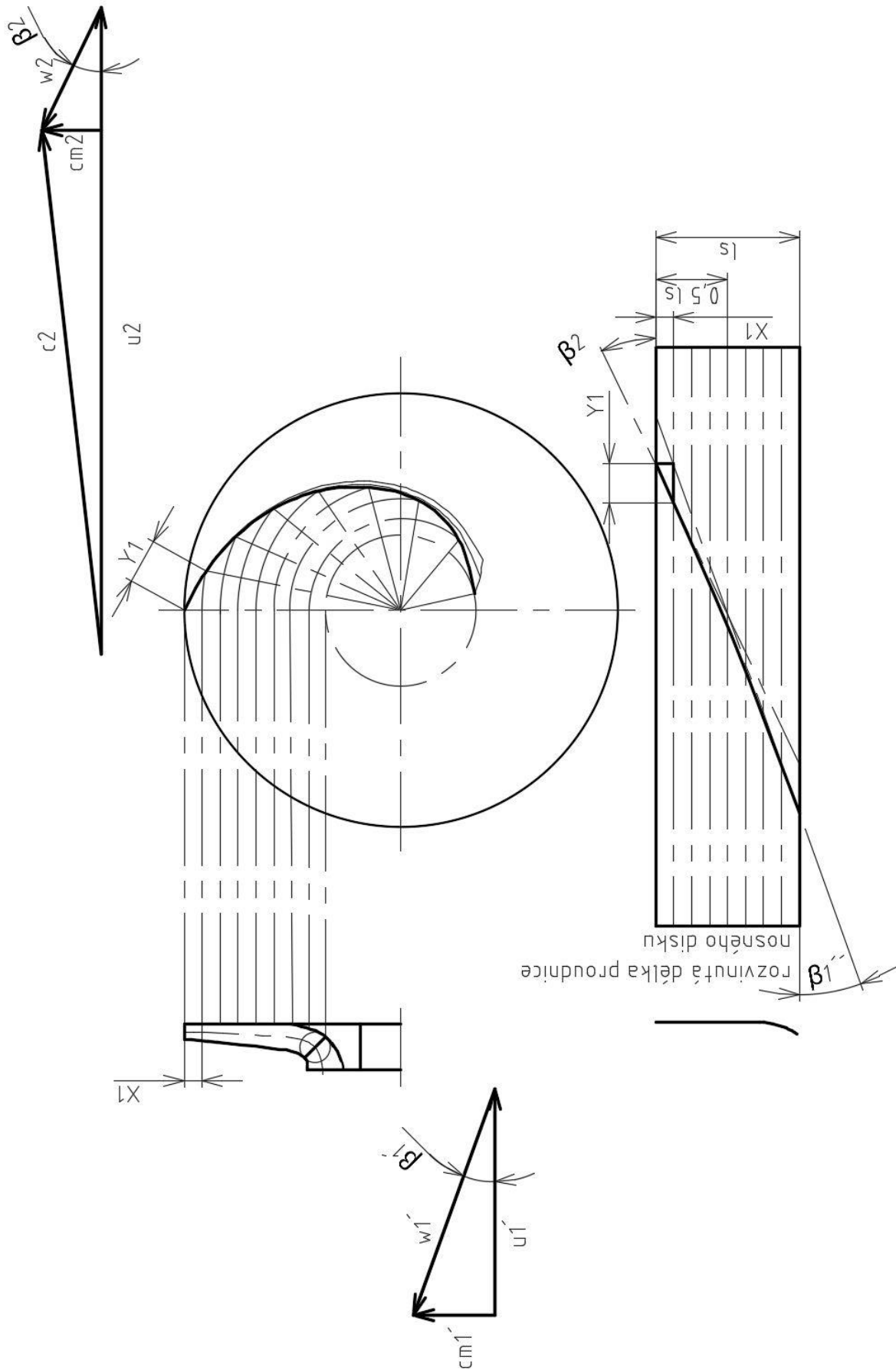
$$\rightarrow \beta_1 = 15,95^\circ$$



Obrázek 19 - Vstupní rychlostní trojúhelník v OK (proudnice na krycím disku)

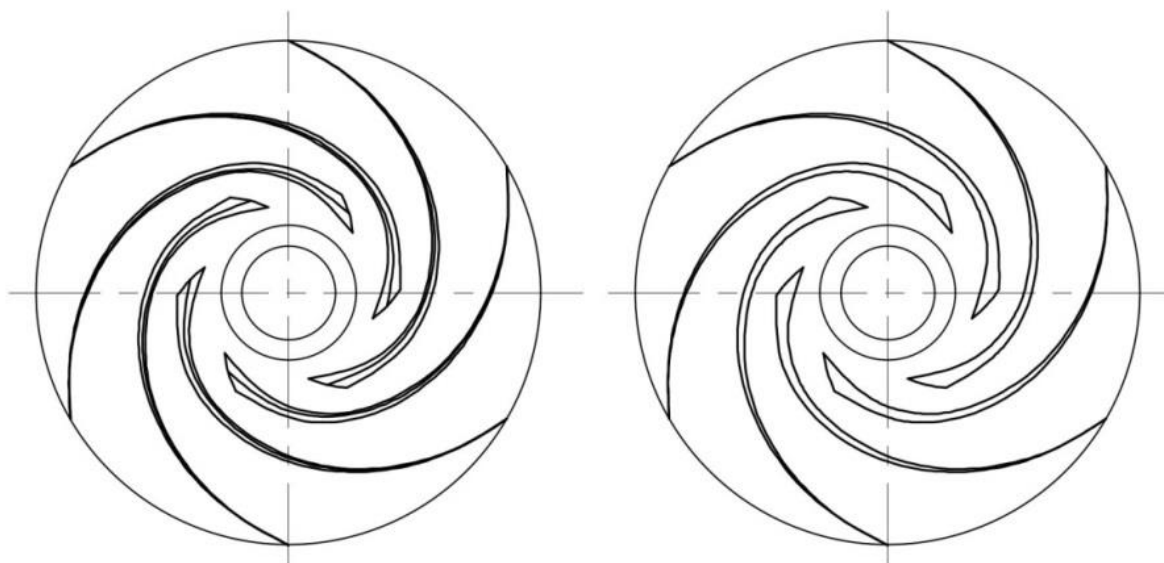


Obrázek 20 - Návrh tvaru lopatek OK na proudnici krycího disku Kaplanovou metodou



Obrázek 21 - Návrh tvaru lopatek na proudnici nosného OK Káplánovou metodou

Nyní můžeme také sestrojit půdorys oběžného kola (plocha lopatek je „nekonečně tenká) bez krycího disku.



Obrázek 22 - Kompletní pohled na lopatky OK. Na obrázku vlevo vidíme znázorněné všechny 3 proudnice.

Detailnější výkres oběžného kola viz příloha č.1.

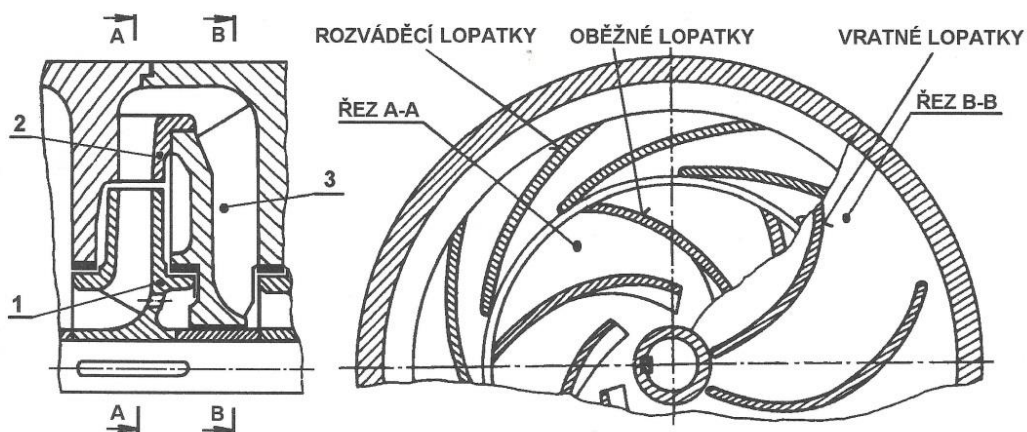
#### 4. Hydraulický výpočet převaděče (difuzoru) s vratnými kanály

Jednou z nejdůležitějších částí hydraulického návrhu je zohlednění interakce (postihující vzájemnou vazbu) mezi OK a převaděčem (můžeme také říci mezi rotorem a statorem čerpadla). Tuto interakci tvoří vzájemná vazba geometrie OK, převaděče (difuzoru) a ostatních hydraulicky na sebe navazujících elementů (např. vstupní a výstupní prostory čerpadla). Geometrická vazba je příčinou a důsledkem hydrodynamických vlastností a účinnosti čerpadla. [10]

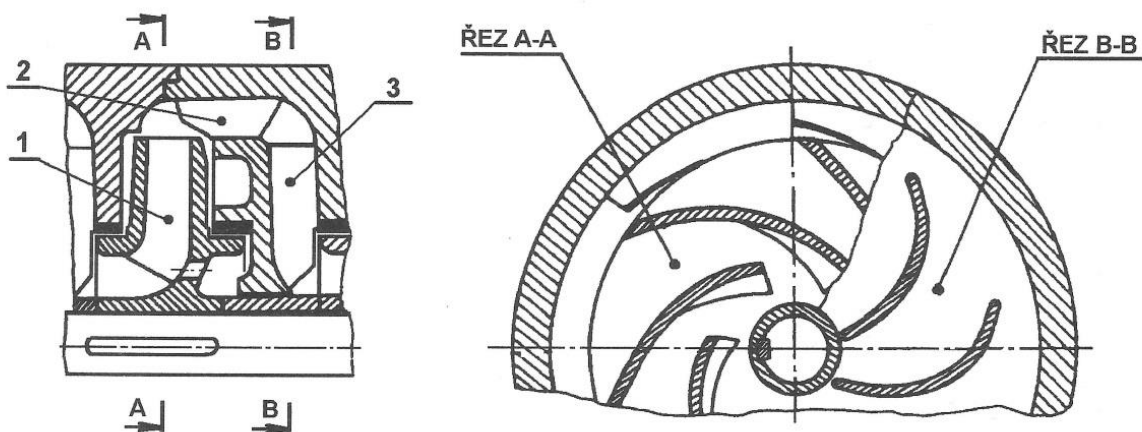
Protože OK již máme zcela nadefinované, zbývá navrhnout, spočítat a provést konkrétní geometrický návrh lopatek v převaděči (s vratnými kanály).

Funkcí převaděče (rozvaděče) je převést kapalinu od oběžného kola k výstupu, popř. následujícímu oběžnému kolu čerpadla. Neměl by narušovat symetrii proudového pole na výstupu čerpadla. Po stránce hydrodynamické mění rozvaděč (difuzor) část kinetické energie kapaliny v tlakovou.

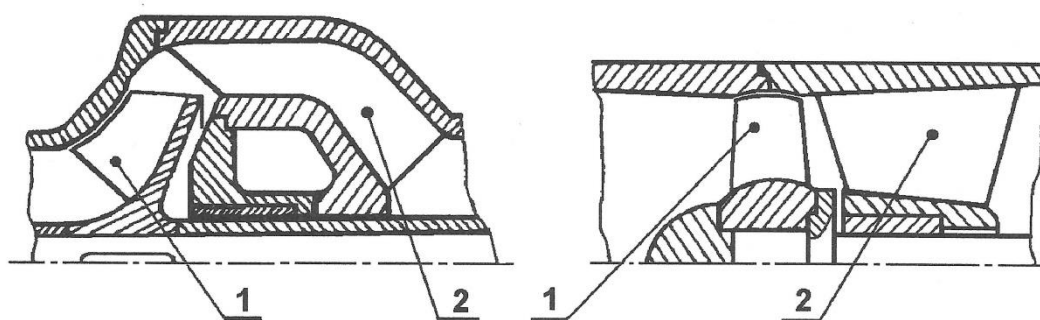
Před samotným výpočtem a návrhem převaděče zde uvedu různá koncepční řešení:



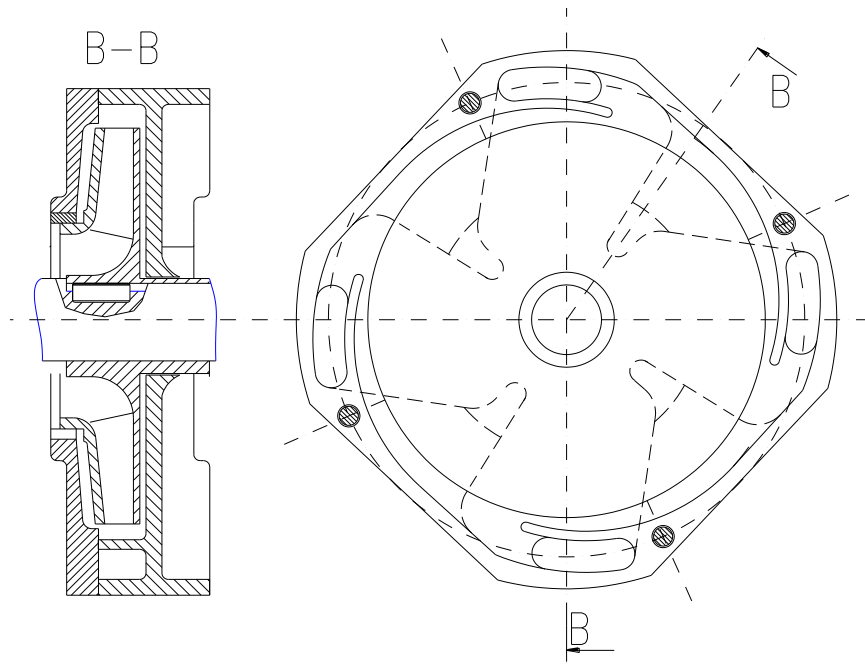
Obrázek 23 – Článek vícestupňového radiálního čerpadla s radiálním lopatkovým rozvaděčem; 1 – OK, 2 – radiální lopatkový rozvaděč, 3 – vratný kanál [11]



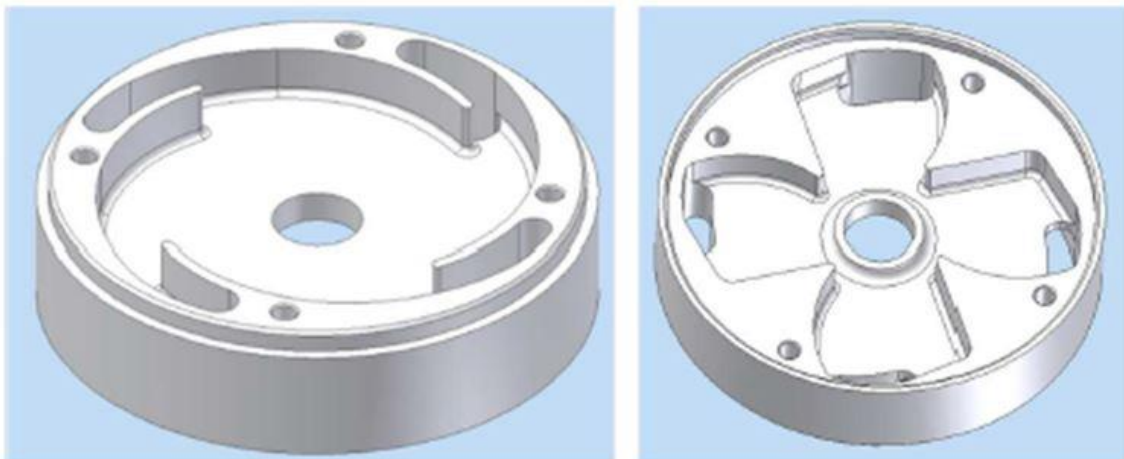
Obrázek 24 – Článek vícestupňového radiálního čerpadla s axiálním rozvaděčem; 1 – OK, 2 – axiální rozvaděč, 3 – vratný kanál [11]



Obrázek 25 – Difuzor diagonálního a axiálního čerpadla; 1 – OK, 2 – satorové (rozváděcí) lopatky[11]



Obrázek 26 - Hydrodynamické článkové čerpadlo s originálním difuzorem a převaděčem [10]

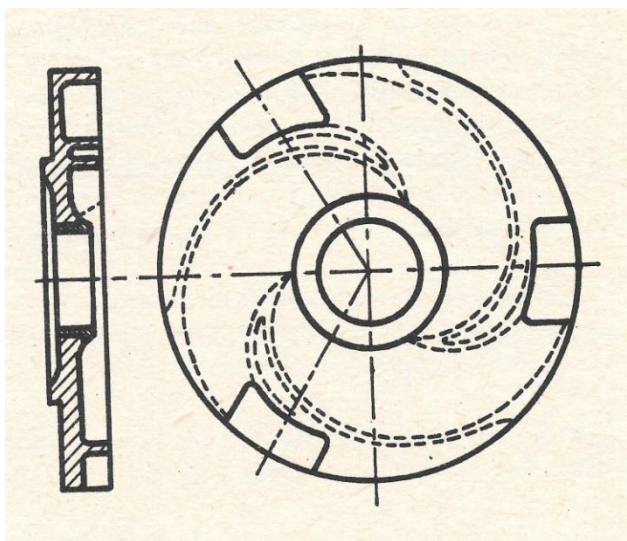


Obrázek 27 - Obrázky difuzoru s dvojitým tvarováním lopatek v prostředí Autodesk inventor [13]



Obrázek 28 - Fotografie vytisknutého difuzoru s dvojitým tvarováním lopatek [13]

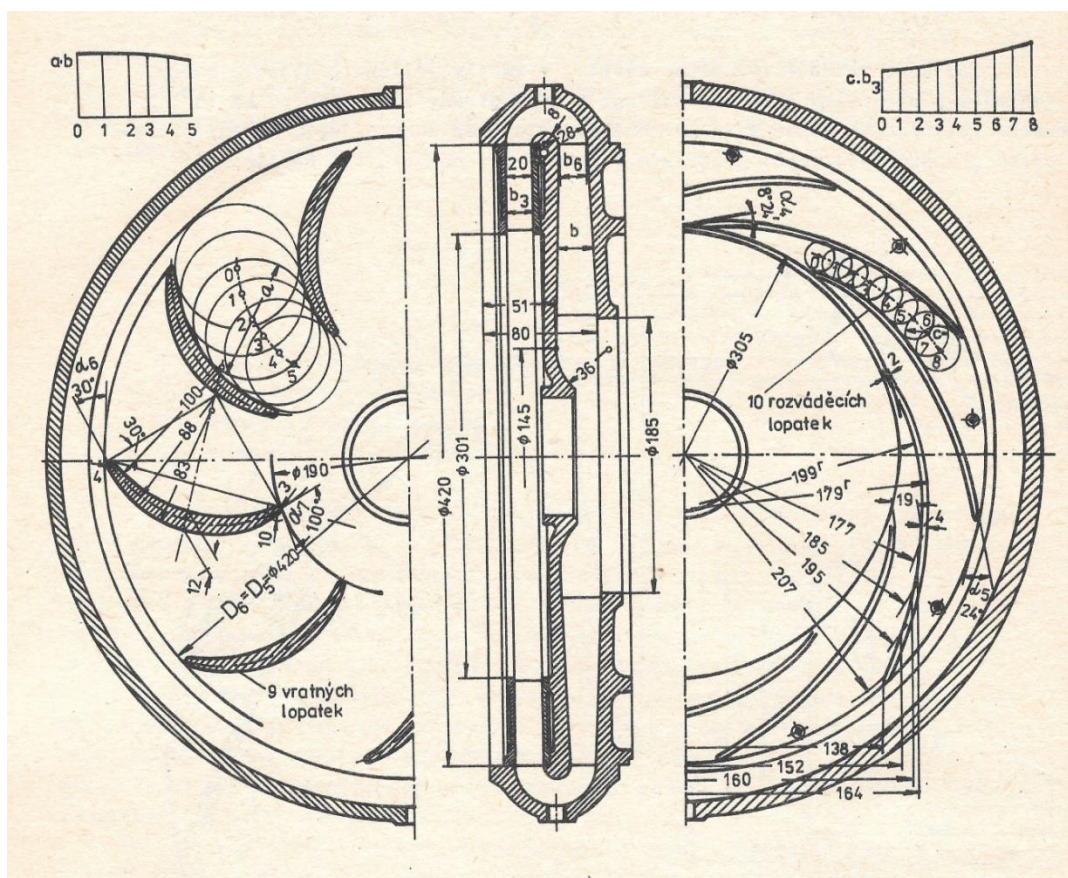




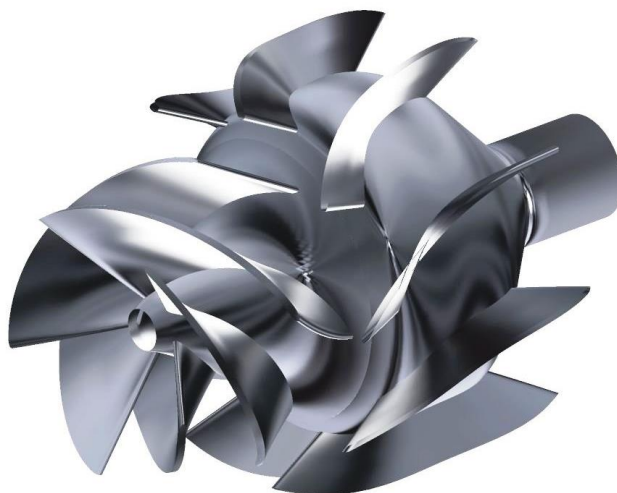
Obrázek 29 - Lopatkový boční přívod vícestupňového čerpadla [12]

U vícestupňových čerpadel s lopatkovými rozváděči se používá radiální lopatkový přívod viz Obr. 29.

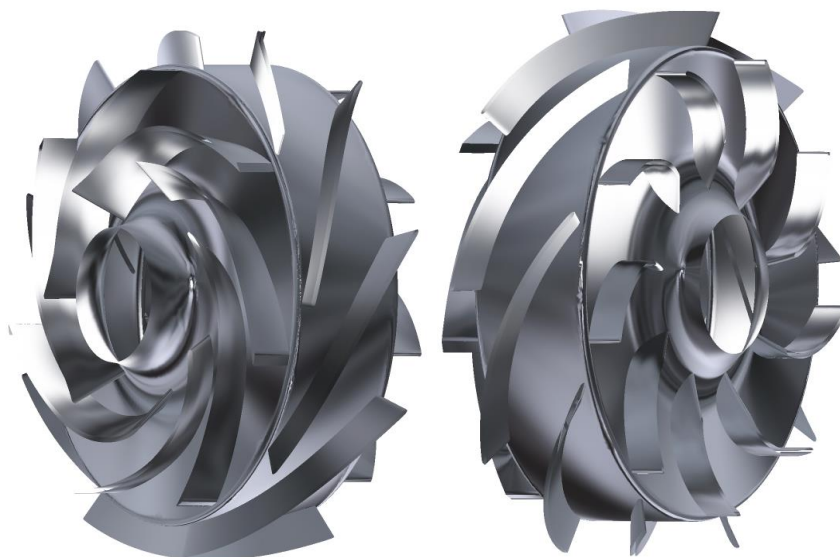
V některých případech vzniknou přívodní (vratné) lopatky často prodloužením lopatek rozváděčích, takže tvoří samostatný převodní prstenec viz Obr. 30. [12]



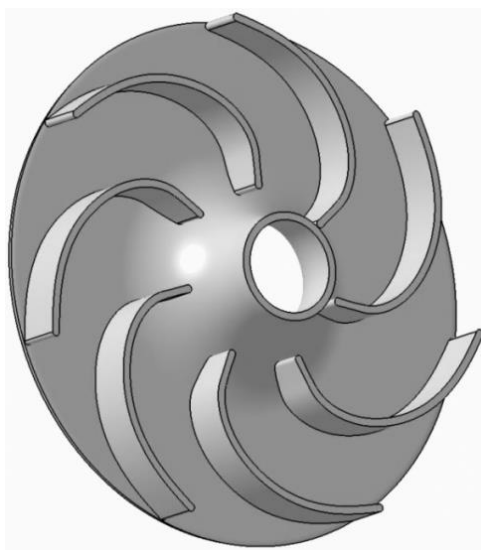
Obrázek 30 - Mezičlánek radiálního čerpadla s rozváděči a vratnými lopatkami [12]



Obrázek 31 - Hydrodynamické diagonální čerpadlo s lopatkovým difzorem [10]



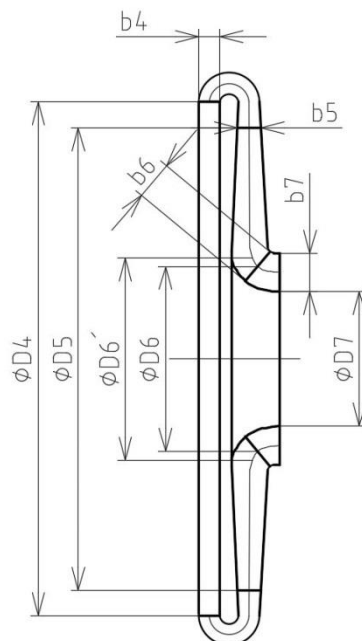
Obrázek 32 - Hydrodynamické radiální čerpadlo s axiálním lopatkovým difuzorem [10]



Obrázek 33 - Příklad hydraulického řešení vratných lopatek difuzoru ve 3D [10]

#### 4.1. Základní výpočty

Na Obr. 34 jsou uvedeny rozměry navrhovaného převaděče (difuzoru).



Obrázek 34 - Navrhovaný převaděč (znázornění rozměrů)

Vypočtené hodnoty z hydraulického návrhu oběžného kola, na které naváže převaděč s vratnými kanály:

$$\beta_2 = 25,49^\circ$$

$$u_2 = 12,83 \text{ m/s}$$

$$c_{m2} = 1,16 \text{ m/s}$$

$$c_2 = 10,46 \text{ m/s}$$

$$D_2 = 86 \text{ mm}$$

$$b_2 = 3,1 \text{ mm}$$

$$\eta_h = 0,677$$

$$\varphi_2 = 0,9$$

$$p = 0,35$$

$$z_{OK} = 6$$

Geometrie vstupního prostoru difuzoru, označujeme indexem 4, se navrhuje tak, aby kinematické poměry na vstupu plynule navazovaly na kinematické poměry na výstupu z oběžného kola, označujeme indexem 2, volný prostor označujeme indexem 3.

Těsně za výstupem z oběžného kola je absolutní rychlost kapaliny  $c_3$ . Tato rychlost se dá určit z obvodové a meridiální složky rychlosti.

Obvodová složka rychlosti  $c_3$ :

$$c_{u3} = \frac{g \cdot H_{(1)}}{\eta_h \cdot u_2} = \frac{9,81 \cdot 6,818}{0,677 \cdot 12,83} = 7,7 \text{ m/s} \quad (33) [10]$$

Meridiální rychlost  $c_{m3}$  těsně po výstupu z oběžného kola (stále volný prostor mezi oběžným kolem a převaděčem) se změní oproti rychlosti  $c_{m2}$  v důsledku zvětšení průtokové plochy. Zmenšení plochy v oběžném kole je vyjádřeno pomocí  $\varphi_2$ . Platí tedy:

$$c_{m3} = c_{m2} \cdot \varphi_2 = 1,16 \cdot 0,9 = 1,044 \quad (34) [10]$$

Skutečná výstupní rychlosti:

$$c_3 = \sqrt{c_{u3}^2 - c_{m3}^2} = \sqrt{7,7^2 - 1,044^2} = 7,63 \text{ m/s} \quad (35) [10]$$

Dále je potřebné stanovit rychlosti na vstupu do převaděče.

Meridiální rychlost  $c_{m4}$ :

$$c_{m4} = c_{m3} \cdot \frac{D_2}{D_4} \quad (36) [10]$$

Vstupní průměr převaděče:

$$\check{D}_4 = 1,025 \cdot D_2 = 1,025 \cdot 86 = 88,15 \text{ mm}$$

$$\rightarrow D_4 = 89 \text{ mm}$$

$$c_{m4} = c_{m3} \cdot \frac{D_2}{D_4} = 1,044 \cdot \frac{86}{89} = 1,009 \text{ m/s}$$

Obvodovou složku rychlosti  $c_{u4}$  počítáme za předpokladu konstantní cirkulace ve volném prostoru:

$$c_{u4} = c_{u3} \cdot \frac{D_2}{D_4} = 7,7 \cdot \frac{86}{89} = 7,44 \text{ m/s}$$

Skutečná vstupní rychlost:

$$c_4 = \sqrt{c_{u4}^2 + c_{m4}^2} = \sqrt{7,44^2 + 1,009^2} = 7,51 \text{ m/s}$$

Úhel absolutní rychlosti:

$$\tan \alpha_4 = \frac{c_{m4}}{c_{u4}} = \frac{1,009}{7,44} \quad (37) [10]$$

$$\rightarrow \alpha_4 = 7,7^\circ$$

Šířka převaděče na vstupu:

$$b_4 = 1,15 \cdot b_2 = 1,15 \cdot 3,1 = 3,57 \text{ mm}$$

$$\rightarrow b_4 = 3,6 \text{ mm}$$

Nyní známe průřez na vstupu do převaděče. Dále je tedy třeba určit kompletní meridiální řez, abychom mohli nadefinovat lopatky vratného kanálu v převaděči. K tomu použijeme vztah:

$$b_{6'} = \frac{c_{m4} \cdot D_4 \cdot b_4}{c_{m6'} \cdot D_{6'}} \quad (38), [10]$$

kde rychlost  $c_{m6'}$  vychází z požadavku snížení rychlosti proudění před další hydraulický stupeň (před další oběžné kolo) na hodnotu  $c_{m1} \cdot \varphi_1 = 1,62 \cdot 0,85 = 1,38 \text{ m/s}$  a  $D_{6'}$  je průměr na kterém končí změna průřezu v důsledku zpomalování z rychlosti  $c_{m4}$  na  $c_{m6'}$ .

$$b_{6'} = \frac{1,009 \cdot 89 \cdot 3,6}{35 \cdot 1,38} = 6,69 \text{ mm}$$

Určení směru absolutní rychlosti kapaliny před vstupem na lopatky vratných kanálů:

$$\alpha_{5'} = \tan^{-1} \left( \frac{\lambda}{4} \cdot l + b_4 \cdot \tan(\alpha_4) \right) \cdot \frac{1}{b_5},$$

kde  $\lambda=0,02$  což je součinitel ztráty třením (obvykle volená hodnota) a  $l = 14,84 \text{ mm}$  což je rozvinutá délka střední proudnice v bezlopatkové části.

$$\alpha_{5'} = \tan^{-1} \left( \frac{0,02}{4} \cdot 0,01484 + 0,0036 \cdot \tan(7,7) \right) \cdot \frac{1}{0,0041} = 8^\circ$$

Určení úhlu lopatek na vstupu do vratných kanálů:

$$\tan(\alpha_5) = \mu \cdot \frac{t_5}{t_5 - \frac{s_v}{\sin(\alpha_{5'})}} \cdot \tan(\alpha_{5'}) \quad (39), [10]$$

kde  $\mu$  je empirický součinitel volený jako 1,2 a  $s_v$  je tloušťka lopatek vratného kanálu – volím  $s_v = 2 \text{ mm}$

Rozteč lopatek vratného kanálu na vstupu:

$$t_5 = \frac{\pi \cdot D_5}{z_v} = \frac{\pi \cdot 0,080}{7} = 0,036 \quad (40), [10]$$

kde  $z_v$  je počet lopatek vratného kanálu – volím  $z_v = 7$  ( $z_v > z_{OK}$ )

$$\tan(\alpha_5) = 1,2 \cdot \frac{0,036}{0,036 - \frac{0,002}{\sin(8^\circ)}} \cdot \tan(8^\circ)$$

$$\rightarrow \alpha_5 = 16^\circ$$

Délku  $l_x$ , která určuje průřezík ramen úhlů  $\alpha_5$  a  $\alpha_6$  se určí takto:

$$l_x = 0,5 \cdot l \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_5}{\alpha_6}} = 0,5 \cdot 24,29 \cdot \sqrt[3]{\frac{16^\circ}{90^\circ}} = 6,83 \text{ mm} \quad (41), [10]$$

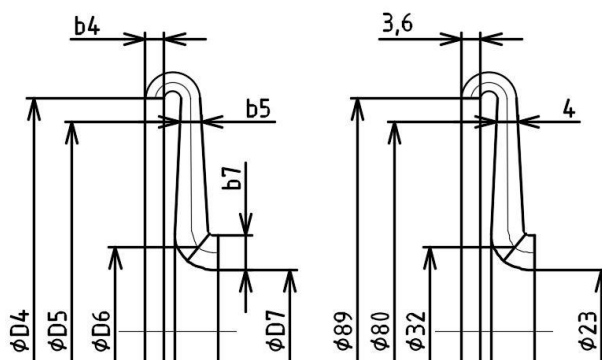
kde  $l$  je rozvinutá délka střední proudnice podél lopatek vratného kanálu.

## 4.2. Konstrukce tvaru lopatek vratných kanálů

Vratné kanály převaděče hydrodynamického čerpadla jsou součástí difuzoru (difuzor bereme právě jako převaděč v radiálně-axiálním směru mezi výstupem z oběžného kola a výstupu z vratných kanálů) a mají za úlohu co nejvíce zmenšit obvodovou složku rychlosti. Vstupní úhly lopatek vratných kanálů by měly navazovat na směr absolutní rychlosti proudu kapaliny po výstupu z oběžného kola změněný s ohledem na průtok bezlopatkovým kanálem. Výstupní úhel lopatek vratných kanálů  $\beta_6$  může mít úhel i menší než  $90^\circ$  (vhodný úhel je  $90^\circ$ , protože nátok kapaliny do dalšího oběžného kola by měl být zcela axiální). Výstupní úhly lopatek vratného kanálu, někdy bývají korigovány s ohledem na předrotaci kapaliny na vstupu do oběžného kola, mohou být voleny (podle údajů v dostupné literatuře) v rozsahu  $75$  až  $90^\circ$ . [10]

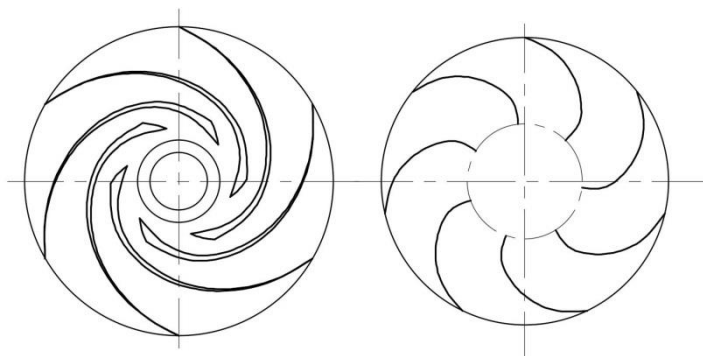
Úhel  $\beta_6$  volím  $90^\circ$ , díky předchozím výpočtům můžeme sestavit kompletní lopatkový řez střední proudnicí Kaplanovou (bodovou) metodou (viz Obr. 35).

Můžeme sestavit meridiální řez kompletního převaděče:



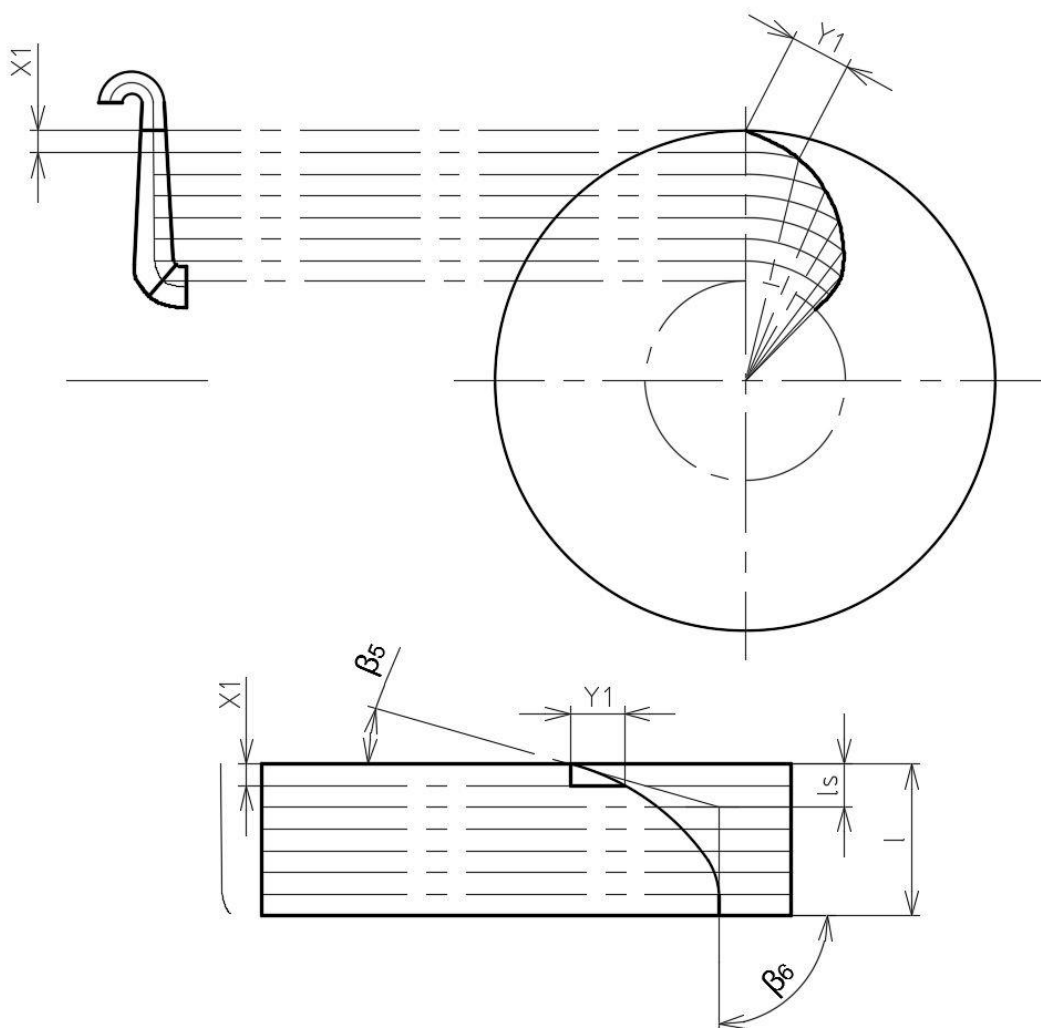
Obrázek 35 - Meridiální řez navrhovaného převaděče

Pohled na zakřivení lopatek oběžného kola a lopatek vratných kanálů:



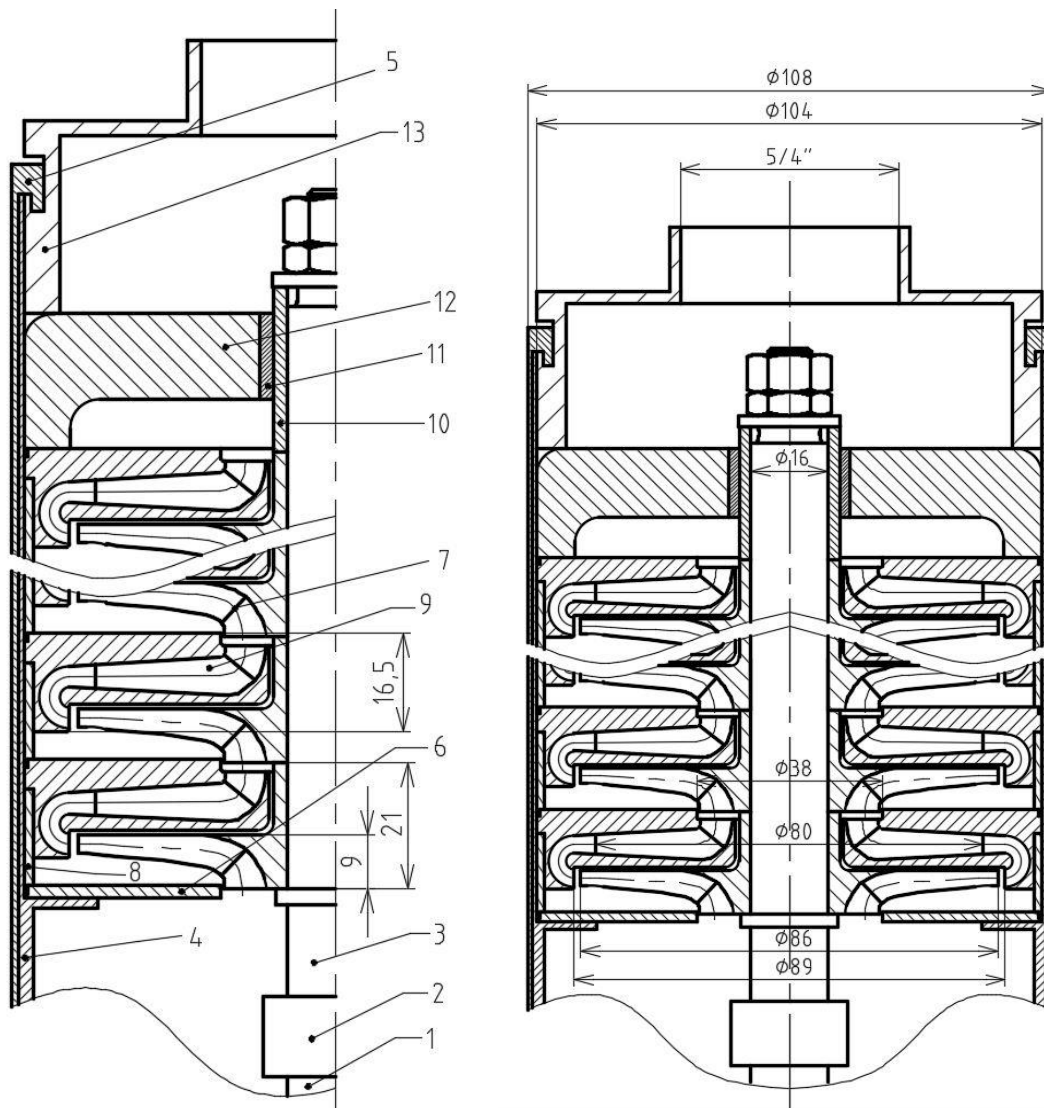
Obrázek 36 - Zakřivení lopatek OK (vlevo) a lopatek vratných kanálů (vpravo)

Na základě provedeného hydraulického výpočtu a také geometrického návrhu (Obr. 33) lze sestavit tvar lopatky ve vratném kanálu viz Obr. 37. Detailnější výkres viz příloha č. 2.



Obrázek 37 - Návrh tvaru lopatek ve vratném kanálu

Nyní můžeme sestrojít průtočný průřez článků čerpadla, znázorněný na Obr. 38.



Obrázek 38 - Průtočný průřez (schematicky znázorněné řešení); 1 – hřídel motoru, 2 – spojka, 3 – hřídel čerpadla, 4 – plášť, 5 – úchyty pro stažení čerpadla, 6 – sací disk, 7 – OK, 8 – odsazení stupně, 9 – převaděč (difuzor) s vratnými kanály, 10 – rotační pouzdro, 11 – statické pouzdro, 12 – úchyt pro statické pouzdro, 13 – výtláčné těleso

## 5. Závěr

Konvenční metodou bylo provedeno hydraulické řešení článku vícestupňového ponorného čerpadla k čerpání podzemní vody z vrtů pro zadané parametry. Hydraulické řešení sestává z navržení geometrie oběžného kola a převaděče (difuzoru) s vratnými kanály. Tento hydraulický návrh je doplněn schématickým výkresem koncepčního řešení čerpadla viz Obr. 38.



## 6. Zkratky / vysvětlivky:

VPČ	Vícestupňová ponorná čerpadla
OK	Oběžné kolo (Oběžná kola)
Proudnice krycího disku	Průniková plocha (čára) mezi krycím diskem a lopatkovou plochou, přičemž lopatková plocha je tvořena nekonečně tenkým listem
Proudnice nosného disku	Průniková plocha (čára) mezi nosným diskem a lopatkovou plochou, přičemž lopatková plocha je tvořena nekonečně tenkým listem

## 7. Použité značky, symboly a indexy

Značka	Veličina	Rozměr
$D$	průměr	m, cm, mm
$\dot{D}$	předběžně vypočtený průměr	m, cm, mm
$H$	dopravní výška čerpadla	m
$L$	délka	m, mm
$P$	příkon	W, kW
$Q$	objemový průtok	m <sup>3</sup> /h, m <sup>3</sup> /s, l/s
$\dot{Q}$	objemový průtok + objemové ztráty	m <sup>3</sup> /h, m <sup>3</sup> /s, l/s
$S$	průřez, plocha	m <sup>2</sup> , mm <sup>2</sup>
$S_M$	statický moment proudnice	-
$b$	šířka spáry	m, mm
$c$	rychlost	m/s
	absolutní rychlost	m/s
$c'$	rychlost výtoku	m/s
$d$	průměr	m, cm, mm
$i$	počet stupňů	-

$k$	empirický součinitel	-
$l$	rozvinutá délka proudnice	m, mm
$n$	otáčky	1/min
$n_b$	rychloběžnost	1
$n_s$	specifické otáčky	1/min
$p$	korekční součinitel	-
$q$	objemové ztráty	m <sup>3</sup> /h, m <sup>3</sup> /s, l/s
$s$	tloušťka lopatek	mm
$u$	obvodová rychlost	m/s
$w$	relativní rychlost	m/s
$z$	počet lopatek	-
$\alpha$	úhel absolutní rychlosti	°
$\beta$	úhel lopatek	°
	úhel	°
	úhel relativní rychlosti	°
$\eta$	účinnost	-, %
$\mu$	součinitel	-
$\kappa$	koeficient bezpečnosti	-
$\lambda$	součinitel tření	-
$\pi$	Ludolfovo číslo	-
$\rho$	hustota	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma_{dov}$	dovolené namáhání v krutu	kp/cm <sup>2</sup>
$\varphi$	součinitel zúžení	-

### Indexy

K	přísluší krouticímu momentu
M	motoru, přísluší statickému momentu proudnice

N	náboje
<i>b</i>	přísluší rychloběžnosti
č	čerpadla
<i>dov</i>	dovolené
<i>h</i>	hydraulická
<i>m</i>	meridiánová, přísluší koeficientu
<i>nové</i>	nový přepočet hodnoty
OK	oběžného kola
<i>os</i>	osový
<i>s</i>	příslušné specifickým otáčkám
<i>t</i>	příslušné vyznačenému místu, teoretické
<i>u</i>	přísluší koeficientu, obvodová složka rychlosti
<i>v</i>	vratných kanálů
<i>vody</i>	příslušné vodě
<i>x</i>	příslušné ještě nespecifikovanému místu, průsečík ramen úhlů
0	vztažené na vstupní průměr
1	vztažené k jednomu stupni, vstupní, příslušná vyznačenému místu, na vstupu oběžného kola
2	výstupní z oběžného kola, příslušné vyznačenému místu
3	příslušné vyznačenému místu, příslušné volnému prostoru mezi OK a převaděčem
4	příslušné vyznačenému místu, vztaženo na vstup převaděče
5	příslušné vyznačenému místu, vstup na lopatky vratných kanálů
5'	příslušné vyznačenému místu, před vstupem na lopatky vratných kanálů
6	příslušné vyznačenému místu, výstup z lopatek vratných kanálů
6'	příslušné vyznačenému místu, návrhový průměr na kterém končí zpomalení rychlosti proudu kapaliny ve vratném kanálu

7	příslušné vyznačenému místu, konec převaděče
34	vztažené na průměr 34 mm
37	vztažené na průměr 37 mm
40	vztažené na průměr 40 mm
45	vztažené na průměr 45 mm
55	vztažené na průměr 55 mm
65	vztažené na průměr 65 mm
69	vztažené na průměr 69 mm
74	vztažené na průměr 74 mm
86	vztažené na průměr 86 mm
∞	nekonečný počet lopatek
'	příslušné vyznačenému místu
''	příslušné vyznačenému místu

## 8. Seznam použité literatury a ostatní zdroje

- [1] Čerpadla do vrtů [online] Dostupné z: <http://www.ponorna-cerpadla.cz/cerpadla-do-vrtu-216681>
- [2] Ponorná čerpadla KSB UPA [online] Dostupné z: <https://www.ksb.com/ksb-cz/vyrobky-a-sluzby/voda/cerpani-vody/upa/upa/49000/>
- [3] Ponorná čerpadla KSB UPA [online] Dostupné z: [https://shop.ksb.com/esales/ksb/b2b/startApp.do?nav\\_areaid=ZES\\_WATER&navPosActive=2](https://shop.ksb.com/esales/ksb/b2b/startApp.do?nav_areaid=ZES_WATER&navPosActive=2)
- [4] Ponorná čerpadla Grundfos SP [online] Dostupné z: <http://cz.grundfos.com/Produkty/find-product/ponorna-cerpadla-SP.html>
- [5] Ponorná čerpadla Calpeda SD [online] Dostupné z: <http://www.calpeda.cz/cz/sd-ponorna-cerpadla-pro-4-vrty>
- [6] Ponorná čerpadla Pedrollo 4SR [online] Dostupné z: <http://www.pedrollocz.cz/cz-detail-982537-ponorne-cerpadlo-do-vrtu-4-4sr-2-m-7-pd.html>

- [7] O. STRÝČEK, M. GANČO: *Čerpadlá (Konštrukcia a hydraulický výpočet)*. Slovenská vysoká škola technická v Bratislave, Strojnícká fakulta, 1968.
- [8] K. BRADA, J. BLÁHA: *Projektování a provoz čerpací techniky*. Ediční středisko ČVUT, Praha 6, Zikova 4, 1991. ISBN 80-01-00098-2
- [9] O. STRÝČEK, M. GANČO: *Čerpadlá (Hydraulický výpočet a konštrukcia)*. Slovenská vysoká škola technická v Bratislave v Edičním středisku SVŠT, Strojnícká fakulta, Bratislava, Gottwaldovo nám. 17, 1978.
- [10] M. VARCHOLA, P. HLBOČAN: *Hydraulický návrh odstředivých čerpadel*, Vydavatelství STU, Bratislava, 2016, ISBN 978-80-8106-070-0.
- [11] J. MELICHAR: *Hydraulické a pneumatické stroje (Část čerpadla)*. České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [12] J. BLÁHA, K. BRADA: *Projektování a provoz dopravy tekutin I (Projektování a provoz čerpací techniky)*. Ediční středisko ČVUT, Praha 1, Husova 5, 1983.
- [13] L. DOBŠÁKOVÁ, Dizertační práce: *Čerpadlo s difuzorem s použitím stochastických lopatek (Oběžné kolo I difuzor)*. VUT v Brně, 2016