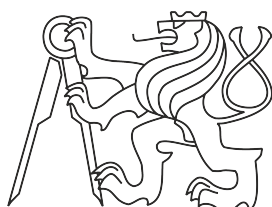


České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní

Ústav energetiky
Obor: Energetika



Hydraulický návrh axiálního čerpadla

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vypracoval: Bc. Zdeněk Preclík
Vedoucí práce: prof. Ing. Jan Melichar CSc.
Rok: 2017

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně na základě uvedené literatury a pramenů.

Anotační list

Jméno autora:	Zdeněk Preclík
Název diplomové práce:	Hydraulický návrh axiálního čerpadla
Název DP anglicky:	Hydraulic design of propeller pump
Akademický rok:	2016/2017
Ústav:	Ústav energetiky
Vedoucí DP:	Prof. Ing. Jan Melichar CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 53 Počet obrázků: 26 Počet tabulek: 2 Počet příloh: 2
Klíčová slova:	Součinitel vztlaku, úhel náběhu, axiální čerpadlo, hydraulický návrh
Keywords:	Lift koeficient, angle of attack, propeller pump, hydraulic design
Anotace:	Práce se zabývá realizací hydraulického návrhu axiálního čerpadla. To je realizováno iterativním postupem, kdy se volí hodnoty úhlu náběhu tak, aby nakonec bylo docíleno optimálního úhlu, při němž platí rovnost mezi součinitelem vztlaku požadovaným a součinitelem vztlaku skutečným. Následně jsou voleny parametry profilu, z nichž pak přímo vychází realizace grafického znázornění náboje a lopatek čerpadla.
Abstract:	This thesis deals with realization of hydraulic design of propeller pump, which is performed by iterative procedure, where the angles of attack are determined so that the required and real lift coefficients are equal as a result. Subsequently type and parameters of the profile are determined in order for the graphical representation of the device to be done.

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval panu profesoru Melicharovi za velmi cenné rady a nevyčerpatelnou trpělivost.

Obsah

1	Úvodní část	8
1.1	Teoretický souhrn axiálních čerpadel	8
1.2	Ponorné čerpadlo Amacan	29
2	Hydraulický výpočet	30
2.1	Stanovení základní geometrie lopatkové mříže a hlavních rozměrů oběžného kola	30
2.1.1	Zadané parametry čerpadla	30
2.1.2	Měrné otáčky čerpadla	30
2.1.3	Příkon čerpadla při čerpání čisté vody	30
2.1.4	Výpočet hydraulické účinnosti	31
2.1.5	Teoretická měrná energie čerpadla	31
2.1.6	Úhlová rychlost oběžného kola	31
2.1.7	Cirkulace rychlosti vyvozená všemi oběžnými lopatkami	31
2.1.8	Meridiánová rychlost	31
2.1.9	Průměr oběžného kola	31
2.1.10	Průměr náboje	32
2.2	Návrh profilů lopatek jednotlivých proudových ploch	32
2.2.1	Proudová plocha V., neboli návrh základních geometrických charakteristik mříže lopatek na vnějším průměru oběžného kola	33
2.2.2	Volba poloměru proudových ploch	34
2.2.2.1	Proudová plocha V	34
2.2.2.2	Proudová plocha I	34
	34	
2.2.2.3	Proudová plocha III	35

2.2.2.4	Proudová plocha II	35
2.2.2.5	Proudová plocha IV	35
2.2.3	Volba poměrné maximální tloušťky lopatky v místě vetknutí čepu lopatky	35
2.2.4	Návrh profilu oběžné lopatky na proudové ploše V	35
2.2.5	Požadovaný součinitel vztlaku	36
2.2.5.1	Geometrické a hydrodynamické hodnoty profilu: 36	
2.2.5.2	Součinitel vztlaku nově navrženého profilu 40	
2.2.6	Návrh profilu oběžné lopatky na proudové ploše IV	40
2.2.7	Návrh profilu oběžné lopatky na proudové ploše III	43
2.2.8	Návrh profilu oběžné lopatky na proudové ploše II	45
2.2.9	Návrh profilu oběžné lopatky na proudové ploše I	47
2.3	Vynesení profilů	49
2.4	Návrh rozvaděče	50
3	Závěr	51
	Seznam použité literatury	53

Seznam symbolů

Q	průtok
Y	měrná energie
n	otáčky
n_q	měrné otáčky
ρ	měrná hmotnost
η	účinnost
P	příkon
η_h	hydraulická účinnost
Y_t	teoretická měrná energie čerpadla
ω	úhlová rychlost oběžného kola
Γ	cirkulace rychlosti
c_m	meridiánová rychlost
k_m	směrný parametr meridiánové rychlosti
D_K	průměr oběžného kola
D_n	průměr náboje oběžného kola
T/l	poměrná rozteč
T	rozteč lopatek
c_{u2}	obvodová složka výstupní absolutní rychlosti
c_2	výstupní absolutní rychlost
u	obvodová rychlost
$w_{\infty x}$	obvodová složka střední relativní rychlosti
w_∞	střední relativní rychlost
β_∞	sklon vektoru střední relativní rychlosti k ose mříže
β	úhel sklonu tětivy profilu k ose mříže
φ	úhel představující omezení obrysu lopatky v půdorysu na dané proudové ploše
l'	délka průmětu tětivy profilu v půdorysu
r_i	poloměr proudové plochy i
B	rozpětí lopatky
c_y	součinitel vztlaku
m/l	poměrné prohnutí profilu lopatky
α	úhel náběhu
T_0	poměrná rozteč lopatek

Kapitola 1

Úvodní část

1.1 Teoretický souhrn axiálních čerpadel

Následující text vzniknul z výrazné části na základě článků v publikaci [1].

Vzhledem k tomu, že při realizaci výpočtů nacházejících se v hlavní části byl použit software pracující nikoli s desetinnou čárkou, nýbrž s desetinnou tečkou, je desetinná tečka z praktických důvodů použita rovněž v celém tomto textu. Axiální čerpadlo je hydrodynamické čerpadlo, jež dává směr pohybu kapaliny v axiálním směru, neboli směru rovnoběžném s osou (narozdíl od čerpadla radiálního [2]).

Původem názvu tohoto typu čerpadel je fakt, že částice kapaliny v rámci jejich průtoku čerpadlem nemění svou radiální polohu, protože poloměr na sání a výtaku čerpadla je velice malý. [3] Protože tento typ čerpadla na rozdíl například od pístového čerpadla nevyužívá k pracovní činnosti uzavřený objem pracovního prostoru a s ním související faktory, avšak pracuje na principu rozdílu tlaků v důsledku pohybu pracovní látky, patří axiální čerpadlo mezi tzv. proudová čerpadla [2]. Dalším významným specifikem axiálního čerpadla zejména ve srovnání s již zmíněným čerpadlem radiálním je to, že v případě čerpadla axiálního nedochází ke změně směru proudění čerpané pracovní látky.

Axiální neboli vrtulová čerpadla jsou nejrychloběžnějšími čerpadly, s čímž souvisí skutečnost, že nacházejí využití zejména tam, kde se setkáváme s nízkými měrnými energiemi a zároveň velkými průtoky pracovní látky, praktickým důkazem čehož je například čerpadlo, o němž pojednává tato práce, jak bude mít čtenář možnost po-

soudit v praktické části.

Oběžná kola axiálních čerpadel jsou osazena nízkým množstvím lopatek, jejichž profily jsou srovnatelné s vrtulemi, respektive křídly letadel. Vzhledem k tomu, že lopatky obvykle netvoří uzavřené kanály, není možné při návrhu jejich tvaru aplikovat tzv. proudnicovou teorii, neboť tato teorie předpokládá nekonečný počet lopatek.

Teorie, která zde najde uplatnění, je tzv. teorie nosných křídel. Axiální proudnice pracovní látky korespondují s válcovými plochami se společnou osou, jež je identická s osou otáčení. Provedeme-li válcový řez, za účelem čehož použijeme výše uvedené proudové plochy, získáme po rozvinutí řezu lopatkovou mříž, jak je znázorněno na Obrázku 1.1.

Pro úplnost dodejme, že zatímco v případě axiálních čerpadel je osa lopatkové mříže představována přímkou, v případě dalších dvou typů hydrodynamických čerpadel, jimiž jsou čerpadla diagonální a radiální představuje osu mříže kružnice.

Při pohledu na kinematické poměry na proudové ploše je na místě v první řadě zmínit, že $u_1 = u_2 = u$, čímž dojde k výraznému zjednodušení Eulerovy pracovní rovnice:

$$Y_t = u \cdot (c_{u2} - c_{u1}) = u \cdot \Delta c_u \quad (J \cdot kg^{-1})[1] \quad (1.1)$$

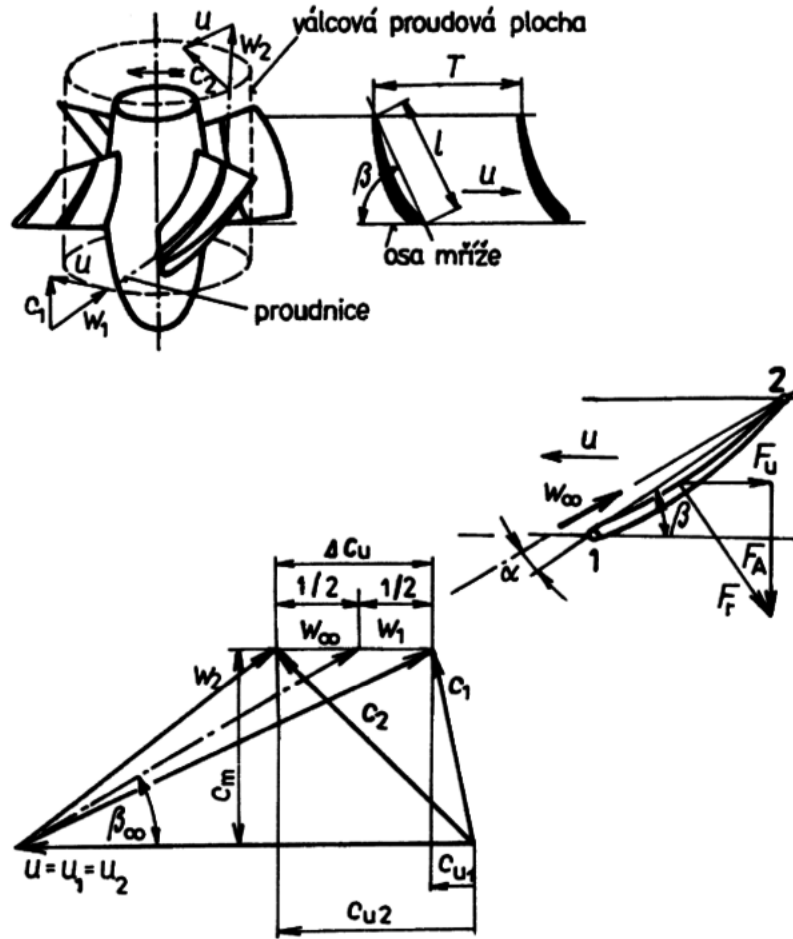
kde Δc_u představuje změnu hybné složky rychlosti kapaliny a její příčina tkví v silovém působení oběžných lopatek.

Dynamická specifika různých profilů jsou zjišťovány empirickou cestou pomocí hydrodynamických tunelů a následně katalogizovány (do formy grafů nebo tabulek) [4].

Jedním z důležitých pojmů, které budou hrát roli v praktické části, je součinitel vztlaku c_y , s nímž dále souvisí součinitel odporu c_x . Jejich závislost na úhlu náběhu α znázorňuje charakteristika profilu lopatky na Obrázku 1.2

Na Obrázku 1.1 jsou znázorněny rychlosti w_1 a w_2 , jejichž střední geometrická hodnota w_∞ spolu s tětivou profilu svírají úhel náběhu α . Hydrodynamickou sílu F lze považovat za kolmou k tětivě osamělého profilu. Odporová složka této síly F_x má stejný směr působení jako rychlost w_∞ . Na F_x je pak kolmá vztlaková složka F_y , což je zřejmé z Obrázku 1.2.

Součinitelé vztlaku a odporu jsou bezrozměrným vyjádřením právě vztlakové, respektive odporové síly.



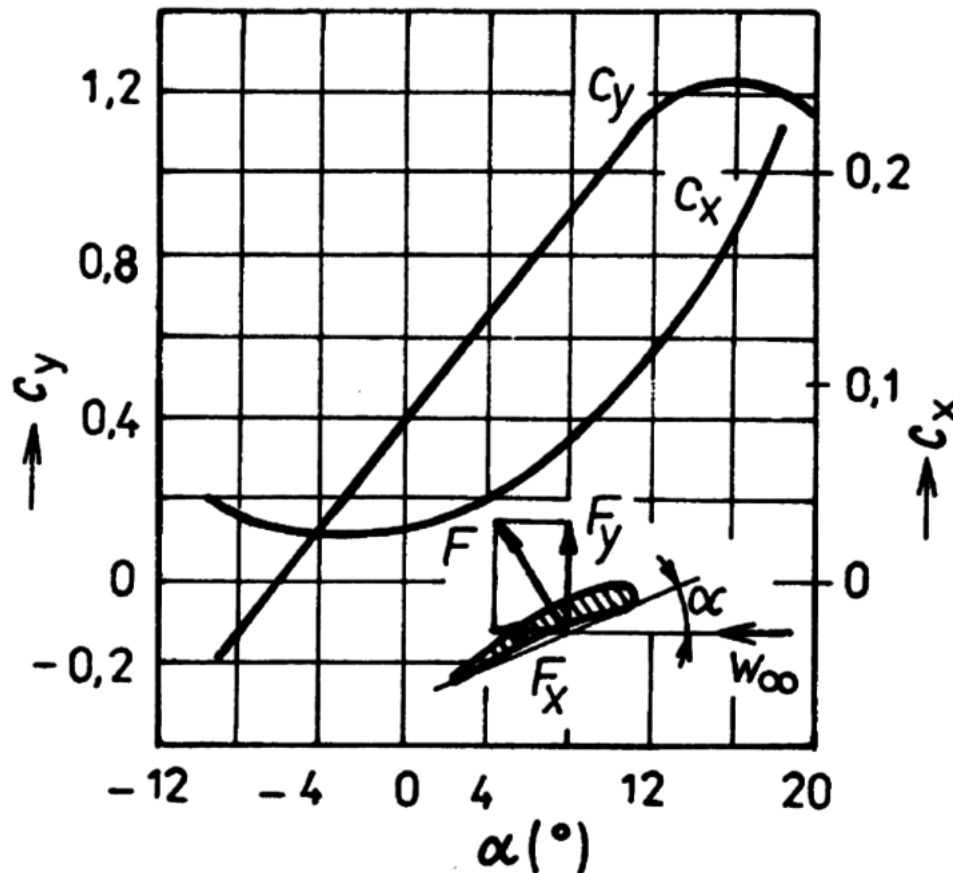
Obrázek 1.1: Znázornění lopatkové mříže axiálního čerpadla: F_r je výslednice složek F_u a F_a a představuje hydrodynamickou sílu [1]

$$c_y = \frac{F_y}{\rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot b} [1] \quad (1.2)$$

$$c_x = \frac{F_x}{\rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot b} [1] \quad (1.3)$$

kde l označuje délku tětiny profilu, b délku lopatky.

Další asociací s letectvím představuje jiný způsob grafického znázornění součinitelů vztlačku a odporu - byl totiž zaveden průkopníkem letectví Lilienthalem a spočívá ve znázornění jedinou křivkou, jíž je polára křídla. Úhel náběhu je na ní znázorněn



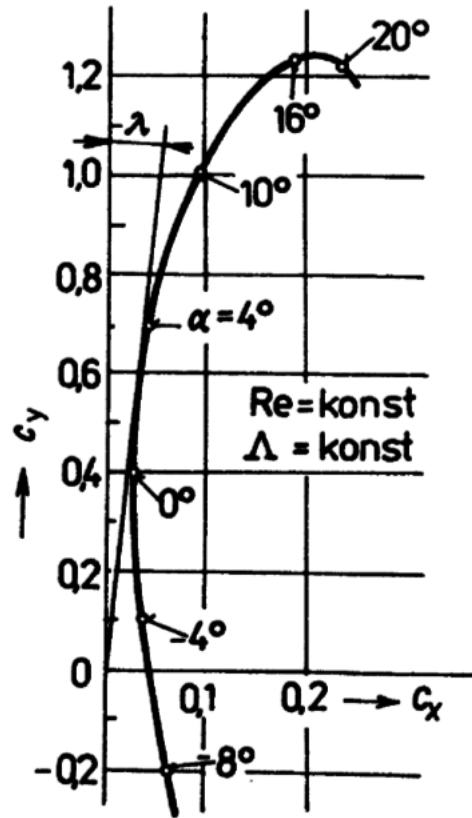
Obrázek 1.2: Znázornění charakteristiky profilu křídla [1]

parametricky, jak lze pozorovat na Obrázku 1.3. Pro zajímavost dodejme, že vedle polár křídel hrají v praxi význam i poláry plachetních lodí a padáků, poněvadž lze podle nich rovněž posuzovat důležité provozní stavy [5].

Nejvyšší význam mají tyto vlastnosti: hydraulická účinnost profilu, $c_{x_{min}}$, jež je nejbližše bezrázovému vstupu pracovní látky do oběžného kola a tudíž lze při něm zaznamenat nejnižší kavitaci, a $c_{y_{max}}$, který představuje omezení na zatížení lopatek - další zvýšení úhlu náběhu by totiž v daném stavu znamenalo odchýlení proudu pracovní látky od lopatky a sekundárnímu (zpětnému) proudění v oběžném kole.

Faktory ovlivňující $c_{x_{min}}$, $c_{y_{max}}$ a α jsou turbulence média v lopatkovém kole, Reynoldsovo číslo a štíhlost lopatky Λ představovaná podílem délky křídla, respektive rozpětí oběžné lopatky b ku délce tětivy profilu l [6].

Velký význam na proudové pole kapaliny má rovněž skutečnost, že proudění ka-



Obrázek 1.3: Znázornění poláry profilu křídla [1]

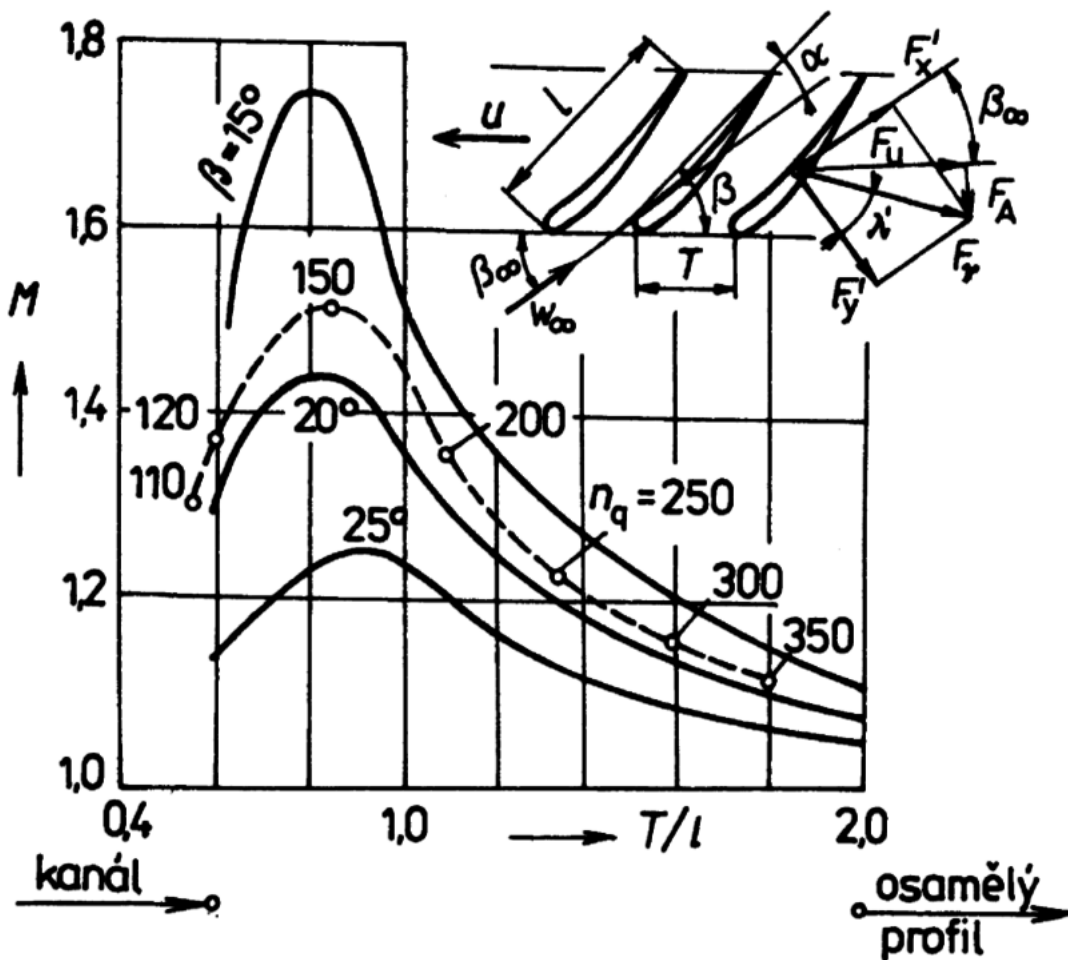
paliny u jednotlivých lopatkových kanálů ovlivňují kanály s nimi sousedící. Spolu s proudovým polem se v důsledku této interakce změní i součinitelé c_x a c_y . Při zkoušení v aerodynamickém tunelu lze zaznamenat tzv. indukovaný (přídavný) odpor vzniknuvší na koncích křídla, příčinou čehož je konečné rozpětí křídel (štíhlost je přitom obvykle rovna $\Lambda \approx 6$). U oběžných lopatek je však vliv tohoto faktoru eliminován tím, že díky přítomnosti stěn náboje a tělesa čerpadla jako takového jsou podmínky podobné situaci, kdy $\Lambda = \infty$.

Pro zachycení změny součinitele vzlaku pro situaci, kdy $b = 1.0$, je použit následující vztah

$$F'_y = c'_y \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l = M \cdot F_y = M \cdot c_y \cdot \rho \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \quad (N) \quad (1.4)$$

kde $M = \frac{c'_y}{c_y}$ představuje korekci součinitele vzlaku osamělého profilu c_y na reálné

oměry v lopatkové mříži. Způsob stanovení činitele M je poměrně komplikovaný a přestože byl podroben řadě výzkumů, existuje více způsobů, jak jej stanovit. Ve většině případů se aplikuje činitel M pro mříž osazenou nekonečně tenkými lopatkami koncipovanými jako úsečky přímky. V důsledku tohoto zjednodušení lze říci, že činitel M závisí zejména na: poměrné rozteči lopatek T/l a úhlu svíranému sklonem tětiny profilů lopatek a osy mříže β (viz Obrázek 1.4).



Obrázek 1.4: Znázornění korekčního činitele M pro součinitel vztlaku osamělého profilu v závislosti na poměrech v lopatkové mříži [1]

V případech, kdy $T/l < 0.6$, je četnost lopatek v lopatkové mříži tak vysoká, že pro tuto situaci je namístě použít tzv. Pfeidlerovu korekci, která předpokládá uspořádání lopatek tvořících kanály. Naproti tomu při $T/l > 2$ je mříž tak řídká,

že lze uvažovat $M = 1$ a tudíž $c'_y = c_y$, neboli interakce lopatek je téměř nulová. Axiální čerpadla se vyznačují velkou interakcí profilů lopatek v mříži.

V případě axiálních čerpadel o měrných otáčkách $n_q = 110$ až 350 min^{-1} je možné určit rozsah T/l a β , poněvadž průtokové průřezy těchto čerpadel mají z hlediska geometrie ustálené tvary [7] (případem těchto čerpadel je vzhledem k hodnotě n_q i čerpadlo, o němž pojednává tato práce, jak bude ukázáno v následujícím textu). Vedle již uvedeného lze z Obrázku 1.4 dále určit sklon profilů lopatek, který je variabilní v mezích $\beta = 15$ až 20 .

Zmíněný činitel M ovlivňuje velkou měrou efektivitu transformace energie v axiálním čerpadle, nejprůzračnější účinnost vykazují stroje s $n_q \approx 150 \text{ min}^{-1}$.

Způsob, jakým se energie z lopatky předává pracovní látce, je daný dynamickými poměry, tj. silami které jsou pracovní látkou vyvíjeny na jednotkovou šířku lopatky. Výsledná hydrodynamická síla je dána složením vztlakové síly F'_y a odporové síly F'_x , jak lze vyjádřit následujícím vztahem

$$F_r = (F'_x{}^2 + F'_y{}^2)^{1/2} \quad (N) \quad (1.5)$$

Rovněž lze tuto hydrodynamickou sílu vyjádřit prostřednictvím jemnosti křídla λ' v mříži axiálního čerpadla:

$$F_r = \frac{F'_y}{\cos \lambda'} = M \cdot c_y \cdot \rho \frac{w^2}{2} \cdot \frac{1}{\cos \lambda'} \quad (N) \quad (1.6)$$

Nejvýznamnější složky hydrodynamické síly F_r ve vztahu účinku na rotor čerpadla jsou F_a , což je složka síly působící do osy rotoru a F_u , což je složka síly působící v obvodovém směru (viz Obrázek 1.1).

$$F_u = F_r \cdot \cos(90 - \beta_\infty - \lambda') = F_r \cdot \sin(\beta_\infty + \lambda') \quad (N) \quad (1.7)$$

$$F_a = F_r \cdot \cos(\beta_\infty + \lambda') \quad (N) \quad (1.8)$$

Použitím vztahů 1.6 a 1.7 lze dospět ke vztahu

$$F_u = M \cdot l \cdot c_y \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot \frac{\sin(\beta_\infty + \lambda')}{\cos \lambda'} \quad (N) \quad (1.9)$$

Síla F_u zapříčiňuje předání výkonu kapalině, jež při vztažení na jednotkové rozpětí oběžných lopatek z lze vyjádřit vztahem

$$\Delta P = F_u \cdot u \cdot z \quad (W) \quad (1.10)$$

příčemž u je obvodová rychlost.

Tento výkon je s výkonem hydraulickým ΔP_h svázán vztahem

$$\Delta P_h = \rho \cdot Y_t \cdot \Delta Q = F_u \cdot u \cdot z \quad (W) \quad (1.11)$$

Rovnicí, z níž se pak primárně vychází při návrhu profilu je vztah pro měrnou energii

$$\Delta Y = \eta_h \cdot M \cdot c_y \cdot \frac{l}{T} \cdot \frac{u}{c_m} \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot \frac{\sin(\beta_\infty + \lambda')}{\cos \lambda'} \quad (J \cdot kg^{-1}) \quad (1.12)$$

V situaci, kdy je měrná energie předem známa (což je de facto případ, jímž se zabývá tato práce), budou se stanovovat hodnoty na pravé straně rovnice 1.12 s cílem dosažení co nejvyšší hydraulické účinnosti čerpadla η_h . Pro lopatkovou mříž je nutné zvolit takové parametry, v jejichž důsledku bude součinitel vztlaku c_y roven přibližně jemnosti profilu λ . To odpovídá malým úhlům náběhu α (viz Obrázek 1.3). Parametry, jejichž vhodnou volbou můžeme tohoto cíle dosáhnout, jsou počet oběžných lopatek a délka tětiny profilů, neboli hustota lopatkové mříže T/l .

Významná je volba vhodného typu profilu, protože prohnutí profilu a jeho tvar výrazně ovlivňují poláru a tím pátem i jemnost křídla.

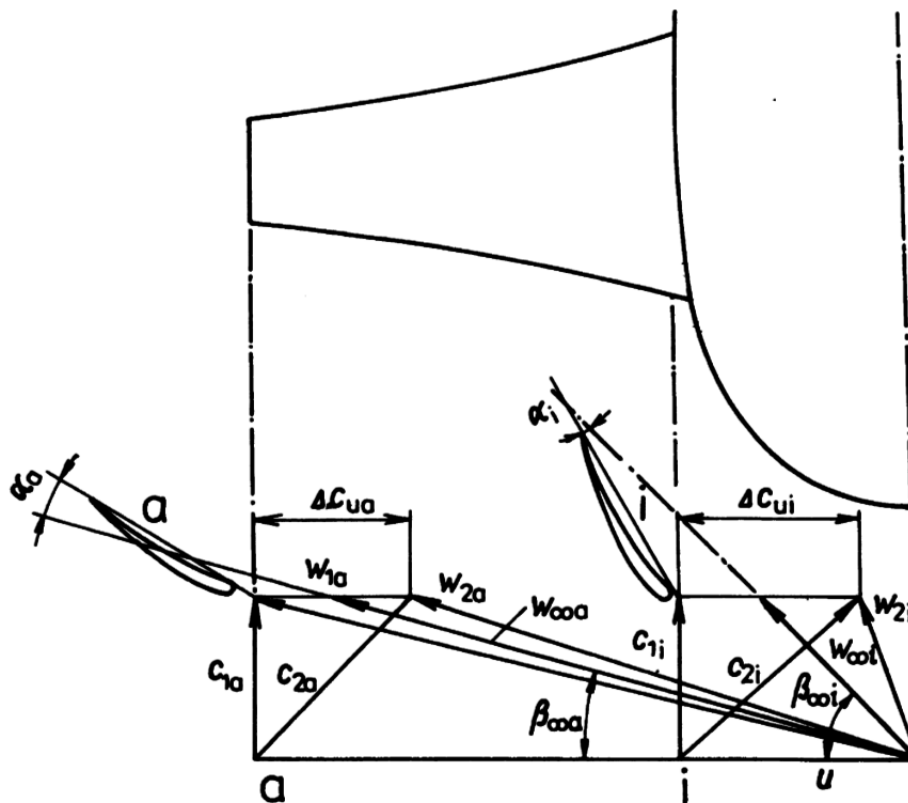
Dalším významným faktorem je sklon profilů v mříži β . Tento úhel závisí na poměru rychlostí u/c_m , což ovlivní nejen úhel β , ale rovněž w_∞ (viz Obrázek 1.1).

Snižujeme-li měrné otáčky při stálém průtoku, zvažujeme zároveň měrnou energii. Kromě toho je nutné zmenšení T/l za účelem udržení hodnot u a w_∞ v mezích s přijatelnou mírou kavitace.

K tomu, aby pohyb pracovní látky korespondoval s válcovými proudovými plochami, je potřeba, aby napříč těchto ploch byla konstantní měrná energie kapaliny. Tuto podmínku vyjadřuje Eulerova pracovní rovnice

$$Y_t = u \cdot \Delta c_u = konst \quad (J \cdot kg^{-1}) \quad (1.13)$$

Vzhledem k tomu, že velikost obvodové rychlosti v prostoru probíhající od vnějšího průměru oběžného kola k náboji má sestupnou tendenci, bude na základě výše uvedeného stavu stoupat deviace kapaliny Δc_u



Obrázek 1.5: Znázornění kinematických poměrů u náboje a obvodu oběžného kola [1]

Pokles w_∞ je úměrný poklesu obvodové rychlosti, přičemž meridiánová rychlost je po celém rozpětí de facto konstantní. Za účelem splnění vztahu 1.12 bude následkem poklesu hodnot u a w_∞ změna ostatních parametrů. Jednak dojde v přímé příčné souvislosti k poklesu poměrné rozteče T/l směrem od vnějšího průměru, jak je patrné z následujícího vztahu:

$$\frac{T}{l} = \frac{\pi \cdot D}{z \cdot l} = konst \cdot \frac{D}{l} \quad (1.14)$$

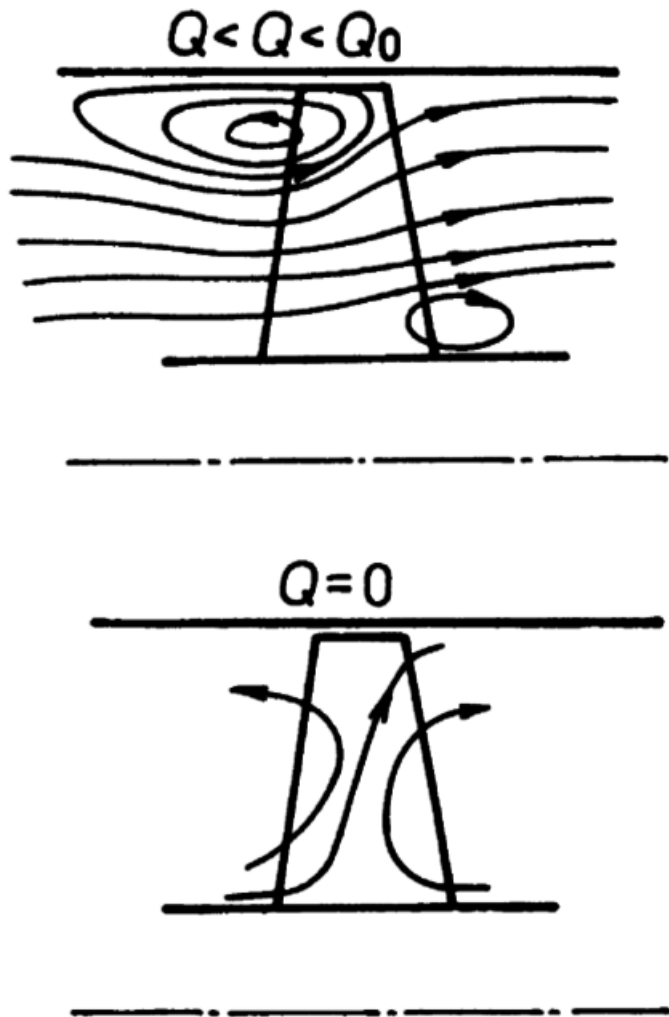
Toto zmenšení ale není velké, vzhledem k tomu že při snižování D se musí zkracovat i délka profilů lopatky l . Kromě změny T/l dojde k vzrůstu úhlu β_∞ , navzdory

čemuž musí být směrem k náboji zvětšován úhel náběhu - jinak by c_y nestoupnul na kýženou hodnotu. Důsledkem uvedených jevů je to, že směrem od náboje k vnějšímu průměru se snižuje β a lopatka je zborcená. Dále je vhodné dodat, že vzroste-li úhel β nad 40, dojde k poklesu η_h , protože poklesne činitel M (tak že $M < 1$ - viz Obrázek 1.4); proto je při vyšších hodnotách Y nebo při nižších hodnotách n_q snižováno rozpětí oběžných lopatek (což je často výhodné i z hlediska konstrukčního).

Dalším specifickým jevem v oblasti axiálních čerpadel je skutečnost, že se zde nesetkáme se sacím diskem, díky čemuž dojde k eliminaci velkých třecích ztrát způsobených velkou rychlostí w , k níž by v oblasti vnitřní stěny sacího disku došlo. Tření je tak vyvoláváno především rychlostí c v oblasti tělesa stroje. Dalším důsledkem absence sacího disku však je letmé uchycení lopatek v náboji, kvůli čemuž je nutné, aby lopatka měla směrem k ose tlustší profily. Tím ovšem dochází ke zvýšení profilového součinitele odporu c_x , a tudíž i nevelkým zvětšováním součinitele vztlaku c_y .

Pro situaci, kdy průtok čerpadlem je roven jmenovitému průtoku Q_0 , platí, že Y na jednotlivých proudových plochách je stejná. V případě změny průtoku pak toto již neplatí, což je zapříčiněno zborcením lopatek. Důvod je to, že předpokládáme-li situaci, kdy průtok je menší než jmenovitý, tak v důsledku zborcení je energie předaná kapalina profily blíže náboji menší než energie předaná profily vnějšímu. V případě opačné situace, tzn. když průtok bude větší než jmenovitý, budou naopak profily vnější předávat větší energii. Toto nehomogenní rozdělení energie předané kapalině je kompenzováno na střední hodnotu Y_{str} v důsledku toho, že na výstupu působí na vnitřní profily sekundárním (neboli zpětným) prouděním, kvůli němuž dochází k deformaci původních proudových ploch válcového půdorysu, viz Obrázek 1.6

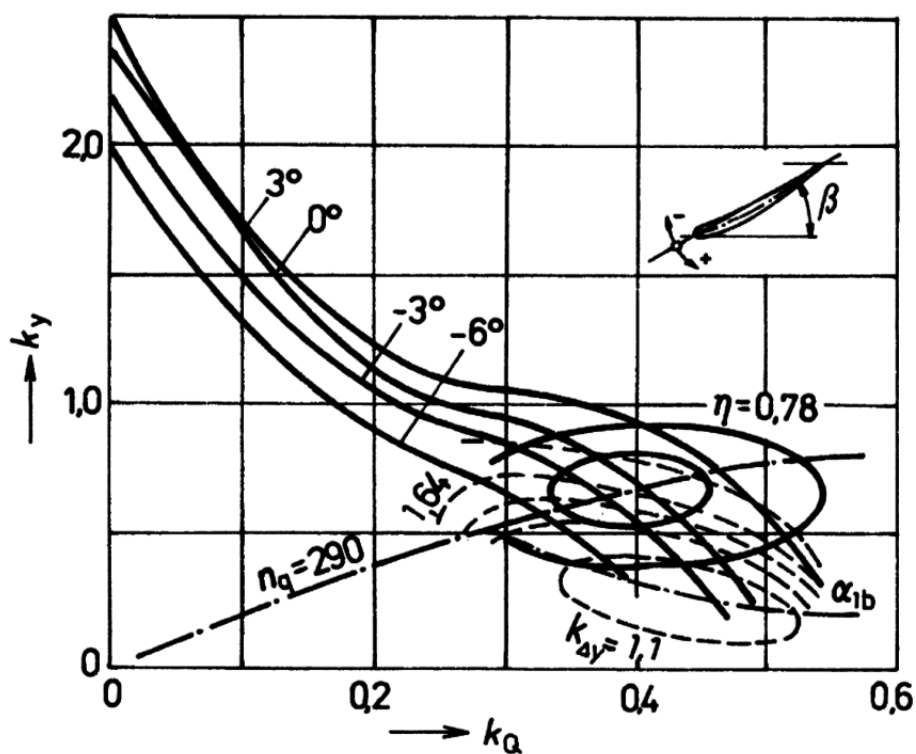
V limitním případě kdy průtok se blíží nule lze sekundární proudění možné pozorovat v oblasti celé výstupní hrany lopatek. Důsledkem zpětného proudění je pokles účinnosti stroje a v situaci, kdy $Q < \frac{Q_0}{2}$, dojde kromě poklesu účinnosti i k působení hydraulických ztrát a tím pádem i vzrůstu příkonu. Kromě oblasti výstupu z oběžného kola se pokles průtoku oproti Q_0 projeví i v místě sání. Ve vnější oblasti oběžného kola vznikne zpětný vír, příčinou jehož vzniku je konkrétně ráz pracovní látky na lopatky. Míra vstupního rázu je nepřímo úměrná energii pracovní látky na dané proudové ploše; důsledkem toho je to, že pracovní látka se pohybuje z oblasti tělesa čerpadla do oblasti vstupu. Rozsah prostoru, kde působí vstupní vír, je nepřímo úměrná průtoku, tzn. největší je, když $Q = 0$ [6]. Pro situace



Obrázek 1.6: Znázornění sekundárního proudění v oběžném kole axiálního čerpadla [1]

$Q > Q_0$ platí, že zásadnější vliv má kavitace než výše popsaná specifika. Důvodem je, že spolu se zvyšujícím se průtokem se zvyšuje i relativní rychlost na vstupu do oběžného kola. Eliminace zpětného proudění, která je žádoucí kvůli zlepšení parametrů čerpadla, ale v neposlední řadě se pozitivně podepisuje i na zmenšení únavy součástí a dále hlučnosti, je docíleno pomocí injekce pracovní látky do sání nebo ejekce ze sání. Vedle zpětného proudění je negativním jevem, který lze u axiálních čerpadel pozorovat, odtržení pracovní látky od profilů lopatek. To je zapříčiněno tím, že v situaci, kdy průtok je $Q < Q_0$, je zvětšená Y_t kompenzována

zvětšeným c_y . Odtržení proudu vede ke snížení měrné energie. Hodnocení změn charakteristiky čerpadla je v tomto případě diskutabilní, poněvadž charakter odtržení pracovní látky je nestacionární. Prostor, kde k odtržení dochází, je v oblasti náboje rozvaděče, a projevuje se zvětšením průtokového odporu. Daným prostorem se pohybují postupně všechny lopatky, vzhledem k tomu že tento prostor mění svou polohu opačně vůči směru rotace oběžného kola cca dvakrát nižší rychlostí než je úhlová rychlost kola. Ve vztahu ke statoru se tím pádem daný prostor pohybuje de facto ve směru pohybu oběžného kola, a to dvakrát nižší rychlostí. Dalším negativem odtržení pracovní látky je následné vybudování kmitů lopatek. Dále může dojít k tomu, že za podmínek podobných podmínkám pro vznik kavitace může dojít při vstupu do kanálů oběžného kola vzniku kavitačního prostoru, který se pohybuje obdobně jako rotační odtržení. Kavitační vlastnosti čerpadla lze kvantifikovat prostřednictvím tzv součinitele kavitační deprese $k_{\Delta y}$, viz Obrázek 1.7.



Obrázek 1.7: Znázornění bezrozměrové charakteristiky čerpadla s měrnými otáčkami $n_q = 290$ [1]

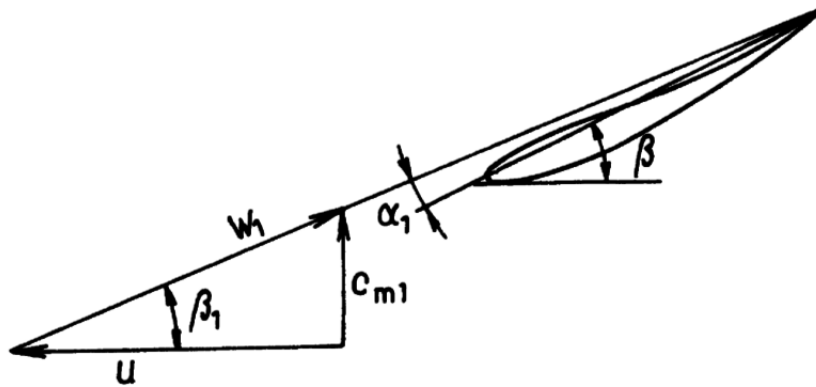
Součinitel $k_{\Delta y}$ lze vyjádřit pomocí vztahu pro kavitační depresi Δy

$$\Delta y = k_{\Delta y} \cdot \left(\frac{u_k}{\pi} \right)^2 \quad (J \cdot kg^{-1}) \quad (1.15)$$

Ideální hodnota koeficientu $k_{\Delta y}$ je koncipována souhlasně s přímkou úhlu náběhu α_{1b} na Obrázku 1.7. V takovém případě je nejnížší možná nejen hodnota $k_{\Delta y}$ ale rovněž ztráta rázem na vstupu. Vztah vyjadřující úhel náběhu je

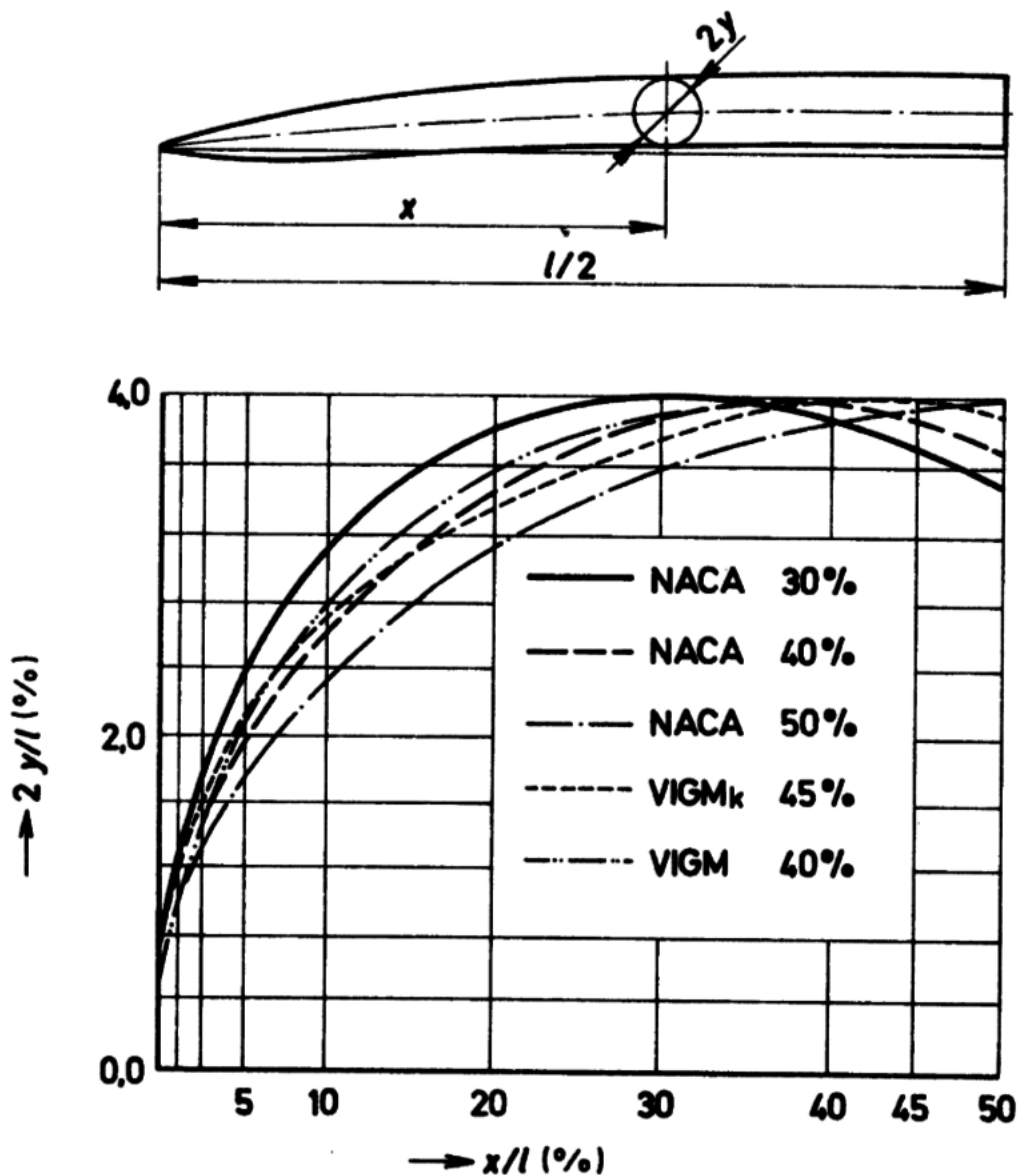
$$\alpha_1 = \beta - \beta_1 = \beta - \arctg \frac{c_{m1}}{u} \quad (^\circ) \quad (1.16)$$

Úhel náběhu je dále znázorněn graficky na Obrázku 1.8; důvod, proč zde figuruje w_1 místo w_∞ je, že je tato rychlost relevantnější v souvislosti s kavitačními podmínkami.



Obrázek 1.8: Znázornění úhlu náběhu α_1 [1]

Hodnota úhlu α_{1b} je daná parametry lopatkové mříže a tloušťkou profilů v oblasti náběhové hrany. Jak závisí poměrná tloušťka profilu ($2y/l$) na poměrné hloubce ($x/l = 0$ až 50 %), je znázorněno na Obrázku 1.9. Nejvyšší tloušťka u profilů znázorněných na Obrázku je shodně 4 %, nejvyšší prohnutí střednice profilu je obvyklé v $x/l = 40$ až 50 %. U profilů VIGM můžeme v kavitačně závažné oblasti náběhové hrany $x/l = 7$ až 40 % pozorovat větší tloušťku než u profilů $VIGM_k$, což by u profilů $VIGM_k$ mělo při jiných týchž poměrech za následek nižší hodnoty úhlů náběhu α_{1b} .

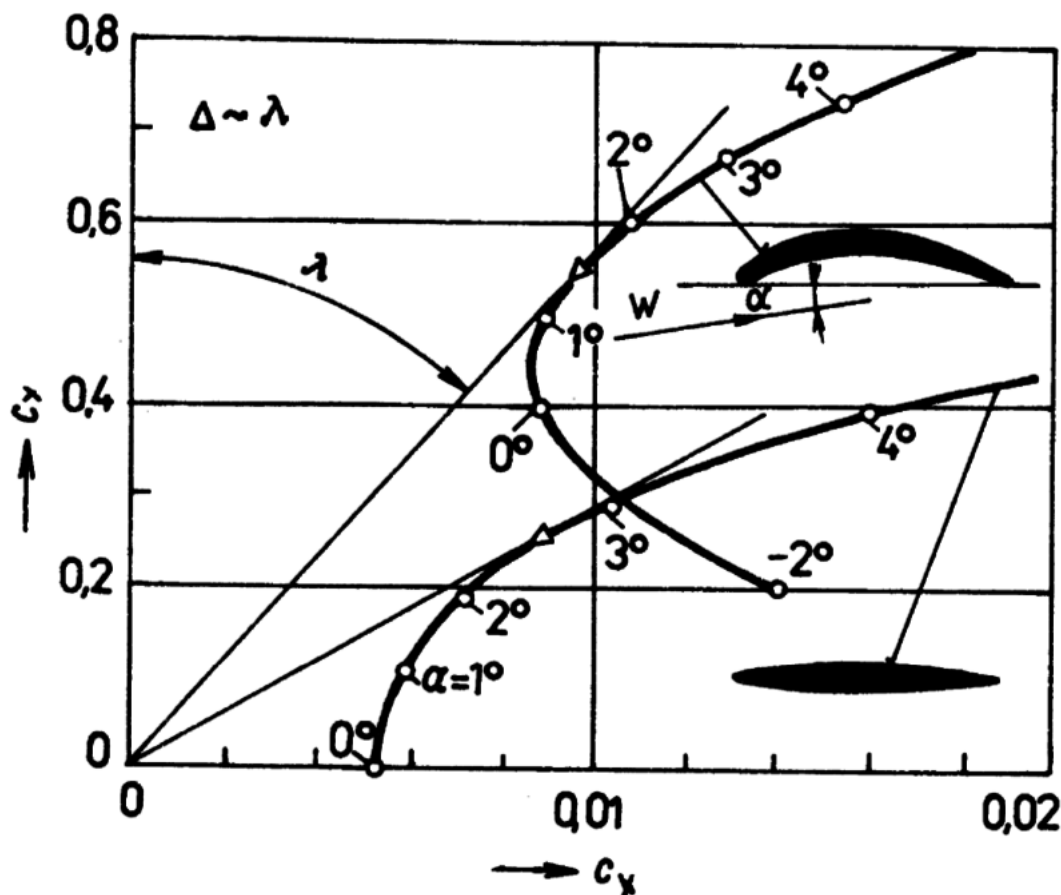


Obrázek 1.9: Znázornění průběhu poměrné tloušťky ($2y/l$) profilů VIGM, $VIGM_k$ a NACA [1]

Výhodou profilů VIGM je ve srovnání s profily NACA skutečnost, že první jmenované byly za účelem stanovení jejich charakteristik podrobeny testování v hydrodynamických tunelech, zatímco profily NACA pouze v aerodynamických.

Nejpříznivější hydraulické účinnosti odpovídá úhel náběhu $\alpha_{1\eta}$, který koresponduje s jemností lopatky na poláře profilu při úhlu tečny λ , viz Obrázek 1.10. Srovnáme-li

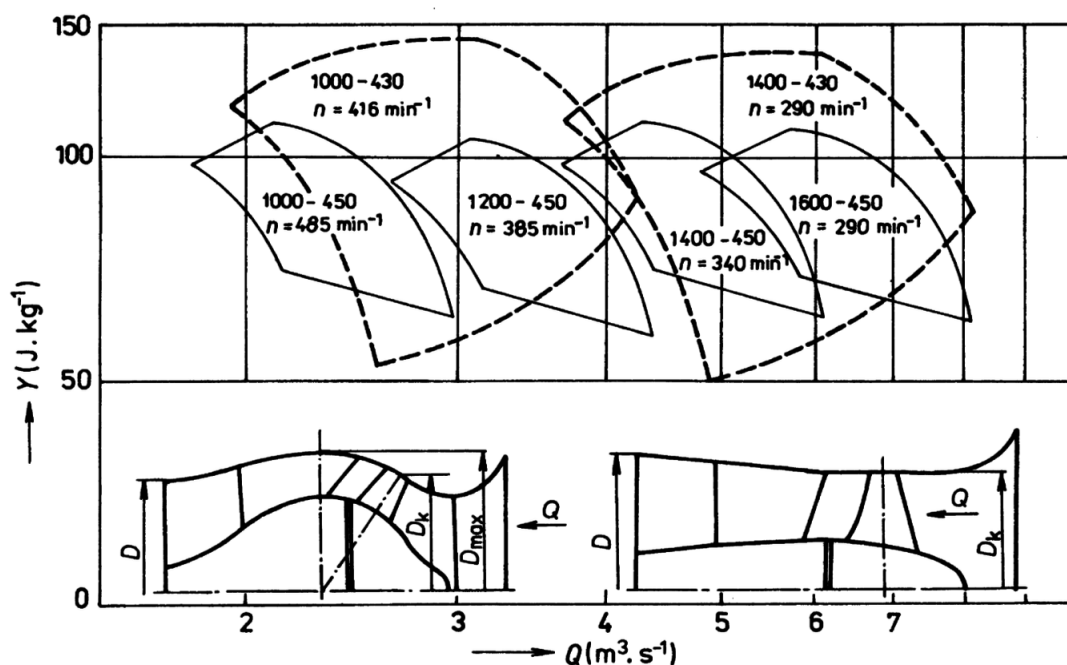
poláru přímé a prohnuté lopatky, je vidět, že nižší $\alpha_{1\eta}$ se objevuje při prohnutých profilech, než při přímých.



Obrázek 1.10: Znázornění jemnosti profilu λ přímého a prohnutého osamocené křídla [1]

Limity na pracovní vytížení profilů lopatek klade jednak přípustný pokles účinnosti a jednak kavitační možnosti stroje. Platí přitom, že optimální hodnoty η a Δy nastávají při různých parametrech čerpadla. Při poklesu měrných otáček se stírají i rozdíly mezi parametry pro tuto optima. Dále platí, že u diagonálních čerpadel je tato situace příznivější než u čerpadel axiálních, poněvadž v případě prvně jmenovaných jsou tyto rozdíly výrazně menší. To vede k tomu, že se v praxi můžeme setkat se situací, kdy na aplikovaný stroj jsou kladeny vyšší požadavky z hlediska rozsahu provozní oblasti a tento požadavek může být vyřešen použitím právě čerpadla di-

agonálního typu, které by v dané situaci muselo být nahrazeno dvěma čerpadly axiálními, mělo-li by být docíleno optimálních hodnot účinnosti a kavitační deprese v libovolném pracovním stavu; viz Obrázek 1.11.



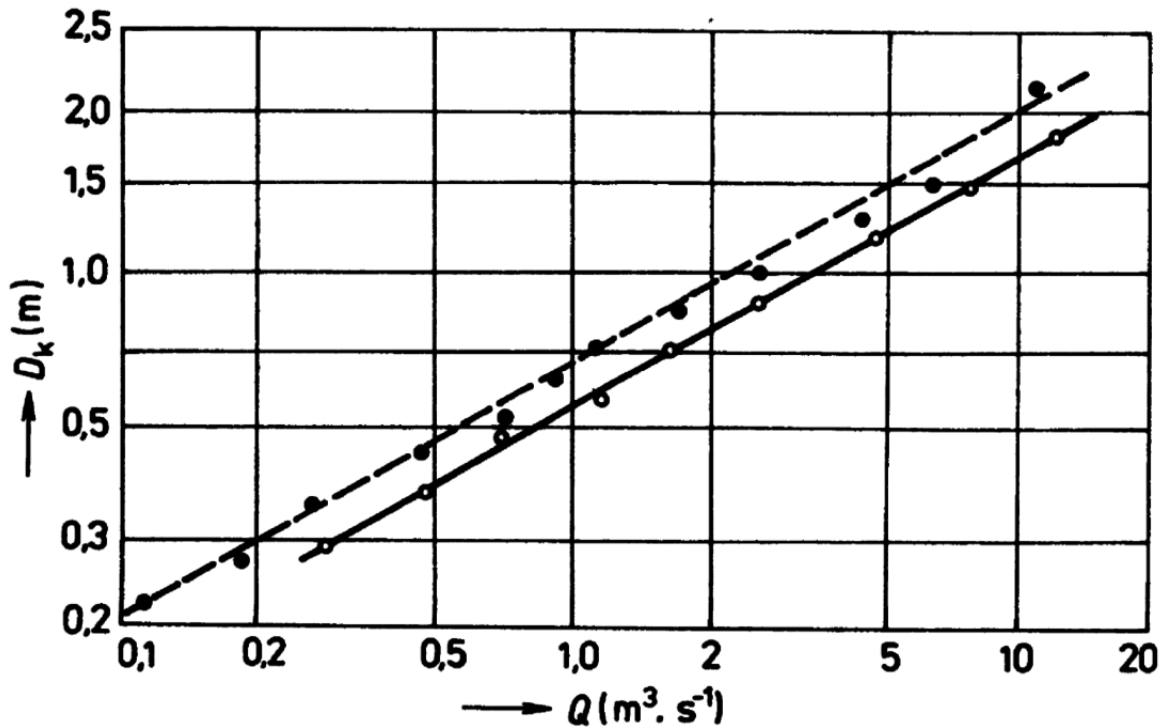
Obrázek 1.11: Znázornění porovnání provozní oblasti axiálního a diagonálního čerpadla s regulací pomocí natáčení oběžných lopatek [1]

S ohledem na optimální hodnoty η a Δy je nutné volit ovšem i výchozí parametry, jako jsou v první řadě Q a Y . V praktickém případě lze obvykle aplikovat dostupné statistické údaje pro obdobnou situaci, která již v minulosti nastala a byla úspěšně řešena. Tato statistická data lze převést na součinitele hydrodynamické podobnosti, což umožňuje jejich aplikaci při hydraulickém návrhu. Průměr oběžného kola D_k je dán průtokem na základě rovnice kontinuity. Pro ilustraci jsou na Obrázcích 1.12, respektive 1.13 znázorněny hodnoty D_k odpovídající průtoku, respektive otáček odpovídajících D_k . Vedle D_k jsou otáčky dány také měrnými otáčkami (tzn. druhem) čerpadla.

Měrné otáčky jsou vyjádřeny vztahem

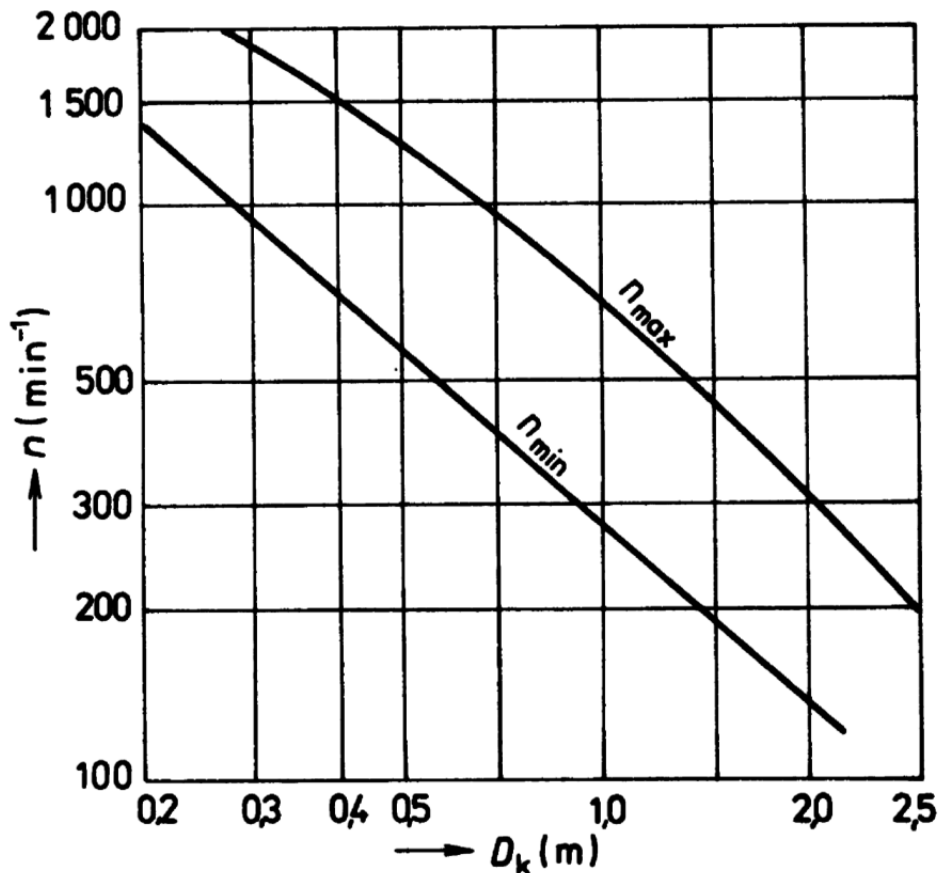
$$n_q = \frac{\text{konst} \cdot u^{1.5}}{Y^{0.75}} \quad (\text{min}^{-1}) \quad (1.17)$$

Ze vztahu 1.17 lze usoudit, že otázka určení adekvátních měrných otáček v si-



Obrázek 1.12: Znázornění průměru oběžného kola daného průtokem, dutá kolačka znázorňují situaci dle GOST (SSSR), plná dle EKM (NDR) [1]

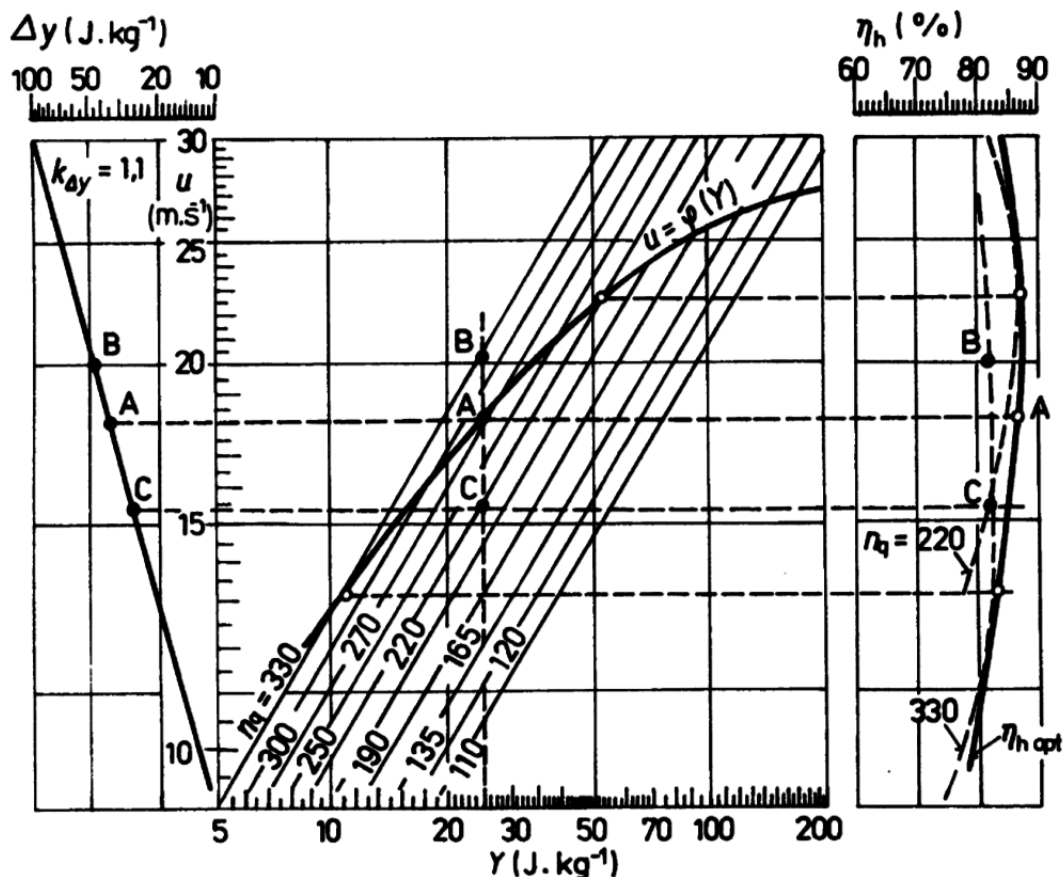
tuaci, kdy jsou známy hlavní parametry, spočívá v stanovení adekvátní obvodové rychlosti u vůči odpovídající měrné energii stroje Y . Na základě rovnice 1.17 je na Obrázku 1.14 znázorněn výstup zpracování údajů v křivce $u = \varphi(Y)$, na jejímž základě lze vybrat adekvátní typ axiálního čerpadla, známe-li hodnotu Y ?? . Uvedená křivka představuje zohlednění optimální hydr. účinnosti η_h a kavitačních možností stroje reprezentovaných mezí kavitační depresí Δy_{kr} , jejíž znázornění na Obrázku 1.14 odpovídá situaci při $k_{\Delta y} = 1.1$ - tato hodnota odpovídající provedení stroje disponujícího vynikajícími kavitačními vlastnostmi. Nomogram znázorněný na uvedeném obrázku lze použít v praxi tak, že například předpokládáme, že volíme čerpadlo pro $Y = 25 J \cdot kg^{-1}$. V takovém případě postupujeme tak, že nalezneme bod A odpovídající příslušné hodnotě na horizontální ose. Tomuto bodu odpovídají $n_q = 280 \cdot min^{-1}$, $u = 18.1 m \cdot s^{-1}$, $\eta_{opt} = 85\%$ a $\Delta y_{kr} = 38 J \cdot kg^{-1}$. Body B, respektive C pak představují řešení volby pro typ o měrných otáčkách $n_q = 330 \cdot min^{-1}$, respektive $n_q = 220 \cdot min^{-1}$. Srovnáme-li jednotlivé výše uvedené případy,



Obrázek 1.13: Znázornění rozsahu otáček daného průměrem oběžného kola D_k [1]

je zřejmé, že volba čerpadla dle uvedeného nomogramu se projeví hospodárným provozem vzhledem k tomu, že je docíleno η_{opt} .

V případě, že je výběr proveden nad křivkou, což je případ bodu B, dojde ke zvýšení u a bude se jednat o menší (z hlediska rozměru i hmotnosti) a zároveň rychloběžnější stroj, než je případ bodu A. Na druhou stranu ale nebude tento stroj dosahovat tak dobré účinnosti a kavitačních vlastností. Naopak bude-li volba provedena pod křivkou (případ bodu C), bude se jednat o stroj větších rozměrů, tudíž i vyšší ceny, který se bude vyznačovat ve srovnání se strojem z bodu A nižší rychloběžností a horší účinností, na druhou stranu však bude mít lepší kavitační vlastnosti. Z výše uvedeného tedy plyne, že volba dle křivky $u = \varphi(Y)$ z nomogramu znázorněného na Obrázku 1.14 představuje neoptimálnější výběr, což ovšem platí pro případy, kdy okolnosti nebudou klást na návrh specifické požadavky. V takových situacích nebude hrát uvedená křivka zásadní roli. Například případ bodu B by



Obrázek 1.14: Znázornění nomogramu pro určení typu čerpadla, hydraulické účinnosti a kavitační deprese; předpokládá se $D_k = 350$ mm [1]

představoval volbu v situaci, kdy stav půdy v místě, kde dochází k realizaci projektu, je příznivý záměru provést hluboký výkop jímky (zejména v tom smyslu, že by to nepředstavovalo velkou zátěž finanční povahy) a zároveň by se jednalo o projekt, při němž čerpadlo pracuje krátce v méně často se opakujících časových intervalech. Potom by bylo na místě použití stroje, který má sice nižší účinnost, na druhou stranu je to však plně vykompenzováno cenou (poněvadž se jedná o lehké rychloběžné čerpadlo). Další věcí, kterou je nutno optimálně zvolit, je počet oběžných lopatek z a délka jejich profilů l . Tato volba se provede na základě poměru středního zatížení profilů Δp_{str} ku jednotkovému rozpětí lopatek [8]. Δp_{str} je přitom nepřímo úměrné velikosti aktivní plochy lopatek dle vztahů

$$\Delta p_{str} \sim \frac{1}{z \cdot l} \quad (Pa) \quad (1.18)$$

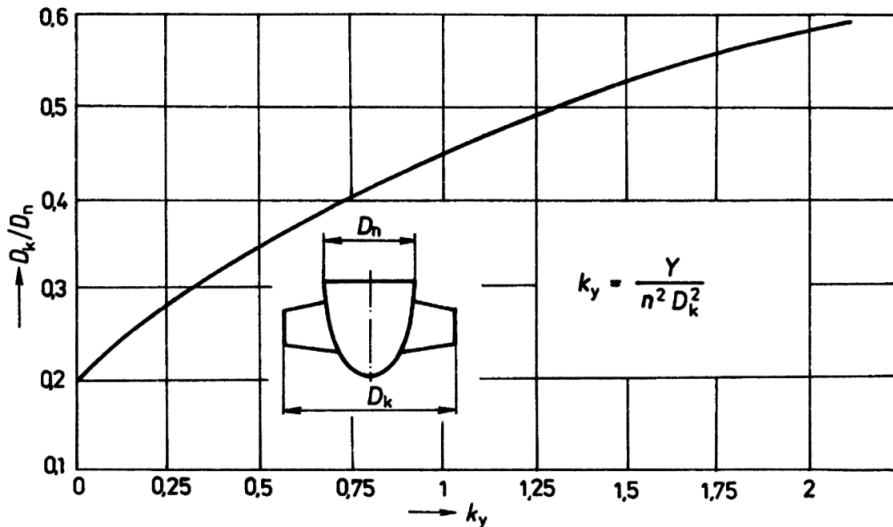
a

$$\Delta p_{str} \sim \frac{D_k}{z \cdot l} \cdot \frac{T}{l} \quad (-) \quad (1.19)$$

kde T/l je poměrná rozteč lopatek, jež je daná typem (tzn. měrnými otáčkami) čerpadla, tudíž ze vztahu 1.19 plyne

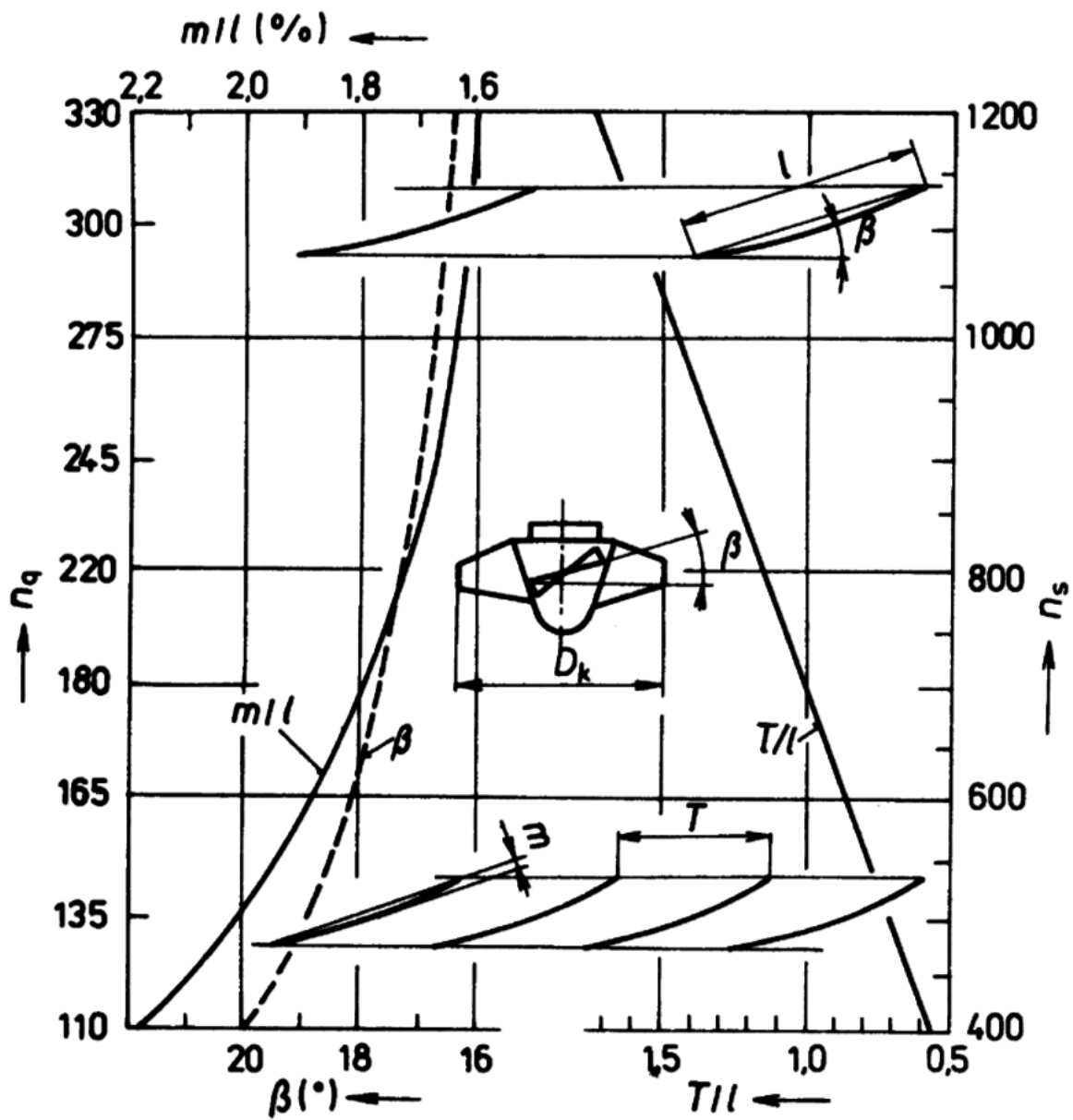
$$n_q = f\left(\frac{D_k}{z \cdot l}\right) \quad (min^{-1}) \quad (1.20)$$

Zásadní význam pro Δp_{str} má výraz $z \cdot l$. Z toho plyne, že je-li navrhována koncepce lopatek, je nutné brát v potaz tuto skutečnost tím, že jejich celková plocha je vztažena ke zvolenému počtu. Pro malý počet lopatek tedy budou profily dlouhé a budou mít vyšší axiální délku h ; pro vyšší počet lopatek bude typický pokles délky l i h . V jednu z veličin, které se v rámci návrhu volí, je poměrný průměr náboj D_n/D_k . Tato hodnota má hydraulický význam závisující na rozsahu úhlů β při náboji. Platí, že čím vyšší je měrná energie, tím vyšší je D_n/D_k . Na Obrázku 1.15 je znázorněna závislost D_n/D_k na k_y .



Obrázek 1.15: Znázornění orientačních hodnot poměrného průměru daných součinitelem měrné energie k_y [1]

Výpočet profilů oběžných lopatek na vnějším průměru bude proveden statistickou analýzou dat strojů, které již byly v obdobných podmínkách úspěšně použity [8] - viz Obrázek 1.16. Vztah mezi T/l a β vychází z Obrázku 1.4. Poměrné pronutí



Obrázek 1.16: Znázornění směrných hodnot geometrie obvodových mříží oběžných lopatek [1]

střednice profilu m/l je nepřímo úměrné měrným otáčkám n_q a tím pádem přímo úměrné měrné energii Y . Vzhledem k tomu, že podle vztahu 1.12 má nárůst Y za následek zvětšení součinitele vztlaku c'_y , jsou voleny více profily s větším prohnutím.

1.2 Ponorné čerpadlo Amacan

Pro účel této práce je uvažována reálná situace, jež bude řešena pomocí čerpadla, jehož hydraulický výpočet bude proveden v následující kapitole. Jakožto reálné čerpadlo volím ponorné čerpadlo KSB Amacan P (viz Obrázek 1.17),



Obrázek 1.17: KSB Amacan P [10]

Tento stroj nachází uplatnění v oblasti čištění odpadních vod a vodohospodářství obecně. Má kompaktní konstrukci a je umístěno v mokré jímce. V případě, že by se s ohledem na okolnosti konkrétního případu jednalo o umístění v trubkové šachtě (tzn. v úzkém prostoru), bylo by toto čerpadlo rovněž vhodnou volbou. [9] Čerpadlo bude poháněno elektromotorem pod napětím 380 V. Jako materiál, z něž budou vyrobeny lopatky čerpadla, volím bronz.

Kapitola 2

Hydraulický výpočet

V kapitole 2 byla použita metodika uvedená v materiálu [1] a [11].

2.1 Stanovení základní geometrie lopatkové mříže a hlavních rozměrů oběžného kola

2.1.1 Zadané parametry čerpadla

- Požadovaný průtok $Q = 1,24 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- Dopravní výška $H = 9 \text{ m}$
- Otáčky $n = 985 \text{ min}^{-1}$

2.1.2 Měrné otáčky čerpadla

$$n_q = 333 \cdot n \cdot \frac{Q^{0.5}}{Y^{0.75}} = 333 \cdot 16.42 \cdot \frac{1.24^{0.5}}{88.3^{0.75}} = 211.4 \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.1)$$

2.1.3 Příkon čerpadla při čerpání čisté vody

Na základě technické dokumentace čerpadel o podobné konstrukci a parametrech lze stanovit přibližně odhadovanou účinnost řešeného čerpadla: $\eta \approx 84 \%$.

Příkon lze pak spočítat dle vztahu

$$P = \frac{QY\rho}{\eta} = 88.3 \cdot 1.24 \cdot \frac{1000.0}{0.84} \approx 130 \text{ kW} \quad (2.2)$$

2.1.4 Výpočet hydraulické účinnosti

$$n_h = \eta^{\frac{1}{2}} - 0.02 = 0.84^{\frac{1}{2}} - 0.02 \approx 0.897 \% \quad (2.3)$$

2.1.5 Teoretická měrná energie čerpadla

$$Y_t = \frac{Y}{\eta_h} = \frac{88.29}{0.897} = 98.5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.4)$$

2.1.6 Úhlová rychlost oběžného kola

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 16.42}{30} = 103.2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.5)$$

2.1.7 Cirkulace rychlosti vyvozená všemi oběžnými lopatkami

$$\Gamma = \frac{2\pi Y_t}{\omega} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{98.4}{103.2} = 6.0 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.6)$$

2.1.8 Meridiánová rychlost

Zde se vychází ze zjednodušení spočívajícího v předpokladu konstantní meridiánové rychlosti v celém prostoru oběžného kola, viz Obrázek 2.1.

Meridiánová rychlost pak je

$$c_m = k_m \cdot (2Y)^{\frac{1}{2}} \quad (2.7)$$

kde k_m je tzv. směrný parametr meridiánové rychlosti $k_m = 11.68 \cdot \frac{n_q}{10^4} + 0.255 = 0.502$.

$$c_m = 6.7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

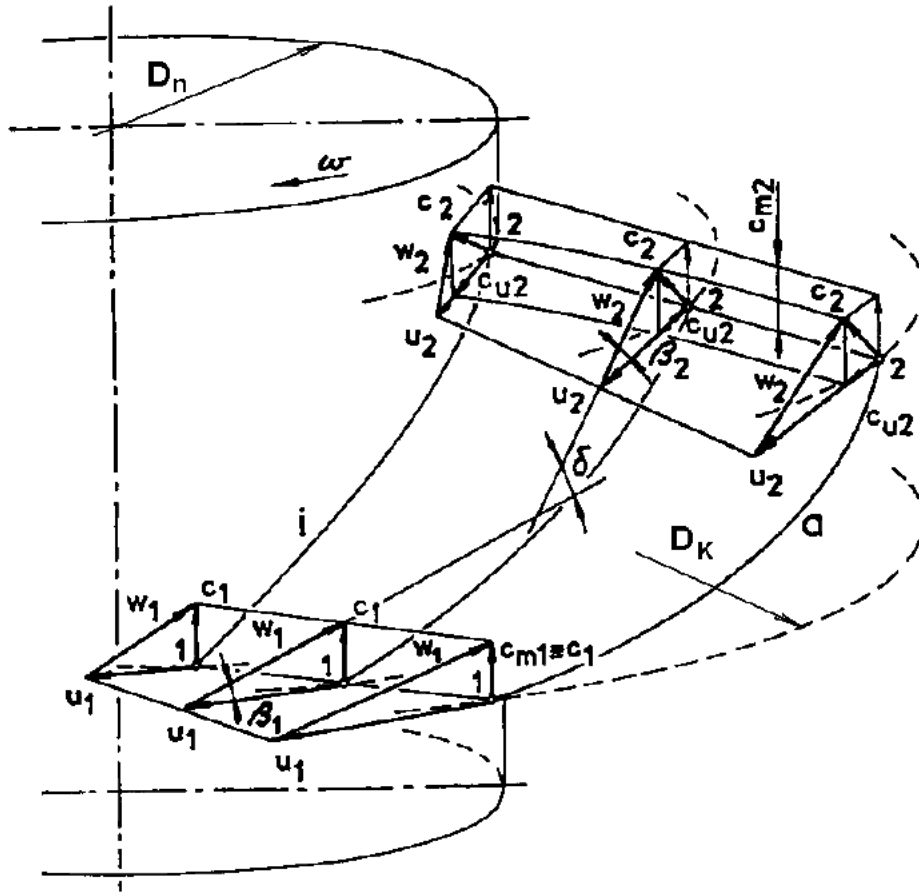
2.1.9 Průměr oběžného kola

$$D_K = \left(\frac{4 Q'}{\pi c_m} \frac{1}{1 - (D_n/D_K)^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.8)$$

Q' je průtočné množství zvýšené o objemové ztráty $Q' = 1.03 \cdot Q = 1.277$.

Poměr průměru náboje oběžného kola ku průměru oběžného kola $D_n/D_K = 0.48$ je určen podle diagramu na Obrázku 2.2.

$$\text{Průměr oběžného kola } D_K = \frac{4 \cdot 1.277}{\pi \cdot 6.7} \cdot \frac{1}{1 - (0.48)^2} = 0.562 \text{ m}.$$



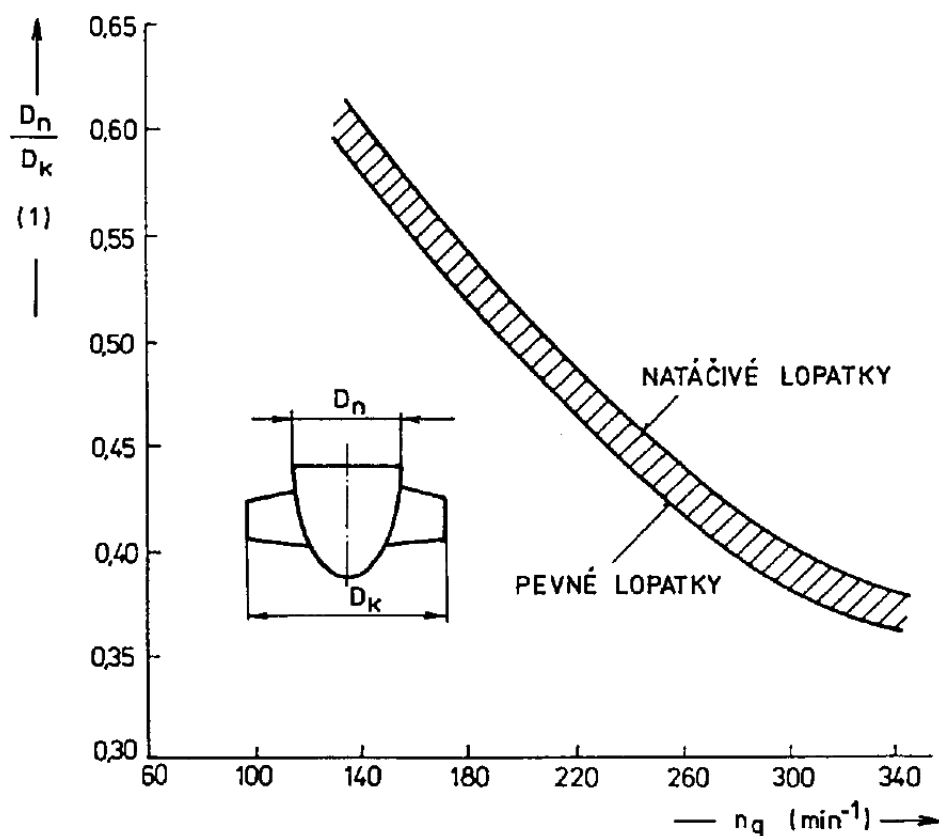
Obrázek 2.1: Znázornění kinematických parametrů na vstupu a výstupu oběžného kola čerpadla [11]

2.1.10 Průměr náboje

$$D_n = D_K \left\langle \frac{D_n}{D_K} \right\rangle = 0.27 \text{ m} \quad (2.9)$$

2.2 Návrh profilů lopatek jednotlivých proudových ploch

V následujícím textu bude římskými číslicemi I až V označováno 5 zvolených proudových ploch.



Obrázek 2.2: Znázornění orientačních hodnot poměrného průměru náboje oběžného kola [11]

2.2.1 Proudová plocha V ., neboli návrh základních geometrických charakteristik mříže lopatek na vnějším průměru oběžného kola

Předběžný půdorysný obrys oběžné se dá stanovit prostřednictvím poměrné rozteče T/l , viz Obrázek 1.16. Hodnotě $n_q = 211.4 \text{ min}^{-1}$ odpovídá $T/l = 1.1$

Počet oběžných lopatek volím $z = 4$.

Rozteč lopatek:

$$T = \frac{\pi \cdot D_K}{z} = \frac{\pi \cdot 0.562}{4} = 0.4414 \text{ m} \quad (2.10)$$

Délka tětivy profilu:

$$l = \frac{T}{T/l} = \frac{0.4414}{1.1} = 0.401 \text{ m} \quad (2.11)$$

Uvažujeme-li bezrotační vstup kapaliny do oběžného kola $c_{u1} = 0$, je obvodová složka výstupní absolutní rychlosti c_2

$$c_{u2} = \Delta c_u = \frac{\Gamma}{\pi D_K} = \frac{6.0}{\pi \cdot 0.562} = 3.4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.12)$$

Obvodová rychlost:

$$u = \frac{\omega D_K}{2} = \frac{103.2 \cdot 0.562}{2} = 29.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.13)$$

Obvodová složka střední relativní rychlosti w_∞ :

$$w_{\infty x} = u - \frac{c_{u2}}{2} = 29.0 - \frac{3.4}{2} = 27.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.14)$$

Předpokládáme konstantní meridiánovou rychlost v prostoru oběžného kola $c_{m1} = c_{m2} = w_{\infty y}$. Pak je sklon vektoru střední relativní rychlosti w_∞ k ose mříže dán úhlem β_∞ :

$$\text{tg}(\beta_\infty) = \frac{w_{\infty y}}{w_{\infty x}} = \frac{6.6}{27.3} \Rightarrow \beta = \text{arctg} \frac{6.6}{27.3} = 13.6^\circ \quad (2.15)$$

Omezení obrysu lopatky v půdorysu na proudové ploše V o průměru D_K je dáno úhlem φ

$$\varphi = \frac{\cos(\beta) 2l}{D_K} = \frac{\cos(0.237) \cdot 0.401 \cdot 2}{0.562} = 1.387 \text{ rad} = 79.5^\circ \quad (2.16)$$

Délka průmětu tětiny profilu v půdorysu, neboli délka kruhového oblouku:

$$l' = \frac{D_K}{2} = \frac{0.562}{2} \cdot 1.387 = 0.3897 \text{ m} \quad (2.17)$$

///odkaz na tabulku

2.2.2 Volba poloměru proudových ploch

2.2.2.1 Proudová plocha V

$$r_V = r_K = \frac{D_K}{2} = \frac{0.562}{2} = 0.281 \text{ m} \quad (2.18)$$

2.2.2.2 Proudová plocha I

Proudovou plochu I volím na průměru blízkém náboji. Rozpětí lopatky:

$$B = \frac{D_K}{2} = \frac{0.562}{2} = 0.146 \text{ m} \quad (2.19)$$

Poloměr proudové plochy I:

$$r_I = r_n + 0.1 \cdot B = 0.1335 + 0.1 \cdot 0.146 = 0.148 \text{ m} \quad (2.20)$$

2.2.2.3 Proudová plocha III

$$\frac{Q'}{2} = \pi \cdot (r_{III}^2 - r_n^2) \cdot c_m \quad (2.21)$$

$$r_{III} = \left(\frac{Q'}{2\pi \cdot c} + r^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{1.277}{2 \cdot \pi \cdot 6.7} + 0.0178 \right)^{\frac{1}{2}} \approx 0.219 \text{ m} \quad (2.22)$$

2.2.2.4 Proudová plocha II

$$r_{II} = \frac{r_I + r_{III}}{2} = \frac{0.148 + 0.183}{2} = 0.183 \text{ m} \quad (2.23)$$

2.2.2.5 Proudová plocha IV

$$r_{IV} = \frac{r_{III} + r_V}{2} = \frac{0.219 + 0.281}{2} = 0.25 \text{ m} \quad (2.24)$$

2.2.3 Volba poměrné maximální tloušťky lopatky v místě vetknutí čepu lopatky

Poměrná maximální tloušťka t/l lopatky podél rozpětí lopatky je ve výpočtech pro jednotlivé proudové plochy provedena na základě Obrázku 2.3.

2.2.4 Návrh profilu oběžné lopatky na proudové ploše V

Střední relativní rychlost w_∞

$$w_\infty = (w_{\infty_x}^2 + w_{\infty_y}^2)^{1/2} = (27.3^2 + 6.6^2)^{1/2} = 28.09 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.25)$$

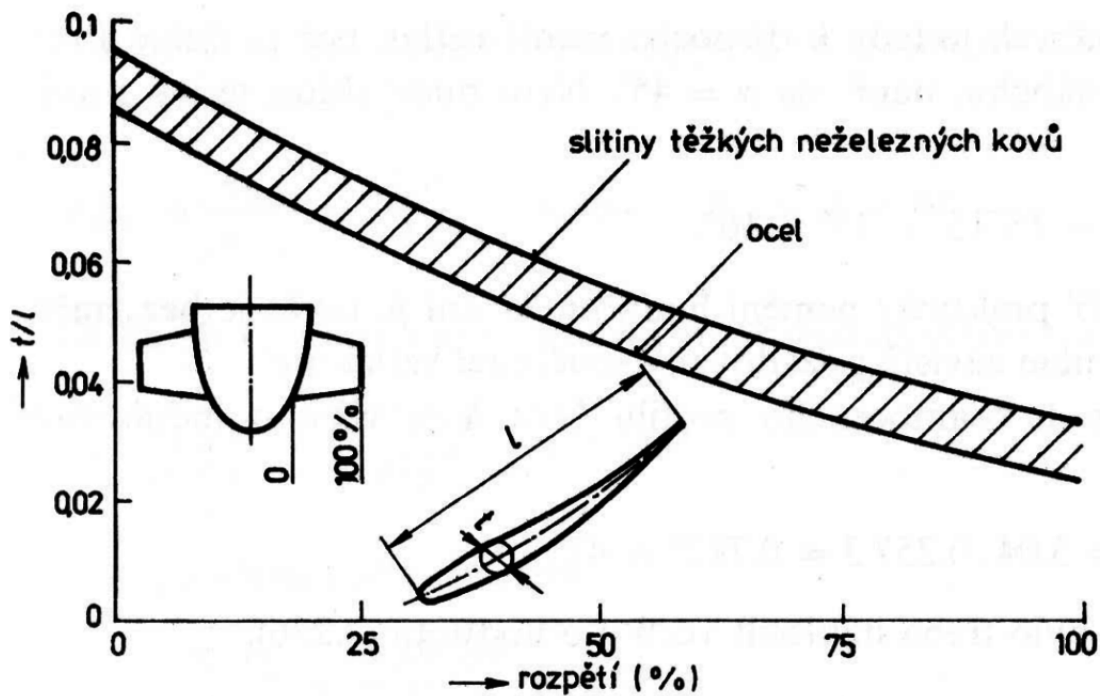
Cirkulace připadající na jednu lopatku:

$$\Gamma_M = \frac{\Gamma}{z} = \frac{6.0}{4} = 1.5 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.26)$$

Prohnutí profilu - kruhového oblouku

$$\beta_t = \frac{\Gamma_M}{1.6 \cdot M \cdot w_\infty \cdot l} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.44 \cdot 28.09 \cdot 0.401} = 0.0578 \text{ rad} = 3.31^\circ \quad (2.27)$$

Příčměň korekční faktor je určen na základě Obrázku 2.4 $M = 1.44$. Korekce úhlu sklonu tětiny profilu β je provedena na základě Obrázku 2.5: $\Delta\alpha = 0$, tudíž nový úhel β zůstává stejný.



Obrázek 2.3: Znázornění směrných hodnot poměrné maximální tloušťky profilů podél rozpětí oběžných lopatek [11]

2.2.5 Požadovaný součinitel vztlaku

Požadovaný součinitel vztlaku je vztažen k osamělému profilu - kruhovému oblouku nekonečného rozpětí:

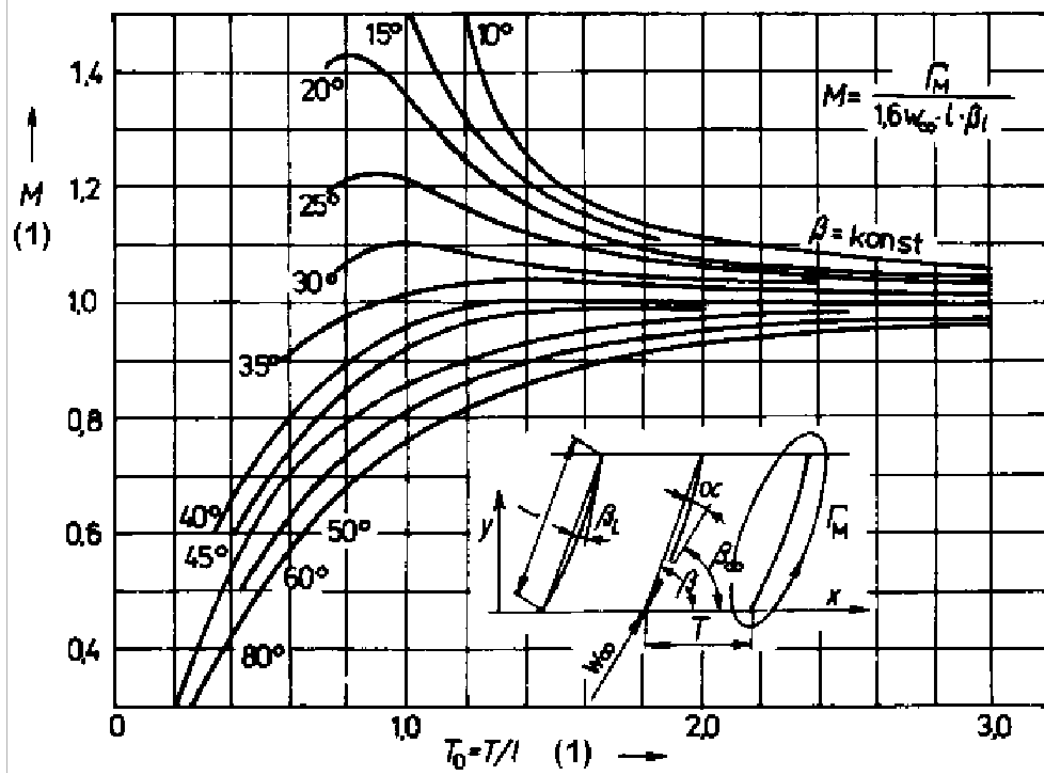
$$c_y = 3.2 \cdot \beta_l = 3.2 \cdot 0.0578 = 0.185 \text{ rad} \quad (2.28)$$

2.2.5.1 Geometrické a hydrodynamické hodnoty profilu:

Poměrné prohnutí profilu lopatky m/l :

$$\frac{m}{l} = \frac{1}{2} \operatorname{tg} \left(\frac{\beta_l}{2} \right) - \frac{1}{20} \sin \left(\frac{\beta_l}{5} \right) = \frac{1}{2} \operatorname{tg} \frac{0.0578}{2} - \frac{1}{20} \sin \frac{0.0578}{5} = 0.0139 \quad (2.29)$$

Dojde k nahrazení lopatek ve tvaru kruhových oblouků, a to profily letadlových křídel NACA, jejichž geometrie je znázorněna na Obrázku 2.6. Součinitel vztlaku profilu NACA se určí empiricky pomocí Obrázků 2.7 a 2.8.



Obrázek 2.4: Znázornění souvislosti parametrů lopatkové mříže kruhových oblouků s hydrodynamickými veličinami [11]

Navrhují profil NACA: 1.41, 40, 3.3. $\alpha_0 = -1.35^\circ$

Při volbě úhlu náběhu $\alpha_n = 0^\circ$ se dá předpokládat poskytnutý součinitel vztlaku profilu:

$$c_y = \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} (\alpha_n - \alpha_0) = 0.0778 \cdot (0 - (-1.35)) = 0.105 \quad (2.30)$$

Při porovnání s požadovanou hodnotou 0.184 získaná hodnota nevyhovuje. Proto zvětšíme úhel náběhu, a to na $\alpha = 0.48^\circ$.

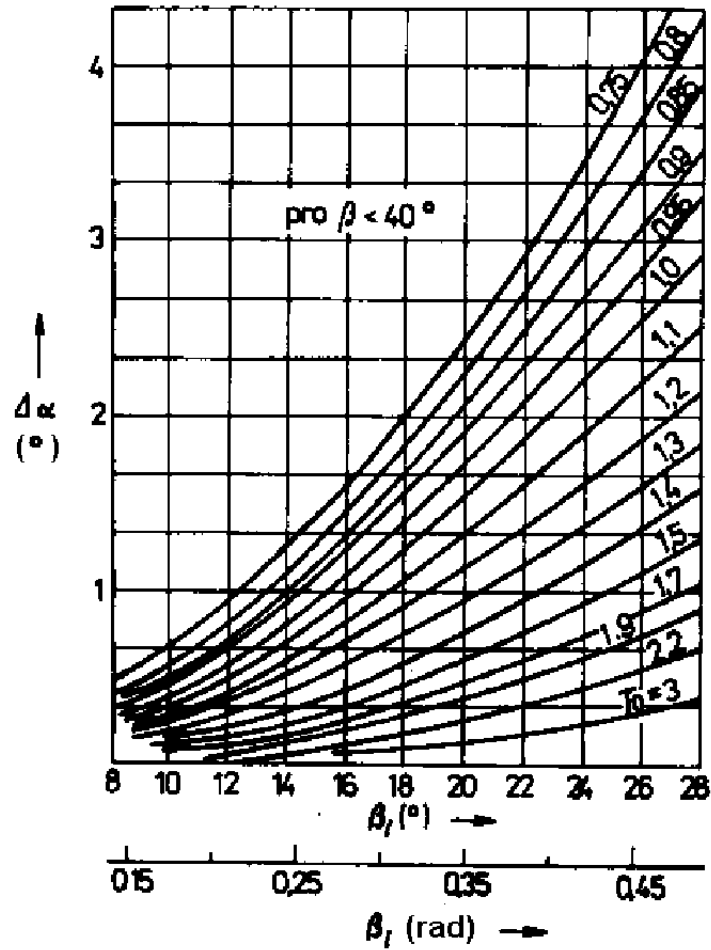
Nyní bude sklon tělvy k ose mříže $\beta = \beta_\infty + \alpha = 13.59 + 0.48 = 14.07^\circ$.

Opravená délka tělvy profilu:

$$l = \frac{\varphi_V \cdot r_V}{\cos(\beta)} = \frac{1.387 \cdot 0.281}{\cos(0.245)} = 0.402 \text{ m} \quad (2.31)$$

Poměrná rozteč lopatek:

$$T_0 = \frac{2\pi \cdot r_V}{l \cdot z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0.281}{0.402 \cdot 4} = 1.098 \quad (2.32)$$



Obrázek 2.5: Znáornění diagramu pro určení korekce sklonu tětiny profilu v přímé lopatkové mříži [11]

Korekční faktor: $M = 1.42$.

Prohnutí kruhového oblouku:

$$\beta_l = \frac{\Gamma_M}{1.6 \cdot M \cdot w_\infty \cdot l} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.43 \cdot 28.09 \cdot 0.402} = 3.33^\circ \quad (2.33)$$

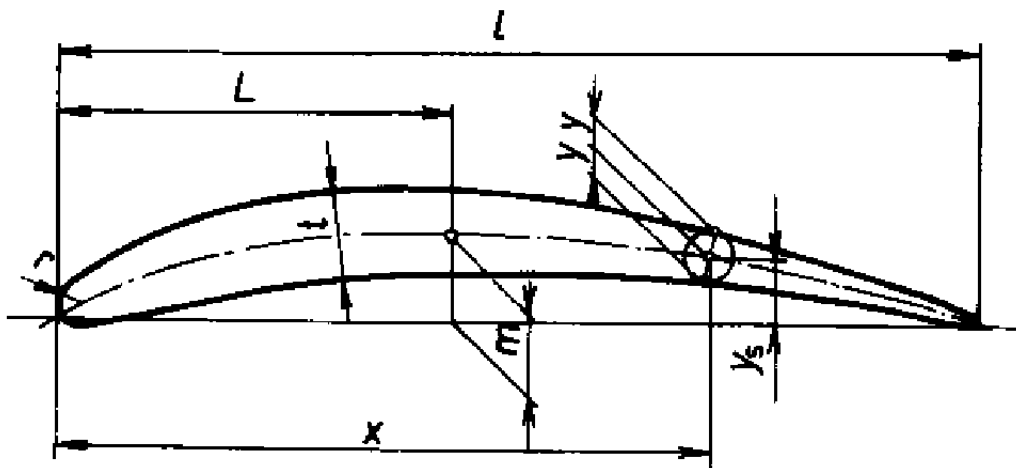
Korekce úhlu sklonu tětiny profilu je $\Delta\alpha = 0$, požadovaný součinitel vztlaku $c_y = 3.2 \cdot \beta_l = 3.2 \cdot 0.0581 = 0.1859$. Poměrné prohnutí profilu lopatky $\frac{m}{l} = \frac{1}{2} \operatorname{tg} \frac{0.0581}{2} - \frac{1}{20} \sin \frac{0.0581}{5} = 0.0139$.

Navržen profil NACA: 1.43, 40, 3.3

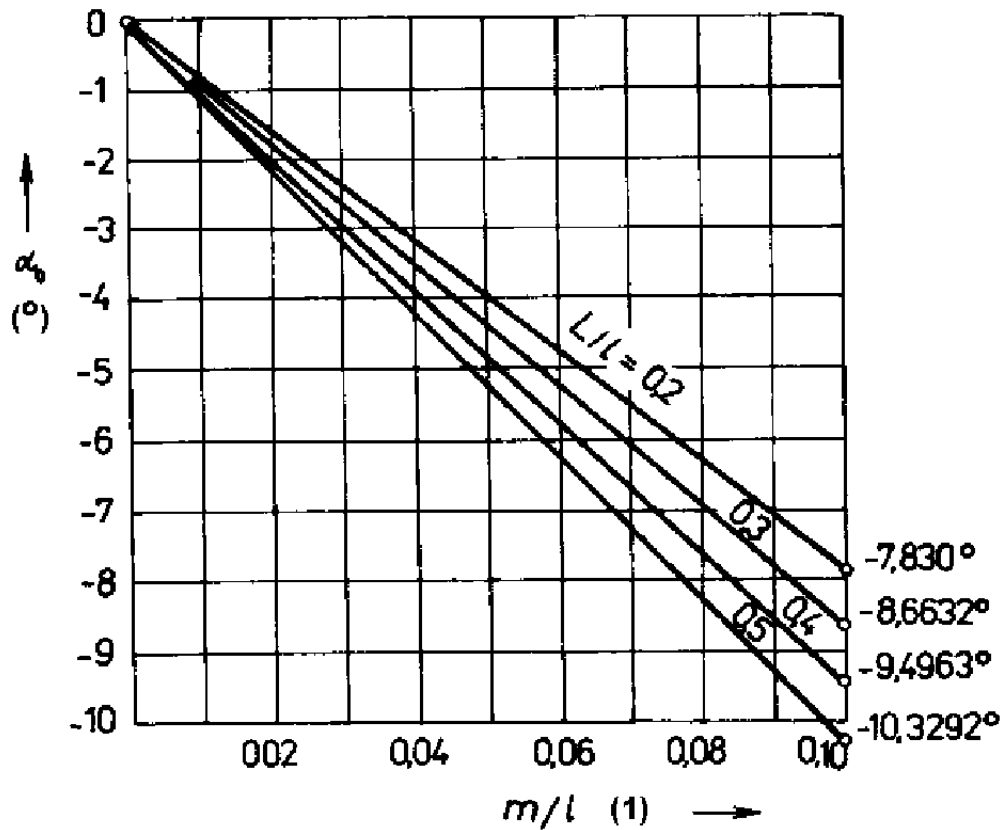
$\alpha_0 = -1.36 \text{ stupne}$.

Indukovaný úhel $\alpha_i = 3.04 \cdot c_y = 3.04 \cdot 0.1859 = 0.5651^\circ$.

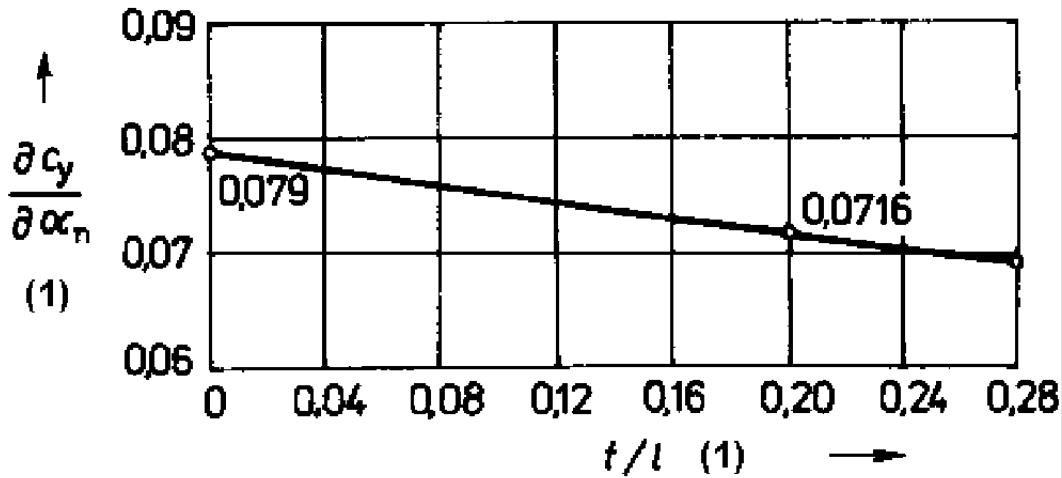
Výsledný úhel náběhu $\alpha_n = \alpha - \Delta\alpha + \alpha_i = 0.48 - 0 + 0.5651 = 1.0451^\circ$.



Obrázek 2.6: Znázornění geometrie profilu NACA [11]



Obrázek 2.7: Znázornění souvislosti poměrných geometrických charakteristik profilů NACA s úhlem náběhu α_0 [11]



Obrázek 2.8: Znázornění vlivu tloušťky profilů NACA na změnu součinitele vztlaku [11]

2.2.5.2 Součinitel vztlaku nově navrženého profilu

$c_y = 0.0778 \cdot (1.0451 - (-1.35)) = 0.1863$ - zcela vyhovuje.

Navržen profil NACA: 1.43, 40, 3.3.

2.2.6 Návrh profilu oběžné lopatky na proudové ploše IV

$$c_{u2} = \frac{\Gamma}{2\pi \cdot r_{IV}} = \frac{6.0}{2\pi \cdot 0.25} = 3.82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.34)$$

$$u = \omega \cdot r_{IV} = 103.2 \cdot 0.25 = 25.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.35)$$

$$w_{\infty x} = u - \frac{c_{u2}}{2} = 25.8 - \frac{3.82}{2} = 23.89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.36)$$

$$\beta_{\infty} = \arctg\left(\text{tg}\left(\frac{w_{\infty y}}{w_{\infty x}}\right)\right) = \arctg\left(\text{tg}\left(\frac{6.6}{23.89}\right)\right) = 15.44^{\circ} \quad (2.37)$$

$$\varphi_{IV} = 83.3^{\circ} \approx 1.453 \text{ rad} \quad (2.38)$$

$$l = \frac{\varphi_{IV} \cdot r_{IV}}{\cos(\beta)} = \frac{1.453 \cdot 0.25}{\cos(0.269)} = 0.377 \text{ m} \quad (2.39)$$

$$T_0 = \frac{2\pi \cdot r_{IV}}{l \cdot z} = \frac{2\pi \cdot 0.25}{0.377 \cdot 4} = 1.04 \quad (2.40)$$

$$w_\infty = (w_{\infty_x}^2 + w_{\infty_y}^2)^{1/2} = (23.89^2 + 6.6^2)^{1/2} = 24.78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.41)$$

$$M = 1.43$$

$$\beta_l = \frac{\Gamma_M}{1.6 \cdot M \cdot w_\infty \cdot l} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.44 \cdot 24.78 \cdot 0.377} = 0.0697 \text{ rad} = 3.994^\circ \quad (2.42)$$

$$\Delta\alpha = 0^\circ \quad (2.43)$$

Tendence vzrůstu hydrodynamických ztrát v oběžném kole podél rozpětí lopatky od obvodu kola směrem k náboji lze vyjádřit lineárním zvyšováním součinitele vztlaku c_y od obvodu kola k náboji, jak je znázorněno v tabulce na Obrázku 2.9

Proudová plocha	Δc_y (1)
náboj	0,0300
I	0,0270
II	0,0200
III	0,0130
IV	0,0065
V	0

Obrázek 2.9: Znázornění zvýšení součinitele vztlaku [11]

$$c_y = 3.2 \cdot \beta + \Delta c_y = 3.2 \cdot 0.0697 + 0.0065 = 0.2295 \quad (2.44)$$

$$\frac{m}{l} = \frac{1}{2} \text{tg} \left(\frac{\beta_l}{2} \right) - \frac{1}{20} \sin \left(\frac{\beta_l}{5} \right) = \frac{1}{2} \text{tg} \left(\frac{0.0697}{2} \right) - \frac{1}{20} \sin \left(\frac{0.0697}{5} \right) = 0.0167 = 1.67 \%$$

Navržen profil NACA: $m/l = 1.67 \%$, $L/l = 40 \%$, $t/l = 4.1 \%$

$$\alpha_0 = -1.65^\circ; \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} = 0.0778, \alpha_n = 0^\circ$$

$c_y = \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} \cdot (\alpha_n - \alpha_0) = 0.0778 \cdot (0 - (-1.65)) = 0.1284$ - tato hodnota neodpovídá požadované hodnotě, tudíž změním úhel náběhu na 0.6° .

$$\beta = \beta_\infty + \alpha = 15.44 + 0.6 = 16.04^\circ \quad (2.45)$$

$$l = \frac{\varphi_{IV} \cdot r_{IV}}{\cos(\beta)} = \frac{1.453 \cdot 0.25}{\cos(16.04)} \approx 0.378 \text{ m} \quad (2.46)$$

$$T_0 = \frac{2\pi \cdot r_{IV}}{l \cdot z} = \frac{2\pi \cdot 0.25}{0.378 \cdot 4} = 1.04 \quad (2.47)$$

$$M = 1.44$$

$$\beta_l = \frac{\Gamma_M}{1.6 \cdot M \cdot w_\infty \cdot l} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.44 \cdot 6.6 \cdot l} = 0.0695 \text{ rad} = 3.98^\circ \quad (2.48)$$

$$c_y = 3.2 \cdot \beta_l + \Delta c_y = 3.2 \cdot 0.0695 + 0.0065 = 0.2289 \quad (2.49)$$

$$\frac{m}{l} = \frac{1}{2} \text{tg}\left(\frac{\beta_l}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{\beta_l}{5}\right) = \frac{1}{2} \text{tg}\left(\frac{0.0695}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{0.0695}{5}\right) = 0.0167 = 1.67 \% \quad (2.50)$$

Navržen profil NACA: $m/l = 1.67 \%$, $L/l = 40 \%$, $t/l = 4.1\%$
 $\alpha_0 = -1.66^\circ$; $\frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} = 0.0775$

$$\alpha_i = 3.04 \cdot c_y = 3.04 \cdot 0.2289 = 0.6959^\circ \quad (2.51)$$

$$\alpha_n = \alpha - \Delta\alpha + \alpha_i = 0.6 + 0.6959 = 1.2959^\circ \quad (2.52)$$

Součinitel vztlaku nově navrženého profilu:

$$c_y = \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} \cdot (\alpha_n - \alpha_0) = 0.0775 \cdot (0.0226 - -1.66) = 0.2291 \quad (2.53)$$

Tento součinitel vztlaku již vyhovuje, tudíž je navržen profil NACA: $m/l = 1.67 \%$, $L/l = 40 \%$, $t/l = 4.1 \%$

2.2.7 Návrh profilu oběžné lopatky na proudové ploše III

$$c_{u2} = \frac{\Gamma}{2\pi \cdot r_{III}} = \frac{6.0}{2\pi \cdot 0.219} = 4.36 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.54)$$

$$u = \omega \cdot r_{III} = 103.2 \cdot 0.219 = 22.6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.55)$$

$$w_{\infty x} = u - \frac{c_{u2}}{2} = 22.6 - \frac{4.36}{2} = 20.42 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.56)$$

$$\beta_{\infty} = \arctg\left(\frac{w_{\infty y}}{w_{\infty x}}\right) = \arctg\left(\frac{6.6}{20.42}\right) = 17.91^{\circ} \quad (2.57)$$

$$\varphi_{III} = 86.9^{\circ} \quad (2.58)$$

$$l = \frac{\varphi_{III} \cdot r_{III}}{\cos(\beta)} = \frac{1.517 \cdot 0.219}{\cos(0.31)} = 0.349 \text{ m} \quad (2.59)$$

$$T_0 = \frac{2\pi \cdot r_{III}}{l \cdot z} = \frac{2\pi \cdot 0.219}{0.349 \cdot 4} = 0.99 \quad (2.60)$$

$$w_{\infty} = (w_{\infty x}^2 + w_{\infty y}^2)^{1/2} = (20.42^2 + 6.6^2)^{1/2} = 21.46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.61)$$

$$M = 1.41$$

$$\beta_l = \frac{\Gamma_M}{1.6 \cdot M \cdot w_{\infty} \cdot l} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.41 \cdot 21.46 \cdot 0.349} = 0.0888 \text{ rad} = 5.088^{\circ} \quad (2.62)$$

$$\Delta\alpha = 0^{\circ} \quad (2.63)$$

Požadovaný součinitel vztlaku:

$$c_y = 3.2 \cdot \beta + \Delta c_y = 3.2 \cdot 0.0888 + 0.013 = 0.2972 \quad (2.64)$$

$$\frac{m}{l} = \frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(\frac{\beta_l}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{\beta_l}{5}\right) = \frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(\frac{0.0888}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{0.0888}{5}\right) = 0.0213 = 2.13 \%$$

Navržen profil NACA: $m/l = 2.13 \%$, $L/l = 40 \%$, $t/l = 5.1 \%$

$$\alpha_0 = -2.11^{\circ}; \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} = 0.0771$$

$c_y = \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} \cdot (\alpha_n - \alpha_0) = 0.0771 \cdot (0 - (-2.11)) = 0.1627$ - tato hodnota neodpovídá požadované hodnotě, tudíž změním úhel náběhu na 0.8° .

$$\beta = \beta_\infty + \alpha = 17.91 + 0.8 = 18.71^\circ \quad (2.65)$$

$$l = \frac{\varphi_{III} \cdot r_{III}}{\cos(\beta)} = \frac{1.517 \cdot 0.219}{\cos(18.71)} \approx 0.351 \text{ m} \quad (2.66)$$

$$T_0 = \frac{2\pi \cdot r_{III}}{l \cdot z} = \frac{2\pi \cdot 0.219}{0.351 \cdot 4} = 0.99 \quad (2.67)$$

$$M = 1.43$$

$$\beta_l = \frac{\Gamma_M}{1.6 \cdot M \cdot w_\infty \cdot l} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.43 \cdot 6.6 \cdot l} = 0.08704 \text{ rad} = 4.99^\circ \quad (2.68)$$

Požadovaný součinitel vztlaku:

$$c_y = 3.2 \cdot \beta_l + \Delta c_y = 3.2 \cdot 0.08704 + 0.013 = 0.2915 \quad (2.69)$$

$$\frac{m}{l} = \frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(\frac{\beta_l}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{\beta_l}{5}\right) = \frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(\frac{0.08704}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{0.08704}{5}\right) = 0.0209 = 2.09\% \quad (2.70)$$

Navržen profil NACA: $m/l = 2.09\%$, $L/l = 40\%$, $t/l = 5.1\%$

$$\alpha_0 = -2.12^\circ; \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} = 0.0771$$

$$\alpha_i = 3.04 \cdot c_y = 3.04 \cdot 0.2915 = 0.8862^\circ \quad (2.71)$$

$$\alpha_n = \alpha - \Delta\alpha + \alpha_i = 0.8 + 0.8862 = 1.6862^\circ \quad (2.72)$$

Součinitel vztlaku nově navrženého profilu:

$$c_y = \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} \cdot (\alpha_n - \alpha_0) = 0.0771 \cdot (0.0294 - (-2.12)) = 0.2935 \quad (2.73)$$

Tento součinitel vztlaku již vyhovuje, tudíž je navržen profil NACA: $m/l = 2.09\%$, $L/l = 40\%$, $t/l = 5.1\%$

2.2.8 Návrh profilu oběžné lopatky na proudové ploše II

$$c_{u2} = \frac{\Gamma}{2\pi \cdot r_{II}} = \frac{6.0}{2\pi \cdot 0.183} = 5.22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.74)$$

$$u = \omega \cdot r_{II} = 103.2 \cdot 0.183 = 18.89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.75)$$

$$w_{\infty x} = u - \frac{c_{u2}}{2} = 18.89 - \frac{5.22}{2} = 16.28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.76)$$

$$\beta_{\infty} = \arctg\left(\frac{w_{\infty y}}{w_{\infty x}}\right) = \arctg\left(\frac{6.6}{16.28}\right) = 22.07^{\circ} \quad (2.77)$$

$$\varphi_{II} = 90.5^{\circ} \quad (2.78)$$

$$l = \frac{\varphi_{II} \cdot r_{II}}{\cos(\beta)} = \frac{1.58 \cdot 0.183}{\cos(0.38516)} = 0.312 \text{ m} \quad (2.79)$$

$$T_0 = \frac{2\pi \cdot r_{II}}{l \cdot z} = \frac{2\pi \cdot 0.183}{0.312 \cdot 4} = 0.92 \quad (2.80)$$

$$w_{\infty} = (w_{\infty x}^2 + w_{\infty y}^2)^{1/2} = (16.28^2 + 6.6^2)^{1/2} = 17.57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.81)$$

$$M = 1.32$$

$$\beta_l = \frac{\Gamma_M}{1.6 \cdot M \cdot w_{\infty} \cdot l} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.41 \cdot 21.46 \cdot 0.349} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.32 \cdot 17.57 \cdot 0.312} = 0.1296 \text{ rad} = 7.426^{\circ} \quad (2.82)$$

$$\Delta\alpha = 0.3^{\circ} \quad (2.83)$$

Požadovaný součinitel vztlaku:

$$c_y = 3.2 \cdot \beta + \Delta c_y = 3.2 \cdot 0.1296 + 0.02 = 0.4347 \quad (2.84)$$

$$\frac{m}{l} = \frac{1}{2} \text{tg}\left(\frac{\beta_l}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{\beta_l}{5}\right) = \frac{1}{2} \text{tg}\left(\frac{0.1296}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{0.1296}{5}\right) = 0.0311 = 3.11\%$$

Navržen profil NACA: $m/l = 3.11\%$, $L/l = 40\%$, $t/l = 6.65\%$

$$\alpha_0 = -2.95^{\circ}; \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} = 0.0765$$

$c_y = \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} \cdot (\alpha_n - \alpha_0) = 0.0765 \cdot (0 - (-2.95)) = 0.2257$ - tato hodnota neodpovídá požadované hodnotě, tudíž změním úhel náběhu na 1.78° .

$$\beta = \beta_\infty + \alpha = 22.07 + 1.78 = 23.85^\circ \quad (2.85)$$

$$l = \frac{\varphi_{II} \cdot r_{II}}{\cos(\beta)} = \frac{1.58 \cdot 0.183}{\cos(23.85)} \approx 0.316 \text{ m} \quad (2.86)$$

$$T_0 = \frac{2\pi \cdot r_{II}}{l \cdot z} = \frac{2\pi \cdot 0.183}{0.316 \cdot 4} = 0.92 \quad (2.87)$$

$$M = 1.26$$

$$\beta_l = \frac{\Gamma_M}{1.6 \cdot M \cdot w_\infty \cdot l} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.26 \cdot 6.6 \cdot l} = 0.13401 \text{ rad} = 7.68^\circ \quad (2.88)$$

Požadovaný součinitel vztlaku:

$$c_y = 3.2 \cdot \beta_l + \Delta c_y = 3.2 \cdot 0.13401 + 0.02 = 0.4488 \quad (2.89)$$

$$\frac{m}{l} = \frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(\frac{\beta_l}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{\beta_l}{5}\right) = \frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(\frac{0.13401}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{0.13401}{5}\right) = 0.0322 = 3.22\% \quad (2.90)$$

Navržen profil NACA: $m/l = 3.22\%$, $L/l = 40\%$, $t/l = 6.65\%$

$$\alpha_0 = -2.12^\circ; \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} = 0.0771$$

$$\alpha_i = 3.04 \cdot c_y = 3.04 \cdot 0.4488 = 1.3644^\circ \quad (2.91)$$

$$\alpha_n = \alpha - \Delta\alpha + \alpha_i = 1.78 + 1.3644 = 2.8444^\circ \quad (2.92)$$

Součinitel vztlaku nově navrženého profilu:

$$c_y = \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} \cdot (\alpha_n - \alpha_0) = 0.0765 \cdot (0.0496 - (-2.95)) = 0.4433 \quad (2.93)$$

Tento součinitel vztlaku již vyhovuje, tudíž je navržen profil NACA: $m/l = 3.22\%$, $L/l = 40\%$, $t/l = 6.65\%$

2.2.9 Návrh profilu oběžné lopatky na proudové ploše I

$$c_{u2} = \frac{\Gamma}{2\pi \cdot r_I} = \frac{6.0}{2\pi \cdot 0.148} = 6.45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.94)$$

$$u = \omega \cdot r_I = 103.2 \cdot 0.148 = 15.27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.95)$$

$$w_{\infty x} = u - \frac{c_{u2}}{2} = 15.27 - \frac{6.45}{2} = 12.04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.96)$$

$$\beta_{\infty} = \arctg\left(\frac{w_{\infty y}}{w_{\infty x}}\right) = \arctg\left(\frac{6.6}{12.04}\right) = 28.73^{\circ} \quad (2.97)$$

$$\varphi_I = 93.7^{\circ} \quad (2.98)$$

$$l = \frac{\varphi_I \cdot r_I}{\cos(\beta)} = \frac{1.635 \cdot 0.148}{\cos(0.50144)} = 0.276 \text{ m} \quad (2.99)$$

$$T_0 = \frac{2\pi \cdot r_I}{l \cdot z} = \frac{2\pi \cdot 0.148}{0.276 \cdot 4} = 0.84 \quad (2.100)$$

$$w_{\infty} = (w_{\infty x}^2 + w_{\infty y}^2)^{1/2} = (12.04^2 + 6.6^2)^{1/2} = 13.73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.101)$$

$$M = 1.13$$

$$\beta_l = \frac{\Gamma_M}{1.6 \cdot M \cdot w_{\infty} \cdot l} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.41 \cdot 21.46 \cdot 0.349} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.13 \cdot 13.73 \cdot 0.276} = 0.2189 \text{ rad} = 12.542^{\circ} \quad (2.102)$$

$$\Delta\alpha = 0.84^{\circ} \quad (2.103)$$

Požadovaný součinitel vztlaku:

$$c_y = 3.2 \cdot \beta + \Delta c_y = 3.2 \cdot 0.2189 + 0.02 = 0.7205 \quad (2.104)$$

$$\frac{m}{l} = \frac{1}{2} \text{tg}\left(\frac{\beta_l}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{\beta_l}{5}\right) = \frac{1}{2} \text{tg}\left(\frac{0.2189}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{0.2189}{5}\right) = 0.0528 = 5.28 \%$$

Navržen profil NACA: $m/l = 5.28 \%$, $L/l = 40 \%$, $t/l = 8.58 \%$

$$\alpha_0 = -5.07^{\circ}; \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} = 0.0758$$

$c_y = \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} \cdot (\alpha_n - \alpha_0) = 0.0758 \cdot (0 - (-5.07)) = 0.3843$ - tato hodnota neodpovídá požadované hodnotě, tudíž změním úhel náběhu na 3.35° .

$$\beta = \beta_\infty + \alpha = 28.73 + 3.35 = 32.08^\circ \quad (2.105)$$

$$l = \frac{\varphi_I \cdot r_I}{\cos(\beta)} = \frac{1.58 \cdot 0.183}{\cos(32.08)} \approx 0.286 \text{ m} \quad (2.106)$$

$$T_0 = \frac{2\pi \cdot r_I}{l \cdot z} = \frac{2\pi \cdot 0.148}{0.286 \cdot 4} = 0.84 \quad (2.107)$$

$$M = 1.03$$

$$\beta_l = \frac{\Gamma_M}{1.6 \cdot M \cdot w_\infty \cdot l} = \frac{1.5}{1.6 \cdot 1.03 \cdot 6.6 \cdot l} = 0.23179 \text{ rad} = 13.28^\circ \quad (2.108)$$

Požadovaný součinitel vztlaku:

$$c_y = 3.2 \cdot \beta_l + \Delta c_y = 3.2 \cdot 0.23179 + 0.02 = 0.7617 \quad (2.109)$$

$$\frac{m}{l} = \frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(\frac{\beta_l}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{\beta_l}{5}\right) = \frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(\frac{0.23179}{2}\right) - \frac{1}{20} \sin\left(\frac{0.23179}{5}\right) = 0.0559 = 5.59\% \quad (2.110)$$

Navržen profil NACA: $m/l = 5.59\%$, $L/l = 40\%$, $t/l = 8.58\%$

$$\alpha_0 = -5.19^\circ; \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} = 0.0761$$

$$\alpha_i = 3.04 \cdot c_y = 3.04 \cdot 0.7617 = 2.3156^\circ \quad (2.111)$$

$$\alpha_n = \alpha - \Delta\alpha + \alpha_i = 3.35 + 2.3156 = 4.8256^\circ \quad (2.112)$$

Součinitel vztlaku nově navrženého profilu:

$$c_y = \frac{\partial c_y}{\partial \alpha_n} \cdot (\alpha_n - \alpha_0) = 0.0761 \cdot (0.0842 - (-5.19)) = 0.7622 \quad (2.113)$$

Tento součinitel vztlaku již vyhovuje, tudíž je navržen profil NACA: $m/l = 5.59\%$, $L/l = 40\%$, $t/l = 8.58\%$

2.3 Vynesení profilů

Na základě charakteristických hodnot navržených profilů oběžných lopatek bude proveden výpočet střednic a obrysu navržených profilů NACA. Souřadnice těchto střednic jsou uvedeny v tabulkách na Obrázku 2.10 a byly vypočteny pomocí následujících vztahů:

V.	x [%]	y s [%]	y s [mm]	x [mm]	y [%]	y [mm]
	2.5	-	-	10.05	4.358	2.891
	5	2.34	1.345	20.10	5.925	3.930
	7.5	-	-	30.15	7	4.643
	10	4.38	2.518	40.20	7.805	5.177
	30	9.38	5.392	120.60	10	6.633
	50	9.73	5.593	201.00	8.823	5.852
	70	7.5	4.311	281.40	6.107	4.051
	90	3.06	1.759	361.80	2.413	1.601
	100	-	-	402.00	0.21	0.139
IV.	x [%]	y s [%]	y s [mm]	x [mm]	y [%]	y [mm]
	2.5	-	-	9.45	4.358	3.377
	5	2.34	1.477	18.90	5.925	4.591
	7.5	-	-	28.35	7	5.424
	10	4.38	2.765	37.80	7.805	6.048
	30	9.38	5.921	113.40	10	7.749
	50	9.73	6.142	189.00	8.823	6.837
	70	7.5	4.734	264.60	6.107	4.732
	90	3.06	1.932	340.20	2.413	1.870
	100	-	-	378.00	0.21	0.163
III.	x [%]	y s [%]	y s [mm]	x [mm]	y [%]	y [mm]
	2.5	-	-	8.78	4.358	3.901
	5	2.34	1.717	17.55	5.925	5.303
	7.5	-	-	26.33	7	6.265
	10	4.38	3.213	35.10	7.805	6.986
	30	9.38	6.881	105.30	10	8.951
	50	9.73	7.138	175.50	8.823	7.897
	70	7.5	5.502	245.70	6.107	5.466
	90	3.06	2.245	315.90	2.413	2.160
	100	-	-	351.00	0.21	0.188
II.	x [%]	y s [%]	y s [mm]	x [mm]	y [%]	y [mm]
	2.5	-	-	0.08	4.358	0.046
	5	2.34	0.024	0.16	5.925	0.062
	7.5	-	-	0.24	7	0.074
	10	4.38	0.045	0.32	7.805	0.082
	30	9.38	0.095	0.95	10	0.105
	50	9.73	0.099	1.58	8.823	0.093
	70	7.5	0.076	2.21	6.107	0.064
	90	3.06	0.031	2.84	2.413	0.025
	100	-	-	3.16	0.21	0.002
I.	x [%]	y s [%]	y s [mm]	x [mm]	y [%]	y [mm]
	2.5	-	-	7.15	4.358	5.347
	5	2.34	3.741	14.30	5.925	7.270
	7.5	-	-	21.45	7	8.589
	10	4.38	7.002	28.60	7.805	9.576
	30	9.38	14.996	85.80	10	12.269
	50	9.73	15.556	143.00	8.823	10.825
	70	7.5	11.991	200.20	6.107	7.493
	90	3.06	4.892	257.40	2.413	2.961
	100	-	-	286.00	0.21	0.258

Obrázek 2.10: Souřadnice navržených profilů NACA oběžných lopatek

$$y_s = K' \cdot y_s(\%) \cdot l(mm) \cdot \frac{1}{100} \quad (mm) \quad (2.114)$$

$$x = x(\%) \cdot l(mm) \cdot \frac{1}{100} \quad (mm) \quad (2.115)$$

$$y = K \cdot y(\%) \cdot l(mm) \cdot \frac{1}{100} \quad (mm) \quad (2.116)$$

kde

$$K' = 10 \cdot \frac{m}{l} \quad (2.117)$$

$$K = 5 \cdot \frac{t}{l} \quad (2.118)$$

2.4 Návrh rozvaděče

Z důvodu absence informace o přesných rozměrech použitého motoru bude v této kapitole pouze naznačeno, jak by návrh byl realizován. Detailní provedení rozváděcích lopatek by pak vycházelo s přesně daných požadavků.

Meridiánový obrys rozvaděče navazuje na průměry oběžného kola, respektive jeho náboje (D_K respektive D_n).

Vstupní hrana rozváděcích lopatek v meridiánovém obrysu rozvaděče bude navržena tak, že její průběh bude přibližně korespondovat průběhu meridiánového obrysu výstupní hrany lopatek oběžného kola. Průměty hran lopatek oběžného kola a rozvaděče budou od sebe vzdáleny přibližně $h \approx 0.1 \cdot D_K \approx 0.56 \text{ mm}$. Při návrhu meridiánového obrysu vstupní hrany rozváděcí lopatky je nutné brát ohled na požadavek plynulosti tvaru plochy rozváděcí lopatky a zároveň splnění lineárního poklesu obvodových složek rychlosti kapaliny $c_{uI} - c_{uIII}$ od vstupní po výstupní hranu rozváděcích lopatek na zvolených proudových plochách.

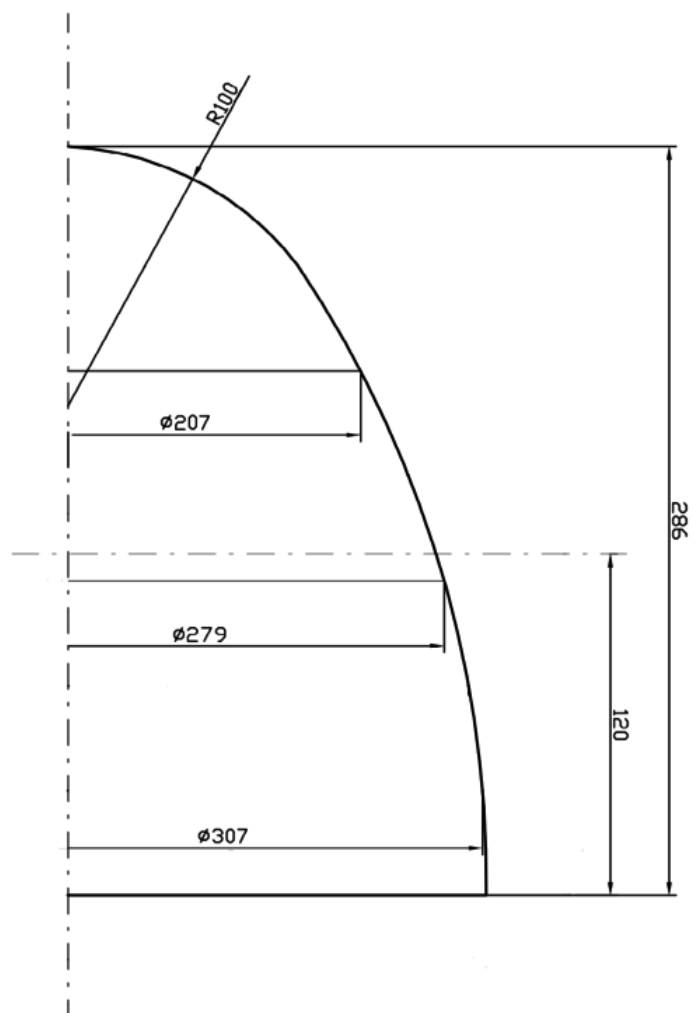
Střednice profilů rozváděcích lopatek budou navrženy na kuželových proudových plochách I až III, přičemž plocha II pomyslně dělí průtočný prostor na polovinu, zbylé dvě plochy jsou obrysové. [11]

Kapitola 3

Závěr

V souladu se zadáním byl proveden návrh axiálního čerpadla, u něhož se předpokládá průtok $Q = 1.24 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, dopravní výška $H = 9 \text{ m}$ a otáčky $n = 985 \text{ min}^{-1}$. V rámci tohoto návrhu byl proveden nejprve hydraulický výpočet, na jehož základě byly zvoleny profily oběžných lopatek daného čerpadla. Při hydraulickém výpočtu bylo uvažováno 5 proudových ploch a jim odpovídajících 5 profilů. Při volbě vhodného profilu se vycházelo z požadavku rovnosti požadovaného a výpočtového součinitele vztlaku c_y , přičemž k adekvátním hodnotám se dospělo iterativně volením různých úhlů náběhu. Za dostatečnou shodu jsem považoval situaci, kdy se požadovaný a vypočítaný součinitel vztlaku shodovaly na prvních dvou desetinných místech. Na základě hydraulického výpočtu byly provedeny výkresy, jež se nacházejí v příloze (Výkres č. 01 a č. 02), a dále výkres náboje oběžného kola, znázorněný na Obrázku 3.1.

Poté co byl realizován hydraulický výpočet, byly stanovené hodnoty použity za účelem realizace výkresů jednotlivých součástí čerpadla. V rámci návrhu jsem se zabýval i návrhem rozvaděče, který však z důvodu absence informací o konkrétních rozměrech motoru nebyl realizován v detailní podobě a bylo pouze naznačeno, jakým způsobem by tento návrh v praxi probíhal.



Obrázek 3.1: Náboj oběžného kola axiálního čerpadla

Seznam použité literatury

- [1] Bláha J., Brada K.: Hydraulické stroje, STNL - Nakladatelství technické literatury, 1992
- [2] Německá Wikipedia - článek Axialpumpe: citováno z webové adresy <https://de.wikipedia.org/wiki/Axialpumpe> dne 7.5.2017
- [3] Anglická Wikipedia - článek Axial-flow pump: citováno z webové adresy https://en.wikipedia.org/wiki/Axial-flow_pump dne 7.5.2017
- [4] Schenck J.: Theories of engineering experimentation, New York, McGraw-Hill, 1968
- [5] Grein, H., Jacquet, M.: Measurements of Pressure Fluctuations in Storage Pumps and Pump Turbines. Paper H1 - Symposium, Řím 1972
- [6] Kopecký, V.: Hydraulické měření a zkušebnictví vodních strojů, SNTL, 1964
- [7] Jakovlev, A.: Matematické zpracování výsledků měření, SNTL, 1958
- [8] Kolektiv: Příručka měřicí techniky pro strojírenství a energetiku, SNTL, 1965
- [9] Amacan - KSB: citováno z URL <https://www.ksb.com/ksb-cz/vyrobky-a-sluzby/odpadni-voda/protipovodnova-ochrana/amacan/> dne 15.5.2017
- [10] Amacan - KSB: citováno z URL <https://shop.ksb.com/esales/ksb/b2b/startApp.do?xsrfid=QNSXeHxSF4P7fsJ00mH4Vr gn9yzcMy5kC10&isQuickSearch=true&query=amacan> dne 17.5.2017
- [11] Michlík L.: Ponorné axiální čerpadlo, FS ČVUT, 2007

Seznam příloh

- Výkres č. 01
- Výkres č. 02