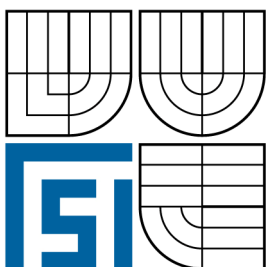


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

SAMONASÁVACÍ ČERPADLO 65-SVD

SELF-PRIMING PUMP 65-SVD

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR GOLÁŇ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. FRANTIŠEK POCHYLÝ, CSc.

BRNO 2008

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je přepočítat hydrauliku čerpadla a navrhnout vhodné úpravy vířivého čerpadla 65-SVD-2°. Výpočty hlavních rozměrů oběžného kola a kanálu vycházely ze vztahů ověřených teorií, experimenty a především praxí.

Tento návrh by měl sloužit jako podklad pro vypracování potřebných úprav čerpadla 65-SVD a následným zapojením čerpadla do výrobního programu Sigma Pumpy Hranice s.r.o.

Klíčová slova

Vířivé čerpadlo 65-SVD-2°, Sigma pumpy Hranice s.r.o.

ABSTRACT

The purpose of this diploma work is re-count the hydraulics of the pump and project well-qualified treatment of turbulent pump 65-SVD-2°. Calculations of principal dimensions impeller and side-channel are based upon the theories, experiments and finally on the knowledge gained from the test models constructed.

The results of this project can be used for design necessary treatment of turbulent pump 65-SVD and follow-up connection of those pump to the production program of the Sigma pumpy Hranice s.r.o.

Keywords

Turbulent pump 65-SVD-2°, Sigma pumpy Hranice s.r.o.

GOLÁŇ, P. *Samonasávací čerpadlo 65-SVD*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojího inženýrství, 2008. 47 stran.

Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Františka Pochylého, CSc.

Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

.....
Petr Golář
23.8.2008

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří především panu prof. Ing. Františkovi Pochylému, CSc., který mě po celou dobu odborně vedl a byl vstřícný vůči mým dotazům.

SEZNAM SYMBOLŮ

značka	jednotka	význam značky
Q	m^3/s	průtok
n	min^{-1}	otáčky
C	1	koeficient dle typu čerpadla
H	m	výtlačná výška
n_s	s^{-1}	specifické otáčky
K	1	koeficient
u	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	obvodová rychlost
R	m	poloměr oběžného kola
D_2	m	průměr oběžného kola
S	m^2	plocha kanálu
D	m	průměr kanálu
r	m	poloměr kanálu
a	m	výška kanálu
c	m	šířka kanálu
b	m	šířka lopatky
t	m	tloušťka lopatky
l	m	rozteč lopatek
g	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení
D_s	m	středí průměr oběžného kola
D	m	průměr patky oběžného kola
Δr	m	přesah kanálu

OBSAH

1. ÚVOD	9
2. ROZBOR	10
2.1 ROZBOR VÝROBY	10
2.2 ROZBOR SAMONASÁVACÍHO ČERPADLA 65-SVD	10
2.2.1 Popis čerpadla	10
2.2.2 Materiálové provedení	11
2.2.3 Provedení čerpadel SVD	11
2.2.4 Technické údaje	12
3. SAMONASÁVACÍ ČERPADLA	14
3.1 HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA	14
3.2 CHARAKTERISTIKY LOPATKOVÝCH ČERPDEL	16
3.3 VÝHODY A NEVÝHODY SAMONASÁVACÍCH ČERPDEL	17
3.3. VÍŘIVÁ ČERPADLA	18
3.3.1 Jedno otočení oběžného kola	19
3.3.2 Hlavní rovnice vířivých čerpadel	21
3.3.3 Základní výpočtové vztahy	24
3.3.4 Porovnání výpočtu	30
3.4 VÝPOČET VÍŘIVÉHO ČERPADLA POMOCÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU	31
3.5 KAVITACE ČERPDEL OTEVŘENÉHO TYPU	33
4. ZÁVĚR	45
PŘEHLED POUŽITÉ LITERATURY	46
SEZNAM PŘÍLOH	47

1. ÚVOD

Tato diplomová práce je zaměřena na řešení problému týkajícího se samonasávacího čerpadla 65-SVD firmy Sigma Pumpy Hranice s.r.o., které při zkušebním provozu a měření vykazovalo podobné parametry jako čerpadlo řady nižší tj. 50-SVD.

Podnik založil v roce 1883 plzeňský rodák *Antonín Kunz*, tehdy čtyřicetiletý vyučený zámečnický. Vybral si k podnikání Hranice, kde už tehdy vedla důležitá železniční tepna a kde nebyl téměř žádný průmysl. Po založení se podnik zabýval opravami a později i výrobou malých zemědělských strojů, ale velmi brzy se začal specializovat na výrobu čerpadel. Brzy na to proslul výrobou větrných motorů, které postupně vytlačily výrobky cizozemských firem a zcela ovládly tuzemský trh v Rakousku-Uhersku a v značném rozsahu se vyvážely na Balkán, do Ruska a Střední východ. S větrným motorem se zpravidla dodávalo i čerpadlo a celé další zařízení k rozvodu vody. Podnik byl „*největší a nejstarší český závod pro vodotěžbu v mocnářství*“



Obr.1 Logo Sigma pumpy Hranice s.r.o. ¹

Výrobní program vedle větrných motorů a čerpadel obecného použití, hlavně ručních, tvořily také domácí instalace a ústřední vytápění. V devadesátých letech začal podnik intenzivně projektovat a montovat vodárenské celky, prováděl jímání pramenů, stavby studní, vodojemů, čerpacích stanic k rozvodů obecních a průmyslových závodů postavil podnik do roku 1912 vodovody pro 1056 obcí, z toho pro 146 měst. Vznikem Kunzovy továrny se postupně, ale rychle měnil společenský charakter města, Začaly růst řady kvalifikovaných dělníků, montérů, techniků i úředníků. ²

2. ROZBOR

2.1 Rozbor výroby

Výrobní program firmy je zaměřen na výrobu, prodej a servis čerpadel spotřebního a průmyslového charakteru. Výrobky společnosti jsou určeny pro provozy vodního hospodářství, v průmyslu, v zemědělství, v energetice, v potravinářství, ve stavebnictví, pro dům i zahradu a v dalších oblastech.

Převážně se jedná o následující druhy čerpadel:

- Vysokotlaká čerpadla pístová a plunžrová
- Odstředivá čerpadla
- Čerpadla rotační objemová
- Čerpací stanice
- Domácí vodárny
- Evakuační stanice
- Vývěvy
- Závlahová zařízení
- Čerpací soustrojí
- A další. ⁴

Naše zadání se týká samonasávacích článkových rotačních čerpadel 65-SVD, určených pro čerpání vody do 90°C bez mechanických nečistot. Jsou vhodná pro čerpání hořlavin I.–IV. třídy, ale i pro čerpání olejů do max. kinematické viskozity 37 mm²/s. Hlavní předností je samonasávací schopnost (sací výška do 8m). Vyznačující se řazením jednotlivých článků (stupňů) za sebou v počtu odpovídajícím požadované dopravní výšce. ³

2.2 Rozbor samonasávacího čerpadla 65-SVD

2.2.1 Popis čerpadla

Čerpadla řady SVD jsou rotační, horizontální, samonasávací, konstruovaná pro přímé spojení s hnacím motorem. Čerpadlo se skládá ze sacího a výtlačného tělesa, sací a výtlačné vložky, tělesa ložiska, víka ucpávky, hřídele s oběžnými koly a ložisky. Sací a výtlačné hrdlo je vyvedeno vždy nahoru. Mezi sací a výtlačné těleso jsou vloženy sací a výtlačné vložky s oběžnými koly v počtu dle požadovaného tlaku. Tyto vložky jsou mezi sacím a

výtlačným tělesem staženy šrouby. Hřídel čerpadla je na obou stranách uložen v kuličkovém ložisku. Hřídel je utěsněn měkkým provazovým těsněním nebo mechanickou ucpávkou. Čerpadla jsou postavena na široké patce výtlačného tělesa nebo na půlpatkách sacího a výtlačného tělesa.³



Obr.2 Samonasávací čerpadlo SVD.³

2.2.2 Materiálové provedení

Sací a výtlačné těleso, sací a výtlačná vložka, závitové příruby, ložisková tělesa, víko ucpávky jsou z litiny. Oběžná kola jsou z mosazi a hřídel z oceli. Ucpávkové těsnění je v jakosti odpovídající čerpané kapalině. Ucpávka se volí podle čerpané kapaliny buď měkká nebo mechanická.³

2.2.3 Provedení čerpadel SVD

Čerpadla SVD jsou stavěna pro přímý pohon elektromotorem. Dodávají se se způsoby pohonu podle ČSN 11 0021. Pohon 1 – čerpadlo samotné s volným koncem hřídele
Pohon 9 – čerpadlo s úplnou poddajnou spojkou a s elektromotorem na společné základní desce.

Na zvláštní požadavek se dodávají také :

Pohon 2 – čerpadlo s úplnou poddajnou spojkou

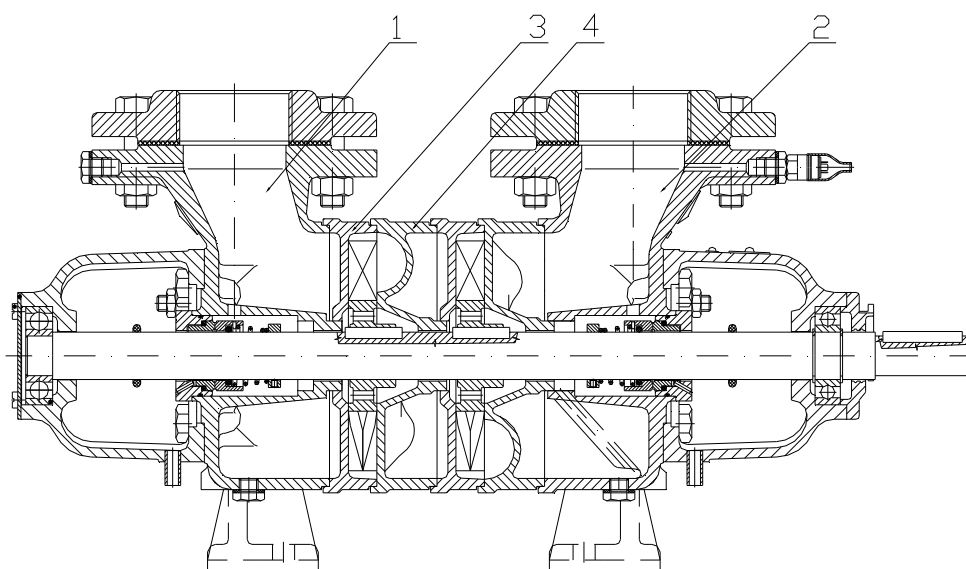
Pohon 3 – čerpadlo s úplnou poddajnou spojkou a se základovou deskou společnou pro čerpadlo a motor.³

2.2.4 Technické údaje

Typ čerpadla	DN sac. hrdlo/ výtl. hrdlo	Q [l.s-1]	H [m]	Příkon [kW]	Varianta s mechanickou ucpávkou	Hmotnost [kg] pohon 1
25-SVD-1 25-SVD-2 25-SVD-3 25-SVD-4 25-SVD-5	32/32	0,5 - 1	28 - 11 52 - 20 78 - 30 102 - 44 111 - 50	0,6 - 0,35 1,18 - 0,65 1,74 - 0,94 2,3 - 1,4 2,75 - 1,6	ne	14 16,5 20 22,5 25
32-SVD-1 32-SVD-2 32-SVD-3 32-SVD-4	32/32	0,83 - 1,33	31 - 12 63 - 28 91 - 38 110 - 42	0,98 - 0,6 1,92 - 1,2 2,65 - 1,65 3,3 - 2,05	ano	15 18 21,5 24,5
40-SVD-1 40-SVD-2 40-SVD-3 40-SVD-4 40-SVD-5	40/40	1,33 - 2 1,33 - 2,3	24 - 11 46 - 9 66 - 10 85 - 13 104 - 17	1,05 - 0,75 2,05 - 1,25 3,0 - 1,55 3,8 - 1,95 4,6 - 2,4	ano	23 27 31 35 39
50-SVD-1 50-SVD-2 50-SVD-3 50-SVD-4 50-SVD-5	50/50	2 - 3,35	23 - 10 46 - 20 70 - 32 93 - 42 114 - 53	1,67 - 1,07 3,25 - 2,03 4,88 - 3,05 6,53 - 4,15 7,95 - 5,2	ano	31 35 39 43 47

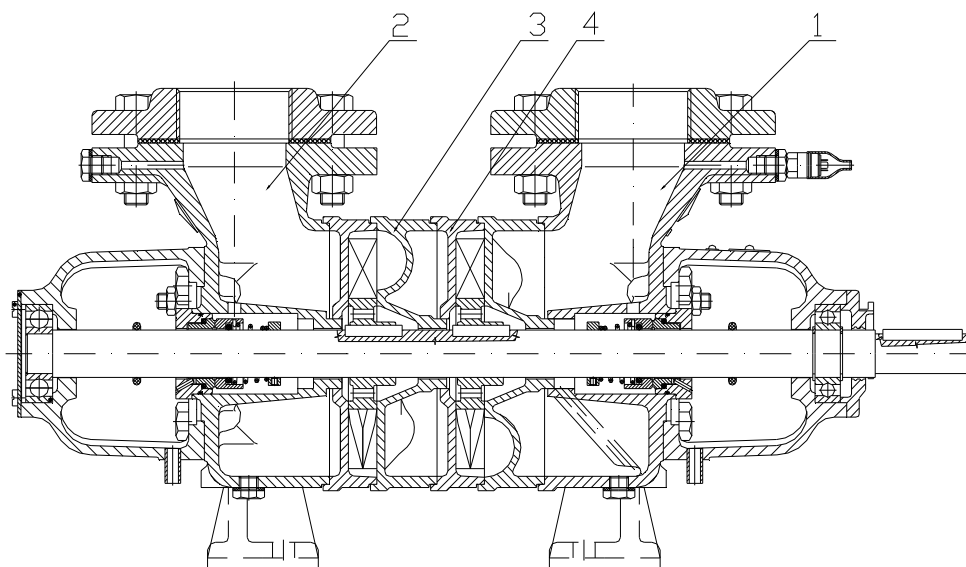
Uvedené výkony čerpadel platí pro otáčky $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ a čistou vodu o teplotě 15°C , $\rho=1000 \text{ kg.m}^{-3}$, při sací výšce 7 m a měkké provozové těsnění.

Tab.1 Technické údaje samonasávacího čerpadla SVD. ³

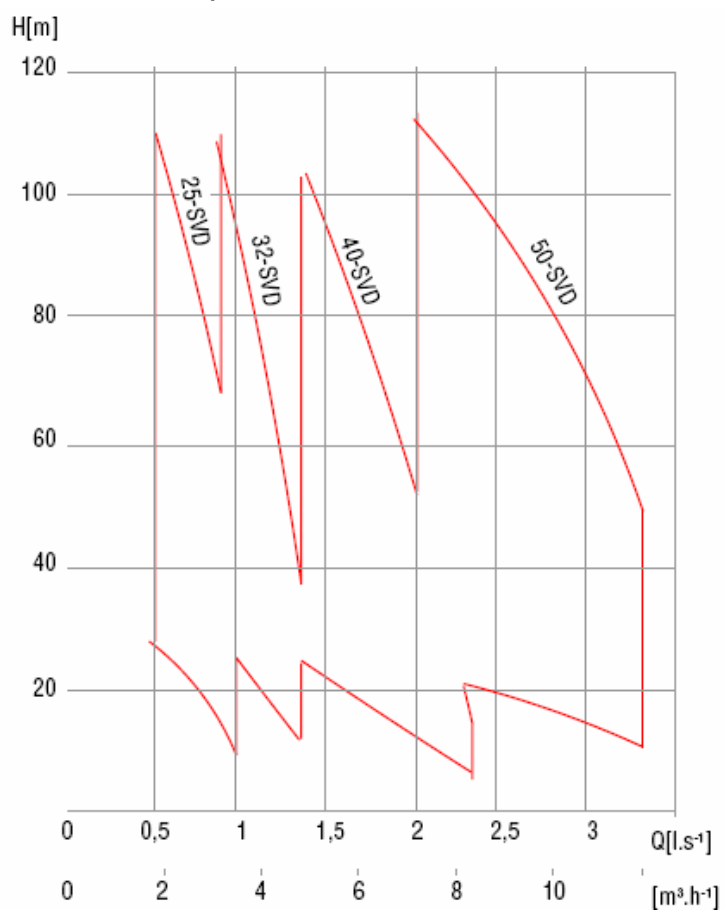


Obr.3 Průřez čerpadla 65-SVD-2° s měkkou ucpávkou. ³

- 1 Sací těleso
- 2 Výtlačné těleso
- 3 Sací vložka
- 4 Výtlačná vložka

Obr.4 Průřez čerpadla 65-SVD-2° s mechanickou ucpávkou. ³

- 1 Sací těleso
- 2 Výtlačné těleso
- 3 Sací vložka
- 4 Výtlačná vložka

Obr.5 Informativní oblastní diagram čerpadla. ³

3. SAMONASÁVACÍ ČERPADLA

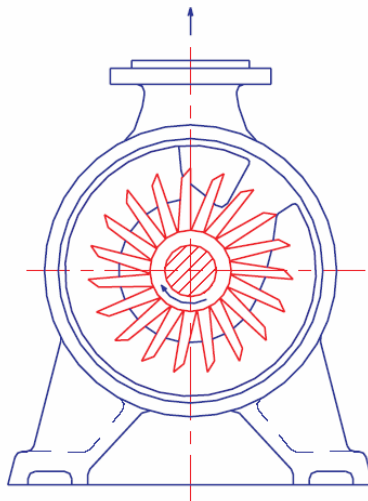
Samonasávací čerpadla se řadí mezi čerpadla *Hydrodynamická*, tj. čerpadla s nepřímou přeměnou mechanické energie v kinetickou a potenciální (tlakovou) energii kapaliny.

3.1 Hydrodynamická čerpadla

Účinnost hydrodynamických čerpadel je poněkud nižší než u čerpadel hydrostatických. Průtok odstředivých čerpadel je však mnohem rovnoměrnější a navíc vyšší hodnoty průtoku se dají realizovat jen lopatkovými, především axiálními čerpadly.⁴

Podle proudění kapaliny a meridiální složky výstupní rychlosti se tyto čerpadla rozdělují na:

- **Odstředivá** (centrifugální), tzn. Lopatková čerpadla, dopravující kapalinu točivým pohybem činné části rotoru, kterým je oběžné kolo.
 - **Radiální**, kdy kapalina vstupuje do oběžného kola axiálně (rovnoběžně s osou) a vystupuje z oběžného kola radiálně (kolmo k ose otáčení).
 - **Diagonální** (šroubová), kdy kapalina vstupuje do oběžného kola axiálně a vystupuje diagonálně (šikmo k ose otáčení).
- **Axiální** (vrtulová), tzn. Lopatková čerpadla, kdy kapalina vstupuje do oběžného kola a vystupuje z něj axiálně.
- **Obvodová** (vířivá), kdy kapalina vstupuje do oběžného kola a vystupuje z oběžného kola většinou jen na části jeho obvodu.

Obr.6 Obvodové vířivé čerpadlo. ⁴

- **Labyrintová**, kdy kapalina vstupuje a vystupuje ve směru mezery mezi rotorem a státorem, v nichž ve spirálových drážkách (labyrintech) se zvyšuje tlak.
- **Kombinovaná**, zn. kombinaci čerpadel stejného nebo různého konstrukčního provedení, zapojených za sebou (sériově) nebo vedle sebe (paralelně).

Podle konstrukce statoru :

- **se spirální skříní** jednoduchou nebo dvojitou
- **s kruhovou skříní** jednoduchou nebo dvojitou
 - s rozváděcím kolem a s převaděčem lopatkovým nebo kanálovým
 - s převaděčem lopatkovým nebo kanálovým (bez rozváděcího kola)
- **článeková** (ve variantách jako u čerpadel s kruhovou skříní)

Podle konstrukce činné části rotoru oběžného kola :

- **jednokanálové** nebo **vícekanálové** oběžné kola
- **jednolopátkové** nebo **vícelpatkové** oběžné kola
 - zavřené, polootevřené, otevřené
 - s rovnými, s rovinně zakřivenými nebo s prostorově zakřivenými lopatkami
 - s pevnými, s nastavitelnými (za klidu) nebo s natáčivými lopatkami (za chodu)
 - paprskovým, otevřeným oběžným kolem; vírovým; obvodově drážkovaným; labyrintovým
 - s jednostranným nebo oboustranným vstupem ⁴

3.2 Charakteristiky lopatkových čerpadel

Charakteristiky určitého typu čerpadla dané rychloběžnosti, vyjadřují závislosti hlavních energetických parametrů $[Y(\text{J/kg}); \eta(\%); \Delta Y(\text{J/kg}); P(\text{W})]$ na dopravním množství $[Q(\text{m}^3/\text{s})]$ při konstantních otáčkách ($n = \text{konst}$). Uvedené dílčí charakteristiky se zpracovávají na základě experimentálního měření na zkušebním okruhu, jehož součástí je měřené čerpadlo jako prototyp nebo model. ⁴

Jedná se o následující charakteristiky:

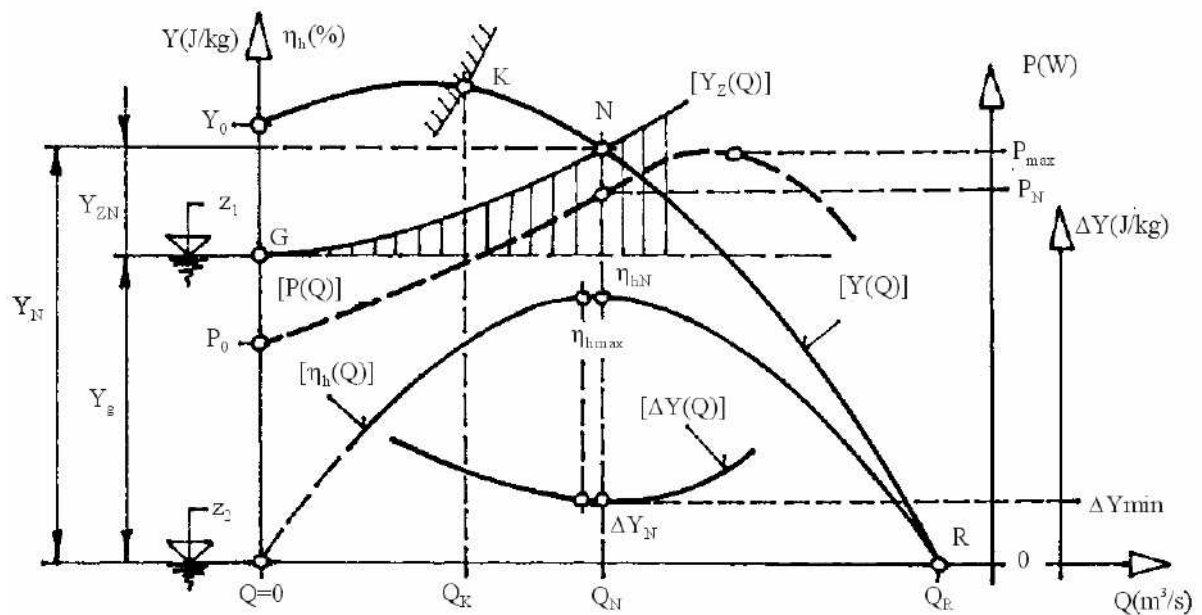
- | | |
|-------------------------------|--|
| (a) měrná energie | $Y = f(Q)$ při $n = \text{konst}$ |
| (b) účinnost čerpadla | $\eta = f(Q)$ při $n = \text{konst}$ |
| (c) výkon na hřídeli čerpadla | $P = f(Q)$ při $n = \text{konst}$ |
| (d) kavitační deprese | $\Delta Y = f(Q)$ při $n = \text{konst}$ |

Charakteristika (a) je nezbytným podkladem pro určení *provozního bodu* (Y_N, Q_N) , pro přečerpávání kapaliny zloveným typem čerpadla. Vlastní provozní (návrhový) bod „N“ je dán průsečíkem závislosti $[Y(Q)]$ a charakteristiky potrubí $[Y_Z(Q)]$, která je vynášena z bodu „G“ ($Y_g; Q=0$). Proto musíme vypočítat hydraulické ztráty daného systému, vyjádřené výslednou ztrátovou konstantou $K_Z (1/\text{m}^4)$, resp. stanovit závislost:

- | | |
|-----------------------------|------------------------------|
| (e) charakteristika potrubí | $Y_Z = f(Q) = K_Z \cdot Q^2$ |
|-----------------------------|------------------------------|

Charakteristika (b) slouží k určení účinnosti čerpadla v provozním bodu (η_N). Charakteristika (c) rozhoduje mimo jiné o způsobu spouštění čerpadla do provozu .

Kavitační charakteristika (d) a hodnota kavitační deprese provozního bodu (ΔY_N) rozhoduje o výškové instalaci čerpadla vzhledem k hladině v dolní nádrži a umožňuje určit hodnotu *sací měrné energie* čerpadla $Y_S (\text{J/kg})$ nebo hodnotu sací výšky $H (\text{m})$. ⁴

Obr.7 Charakteristika radiálního odstředivého čerpadla ⁴

3.3 Výhody a nevýhody samonasávacích čerpadel

Odstředivá čerpadla mají jednu hlavní nevýhodu, která je čini náročnější pro provoz :

Když pracují proti nátokové výšce, musí být jejich potrubí zavodněno čerpanou kapalinou a opatrně odvzdušněné. K tomu jsou ještě navíc tato čerpadla citlivá na přítomnost vzduchu, nebo jiného plynu, při vstupu kapaliny do čerpadla. To může být způsobeno netěsností v sacím potrubí, hladinou kapaliny ležící pod úrovní sacího koše, nebo vznikem plynu z těkavé kapaliny, jako např. olej, éter. Za takových to okolností může čerpadlo přestat čerpat.

Tento nedostatek je zvláště nepříjemný, pokud jsou čerpadla bez obsluhy, tj. pokud je provoz čerpadla kontrolován automaticky.

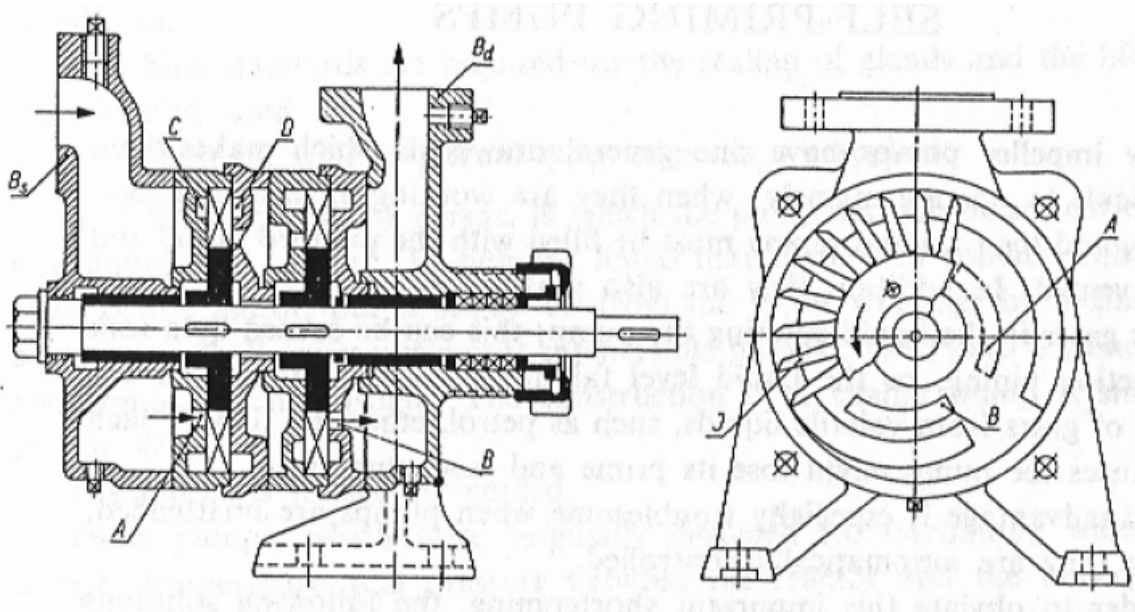
Aby se předešlo těmto důležitým nepříjemným nedostatkům lze pro normální oběžná kola použít následujících řešení:

- 1) čerpadlo je upevněno pod úroveň hladiny spodní nádrže.
- 2) do soustavy je zapojeno vakuové čerpadlo určené k odstranění vzduchu ze systému a k naplnění čerpadla a sacího potrubí kapalinou.
- 3) Různé důmyslná pomocná zařízení.

Samonasávací čerpadla mají schopnost odstranit vzduch ze sacího potrubí a zaplnit jej čerpanou kapalinou. V případě ucpání v důsledku přítomnosti vzduchu nebo jiných plynů, jsou schopny tento plyn separovat a vrátit se zpět k normálnímu režimu čerpání.

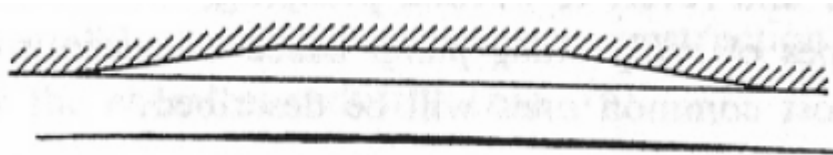
Mezi nejběžnější typy samonasávacích čerpadel patří obvodová (obtoková; vířivá) čerpadla. ⁵

3.3. Vířivá čerpadla



Obr.8 Řez vířivým samonasávacím čerpadlem ⁵

Jak již bylo zmíněno jedná se o jedny z nejběžnějších typů samonasávacích čerpadel. Výrobním orgánem vířivých čerpadel jsou pracovní kola **J** (s radiálními nebo šikmými lopatkami). Kolo se otáčí v cylindrickém tělese s malou čelní vůlí. Sací otvor **A** je umístěn na sací straně u náboje kola. Výtlačný otvor **B** je na opačné straně. Kromě těchto otvorů jsou zde jeden nebo dva symetrické obvodové kanály nebo drážky **C** a **D** s úhlem okolo 330° , jehož profil je na obr.9



Obr.9 Profil bočních kanálů **C** a **D** ⁵

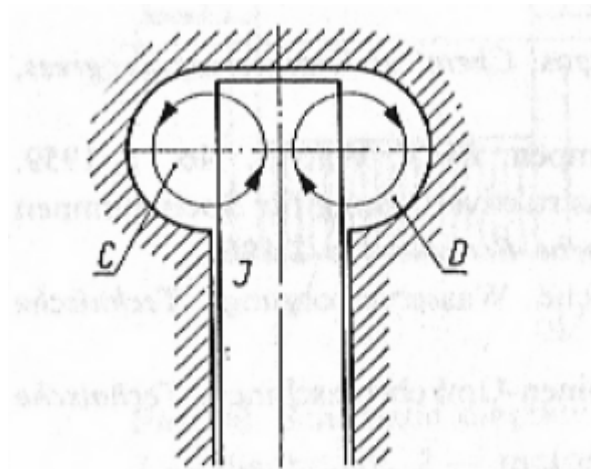
Předtím než je čerpadlo poprvé spuštěno musí být naplněno kapalinou. ⁵

3.3.1 Jedno otočení oběžného kola

Začínáme v době kdy je sací potrubí stále plné vzduchu. Jak se oběžné kolo otáčí, je kapalina vhozena dovnitř do bočních kanálů a kolem náboje kola se zformuje volný prostor, do kterého, je vtažen vzduch ze sacího potrubí. Jak oběžné kolo pokračuje v otáčení dochází k postupnému zúžení vzniklého volného prostoru až se tento prostor ztratí úplně a kapalina se vrátí zpět do prostoru mezi lopatky, a tak vyžene nasátý vzduch ven přes výstupní (výtlačný) otvor.

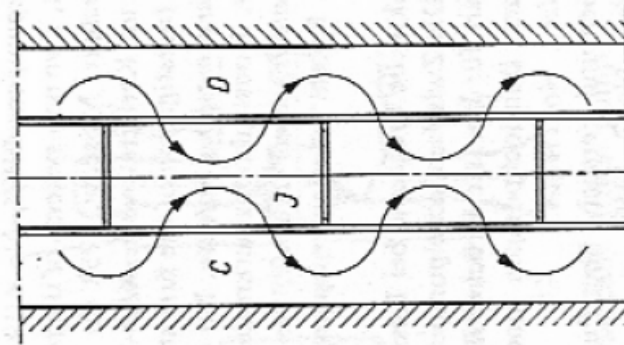
Tento sled je opakován pro každé následující otočení oběžného kola. Kapalina rotující s oběžným kolem vytváří těsnění mezi sacím a výtlačným prostorem. Poté co byl ze sacího potrubí a sací komory vytlačen všechny vzduch, čerpadlo nasaje kapalinu a vytlačí jí přes výtlačné hrdlo.

Zatímco proud přitékající do prostoru oběžného kola má přibližně konstantní uhlovou rychlost, proud v bočních kanálech podléhá zákonu zachování momentu hybnosti. A tím se vytváří rozdíl mezi tlakem v bočních kanálech a hranou lopatky což je příčinou vzniku silného druhého pohybu kapaliny, jak je znázorněno na obr.10



Obr.10 Cirkulace kapaliny v oběžném kole a bočních kanálech ⁵

K tomuto pohybu je připojený obvodový pohyb, způsobený tlakem lopatek na kapalinu, který urychlí pohyb kapaliny přes celou radiální šířku kanálu. Kruhový pohyb na hranici oběžného kola (obr.11) spěje k nepřetržitému přenosu přebytečné energie, z částic kapaliny opouštějící oběžné kolo, na částice kapaliny v bočních kanálech. Tento efekt je zvýšen kvůli malým otřesům na vstupu do bočních kanálů.



Obr.11 Výsledná cirkulace mezi oběžným kolem a bočními kanály ⁵

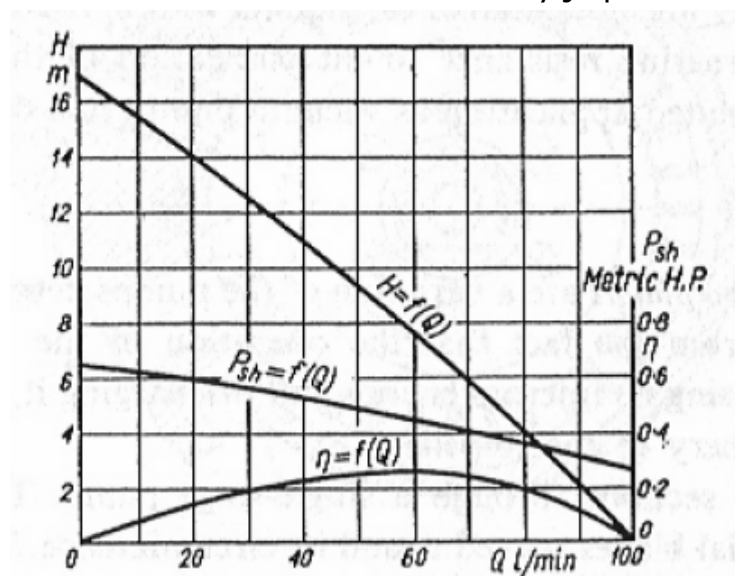
Celkový energetický přírůstek kapaliny proudící přes čerpadlo je vytvářen střídáním rázů mezi kapalinou, v prostoru oběžného kola, a kapalinou v bočních kanálech.

Přírůstek energie je tak velký že celková dopravní výška pro tento typ čerpadel, je 2,5x větší než dopravní výška u obyčejných čerpadel s oběžným kolem, mající stejné parametry, tj. stejný počet lopatek z a stejně velká obvodová složka u_2 .

Na obr.12 jsou znázorněny charakteristické křivky pro tento typ čerpadla. Křivka $H=f(Q)$ je stabilní a strmě klesá.

Poměr $(H_0 / H)_{\eta_{\max}} = 1,73$.

Přiváděný výkon dosáhne maxima v okamžiku kdy je průtok nulový ($Q=0$).



Obr.12 Charakteristika samonasávacího vířivého čerpadla ⁵

Čerpadla s právě popsanou konstrukcí jsou vyráběna jako jednostupňová nebo vícestupňová s průtokem až $Q_{\max} \approx 36\text{m}^3/\text{h}$. Jejich efektivita

(účinnost) je nízká a činí 20÷25%. To je způsobeno energetickými ztrátami způsobenými těmito faktory:

- 1) cirkulací kapaliny na hranici oběžného kola a v bočních kanálech.
- 2) otřesy jak kapalina opouští vstupní prostor a vstupuje na lopatky a jak kapalina opouští oběžné kolo a vstupuje do výtlačného prostoru.
- 3) průtok kapaliny přes oběžné kolo do výtlačného prostoru je v opačném směru proti odstředivé síle.
- 4) ztráty netěsností ⁵

3.3.2 Hlavní rovnice vířivých čerpadel

Určíme výtlačnou výšku kapaliny vířivého pracovního procesu, použitím momentové rovnice pohybu kapaliny, která se ocitla uvnitř pracovního kola. Podle této rovnice je rozdíl momentů pohybu kapaliny, vycházející z uvažovaného obejmu a vstupující do něj za jednotku času, roven momentů vnějších sil, působící na kapalinu. Moment hybnosti pohybu kapaliny, vycházející z pracovního kola přes element plochy (obr.13) za jednotku času,

$$dL = v_u R dm = v_u R \rho v_M \sin \theta da R d\varphi$$

kde: \mathbf{v}_u a \mathbf{v}_M – obvodová a meridiální složka rychlosti kapaliny omývající (vstupní a výstupní) hranu lopatky pracovního kola.

dm – hmotnost kapaliny vycházející z pracovního kola přes základní plochu za jednotku času.

da – element meridiální délky promítnutý na okraj lopatek pracovního kola.

θ – úhel mezi hranou lopatky a proudnicí meridiálního proudu. U většiny čerpadel $\theta=90^\circ$.

φ – úhel mezi začátkem kanálu a současným meridiálním řezem.

Rozdíl momentu pohybu kapaliny, vycházející z pracovního kola a vstupující do něj za jednotku času v úhlu φ_0 opsání kanálu:

$$L = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\varphi_0} \int_{a=0}^{a=A} \rho v_u v_M R^2 \sin \theta da d\varphi$$

Tento rozdíl momentu pohybu se rovná momentu M_g , s kterým lopatka pracovního kola působí na kapalinu nacházející se uvnitř kola. Z podmínek

rovnováhy kola vyplývá že M_g se rovná momentu M_k sil T_k , s kterými pracovní kolo působí na kapalinu, která je uvnitř kanálu.

Podle rovnice:

$$M_k = \frac{N_B}{\omega} = \left(p_N - p_V + \frac{Tu}{F} \right) \cdot F \cdot R_{ST}$$

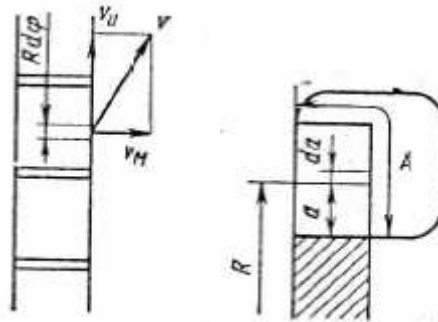
kde: N_B – výkon čerpadla.

p_N a p_V – tlak na vstupu a výstupu z kanálu.

F – plocha průřezu kanálu.

Tu – třecí síla

R_{ST} – poloměr těžiště průřezu kanálu



Obr.13 Rozdělení výtlačku vířivého pracovního procesu ⁶

Vzhledem k tomu, že $\frac{\left(p_N - p_V + \frac{Tu}{F} \right)}{\gamma} = H_{TV}$ - teoretická výtlačná výška kapaliny v důsledku vířivého pracovního procesu, získám $M_k = \lambda \cdot H_{TV} \cdot F \cdot R_{ST} = L$. Dostanu :

$$H_{TV} = \frac{1}{F \cdot R_{ST} \cdot g} \int_{a=0}^{a=A} \int_0^{\varphi_0} v_u v_M R^R \sin \theta da d\varphi \quad (3.3.2.1)$$

Pokud se podél obvodové rychlosti kapalina mění jen mála, tak

$$H_{TV} = \frac{\varphi_0}{F \cdot R_{ST} \cdot g} \int_{a=0}^{a=A} v_u v_M R^2 \sin \theta da d\varphi \quad (3.3.2.2)$$

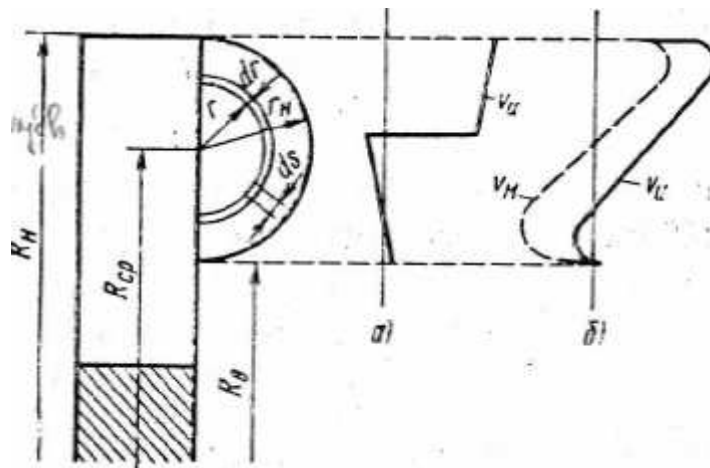
Pro použití rovnice (3.3.2.2) je nutné znát hodnoty rychlosti v_u a v_M na vstupních i výstupních hranách lopatek pracovního kola. Obvodovou složku rychlosti v_{u2} na výstupu z pracovního kola je možné definovat z rychlostního trojúhelníka, s uvažováním vlivu konečného počtu lopatek. Tak, i pokud je úhel mezi výstupním elementem lopatky a kružnice $\beta_{2l} = 90^\circ$ a počet lopatek je nekonečně velký, tak $v_{u2} = R_2 \omega$.

Pro určení obvodové složky rychlosti na výstupu lze přijmout první přiblížení, a to, že je v kanálu středí obvodová složka rychlosti ve všech proudech stejná a rovná se $\frac{Q_{KR}}{F}$, kde Q_{KR} – středí (bilanční) průtok kapaliny v kanále (v různých řezech kanále je průtok kapaliny odlišný kvůli netěsnostem).

$$\frac{v_{u2} + v_{u1}}{2} = \frac{Q_{KR}}{F}$$

$$v_{u1} = 2 \cdot \frac{Q_{KR}}{F} - v_{u2} \quad (3.3.2.3)$$

Takovým způsobem sestrojíme graf změny v_u podél omyvatelné hrany lopatky pro čerpadlo s bočním kanálem zobrazeném na obr.14 a). Na obr.14 b) je zobrazen diagram rozdělení v_u a v_M , získané pomocí experimentů. Experimentální diagram v_u se značně odlišuje od teoretického. Intenzivním mícháním částic kapaliny v kanále přispívá k podstatné změně rozdělení rychlosti v_u a v_M kapaliny podél omývajícího okraje lopatek a rychlosti v_u podél proudnice v kanále. To komplikuje určení rychlosti v_u i v_M na omyvatelné hraně lopatek a nutí zavádět do výpočtu řady předpokladů.⁶



Obr.14 Rozdělení rychlosti na omyvatelné hraně lopatek⁶

Nejvíce účelný je zjednodušený plán dimenzování čerpadla jednotlivých částic kapaliny, v které je umístěn bilanční proud. Protože nejvíce efektivní při vytváření tlaku je vnější proud podél viru (je zde větší meridiální rychlost v_M , hustota hydrodynamického tlaku a pro čerpadlo s bočním kanálem i velikost rádiusu výstupu R_2), tak se pro výpočet volí proud, který je blíže k vnějšímu proudu než k ose viru. Za bilanční proud lze schválit ten, který dělí meridiální řez proudící dutiny na dva stejné průtoky meridiálního proudění (meridiální zvaný tok kapaliny, protéká přes průtočnou dutinu čerpadla bez obvodové složky rychlosti a má meridiální rychlost, odpovídající skutečnému proudu). Při

lineárním zákonu rozdělení meridiální rychlosti nad povrchovou přímkou kolmého průřezu meridiálního proudění takového proudu odstává od os podél viru na $0,707b$, kde b – vzdálenost od osy viru ke stěně, měřená po délce stanovené povrchovou přímkou kolmého řezu. Protože tření kapaliny o stěnu zmenšuje rychlost vnějších částic kapaliny, vzdálenost bilančního proudu od osy viru ve skutečnosti vychází menší. Přibližně přijímáme, že se bilanční proud umístí na vzdálenosti $2b/3$ od osy viru.

$$H_{TV} = \frac{\varphi_0}{df \cdot R_{ST} \cdot g} (v_{u2} v_{M2} R_2^2 da_2 \sin \theta_2 - v_{u1} v_{M1} R_1^2 da_1 \sin \theta_1)$$

kde: df – plocha meridiálního řezu bilanční vrstvou v kanále
Z rovnice kontinuity průtoku meridiálního proudu bilanční vrstvou

$$dQ_M = \varphi_0 \cdot R_2 da_2 \sin \theta_2 v_{M2} = \varphi_0 \cdot R_1 da_1 \sin \theta_1 v_{M1}$$

Odtud

$$H_{TV} = \frac{1}{R_{ST} \cdot g} \cdot \frac{dQ_M}{df} (v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1)$$

Vynásobím pravou část rovnice úhlovým zrychlením a dostanu

$$H_{TV} = \frac{1}{w \cdot g} \cdot \frac{dQ_M}{df} (v_{u2} u_2 - v_{u1} u_1) \quad (3.3.2.4)$$

kde: u_2 a u_1 – obvodová rychlost kola na rádiu vstupu a výstupu bilančního proudu. ⁶

3.3.3 Základní výpočtové vztahy

Výpočty a návrhy tohoto typu čerpadel jsou založeny převážně na experimentálně získaných hodnotách z již existujících čerpadel. Proto následující vztahy slouží pouze jako přibližná šablona výpočtu! V literatuře se objevuje několik různých typů a metod jak postupovat.

Anglicky psaná literatura (např. Lazarkiewicz, S. Impeller pumps. Pergamon press) uvádí tyto vztahy:

$$\text{Obvodová rychlost oběžného kola} - \quad u_2 = \sqrt{2g \frac{H}{\psi}} \quad (3.1)$$

Kde: H – celková sací výška [m]

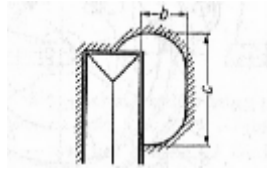
ψ – hlavní koeficient, jehož hodnota pro optimální pracovní bod a kanálový profil (obr.13) dosahuje 1,5÷2.

g – tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-1}$]

Pro náš případ:

- volím $\psi = 1,75$

$$u_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{36}{1,75}} \quad \underline{\underline{u_2 = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$



Obr.15 Profil bočního kanálu ⁵

$$\textbf{Vnější průměr oběžného kola} - D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} \quad (3.2)$$

Kde: u_2 – obvodová rychlost oběžného kola [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

n – otáčky elektromotoru [min^{-1}]

Pro náš případ:

$$u_2 = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 20}{\pi \cdot 1450} \quad \underline{\underline{D_2 = 0,26342 \text{ m}}}$$

$$\textbf{Průřez plochy bočního kanálu} - a = \frac{Q}{w_m} \quad (3.3)$$

Kde: w_m – střední rychlost v bočním kanálu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

$$w_m = \frac{u_2}{2} \quad (3.4)$$

$$w_m = \frac{20}{2} = \underline{\underline{10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Q – průtok čerpadlem [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

Pro náš případ:

$$Q = 0,0065 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$a = \frac{0,0065}{10} \quad \underline{\underline{a = 0,00065 \text{ m}^2}}$$

$$a = \frac{\pi \cdot d^2}{4} > d = \sqrt{\frac{4 \cdot a}{\pi}} \quad (3.5)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00065}{\pi}} \quad \underline{\underline{d = 0,02887 \text{ m}}}$$

d – průměr bočního kanálu.

(Uvažovali jsem kanál kruhového průřezu, protože jeho experimentálně stanovené hodnoty dosahují nejlepších výsledků)

Z experimentů dále vyplývá že:

$$b = \frac{c}{2}, \text{ kde } c=d \text{ pro náš případ.} \quad (3.6)$$

b – hloubka kanálu

$$\underline{\underline{b = 0,01438\text{m}}}$$

Jednostranný boční kanál dosahuje podle provedených experimentů lepší vlastnosti než oboustranný boční kanál. Pro výpočet hodnot Q (průtok), H (výška) a P (výkon) pro různé n (otáčky), použijeme stejné vztahy jako pro obyčejné oběžné kolo.

Experimenty bylo dále stanoveno, že čerpadla s bočním kanálem jsou schopny vyčerpat vodu z hloubky ~ 8m. Jsou vhodné hlavně pro čerpání čistých kapalin. Pokud kapalina obsahuje abrazivní částice, průtočný průřez mezi oběžným kolem a bočnicí se zvýší kvůli opotřebení a nastane pokles celkové výtlačné výšky.

Čerpadla jsou používána zejména pro čerpání těkavých kapalin. ⁵

Rusky psaná literatura (např. Bajbakov, O. Vířivé hydraulické stroje. Strojírnoství. 1981) uvádí:

$$\textbf{Specifické otáčky} - n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.7)$$

Kde: Q – průtok čerpadlem [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

H – výtlačná výška [m]

n – otáčky elektromotoru [min^{-1}]

Pro náš případ:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1450 \cdot \sqrt{0,0065}}{36^{3/4}} \quad \underline{\underline{n_s = 29,05 \cong 30 \text{ s}^{-1}}}$$

Specifické otáčky pro vířivé čerpadlo by měly ležet v rozmezí $n_s=6 \div 50$. Náš případ proto VYHOVUJE požadavku.

	n_s	6	10	20	30	40	50	60
K	Čerpadlo otevřeného typu	-	-	4,3	3,6	3	2,3	-
	Čerpadlo zavřeného typu	9	7	5	4	3,2	2,5	2

Tab.2 Závislost koeficientu K na specifických otáčkách ⁶

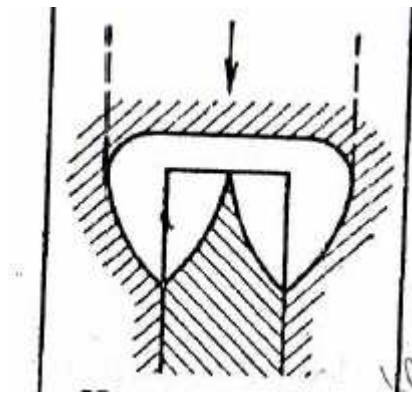
Na základě hodnoty specifických otáček určíme koeficient K . Abychom byli schopni tento koeficient určit je zapotřebí znát typ čerpadla:

a) čerpadla otevřeného typu - U čerpadel otevřeného typu je vnitřní rádius lopatek menší než vnitřní rádius kanálu. Kapalina je přiváděna ze sacího potrubí k lopatce pracovního kola, probíhá přes kolo a potom jde do kanálu. Od typu kola závisí kavitační vlastnosti, samonasávací schopnost i schopnost čerpání směsi kapaliny a plynů.



Obr.16 Otevřený typ vířivého čerpadla ⁶

b) čerpadla zavřeného typu - U čerpadel zavřeného typu jsou lopatky krátké. Jejich vnitřní rádius je stejný jako vnitřní rádius kanálu. Kapalina je přiváděna přímo ze sací trubice do kanálu.



Obr.17 Zavřený typ čerpadla vířivého typu ⁶

Výtlačná výška -
$$H = K \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} \quad (3.8)$$

Kde: K – koeficient závislý na specifických otáčkách a typu vířivého čerpadla.

u – obvodová rychlost oběžného kola

g – tíhové zrychlení

Pro náš případ:

$H=36\text{m}$požadovaná výtlačná výška

$K=3,6$určeno z tab.2 pro otevřený typ vířivého čerpadla a specifických otáček $n_s=30$.

$$H = K \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} > u = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{K}} \quad (3.9)$$

$$u = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 36}{3,6}} \qquad \underline{\underline{u = 14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Z obvodové rychlosti určíme $\varnothing D_2$ oběžného kola podle vztahu:

$$u = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot R \qquad > \qquad R = \frac{u}{2 \cdot \pi \cdot n} \qquad (3.10)$$

kde: u – obvodová rychlost oběžného kola
 n – otáčky elektromotoru [s^{-1}]

$$R = \frac{14}{2 \cdot \pi \cdot 24,1} \qquad R = 0,0925 \text{ m}$$

$$R = \frac{D_2}{2} \qquad D_2 = 2 \cdot 0,0925 = \underline{\underline{185 \text{ mm}}}$$

$$\mathbf{Průtok} - Q = C \cdot F \cdot u \qquad (3.11)$$

Kde: C – koeficient pro optimální pracovní režim čerpadla

$C = 0,55 \div 0,6 \dots$ volím $C = 0,6$

F – plocha průřezu bočního kanálu

u – obvodová rychlost oběžného kola

Pro náš případ:

$$Q = C \cdot F \cdot u \qquad > \qquad F = \frac{Q}{C \cdot u} \qquad (3.12)$$

$$F = \frac{0,0065}{0,6 \cdot 14} \qquad \underline{\underline{F = 0,00077 \text{ m}^2}}$$

Jestliže znám plochu průřezu bočního kanálu jsem schopen stanovit $\varnothing d$ kanálu podle vztahu:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \qquad > \qquad d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} \qquad (3.13)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00077}{\pi}} \qquad \underline{\underline{d = 0,031 \text{ m}}}$$

(Uvažovali jsem kanál kruhového průřezu, protože jeho experimentálně stanovené hodnoty dosahují nejlepších výsledků)

Dále jsem schopni z již vypočtených hodnot stanovit:

Hloubku bočního kanálu – c

$$c = \frac{a}{2}, \text{ kde } a = d \qquad (3.14)$$

$$c = \frac{31}{2} \qquad \underline{\underline{c = 15,5 \text{ mm}}}$$

Šířka lopatek oběžného kola – b

$$\frac{b}{c} = 1 \quad (3.15)$$

$$b = c \quad \underline{\underline{b = 15,5 \text{ mm}}}$$

Vzdálenost bočního kanálu od paty oběžného kola – Δr

$$\frac{\Delta r}{b} \geq 0,8 \dots \text{volím } \frac{\Delta r}{b} = 1 \quad (3.16)$$

$$\frac{\Delta r}{15,5} = 1 \quad \underline{\underline{\Delta r = 15,5 \text{ mm}}}$$

Průměr paty oběžného kola – $\varnothing D$

$$D = D_2 - 2 \cdot (d + \Delta r) \quad (3.17)$$

$$D = 185 - 2 \cdot (31 + 15,5) \quad \underline{\underline{D = 92 \text{ mm}}}$$

Střední průměr oběžného kola – $\varnothing D_s$

$$D_s = D_2 - \left(\frac{D_2 - D}{2}\right) \quad (3.18)$$

$$D_s = 185 - \left(\frac{185 - 92}{2}\right) \quad \underline{\underline{D_s = 138,5 \text{ mm}}}$$

Rozteč lopatek oběžného kola – l

$$\frac{l}{c} = 0,9 \quad (3.19)$$

$$\frac{l}{15,5} = 0,9 \quad \underline{\underline{l = 13,95 \text{ mm}}}$$

Počet lopatek oběžného kola – z

Obvod oběžného kola:

$$o = \pi \cdot D_s \quad (3.20)$$

$$o = \pi \cdot 138,5 \quad \underline{\underline{o = 435,11}}$$

$$o = z \cdot (l + t)$$

kde: t – tloušťka lopatky, z výkresové dokumentace t=1,5 mm

z – počet lopatek oběžného kola

l – rozteč lopatek

$$435,11 = z \cdot (13,95 + 1,5)$$

$$z = \frac{435,11}{(13,95 + 1,5)} \quad \underline{\underline{z \approx 28}} \quad (3.21)$$

zpětně dopočítám rozteč lopatek pro $z = 28$.

$$o = z \cdot (l + t) \quad (3.22)$$

$$435,11 = 28 \cdot (l + 1,5)$$

$$l = \frac{435,11 - (28 \cdot 1,5)}{28} \quad \underline{\underline{l = 14,04 \text{ mm}}}$$

Všechny výše uvedené vztahy vychází z experimentálně naměřených hodnot a jsou navrhovány pro optimální režim čerpadla.

3.3.4 Porovnání výpočtu

Souhrn výsledků:

	Anglická literatura	Ruská literatura
Obvodová rychlost - u	$20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Vnější průměr oběžného kola - D_2	263,5 mm	185 mm
Průměr bočního kanálu - d	28,9 mm	31 mm
Hloubka bočního kanálu - b	14,38 mm	15,5 mm

Tab.3 Porovnání možných výpočtů vířivého čerpadla

Z vypočtených hodnot pomocí dvou odlišných postupů je na první pohled patrný velký rozchod vypočítaných průměrů oběžného kola D_2 . Což je způsobeno velkým rozdílem obvodové rychlosti.

Zatímco anglicky psaná literatura vychází při výpočtu obvodové rychlosti „pouze“ z výtlačné výšky a koeficientu závislém na tvaru bočního kanálu. Ruský psaná literatura používá k výpočtu obvodové rychlosti výtlačnou výšku, průtok, otáčky elektromotoru a koeficient typu čerpadla. Proto se osobně přikláním k výsledkům dosaženým pomocí „ruského“ výpočtového postupu.

Další velký rozdíl mezi oběma způsoby je ve stanovení plochy průřezu bočního kanálu. Zatímco v prvním případě stačí k výpočtu znát průtok čerpadlem (Q) a obvodovou rychlost oběžného kola (u_2). U druhého případu je za potřebí ještě navíc znát koeficient C který je závislý na typu vířivého čerpadla, tj. pokud se jedná o již dříve zmiňovaný otevřený nebo naopak zavřený typ čerpadla. Proto se od sebe liší i průměry bočního kanálu.

Oba výpočtové postupy se naopak shodují při stanovení dalších základních rozměrů oběžného kola.

3.4 Výpočet vířivého čerpadla pomocí výpočtového modelu

Nejvíce přesnou a nejjednodušší metodou výpočtu vířivého čerpadla jsou přepočítávací modely čerpadel. Metody výpočtu vířivého čerpadla jsou stejné jako u lopatkových čerpadel. Pro aplikaci této výpočtové metody je nutno zvolit modelové čerpadlo.

Modelové čerpadlo si zvolíme na základě koeficientu rychloběžnosti (n_s), a to tak aby se tento koeficient pro model rovnal nebo co nejvíce blížil koeficientu pro Námí navrhované čerpadlo. Pokud se Nám tento způsob nepodaří, použijeme *metodu výpočtového modelu*.

Pro výpočet využijí hypotézu nezávislosti výtlačné výšky na poloměru bočního kanálu.

$$\bar{H}_{2l} = \frac{H}{\left(\frac{u_2^2}{2 \cdot g}\right) \cdot \frac{L_2}{l_2}} \quad (3.4.1)$$

kde: u_2 – obvodová rychlost oběžného kola na průměru D_2

L_2 a l_2 – délka kanálu a vzdálenost mezi lopatkami oběžného kola. Tyto délky nezávisí na rádiu na kterém je umístěna průtoková dutina, pokud je stejný tvar lopatek a průtokové dutiny, a také vztahy a/b ; b/c ; l_2/c , a jestli čerpadlo pracuje ve stejném režimu, tj. v optimálním režimu.

$$\text{Najdeme závislost koeficientu výtlačku } \bar{H} = \frac{H \cdot 2 \cdot g}{u^2} \quad (3.4.2)$$

čerpadla, které má stejný tvar průtočné dutiny a stejný úhel opsání φ_0 aktivní části kanálu a různý rádiu na kterém je umístěna průtočná dutina, na koeficientu rychloběžnosti (n_s). Vzhledem k tomu že :

$$n = \frac{60 \cdot u}{2 \cdot \pi \cdot R_{ST}}, \quad Q = \bar{Q} \cdot F \cdot u, \quad H = \bar{H} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}$$

dostanu

$$n_s = A_1 \cdot \frac{\sqrt{\bar{Q} \cdot F}}{R_{ST} \cdot \bar{H}^{3/4}} \quad (3.4.3)$$

Podle rovnice $H_p = \bar{H}_p \cdot \frac{(\omega \cdot R_{ST})^2}{2 \cdot g}$ a (3.4.1) se koeficient výtlačku

$\bar{H} = \bar{H}_{2l} \cdot \frac{L_2}{l_2} \cdot \left(\frac{u_2}{u}\right)^2 = \bar{H}_{2l} \cdot \frac{\varphi_0 \cdot R_2}{l_2} \cdot \left(\frac{R_2}{R_{ST}}\right)^2$ i při odlišném tvaru průtočné dutiny ($l_2 \approx \sqrt{F}$), a proto :

$$\frac{R_{ST}}{\sqrt{F}} \approx \frac{\bar{H}}{\bar{H}_{2l} \cdot \varphi_0} \cdot \left(\frac{R_{ST}}{R_2}\right)^3; \quad n_s = A_2 - \frac{\left(\frac{R_2}{R_{ST}}\right)^3 \cdot \sqrt{Q}}{\bar{H}^{7/4}} \cdot \bar{H}_{2l} \cdot \varphi_0 \quad (3.4.4)$$

A protože podle hypotézy nezávislosti koeficientu výtlaku na koeficientu \bar{H}_{2l} pro stejně uvažované čerpadla, dostávám že úhel φ_0 musí být u nich také stejný, dostanu:

$$n_s = \frac{A_3}{\bar{H}^{7/4}} \left(\frac{R_2}{R_{ST}}\right)^3 \quad \text{čili} \quad \bar{H} = \frac{A_4}{n_s^{0,57}} \left(\frac{R_{ST}}{R_2}\right)^{12/7} \quad (3.4.5)$$

Z analýzy zkoušky vířivých čerpadel se získalo, že $\left(\frac{R_{ST}}{R_2}\right)^{12/7} = \frac{A_5}{n_s^x}$, kde x záleží na umístění kanálu vůči oběžnému kolu ($x=0\dots0,06$). A tedy

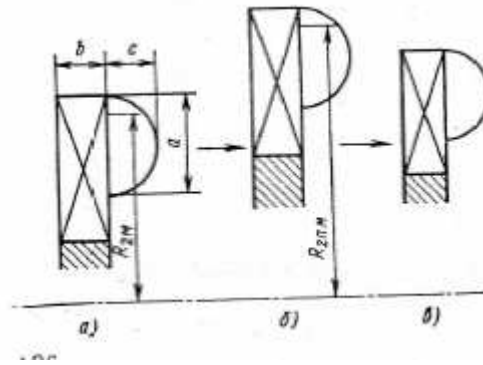
$$\bar{H} = \frac{A}{n_s^{0,57+0,63}}. \quad (3.4.6)$$

Metoda výpočtového modelu vířivého čerpadla s použitím hypotézy nezávislosti koeficientu výtlaku spočívá v následujícím. Pomocí hypotézy zkonstruujeme mezi-model, který má stejné velikosti a tvar osového řezu průtokové dutiny i řezu lopatek pracovního kola, tu též vzdálenost mezi lopatkami l_2 , změřenou na rádiu výstupu bilančního proudu z kola, a tutéž frekvenci rotace, jako modelové čerpadlo a odlišuje se od něj pouze rádiusem R_2 , na kterém je umístěna průtoková dutina a úhel φ_0 aktivní části kanálu. Rádus R_{2PM} mezi-modelu volím tak aby jeho koeficient rychloběžnosti byl stejný koeficientu rychloběžnosti skutečnému.

Přepočtením ze zákona podobnosti mezi-modelu, obdržím experimentální čerpadlo.

Určíme rádus výstupu bilančního proudu z pracovního kola mezi-modelu. Pro tento nalezený vztah průtok mezi-modelu a modelu, tj. $Q = \bar{Q} \cdot F \cdot u = \bar{Q} \cdot F \cdot \omega \cdot R_{ST}$, pak

$$\frac{Q_{MM}}{Q_M} = \frac{R_{STMM}}{R_{STM}} \approx \frac{R_{2MM}}{R_{2M}} \quad (3.4.7)$$

Obr.18 Mezi-model ⁶

Vztah výtlaku mezi-modelu a modelu.

$$H = \bar{H}_{2l} \frac{u_2^2}{2g} \cdot \frac{L_2}{l_2} = \bar{H}_{2l} \frac{\omega^2 \cdot R_2^2}{2g} \cdot \frac{R_2 \cdot \varphi_0}{l_2} \quad (3.4.8)$$

$$\frac{H_{MM}}{H_M} = \left(\frac{R_{2MM}}{R_{2M}} \right)^3 \cdot \frac{\varphi_{0N}}{\varphi_{0M}} \quad (3.4.9)$$

Koeficient rychloběžnosti mezi-modelu je stejný jako koeficient rychloběžnosti skutečného čerpadla:

$$n_{Smm} = n_{Sm} = \frac{3,65 \cdot n_M \cdot \sqrt{Q_{MM}}}{H_{MM}^{3/7}} = n_{Sm} \cdot \left(\frac{R_{2MM}}{R_{2M}} \right)^{-7/4} \cdot \left(\frac{\varphi_{0N}}{\varphi_{0M}} \right)^{-3/4} \quad (3.4.10)$$

Odsud

$$\frac{R_{2MM}}{R_{2M}} = \left(\frac{n_{Sm}}{n_{Smm}} \right)^{4/7} \cdot \left(\frac{\varphi_{0M}}{\varphi_{0N}} \right)^{3/7} \quad (3.4.11)$$

Způsob výpočtu je následující:

- 1) z rovnice (3.4.11) určíme rádius R_{2MM} výstupu bilančního proudu z pracovního kola mezi-modelu.
- 2) Ze vztahů (3.4.9) a (3.4.8) průtok a výšku mezi-modelu.
- 3) Podle přepočtového vzorce

$$\frac{Q_N}{Q_{MM}} = \frac{n_N}{n_M} \left(\frac{L_N}{L_{MM}} \right)^3; \quad \frac{H_N}{H_{MM}} = \left(\frac{n_N L_N}{n_M L_M} \right)^2 \quad (3.4.12)$$

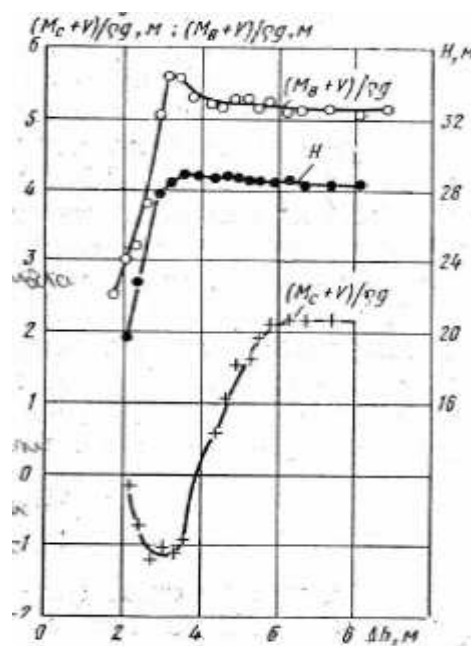
stanovím skutečnou velikost. ⁵

3.5 Kavítace čerpadel otevřeného typu

V čerpadlech otevřeného typu se kapalina podává přes sací otvor bezprostředně k lopatkám pracovního kola. Podmínky vstupu kapaliny na lopatku kola u vířivých čerpadel otevřeného typu a u lopatkových čerpadel se liší jen málo. Hlavní odlišnost je v tom, že při

průchodu kapaliny komorou pracovního kola z oblasti přepážek k základní části kanálu, musí kapalina, která je v komoře, získat meridiální pohyb v odstředivém směru. Před tím uvedené množství kapaliny bylo mezi lopatkami a stěnou těla čerpadla, a tak nemělo meridiální pohyb. K zrychlení pohybu kapaliny vznikajícího v důsledku lopatkového pracovního procesu, dochází při cestě kapaliny ze sacího otvoru do kanálu, a také snížením tlaku v počáteční části obvodu kanálu, který hraničí se sacím otvorem (tento úsek kanálu se nazývá sací). Redukce tlaku je podmíněna tím, že kapalina, která je v sacím obvodu kanálu, spěje k výslednému vzniku podélně-vířivého pohybu rázovým impulsem ve směru otáčení kola a začíná se pohybovat podél kanálu. Tento rázový impuls poskytuje kapalině, nacházející se v buňce kola, sací činnost. Obdobně sají písty pístových čerpadel v době sání.

Snížení průtoku v počáteční části sacího obvodu kanálu zmenšuje také tlak v přidružené části kanálu kola, což zde může přispět ke vzniku kavitace kola. Obvykle se čerpadlo konstruuje tak, aby povrchová přímka kvůli setrvačným jevům v kavitační oblasti kanálu, byla malá a neprojevovala se na kavitační kvalitě čerpadla. Z experimentálního čerpadla SVN-80 během kavitačních zkoušek bylo zjištěno, že kavitační utržení nastává při velkých kavitačních rezervách než na kavitační charakteristice. Nicméně tato kavitace se neodráží na kavitační charakteristice. To svědčí o tom že u čerpadla SVN-80 je kavitační přerušování práce podmíněno vznikem kavitace na hranách lopatek oběžného kola v oblasti sacího otvoru.



Obr.19 Kavitační charakteristika čerpadla SVN-80 ⁶

Kde: V – vakuum v sacím potrubí

Δh – kavitační zásoba

$\frac{M_C + V}{\rho \cdot g}$ a $\frac{M_B + V}{\rho \cdot g}$ rozdíl piezometrického výtlačku v bodech C a

B kanálu a sacího potrubí čerpadla.

Proto se vznik kavitace ve vířivých čerpadlech otevřeného typu a v lopatkových čerpadlech se odlišuje jen málo. Přitom pro vířivé čerpadlo otevřeného typu může být použita teorie kavitace lopatkových čerpadel. Konkrétně, pro ně platí hlavní rovnice kavitace

$$\Delta h_{KR} = \varphi \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_{KR} \frac{\omega_0^2}{2g} \quad (3.5.1)$$

kde: Δh_{KR} – kritická kavitační rezerva

φ - koeficient registrující nepravidelnost rozvodu rychlosti v sacím okně

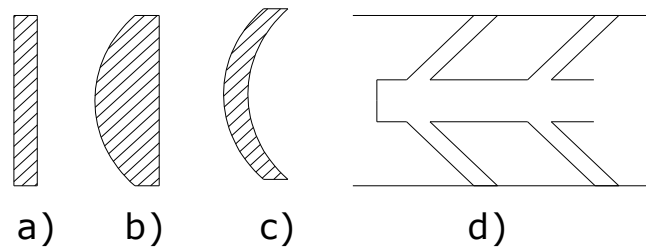
v_0 a ω_0 – absolutní a relativní rychlost v sacím otvoru před vstupem do pracovního kola

λ_{KR} – kritické číslo kavitace

Nejvíce nebezpečné je umístění kavitační oblasti na venkovním rádiu sacího otvoru. Vznik místní kavitace v jednotlivých proudech nepřispívá ke změně výtlačku čerpadla. Poslední případ vzniká pouze tehdy, kdy kavitace obsadí dostatečně velkou oblast pracovního kola. Proto by nebylo vhodné použít rovnici (3.5.1) kvůli periferním proudům. Podmínka jejího použití pro střední proud, umístěném na rádiu

$R_{CR} = \sqrt{\frac{R_N^2 + R_V^2}{2}}$, kde R_N a R_V – vnější a vnitřní rádiu patřičného sacího otvoru.

Pokud použijeme $\varphi=1$ a provádíme výpočet pro střední rádiu sacího otvoru, při relativním průtoku $\frac{Q}{F \cdot u} \approx 0,5$ hodnota $\lambda_{KR} = 0,6 \dots 1,0$. Menší hodnota odpovídá srpovitě formě průřezu lopatek (Obr.19c) a také zahnutým lopatkám (viz. Obr. 19d). Větší hodnota – obdélníkové formě průřezu lopatek (obr.19a) a jejich větší tloušťce. Pro lopatková čerpadla $\lambda_{KR} = 0,15 \dots 0,4$. A proto je kavitační kvalita vířivých čerpadel horší než lopatkových čerpadel.

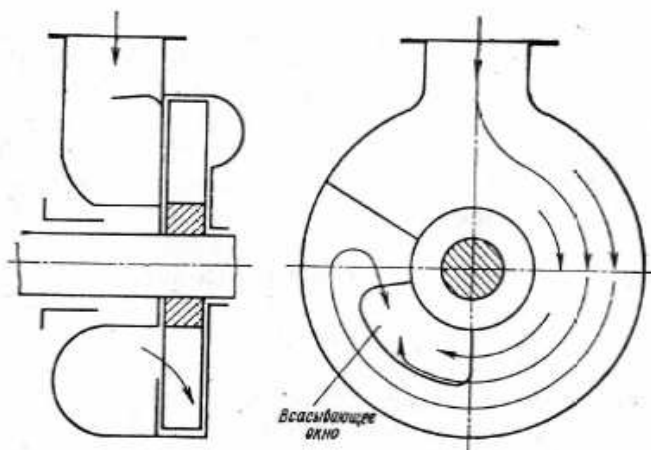
Obr.20 Průřezy lopatek ⁶

To se vysvětluje tím že u vířivých čerpadel velkých úhlů záběru na vstupu do kola je vstupní hrana lopatek špatně obtékána.

Bylo prokázáno, že přepočtení vzorec kritické kavitace se dá nahradit stejným pro čerpadla u kterých se pracovní ústrojí otáčí nebo je pracovní proces cyklický. A tak pro vířivá čerpadla jak otevřeného tak i zavřeného typu se vzorec správně přepočítá

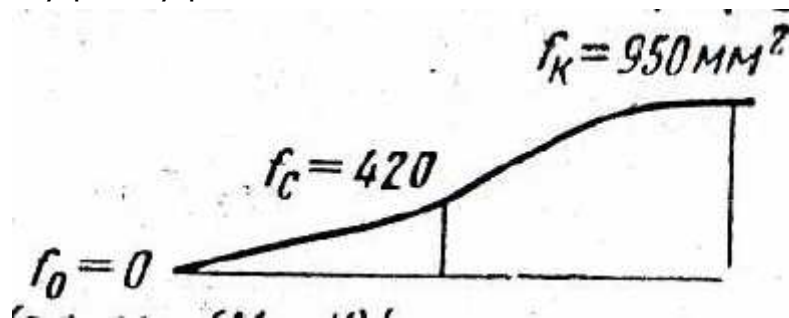
$$\frac{\Delta h_{KR1}}{\Delta h_{KR2}} = \left(\frac{n_1 L_1}{n_2 L_2} \right)^2 \quad (3.5.2)$$

Pokusná zkouška toho vzorce provedená B.I.Nahodkinym, potvrdila vhodné použití pro vířivá čerpadla. Aby se zlepšily kavitační vlastnosti vířivého čerpadla otevřeného typu, je třeba sestrojít přívod a sací úsek kanálu, tak, aby rozdělení meridiální a obvodové složky rychlosti kapaliny ze sacího otvoru bylo co nejvíce rovnoměrné, a aby moment rychlosti kapaliny v sacím otvoru byl optimální z podmínek kavitace a hydraulický odpor provozu byl minimální. V současné době nejvíce rozšířená konstrukce přívodu čerpadla otevřeného typu je znázorněna na obr.21.

Obr.21 Přívod čerpadla otevřeného typu ⁶

Měřením rychlosti kapaliny v čerpadle SVN-80 (mající stejný typ přívodu jako na obr.21,a stejný jako Naše čerpadlo) v optimálním režimu práce objevilo, že rozdělení rychlosti za sacím otvorem v obvodovém směru je nerovnoměrné. Jak meridiální tak i obvodová složka rychlosti kapaliny se zmenšuje na začátku i na konci otvoru. Na vnitřních rádiusech konečné části otvoru se dokonce objevil proud kapaliny orientovaný proti směru otáčení kola.

Rychlost kapaliny se také zmenšovala na hranici sacího otvoru. Změna rychlosti v obvodovém směru se vyjasňuje zákonem změny plochy průřezu sacího obvodu kanálu podél jeho délky. Pro čerpadlo SVN-80 je tento zákon změny plochy průřezu kanálu na obr.22.



Obr.22 Změna plochy průřezu kanálu ⁶

Na počáteční části sacího obvodu kanálu je plocha $f=0$ a pomalu se zvětšuje od nulové hodnoty. Malá ploška f brání vzniku podélného viru. V důsledku toho se zmenšuje takový rozdíl v počáteční části sacího obvodu kanálu a v sacím otvoru, což oslabuje sací činnost, a napomáhá zrychlení kapaliny v mezeře kola. Tím se objasňuje ubývání rychlosti kapaliny v počáteční části sacího otvoru. Na konečné části sacího obvodu kanálu se jeho průřezové plochy mění jen málo, a tak se zde málo mění i průtok kapaliny. To vede ke zmenšování rychlosti kapaliny v konci sacího otvoru, a čemuž také napomáhá zvýšení tlaku na konci sacího obvodu kanálu. ⁶

Původ vzniku proudu kapaliny směřujícího proti směru otáčení kola, v konečných částech vstupního otvoru na jeho vnitřním rádiusu pravděpodobně spočívá v tom, že :

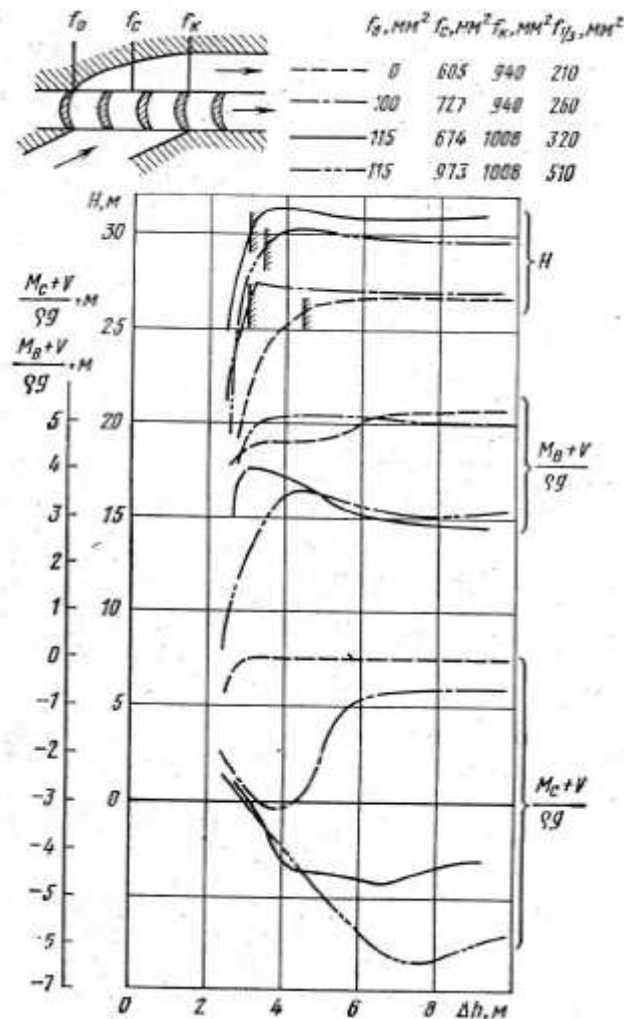
Měřením rychlosti kapaliny v přívodu se objevila existence silného proudu kapaliny v mezeře mezi sacím otvorem a vnější stěnou přívodu. Tato kapalina v tangenciálním pohybu naráží na radiální stěnu kanálu přívodu (obr.21), odráží se od ní a vrací se zpět. Teče ke střední části sacího otvoru, kde se nachází místo podtlaku a nasává zde.

Důvodem snížení rychlosti kapaliny na hranici sacího otvoru je to, že na částice kapaliny v přívodu působí menší odstředivé síly než na částice

kapaliny v mezeře kola. V důsledku toho vzniká dynamicky neustálený proud, který brání postupu kapaliny z přívodu sacího otvoru. Při přespříliš velkých radiálních rozměrech sacího otvoru, může dynamická nevyváženost proudění dovést v okrajové části sacího otvoru ke vzniku opačného proudu kapaliny z kola, a v přívodu analogicky vznikne obrácený proud kapaliny na okraji vstupu do předřazeného šneku odstředivého čerpadla.

Abychom zmenšili oblast poklesu rychlosti kapaliny v počátečních částech sacího otvoru je nutné zvýšit zrychlení kapaliny v mezeře kola, a zmenšit tlak v počáteční části sacího obvodu kanálu. To lze dosáhnout prudkým zvýšením plochy průřezu základní části sacího obvodu kanálu, kvůli čemuž se zde zvětší intenzita podél viru.

Na obr.23 je zobrazena kavitační charakteristika, dalšího experimentálního vířivého čerpadla SVN-80A, při různých změnách plochy průřezu sacího obvodu kanálu.



Obr.22 Kavitační charakteristika čerpadla SVN-80A. ⁶

Zkoušky objevily, že zvětšení plochy průřezu základní části sacího obvodu kanálu $f_{1/3}$ (střední plocha průřezu) násobí rozdíl piezometrického tlaku na sacím obvodu kanálu $[(M_V+V)-(M_C+V)]/\rho g$ a zmenšuje hodnotu $(M_C+V)/\rho g$ při bezkavitační práci čerpadla. Tomu nasvědčuje zvýšení intenzity podélného viru na sacím obvodu kanálu a důsledku čehož se snižuje tlak v jeho počáteční části, vyrovnává rozdělení rychlosti ze sacího otvoru a snižuje kritickou kavitační zásobu. Nicméně zmenšení tlaku v počáteční části sacího obvodu přispívá ke vzniku v mezerách kola, sousedící s danou částí kanálu. ⁶

Při dalším zmenšení kavitační zásoby Δh se oblast kavitace šíří z mezer kola do kanálu. Ve výsledku při $\Delta h < 3,6\text{m}$ se kvůli tomu začíná zvětšovat $(M_C+V)/\rho g$, což sníží vakuum na sání a nesmí snížit tlak v bodě C_m který se rovná tlaku nasycených par kapaliny

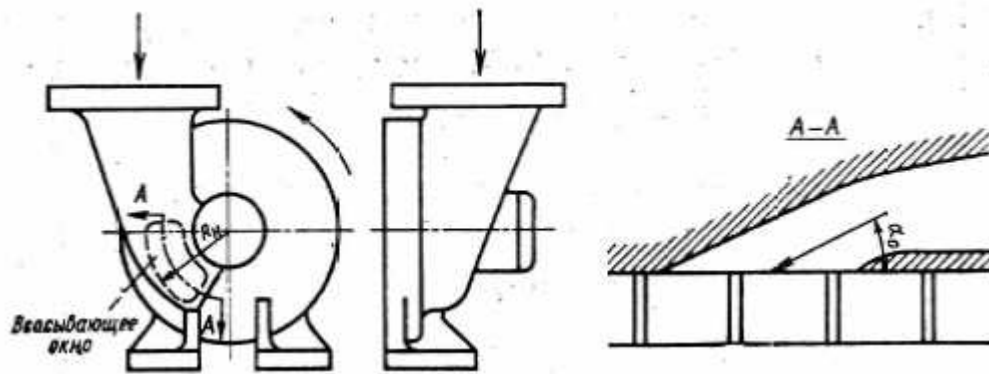
Proto podle zvětšení $f_{1/3}$ se v sací části kanálu oblast kavitace zvětšuje v obvodovém směru. To přispívá ke kavitačnímu ucpání části průtočné dutiny, sousedící k počáteční části sacího obvodu kanálu, a tak narůstá oblast snížení rychlosti v počáteční části sacího otvoru. Ve výsledku se zvětšuje kritická kavitační zásoba.

A proto je optimální plochou $f_{1/3}$. Pokud je střední plocha průřezu ($f_{1/3}$) menší než optimální, tak kavitace v počáteční oblasti sacího obvodu kanálu NEVZNIKAJÍ. Nicméně kavitační vlastnosti čerpadla jsou nízké kvůli nedostatečnému tlaku kapaliny na sacím obvodu kanálu, a tedy nedostatečnému sacímu ději. Při přes příliš velkých plochách $f_{1/3}$ se kavitační vlastnosti čerpadla zhoršují, kvůli vzniku kavitace v oblasti základní části sacího obvodu kanálu. Optimální hodnota $f_{1/3}$ může být nalezena POUZE pomocí zkoušek.

U čerpadel s malými specifickými otáčkami se zvyšuje rozdíl rádiusů na kterých se umísťuje kanál a sací otvor, kvůli čemuž se zvětšuje výtlak, předáváním kapaliny v důsledku lopatkového pracovního procesu a také tlak na sacím obvodu kanálu, a tudíž se zde zmenšuje nebezpečí vzniku kavitace. Proto u pomaloběžných čerpadlech otevřeného typu dostávám lepší kavitační vlastnosti než u rychloběžných.

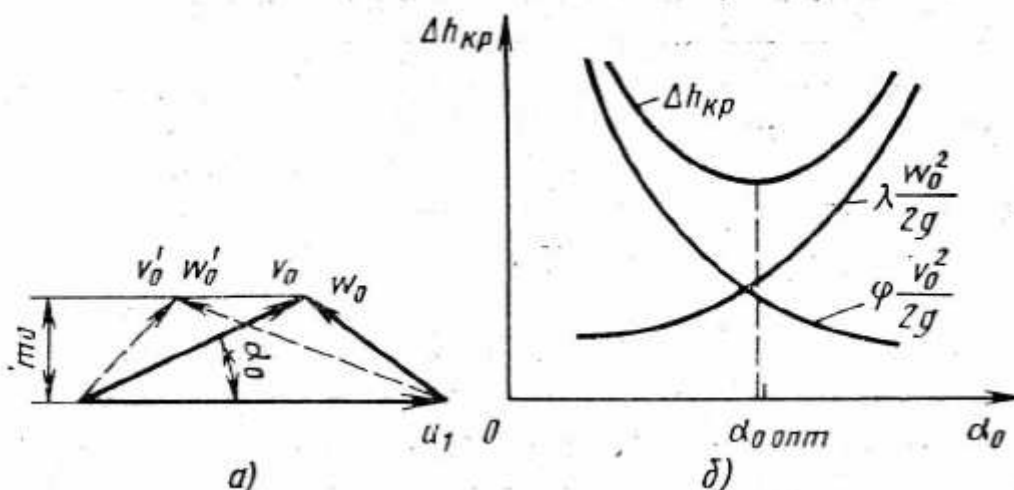
Abychom zmenšili oblast poklesu rychlosti kapaliny v konečné části sacího otvoru, a v konečné části sacího obvodu kanálu, je třeba vzít v úvahu dost velké zvětšení průřezu plochy kanálu.

Kruhový přívod stejnosměrného průřezu nemůže zabezpečit přívod kapaliny k sacímu otvoru pod optimálním (z podmínky kavitace) úhlem a nenapomáhá pravidelnému rozdělení rychlosti ze sacího otvoru. Mimo to hydraulický odpor takového to přívodu je velký. Více účinný je tangenciální přívod (viz. obr. 23).

Obr.23 Tangenciální přívod ⁶

Plynulá konfuzorová forma kanálu zabezpečuje malý hydraulický odpor a napomáhá rovnoměrnému rozložení rychlosti ze sacího otvoru.

Úhel α_0 mezi plochou, kolmou na osu čerpadla, a směrem absolutní rychlosti v sacím otvoru se volí z podmínky kavitace.



Obr.24 a) Rychlostní trojúhelník na vstupu do pracovního kola; b) závislost kritické kavitační zásoby na úhlu α_0 . ⁶

Při zvyšování úhlu α_0 se zmenšuje absolutní rychlost v_0 a tudíž i člen $\varphi \cdot v_0^2 / 2g$ v rovnici (3.5.1) a zvětšuje se relativní rychlost ω_0 a tedy člen $\lambda_{KR} \omega_0^2 / 2g$.

Z rychlostního trojúhelníku: $\omega_0^2 = u_1^2 + v_0^2 - 2u_1v_0 \cos \alpha_0$

V rovnici (3.5.1) nahradím ω_0^2 , a obdržím:

$$\Delta h_{KR} = \varphi \frac{v_0^2}{2g} + \frac{\lambda_{KR}}{2g} (u_1^2 + v_0^2 - 2u_1v_0 \cos \alpha_0)$$

Absolutní rychlost $v_0 = \frac{v_{M0}}{\sin \alpha_0}$

$$\Delta h_{KR} = \frac{\varphi + \lambda_{KR}}{2g} \cdot \frac{v_{M0}^2}{\sin^2 \alpha_0} - \frac{2\lambda_{KR}}{2g} u_1 \frac{v_{M0}}{\sin \alpha_0} \cos \alpha_0 + \frac{\lambda_{KR}}{2g} u_1^2$$

Určíme Δh_{KR} a α_0 a derivaci položíme rovnu nule. Při derivování považujeme velikost sacího otvoru za známou a tedy, meridiální v_{M0} a obvodová u_1 rychlost kola, a také kritické číslo kavitace λ_{KR} a hodnotu φ nezávislou na úhlu α_0 . Ve skutečnosti kritické číslo kavitace záleží na úhlu záběru a také, od úhlu α_0 , nicméně tato závislost při nadkritickém úhlu záběru slábne. Také, ze zkušeností pro nekonečně dlouhé desky při úhlu záběru od 15 do 90° se $\lambda_{KR}=0,7\dots 1,4$. Proto při srovnání malých změnách úhlu záběru lze vzít λ_{KR} konstantní.

Ve výsledku obdržíme

$$\frac{d\Delta h_{KR}}{d\alpha_0} = 0 = -\frac{\varphi + \lambda_{KR}}{2g} \frac{v_{M0}^2}{\sin^3 \alpha_{0OPT}} 2 \cos \alpha_{0OPT} + \frac{2\lambda_{KR} u_1 v_{M0}}{2g \sin^2 \alpha_{0OPT}}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{0OPT} = \left(1 + \frac{\varphi}{\lambda_{KR}} \right) \frac{v_{M0}}{u_1} \quad (3.5.3)$$

Součet meridiální rychlosti v_{M0} a kritické číslo kavitace λ_{KR} umístěných na různých rádiusech je stejný, a vzhledem k tomu, že $u_1 = \omega \cdot R$, dostává podle vztahu (3.5.3), že optimální úhel α_0 zabezpečuje pro všechny radiusy sacího otvoru. Pokud je vnější stěna přívodu v oblasti sacího otvoru načrtnuta se šroubovým povrchem, rozteč tohoto šroubovitého povrchu lze definovat vynásobením obou částí rovnice (3.5.3) členem $2\pi R$

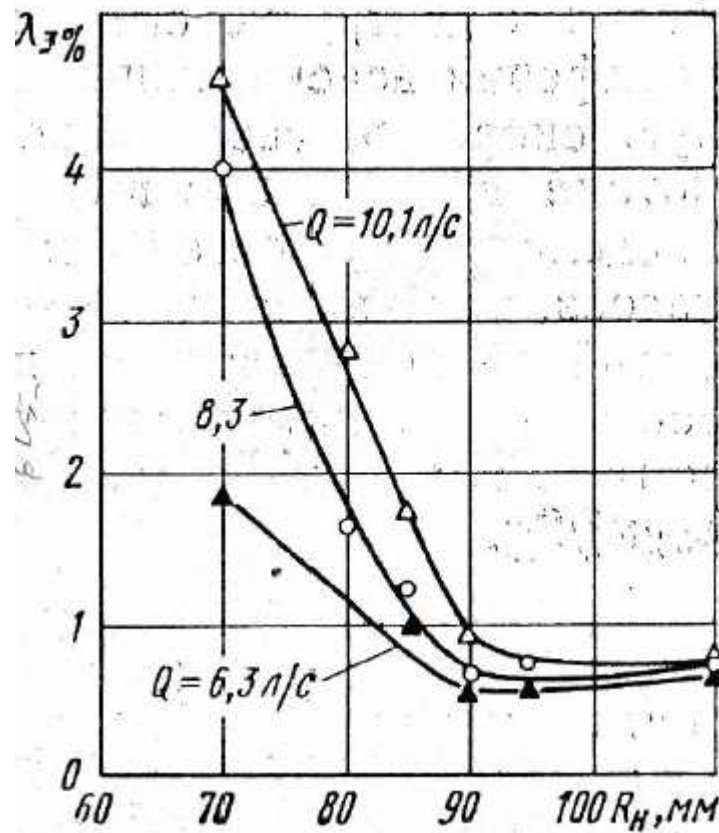
$$S_{OPT} = \operatorname{tg} \alpha_{0OPT} 2\pi R = 2\pi \left(1 + \frac{\varphi}{\lambda_{KR}} \right) \frac{v_{M0}}{\omega} \quad (3.5.4)$$

Určíme optimální vnější radius R_N sacího otvoru při konstantním vnitřním rádiu a úhlu opsání. Analytické řešení této úlohy je velmi nešikovné. Prakticky lze tuto úlohu řešit pomocí grafologického způsobu. Pro každý R_N určíme ze vzorce (3.5.4) hodnotu S_{OPT} a ze vzorce (3.5.1) Δh_{KR} .

Sestrojíme závislost Δh_{KR} na R_N . Najdeme hodnotu R_N při které je Δh_{KR} nejmenší. Je třeba zvolit R_N poněkud větší nalezená hodnota, protože při zvyšování R_N se nepříznivě oslabujeme kavitační vlastnost čerpadla, dochází k ostrému otočení meridiálního proudění z osového směru v radiální, který vzniká u vstupu do kola.

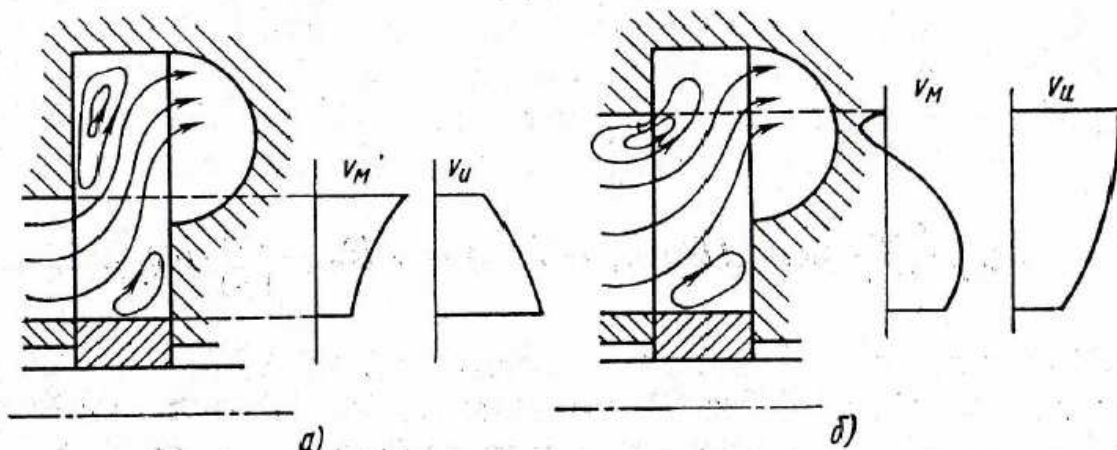
Na obr.25 je pro čerpadlo SVN-80A zobrazena závislost kritického číslo kavitace λ_{KR} na vnějším rádiu sacího otvoru R_N při jeho konstantním vnitřním rádiu. Za kritický režim byl schválený režim, jehož výtlač je při bezkavitační práci čerpadla menší o 3%. Při $R_N=90\text{mm}$ lze na

obr.25 pozorovat zlom grafu, což svědčí o existenci dvou různých druhů pohybu u vstupu kapaliny do přívodu v pracovním kole.



Obr.25 Závislost $\lambda_{3\%}$ na R_N u čerpadla SVN-80A. ⁶

Zkoumáním rozvodu rychlosti ze sacího otvoru umožnilo získat schéma pohybu kapaliny v těchto dvou různých režimech (Obr.26). Pokud vnější radius R_N je velký, tak hlavní dynamická nevyváženost proudění v přívodu a pracovním kole přispívá na hranici sacího otvoru ke vzniku obráceného proudu kapaliny z pracovního kola do přívodu (obr.26b).



Obr.26 Průtok kapaliny ze sacího otvoru do kola při různých R_N . ⁶

Meridiální rychlost se zvětšuje od hranice ke středu sacího otvoru. Kapalina vytéká z kraje sacího otvoru do přívodu, vzhledem k velké obvodové rychlosti, se násobí obvodová rychlost základní části proudu na hranici sacího otvoru. Takové rozdělení rychlosti je příznivé pro kavitační vlastnosti čerpadla, protože v nejnebezpečnějších zónách sacího otvoru je malá meridiální rychlost a velká obvodová složka, zásluhou čehož je malá relativní rychlost kapaliny a veličina $\frac{\lambda_{3\%/o} \omega_0^2}{2g}$.

Při malém vnějším rádiu sacího otvoru je dynamická nevyváženost proudění malá a zpětný proud kapaliny nenastává (obr.26a). Otočení proudu z osového v radiální směr vede k jeho odtržení od stěn a tvoření virových zón v pracovním kole. Stejně tak v koleně, meridiální rychlost kapaliny je maximální v centrální části oblasti obratu proudění (na okraji sacího otvoru) a zmenšuje se směrem k vnitřním částem sacího otvoru.

Zkušenosti ukazují, že obvodová složka rychlosti je nejvyšší v centrálních částech sacího otvoru a nejmenší v okrajových prostorách. Takové rozdělení rychlosti je nepříznivé pro kavitační vlastnosti čerpadla v nejnebezpečnějších okrajových oblastech sacího otvoru, díky velké relativní rychlosti ω_0 a členu $\frac{\lambda_{3\%/o} \omega_0^2}{2g}$. Proto kavitační kvalita při malém R_N je nízká a hodnota $\lambda_{3\%}$, získaná z odstředivé rychlosti je vysoká.

Uvedena metodika výpočtu tangenciálního vstupu předpokládá nezávislost čísla λ_{KR} na R_N . Rádus při kterém nastává zlom grafu nazýváme *kritickým*. Pokud v výpočtu vyplyne optimální hodnota R_H menší než kritická je potřeba jí zvýšit nad kritickou. Kritický vnější rádus ve skutečnosti lze definovat jen experimentálně. Existuje málo odůvodněný předpoklad že při kritickém rádiu je plocha kolmého průřezu proudu v přívodu a relativního proudu v pracovním kole stejná. A tudíž otočení proudění z osového v relativní směr vzniká bez jeho rozšíření. V tom případě kritický rádus $R_{N,KR}$ stanovíme z rovnice:

$$\pi R_{SR} \frac{\varphi_{VS}}{180} \sin \alpha_0 (R_{N,KR} - R_{VN}) = \pi R_{SR} \frac{\varphi_{VS}}{180} b \psi_{VS}$$

kde φ_{VS} – úhel opsání sacího otvoru; α_0 – úhel sklonu osy kanálu přívodu k sacímu otvoru k plochám, kolmice k ose čerpadla; b – šířka pracovního kola; ψ_{VS} – koeficient stěsnání radiálního relativního proudění lopatkami na středním rádiu $R_{SR} = \left(\frac{R_{N,KR} + R_{VN}}{2} \right)$ sacího otvoru. Odtud

$$R_{N,KR} = \frac{b \cdot \psi_{VS}}{\sin \alpha_0} + R_{VN} \quad (3.5.5)$$

(Tato rovnice je prověřená pouze pro čerpadlo SVN-80A).

Výše byly uvedeny hodnoty λ_{KR} při průtoku $\frac{Q}{F \cdot u} \approx 0,5$. zkušební zkušenosti ukazují, že λ_{KR} se zmenšuje při zmenšení průtoku. To se vysvětluje, zřejmě, tím že při zmenšení průtoku zvyšujeme intenzitu podél viru, a tedy sací činnost na kapalinu nacházející se v mezeře kola v počáteční oblasti sacího otvoru. Ve výsledku se zvětšuje zrychlení této kapaliny. Rychlost, kterou však kapalina musí získat, se při zmenšení průtoku zmenšuje. A tak kapalina nabývá tuto rychlost za menší časový interval. Proto při malém průtoku je rozdělení kapaliny ze sacího otvoru více rovnoměrné než u velkých průtoků.

Vizuální sledování uskutečněné V.I.Litvinovem objevilo, že bublinky par, vznikající v oblasti sacího otvoru, se odstředují vlivem osových sil a zanikají ve vnitřní části mezer kola. To objasňuje skutečnost, proč u vířivých čerpadel otevřeného typu vzniká kavitační eroze ve vnitřních částech mezer kola. ⁶

4. ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo přepočítat hydrauliku čerpadla a navrhnout vhodné úpravy vířivého čerpadla 65-SVD-2°. Výpočty hlavních rozměrů oběžného kola a kanálu vycházely ze vztahů ověřených teorií, experimenty a především praxí.

Z provedených výpočtů vyplývají tyto změny:

Počet lopatek **zvýšit** z dosavadních 22 na 28.

Vnější průměr oběžného kola **zvětšit** z dosavadních 145 mm na 185 mm.

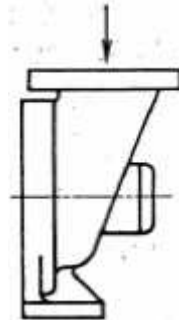
Průměr paty oběžného kola **zvětšit** z dosavadních 71 mm na 92 mm.

Šířku lopatek **zmenšit** z dosavadních 18mm na 15,5 mm.

Boční kanál kruhového průřezu s poloměrem 15,5 mm.

Dále by bylo vhodné upravit sací a výtlačné těleso, jelikož jsou jejich rozměry zbytečně velké a nemají optimální „hydraulický“ tvar. Což může způsobovat zbytečné ztráty a snižovat dosažitelné parametry.

Optimální je tangenciální přívod (obr.27), který by měl přispět i ke zlepšení kavitační kvality čerpadla.



Obr.27 Tangenciální přívod ⁶

V případě ještě většího zlepšení kavitační kvality čerpadla je potřeba provést několik experimentálních měření, a na základě jejich výsledků stanovit potřebné závěry a případné opravy. Největší vliv na kavitaci čerpadla má velikost průtoku a vnější průměr R_N přívodu.

PŘEHLED POUŽITÉ LITERATURY

[1] SIGMA PUMPY HRANICE, s.r.o, Hranice, Česká republika. Dostupné na World Wide Web: <http://www.sigmapumpy.com/sph/cz/akce.php>

[2] SIGMA PUMPY HRANICE, s.r.o, Hranice, Česká republika. Historie společnosti.(online). Dostupné na World Wide Web: <http://sigmapumpy.com/sph/cz/oFirme.php>

[3] SIGMA PUMPY HRANICE, s.r.o, Hranice, Česká republika. Produkty.(online). Dostupné na World Wide Web: <http://sigmapumpy.com/sph/cz/katalogPodrobnyVypis.php?id=130>

[4] Šob,F. Hydraulické stroje. VUT Brno, 2002

[5] Lazarkiewicz,S. Impeller pumps. Pergamon press

[6] Bajbakov,O. Vířivé hydraulické stroje.Strojírenství.1981

SEZNAM PŘÍLOH

1. Zkušební diagram čerpadla 65-SVD
2. Výkres oběžného kola čerpadla 65-SVD
3. Výkres výtlačné vložky čerpadla 65-SVD
4. Výkres sacího tělesa čerpadla 65-SVD
5. Výkres výtlačného tělesa 65-SVD
6. Výkres sestavy čerpadla 65-SVD