



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ČERPADLO S DIFUZOREM S POUŽITÍM STOCHASTICKÝCH LOPATEK (OBĚŽNÉ KOLO I DIFUZOR).

THE PUMP WITH A DIFFUSER WITH STOCHASTIC BLADES (RUNNER AND DIFFUSER)

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Lenka Dobšáková

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2016

Abstrakt

Tato dizertační práce se zabývá studiem nerovnoměrné lopatkové mříže u odstředivých čerpadel. Vliv nerovnoměrné lopatkové mříže je zkoumána u oběžného i rozváděcího kola. Nerovnoměrné lopatkování kol čerpadla je v této práci zkoumáno z hlediska vlivu na účinnostní charakteristiku. Myšlenkou použití nerovnoměrného lopatkování je získání ploché účinnostní charakteristiky. Odstředivé čerpadlo by pak mohlo být používáno na větším rozsahu výkonů při dosažení dostatečně velké účinnosti.

Práce je založena na experimentální měření a numerické simulaci nerovnoměrných hydraulických prvků čerpadla. Nerovnoměrné oběžné kolo a rozvaděč byli pro tento výzkum nově navrženy. Pro měření bylo v rámci této práce potřeba navrhnout a sestavit novou měřicí trať malých ponorných čerpadel. Měřeny byly různé sestavy čerpadla s kombinacemi běžných návrhů hydraulik na jeden pracovní bod a hydraulik s nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Všechna měření byla vyhodnocena a byly získány charakteristiky účinnosti, dopravní výšky a příkonu pro každou měřenou kombinaci.

Část sestav měřených experimentálně byla také numericky vypočtena pomocí programu Ansys Fluent. Z numerických výpočtů byla sbírána data potřebná pro vyhodnocení charakteristiky účinnosti a měrné energie pro každou řešenou sestavu.

Teoretické úvahy se týkají vlivu nerovnoměrné mříže u rozvaděče a vzniká tak doporučení, jak by bylo možné významně snížit ztráty v kanálech. Bylo také provedeno teoretické odvození způsobu, jak získat plochou charakteristiku účinnosti oběžného kola.

Klíčová slova: oběžné kolo, rozvaděč, nerovnoměrná lopatková mříž, experimentální měření, numerická simulace, charakteristika účinnosti

Keywords: runner, diffuser, non-uniform blade cascade, experimental measurement, numerical simulation, efficiency characteristic

Bibliografická citace:

DOBŠÁKOVÁ, L. Čerpadlo s difuzorem s použitím stochastických lopatek (oběžné kolo i difuzor).. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 120 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc..

Prohlášení o originalitě práce

Prohlašuji, že jsem dizertační práci na téma Čerpadlo s difuzorem s použitím stochastických lopatek (oběžné kolo i difuzor) vypracovala samostatně za odborného vedení mého vedoucího.

Ing. Lenka DOBŠÁKOVÁ

Poděkování

Na tomto místě bych ráda poděkovala panu doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc. za odborné vedení mé práce a trpělivost, které bylo potřeba mnoho, také za podmětné připomínky a cenné rady, kterými přispěl k vypracování této dizertační práce. Velké poděkování bych zde chtěla říci panu prof. Ing. Františku Pochylému, CSc. za rady, velkou podporu a za první impulz potřebný pro započítí psaní této práce.

Poděkování také patří celému týmu vedení a doktorandů na Odboru fluidního inženýrství V. Kaplana, kteří pomohli a poradili vždy, když bylo potřeba.

Dizertační práce započala spoluprací se společností EMP s.r.o. ze Slavkova u Brna, která poskytla pro výzkum nerovnoměrné lopatkové mříže finanční podporu a darovala čerpadlo COSU 158 pro experimentální měření. Velké díky patří i jim.

Velkou vděčnost bych zde chtěla vyjádřit mé rodině, převážně mému manželovi a dětem za jejich podporu, trpělivost a víru v to, že práci úspěšně dokončím.

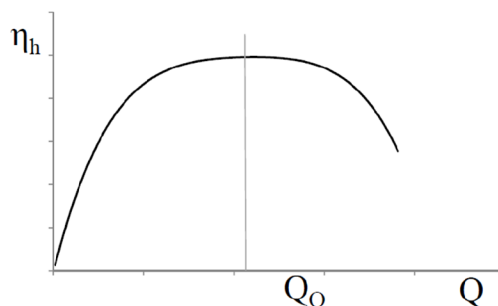
Obsah

1. Úvod	13
2. Čerpadlo COSU	15
3. Stochastický difuzor	17
3.1. Návrh stochastického difuzoru čerpadla COSU	18
3.1.1. Parametry stochastických difuzorů čerpadla COSU	19
3.1.2. Návrh tvaru lopatky a kanálu difuzoru	19
3.1.3. Výroba stochastických difuzorů	23
3.2. Experimentální měření stochastických difuzorů	24
3.3. Teoretické určení účinnosti stochastického difuzoru	29
3.3.1. Elektro-hydraulická analogie	32
3.3.2. Elektro-hydraulická analogie pro stochastický difuzor	33
3.3.3. Závěr teoretického odvození	36
4. Návrh oběžných kol	38
4.1. Rozbor kola Bratislava navrženého na průtok $Q = 2,5$ l/s	38
4.2. Návrh oběžného kola na průtok 1,83 l/s	38
4.2.1. Návrh vstupního úhlu	39
4.2.2. Návrh výstupního úhlu a volba počtu lopatek	39
4.3. Návrh oběžného kola se stochastickými lopatkami	40
4.4. Výroba oběžných kol	40
5. Experimentální měření čerpadla COSU	41
5.1. Měřicí trať	41
5.1.1. Výroba nové výukové měřicí tratě	41
5.1.2. Měřicí trať ponorného čerpadla COSU	45
5.1.3. Postup měření	46
5.2. Vyhodnocení experimentálního měření	47
5.2.1. Základní výpočetní vztahy	47
5.2.2. Hydraulická účinnost	49
5.2.3. Chování čerpadel při různých otáčkách	52

5.3.	Vyhodnocení dat z finálního měření	56
5.3.1.	Porovnání charakteristik účinností.....	56
5.3.2.	Porovnání dopravních výšek	61
5.3.3.	Porovnání příkonu.....	65
5.3.4.	Zhodnocení experimentálního měření	68
6.	Numerická simulace.....	69
6.1.	Výpočetní síť.....	69
6.2.	Nastavení výpočtu.....	70
6.3.	Vyhodnocení numerického výpočtu.....	72
6.4.	Charakteristiky sestav čerpadla COSU	73
6.4.1.	Porovnání charakteristik účinností.....	74
6.4.2.	Porovnání charakteristik měrné energie	77
6.4.3.	Závěr z numerické simulace	80
6.5.	Grafické vyhodnocení numerické simulace	82
6.5.1.	Simulace původního oběžného čerpadla COSU	82
6.5.2.	Simulace sestavy OK_S DIF_1.....	89
6.5.3.	Simulace sestavy OK_S DIF_S.....	91
7.	Rozšíření provozního pásma stroje - teorie	92
7.1.	Úhel náběhu charakteristiky účinnosti	92
7.2.	Měrná energie v závěrném bodě	95
7.3.	Závěr teoretického odvození.....	97
8.	Závěr	99
	Bibliografie.....	101
	Seznam symbolů a značek.....	103
	Životopis.....	105
	Seznam příloh.....	107

1. Úvod

Čerpadlo je jedním z energetických strojů mající významnou roli v ekonomice všech zemí. Současné technologie v energetice, chemickém a potravinářském průmyslu potřebují odstředivá čerpadla pracující na velkém rozsahu výkonů. Odstředivá čerpadla mají relativně strmou charakteristiku účinnosti. Jestliže čerpadla pracují mimo optimální (návrhový) průtok, dochází ke snížení účinnosti a práce čerpadel se stává neekonomická. Myšlenkou nové koncepce odstředivých čerpadel je změna tvaru charakteristiky hydraulické účinnosti η_h tak, aby se hodnota účinnosti v okolí optimálního průtoku Q_0 co nejméně měnila, jak je ukázáno na obrázku 1.1. Stroj s takto širokým provozním pásmem nestačí navrhnout pouze pro optimum, ale pro celý rozsah charakteristiky.

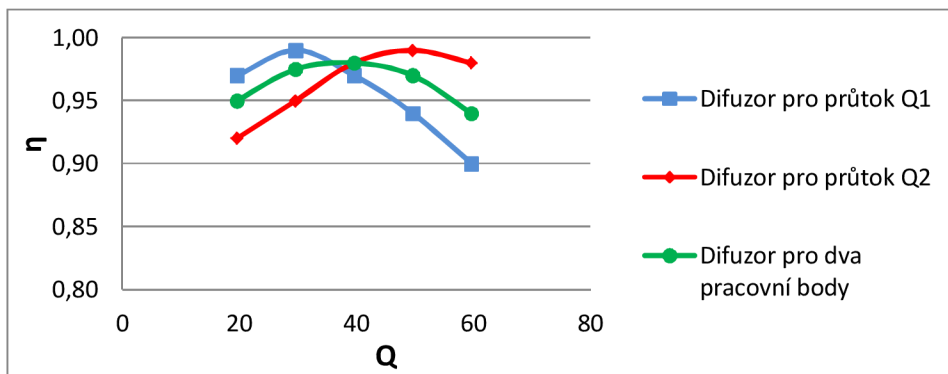


Obr. 1.1 Požadovaná charakteristika účinnosti odstředivého čerpadla

Novým návrhem hydrauliky odstředivých čerpadel, kterým se tato disertační práce zabývá, je použití nerovnoměrné (nazývané též stochastické) lopatkové mříže. Nerovnoměrná lopatková mříž byla použita jak u oběžného kola, tak u difuzoru. Disertační práce tématem navazuje na diplomovou práci „Hydraulický návrh difuzoru čerpadla pro dva provozní body“ obhájené roku 2012, v níž byl řešen difuzor s nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Výsledky této práce ukázaly praktickou možnost využití nového návrhu hydrauliky čerpadla.

Předchozí výzkum nerovnoměrné lopatkové mříže byl prováděn převážně kvůli zlepšení dynamických vlastností čerpadel a turbín. Nerovnoměrná lopatková mříž snižovala vliv interakce rotoru a statoru, což snížilo vibrace a hlučnost strojů. Možnost změny charakteristiky účinnosti nebyla řešena, a pokud byla, tak pouze okrajově jako vedlejší pozitivum nerovnoměrného lopatkování.

Cílem návrhu difuzoru s nerovnoměrným (stochastickým) lopatkováním bylo získání charakteristiky účinnosti, jejíž ideální tvar je na obrázku 1.2. V grafu jsou vykresleny charakteristiky účinnosti tří difuzorů. Dvě charakteristiky difuzoru navrženého na jeden pracovní bod, které mají svou vysokou účinnost v návrhovém bodě, ale mimo návrhový bod účinnost výrazně klesá. Třetí charakteristika je stochastického difuzoru. Charakteristika takového difuzoru má nižší maximální účinnost, ale vysoké hodnoty účinnosti zahrnují větší rozsah průtoků. Stochastické čerpadlo by pak mohlo být používáno ve větším rozsahu průtoků při zachování dostatečně velké účinnosti.



Obr. 1.2 Ideální charakteristika účinnosti difuzoru s nerovnoměrnou lopatkovou mříží

Uvedená změna tvaru charakteristiky účinnosti byla provedena pomocí různého lopatkování oběžného a rozváděcího kola, kdy v jednom kole jsou za sebou umístěny různé tvary lopatek.

Tato disertační práce je založena především na experimentálním měření a numerické simulaci nově navržených hydraulik. Téma disertační práce vzniklo za podpory společnosti EMP s.r.o. ze Slavkova, která poskytla finanční podporu a čerpadlo COSU, na němž experimentální měření probíhala.

Protože myšlenka nerovnoměrné lopatkové mříže je z hlediska tvaru charakteristiky účinnosti novým tématem výzkumu, slouží tato práce také pro ujasnění další cesty. V práci je uvedeno několik poznatků, které mohou být nadále rozvinuty.

2. Čerpadlo COSU

Čerpadla COSU vyrábí společnost EMP s.r.o. ze Slavkova u Brna. Čerpadlo COSU je jedním z typových vnorných víceetapňových čerpadel určených pro čerpání chladících a řezných emulzí u NC strojů (viz obr. 2.1) [1]. Čerpadlo je víceetapňové, s každým přidaným stupněm čerpadla se tedy navyšuje dopravní výška.

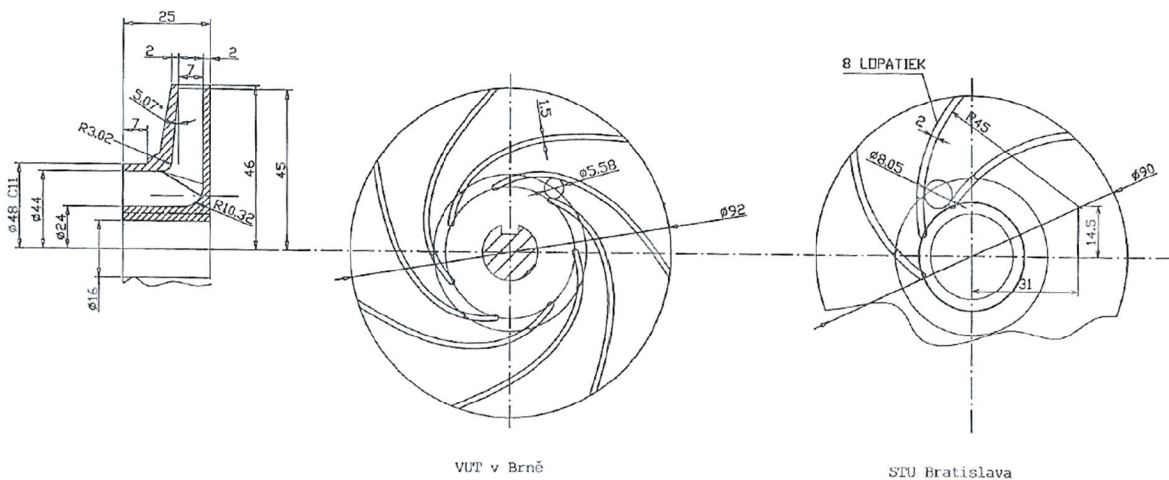
Počátek práce na návrhu čerpadla COSU započal již v roce 2004. Při koncepci čerpadla bylo postupováno náležitě hospodárně tak, aby řešení současně pokrývalo dvě oblasti průtoků a měrných energií při jediném oběžném kole a dvou různých rozvaděčích.

Zadáním byl vývoj hydraulicky kvalitního elektrického víceetapňového čerpadla pro dva návrhové body. Zadané parametry pro jeden pracovní stupeň:

1. $Q = 110 \text{ l/min}$ a $H = 8,5 \text{ m}$, $n = 2950 \text{ /min}$
2. $Q = 150 \text{ l/min}$ a $H = 8 \text{ m}$, $n = 2950 \text{ /min}$

Bylo řešeno oběžné kolo otevřené i uzavřené, ale při vlastní konstrukci bylo dále zvoleno oběžné kolo uzavřené (dosažení vyšší účinnosti vlivem nižších objemových ztrát, menší nároky na přesnou výrobu a pro montáž, a nižší axiální síla).

Výsledné řešení oběžného kola je na obrázku 2.2, kde je uvedeno řešení provedené na VUT v Brně i řešení STU Bratislava. Hydraulický návrh rozvaděče byl proveden pouze na STU Bratislava [2].



Obr. 2.2 Výkres oběžných kol čerpadla COSU [2]



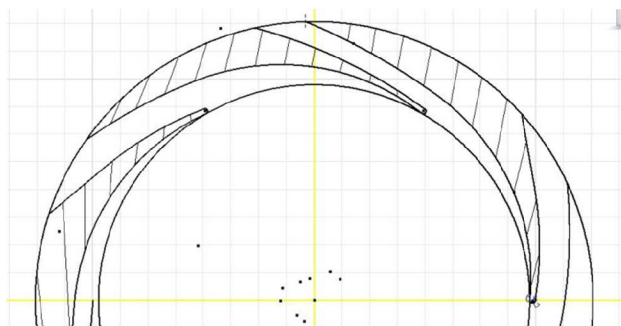
Obr. 2.1 Čerpadla řady COS a COSM [1]

3. Stochastický difuzor

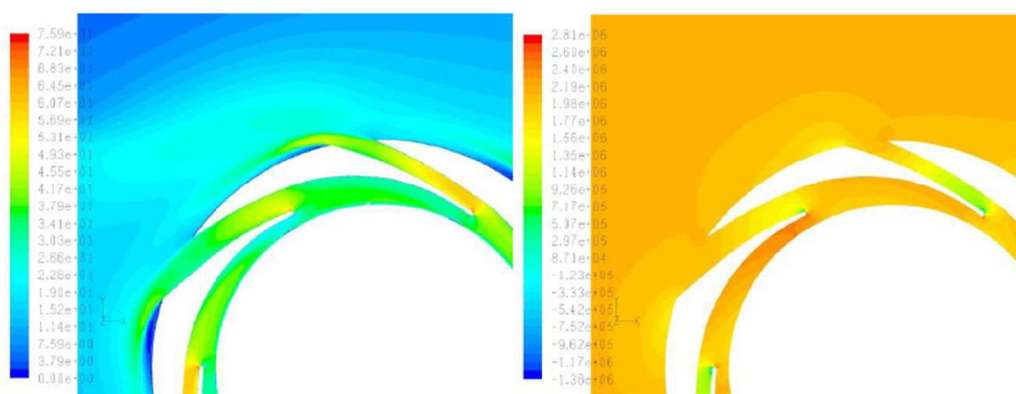
V diplomové práci zabývající se hydraulickým návrhem stochastického difuzoru čerpadla [3] se pomocí numerických výpočtů došlo k závěru, že stochastický difuzor je kompromisním řešením mezi normálními difuzory, z nichž se stochastický difuzor skládá.

V diplomové práci byl upravován difuzor čerpadla pro přečerpávací stanici ropy. Toto čerpadlo bylo potřeba provozovat střídavě ve dvou různých pracovních bodech, proto bylo zvoleno netradiční řešení pomocí stochastického difuzoru. Oběžné kolo bylo z důvodu náročné výroby ponecháno původní.

Difuzor byl řešený jako lopátkový bez převaděče, tedy difuzor, který vyúsťoval rovnou do spirály. Jednotlivé kanály stochastického difuzoru byly výrazně odlišné, jak je zobrazeno na obrázku 3.1. Na obrázku 3.2 jsou jen pro ukázkou zobrazena vykreslení rychlostního a tlakového pole v řezu difuzorem získaného po výpočtu jednoho z návrhových průtoků, které ukazují výrazné rozdíly rychlostí a tlaků uvnitř kanálů. Pro zjednodušení a zrychlení výpočtu byl zvolen stacionární výpočet pouze samotného difuzoru, bez oběžného kola.



Obr. 3.1 Řez radiálním difuzorem čerpadla s dvojím tvarováním kanálů (ukázka principu stochastického difuzoru) [3]

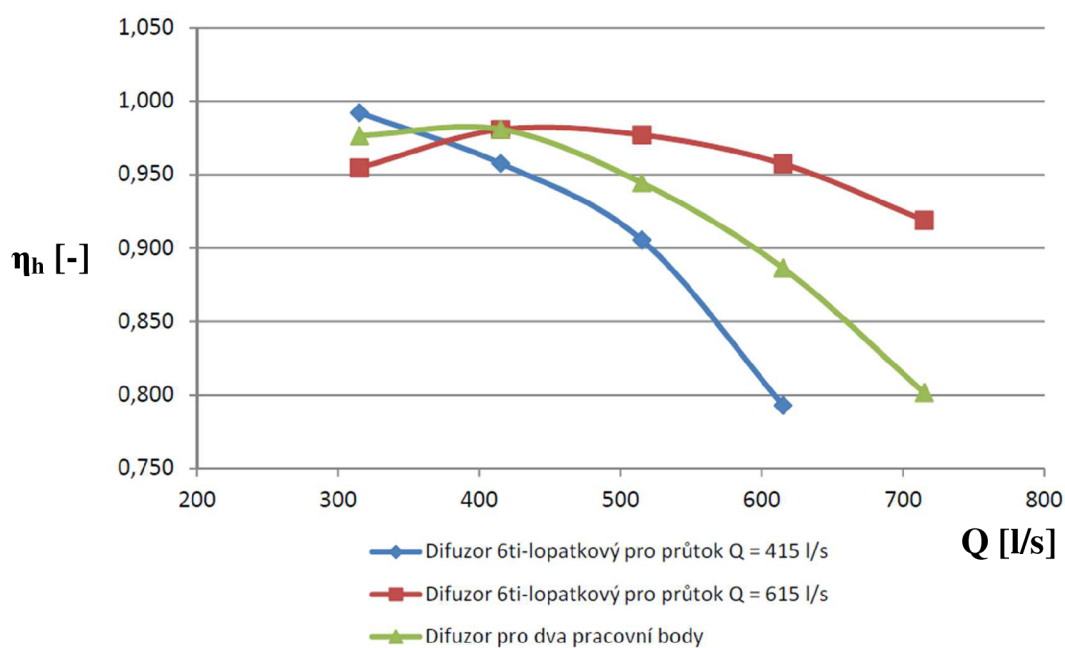


a) Rychlostní pole

b) Pole statického tlaku

Obr. 3.2 Řez stochastickým difuzorem při výpočtu jednoho z návrhových bodů – prostředí Fluent [3]

Na obrázku 3.3 jsou vykresleny tři charakteristiky hydraulických účinností, a to účinnost stochastického difuzoru a účinnosti dvou difuzorů navržených na jeden pracovní bod, z nichž se stochastický difuzor skládá. Z porovnání všech charakteristik lze vyčíst, že stochastický difuzor nezměnil tvar charakteristiky zcela přesně takovým způsobem, jakým bylo předpokládáno, ale opravdu jde o kompromisní řešení. Velký vliv na tvar charakteristiky mělo kolo. Okrajovou podmínkou na vstupu do difuzoru byla totiž rychlost vycházející z kola navrženého na nízký průtok. Proto jsou maximální účinnosti všech tří difuzorů přesunuty mírně doprava, do míst nízkých průtoků.



Obr. 3.3 Porovnání charakteristik hydraulických účinností difuzorů navržených na různé pracovní body [3]

Výsledky výpočtu uvedené na obrázku 3.3 jsou důkazem toho, že lze získat kompromisní řešení pomocí stochastického difuzoru (zelená křivka). Je zde krásně vidět, že křivka účinnosti prochází mezi křivkami účinností klasicky navržených difuzorů.

Z důvodu celkem pozitivních výsledků tohoto výzkumu bylo přistoupeno k návrhu stochastického difuzoru pro čerpadlo COSU.

3.1. Návrh stochastického difuzoru čerpadla COSU

Pro získání stochastického difuzoru je potřeba navrhnout minimálně dva různé tvary kanálů (lopatky), které umístíme za sebe (viz obrázek 3.1). Každý tvar lopatky a kanálu patří jednomu pracovnímu bodu, tedy jednomu návrhovému průtoku a tomu odpovídající měrné energii.

3.1.1. Parametry stochastických difuzorů čerpadla COSU

Čerpadlo COSU 158 je navrženo na dopravní výšku 8,5 metrů při průtoku 150 l/min. Jeden tvar lopatek je tedy použit z uvedeného čerpadla. Další tvar lopatek je navržen na jiný průtok s adekvátní dopravní výškou.

Byly navrženy dva stochastické difuzory. Jeden difuzor se 2ma dvojicemi lopatek, druhý se 3mi dvojicemi lopatek (v difuzoru byly použity 3 různé tvary kanálů navržené na 3 různé provozní body). Rozměry difuzorů a parametry bodů, na které byly difuzory pro dva pracovní body navrhovány, jsou uvedeny v tabulce 3.1 a 3.2. Kanál difuzoru pro pracovní bod 1 byl převzat z poskytnutého čerpadla COSU 158. Výkresy nově navržených stochastických difuzorů jsou v příloze 1 a 2. Téma stochastického difuzoru bylo patentováno jako užitný vzor (viz příloha 3).

Tab. 3.1 Rozměry difuzoru s dvojitým tvarováním lopatek a parametry návrhových bodů; r_3 , r_4 ... vstupní a výstupní poloměr, b šířka lopatek, H dopravní výška, Q průtok, n otáčky.

Rozměry difuzoru		1. pracovní bod		2. pracovní bod	
r_3	0,04605 m	H	8,5 m	H	9 m
r_4	0,1 m	Q	150 l/min	Q	110 l/min
b	0,012 m	n	2950 1/min	n	2950 1/min

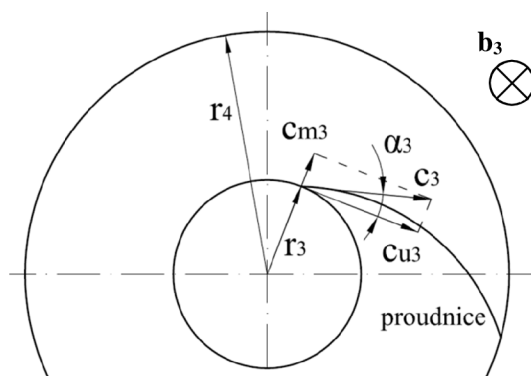
Tab. 3.2 Rozměry difuzoru s trojitým tvarováním lopatek a parametry návrhových bodů; r_3 , r_4 ... vstupní a výstupní poloměr, b šířka lopatek, H dopravní výška, Q průtok, n otáčky.

Rozměry difuzoru		1. pracovní bod		2. pracovní bod		3. pracovní bod	
r_3	0,04605 m	H	8,5 m	H	9 m	H	8,75 m
r_4	0,1 m	Q	150 l/min	Q	110 l/min	Q	130 l/min
b	0,012 m	n	2950 1/min	n	2950 1/min	n	2950 1/min

3.1.2. Návrh tvaru lopatky a kanálu difuzoru

Je dobře známo, že difuzor převádí kinetickou energii kapaliny vycházející z oběžného kola na energii tlakovou (potenciální). Lopatky difuzoru musí být navrženy tak, aby kapalina z oběžného kola plynule přešla do difuzoru, kde se sníží její rychlost. U vícestupňových strojů je pak kapalina odvedena do vratného kola, které převádí kapalinu do dalšího stupně čerpadla. Celá tato cesta, kterou kapalina prošla, by měla způsobovat co nejmenší ztráty.

Na základě Eulerovy čerpadlové rovnice se navrhne tvar lopatky, který musí kopírovat proud vycházející z oběžného kola. Tato konstrukční vlastnost je znázorněna na obrázku 3.4, kde proudnice představuje trajektorii pohybu kapaliny vycházející z oběžného kola.



Obr.3.4 Princip návrhu lopatky difuzoru pro dva pracovní body [3]

Úhel α_3 se vypočte podílem meridiální c_{m3} a unášivé c_{u3} složky celkové rychlosti. Pomocí obr. 3.4 lze napsat:

$$\operatorname{tg}(\alpha_3) = \frac{c_{m3}}{c_{u3}} \quad (3.1)$$

Meridiální složka celkové rychlosti na vstupu do difuzoru udává průtok Q vstupní plochou a můžeme ji zapsat:

$$c_{m3} = \frac{Q}{2\pi r_3 b_2} \quad , \quad (3.2)$$

kde r_3 je vstupní poloměr difuzoru a b_2 šířka výstupu kola.

Unášivá složka celkové rychlosti na vstupu do difuzoru byla získána ze základní Eulerovy čerpadlové rovnice (při uvažování vstupu kapaliny do kola bez předrotace):

$$c_{u3} = \left(\frac{gH}{u_2 \eta_h} \right) \cdot \frac{r_2}{r_3} \quad , \quad (3.3)$$

kde g je gravitační zrychlení, H dopravní výška, u_2 unášivá rychlost na výstupu z čerpadla.

Jak je vidět na obrázku 3.4, rychlost c_u je tečná ke kružnici zobrazující poloměr a rychlost c_m je ve směru normály. Unášivá rychlost u má stejný směr jako její složka c_u :

$$u_2 = 2\pi n \quad , \quad (3.4)$$

kde n jsou otáčky čerpadla.

Pro určení tvaru lopatky difuzoru s konstantní šířkou b_3 jsou zapotřebí pouze rovnice (3.2) a (3.3) v mírně upraveném tvaru:

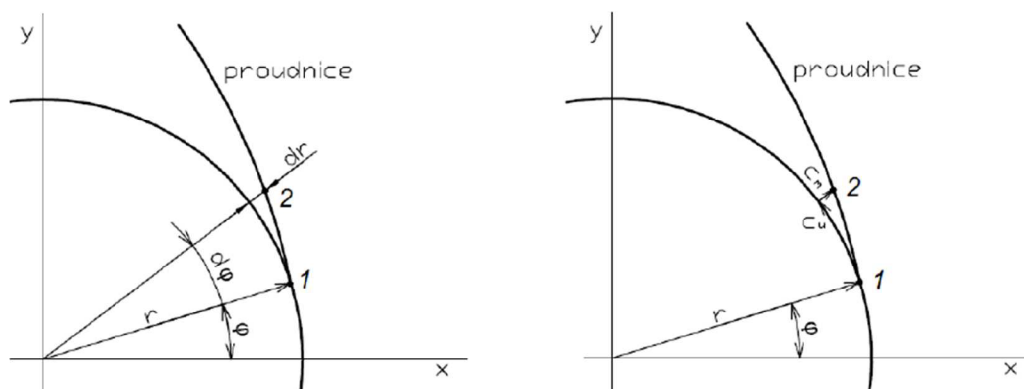
$$c_u = \frac{K_1}{r} \quad , \text{ kde } K_1 = \frac{gH}{\eta_h 2\pi n} \quad (3.5)$$

$$c_m = \frac{K_2}{r} \quad , \quad \text{ kde } K_2 = \frac{Q}{2\pi b_3} \quad (3.6)$$

Obrázek 3.5 zobrazuje pohyb částice kapaliny po proudnici. Za časový okamžik dt se částice posune z místa 1 do místa 2. Rychlostí c_u , tedy unášivou složkou celkové rychlosti, uběhne částice za časový okamžik dt dráhu $r \cdot d\varphi$. Rychlostí c_m , tedy meridiální složkou celkové rychlosti, uběhne částice za časový okamžik dt dráhu dr . Tento pohyb popisují následující rovnice:

$$r \cdot d\varphi = c_u \cdot dt \quad (3.7)$$

$$dr = c_m \cdot dt \quad (3.8)$$



Obr. 3.5 Zobrazení pohybu částice po proudnici

Proudnici částice popisuje logaritmická spirála. Ta musí být získána z předchozích vzorců následujícími dosazeními a úpravami:

- dosazení (3.5) do rovnice (3.7):

$$r \cdot d\varphi = c_u \cdot dt = \frac{K_1}{r} dt \quad (3.9)$$

- dosazení (3.6) do rovnice (3.8):

$$dr = c_m \cdot dt = \frac{K_2}{r} dt \quad (3.10)$$

- vzájemné podělení předchozích rovnic (3.9) a (3.10) a provedení vhodné úpravy tak, aby byla výsledkem rovnice tvaru lopatky difuzoru $r = r(\varphi)$:

$$\frac{dr}{r \cdot d\varphi} = \frac{\frac{K_2}{r} dt}{\frac{K_1}{r} dt} = \frac{K_2}{K_1} \quad (3.11)$$

$$\frac{dr}{r} = \frac{K_2}{K_1} d\varphi \quad (3.12)$$

- po integraci

$$\ln r = \frac{K_2}{K_1} \varphi + C \quad (3.13)$$

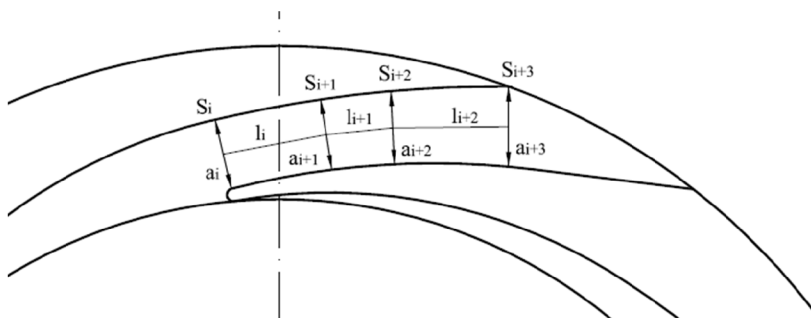
- dále platí, že $e^{a+b} = e^a \cdot e^b$:

$$r = e^{\frac{K_2}{K_1} \varphi + C} = e^{\frac{K_2}{K_1} \varphi} \cdot e^C = C \cdot e^{\frac{K_2}{K_1} \varphi} \quad (3.14)$$

Finální upravená rovnice (3.14) je hledaná rovnice logaritmické spirály popisující tvar lopatky difuzoru. Integrační konstantu C lze získat zavedením okrajové podmínky: pro úhel $\varphi = 0^\circ$ je poloměr $r = r_3$. Tuto podmínku dosadíme do rovnice (3.13). Jedinou neznámou pak bude v této rovnici právě konstanta C . Pomocí rovnice (3.14) získáme velikost poloměru r v každém voleném úhlu φ .

Po navržení lopatky difuzoru se musí tvarováním kanálu difuzoru zajistit, aby nedocházelo k odtrhávání proudu, tedy ke ztrátám. K tomu slouží vzorec porovnávající rychlost rozšíření kanálu (plochy S_i) na délce l_i , jak je zobrazeno na obrázku 3.6:

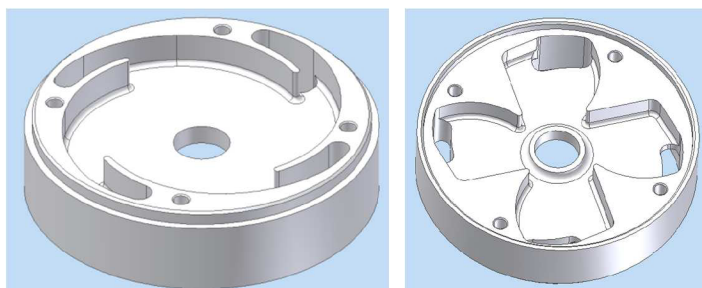
$$\frac{\sqrt{S_{i+1}} - \sqrt{S_i}}{l_i} = \frac{1}{6} \div \frac{1}{7} \quad (3.15)$$



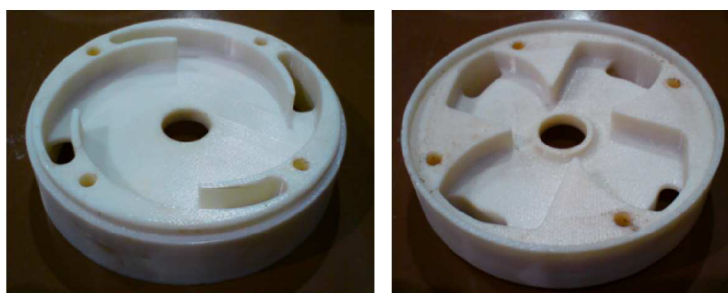
Obr. 3.6 Detail kanálu difuzoru a vyznačení jeho návrhu [3]

3.1.3. Výroba stochastických difuzorů

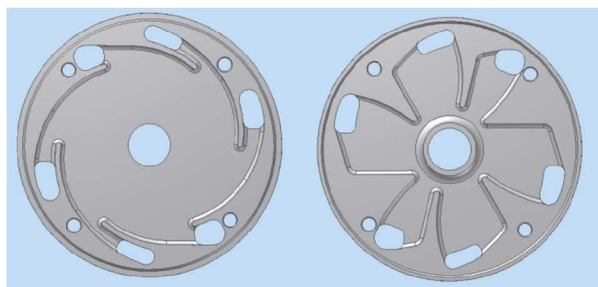
Oba stochastické difuzory uvedené v kapitole 3.1.1. byly namodelovány v programu Autodesk Inventor a následně byly vytisknuty za pomoci 3D tiskárny (Rapid prototyping).



Obr. 3.7 Obrázky difuzoru s dvojm tvarováním lopatek v prostředí Autodesk inventor



Obr. 3.8 Fotografie vytištěného difuzoru s dvojm tvarováním lopatek



Obr. 3.9 Obrázky difuzoru s trojm tvarováním lopatek v prostředí Autodesk inventor



Obr. 3.10 Fotografie vytištěného difuzoru s trojm tvarováním lopatek

3.2. Experimentální měření stochastických difuzorů

Měření nově navržených a vytištěných difuzorů bylo provedeno v těžké laboratoři fluidního inženýrství. Měřila se plná charakteristika čerpadla s postupným použitím tří difuzorů, a to s původním difuzorem (dále Difuzor 1) navrženým na jeden pracovní bod, s difuzorem novým s trojím tvarováním lopatek (dále Difuzor 2) a s difuzorem novým s dvojitým tvarováním lopatek (dále Difuzor 3). Toto měření bylo provedeno s použitím dvou oběžných kol, a to s kolem STU Bratislava s 8mi lopatkami a s kolem VUT v Brně s 6ti lopatkami. Jejich výsledné charakteristiky byly porovnány.

Na obrázku 3.11 jsou fotografie měřící tratě. Jednalo se o měření sloužící k ujasnění cesty disertační práce, nikoliv o měření konečné, proto je kompletní popis měření a vyhodnocení měření uveden v kapitole 5 nebo v technické zprávě VUT-EU13303-QR-23-12 Difuzor pro dva pracovní body.



Obr. 3.11 Fotografie měřící trati

V průběhu výměny rozvaděčů bylo zjištěno, že pevná spirála čerpadla nebyla navržena zcela dobře. Otvorům difuzoru neodpovídaly výřezy ve spirále. Voda vycházející z difuzoru částečně narážela do tělesa spirály a kapalina tak byla tříštěna a nevhodně odváděna. Docházelo zde k velkým ztrátám. Proto byla spirála odborným odhadem odfrézována tak, aby pozice děr seděla. Na obrázcích 3.12 a 3.13 jsou fotografie původní a upravené spirály.



Obr. 3.12 Fotografie původní axiální spirály čerpadla

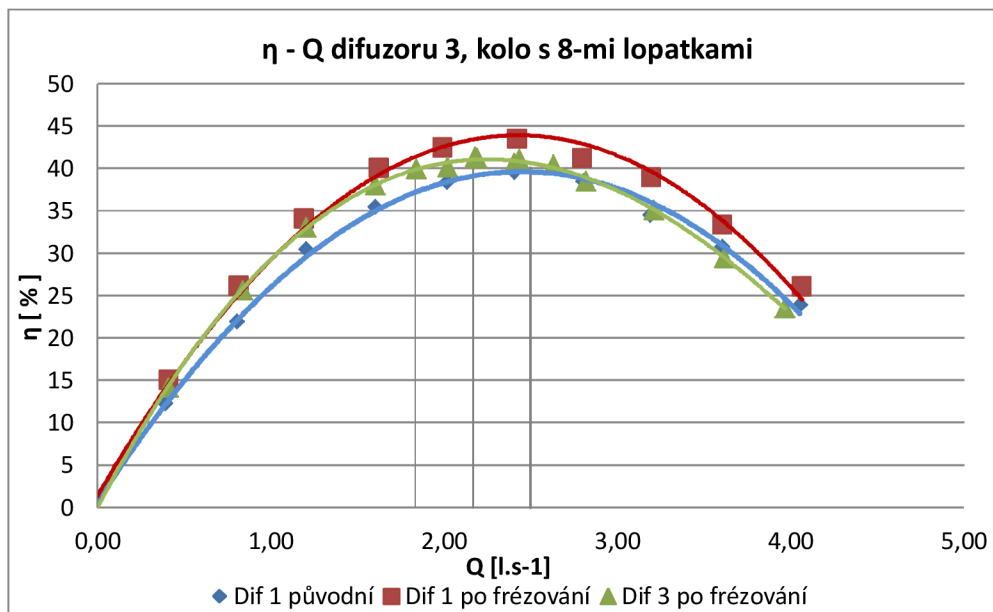


Obr. 3.13 Fotografie upravené axiální spirály čerpadla

Bylo provedeno a vyhodnoceno několik měření různých variant kol a difuzorů. Bylo také provedeno měření původní a nově upravené spirály:

- A) Pro čerpadlo s oběžným kolem STU Bratislava s 8mi lopatkami bylo provedeno:
1. měření původního difuzoru s původní spirálou,
 2. měření původního difuzoru s upravenou spirálou,
 3. měření nového difuzoru 2 s upravenou spirálou a
 4. měření nového difuzoru 3 s upravenou spirálou.
- B) Pro čerpadlo s oběžným kolem VUT v Brně s 6ti lopatkami bylo provedeno:
1. měření původního difuzoru s původní spirálou,
 2. měření původního difuzoru s upravenou spirálou,
 3. měření nového difuzoru 2 s upravenou spirálou.

Z měření byly pro každou sestavu získány charakteristiky účinností, měrných energií a příkonů. Grafické porovnání charakteristik sestav je vykresleno na obrázcích 3.14 až 3.18. Tenké svislé čáry v grafu vyznačují pracovní body, na které byly hydrauliky navrhovány.

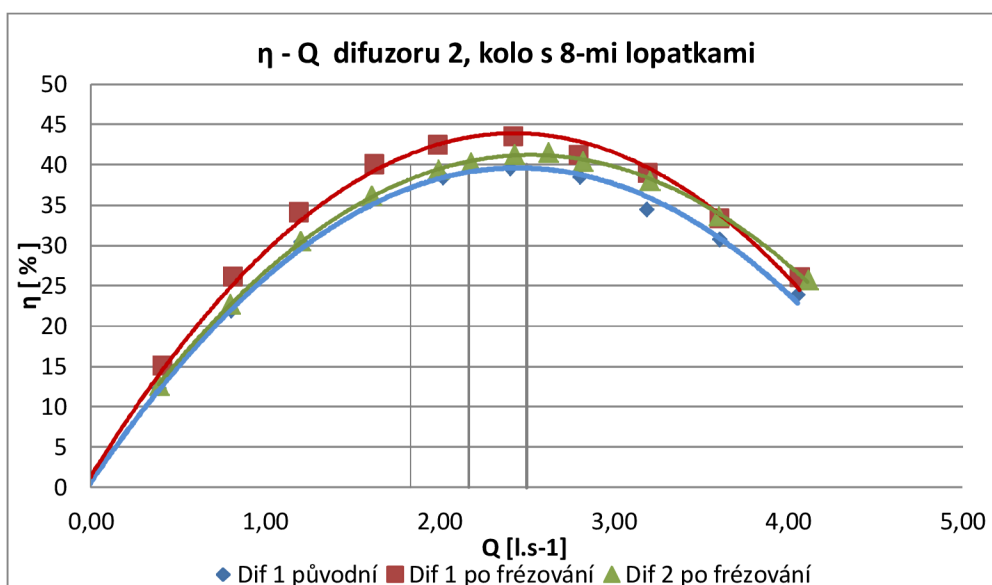


Obr. 3.14 Účinnostní charakteristika čerpadla s difuzorem 3 a s 8mi lopatkovým kolem

Na obrázku 3.14 je viditelný rozdíl mezi čerpadlem s původní a s novou otevřenou spirálou. Rozdíl účinnosti jsou až 4 procenta. Tvar charakteristiky se nezměnil, pouze došlo k jejímu celkovému navýšení. (EPM s.r.o. tento poznatek převzala a nová čerpadla již vyrábí s rozšířenou, ještě mírně optimalizovanou spirálou).

Maximální účinnost čerpadla s původním difuzorem (červená křivka) odpovídá požadovaným parametrům čerpadla navrženého na průtok 2,5 l/s. Čerpadlo se stochastickým difuzorem s dvojitým tvarováním lopatek (zelená křivka) má viditelně posunuté optimum do předpokládaného bodu při průtoku 2,1 l/s a potvrdil tak možnost dalšího výzkumu nerovnoměrné lopatkové mříže.

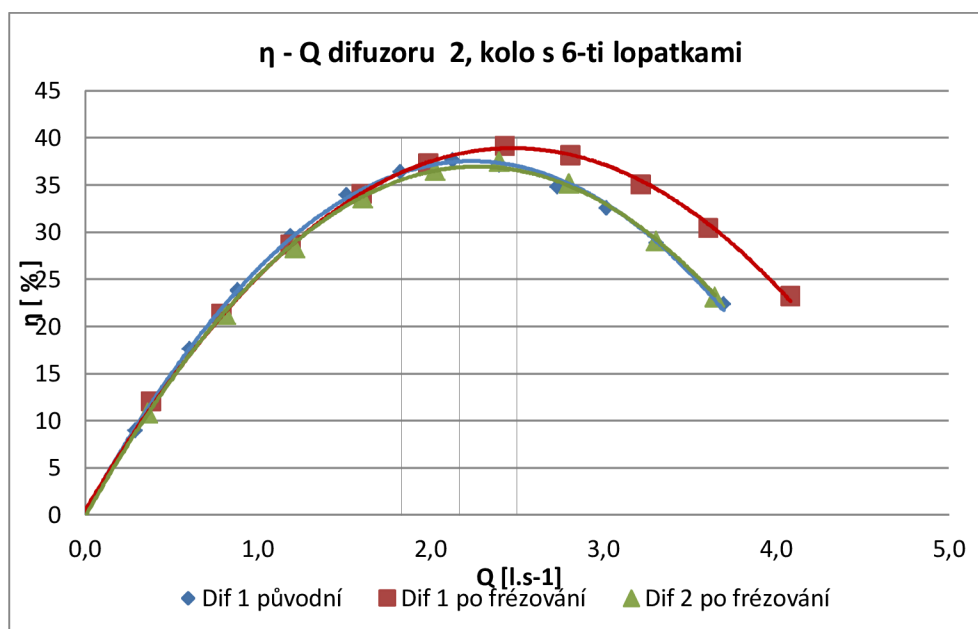
Stochastický difuzor má výrazně nižší účinnost, než difuzor původní, navržený na jeden pracovní bod. Důvodem je s největší pravděpodobností rozdílný materiál a struktura povrchu měřených difuzorů. Původní difuzor je vyroben z hladce obrobeného kovu, zatímco nový difuzor je vytištěný pomocí 3D tiskárny a jeho povrch je, v porovnání s kovem, velmi hrubý. Pro finální měření uvedené v kapitole 5 byl pomocí 3D tisku vytisknut také původní rozvaděč, aby mohlo být měření řádně porovnatelné.



Obr. 3.15 Účinnostní charakteristika čerpadla s difuzorem 2 a s 8mi lopatkovým kolem

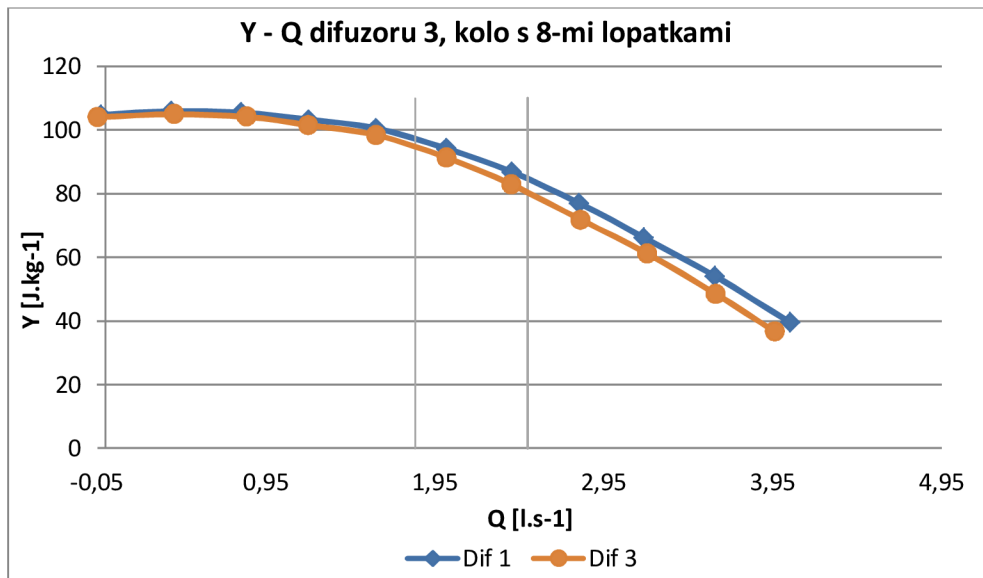
Porovnání charakteristik na obrázku 3.15 ukazuje, že použití difuzoru s trojím tvarováním kanálů nemá smysl. Maximální účinnost čerpadla s tímto difuzorem byla posunuta do zcela nesmyslných průtoků. Proto již v disertační práci nebylo s tímto difuzorem pracováno.

Kolo se 6ti lopatkami (viz obrázek 3.16) bylo také pro další výzkum zavrhnuto, protože charakteristika čerpadla s tímto kolem měla výrazně nižší účinnost a neodpovídala požadovaným parametrům čerpadla COSU. Lze ale podotknout, že i toto měření poukázalo na platnost teorie stochastického lopatkování.

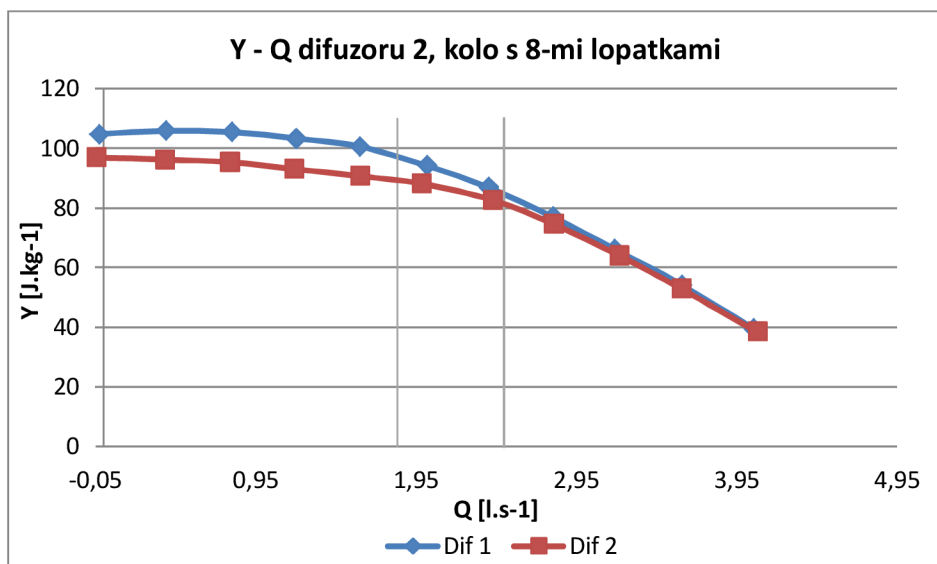


Obr. 3.16 Účinnostní charakteristika čerpadla s difuzorem 2 a s 6ti lopatkovým kolem

Změna tvaru spirály nemá vliv na velikost měrné energie čerpadla. Proto je pro difuzor 1 v obrázcích 3.17 a 3.18 vykreslena pouze jedna charakteristika měrných energií. Čerpadlo se stochastickým difuzorem 3 má v porovnání s původním čerpadlem COSU nižší dopravní výšku ve vysokých průtocích. Difuzor 2 se třemi typy kanálů výrazně snižuje měrnou energii čerpadla v nízkých průtocích.



Obr. 3.17 Charakteristika měrné energie čerpadla s difuzorem 3 a s 8mi lopatkovým kolem



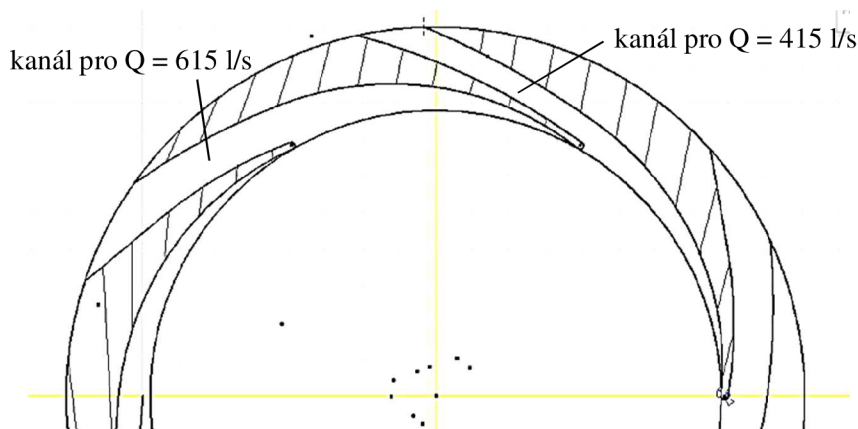
Obr. 3.18 Charakteristika měrné energie čerpadla s difuzorem 2 a s 8mi lopatkovým kolem

3.3. Teoretické určení účinnosti stochastického difuzoru

Myšlenkou stochastického lopatkování, jak bylo řečeno již v úvodu, je snaha o rozšíření provozního pásma vysokých účinností čerpadla. Teoretické odvození ztrátové, respektive účinnostní charakteristiky by mělo ukázat, zda a v jakém rozsahu je toto možné provést. Nejprve bude provedeno teoretické dovození účinností samotného difuzoru. Tento výpočet by měl být v porovnání s oběžným kolem jednodušší, protože do difuzoru nevstupuje příkon dodaný zvenčí.

Pro určení odvození teoreticky možné účinnosti difuzoru jsou použity hodnoty z numerického výpočtu provedeného v diplomové práci [3] popsané v úvodu této kapitoly. Difuzor počítaný v diplomové práci je použit z důvodu typu jeho provedení. Difuzor je čistě radiální, za jehož výstupem kapalina vytéká do spirály. Tento typ difuzoru je pro teoretické řešení vhodnější, než difuzor s převaděčem čerpadla COSU, kde by do výpočtu mohly vstoupit i nadbytečné jevy.

Teoretické odvození ztrát stochastického difuzoru je postaveno na velmi jednoduché myšlence: „Voda jde cestou nejmenšího odporu.“ V každém kanálu stochastického difuzoru proto bude protékat jiný průtok. Pro teoretické odvození účinnosti stochastického difuzoru je tedy potřeba určit, jaké průtoky protékají v jednotlivých kanálech. Na obrázku 3.19 je schéma řešeného difuzoru, který má dva různé kanály – kanál navržený na průtok 615 l/s a druhý kanál navržený na průtok 415 l/s.



Obr. 3.19 Schéma stochastického difuzoru

Hodnoty získané z numerické simulace difuzoru jsou zapsané v tabulkách 3.3 a 3.4. Numerická simulace byla řešena stacionárně, protože nebyla řešena interakce s rotorem a výpočet byl výrazně kratší než případný výpočet nestacionární. Na vstupu do difuzoru byla zadána rychlost vycházející z kola při počítaném průtoku. Rychlost byla předepsána pomocí konstantní meridiální a unášivé složky celkové rychlosti (viz obrázek 3.4 uvedený v kapitole 3.1.2.). Na výstupu ustalovací délky za difuzorem byl předepsán tlak.

Pro potřebná vyhodnocení byla sbírána data rychlostí, statických a celkových tlaků, to vše vždy na vstupu a výstupu difuzoru. Ze získaných dat byly určeny ztráty ξ v jednotlivých difuzorech pomocí vzorce:

$$\xi = \frac{2(p_{t3} - p_{t4})}{\rho \cdot v_1^2} \quad , \quad (3.16)$$

kde p_{t3} je celkový tlak na vstupu, p_{t4} je celkový tlak na výstupu, ρ je hustota a v je rychlost na vstupu. Indexy 3 jsou označením vstupu do difuzoru, indexy 4 jsou označením výstupu z difuzoru.

Dále byla určena hydraulická (ztrátová) účinnost η_Y samotného difuzoru pomocí vzorce:

$$\eta_Y = \frac{\frac{p_{s4}}{\rho} + \frac{v_4^2}{2}}{\frac{p_{s3}}{\rho} + \frac{v_3^2}{2}} \quad , \quad (3.17)$$

kde p_s jsou statické tlaky, v jsou rychlosti a ρ je hustota.

Tab. 3.3 Výsledky numerické simulace difuzoru navrženého na průtok $Q = 415$ l/s [3]

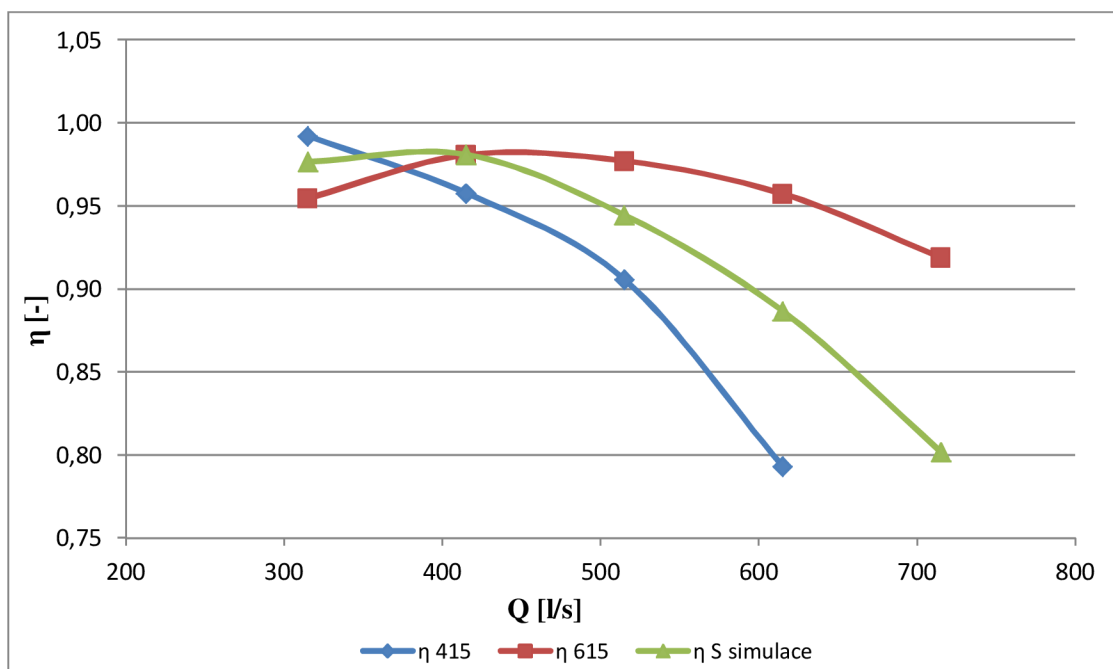
Difuzor 6ti-lopatkový pro průtok $Q = 415$ l/s											
Q	p_{t3}	p_{t4}	p_{s3}	p_{s4}	v_3	v_4	Y_3	Y_4	ΔY	ξ	η_Y
[l/s]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[m/s]	[m/s]	[J/kg]	[J/kg]	[J/kg]	[-]	[-]
315	3025,8	2876,4	2033,6	2762,3	41,63	15,06	2903,63	2880,60	23,03	0,173	0,992
415	3064,0	2796,9	2157,3	2602,3	39,05	19,64	2923,63	2799,89	123,74	0,351	0,958
515	3041,1	2620,4	2224,5	2295,1	36,55	25,45	2896,55	2623,08	273,47	0,631	0,906
615	3224,6	2453,8	2450,1	2025,9	35,77	29,13	3094,28	2453,94	640,34	1,207	0,793

Tab. 3.4 Výsledky numerické simulace difuzoru navrženého na průtok $Q = 615$ l/s [3]

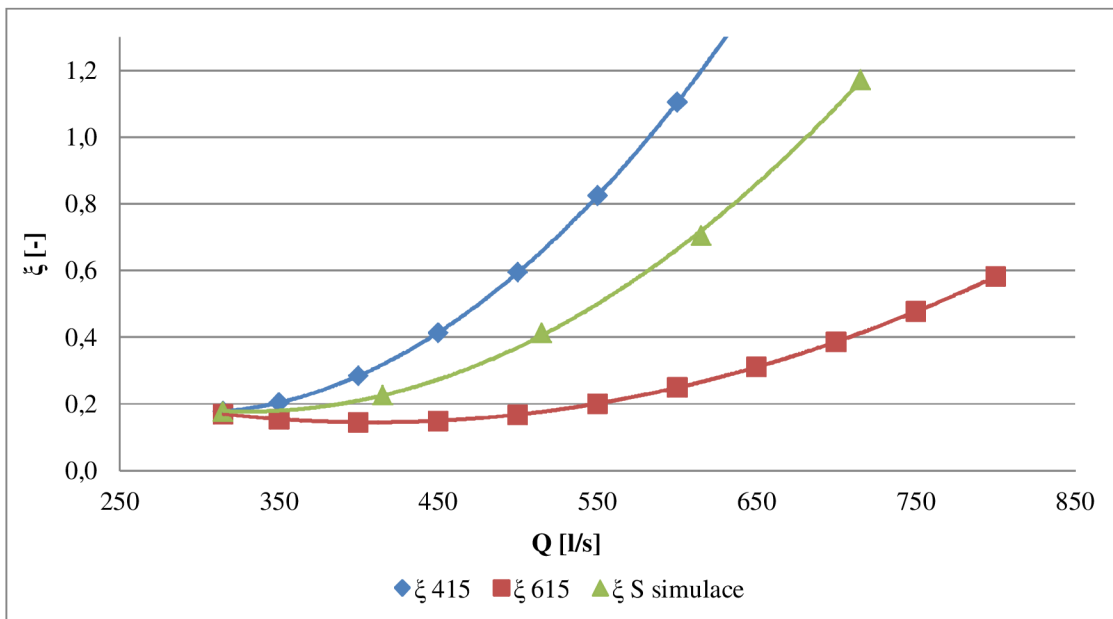
Difuzor 6ti-lopatkový pro průtok $Q = 615$ l/s											
Q	p_{t3}	p_{t4}	p_{s3}	p_{s4}	v_3	v_4	Y_3	Y_4	ΔY	ξ	η_Y
[l/s]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[m/s]	[m/s]	[J/kg]	[J/kg]	[J/kg]	[-]	[-]
315	3062,9	2890,2	2049,7	2837,6	44,26	10,25	3032,76	2895,20	137,56	0,1766	0,955
415	2918,2	2795,0	1978,7	2712,6	41,78	12,83	2854,86	2799,82	55,03	0,141	0,981
515	2719,3	2578,8	1864,8	2445,6	39,36	16,26	2642,62	2582,11	60,51	0,182	0,977
615	2507,1	2324,2	1741,1	2122,6	37,01	19,96	2429,21	2325,58	103,63	0,267	0,957
715	2179,6	1934,2	1498,8	1645,9	34,76	23,92	2105,60	1934,95	170,65	0,407	0,919

Ztráty v kanálech difuzoru se mění s průtokem. Na obrázku 3.21 je charakteristika účinnosti jednotlivých difuzorů (také uvedená již v úvodu kapitoly 3) a na obrázku 3.22 je

vykreslena závislost ztrátového součinitele na průtoku. Hodnoty v grafu jsou z tabulek 3.3 a 3.4. Hodnoty jsou proloženy spojnici trendu, jejíž rovnice je potřebná pro další teoretické odvozování.



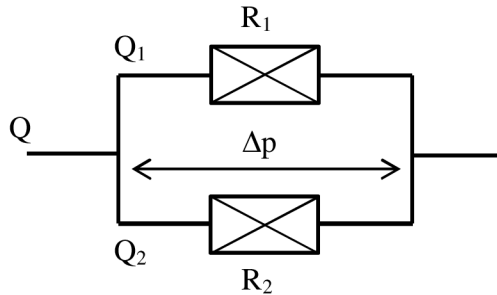
Obr. 3.21 Porovnání charakteristik účinností difuzorů navržených na různé pracovní body



Obr. 3.22 Graf závislosti ztrátového součinitele difuzorů na průtoku

3.3.1. Elektro-hydraulická analogie

Myšlenkou velmi zjednodušeného odvození stochastického difuzoru je, jak již bylo řečeno, že „voda teče cestou nejmenšího odporu“. Tuto myšlenku lze nejlépe popsat elektro-hydraulickou analogií s paralelním zapojením dvou odporů (viz obrázek 3.23). [4]



Obr. 3.23 Paralelní řazení hydraulických odporů

Pro paralelní zapojení platí, že celkový průtok Q rozvětvením, stejně jako elektrický proud, je roven součtu průtoků v jednotlivých větvích:

$$Q = Q_1 + Q_2 = \sum_{i=1}^m Q_i \quad (3.18)$$

Také platí, že tlaková změna Δp mezi dvěma vzájemně spojenými uzly je stejná:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p \quad (3.19)$$

Velikost tlakové změny mezi dvěma uzly je pak rovna:

$$\Delta p = R_i \cdot Q_i^n \quad , \quad (3.20)$$

kde n je rovno 1 pro laminární proudění a 2 pro turbulentní proudění.

Odpor R je v hydraulice označován jako odpor proti tečení a pro případ turbulentního proudění je roven:

$$R = \rho \cdot \xi \cdot \frac{1}{2 \cdot S^2} \quad , \quad (3.21)$$

Dosadí-li se rovnice (3.21) do rovnice (3.20), pak bude změna tlaku rovna:

$$\Delta p = \rho \cdot \xi \cdot \frac{v^2}{2} \quad , \quad (3.22)$$

kde ρ je hustota, ξ je ztrátový součinitel na hydraulickém prvku, v je rychlost protékání kapaliny větví (rychlost, pomocí které byla vypočtena ztráta ξ) a S je plocha v místě určování rychlosti v .

Velikost tlakové změny je úměrná odporu proti tečení a proudu procházející jednou totožnou větví. Jestliže v jedné větví bude zařazen značně velký odpor, bude větví protékat velmi malý průtok. A také naopak, jestliže bude ve větví zařazen velmi malý odpor, bude větví protékat velký průtok. Lze tedy říci, že větší průtok poteče větví s malým odporem, než větví s odporem velkým.

Stejným způsobem teoreticky funguje také proudění uvnitř difuzoru, jestliže řešíme ideální průtok.

3.3.2. Elektro-hydraulická analogie pro stochastický difuzor

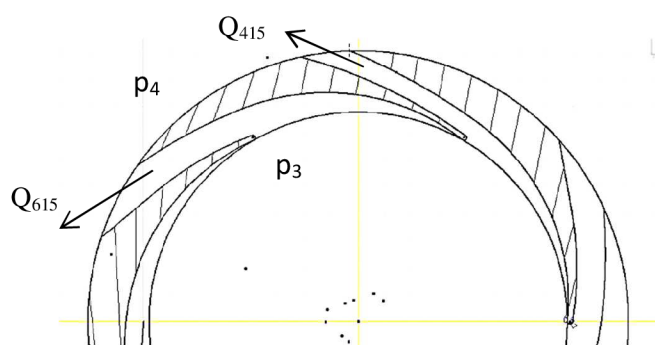
Následující odvození je pouze teorie, která nastiňuje možnosti úprav nerovnoměrného difuzoru. Odvozené účinnosti nelze ve skutečnosti dosáhnout, ale je možné se jí alespoň pokusit přiblížit vhodnými úpravami.

Dle elektro-hydraulické analogie se tedy nastaví průtok jednotlivými kanály difuzoru dle myšlenky totožné změny tlaku. Každým kanálem stochastického difuzoru tak poteče množství kapaliny odpovídající té nejnižší možné tlakové ztrátě:

$$\Delta p_{415} = \Delta p_{615}$$

Po dosazení dle rovnice (3.22):

$$\rho \cdot \xi_{415} \cdot \frac{v_{415}^2}{2} = \rho \cdot \xi_{615} \cdot \frac{v_{615}^2}{2} \quad (3.23)$$



Obr. 3.24 Elektro-hydraulická analogie pro stochastický difuzor

Po vykrácení, dosazení $v = Q/S$ a vhodné úpravě dostaneme poměr:

$$\xi_{415} \frac{Q_{415}^2}{S_{415}^2} = \xi_{615} \frac{Q_{615}^2}{S_{615}^2} \quad (3.24)$$

Protože oba difuzory mají stejné vnější rozměry (pomocí nichž byl určován ztrátový koeficient pro tabulky 3.3 a 3.4), můžeme uvažovat že $S_{415} = S_{615}$:

$$\xi_{415} Q_{415}^2 = \xi_{615} Q_{615}^2 \quad (3.25)$$

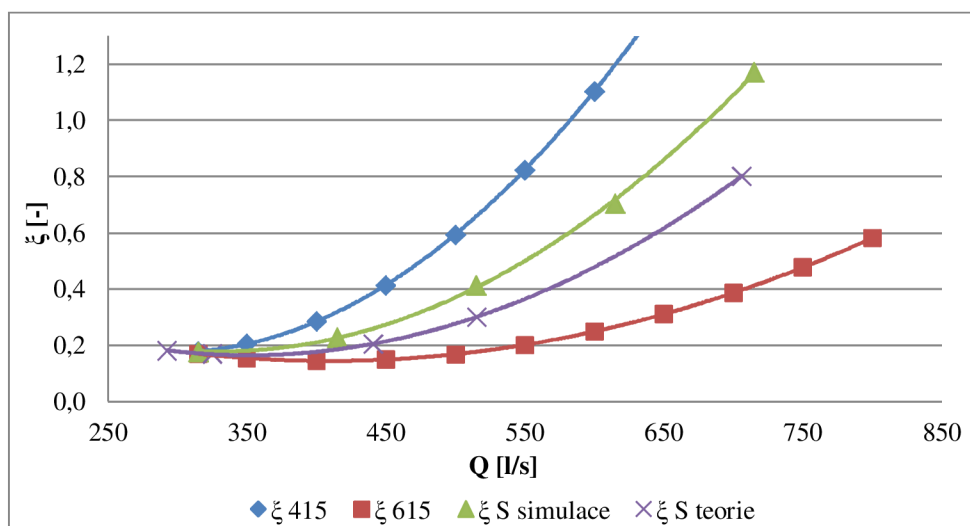
Dle předchozí rovnice byly určeny průtoky a následně také ztráty v jednotlivých kanálech. Celkový průtok stochastickým difuzorem byl určen součtem průtoků jednotlivými kanály dle rovnice (3.18) a celkové ztráty byly zpětně určeny z rovnosti změny tlaku (3.25):

$$\xi_{415} Q_{415}^2 = \xi_{615} Q_{615}^2 = \xi_S Q_S^2 \quad (3.26)$$

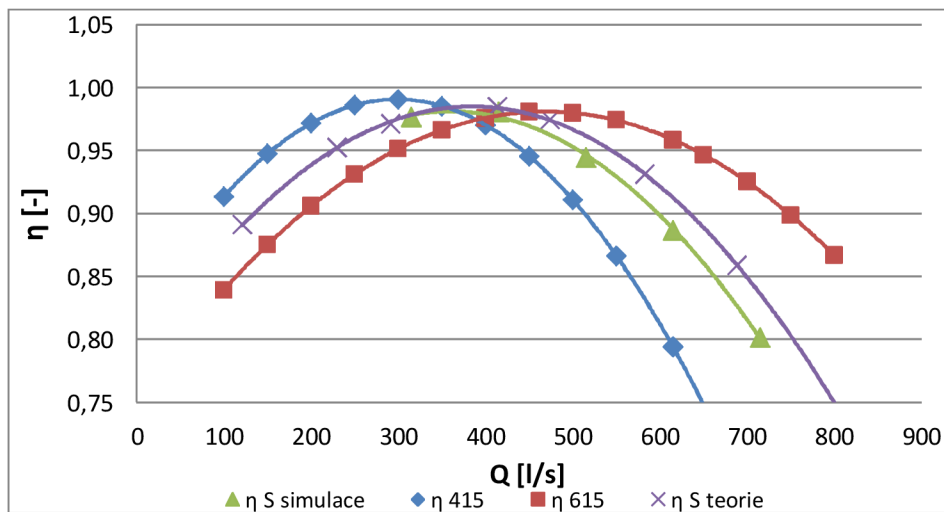
Účinnost stochastického difuzoru byla určena jako střední hodnota účinností kanálů, z nichž je poskládán:

$$\eta_S = \frac{\eta_{415} + \eta_{615}}{2} \quad (3.27)$$

Graf závislosti celkových ztrát na celkovém průtoku procházejícím difuzory je na obrázku 3.25. Ztráty stochastického difuzoru $\xi_{S \text{ teorie}}$ dle teoretického výpočtu prochází mezi křivkami ztrát obyčejně navržených difuzorů ξ_{415} a ξ_{615} pro jeden pracovní bod. Ztráty teoreticky vypočítané jsou hodnotově nižší než ztráty získané z numerické simulace $\xi_{S \text{ simulace}}$. Stejně tak účinnost vykreslená v grafu na obrázku 3.26. Účinnost stochastického difuzoru vypočítaná teoreticky je více optimistická než účinnost získaná numerickou simulací.



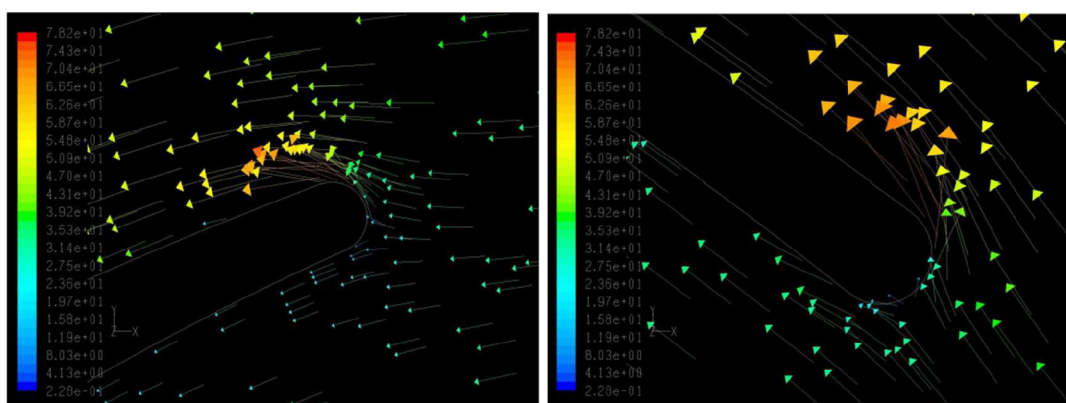
Obr. 3.25 Graf závislosti ztrát stochastického difuzoru na průtoku



Obr. 3.26 Charakteristika účinností stochastického difuzoru určená ze simulace a pomocí teoretického výpočtu

Příliš optimistické výsledky jsou způsobeny idealizací příkladu. Je uvažováno, že tlaková změna Δp stochastického difuzoru je pro oba kanály stejná, jak naznačuje obrázek 3.24 a rovnice (3.19). To ale není pravda a tudíž rovnice (3.19) neplatí. Tato nerovnost je způsobena zejména příliš malým prostorem mezi výstupním průměrem oběžného kola a počátkem lopatek difuzoru. Tato vzdálenost je v praxi volena dle poměru $d_{\text{kolo}} = d_{\text{difuzor}} \cdot (1,02 \text{ až } 1,04)$.

Na obrázcích 3.27 jsou vykresleny vektorové pole na náběžných hranách lopatek stochastického difuzoru při celkovém průtoku difuzorem $Q = 615 \text{ l/s}$. Na obrázku b) je náběžná hrana u vstupu do kanálu difuzoru navrženého pro nižší průtok $Q = 415 \text{ l/s}$. Kapalina natéká na lopatku velmi úhledně a prakticky bez rázu, přestože je difuzor naladěn na průtok rozdílný od řešeného a k rázu by tak mělo docházet. Na druhém obrázku a) je náběžná hrana u vstupu do kanálu difuzoru naladěného pro průtok $Q = 615 \text{ l/s}$. Přestože difuzorem teče optimální průtok pro tento kanál, dochází na náběžné hraně k mírným rázům a zpětným prouděním, kdy kapalina má potřebu zpětně vtékat do širokého kanálu.



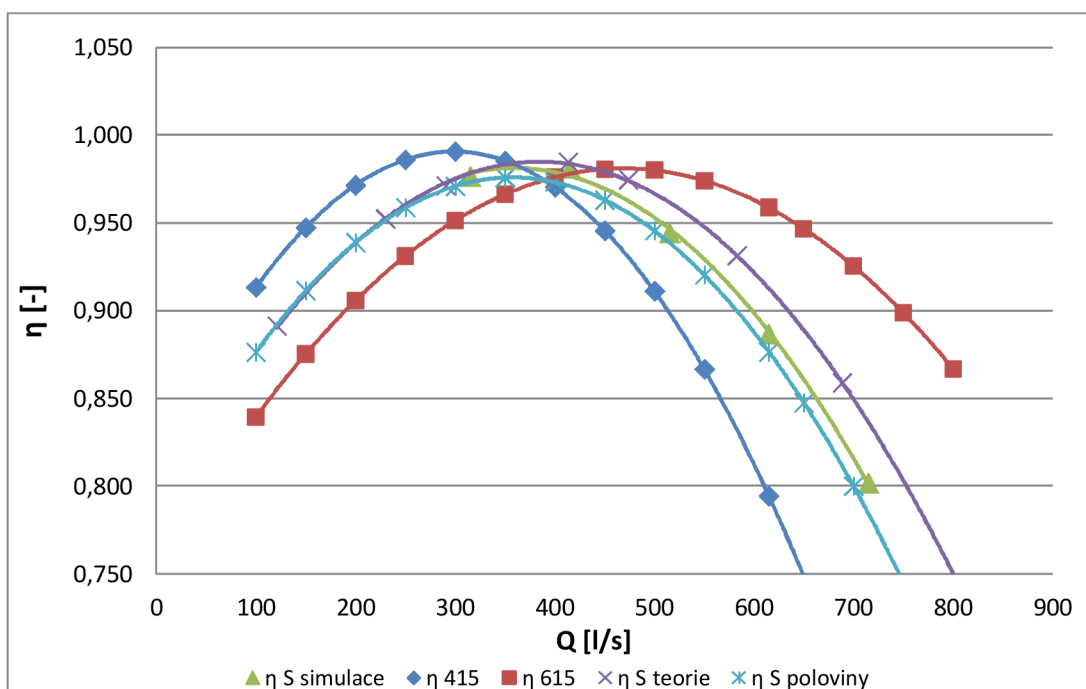
a) kánál pro průtok $Q = 615 \text{ l/s}$

b) kánál pro průtok $Q = 415 \text{ l/s}$

Obr. 3.27 Vykreslení vektorového pole u náběžné hrany kanálů stochastického difuzoru [3]

Obrázky jsou tedy jasným popisem toho, že kapalina se snaží téct cestou nejmenšího odporu. V případě difuzoru však „zavazí“ náběžné hrany, které nedovolují plnému převodu průtoku do kanálu s menší ztrátou. Proto je kapalina násilně tlačena do kanálu s větším odporem, kterým proteče větší podíl průtoku než by teoreticky měl. Větší průtok kanálem s vyšší ztrátou způsobuje zvýšení celkových ztrát stochastického difuzoru.

V grafu na obrázku 3.28 jsou charakteristiky účinností difuzorů s přidanou křivkou η_s poloviny popisující účinnost stochastického difuzoru v případě, kdy by oběma kanály protékal zcela stejný průtok (voda by netekla „cestou nejmenšího odporu“). Při jednom stejném průtoku každým difuzorem byly určeny účinnosti a z jejich průměru (rovnice 3.26) byla určena účinnost stochastického difuzoru.



Obr. 3.28 Charakteristiky účinností stochastického difuzoru

Křivka η_s poloviny je výrazně bližší ke křivce účinnosti získané z numerické simulace.

3.3.3. Závěr teoretického odvození

Závěrem teoretického odvození účinnosti stochastického difuzoru je fakt, že kapalina difuzorem protéká cestou nejmenšího odporu, ale vlivem konstrukce náběžných hran lopatek dochází k omezení tohoto přirozeného průtoku. Toto omezení pak způsobuje výrazné snížení účinnosti stochastického difuzoru.

Lze přepokládat, že by se dala účinnost stochastického difuzoru navýšit tím, že by se upravily vzdálenosti náběžných hran od výstupního poloměru oběžného kola. Toto posunutí náběžných hran by muselo být provedeno tak, aby se podpořil průtok kapaliny širším kanálem s nižším koeficientem ztrát. A to například tak, že náběžné hrany u kanálu navrženého na průtok 415 byly blíže k průměru oběžného

kola, a náběžné hrany kanálu navrženého na průtok 615 by byly od výstupního průměru oběžného kol dále.

Stochastický difuzor by měl teoreticky přesouvat optimum mezi optima difuzorů, z nichž se skládá. Je otázkou, jak by vypadala charakteristika účinnosti difuzoru navrženého na jeden pracovní bod nastavený na průtok při maximální účinnosti stochastického difuzoru. Nebyla by charakteristika běžně navrženého difuzoru lepší, než charakteristika i dobře vyladěného stochastického difuzoru?

Uvedené teoretické odvození ukazuje maximální možnou účinnost stochastického difuzoru při ideálním proudění. Toto odvození slouží pouze pro orientaci dalšího možného vývoje úprav difuzoru.

4. Návrh oběžných kol

Stejně jako difuzor s nerovnoměrnou lopatkovou mříží, také oběžné kolo bude tvořeno dvěma různými tvary lopatek. Jeden tvar lopatek bude převzat z již existujícího čerpadla COSU 158. Druhý tvar lopatek bude nově navržen na průtok 1,83 l/s (110 l/min). Tyto dva tvary lopatek budou následně zkombinovány a vytvoří tak oběžné kolo čerpadla s nerovnoměrnou lopatkovou mříží.

4.1. Rozbor kola Bratislava navrženého na průtok $Q = 2,5$ l/s

Při návrhu nového axiálně-radiálního oběžného kola bylo vycházeno z rozměrů a dosažených parametrů kola Bratislava navrženého na průtok 2,5 l/s (150 l/min) použitého v čerpadle COSU [2]. U nového kola byl upraven tvar lopatky, ale byly zachovány všechny vnější rozměry.

Z výkresů oběžného kola a z naměřených hodnot byly získány následující informace:

$Q =$	0,0025 l/s	Výstupní poloměr $r_2 =$	0,045 mm
$Y =$	90 J/kg	Výstupní šířka $b_2 =$	0,006 mm
$n =$	2950 1/min	Vstupní poloměr $r_1 =$	0,018566 mm
$z =$	8	Vstupní šířka $b_1 =$	9,731 mm
		Úhel lopatky na vstupu $\beta_1 =$	38 °
		Úhel lopatky na výstupu $\beta_2 =$	45 °

Při návrhu nového oběžného kola byla snaha zachovat stávající účinnost. Proto byla z výpočtů využívajících znalosti teorie čerpadel získána hydraulická účinnost $\eta_h = 72,8\%$, při níž bylo kolo navrhováno, a kterou bylo potřeba u nového návrhu dodržet.

Poznamkou z kontrolního výpočtu návrhu bylo, že vstupní úhel čerpadla byl mírně přiotevřený. Tento fakt byl použit i při návrhu nového kola.

4.2. Návrh oběžného kola na průtok 1,83 l/s

Vnější rozměry kola a návrhovou účinnost musíme dodržet. Proto při návrhu měníme pouze tvar lopatky. Pokud zachováme jednoduchost návrhu, jako má kolo Bratislava, bude mít lopatka tvar kružnice a jedině, co budeme měnit je počet lopatek, a vstupní a výstupní úhly.

4.2.1. Návrh vstupního úhlu

Návrh vstupního úhlu vychází z rychlostního trojúhelníku – pro výpočet je zapotřebí znát pouze meridiální a unášivou rychlost.

Vstupní unášivá rychlost u_1 zůstává stejná jako u kola Bratislava, protože otáčky ani průměry oběžného kola se nemění:

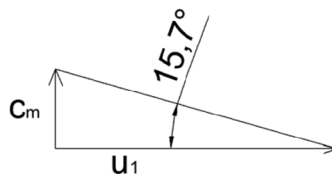
$$u_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot n = 5,7355 \frac{m}{s} \quad (4.1)$$

Meridiální rychlost c_{m1} je závislá na průtoku. Do vzorce pro výpočet plochy S_1 se opět dosazují vnější rozměry původního kola uvedené v kapitole 4.1:

$$c_m = \frac{Q}{S_1} = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1} = \frac{0,00183}{2 \cdot \pi \cdot 0,018566 \cdot 0,009731} = 1,612 \frac{m}{s} \quad (4.2)$$

Vezme-li se v potaz myšlenka, že kapalina vstupuje do oběžného kola bez předrotace, vznikne rychlostní trojúhelník uvedený na obrázku 4.1, z něhož lze získat teoretickou hodnotu vstupního úhlu β_1 :

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{c_{m1}}{u_1}\right) = \arctg\left(\frac{1,612}{5,7355}\right) = 15,7^\circ \quad (4.3)$$



Obr. 4.1 Vstupní rychlostní trojúhelník

Z konstrukčního hlediska (přiotevření kanálu kola, uvážení ztrát a plochy lopatek) navýšíme úhel na $\beta_1 = 28^\circ$.

4.2.2. Návrh výstupního úhlu a volba počtu lopatek

Výstupní úhel lze získat z Eulerovy čerpadlové rovnice za pomoci programu MS Excel a jeho funkce Řešitel.

Při výpočtu je potřeba dodržet všechny parametry stejné jako u původního kola, včetně návrhové účinnosti. Aby se při řešení dosáhlo rozumných hodnot úhlů a nedocházelo k zahlcení

kanálů, musí se zvolit 7 lopatek. Pak dle výpočtu Řešitele je hodnota výstupního úhlu $\beta_2 = 35^\circ$. Uváží-li se konstrukční hlediska, je vhodné navýšit výstupní úhel na $\beta_2 = 40^\circ$.

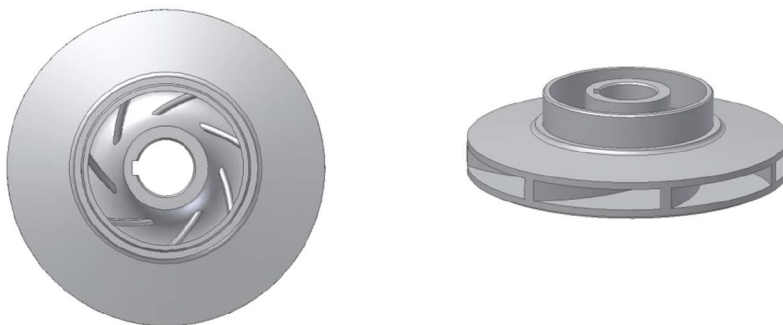
4.3. Návrh oběžného kola se stochastickými lopatkami

Kolo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží kombinuje tvary lopatek původního kola Bratislava a nově navrženého kola uvedeného v předchozí kapitole 4.3. Jde o kombinaci kola navrženého pro průtok 2,5 l/s a pro průtok 1,83 l/s. Protože je potřeba zachovat všechny vnější rozměry, dopravní výšku i hydraulickou účinnost, musí se zvolit 8 lopatek. Čtyři lopatky z každého z uvedených oběžných kol.

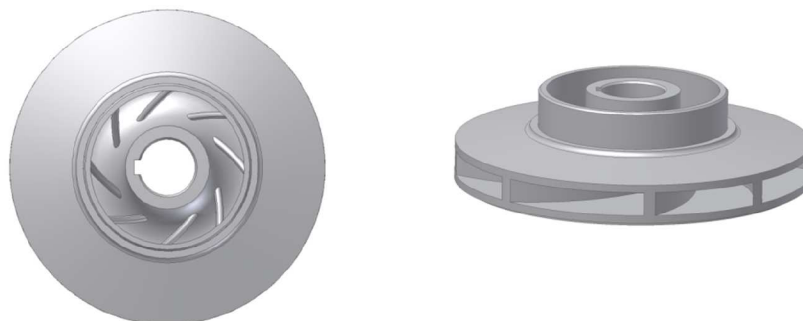
4.4. Výroba oběžných kol

Obě navržená oběžná kola byla namodelována v programu Autodesk Inventor a následně byla vytisknuta za pomoci 3D tiskárny (Rapid prototyping).

Na obrázku 4.2 jsou obrázky oběžného kola navrženého na průtok 1,83 l/s se 7mi lopatkami. Na obrázku 4.3 jsou obrázky kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží.



Obr. 4.2 Obrázky radiálně-axiálního kola navrženého na průtok $Q = 1,83$ l/s ve 3D



Obr. 4.3 Obrázky radiálně-axiálního kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží ve 3D

5. Experimentální měření čerpadla COSU

V předchozích kapitolách byl popsán průběh návrhu jednotlivých hydraulických dílů čerpadla COSU. Bylo navrženo několik difuzorů a oběžných kol. Po konečném návrhu byly tyto díly vytištěny pomocí 3D tisku (Rapid prototyping) a následně změřeny na zkušebně Odboru fluidního inženýrství V. Kaplana.

V rámci konečného měření čerpadla bylo provedeno proměření charakteristik všech možných kombinací difuzorů a oběžných kol. Jednotlivé díly jsou označeny následovně:

OK_1 je oběžné kolo původní hydrauliky čerpadla COSU navržené na průtok 150 l/min

OK_2 je oběžné kolo nově navržené na průtok 110 l/min

OK_S je oběžné kolo stochastické – kombinace oběžného kola OK_1 a OK_2

DIF_1 je difuzor původní hydrauliky čerpadla COSU navržený na průtok 150 l/min

DIF_2 je difuzor nově navržený na průtok 110 l/min

DIF_S je difuzor stochastický – kombinace difuzoru DIF_1 a DIF_2

Experimentální měření všech variant hydraulik čerpadla COSU bylo provedeno na měřící trati malých čerpadel. Z měření byly získány hodnoty všech veličin potřebných pro následné vyhodnocení, tedy pro získání charakteristiky účinnosti, měrné energie a příkonu.

5.1. Měřící trať

Měření, které předcházelo měření konečnému, v nichž byly získávány znalosti stochastické lopatkové mříže, probíhaly na měřící trati malých čerpadel. Tato měřící trať byla velmi zastaralá a nestejná – tím je myšleno to, že každé měření se chystalo znovu a trať tak byla poskládána vždy z jiných prvků (jiné potrubí, jiné měřící techniky, apod.). Jednotlivá měření tak nebyla zcela jednoznačně opakovatelná či porovnatelná. Z toho důvodu byla v rámci projektu Fondu vědy FSI (číslo projektu 1120/RP9042100307) navržena nová univerzální měřící trať malých čerpadel, sloužící jak pro výzkum stochastické lopatkové mříže, tak i pro základní výuku Hydromechaniky v rámci bakalářského studia (Úloha měření charakteristiky čerpadla).

5.1.1. Výroba nové výukové měřící tratě

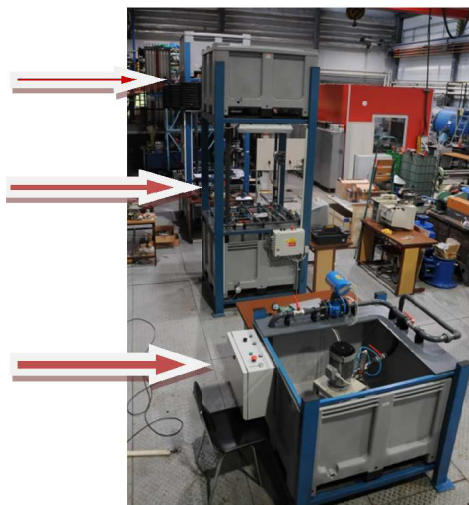
Nová výuková trať s ponorným čerpadlem byla vybudována pro doplnění experimentální výuky Hydromechaniky. Vzhled tratě byl tedy přizpůsoben vzhledu ostatních výukových tratí (viz obr.

5.1). Při stavbě nové tratě bylo kvůli sjednocení vzhledu použito mnoho dílů totožných s ostatními úlohami.

Úloha
hydraulického rázu

Měření ztrátových
součinitelů

Nová trať měření
ponorného čerpadla



Obr. 5.1 Školní experimentální úlohy

Měřicí stanoviště je složeno z kovové konstrukce, vodní nádrže, dvou stoliček, dvou čerpadel, plastové potrubní tratě, rozvodové krabice a frekvenčního měniče.



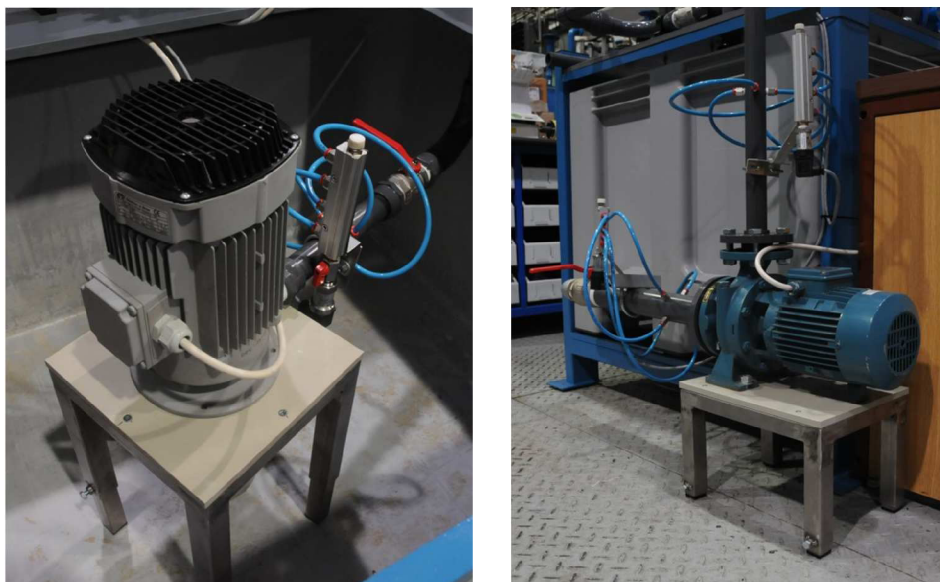
Obr. 5.2 Fotografie univerzální měřicí tratě malých čerpadel

Výroba kovové konstrukce

Konstrukce (viz obr. 5.2) je navržena a vyrobena tak, aby se do ní mohla vložit nádrž, a aby se na její horní část mohla uchytit plastová potrubní trať. Kovová konstrukce je svařena z železných profilů a následně je natřena základovou a finální modrou barvou.

Výroba stoliček

Pro měřicí stanici bylo třeba vyrobit dvě stoličky pod obě čerpadla (viz obr. 5.3). Obě stoličky byly vyrobeny z nerez. Stolička pro ponorné čerpadlo bude permanentně umístěna ve vodě. Obě stoličky byly svařeny z profilů a vyrobeny jako univerzální, aby se čerpadla mohla měnit a tudíž, aby se mohlo výškové umístění čerpadla přizpůsobit trati.

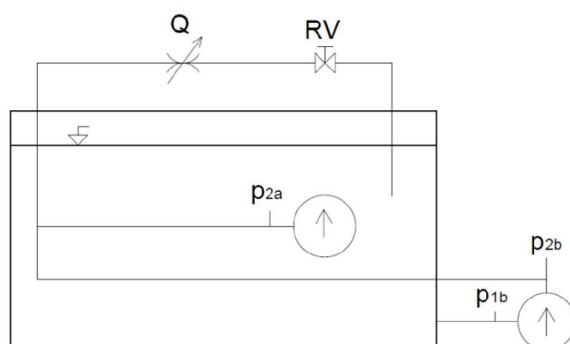


Obr. 5.3 Čerpadla umístěná na univerzálních stoličkách

Plastová potrubní trať

Potrubní trať byla navržena z plastu kvůli vzhledovému sjednocení výukových úloh, z důvodu nižších finančních nákladů a z důvodu jednoduchosti výroby tratě. Použití plastu nijak neovlivní měření.

Plastová trať, jehož schéma je na obrázku 5.4, je složena z PVC-U potrubí DN32, plastových tvarovek, šroubení a přírub, kovových ručních ventilů (byly použity kovové z důvodu výrazně nižší ceny a lepších vlastností) a měřicí techniky. Trať je pomocí příchytek pro potrubí uchycena na PVC desku, jejíž tvar byl navržen tak, aby byla zachována nutná možnost výměny ponorného čerpadla umístěného v nádrži.



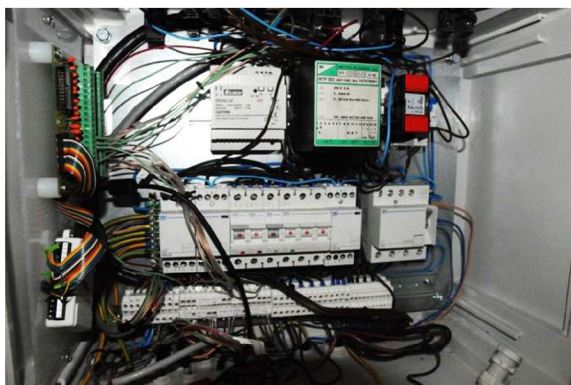
Obr. 5.4 Schéma měřící tratě

Součástí potrubní tratě je i měřící technika, která sestává z indukčního průtokoměru, čtyř tlakoměrů (dvě pro každé čerpadlo – jedno na vstupu a jedno na výstupu daného čerpadla) a wattmetru.

Rozvodová skříň

Rozvodová skříň (viz obr. 5.5) obsahuje veškerou elektriku potřebnou pro měřící stanici. Všechny potřebné součásti silnoproudého i slaboproudého okruhu jsou umístěny na DIN lištách. Součásti silnoproudého okruhu jsou pojistky, chrániče, stykače, wattmetr, zdroj (usměrňovač na stejnosměrný proud), vývod pro zásuvku, tlačítka a přepínače pro ovládání čerpadel. Slaboproudý okruh sloužící pro přenos měřených dat je napájen ze zdroje stejnosměrného proudu. Zdroj napájí měřící techniku a měřící katru.

Z měřící techniky se získávají výstupy ve formě elektrických signálů, které je potřeba převést na dané hydraulické veličiny, jako je průtok či tlak. Měřící karta byla použita integrální NI USB-6009 od firmy National Instruments.



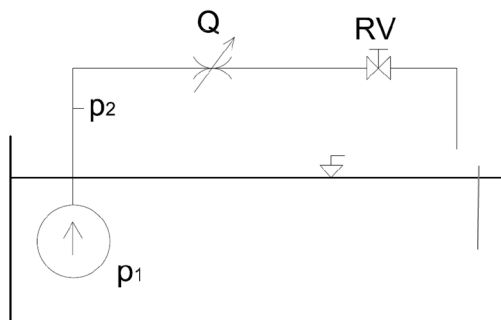
Obr. 5.5 Fotografie zapojení rozvaděče

Zpracování dat

Naměřená data se zpracovávají pomocí softwaru LabView.

5.1.2. Měřicí trat' ponorného čerpadla COSU

V předchozí kapitole byla popsána výroba nové univerzální měřicí tratě malých čerpadel. Pro měření čerpadla COSU je využita pouze část tratě, a to ta pro měření malých ponorných čerpadel (viz schéma na obr. 5.6).



Obr. 5.6 Schéma měřicí tratě malých ponorných čerpadel

Tato část měřicí tratě je tedy složena ze sací nádrže, která slouží jako zásobník kapaliny měřeného ponorného čerpadla, výtláčného potrubí DN32, indukčního průtokoměru Q, regulačního uzávěru RV. Na měřicí trati jsou umístěny dva snímače tlaku. Jeden pro měření atmosférického tlaku (p_1), druhý pro měření tlaku ve výtláčném potrubí za čerpadlem (p_2). Součástí měřicí tratě je wattmetrický převodník, frekvenční měnič a měřicí karta.

Měřené veličiny

- p_1 tlak na vstupu - atmosférický [kPa]
- p_2 tlak za výtláčným hrdlem čerpadla [kPa]
- Q průtok [l/s]
- Pr příkon elektromotoru čerpadla [W]
- n otáčky [1/min]

Použitá měřicí technika

p_1 - snímač tlaku DMP 331, výrobce BD SENZORS s.r.o. Uh. Hradiště, měřicí rozsah 160 kPa (A), přesnost $\pm 0,25\%$, proudový výstup 0–20 mA, v.č. 1762376

p_2 - snímač tlaku DMP 331, výrobce BD SENZORS s.r.o. Uh. Hradiště, měřicí rozsah 400 kPa (A), přesnost $\pm 0,25\%$, proudový výstup 0–20 mA, v.č. 1762378

Q - indukční průtokoměr Krohne, typ IFC080K, měřicí rozsah 0-7l/s, přesnost $\pm 10\%$ z měřené hodnoty, proudový výstup 4-20 mA, v.č. A95 12222.

Pr - převodník výkonu RAWET P1S, rozsah 0-11kW, přesnost $\pm 0,5\%$, proudový výstup 4-20mA.

n - ruční digitální otáčkoměr Solex TA250, vč. L104083.

Napájení snímačů p_1 , p_2 , - ss stabilizovaný zdroj NZ 224 Ramet, UN=24 V, v.č. 9910027.

Elektrické signály snímačů p_1 , p_2 , Q , Pr byly zpracovávány měřicí kartou National Instruments a zobrazeny za pomoci softwaru LabVIEW.

5.1.3. Postup měření

Jak bylo napsáno v úvodu této kapitoly, bylo provedeno měření všech kombinací vytištěných oběžných kol a difuzorů. Bylo tedy provedeno 9 měření. Na obrázku 5.7 je fotografie z výměny hydraulických částí čerpadla.



Obr. 5.7 Fotografie z výměny hydraulických částí čerpadla COSU

Kroky provedené pro správné měření charakteristik čerpadla:

1. Odvzdušnění měřícího okruhu.
2. Kontrola funkcí snímačů tlaků, kontrola nastavení nuly Q , Pr .
3. Spuštění čerpadla.
4. Nastavení Q pomocí otevření regulačního ventilu.
5. Kontrola ustálení tlaků, příkonu, průtoku.
6. Vlastní měření nastaveného bodu pomocí SW LabVIEW.
7. Měření otáček čerpadla.
8. Uložení a zapsání naměřených hodnot.
9. Pokračování v bodě 4, dokud nejsou změřeny všechny požadované průtoky.
10. Odstavení čerpadla.
11. Měření tlakové diference při odstaveném čerpadle (pro určení Δh).

Pro zjištění opakovatelnosti měření byla každá varianta měřena dvakrát, a to vždy od nulového průtoku po maximální a zpět.

5.2. Vyhodnocení experimentálního měření

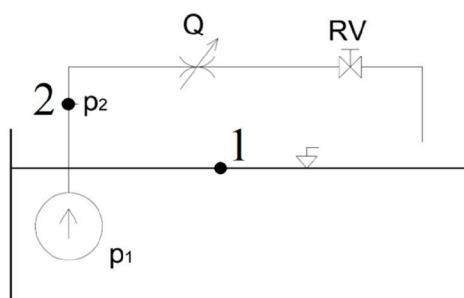
Po každém experimentálním měření popsaného v předchozí kapitole bylo provedeno vyhodnocení měřených dat, které sloužilo k určení charakteristik účinnosti, měrné energie a příkonu každé varianty čerpadla.

5.2.1. Základní výpočetní vztahy

a) Výpočet měrné energie čerpadla Y_{ζ} v měřených pracovních bodech vychází z Bernoulliho rovnice:

$$\frac{p_{s1}}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot h_1 + Y_{\zeta} = \frac{p_{s2}}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot h_2, \quad (5.1)$$

kde p_s je statický tlak [Pa], v je rychlost v určitém bodě [m/s], h jsou výšky daného bodu vůči myšlené vztážené rovině [m], Y_{ζ} je měrná energie čerpadla [J/kg], g je gravitační zrychlení [m/s^2] a ρ je hustota čerpané kapaliny [kg/m^3]. Místo 1 je umístěno na hladinu vody v nádrži, místo 2 odpovídá umístění výstupního tlakoměru čerpadla (viz schéma na obrázku 5.8).



Obr. 5.8 Schéma měřicí trati a vyznačení výpočetních bodů

Protože ponorné čerpadlo nemá žádné sací potrubí, lze psát, že hodnota tlaku na vstupu čerpadla je rovna tlaku atmosférickému. Rychlost na vstupu ponorného čerpadla odpovídá rychlosti na hladině nádrže, která se nemění. Rovnice (5.1) tedy lze upravit a získat vztah pro určení měrné energie čerpadla:

$$\frac{p_a}{\rho} + 0 + g \cdot h_1 + Y_{\zeta} = \frac{p_{s2}}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot h_2$$

$$Y_{\zeta} = \frac{p_{s2} - p_a}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot \Delta h \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right], \quad (5.2)$$

kde p_a je atmosférický tlak [Pa], p_{s2} je tlak naměřený na výtlačku čerpadla [Pa], v_2 je střední rychlost kapaliny v místě tlakového snímače p_2 [m/s], Δh je poloha snímače p_2 nad hladinou [m].

b) Rychlost kapaliny v_2 určíme ze vztahu:

$$v_2 = \frac{Q}{S} \quad , \quad (5.3)$$

kde Q je průtok potrubím [m³] a S je průřez v místě tlakového snímače p_2 [m²]

c) Výpočet celkové účinnosti čerpadla η se provede ze vztahu:

$$\eta = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y_\xi}{P} \quad , \quad (5.4)$$

kde ρ je hustota čerpané kapaliny [kg/m³], Q je průtok potrubím [m³], Y_ξ je měrná energie měřeného čerpadla [J/kg] a P je příkon elektromotoru [W].

d) Stanovení výšky Δh (polohy snímače p_2 nad hladinou)

Výšku Δh je možno přímo změřit metrem nebo stanovit z tlakové difference při odstaveném čerpadle, kdy měrná energie čerpadla a průtok jsou nulové. Potom lze opsat Bernoulliho rovnici (5.1) a adekvátně ji upravit:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot h_1 + Y_\xi = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot h_2$$

$$\frac{p_1}{\rho} + 0 + g \cdot h_1 + 0 = \frac{p_2}{\rho} + 0 + g \cdot h_2$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \frac{p_1 - p_2}{g \cdot \rho} \quad . \quad (5.5)$$

5.2.2. Hydraulická účinnost

Výpočty uvedené v předchozí kapitole vedou k získání celkové účinnosti celého čerpadla. Do celkové účinnosti jsou zahrnuty jak ztráty hydraulické, způsobené prouděním kapaliny protékající čerpadlem, tak ztráty mechanické, objemové a ztráty motoru. Ztráty mechanické vznikají třením hřídele v ucpávkách a ložiscích a tzv. třením diskovým, tj. třením vnějších, a hlavně bočních stěn oběžného kola o kapalinu v tělese čerpadla. Ztráty objemové jsou způsobeny zpětným unikáním vody netěsnostmi těsnících prstenců oběžného kola.

Hydraulické ztráty jsou nejdůležitějšími ztrátami, protože na jejich velikosti závisí skutečná dosažitelná dopravní výška čerpadla. Hydraulické ztráty mají mnoho zdrojů. Jsou způsobeny změnami směru a rychlosti kapaliny protékající čerpadlem vlivem rotujícího oběžného kola, třením vody, změnami průřezů, turbulencí, apod.

Pro přepočet celkové účinnosti η na hydraulickou účinnost η_h se běžně používá vzorec:

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - 0,02 \div 0,04 \quad (5.6)$$

Hodnota z rozsahu $0,02 \div 0,04$ v rovnici se volí podle velikosti oběžného kola čerpadla. Je-li oběžné kolo malé, uvažuje se hodnota 0,04. Je-li oběžné kolo velké, uvažuje se hodnota 0,02.

Rovnice pro přepočet celkové účinnosti na hydraulickou dle vzorce (5.6) je čistě obecná a nemusí být vždy přesná. Jestliže je, kromě celkové účinnosti, naměřena také účinnost hydraulická, může se pomocí rovnice regrese upravit stávající přepočet tak, aby lépe seděl.

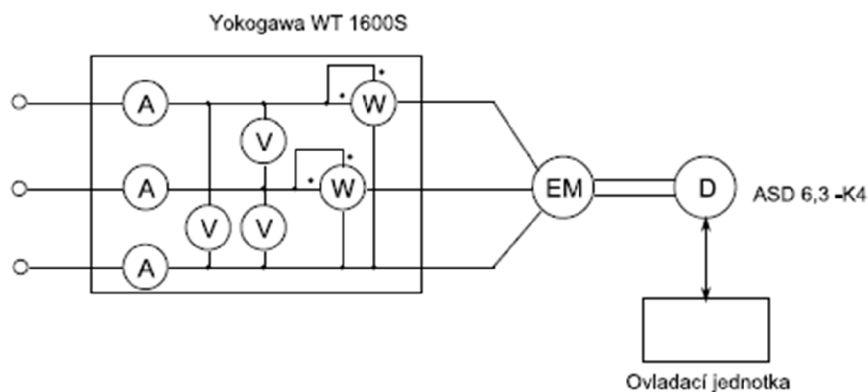
To se provede tak, že se do jednoho grafu položí hydraulická účinnost naměřená (celková účinnost zbavená ztrát motoru) a hydraulická účinnost vypočtená pomocí vztahu (5.6). Pokud jsou křivky výrazně odlišné, mění se rovnice (5.6) tak, aby si byly křivky co nejpodobnější.

Pro uskutečnění toho zpřesňujícího výpočtu bylo potřeba provést měření dvoustupňového čerpadla COSU ve spolupráci s Fakultou elektrotechniky a komunikačních technologií.

5.2.2.1. Měření elektromotoru

Pro určení hydraulické účinnosti bylo zapotřebí proměřit účinnost elektromotoru. Proto bylo po měření energetických a hydraulických vlastností čerpadla provedeno odstranění všech hydraulických součástí čerpadla a následovalo měření zatěžovacích charakteristik samotného elektromotoru. Toto měření proběhlo v laboratoři Ústavu Výkonové elektrotechniky a elektroniky VUT FEKT v Brně, Technická 12.

Měřicí pracoviště pro měření elektromotorů čerpadel (obrázek 5.9) se skládá z dynamometru ASD 6,3-K4, výrobce VUES Brno, výkonového analyzátoru Yokogawa WT1600s a napájecího zdroje. Jako napájecí zdroj byl použit měnič FRENIC Multi 15 kW. [5]



Obr. 5.9 Schéma měřicího pracoviště pro měření elektromotorů čerpadel [5]

Při měření zatěžovací charakteristiky motorů čerpadel bylo postupováno tak, aby měřené body byly co nejvíce shodné s měřenými body z měření celého čerpadla. Na dynamometru byl nastaven takový moment, aby příkon motoru byl shodný s příkonem během měření čerpadla a bylo vyčkáno, až bude mít motor obdobnou teplotu (dle čidel ve vinutí). Jakmile bylo tohoto dosaženo, byl nastaven další bod charakteristiky a postup se opakoval. [5]

5.2.2.2. Hydraulická účinnost a rovnice regrese

K odstranění účinnosti motoru od celkové účinnosti čerpadla bylo zapotřebí vypočítat výkon samotného motoru a jeho účinnost:

- Výpočet mechanického výkonu motoru P_m

$$P_m = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \quad (5.7)$$

kde M je moment a n otáčky motoru.

- Výpočet účinnosti elektromotoru η_m je poměr výkonu motoru P_m a potřebného příkonu $P_{r,m}$:

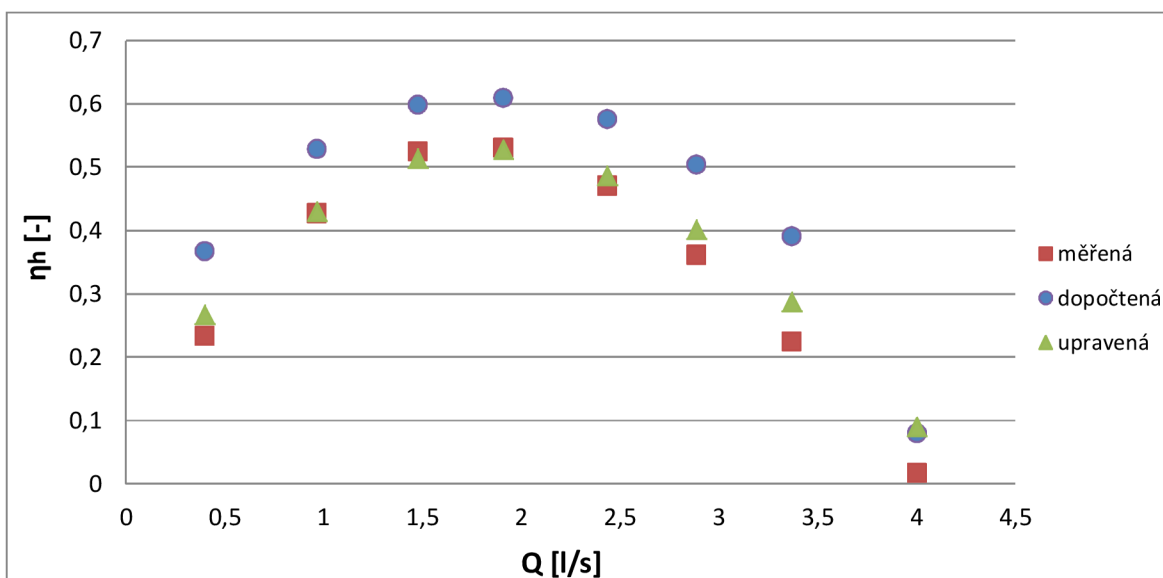
$$\eta_m = \frac{P_m}{P_{r,m}} \quad (5.8)$$

Z naměřených dat byly určeny hydraulické účinnosti čerpadel, které byly následně porovnány s hydraulickými účinnostmi určenými teoreticky dle vzorce (5.6). Toto porovnání ukázalo, že přepočtené běžně používané rovnice je velmi nepřesné. Proto byla rovnice (5.6) nahrazena rovnicí novou. Na obrázku 5.10 je porovnání charakteristik hydraulických účinností -

skutečně naměřené, dopočtené podle vzorce (5.6) a účinnost dopočtená z upraveného vzorce (5.9):

$$\eta_h = \eta^{0,9} + 0,068 \quad (5.9)$$

Hodnota vzorce (5.9) byla navržena v závislosti na důležitosti jednotlivých řešených bodů. Zajímá nás oblast nejvyšších účinností, a proto byla snaha o co nejpřesnější přepočet právě v této oblasti.



Obr. 5.10 Porovnání naměřených a přepočítaných hydraulických účinností

Je zřejmé, že k úpravě obecného vzorce muselo být přistoupeno. Kdyby byl použit původní vzorec (5.6), byl by rozdíl mezi skutečností a dopočtem až 10%, čímž by při výpočtech vznikaly značné chyby.

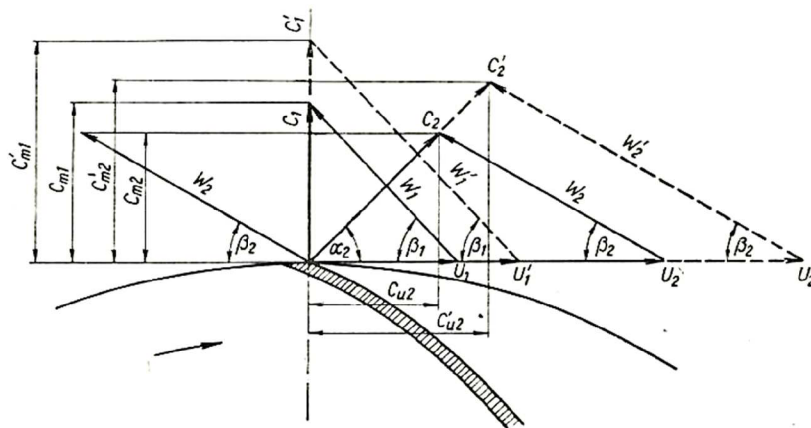
5.2.3. Chování čerpadel při různých otáčkách

V předchozí kapitole je napsáno, jak lze vypočítat charakteristiky čerpadla. Při různém zatížení motoru se však mění otáčky motoru, proto je vhodné naměřené hodnoty přepočítat na hodnoty při konstantních otáčkách.

5.2.3.1. Přepočet dopravní výšky a příkonu

„Normálním (jmenovitým) otáčkám čerpadla odpovídají určité obvodové rychlosti na vstupu do oběžného kola u_1 a na výstupu u_2 , i určitý průtok Q , a tedy i meridiální složky rychlostí c_{m1} , c_{m2} a relativní rychlosti w_1 a w_2 . Což souvisí s dopravní výškou čerpadla podle rovnice

$$\frac{H}{\eta_h} = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} \quad (5.10)$$



Obr. 5.11 Změny rychlostních trojúhelníků

Změní-li se počet otáček z n na n' , změní se obvodová rychlost na výstupním obvodě oběžného kola z u_2 na u_2' . Průtokové průřezy S se nezmění a při bezrázovém průtoku Q zůstanou beze změny též úhly β_1 a β_2 v rychlostních trojúhelnících na obr. 5.11. Tyto rychlostní trojúhelníky si budou podobny a proto:

$$\frac{u_2}{u_2'} = \frac{n}{n'} \quad , \quad \frac{c_{m2}}{c_{m2}'} = \frac{n}{n'}$$

a pro průtoky pak vychází poměr

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{c_{m2} S_2}{c_{m2}' S_2} = \frac{c_{m2}}{c_{m2}'} = \frac{n}{n'} \quad (5.11)$$

tj. průtoky se mění úměrně se změnou otáček.

Dopravní výšky budou pak v poměru

$$\frac{H}{H'} = \frac{u_2 c_{u2}}{u_2' c_{u2}'} = \frac{n \cdot n}{n' \cdot n'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2, \quad (5.12)$$

tj. mění se s druhou mocninou poměru změny otáček.

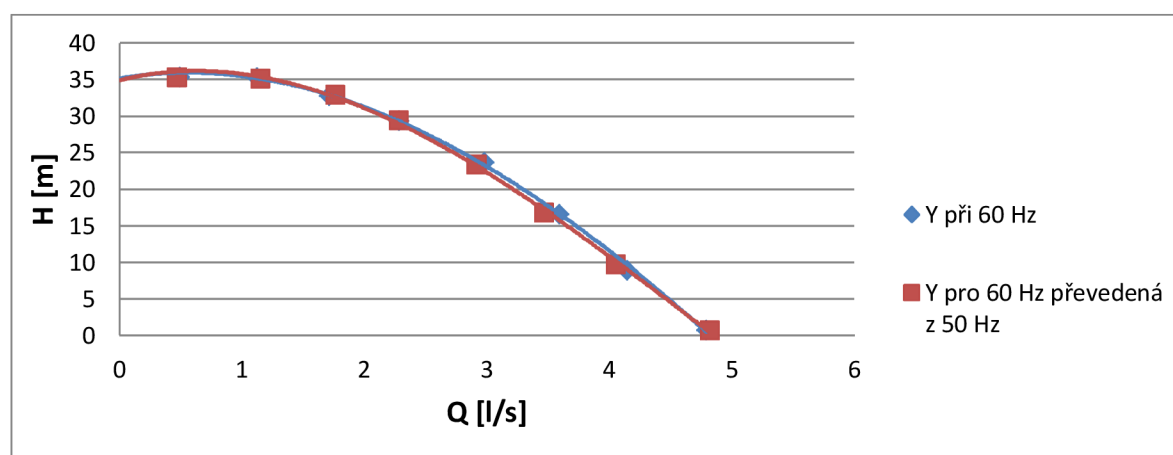
Změna příkonu přitom bude

$$\frac{P}{P'} = \frac{QH}{Q'H'} = \frac{n \cdot n^2}{n' \cdot n'^2} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3, \quad (5.13)$$

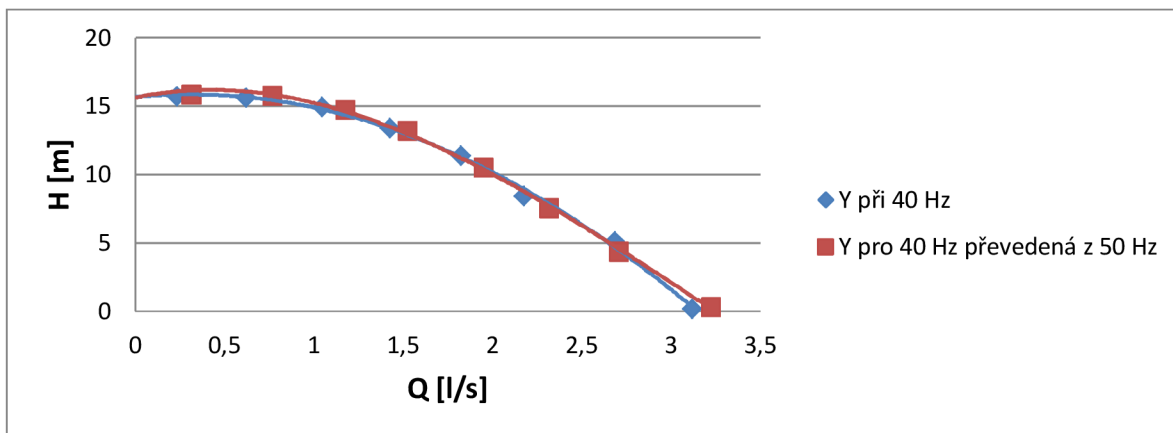
tedy v poměru třetích mocnin otáček.“ [6]

Vztahy platí pro všechny body křivek charakteristik čerpadla, čímž je dána možnost přepočítat charakteristiky na jiné otáčky.

V rámci projektu FR-TI3/011 provedeného pro společnost EMP s.r.o. bylo proměřeno čerpadlo COSU při různých frekvencích, a to 20 – 90 Hz. Změny frekvencí byly provedeny pomocí frekvenčního měniče. Všechny charakteristiky získané z měření byly porovnány s charakteristikami získanými pomocí afinního přepočtu. Základní frekvencí použitou pro afinní přepočet byla frekvence, na níž bylo čerpadlo navrhováno, tedy 50 Hz, která dává přibližně 2950 otáček za minutu. Na obrázcích 5.12 a 5.13 je porovnání dvou charakteristik dopravní výšky pro 60 a pro 40 Hz (ostatní porovnání jsou uvedeny ve zprávě VUT – EU13303 – QR – 29 – 13).



Obr. 5.12 Charakteristika měrných energií při 60 Hz



Obr. 5.13 Charakteristika měrných energií při 40 Hz

Porovnání charakteristik dopravních výšek získaných z měření a z afinního přepočtu dokazuje, že afinní přepočet je velmi přesný. Lze ho tedy použít pro převod naměřených dat z finálního měření.

5.2.3.2. Přepočet účinnosti

Hodnoty otáček mají také vliv na velikosti hydraulických, a tudíž i celkových účinností čerpadla. Vliv otáček oběžného kola na účinnosti lze teoreticky určit pomocí statistických vztahů. Máme-li změřenou účinnost stroje při určitých otáčkách, můžeme pomocí statistických vztahů určit teoretickou účinnost při zvolených otáčkách. Statistických vztahů je několik. Nejpoužívanější jsou vztahy:

a) Pfleiderer

$$\frac{1 - \eta_h}{1 - \eta_h'} = \left(\frac{Re'}{Re} \right)^{0,1} \quad (5.14)$$

b) Ackeret

$$\frac{1 - \eta_h}{1 - \eta_h'} = 0,5 + 0,5 \cdot \left(\frac{Re'}{Re} \right)^{0,2} \quad (5.15)$$

c) Hutton

$$\frac{1 - \eta_h}{1 - \eta_h'} = 0,3 + 0,7 \cdot \left(\frac{Re'}{Re} \right)^{0,2} \quad (5.16)$$

Poměr Reynoldsových čísel v předchozích vzorcích lze zjednodušit: víme, že vztah pro Reynoldsovo číslo je:

$$Re = \frac{d_2 \cdot u_2}{\nu} \quad , \quad (5.17)$$

kde $u_2 = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_2$.

Dosaďme uvedené vztahy do rovnice pro poměr Reynoldsových čísel. Kapalína protékající čerpadlem je stejná pro měřené i pro vypočítávané čerpadlo, průměry d_2 a d_2' jsou totožné, proto se hodnoty vyruší a z poměru Reynoldsových čísel nám zůstane pouze poměr otáček:

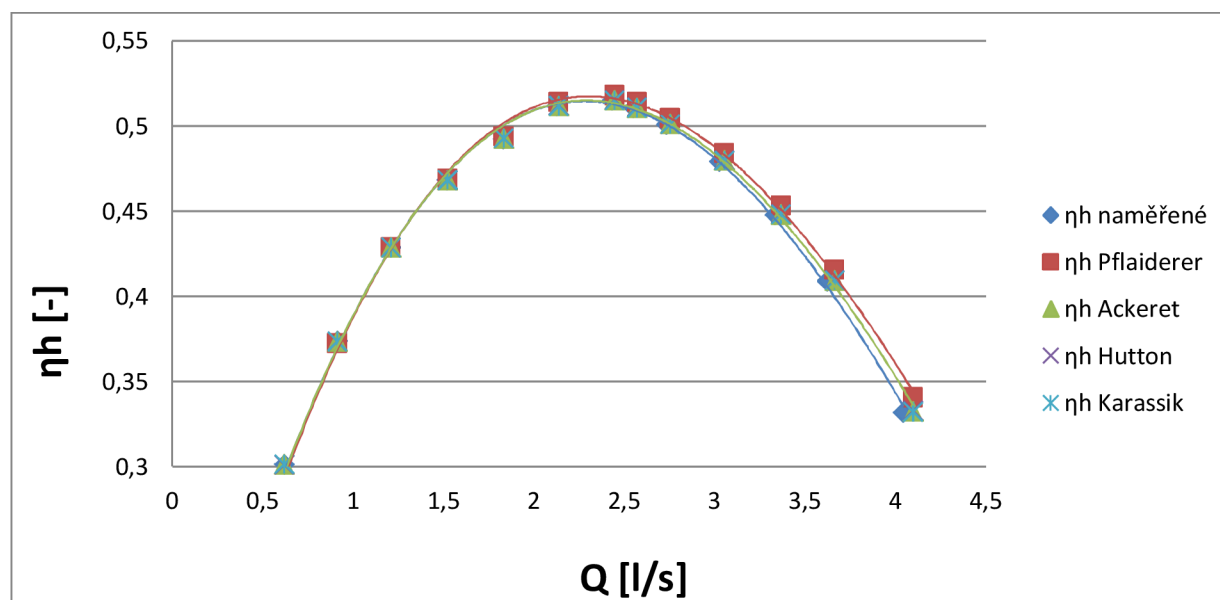
$$\frac{Re'}{Re} = \frac{d_2' \cdot 2 \cdot \pi \cdot n' \cdot r_2'}{d_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_2} \cdot \frac{v}{v'} = \frac{n'}{n} \quad (5.18)$$

d) Karassik

$$\frac{\frac{1}{\eta_h} - 1}{\frac{1}{\eta_h'} - 1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^{0,17} \cdot \left(\frac{v}{v'}\right)^{0,02} \quad (5.19)$$

V rovnici (5.19) opět platí, že obě kapaliny mají stejnou viskozitu, proto poměr viskozit je roven 1 a člen tudíž odpadá.

Pro výše uvedený přepočítání účinnosti je zapotřebí získat účinnost hydraulickou, která se vypočte pomocí upravené rovnice regrese (5.9) z naměřených dat. Teprve tyto vypočtené hydraulické účinnosti lze přepočítat na účinnost při konstantních otáčkách. V grafu na obrázku 5.14 je vykresleno porovnání účinnosti naměřené a účinností vypočtených dle statistických vzorců dle Pflaiderera, Ackereta, Huttona a Karassika.



Obr. 5.14 Porovnání účinnostních charakteristik naměřených a přepočtených

Z porovnání lze usoudit, že výpočet dle Pflaiderera se výrazně liší od výpočtů dle Ackereta, Huttona a Karassika, které jsou v optimu prakticky totožné. Pro další porovnávání charakteristik

různých variant čerpadla COSU bude použitý vztah dle Ackereta, který se hodnotově nachází mezi přepočtenými charakteristikami dle Huttona a Karassika.

5.3. Vyhodnocení dat z finálního měření

Dle předchozích kapitol byla vyhodnocena všechna naměřená data. Byly získány charakteristiky všech variant čerpadla COSU. Byly určeny charakteristiky měrné energie, dopravní výšky a příkonu. Tyto charakteristiky byly následně navzájem porovnány.

Pro přehlednost výsledků zde bude zopakováno, co které označení oběžných kol a difuzorů znamená:

OK_1 je oběžné kolo původní hydrauliky COSU navržené na průtok 150 l/min (2,5 l/s)

OK_2 je oběžné kolo nově navržené na průtok 110 l/min (1,83 l/s)

OK_S je oběžné kolo stochastické – kombinace oběžného kola OK_1 a OK_2

DIF_1 je difuzor původní hydrauliky čerpadla COSU navržený na průtok 150 l/min (2,5 l/s)

DIF_2 je difuzor nově navržený na průtok 110 l/min (1,83 l/s)

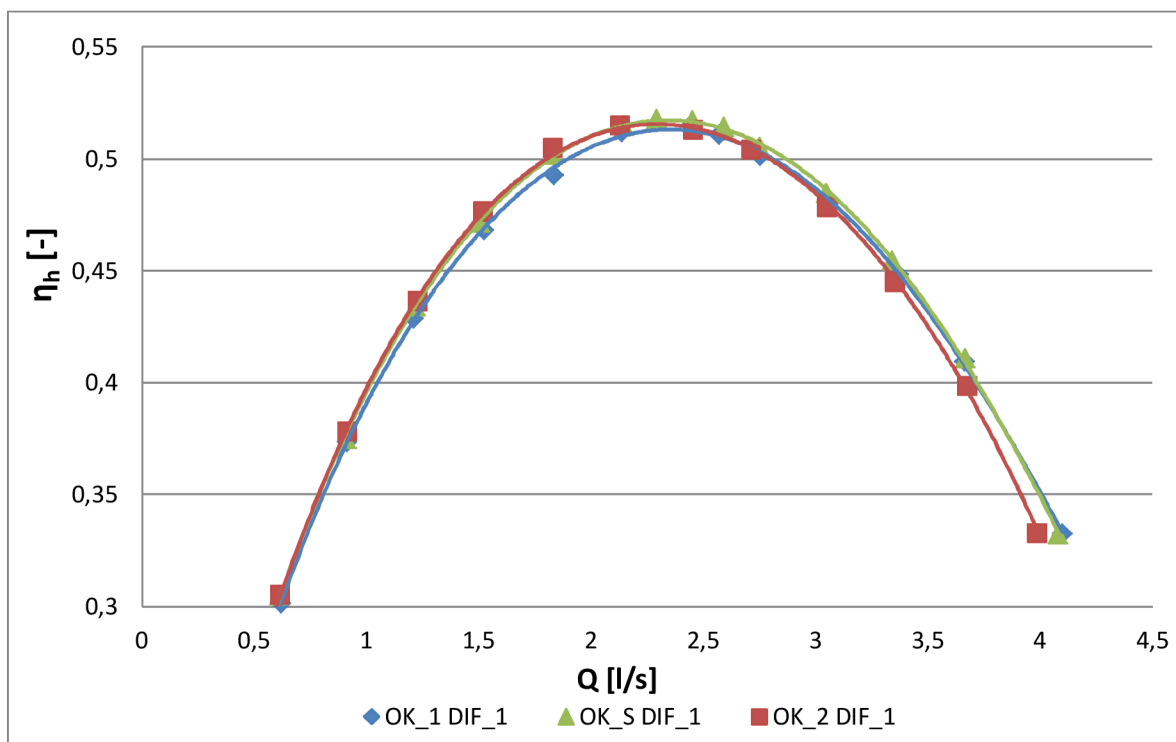
DIF_S je difuzor stochastický – kombinace difuzoru DIF_1 a DIF_2

Tabulky s daty použitými pro grafy v následujících kapitolách jsou umístěny v příloze 4.

5.3.1. Porovnání charakteristik účinností

Na následujících obrázcích jsou porovnání jednotlivých charakteristik účinnosti každé varianty čerpadla COSU. Protože byly křivky charakteristik velice podobné, budou charakteristiky porovnány po částech a nikoliv najednou.

Na obrázcích 5.15 až 5.17 jsou vykreslena porovnání charakteristik účinností čerpadel, v nichž byl použit jeden totožný difuzor, a byla měněna oběžná kola.



Obr. 5.15 Charakteristiky účinnosti – difuzor 1 a různá oběžná kola

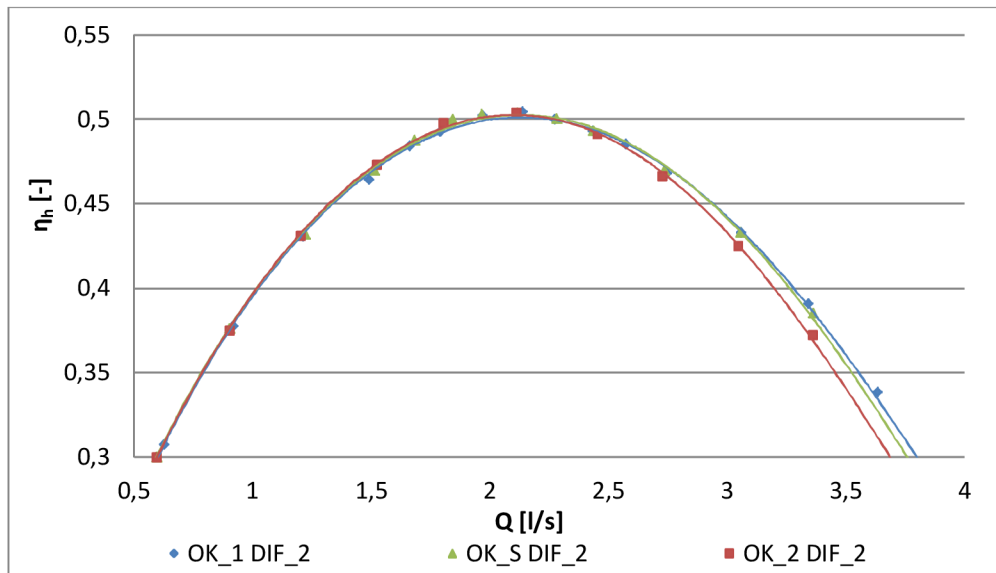
V grafu 5.15 můžeme pozorovat, že maximální účinnosti všech variant oběžných kol jsou v oblasti vyšších průtoků. To je způsobeno použitým difuzorem na vysoký průtok, který strhává účinnosti k pravé straně grafu. Maximální účinnosti jednotlivých oběžných kol se ale vzájemně liší podle návrhového bodu. Kolo na nízký průtok OK_2 (červená křivka) má nejvyšší účinnost v nižším průtoku, než kolo na vysoký průtok (modrá křivka), které má nejvyšší účinnost ve vyšším průtoku. Stochastické kolo (zelená křivka) má maximální účinnost mezi těmito průtoky oběžných kol OK_1 a OK_2. Rozdíl je ale velmi malý.

Je velmi dobře vidět, že křivka účinnosti stochastického kola OK_S, v nízkých průtocích kopíruje křivku oběžného kola pro nízký průtok OK_2. Zatímco ve vysokých průtocích křivka stochastického kola kopíruje křivku kola pro vyšší průtok OK_1. Lze tedy říci, že stochastická křivka pokrývá křivky obou běžně navržených kol a má tedy širší rozsah průtoků, v nichž má kolo vysokou účinnost.

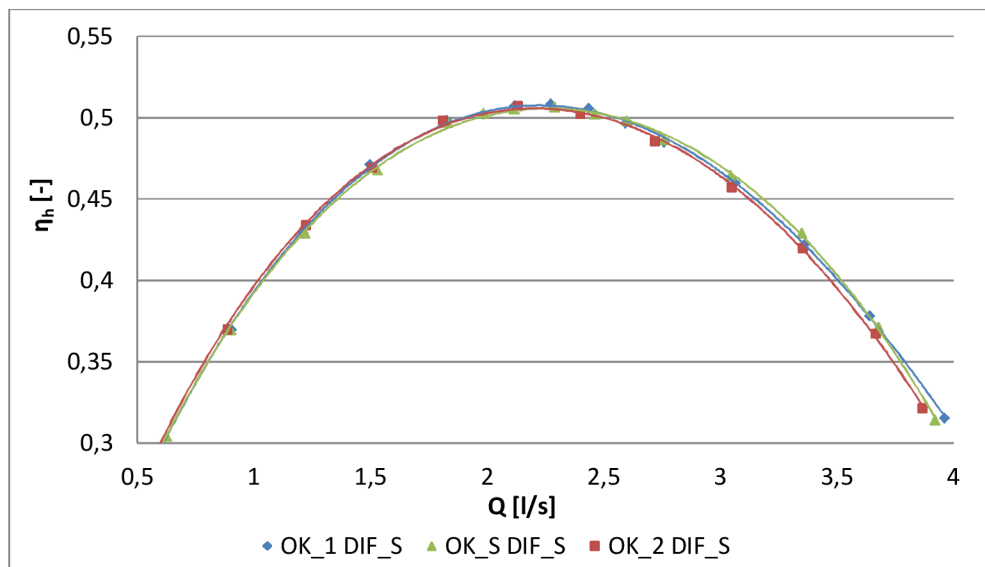
Na dalším obrázku 5.16 jsou charakteristiky variant čerpadla s difuzorem na nízký průtok DIF_2, kombinovaný s různými oběžnými koly. Porovnání charakteristik je stejné jako v předchozím případě při použití difuzoru na vysoký průtok. Rozdíly charakteristik však nejsou moc výrazné. Navíc oběžná kola mají prakticky totožné maximální účinnosti. Takovéto výsledky jsou prakticky neporovnatelné, uváží-li se vliv nepřesností měření.

Porovnání variant stochastického difuzoru a různých oběžných kol na obrázku 5.10 je zcela neprůkazné.

Měření různých oběžných kol při zachování stejného difuzoru ukázalo, že vliv změny navržených oběžných kol v čerpadle COSU je prakticky minimální. Pokud by se nové kolo navrhlo na výrazně rozdílnější pracovní bod, pravděpodobně by byly výsledky průkaznější.



Obr. 5.16 Charakteristiky účinnosti – difuzor 2 a různá oběžná kola

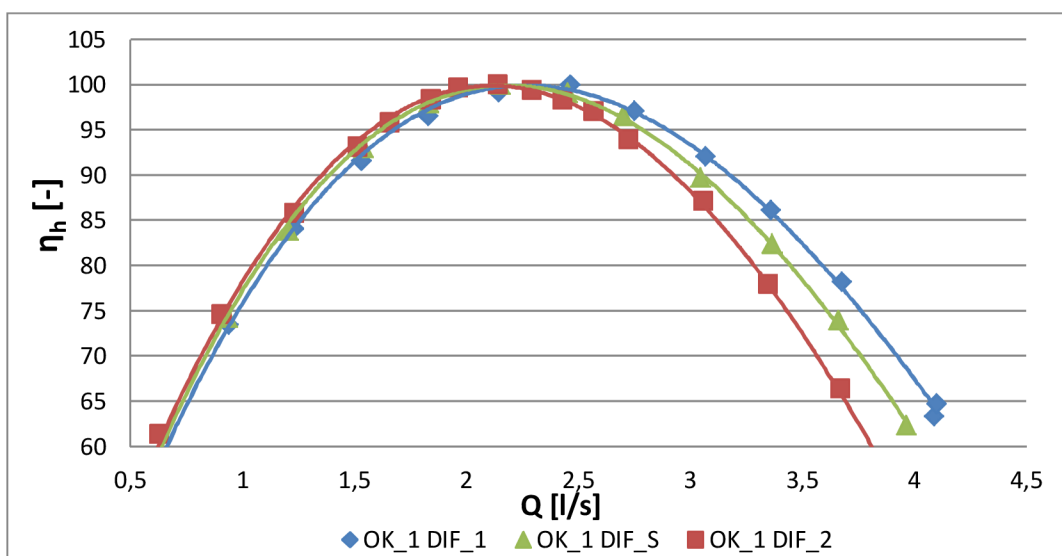


Obr. 5.17 Charakteristiky účinnosti – difuzor stochastický a různá oběžná kola

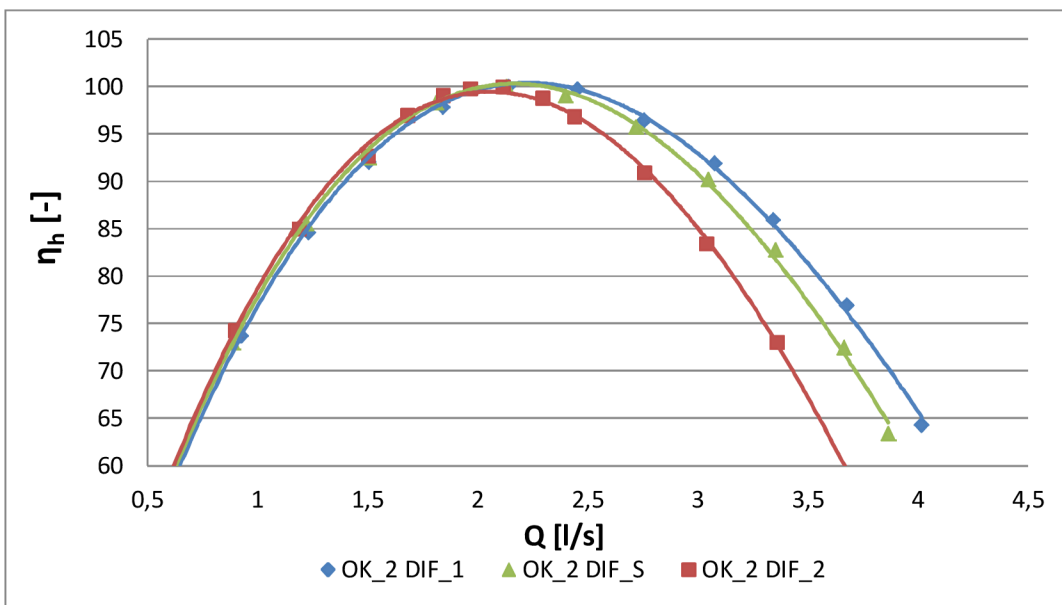
Další porovnání kombinací čerpadla s různými difuzory, ale se stejným kolem dokázalo, že difuzor má na tvar charakteristiky zásadní vliv (viz obrázky 5.18 až 5.20). Charakteristiky účinností jsou převedeny na procenta, protože hodnoty maximálních účinností se výrazně lišily a nedovolovaly tak porovnání charakteristiky z hlediska myšlenky stochastického lopatkování.

Křivka čerpadla se stochastickým difuzorem prochází vždy středem mezi křivkami účinností čerpadel s difuzorem na jeden pracovní bod.

Na obrázku 5.18 je porovnání variant s oběžným kolem navrženým na vysoký průtok OK_1 a s různými difuzory. Na první pohled je vidět vystředění charakteristiky jak v nízkých, tak ve vysokých průtocích. Na obrázku 5.19 je kombinace oběžného kola na nízký průtok OK_2 se střídajícím se difuzorem. Charakteristika čerpadla se stochastickým difuzorem se ve vyšších průtocích mírně přibližuje k charakteristice čerpadla s difuzorem na vysoký průtok. Tím se vytváří charakteristika s širším rozsahem průtoků s vysokou účinností.

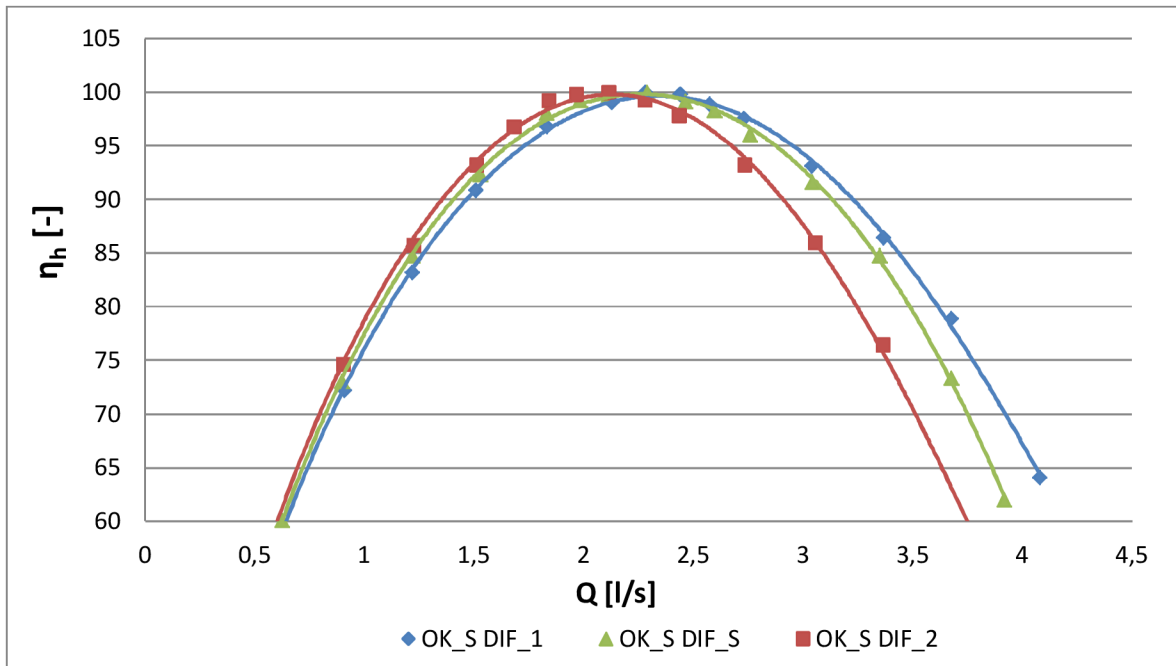


Obr. 5.18 Charakteristiky účinnosti – oběžné kolo 1 a různé difuzory



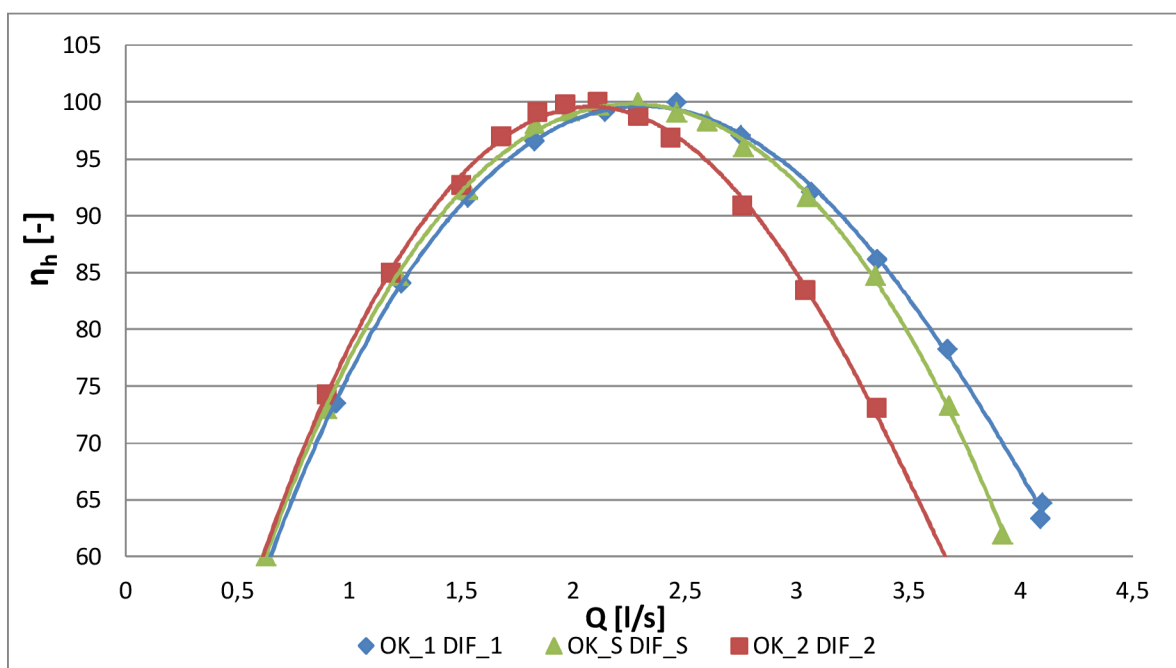
Obr. 5.19 Charakteristiky účinnosti – oběžné kolo 2 a různé difuzory

V grafu na obrázku 5.20 je vidět velká změna kombinace difuzoru a kola se stochastickým lopatkováním. Stochastická křivka opět prochází mezi křivkami čerpadel s normálně navrženými difuzory, ale ve vysokých průtocích křivka klesá výrazně rychleji, než křivky čerpadel s běžným difuzorem. Opět křivka stochastického difuzoru má větší rozsah průtoků s vysokými účinnostmi.



Obr. 5.20 Charakteristiky účinnosti – oběžné kolo stochastické a různé difuzory

Porovnání kombinací čerpadel s oběžnými koly a difuzory navrženými vždy na stejný návrhový bod zdůrazňuje poznatky uvedené v předchozích odstavcích (viz obr. 5.21)

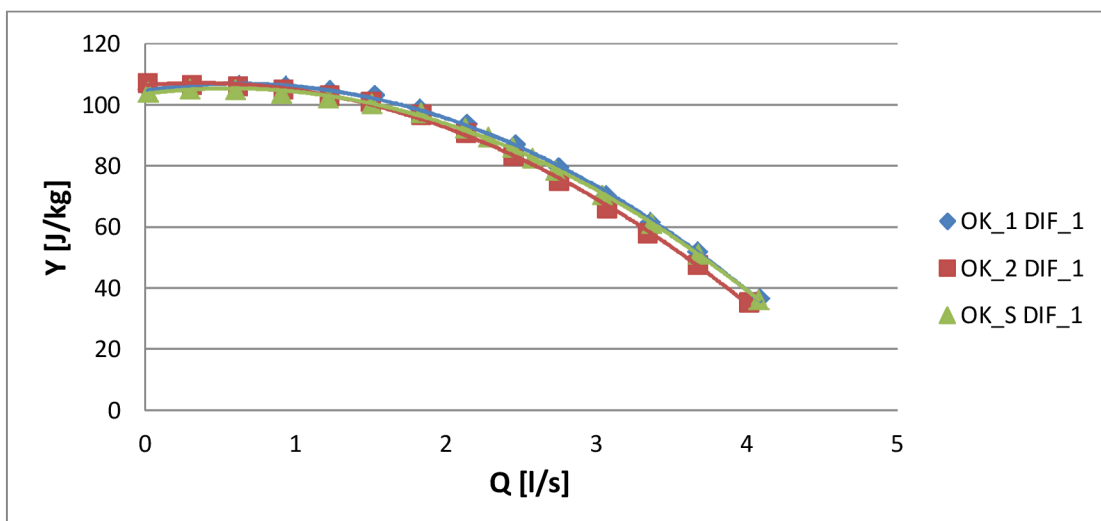


Obr. 5.21 Charakteristiky účinnosti –
kombinace oběžného kola a difuzoru vždy na stejný návrhový bod

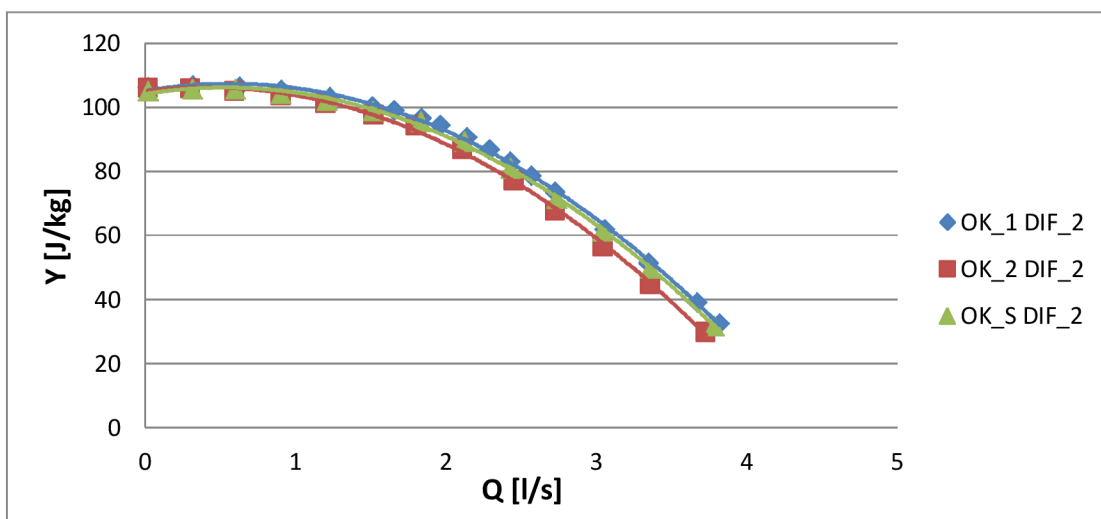
5.3.2. Porovnání dopravních výšek

Na obrázcích 5.22 až 5.28 jsou vykreslena různá porovnání charakteristik měrných energií různých variant čerpadla COSU. Všechny charakteristiky poukazují na mírnou nestabilitu.

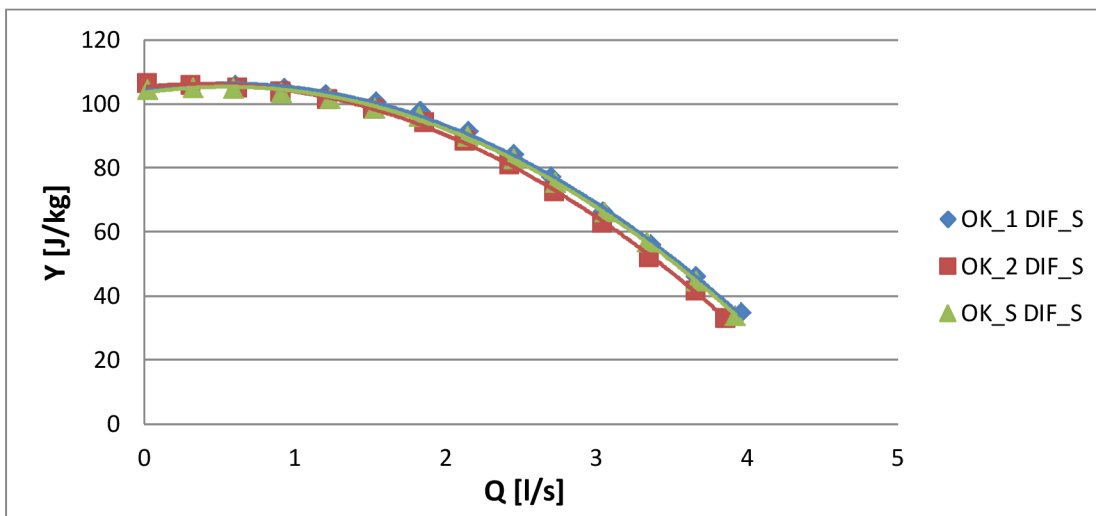
Na obrázcích 5.22 až 5.24 je porovnání charakteristik měrné energie variant čerpadel, kdy je jeden stejný difuzor, ale mění se oběžná kola. Lze vidět, že vliv oběžných kol na dopravní výšku je velmi malý. Stochastické kolo by teoreticky mělo posunout charakteristiku do středu mezi charakteristiky běžně navržených kol. To se děje, ale charakteristika stochastického kola je, při použití kteréhokoli difuzoru, velmi blízká charakteristice kola navrženého na vysoký průtok.



Obr. 5.22 Charakteristiky měrné energie – difuzor 1 a různá kola

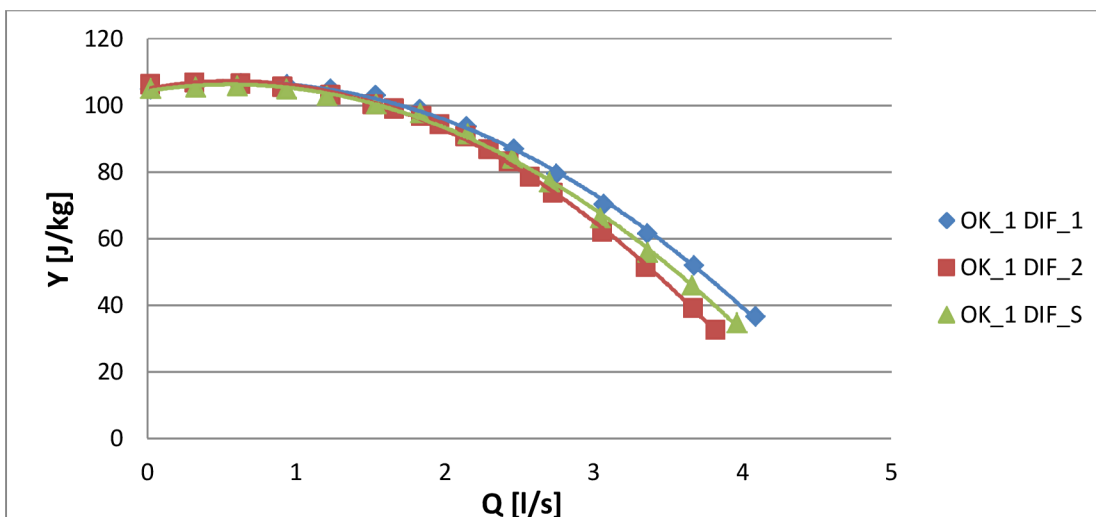


Obr. 5.23 Charakteristiky měrné energie – difuzor 2 a různá kola

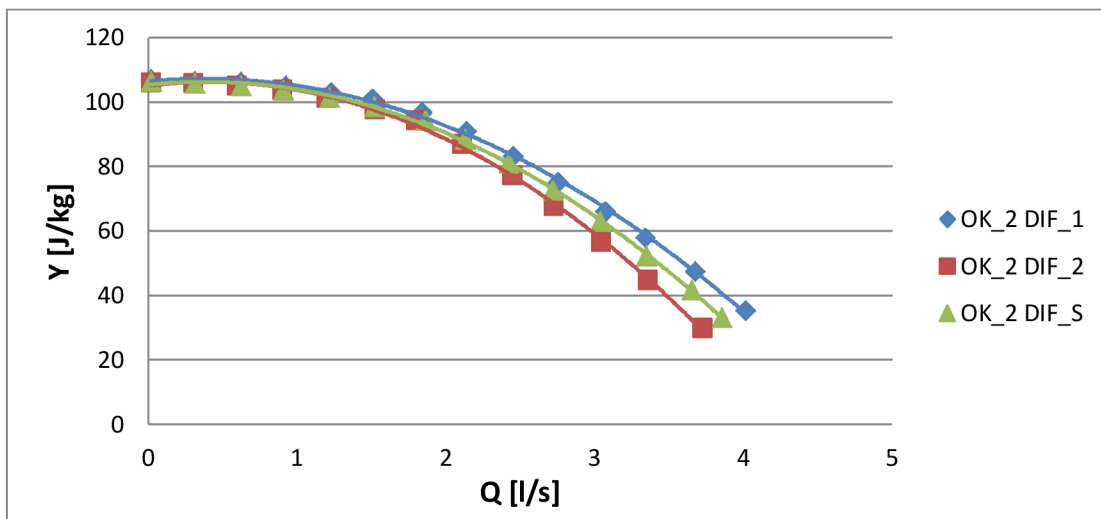


Obr. 5.24 Charakteristiky měrné energie – difuzor stochastický a různá kola

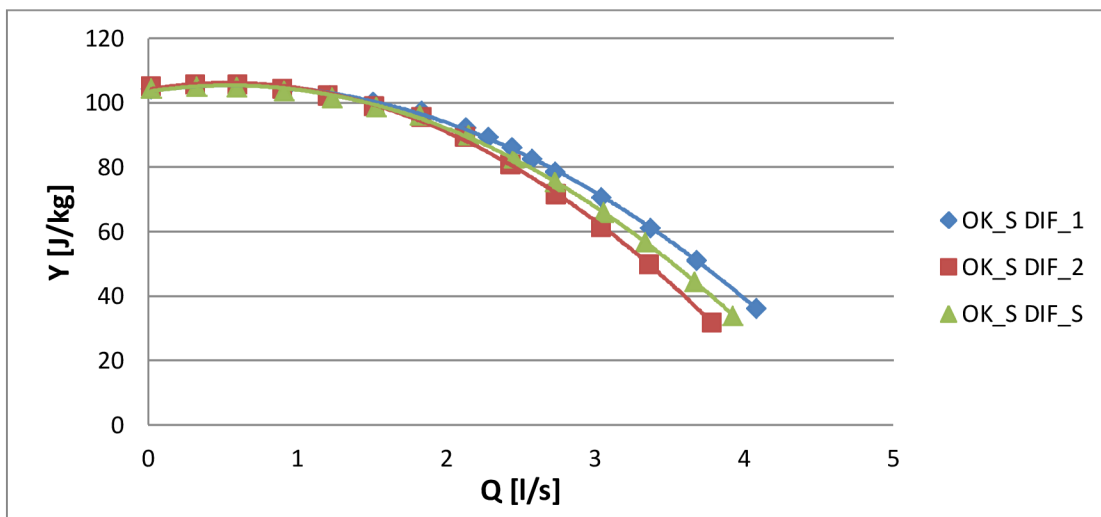
Na obrázcích 5.25 až 5.27 jsou charakteristiky měrné energie variant čerpadla, u kterých se kolo nemění, ale střídají se jednotlivé difuzory. Již na první pohled je vidět velký rozdíl měrných energií, převážně ve vysokých průtocích. Stochastický difuzor mírně snižuje charakteristiku. Ve středních průtocích je charakteristika velmi podobná charakteristice difuzoru navrženého na nízký průtok. Ve vysokých průtocích pak hodnoty stochastického difuzoru přecházejí na střed mezi charakteristiky běžně navržených difuzorů.



Obr. 5.25 Charakteristiky měrné energie – oběžné kolo 1 a různé difuzory

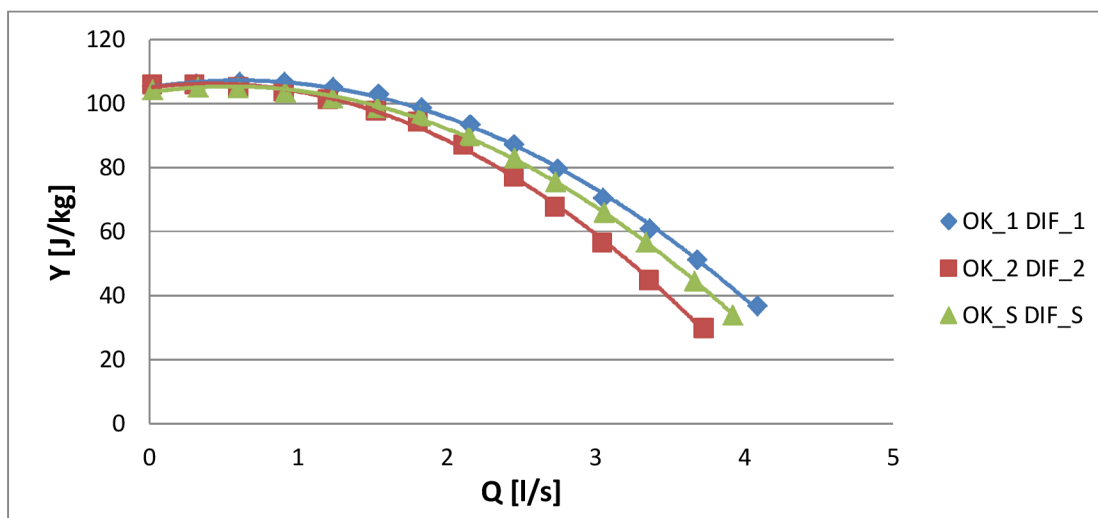


Obr. 5.26 Charakteristiky měrné energie – oběžné kolo 2 a různé difuzory



Obr. 5.27 Charakteristiky měrné energie – oběžné kolo stochastické a různé difuzory

Na obrázku 5.28 je finální porovnání variant s oběžnými koly a difuzory navrženými vždy na stejný návrhový bod. Jde o kombinaci předchozích tvrzení. Vliv stochastického difuzoru způsobil velmi mírné zploštění charakteristiky. Vliv kola způsobil, že se měrná energie ve vysokých průtocích více přiblížila měrné energii čerpadla navrženého na vyšší průtok.

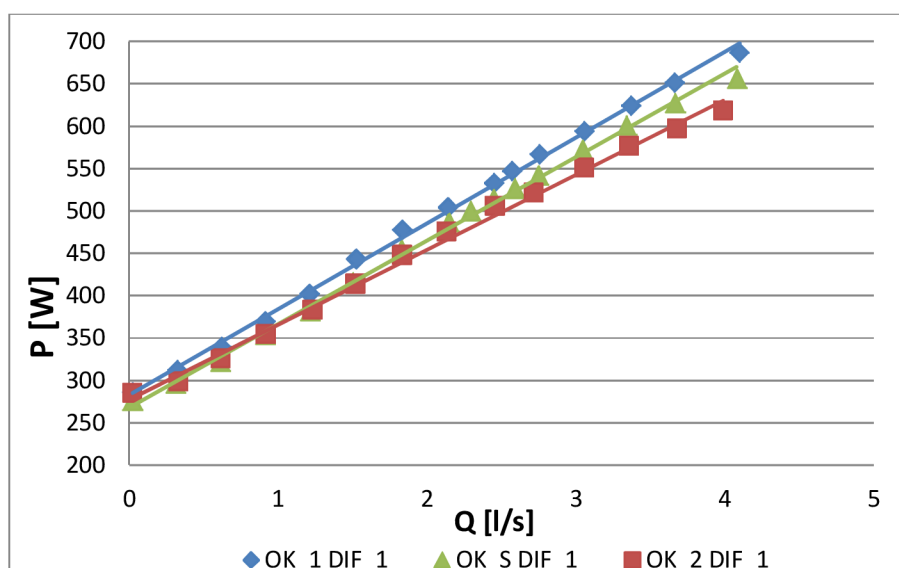


Obr. 5.28 Charakteristiky měrné energie – kombinace oběžného kola a difuzoru vždy na stejný návrhový bod

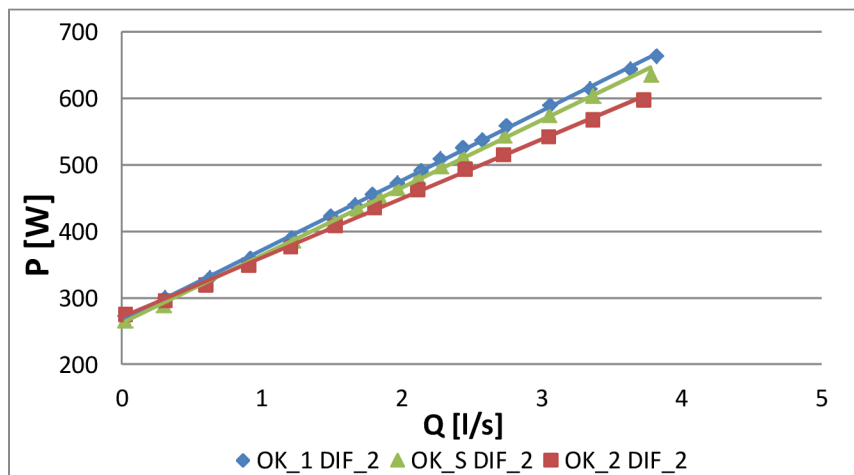
5.3.3. Porovnání příkonu

Porovnání charakteristik příkonu čerpadel v různých sestavách je na obrázcích 5.29 až 5.33.

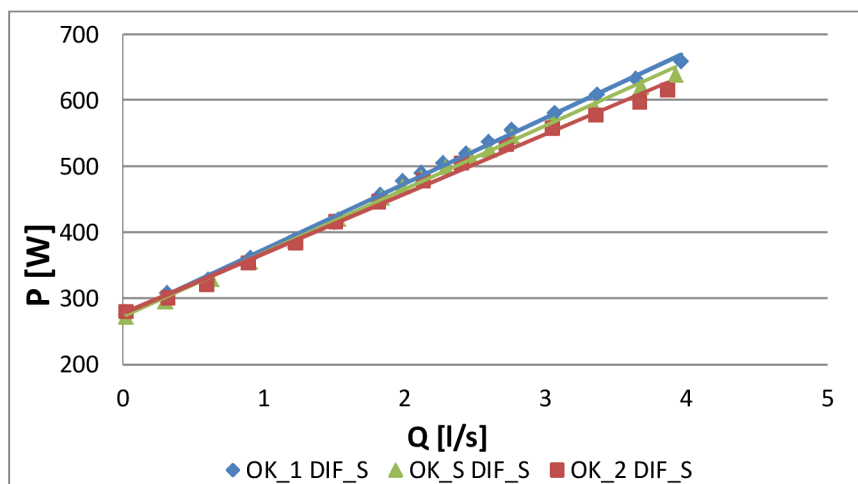
Z porovnání charakteristik těchto kombinací, kdy se měnilo kolo, zatímco difuzor byl použit vždy totožný (obr. 5.29 až 5.31), je opět vidět, že kolo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží posunuje charakteristiku čerpadla mezi charakteristiky zbylé. V nízkých průtocích blízko závěrného bodu je vidět, že příkon čerpadla s nerovnoměrným kolem je, v porovnání s oběma dalšími běžně navrženými čerpadly, nižší.



Obr. 5.29 Charakteristiky příkonu – difuzor 1 a různá kola

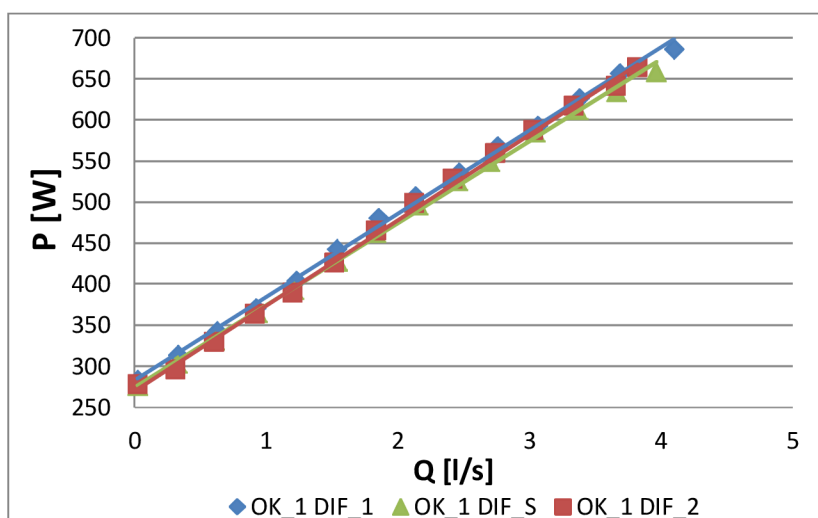


Obr. 5.30 Charakteristiky příkonu – difuzor 2 a různá kola



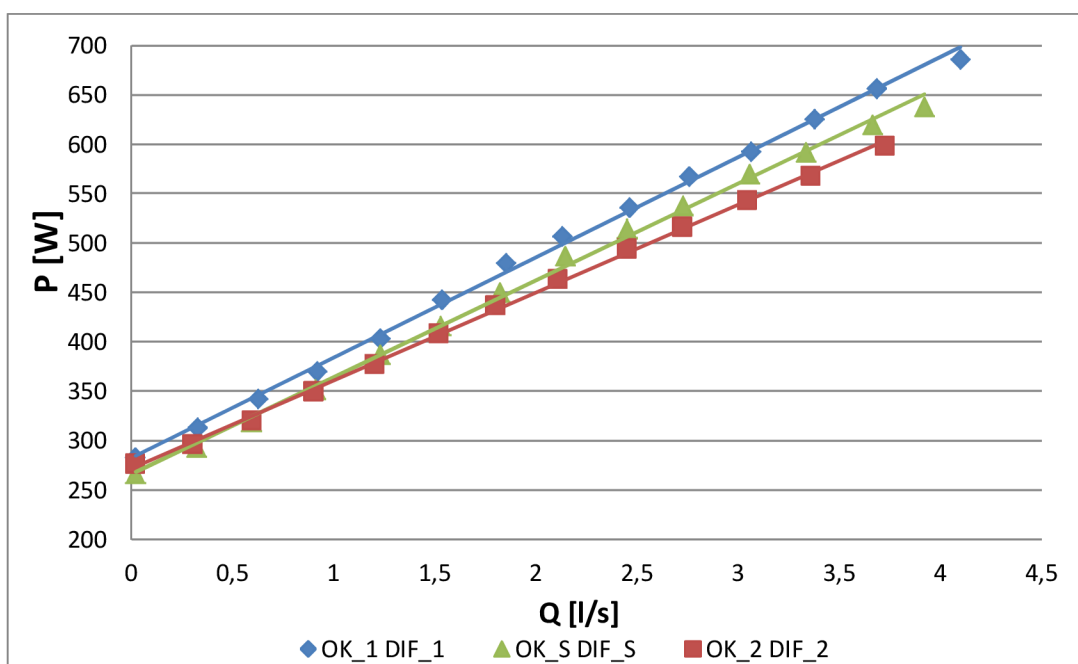
Obr. 5.31 Charakteristiky příkonu – difuzor stochastický a různá kola

Charakteristiky příkonu sestav čerpadel, kdy kolo je totožné, ale mění se rozvaděč, jsou prakticky totožné. Na obr. 5.32 je pro ukázkou porovnání charakteristik příkonu sestavy čerpadel, kdy difuzor se mění, ale zůstává totožné kolo navržené na vysoký průtok.



Obr. 5.32 Charakteristiky příkonu – kolo OK_1 a různý difuzor

Porovnání sestav čerpadel navržených vždy stejným způsobem jsou na obrázku 5.33. Čerpadla se chovají stejně jako čerpadla s měněnými koly a stejnými difuzory. Rozdíl křivek je jen mírně výraznější.



Obr. 5.33 Charakteristiky příkonu – kombinace oběžného kola a difuzoru vždy na stejný návrhový bod

5.3.4. Zhodnocení experimentálního měření

Dle experimentálního měření se čerpadlo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží chová dle předpokladu uvedeného v úvodu této práce. Změny v charakteristikách ale nejsou moc výrazné.

Křivku dopravní výšky i účinnosti se pomocí nerovnoměrné lopatkové mříže podařilo posunout mezi křivky běžně navržených čerpadel, z jejichž lopatek se nerovnoměrná lopatková mříž skládá. Jde tedy o kompromisní řešení.

Čerpadlo s difuzorem DIF_S s nerovnoměrnou lopatkovou mříží má křivku měrné energie téměř přesně mezi křivkami běžně navržených čerpadel (viz obr. 5.25 – 5.27). Oběžné kolo OK_S s nerovnoměrnou lopatkovou mříží také posunuje křivku měrné energie mezi křivky běžných čerpadel, ale změna není vůči oběžnému kolu OK_1 pro vysoký průtok téměř znatelná (viz 5.22 – 5.24).

Změna účinnosti je patrna pouze při použití nerovnoměrného difuzoru DIF_S. Ten opět posunuje křivku mezi křivky běžně navržených čerpadel. Křivka se více přibližuje křivkám čerpadel s difuzorem DIF_1, navrženým na vysoký průtok a způsobuje tak mírné rozšíření pásma vysokých účinností. Na obrázku 5.21, kde je spojení nerovnoměrného oběžného kola i difuzoru, je vidět velmi výrazný vliv nerovnoměrné lopatkové mříže na rozšíření charakteristiky. Pokud by byl navíc difuzor upraven dle úvahy uvedené v kapitole 4.3, mohla by být změna účinnosti, ve prospěch myšlenky nerovnoměrného lopatkování, teoreticky větší.

Experimentální měření proběhlo na vícestupňovém ponorném čerpadle. Konstrukce takového čerpadla zahrnuje také vratné kolo, které mohlo výrazně utlumit vliv nerovnoměrného lopatkování. Ponorné čerpadlo COSU bylo pro výzkum voleno z důvodu podpory společností EMP s.r.o., která čerpadlo pro výzkum poskytla a část výzkumu financovala. Pro další výzkum by mělo být voleno čerpadlo jednostupňové se spirálou, jehož konstrukce bude méně ovlivňovat vliv nerovnoměrné mříže.

6. Numerická simulace

Byla provedena série numerických simulací různých variant čerpadla. Byl simulován vždy pouze jeden pracovní stupeň, tedy pouze jedno oběžné kolo a jeden difuzor. Výstupní spirála nebyla řešena, protože se jedná o vícestupňové čerpadlo a účelem výpočtu bylo určit vliv kola a difuzoru, a nikoliv ztrát ve spirále, které jsou v případě čerpadla COSU významné.

Ze získaných dat byly určeny charakteristiky jednotlivých sestav. Tyto charakteristiky byly následně porovnány.

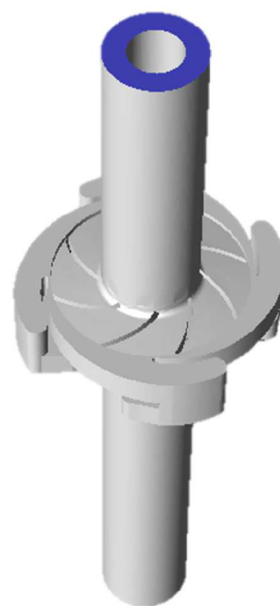
Numericky řešeny byly následující varianty:

- OK_1 DIF_1 (původní sestava čerpadla COSU)
- OK_2 DIF_1 (původní difuzor s upraveným kolem na nižší průtok)
- OK_S DIF_1 (původní difuzor a stochastické kolo)
- OK_2 DIF_2 (nová sestava pro nízký průtok)
- OK_2 DIF_S (nové kolo a stochastický difuzor)
- OK_S DIF_S (sestava stochastického čerpadla)

Uvedené simulace měly vést k určení vlivu různých difuzorů za použití totožného kola, k učení vlivu různých kol při využití totožného difuzoru a vliv celé sestavy složené z dílů navržených na stejný pracovní bod.

Numerická simulace byla provedena za pomoci softwaru Ansys Fluent, síťování geometrie bylo provedeno pomocí programu Gambit.

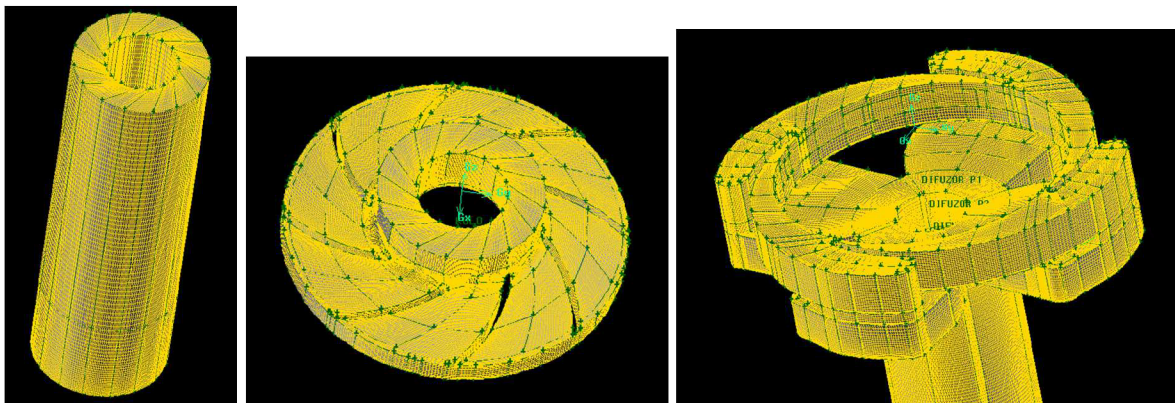
Na obrázku 6.1 je ukázka sestavy čerpadla COSU zobrazené ve 3D v prostředí Ansys Fluent.



Obr. 6.1 Simulovaný stupeň čerpadla v prostředí Ansys Fluent

6.1. Výpočetní síť

Jak již bylo řečeno, výpočetní síť byla vytvořena v programu Gambit. Výpočetní síť je rozdělena na 3 části. Stator vstupní (sací ustalovací potrubí), rotor (oběžné kolo) a stator výstupní (difuzor s výtlačným ustalovacím potrubím). Každá z částí byla vytvářena v Gambitu odděleně a následně byly sloučeny v jeden celek. Jednotlivé vysíťované díly lze různě kombinovat a vytvářet různé sestavy čerpadla. Na obrázku 6.2 jsou zobrazeny všechny tři díly s vysíťovanou strukturou (jde o ukázkou sestavy původního čerpadla). Všechny přechodové plochy mezi jednotlivými částmi jsou totožné.



Obr. 6.2 Rozdělené díly výpočetní sítě

a) sací potrubí

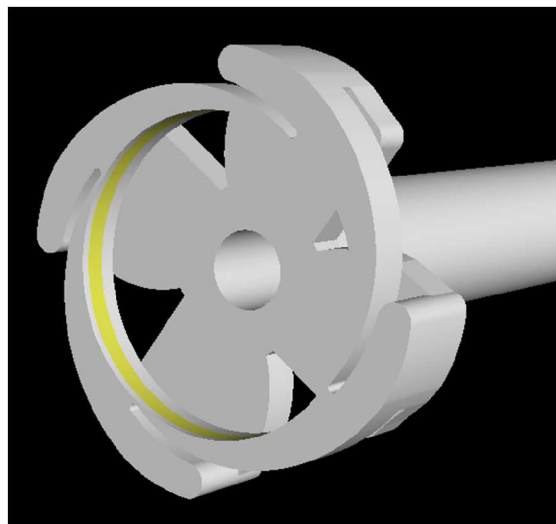
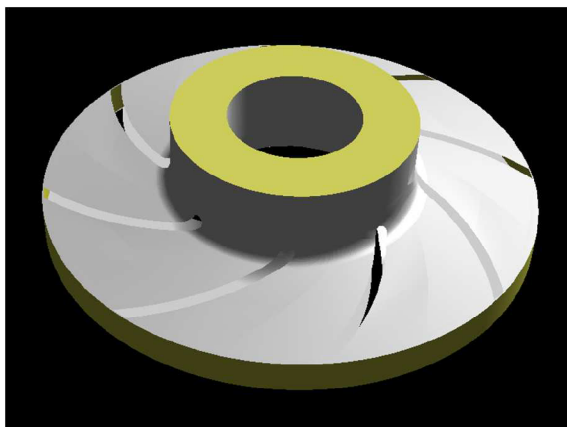
b) oběžné kolo

c) difuzor a výtlačné potrubí

6.2. Nastavení výpočtu

Výpočet byl řešen metodou moving mesh. Stacionární výpočet Multiple frame of reference nepřicházel v úvahu, vzhledem k velmi nestabilnímu proudění vlivem interakce rotoru a statoru. Metoda moving mesh je nestacionární a rotor se během výpočtu skutečně pohybuje. Podmínkou pro tento výpočet je vytvoření dvou stejných ploch mezi rotující a nerotující částí, a jejich následným spojením v programu Fluent pomocí podmínky Mesh interface.

Na obrázku 6.3 je zobrazena výpočetní síť v prostředí Fluent se zvýrazněnými okrajovými podmínkami Interface (žluté pruhy).



Obr. 6.3 Oběžné kolo a difuzor se zvýrazněnými okrajovými podmínkami Interface

Trojrozměrná výpočetní síť byla navržena dle požadavků stěnové funkce Non – Equilibrium Wall functions, která odpovídá potřebě programu Ansys Fluent. Jde o stěnovou

funkci, která zajišťuje nulovou rychlost kapaliny na stěně. Splnění této podmínky je podmíněno větším nahuštěním buněk ke stěně. V průběhu ustalování výpočtu byly prováděny kontroly této podmínky za pomoci funkce y^+ , která by měla nabývat hodnoty v rozmezí 20 - 100 .

Model turbulence

Model turbulence byl nastaven dvou-rovnicový k-epsilon, typ realisable.

Model k-epsilon patří mezi takzvané high Reynolds model a používá se tam, kde se předpokládají velké hodnoty Reynoldsova čísla. Proti tomu model k-omega patří do low Reynolds model pro výpočty s nízkými hodnotami Reynoldsova čísla. Každý z těchto modelů má své pro a proti. K-omega je dobré užívat v mezní vrstvě stěny a k-epsilon je vhodné pro výpočty v jádru proudu. Kombinovaný model SST k-omega (shear stress transport) sice umí přepínat mezi modely, ale ve Fluentu nefunguje příliš dobře.

Typ modelu k-epsilon byl zvolen Realisable. Standartní typ modelu velmi dobře konverguje, ale vkládá do výpočtu příliš mnoho disipace (ztrát) a má tendenci proudění odtrhávat. Je vhodné ho zvolit na začátku výpočtu, jestliže výpočet diverguje, ale po ustálení výpočtu model přepnout na jiný. Tato možnost byla v některých případech sestav čerpadel také využita. Typ Realisable konverguje hůře, ale nevnáší do výpočtu zbytečnou disipaci.

Okrajové podmínky

Vstupní okrajovou podmínkou byla nastavena rychlost – velocity inlet. Hodnota předepsané rychlosti odpovídá simulovanému průtoku při daném pracovním bodě. Na výstupu byla nastavena tlaková podmínka – pressure outlet, která byla předepsána na hodnotu 0 (Pro určení charakteristiky je zapotřebí určit tlakový rozdíl mezi vstupem a výstupem. Není potřeba znát skutečnou hodnotu tlaku nebo kavitační vlastnosti čerpadla.) Mezi jednotlivými částmi stupně čerpadla byla nastavena Interface.

Jako protékající médium byla nastavena voda, přestože je čerpadlo navrženo na čerpání chladicí kapaliny CNC strojů. Voda byla použita z důvodu podobnosti s chladicí kapalinou a také z důvodu experimentálních zkoušek měřících čerpadlo protékané taktéž pouze vodou, s nimiž bude případně účinnostní charakteristika srovnána.

Protože jde o výpočet nestacionární, byla jako časový krok nastavena doba o něco menší než otočení oběžného kola o 1° .

Aby bylo možné získat hodnoty potřebné pro výpočet bodů charakteristik čerpadla, bylo vytvořeno několik sběrných míst dat – statických tlaků a rychlostí. Z důvodu nestacionárního proudění bylo nutné data zapisovat po každé iteraci a následně určit jejich průměrnou hodnotu.

6.3. Vyhodnocení numerického výpočtu

Pro vykreslení charakteristiky měrné energie a účinnosti bylo vypočteno několik provozních bodů – bylo propočteno optimum a body pod optimem a nad optimem.

Po ustálení výpočtu byla sbírána data tlaků a rychlostí po dobu 2 otáček oběžného kola, z jejichž průměrných hodnot byly vypočteny všechny potřebné veličiny pro vykreslení charakteristik.

Pro výpočet jednotlivých pracovních bodů byly použity následující vzorce (6.1) a (6.2):

- pro výpočet měrné energie Y oběžného kola byl použit vzorec

$$Y = \frac{p_{s2} - p_{s1}}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \left[\frac{J}{kg} \right], \quad (6.1)$$

kde p_{s1} a p_{s2} jsou statické tlaky na vstupu a výstupu, v_1 a v_2 jsou rychlosti na vstupu a výstupu, ρ je hustota čerpané kapaliny.

- pro výpočet účinnosti η_h byl použit vzorec

$$\eta_h = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{M \cdot \omega}, \quad (6.2)$$

kde Q je průtok čerpadlem, Y je měrná energie čerpadla určená dle vzorce (6.1), M je moment působící na rotující oběžné kolo a $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ jsou úhlová rychlost, n jsou otáčky stroje.

6.4. Charakteristiky sestav čerpadla COSU

V následující tabulce 9.1 jsou uvedeny hodnoty získané z numerického výpočtu použité pro výpočet a vykreslení charakteristik. Výpočet měrné energie Y a hydraulická účinnost η_h je určena dle rovnic (6.1) a (6.2). (Index k v tabulce je označením místa mezi oběžným kolem a difuzorem)

Tab. 9.1 Výsledky numerického výpočtu pro jednotlivé varianty čerpadla

OK_1 DIF_1										
Q	ps ₁	ps ₂	ps _k	v ₁	v ₂	v _k	c _m	M	Y	η _h
[l/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[-]	[Nm]	[J/kg]	[-]
130	-95434,9	388,73	-17574,1	1,991	1,914	9,479	1,73	1,059	95,847	0,6334
150	-91417,2	490,8	-14222,7	2,298	2,234	9,514	1,881	1,152	91,929	0,6445
170	-88475,1	646,9	-10508,9	2,605	2,487	9,603	2,031	1,244	88,983	0,6548
175	-87098,6	688,0	-	2,681	2,575	-	2,058	1,260	87,664	0,6555
180	-86347,9	723,9	-11834,5	2,758	2,646	9,442	2,09	1,283	86,926	0,6569
185	-85272,8	760,2	-	2,835	2,692	-	2,129	1,304	85,793	0,6553
190	-84556,1	797,0	-9793,0	2,912	2,797	9,411	2,183	1,337	85,178	0,6519
210	-78503,0	957,8	-4069,7	3,219	3,077	9,446	2,314	1,417	79,157	0,6317

OK_2 DIF_2										
Q	ps ₁	ps ₂	ps _k	v ₁	v ₂	v _k	c _m	M	Y	η _h
[l/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[-]	[Nm]	[J/kg]	[-]
110	-96681,4	297,6	-19383,6	1,682	1,649	8,932	1,491	0,915	97,098	0,6288
130	-92986,2	369,9	-15905,1	1,991	1,953	9,132	1,624	0,996	93,449	0,6566
135	-91782,5	391,2	-14886,5	2,068	2,024	9,149	1,661	1,019	92,251	0,6581
140	-90199,4	411,2	-13828,7	2,144	2,102	9,112	1,69	1,037	90,684	0,6595
145	-88444,3	433,2	-12052,4	2,221	2,174	9,103	1,719	1,055	88,936	0,6584
150	-87048,0	469,0	-10686,6	2,298	2,245	9,143	1,757	1,078	87,556	0,6563
170	-79241,4	547,0	-3701,7	2,605	2,556	9,038	1,902	1,167	79,808	0,6261

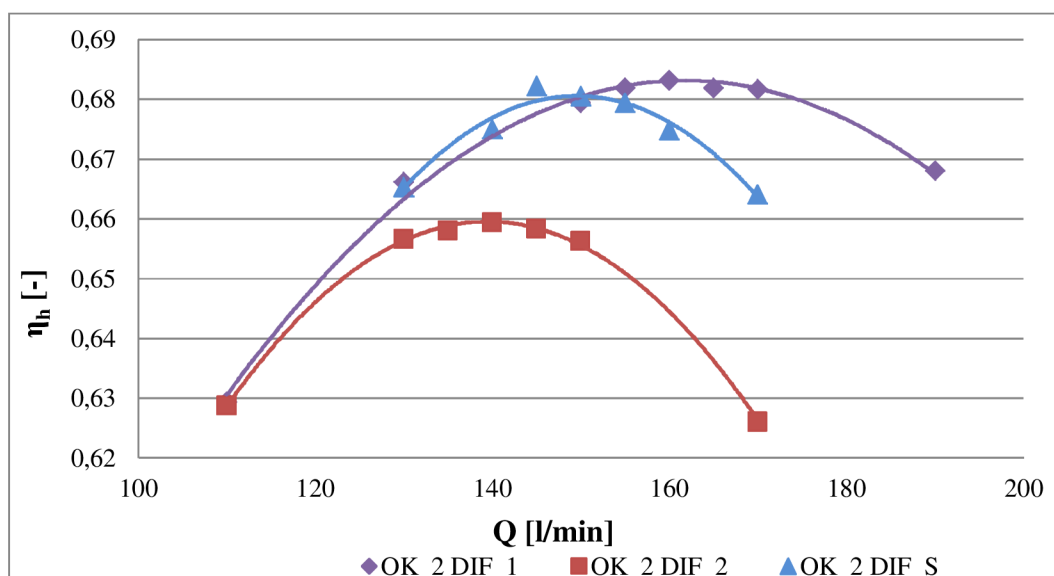
OK_S DIF_S										
Q	ps ₁	ps ₂	ps _k	v ₁	v ₂	v _k	c _m	M	Y	η _h
[l/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[-]	[Nm]	[J/kg]	[-]
130	-93472,6	359,4	-16601,4	1,991	1,941	8,932	1,694	1,039	93,904	0,6325
150	-91703,9	446,6	-15536,2	2,298	2,238	8,979	1,868	1,146	92,180	0,6499
155	-90512,7	513,2	-14816,5	2,374	2,309	8,999	1,91	1,169	91,037	0,6501
160	-89202,3	490,1	-13742,3	2,451	2,389	9,018	1,939	1,190	89,705	0,6497
170	-86411,7	558,6	-11182,8	2,605	2,538	9,032	2,021	1,240	86,957	0,6422
190	-79853,6	722,0	-4977,3	2,911	2,840	9,036	2,171	1,332	80,515	0,6185

OK_2 DIF_S										
Q	ps ₁	ps ₂	ps _k	v ₁	v ₂	v _k	c _m	M	Y	η _h
[l/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[-]	[Nm]	[J/kg]	[-]
110	-97486,4	267,5	-19560,4	1,684	1,640	8,765	1,505	0,923	97,858	0,6280
130	-94378,3	332,7	-17445,4	1,991	1,938	8,990	1,626	0,997	94,778	0,6654
140	-92752,6	374,6	-15633,7	2,144	2,088	9,048	1,696	1,041	93,176	0,6751
145	-92001,2	416,5	-15311,5	2,221	2,165	9,017	1,73	1,058	92,461	0,6822
150	-90580,6	364,9	-	2,298	2,232	-	1,76	1,080	90,961	0,6806
155	-89428,2	428,4	-13129,0	2,374	2,311	9,006	1,8	1,104	89,871	0,6794
160	-87869,9	446,2	-11961,8	2,451	2,385	8,952	1,838	1,128	88,315	0,6748
170	-84358,0	483,7	-9098,3	2,605	2,532	8,910	1,906	1,169	84,807	0,6641
190	-77310,2	623,8	-1895,2	2,912	2,819	8,931	2,028	1,244	77,808	0,6398

OK_S DIF_1										
Q	ps ₁	ps ₂	ps _k	v ₁	v ₂	v _k	c _m	M	Y	η _h
[l/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[-]	[Nm]	[J/kg]	[-]
110	-97083,6	328,6	-21238,4	1,683	1,632	1,526	1,526	0,936	97,503	0,6171
130	-94686,6	419,2	-16556,5	1,990	1,932	1,679	1,679	1,030	95,164	0,6467
135	-93541,1	439,9	-16343,5	2,067	1,999	1,705	1,705	1,046	94,012	0,6534
140	-93367,8	462,8	-15726,3	2,144	2,075	1,733	1,73	1,063	93,854	0,6656
145	-92655,3	487,0	-15580,9	2,221	2,148	9,542	1,793	1,100	93,152	0,6611
150	-92174,4	560,0	-14931,1	2,298	2,190	9,508	1,845	1,132	92,660	0,6614
155	-90353,2	544,2	-13867,4	2,375	2,296	9,472	1,873	1,149	90,878	0,6603
160	-89499,8	578,8	-13038,8	2,451	2,374	9,479	1,927	1,182	90,053	0,6564
165	-88938,6	639,4	-14607,3	2,528	2,426	9,484	1,952	1,198	89,488	0,6639
170	-87549,0	642,9	-13823	2,605	2,522	9,464	1,984	1,217	88,138	0,6630
175	-87936,8	740,9	-12453,5	2,682	2,557	9,424	2,03	1,244	88,511	0,6707
180	-86409,0	772,2	-11029,8	2,758	2,608	9,392	2,058	1,262	86,936	0,6676
190	-83357,8	854,8	-8418,9	2,912	2,773	9,327	2,126	1,304	83,969	0,6589
210	-76683,6	999,6	-2501,4	3,219	3,096	9,285	2,28	1,399	77,436	0,6260

6.4.1. Porovnání charakteristik účinnosti

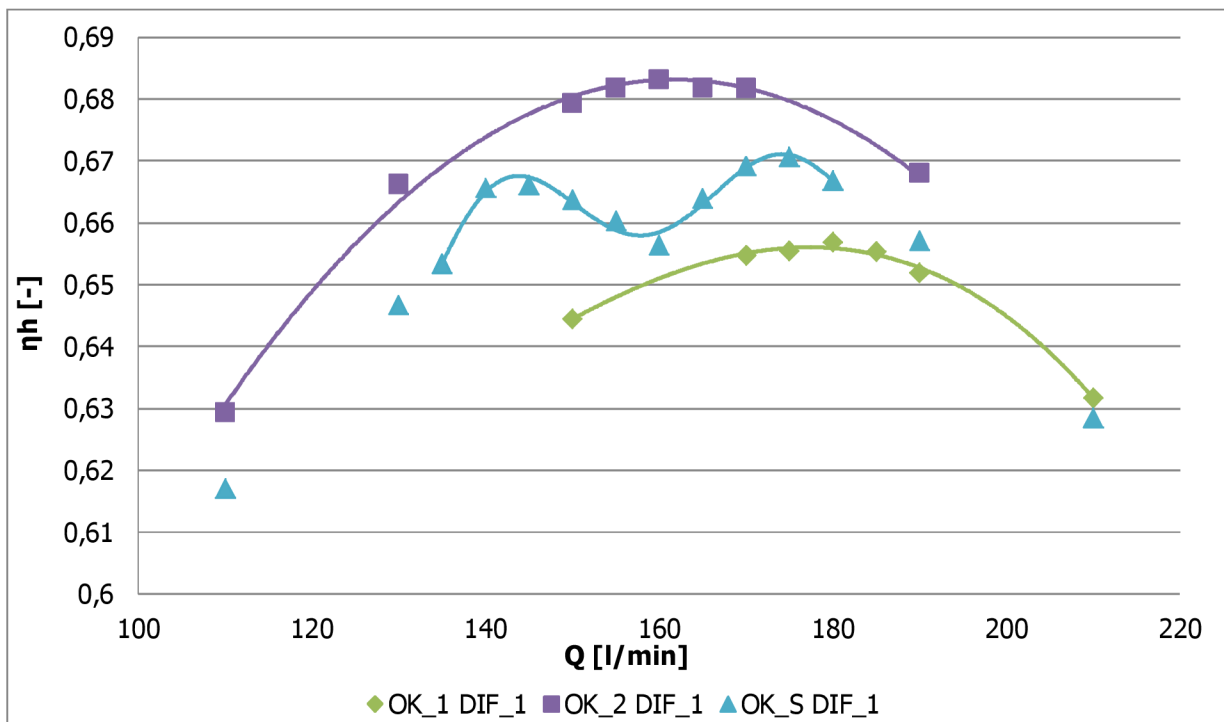
Porovnání numerických výpočtů čerpadel s totožným oběžným kolem a různými difuzory ukázalo (viz graf na obrázku 6.4), stejně jako v případě experimentálního měření, že stochastický difuzor přesunuje křivku účinnosti mezi křivky účinností běžně navržených čerpadel. Rozdíly účinností jsou velké. Účinnost stochastického difuzoru se hodnotově více blíží účinnosti difuzoru 1 navrženého na vyšší průtok. Optimum čerpadla s difuzorem 2 na nízký průtok má optimum v průtoku 140 l/min, optimum čerpadla s difuzorem 1 na vysoký průtok má dle spojnice trendu optimum v průtoku o něco vyšším jak 165 l/min. Čerpadlo se stochastickým difuzorem má optimum mezi křivkami běžně navržených čerpadel, a to v průtoku 150 dle spojnice trendu.



Obr. 6.4 Charakteristiky účinnosti – oběžné kolo 2 a různé difuzory

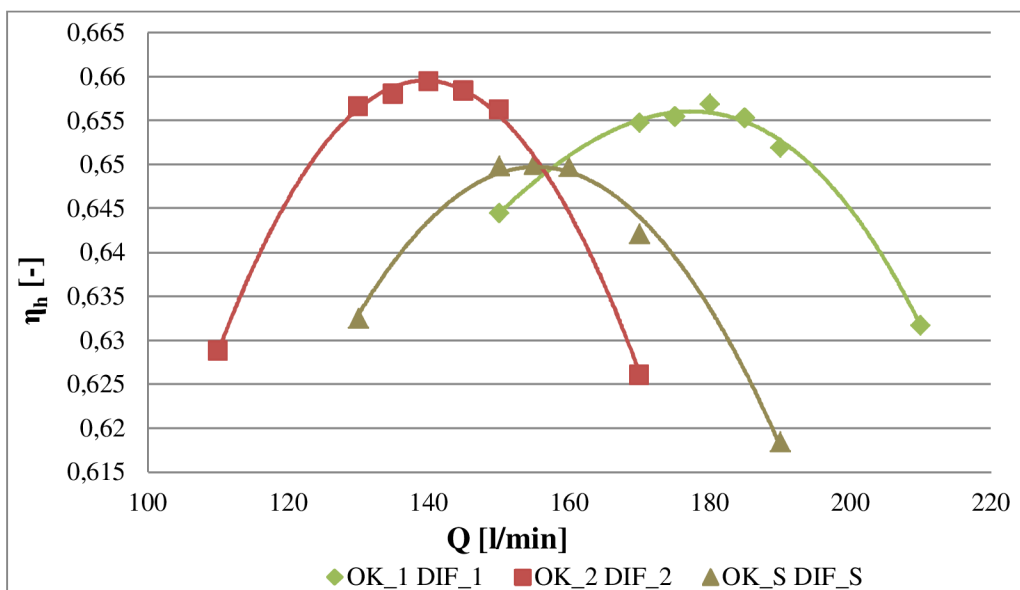
Na obrázku 6.5 jsou vykresleny charakteristiky účinností čerpadel s difuzorem 1 navrženým na vysoký průtok a s různými oběžnými koly. Již na první pohled si lze všimnout netradičního tvaru křivky stochastického kola.

Čerpadlo s původní hydraulikou má optimum v průtoku 180 l/min, čerpadlo s nově navrženým kolem 2 má optimum v průtoku 160 l/min. Obě tyto čerpadla mají charakteristiku posunutou do vyšších průtoků, než na jaké byly navrhovány či naměřeny. Účinnostní charakteristika čerpadla se stochastickým kolem má křivku o dvou vrcholech, a to v průtoku 175 a 145 l/min. Překvapivé je umístění vrcholu v průtoku 145 l/min, které je zcela mimo pásmo vysokých účinností dalších dvou variant. Vzniká tak nové téma, nad nímž by se bylo dobré zamyslet.



Obr. 6.5 Charakteristiky účinnosti – difuzor původní hydrauliky a různá oběžná kola

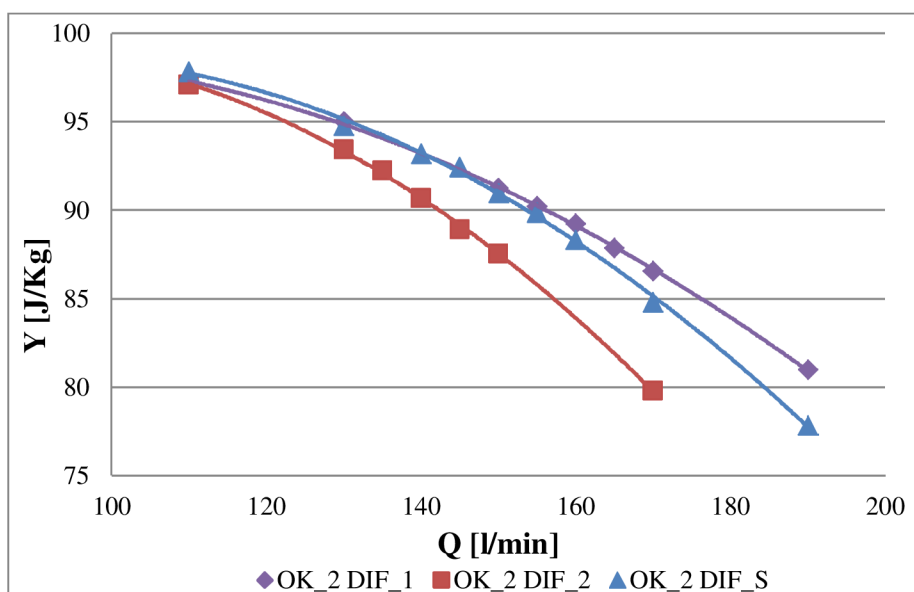
Charakteristiky účinností čerpadel s kombinacemi kol a difuzoru navržených na totožný průtok jsou vykresleny na obrázku 6.6. Charakteristiky mají typický tvar a jejich průběh odpovídá myšlence stochastického lopatkování. Optimum stochastického čerpadla je přesně mezi křivkami čerpadel navržených na jeden pracovní bod. Účinnost stochastického má maximum v místě průsečíku křivek účinností čerpadel, z nichž se stochastické čerpadlo skládá. Lze tedy vyslovit otázku, zda je to náhoda, nebo by to tak mělo skutečně být. Pak by bylo vhodné zamyslet se nad tím, jaké účinnostní křivky je vhodné spojovat.



Obr. 6.6 Charakteristiky účinnosti –
kombinace oběžného kola a difuzoru vždy na stejný návrhový bod

6.4.2. Porovnání charakteristik měrné energie

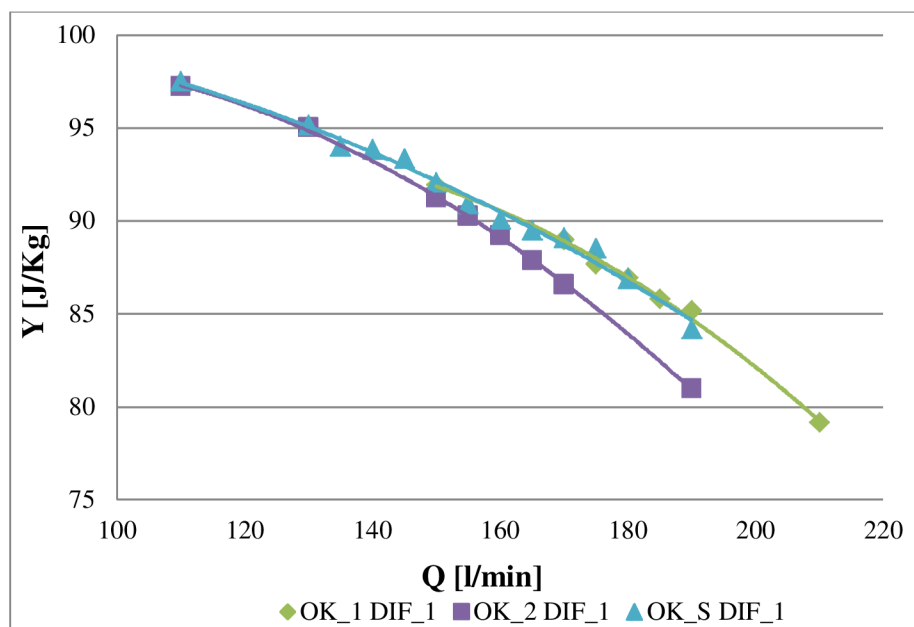
Na obrázku 6.7 je vykresleno porovnání charakteristik měrných energií čerpadel s totožným oběžným kolem 2 a s různými difuzory. Stejně jako to bylo u účinností, také na měrné energie má tvar difuzoru zásadní vliv. Stochastický difuzor má křivku měrné energie posazenou mezi křivky čerpadel, z nichž se skládá. Křivka čerpadla se stochastickým difuzorem je velmi blízká ke křivce čerpadla s difuzorem na vysoký průtok. Patrně je to z důvodu rychlosti proudění uvnitř kanálu. Difuzor na vysoký průtok má větší průtočné plochy kanálů a tudíž nižší ztráty (ztrátovou dopravní výšku), jak bylo popsáno v teoretickém odvození stochastického difuzoru v kapitole 4.



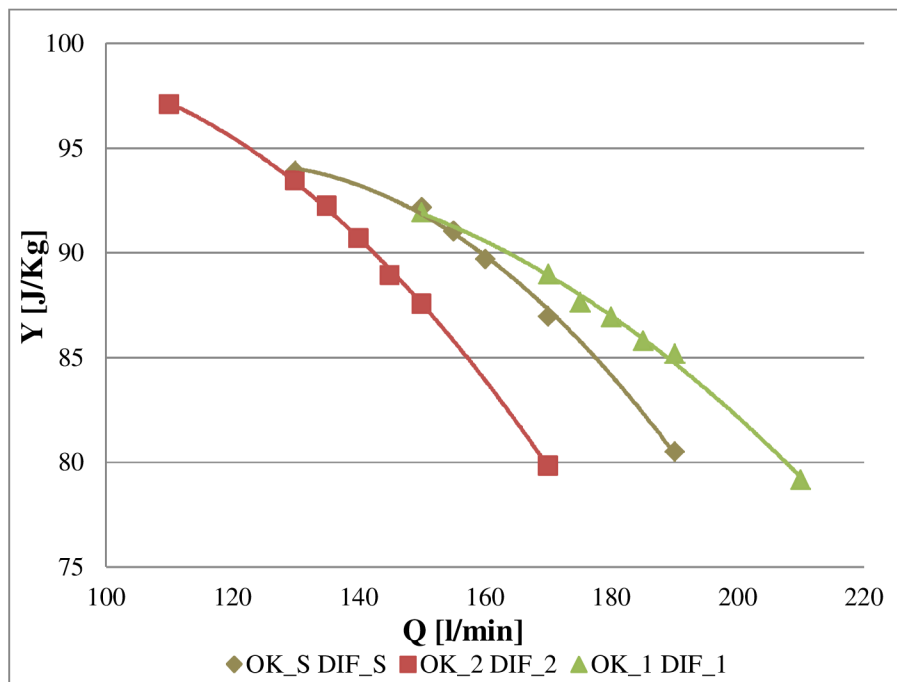
Obr. 6.7 Charakteristiky měrné energie – oběžné kolo 2 a různé difuzory

Stejným způsobem je ovlivněna měrná energie čerpadla se stochastickým oběžným kolem v porovnání s čerpadly s kolem navrženými na jeden pracovní bod, za použití totožného difuzoru (viz obr. 6.8). Křivka měrné energie čerpadla se stochastickým kolem je téměř totožná s křivkou měrné energie čerpadla s kolem navrženým na vysoký průtok.

Na obrázku 6.9 je porovnání čerpadel s koly a difuzory navrženými na stejný pracovní bod. Rozdíl měrných energií je výrazně větší než při použití pouze jednoho proměnného prvku.



Obr. 6.8 Charakteristiky měrné energie – difuzor původní hydrauliky a různá oběžná kola



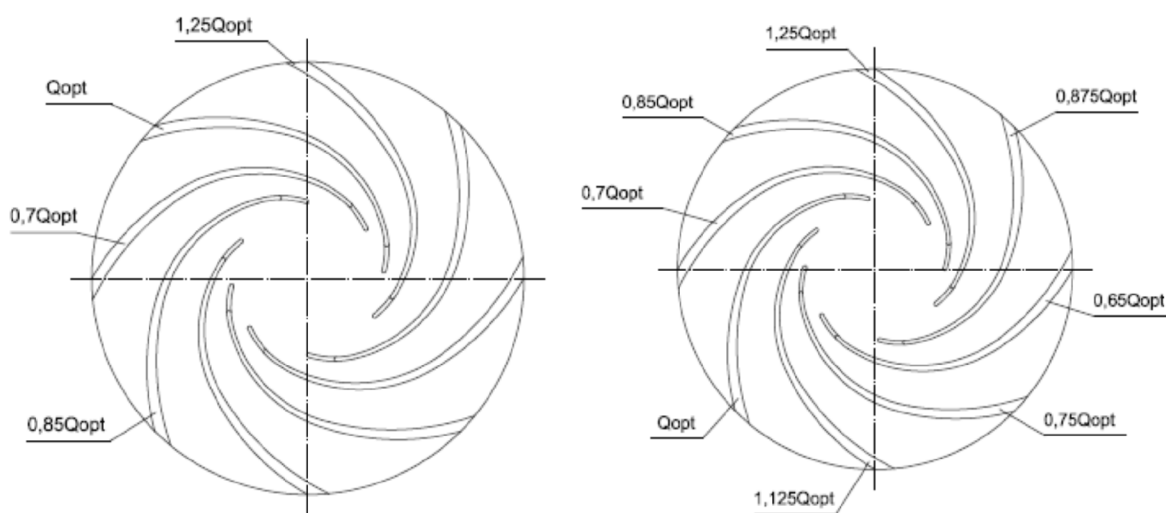
Obr. 6.9 Charakteristiky měrné energie –
kombinace oběžného kola a difuzoru vždy na stejný návrhový bod

6.4.3. Závěr z numerické simulace

Stejně jako experimentální měření, také numerická simulace prokázala princip kompromisu způsobeného nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Vlivem volby modelu turbulence a volby stěnové funkce způsobila numerická simulace posunutí optima všech sestav do vyšších průtoků. Na porovnání charakteristik jednotlivých sestav a na potvrzení studovaného principu však nemá posunutí charakteristik vliv.

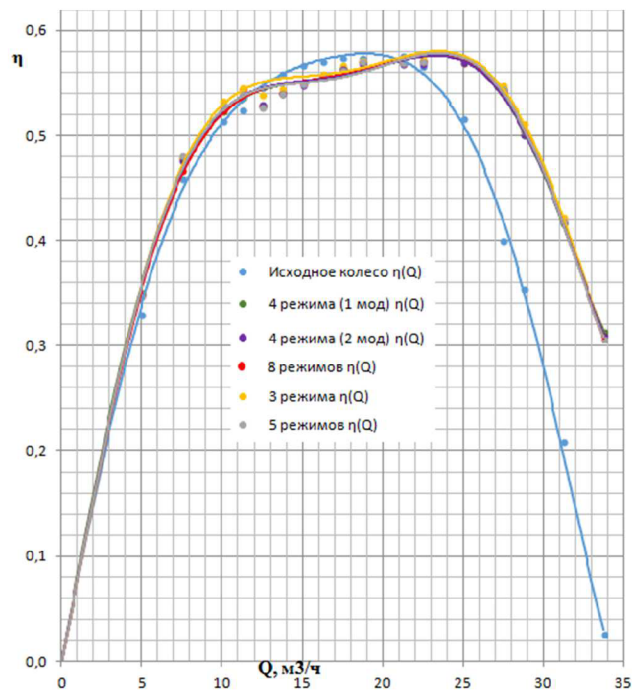
Křivky dopravních výšek nerovnoměrného čerpadla jsou mezi křivkami běžně navržených čerpadel na jeden pracovní bod. Stejně jak ukázalo experimentální měření, charakteristika měrné energie je v případě použití nerovnoměrného oběžného kola OK_S téměř totožná s křivkou čerpadla s použitým oběžným kolem OK_1 na vysoký průtok (viz obr. 6.8). Nerovnoměrný difuzor křivku měrné energie snižuje a dostává ji tak mezi křivky čerpadel s běžně navrženými oběžnými koly.

Charakteristika účinnosti čerpadla s oběžným kolem OK_S s nerovnoměrnou lopatkovou mříží je výrazně ovlivněna. Na obrázku 6.5 je vidět, že křivka má dva vrcholy maximálních účinností. Správnost tvaru této křivky potvrzuje měření na Moskevském energetickém institutu [7]. Jejich oběžné kolo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží bylo tvořeno z několika různých tvarů lopatek, jak ukazuje obrázek 6.10, na němž jsou dvě z řešených kol.



Obr. 6.10 Dvě varianty oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží, vyvíjené na Moskevském energetickém institutu [7]

Na Moskevském energetickém institutu bylo provedeno experimentální měření čerpadel s nerovnoměrnou lopatkovou mříží a výsledná charakteristika účinnosti (viz obr. 6.11) má dva vrcholy s maximální účinností, stejně jako charakteristika účinnosti získaná z numerické simulace (obr. 6.5). Obě charakteristiky mají nižší účinnost u vrcholu v nižším průtoku.



Obr. 6.11 Charakteristika měrné energie čerpadla s nerovnoměrným oběžným kolem, experimentálně získaná na Moskevském energetickém institutu [7]

Difuzor DIF_S s nerovnoměrnou lopatkovou mříží takto neobvyklý tvar nezpůsobuje, což podporuje teoretické odvození v kapitole 4.3.

V případě použití difuzoru i oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží se vliv kola vyrušil a charakteristika má opět běžný tvar. Maximální účinnost tohoto čerpadla je v místě průniku charakteristik účinností zbylých dvou řešených čerpadel (viz obr. 6.6).

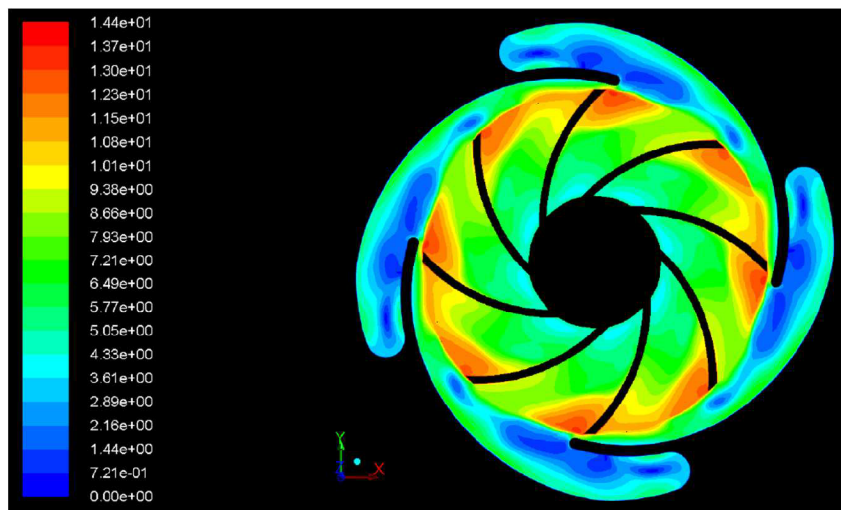
6.5. Grafické vyhodnocení numerické simulace

Pro představu toho, co se děje uvnitř čerpadla s nerovnoměrnou lopátkovou mříží, byly vytvořeny z numerické simulace obrázky v řezech čerpadlem s vykreslením různých řešených veličin.

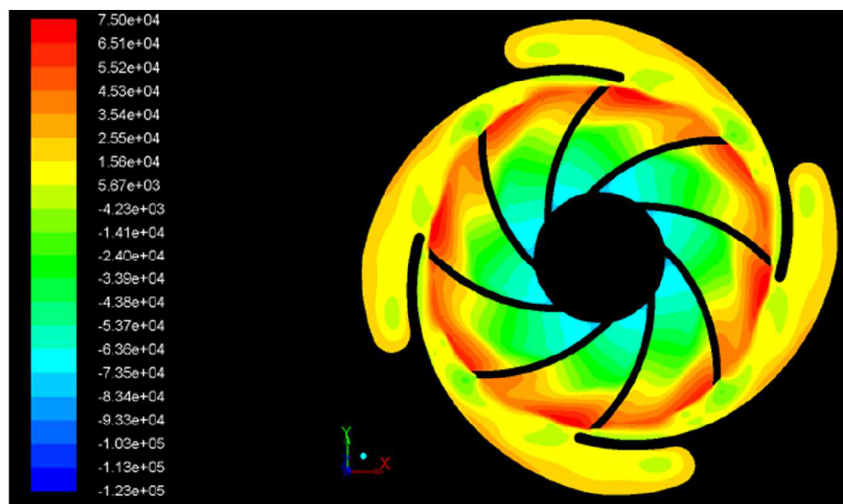
6.5.1. Simulace původního oběžného čerpadla COSU

Z charakteristik účinností získaných pomocí numerické simulace vyplývá, že optimální pracovní bod s nejvyšší účinností se oproti návrhu a experimentálnímu měření posunul do vyšších průtoků. Nejvyšší účinnost je v průtoku 180 l/min, na místo požadovanému návrhovému průtoku 150 l/min. Oběžné kolo bylo tedy simulováno pomocí různých numerických modelů, které by mohly ovlivnit proudění uvnitř čerpadla a posunout tak charakteristiku. Změny numerických modelů bohužel charakteristiku téměř neovlivnily.

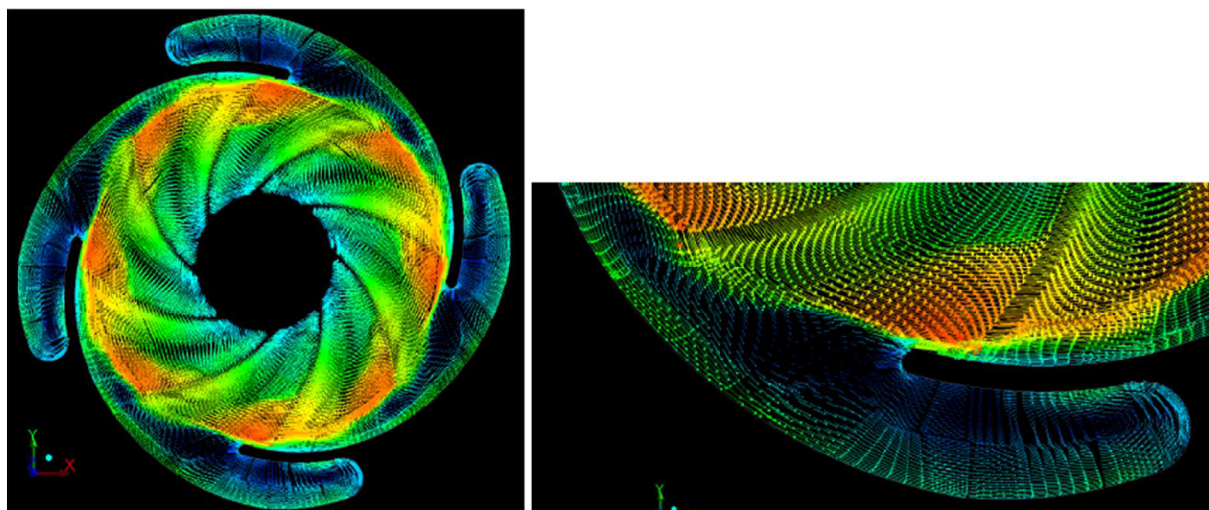
Na obrázcích 6.12 až 6.15 jsou zobrazeny výsledky výpočtu uvnitř čerpadla při průtoku 150 l/min, tedy v požadovaném optimu.



Obr. 6.12 Vykreslení kontur rychlostí v řezu čerpadlem při průtoku 150 l/min



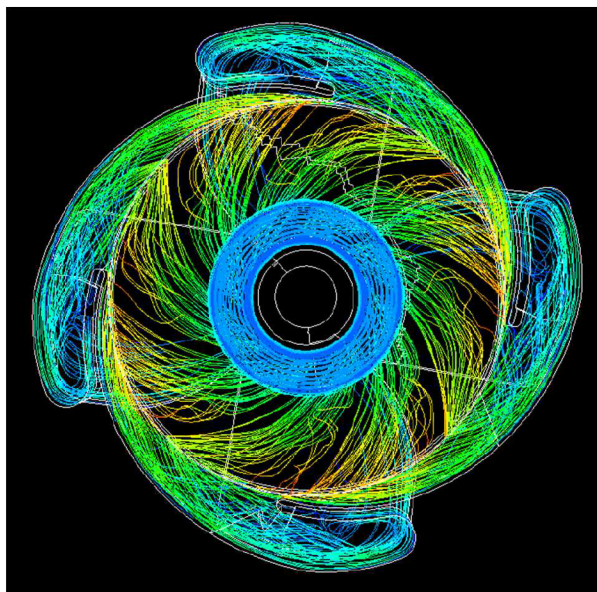
Obr. 6.13 Vykreslení kontur celkových tlaků v řezu čerpadlem při průtoku 150 l/min



a) celkový pohled

b) detail nátokové hrany lopatky difuzoru

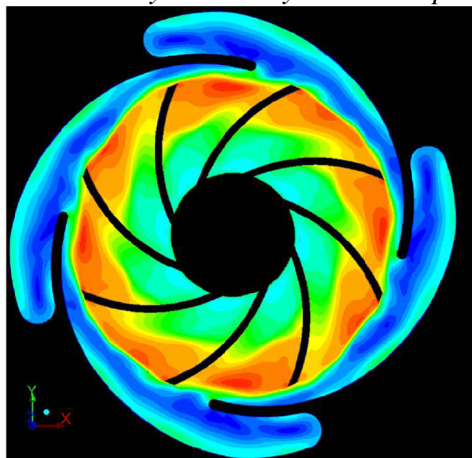
Obr. 6.14 Vykreslení vektorů rychlosti při průtoku 150 l/min



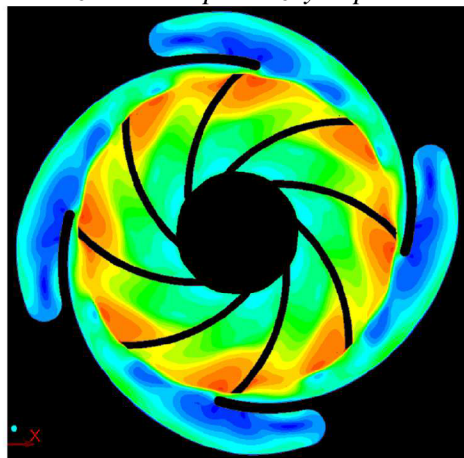
Obr. 6.15 Vykreslení proudnic při průtoku 150 l/min

Na obrázcích 6.16 jsou vykresleny rychlostní pole ve všech simulovaných průtocích. Tam, kde je rychlostní pole zbarveno modře dochází k zavíření kapaliny, které je nechtěné, ale vzhledem ke konstrukci převáděcího kanálu, nevyhnutelné.

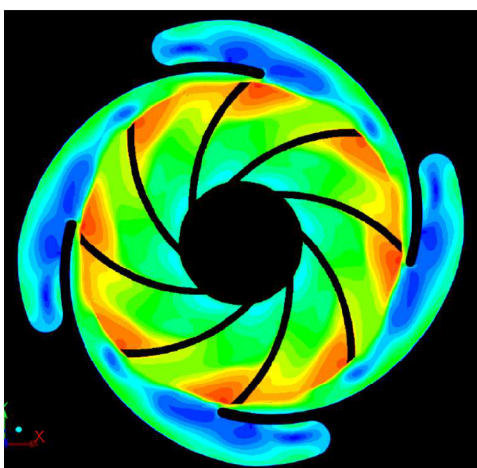
Obr. 6.15 Vykreslení rychlostního pole v oběžném kole při různých průtocích



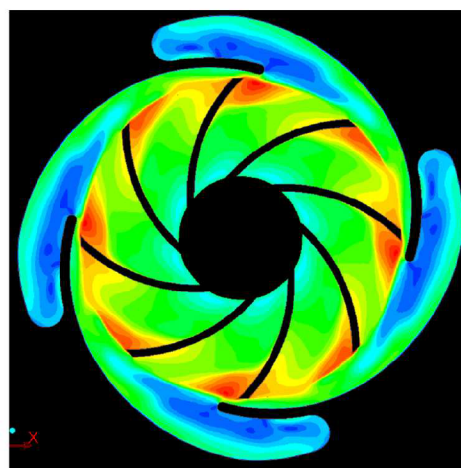
a) $Q = 110$ l/min



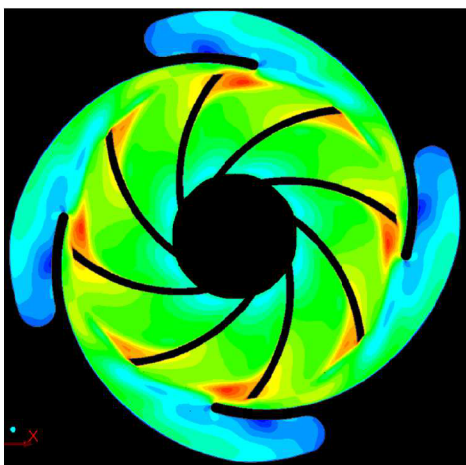
b) $Q = 130$ l/min



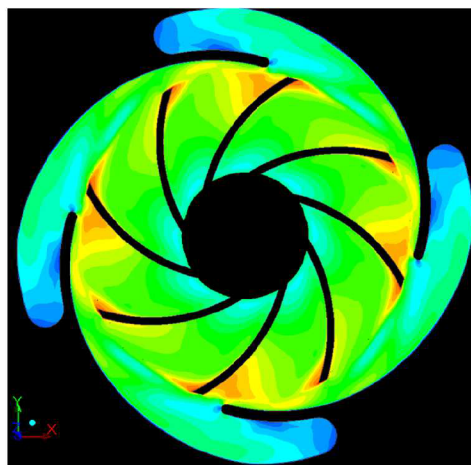
c) $Q = 150$ l/min



d) $Q = 170$ l/min



e) $Q = 190$ l/min



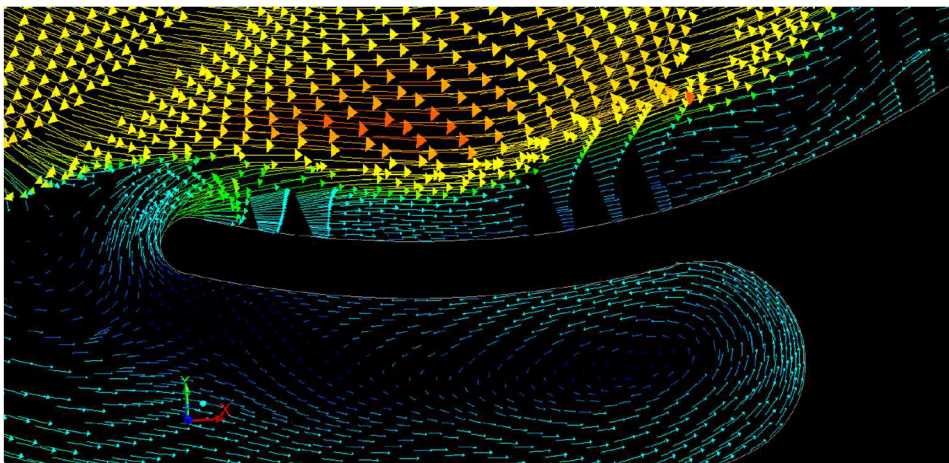
f) $Q = 210$ l/min

V průtoku $Q = 150$ l/min je vidět podstatné zavíření v oblasti před převáděcím kanálem, zatímco v průtoku $Q = 190$ l/min víření ustává a kapalina kanálem difuzoru proudí klidněji. Víření, které zamezuje hladkému průtoku v $Q = 150$ l/min, je pravděpodobně simulováno přehnaně, a proto je charakteristika proti měření posunutá do vyšších průtoků.

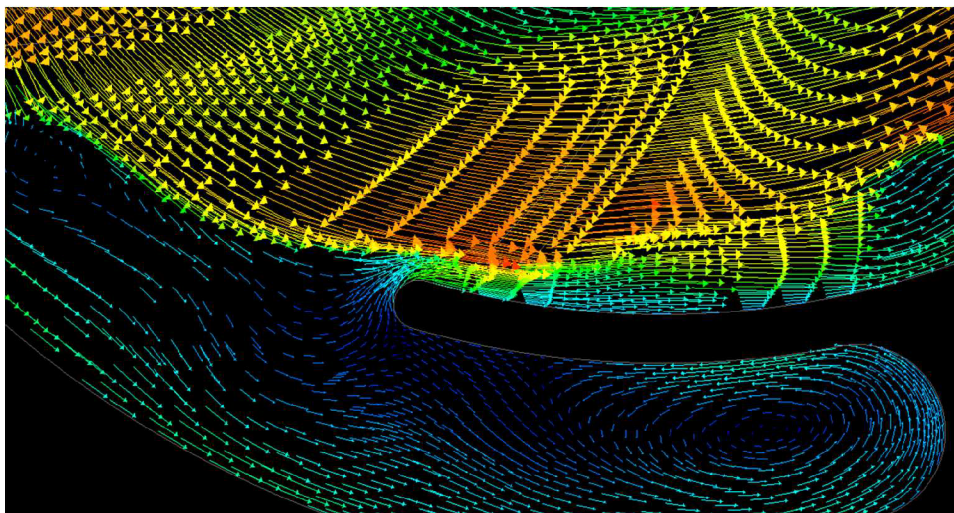
Na obrázcích 6.16 – 6.21 jsou detaily části difuzoru, kde se voda skokově převádí do vratné části difuzoru tím, že mění směr o 90° . Vlivem tvarování převáděcího otvoru dochází k výraznému zavíření v místě tohoto otvoru. Nejlépe je to vidět na obrázku 6.16 pro 110 l/min. Zavíření otvor ucpe a zabrání tak plynulému proudění. Kapalina, která se tak nedostane do zahlceného otvoru, přechází do zpětného proudění a přes nátokovou hranu lopatky difuzoru se převádí na druhou stranu lopatky do následující části difuzoru. Tento přebytek kapaliny mění úhel nátku na lopatku a způsobuje odtrhávání proudu a následné zavíření.

Čím menší je průtok, tím větší nastává ve vratném otvoru vír, a tím větší část difuzoru je zasažena. Naopak, čím větší je průtok, tím menší je vír. Protože ve vyšších průtocích nedochází k tak velkému zahlcení otvoru jako v nízkých průtocích, kapalina nepřechází přes hranu lopatky difuzoru na druhou stranu a tím dovoluje lepší nátok proudu vycházejícímu z oběžného kola.

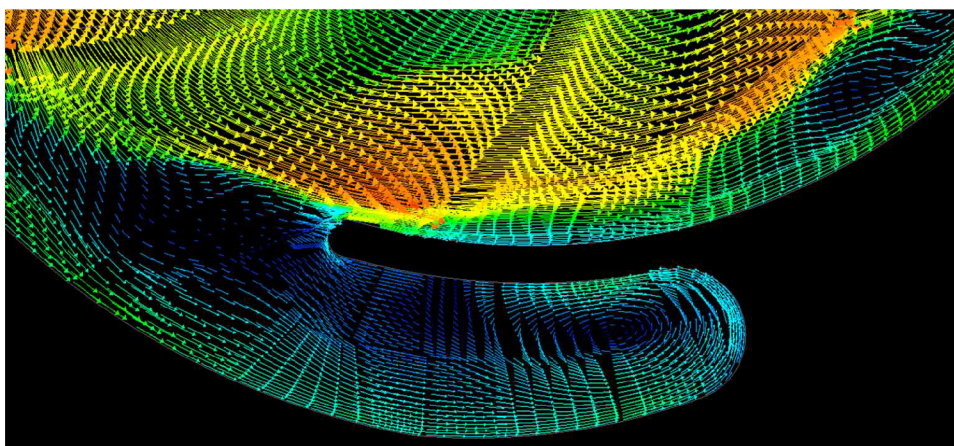
Pro navýšení účinnosti čerpadla by bylo vhodné upravit vratný otvor tak, aby nedocházelo k jeho zahlcení.



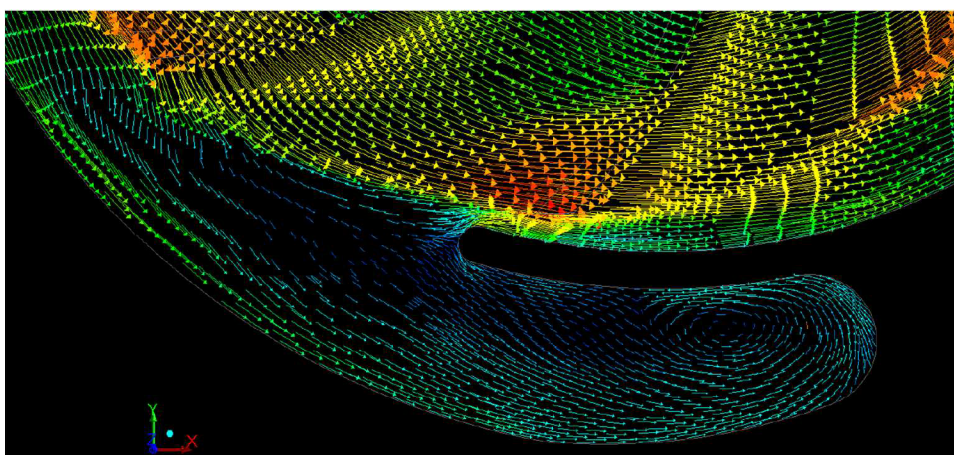
Obr. 6.16 Vykreslení vektorů rychlosti v oběžném kole při průtoku $Q = 110$ l/min



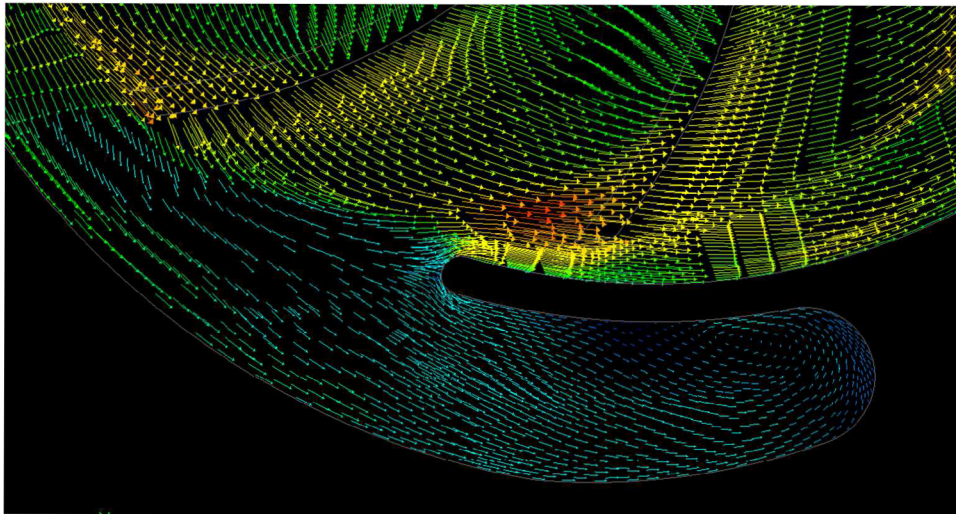
Obr. 6.17 Vykreslení vektorů rychlosti v oběžném kole při průtoku $Q = 130$ l/min



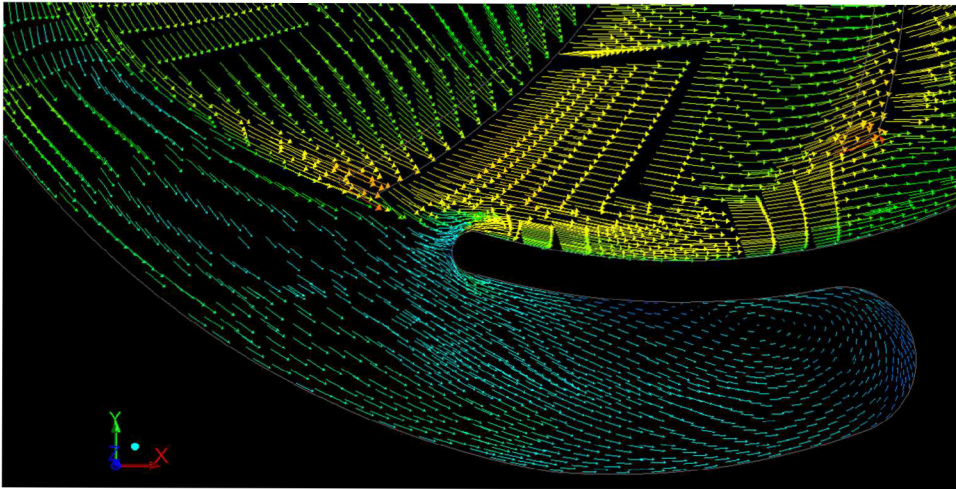
Obr. 6.18 Vykreslení vektorů rychlosti v oběžném kole při průtoku $Q = 150$ l/min



Obr. 6.19 Vykreslení vektorů rychlosti v oběžném kole při průtoku $Q = 170$ l/min



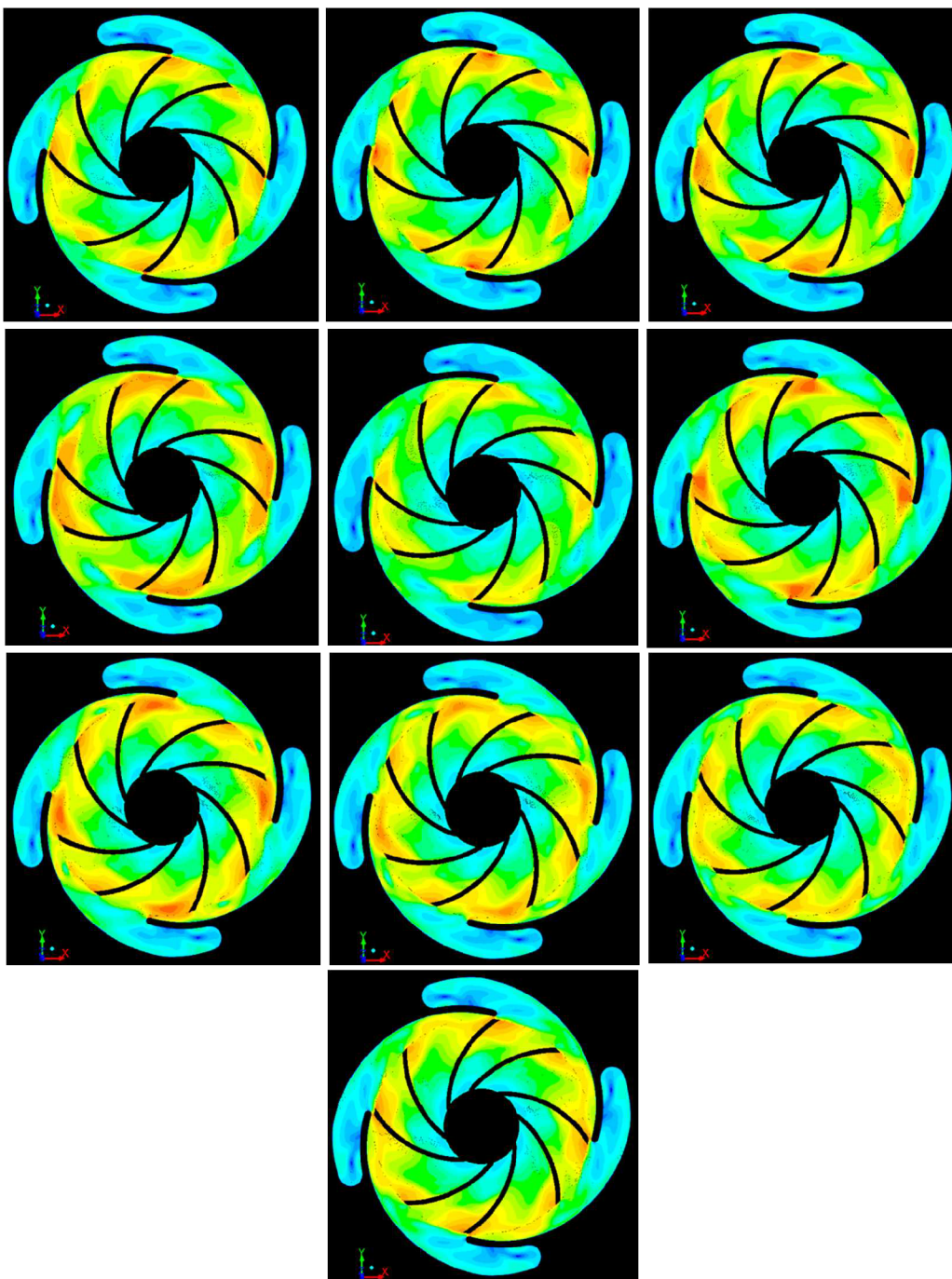
Obr. 6.20 Vykreslení vektorů rychlosti v oběžném kole při průtoku $Q = 190$ l/min



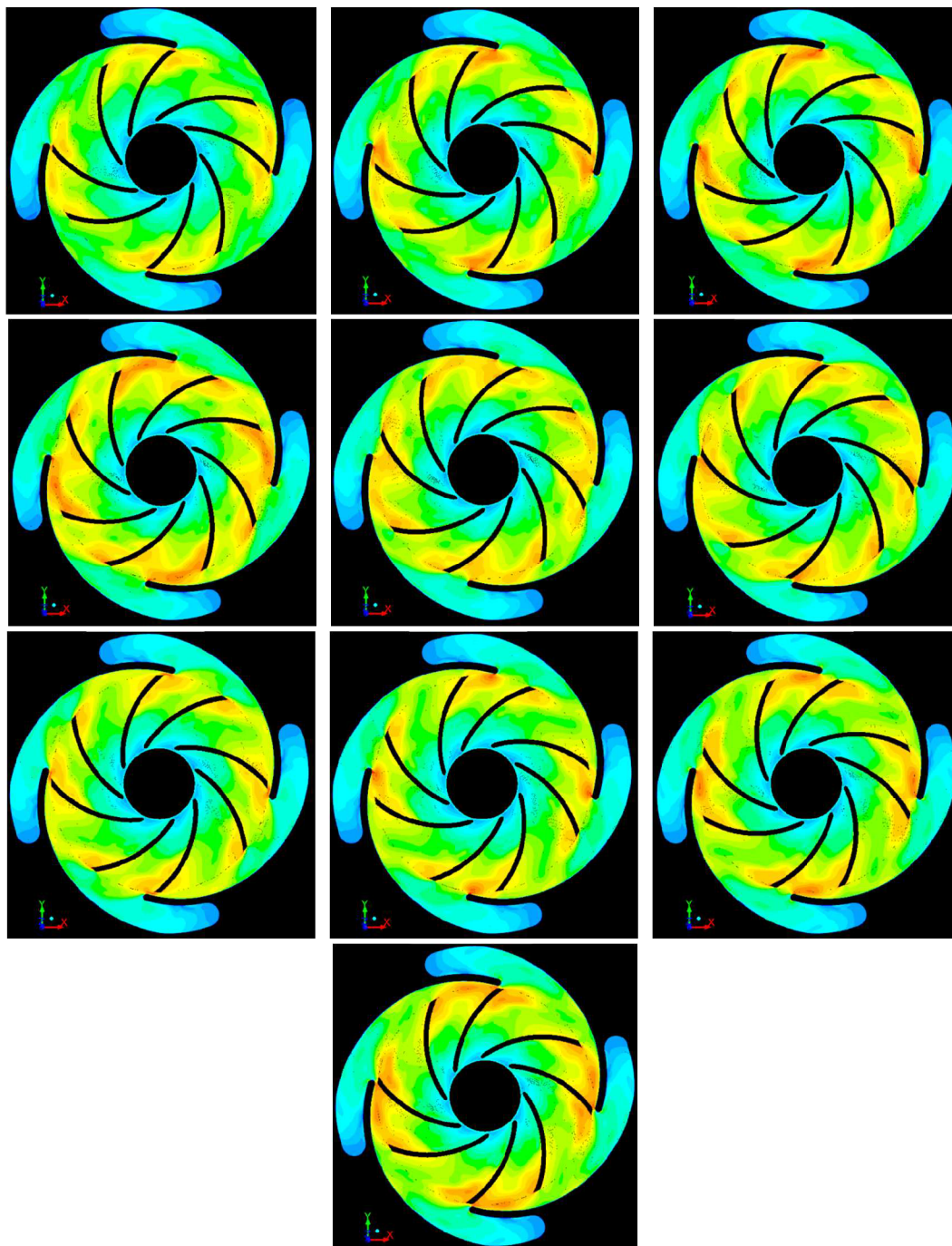
Obr. 6.21 Vykreslení vektorů rychlosti v oběžném kole při průtoku $Q = 210$ l/min

6.5.2. Simulace sestavy OK_S DIF_1

Sestava kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží OK_S a difuzoru DIF_1 navrženého na vysoký průtok je zde uvedena z důvodu neobvyklého tvaru charakteristiky účinnosti – viz kapitola 7.4.1. Na obrázcích



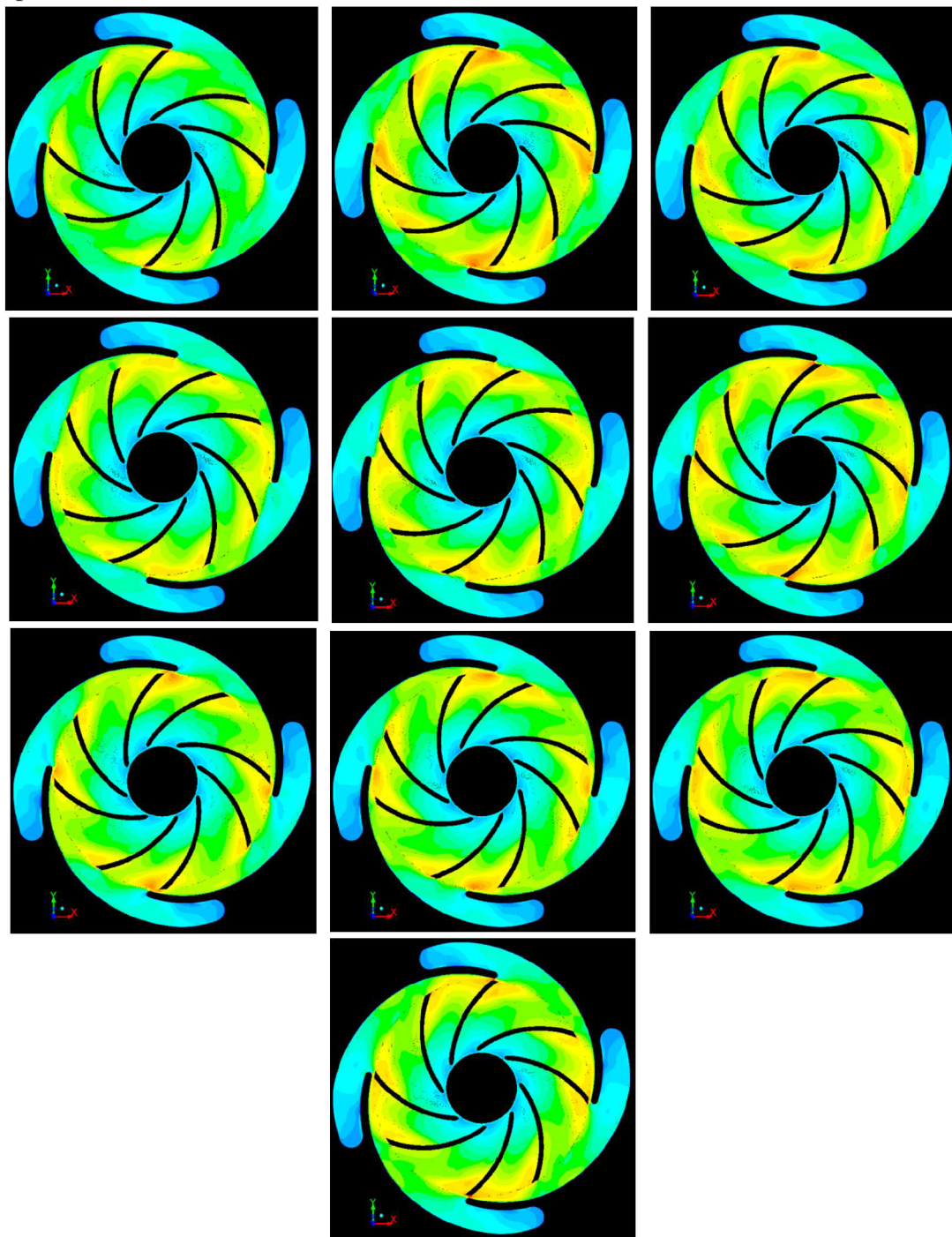
Obr. 6.22 Změna celkových rychlostí během otáčení oběžného kola, varianta OK_S DIF_1 při průtoku $Q = 160$ l/min



Obr. 6.23 Změna celkových rychlostí během otáčení oběžného kola, varianta OK_S DIF_1 při průtoku $Q = 175$ l/min – v optimu

6.5.3. Simulace sestavy OK_S DIF_S

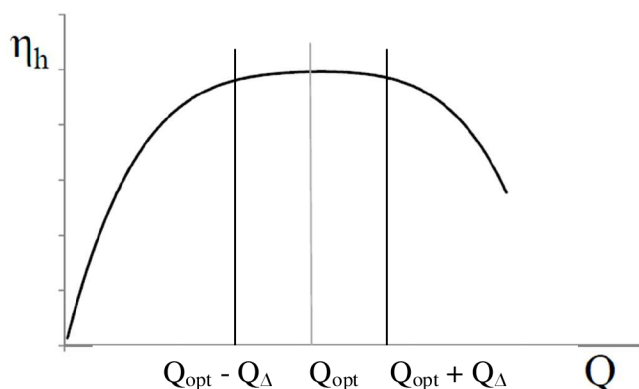
Vykreslení celkových rychlostí bylo provedeno pro sestavu celého nerovnoměrného čerpadla – tedy s použitím nerovnoměrného oběžného kola i difuzoru.



Obr. 6.24 Změna celkových rychlostí během otáčení oběžného kola, varianta OK_S DIF_S při průtoku $Q = 155$ l/min – v optimu

7. Rozšíření provozního pásma stroje - teorie

Cílem použití nerovnoměrné lopatkové mříže je získání hydraulického stroje s velkou šířkou provozního pásma, ve kterém bude mít vysokou účinnost. Takovýto stroj má pak velmi plochou charakteristiku hydraulické účinnosti, jak je naznačeno na obrázku 7.1.



Obr. 7.1 Charakteristika účinnosti stroje s širokým provozním pásmem

Z obrázku je zřejmé, že hydraulická účinnost η_h stroje s širokým provozním pásmem se blíží k maximu na velkém rozsahu průtoků v okolí optimálního průtoku Q_{opt} (viz obr. 7.1):

$$\eta_h \rightarrow \max.: Q \in (Q_{opt} - Q_{\Delta}; Q_{opt} + Q_{\Delta}) , \quad (7.1)$$

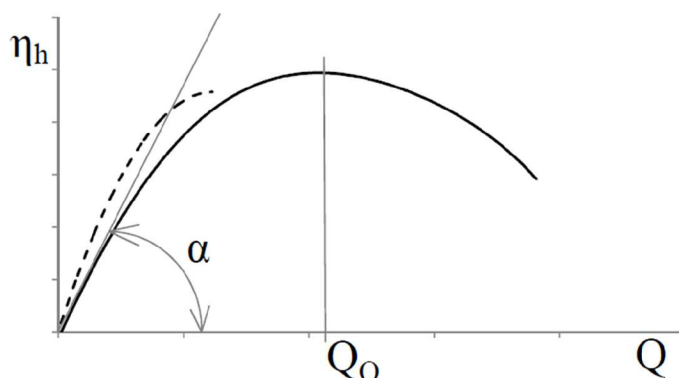
Tato podmínka bude splněna, když se změna hydraulické účinnosti η_h na průtoku Q bude blížit k minimu, tedy bude-li:

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} \rightarrow \min. \quad (7.2)$$

7.1. Úhel náběhu charakteristiky účinnosti [10]

Má-li se dosáhnout širokého provozního pásma, je třeba konstrukci stroje provést tak, aby úhel α byl maximální (viz obrázek 7.2), tedy aby tečna ke křivce účinnosti v závěrném bodě byla co nejstrmější. Obecně směrnici tečny ke křivce popisuje derivace funkce v daném bodě. V řešeném případě odpovídá sklon tečny derivaci účinnosti podle průtoku, jinak řečeno změně účinnosti na průtoku:

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} = \operatorname{tg}(\alpha) \quad (7.3)$$



Obr. 7.2 Charakteristika účinnosti s vyznačeným úhlem α

Pro získání co největšího úhlu α v závěrném bodě je potřeba, aby změna účinnosti η_h na průtoku Q byla co největší:

$$\frac{\partial \eta_h(Q=0)}{\partial Q} \rightarrow \max. \quad (7.3)$$

Hydraulickou účinnost η_h lze popsat vztahem:

$$\eta_h = \frac{\rho Q Y}{\rho Q Y + 2D}, \text{ kde } D = \frac{1}{2} \int_V \Pi_{ij} v_{ij} dV \quad (7.4)$$

Disipací energie $2D$ ve vztahu (7.4) je označen výkon potřebný k vykrytí hydraulických ztrát u odstředivých čerpadel.

Pro určení směrnice tečny a úhlu α byla provedena derivace účinnosti popsané vztahem (7.4) podle průtoku:

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} = \frac{\partial}{\partial Q} \left(\frac{\rho Q Y}{\rho Q Y + 2D} \right) \quad (7.5)$$

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} = \frac{(\rho Q Y)'(\rho Q Y + 2D) - (\rho Q Y)(\rho Q Y + 2D)'}{(\rho Q Y + 2D)^2} \quad (7.6)$$

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} = \frac{(\rho Y + \rho Q \frac{\partial Y}{\partial Q})(\rho Q Y + 2D) - (\rho Q Y)(\rho Y + \rho Q \frac{\partial Y}{\partial Q} + 2 \cdot \frac{\partial D}{\partial Q})}{(\rho Q Y + 2D)^2} \quad (7.7)$$

Po vynásobení jednotlivých členů a odečtení opakujících se členů:

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} = \frac{\rho Y \cdot 2D + \rho Q \frac{\partial Y}{\partial Q} \cdot 2D - \rho Q Y \cdot 2 \frac{\partial D}{\partial Q}}{(\rho Q Y + 2D)^2} \quad (7.8)$$

Podmínka (7.3) vyžaduje určit derivaci (7.8) v závěrném bodě, tedy, když $Q = 0$:

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} /_{Q=0} = \frac{\rho Y(0)}{2D(0)} \quad (7.9)$$

Pro určení úhlu α v závěrném bodě pak platí:

$$tg(\alpha) = Q_{opt} \frac{\partial \eta_h}{\partial Q} /_{Q=0} = \frac{\rho Q_{opt} Y(0)}{2D_v(0)} \quad (7.10)$$

Pokud v rovnici (7.9) převedeme členy a určíme měrnou energii čerpadla v závěrném bodě $Y(0)$:

$$Y(0) = \frac{2D}{\rho} \cdot \frac{\partial \eta_h}{\partial Q} /_{Q=0} \quad , \quad (7.11)$$

pak lze říci důležitý poznatek, že čím vyšší bude $Y(0)$, tím vyšší bude také $\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} /_{Q=0}$, to je, čím lépe bude čerpadlo navrženo na malé průtoky, tím větší hodnoty bude úhel α v závěrném bodě dosahovat.

Pro popis maximální účinnosti je potřeba položit podmínku pro maximum funkce, kdy první derivace funkce je rovna nule:

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} = 0 \quad (7.11)$$

Z odvozené rovnice (7.8) získané derivací funkce účinnosti podle průtoku a použití podmínky (7.11) se určí vztah:

$$\rho Y \cdot 2D + \rho Q \frac{\partial Y}{\partial Q} \cdot 2D - \rho Q Y \cdot 2 \frac{\partial D}{\partial Q} = 0 \quad (7.12)$$

Z rovnice (7.5) či (7.8) lze vyvodit, že maximálního výkonu v bodě Q_{opt} lze dosáhnout pouze v případě, že minimální hodnota disipační funkce D bude v průtoku co nejbližší průtoku o maximální hodnotě účinnosti. Neboli, minimum disipace bude ve stejném průtoku jako maximum účinnosti.

7.2. Měrná energie v závěrném bodě [10]

V předchozím textu bylo napsáno, že čím větší hodnoty měrné energie se dosáhne v závěrném bodě, tím rychlejší bude nástup účinnosti. Následující odvození ukáže možnou podmínku zvyšující měrnou energii v závěrném bodě.

Běžná odstředivá čerpadla mají charakteristiku příkonu prakticky lineární. Lze tedy popsat křivku příkonu rovnicí přímky:

$$P = A + B \cdot Q \quad (7.13)$$

Pro určení konstanty B v rovnici přímky, musí být provedena derivace příkonu podle průtoku:

$$\frac{\partial P}{\partial Q} = B \quad (7.14)$$

Hydraulickou účinnost lze zapsat pomocí příkonu P:

$$\eta = \frac{\rho Q Y}{P} \quad (7.15)$$

Po derivování rovnice účinnosti podle průtoku:

$$\frac{\partial \eta}{\partial Q} = \frac{\rho Y P + \rho Q \frac{\partial Y}{\partial Q} P - \rho Q Y \cdot \frac{\partial P}{\partial Q}}{P^2} \quad (7.16)$$

Pro optimum, tedy $\frac{\partial \eta}{\partial Q} = 0$ pak bude rovnice (7.16):

$$0 = \rho Y_{\eta \max} P_{\eta \max} + \rho Q_{\eta \max} \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{\max} P_{\eta \max} - \rho Q_{\eta \max} Y_{\eta \max} \cdot \frac{\partial P}{\partial Q} / \eta_{\max} \quad (7.17)$$

Při dosazení rovnice (7.14) do rovnice (7.17):

$$0 = \rho Y_{\eta \max} P_{\eta \max} + \rho Q_{\eta \max} \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{\max} P_{\eta \max} - \rho Q_{\eta \max} Y_{\eta \max} \cdot B \quad (7.17)$$

Z rovnice lze určit konstantu B:

$$B = \frac{P_{\eta_{max}} \left(Y_{\eta_{max}} + Q_{\eta_{max}} \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} \right)}{Q_{\eta_{max}} Y_{\eta_{max}}} \quad (7.18)$$

Dosazením $P_{\eta_{max}}$ dle rovnice (7.15) pak bude:

$$B = \frac{\rho Q_{\eta_{max}} Y_{\eta_{max}}}{\eta_{max}} \cdot \frac{Y_{\eta_{max}} + Q_{\eta_{max}} \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max}}{Q_{\eta_{max}} Y_{\eta_{max}}} = \frac{\rho}{\eta_{max}} \cdot Y_{\eta_{max}} + Q_{\eta_{max}} \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} \quad (7.19)$$

Po dosazení získané konstanty B do rovnice přímky příkonu:

$$P = A + \frac{\rho}{\eta_{max}} \cdot Y_{\eta_{max}} + Q_{\eta_{max}} \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} \cdot Q \quad (7.20)$$

Neznámá konstanta A bude získána, jestliže předepíše okrajová podmínka pro předchozí rovnici pro bod $Q = Q_{\eta_{max}}$:

$$P_{\eta_{max}} = A + \frac{\rho}{\eta_{max}} \cdot Y_{\eta_{max}} + Q_{\eta_{max}} \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} \cdot Q_{\eta_{max}} \quad (7.21)$$

Dosadí-li se za $P_{\eta_{max}}$ dle rovnice (7.15):

$$\frac{\rho Q_{\eta_{max}} Y_{\eta_{max}}}{\eta_{max}} = A + \frac{\rho}{\eta_{max}} \cdot Y_{\eta_{max}} + Q_{\eta_{max}} \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} \cdot Q_{\eta_{max}} \quad (7.22)$$

Po vykrácení opakujících se členů lze určit konstantu A:

$$A = - \frac{\rho}{\eta_{max}} \cdot Q_{\eta_{max}}^2 \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} \quad (7.23)$$

Dosazením konstanty A zpět do rovnice pro určení příkonu (7.20):

$$P = - \frac{\rho}{\eta_{max}} \cdot Q_{\eta_{max}}^2 \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} + \frac{\rho}{\eta_{max}} \cdot Y_{\eta_{max}} + Q_{\eta_{max}} \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} \cdot Q \quad (7.24)$$

$$P = \frac{\rho Y_{\eta_{max}} \cdot Q}{\eta_{max}} + (Q - Q_{\eta_{max}}) \cdot Q_{\eta_{max}} \frac{\rho}{\eta_{max}} \cdot \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} \quad (7.25)$$

Odvození výkonu bylo provedeno z důvodu určení měrné energie v závěrném bodě. Proto se výsledná rovnice příkonu (7.25) určí pro závěrný bod, tedy $Q = 0$:

$$P_0 = - \frac{\rho}{\eta_{max}} \cdot Q_{\eta_{max}}^2 \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} \quad (7.26)$$

Také rovnice (7.16) dovozená výše bude určena pro závěrný bod, tedy $Q = 0$ a získá se rovnice pro měrnou energii v závěrném bodě:

$$\frac{\partial \eta}{\partial Q} /_{Q=0} = \frac{\rho Y_0}{P_0} \quad \Rightarrow \quad Y_0 = \frac{P_0}{\rho} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial Q} /_{Q=0} \quad (7.27)$$

Dosadí-li se do rovnice (7.27) příkon v závěrném bodě dle rovnice (7.25), získá se končený tvar rovnice pro určení měrné energie v závěrném bodě. Z této rovnice pak lze vyvodit závěry.

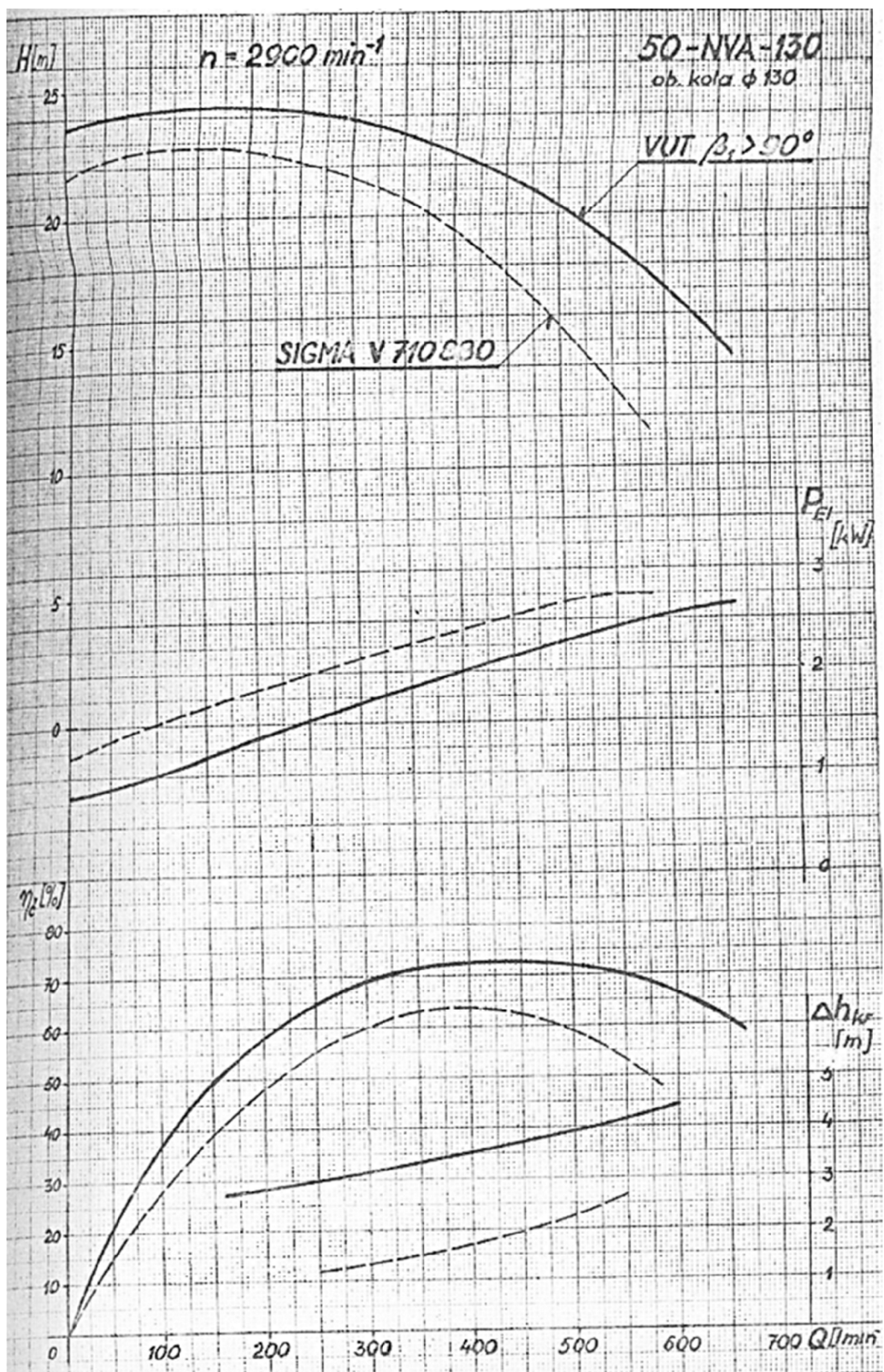
$$Y_0 = - \frac{1}{\eta_{max}} \cdot Q_{\eta_{max}}^2 \cdot \frac{\partial Y}{\partial Q} / \eta_{max} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial Q} /_{Q=0} \quad (7.28)$$

7.3. Závěr teoretického odvození

Z výrazu (7.28) vyplývá, že čím bude strmější charakteristika měrné energie, tím bude vyšší hodnota měrné energie v závěrném bodě Y_0 . Rovnice (7.27) pak opakuje odvození na počátku kapitoly, že čím vyšší bude Y_0 , tím strmější bude charakteristika účinnosti v závěrném bodě a tím také bude velký úhel α z obrázku 7.2 [10].

Dle kandidátské práce [8] vypracované Františkem Tomášem se strmost charakteristiky měrné energie dá značně ovlivnit vstupním úhlem lopatek oběžného kola. „Provedené experimentální zkoušky prokázaly, že zvětšením vstupního úhlu β_1 a zvětšením prohnutí lopatky lze zvýšit hydraulický výkon čerpadel.“ [8] Výrazné zvětšení vstupního úhlu zvýšilo strmost tečny ke křivce účinnosti v závěrném bodě, jak je vidět v grafu z experimentálního měření na obrázku 7.3.

Vhodným návrhem oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží dle předchozích úvah lze zvýšit možnost velmi ploché charakteristiky účinnosti. Takové čerpadlo by mohlo být tvořeno z několika lopatek s různým vstupním úhlem a s náběžnou hranou lopatek na jiném poloměru. Je tedy vhodné pokračovat ve výzkumu nerovnoměrné lopatkové mříže se zaměřením na vstup do běžného kola.



Obr. 7.3 Porovnání charakteristik čerpadel s běžným a s přehnaným vstupním úhlem β_1 [8]

8. Závěr

Cílem této disertační práce bylo prozkoumat možnosti využití nerovnoměrné lopatkové mříže pro rozšíření pásma průtoků s vysokými účinnostmi čerpadel. Pro účel tohoto výzkumu bylo navrženo nové oběžné a rozváděcí kolo s různými tvary lopatek umístěnými vedle sebe. Při návrhu nerovnoměrného kola bylo postupováno tak, že se navrhly dvě kola na dva různé průtoky, a to 110 a 150 l/min. Z těchto návrhů se vzaly tvary lopatek a položily se vždy střídavě za sebe, aby tak vytvořily jedno kolo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Jedno kolo tedy obsahuje dva druhy lopatek (kanálů), kdy každá lopatka je navržena na jiný provozní bod.

Předchozí výzkum nerovnoměrné lopatkové mříže popsany v diplomové práci „Hydraulický návrh difuzoru čerpadla pro dva provozní body“ se zabýval stochastickým difuzorem. Výsledky numerické simulace stochastického difuzoru z čerpadla na ropu ukázaly, že vliv různého lopatkování může mít pozitivní výsledky. Proto byl v této disertační práci nejprve navržen a experimentálně změřen difuzor s nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Výsledné charakteristiky účinnosti a dopravní výšky ukázaly, že nerovnoměrný difuzor je kompromisním řešením mezi difuzory navrženými na jeden pracovní bod. Optimum nerovnoměrného difuzoru bylo přesunuto mezi optima běžně navržených difuzorů a došlo k drobnému rozšíření charakteristiky. Stochastický difuzor byl následně patentován jako užitný vzor (viz příloha 3). Rozšíření charakteristiky nerovnoměrného difuzoru nebylo příliš výrazné.

Princip nerovnoměrného lopatkování difuzoru byl odvozen teoreticky. Ten poukázal na vhodnou úpravu konstrukce nerovnoměrného difuzoru, která by mohla pozitivně ovlivnit účinnost čerpadla v oblastech mimo optimum. Difuzor je tvořen dvěma a více typy kanálů navrženými na různý průtok. V širším kanále jsou vlivem menších rychlostí menší ztráty než v kanále užším při totožném průtoku. Teorie využívá pro odvození myšlenku, že kapalina protéká difuzorem cestou nejmenšího odporu. Teoreticky by měla kapalina protékat ve větším množství kanálem s nižší ztrátou. To se ale kvůli konstrukci náběžných hran neděje a kapalina tak „nedobrovolně“ teče kanálem s velkou ztrátou více než by měla. Toto omezení pak způsobuje výrazné snížení účinnosti stochastického difuzoru. Navrhovanou úpravou nerovnoměrného difuzoru je navržen náběžných hran lopatek v různé vzdálenosti od oběžného kola tak, aby se podpořil průtok kapaliny širším kanálem s nižším koeficientem ztrát. Doporučením pro další výzkum nerovnoměrné lopatkové mříže je tedy úprava difuzoru popsána v kapitole 3.3.

V návaznosti na výsledky měření nerovnoměrného difuzoru, bylo navrženo také oběžné kolo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Po tomto návrhu a výrobě oběžného kola bylo přistoupeno k dalšímu měření, kdy se kombinovaly tři difuzory (nerovnoměrný a dva difuzory navržené na jeden pracovní bod, z nichž se nerovnoměrný skládá) a tři oběžná kola (také jedno nerovnoměrné a dvě běžně navržená). Bylo tedy provedeno celkem 9 měření různých sestav čerpadla. Měření proběhlo na nově navržené měřicí trati, jejíž výroba byla financovaná z projektu Fondu vědy FSI.

Výsledky experimentálního měření dokázaly, že se čerpadlo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží, použité jak u oběžného kola, tak u difuzoru, chová dle předpokladu a dochází k rozšíření provozního pásma charakteristiky. Křivku dopravní výšky i účinnosti se pomocí nerovnoměrné lopatkové mříže podařilo posunout mezi křivky běžně navržených čerpadel, z jejichž lopatek se nerovnoměrná lopatková mříž skládá. Jde tedy o kompromisní řešení.

Čerpadlo s difuzorem s nerovnoměrnou lopatkovou mříží má křivku měrné energie téměř přesně mezi křivkami běžně navržených čerpadel. Oběžné kolo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží také posunuje křivku měrné energie mezi křivky běžných čerpadel, ale změna není vůči oběžnému kolu pro vysoký průtok téměř znatelná. Změna účinnosti je patrna nejvíce při použití nerovnoměrného difuzoru. Ten opět posunuje křivku mezi křivky běžně navržených čerpadel. Křivka se více přibližuje křivkám čerpadel s difuzorem navrženým na vysoký průtok a způsobuje tak mírné rozšíření pásma vysokých účinností (viz obr. 5.21). Pokud by byl navíc difuzor upraven dle úvahy uvedené výše, mohla by být změna účinnosti, ve prospěch myšlenky nerovnoměrného lopatkování, teoreticky větší.

Experimentální měření bylo provedeno na čerpadle COSU poskytnuté společností EMP s.r.o. ze Slavkova. Toto čerpadlo je konstruováno jako vícestupňové. Měřený jeden stupeň zahrnuje také vratné kolo, které může zásadně utlumit vliv nerovnoměrného lopatkování. Pro další výzkum nerovnoměrného lopatkování oběžného kola čerpadla by mělo být voleno čerpadlo jednostupňové se spirálou, jehož konstrukce bude méně ovlivňovat vliv nerovnoměrného lopatkování.

Navržené a měřené hydrauliky byly numericky simulovány. Stejně jako experimentální měření, také numerická simulace prokázala princip kompromisu způsobeného nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Charakteristika účinnosti čerpadla s oběžným kolem je nerovnoměrnou lopatkovou mříží výrazně ovlivněna. Na obrázku 6.5 je vidět, že křivka má dva vrcholy maximálních účinností. Správnost neobvyklého tvaru této křivky potvrzuje měření Moskevského energetického institutu. Charakteristika jejich oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží má také dva vrcholy s maximální účinností. Obě charakteristiky mají nižší účinnost u vrcholu v nižším průtoku.

Teoretické odvození rozšíření provozního pásma stroje bylo provedeno pomocí znalostí teorie disipace čerpadel. Odvození provedené v kapitole 7 říká, že čím bude strmější charakteristika měrné energie, tím bude vyšší hodnota měrné energie v závěrném bodě Y_0 . Odvození také říká, že čím vyšší bude Y_0 , tím strmější bude charakteristika účinnosti v závěrném bodě a tím také bude velký úhel náběhu charakteristiky účinnosti [10].

Dle kandidátské práce vypracované Františkem Tomášem se strmost charakteristiky měrné energie dá značně ovlivnit vstupním úhlem lopatek oběžného kola. Vhodným návrhem oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží dle předchozích úvah lze zvýšit možnost velmi ploché charakteristiky účinnosti. Je tedy vhodné pokračovat ve výzkumu nerovnoměrné lopatkové mříže se zaměřením na různé vstupní úhly lopatek.

Bibliografie

- [1] EMP s.r.o. Slavkov u Brna, [Online]. Available: <http://www.emp-slavkov.cz/>. [Přístup získán 26 Leden 2016].
- [2] M. Haluza a F. Pochylý, „Návrh a hydraulické zkoušky laboratorního vzorku odstředivého čerpadla COS s otevřeným a uzavřeným kolem,“ v *VUT-EU-QR-02-04*, Brno, VUT, FSI, Odbor fluidního inženýrství V. Kaplana, 2004.
- [3] L. Dobšáková, „Hydraulický návrh difuzoru čerpadla pro dva provozní body,“ Diplomová práce, Brno, 2012.
- [4] V. Zymák, „Dynamika hydraulických systémů,“ ES VŠB, Ostrava, 1981.
- [5] L. Dobšáková, M. Haluza a R. Huzlík, *Měření charakteristik čerpadla COSU 1092-30 220V s použitím frekvenčního měniče*, Výzkumná zpráva č. VUT-EU13303-QR-11-13: VUT v Brně, Brno, 13.9.2013.
- [6] M. Nechleba a J. Hušek, *Hydraulické stroje*, Praha 1: Státní nakladatelství technické literatury, 1966.
- [7] В. с. ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ, Автор, *Повышение энергоэффективности, надежности и долговечности гидравлического оборудования локальных Smart-систем водоснабжения*. [Performance]. Moskevský energetický institut, Presentace.
- [8] F. Tomáš, *Vliv velkého vstupního úhlu na parametry čerpadla s letmo uloženým radiálním oběžným kolem*, sv. Kandidátská práce, Brno: VUT, FSI, Katedra vodních strojů a automatizace, 1967.
- [9] J. Bláha a K. Brada, *Příručka čerpací techniky*, Praha: ČVUT, 1997.
- [10] F. Pochylý, „Rozšíření provozního pásma odstředivého čerpadla,“ Brno, VUT v Brně.

Seznam symbolů a značek

Označení	Jednotka	Popis
b	m	šířka oběžného kola či rozvaděče
c	m.s ⁻¹	celková (absolutní) rychlost
C		integrální konstanta
c _m	m.s ⁻¹	meridiální složka celkové rychlosti
c _u	m.s ⁻¹	unášivá složka celkové rychlosti
d	m	průměr
D	W	disipace čerpadla
g	m.s ⁻²	gravitační zrychlení
H	m	dopravní výška
h	m	vertikální výška
K		konstanty
l	m	délka
M	Nm	moment
n	min ⁻¹	otáčky
p	Pa	celkový (totální) tlak
p _a	Pa	atmosférický tlak
P _m	W	výkon motoru
Pr	W	příkon
P _{i,m}	W	příkon elektromotoru
p _s	Pa	statický tlak
p _t	Pa	celkový (totální) tlak
Q	m ³ .s ⁻¹	průtok čerpadlem
r	m	poloměr oběžného kola či rozvaděče
R		odpor
Re		Reynoldsovo číslo
S	m ²	obsah
t	s	čas
u	m.s ⁻¹	unášivá rychlost
w	m.s ⁻¹	relativní rychlost
Y	J.kg ⁻¹	měrná energie
z		počet lopatek
α	°	úhel mezi rychlostí relativní a unášivou
β	°	úhel lopatky
Δh	m	změna vertikální výšky
Δp	Pa	tlaková diference
η	%	celková účinnost
η _h	%	hydraulická účinnost
η _m	-	účinnost motoru

η_V	-	ztrátová účinnost difuzoru
ξ		ztrátový součinitel
ρ	kg.m ³	hustota
ϕ	°	úhel po kružnici
ω	rad.s-1	úhlová rychlost
<hr/>		
index 1		místo na vstupu do oběžného kola, měřicí bod před čerpadlem
index 2		místo výstupu z oběžného kola, měřicí bod za čerpadlem
index 3		místo vstupu do difuzoru
index 4		místo výstupu difuzoru
index i		obecné místo
index n		počet prvků

Životopis

jméno a příjmení: Lenka Dobšáková
datum narození: 3.5 1988

Vzdělání

2012 - nyní: doktorské studium na VUT v Brně - Fakulta strojního inženýrství,
obor Fluidní inženýrství na Energetickém

2010 – 2012 magisterské studium na VUT v Brně - Fakulta strojního inženýrství,
obor Fluidní inženýrství na Energetickém ústavu

2007 – 2010 bakalářské studium na VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství,
obor Strojní inženýrství

2007 SOU Tradičních řemesel ukončené maturitou, obor Mechanik
elektronik – slaboproud

Praxe v oboru

od září 2015 Sigma Group a.s. na pozici Asistent na oddělení hydraulických
výpočtů

Seznam příloh

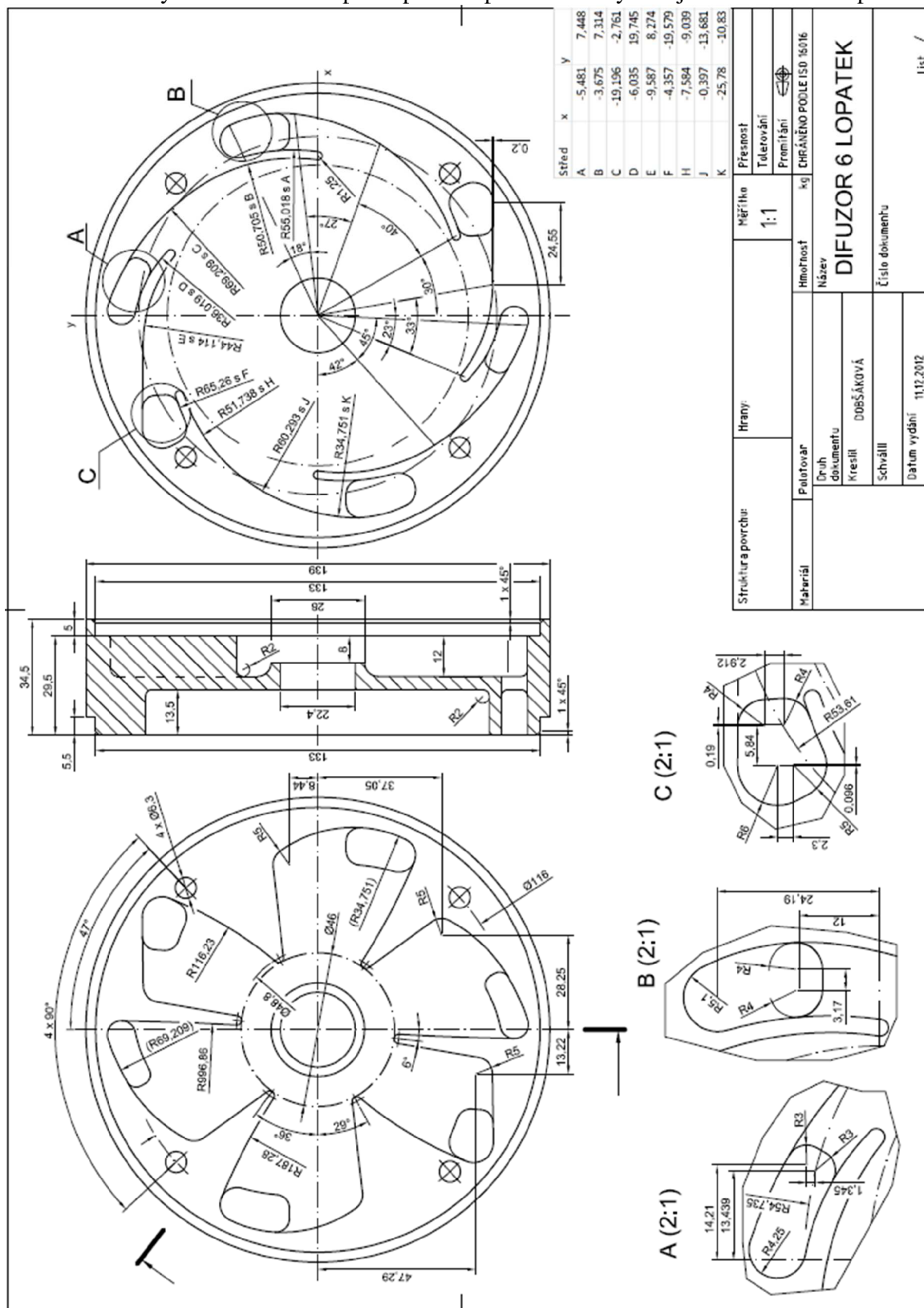
Příloha 1: Výkres difuzoru čerpadla pro dva pracovní body s dvojím tvarováním lopatek

Příloha 2: Výkres difuzoru čerpadla pro dva pracovní body s trojím tvarováním lopatek

Příloha 3: Rozhodnutí o uplatnění práva na předmět práv průmyslového vlastnictví

Příloha 4: Tabulky naměřených dat získané z experimentálního měření

Příloha 2: Výkres difuzoru čerpadla pro dva pracovní body s trojím tvarováním lopatek



Příloha 3: Rozhodnutí o uplatnění práva na předmět práv průmyslového vlastnictví



REKTOR

V Brně 26. listopadu

**ROZHODNUTÍ O UPLATNĚNÍ PRÁVA
NA PŘEDMĚT PRÁV PRŮMYSLOVÉHO VLASTNICTVÍ
Z PŮVODCE NA VUT V BRNĚ**

Já, níže podepsaný rektor
Prof. RNDr. Ing. Petr Štěpánek, CSc.
statutární zástupce
Vysokého učení technického v Brně
se sídlem Antonínská 548/1, 601 90 Brno, IČ: 00216305

uplatňuji právo VUT v Brně
na předmět práv průmyslového vlastnictví
vytvořený zaměstnanci VUT v Brně:

Pochylý František, prof. Ing., CSc.
Haluza Miloslav, doc. Ing., CSc.
Dobšáková Lenka, Ing.

na předmět práv průmyslového vlastnictví "DIFUZOR PRO VÍCE PRŮTOKŮ", zapsaný pod číslem 2014/384 v Deníku zlepšovacích návrhů, vynálezů, užitných vzorů, známek VUT v Brně a jiných předmětů práv průmyslového vlastnictví.



Prof. RNDr. Ing. Petr Štěpánek, CSc.

Příloha 4: Tabulky naměřených dat získané z experimentálního měření

		OK_1 DIF_1															
		Hodnoty z měření									Převod na konstantní otáčky						
Q_{chteny} [l/s]	p_3 [Pa]	p_4 [Pa]	Q [l/s]	$Př$ [W]	Y [J/kg]	η_c [-]	$2D$ [W]	η_h [-]	n [1/min]	Q_{konst} [l/s]	Y_{konst} [J/kg]	$Př_{\text{konst}}$ [W]	η_h Pflaiderer [-]	η_h Ackeret [-]	η_h Hutton [-]	η_h Karassik [-]	
1	0	97,29	204,72	0,022	290,9	107,63	0,008	288,6	0,083	2969	0,022	106,26	285,4	0,077	0,083	0,082	0,083
2	0,3	97,28	205,26	0,325	317,4	108,18	0,111	282,2	0,208	2966	0,323	107,02	312,3	0,204	0,208	0,207	0,208
3	0,6	97,27	205,76	0,622	343,3	108,69	0,197	275,7	0,302	2961,5	0,620	107,84	339,3	0,299	0,301	0,301	0,302
4	0,9	97,26	205,25	0,915	372,0	108,18	0,266	273,0	0,374	2957	0,913	107,67	369,4	0,372	0,374	0,374	0,374
5	1,2	97,26	203,48	1,212	402,6	106,42	0,320	273,6	0,429	2951	1,211	106,35	402,2	0,429	0,429	0,429	0,429
6	1,5	97,25	201,26	1,522	441,1	104,20	0,359	282,5	0,468	2946	1,524	104,49	442,9	0,469	0,468	0,468	0,468
7	1,8	97,25	196,38	1,829	473,1	99,32	0,384	291,4	0,493	2941	1,835	99,93	477,5	0,494	0,493	0,493	0,493
8	2,1	97,25	191,21	2,128	496,5	94,16	0,403	296,2	0,512	2935,5	2,138	95,09	503,9	0,514	0,512	0,512	0,512
9	2,4	97,24	184,49	2,433	523,2	87,45	0,407	310,4	0,515	2932	2,448	88,53	532,9	0,518	0,515	0,515	0,515
10	2,55	97,23	181,44	2,553	535,6	84,41	0,402	320,2	0,511	2930	2,570	85,56	546,7	0,514	0,511	0,511	0,511
11	2,7	97,24	176,59	2,733	554,1	79,56	0,392	336,7	0,501	2928	2,754	80,76	566,7	0,505	0,501	0,501	0,501
12	3	97,24	167,84	3,028	578,2	70,80	0,371	363,8	0,479	2924	3,055	72,07	593,8	0,484	0,480	0,480	0,480
13	3,3	97,24	158,57	3,333	604,9	61,54	0,339	399,8	0,448	2920	3,368	62,81	623,7	0,453	0,448	0,449	0,448
14	3,6	97,23	149,27	3,621	629,3	52,24	0,301	440,2	0,409	2916,5	3,663	53,44	651,3	0,416	0,410	0,410	0,409

OK_2 DIF_1																	
Hodnoty z měření										Převod na konstantní otáčky							
Q_{chteny} [l/s]	p_3 [Pa]	p_4 [Pa]	Q [l/s]	$Př$ [W]	Y [J/kg]	η_c [-]	$2D$ [W]	η_h [-]	n [1/min]	Q_{konst} [l/s]	Y_{konst} [J/kg]	$Př_{\text{konst}}$ [W]	η_h Pflaiderer [-]	η_h Ackeret [-]	η_h Hutton [-]	η_h Karassik [-]	
1	0	96,78	205,53	0,022	269,2	108,06	0,009	266,8	0,084	2969	0,022	106,68	264,1	0,078	0,084	0,083	0,084
2	0,3	96,78	204,8	0,316	289,2	107,29	0,117	255,4	0,215	2967	0,314	106,07	284,3	0,211	0,215	0,214	0,215
3	0,6	96,78	204,44	0,599	312,8	106,94	0,205	248,7	0,31	2962	0,597	106,07	309,0	0,307	0,310	0,310	0,310
4	0,9	96,77	202,94	0,915	343,1	105,45	0,281	246,6	0,389	2956,5	0,913	104,98	340,8	0,388	0,389	0,389	0,389
5	1,2	96,77	200,23	1,247	374,5	102,74	0,342	246,4	0,451	2952	1,246	102,60	373,7	0,450	0,451	0,451	0,451
6	1,5	96,76	197,94	1,53	402,5	100,45	0,382	248,9	0,49	2947	1,531	100,66	403,8	0,491	0,490	0,490	0,490
7	1,8	96,76	193,89	1,828	432,2	96,405	0,408	256	0,516	2942	1,833	96,93	435,8	0,517	0,516	0,516	0,516
8	2,1	96,75	187,89	2,113	454,8	90,414	0,42	263,7	0,528	2939,5	2,121	91,06	459,7	0,530	0,528	0,528	0,528
9	2,4	96,74	180,23	2,425	482,2	82,761	0,416	281,5	0,524	2935	2,438	83,61	489,6	0,527	0,525	0,525	0,525
10	2,7	96,74	171,55	2,741	510,3	74,083	0,398	307,3	0,506	2932	2,757	75,00	519,8	0,509	0,507	0,507	0,507
11	3	96,74	162,74	3,039	532,4	65,285	0,373	334	0,481	2927	3,063	66,32	545,1	0,485	0,482	0,482	0,482
12	3,3	96,73	153,86	3,335	549,1	56,404	0,343	361	0,451	2924	3,365	57,41	563,9	0,456	0,452	0,452	0,452
13	3,6	96,73	144,25	3,625	572,1	46,807	0,297	402,4	0,405	2921	3,661	47,74	589,3	0,411	0,406	0,406	0,405
14	4	96,72	131,94	3,968	594	34,497	0,23	457,1	0,337	2915,5	4,015	35,32	615,3	0,345	0,338	0,338	0,337

OK_S DIF_1																	
Hodnoty z měření										Převod na konstantní otáčky							
Q _{čteny} [l/s]	p ₃ [Pa]	p ₄ [Pa]	Q [l/s]	Př [W]	Y [J/kg]	η _c [-]	2D [W]	η _h [-]	n [1/min]	Q _{konst} [l/s]	Y _{konst} [J/kg]	Př _{konst} [W]	η _h Pflaiderer [-]	η _h Ackeret [-]	η _h Hutton [-]	η _h Karassik [-]	
1	0	96,62	202,93	0,022	282,3	105,52	0,008	280	0,083	2971	0,022	104,03	276,4	0,077	0,083	0,083	0,083
2	0,3	96,62	203,73	0,314	301	106,33	0,111	267,5	0,208	2967	0,313	105,12	295,8	0,204	0,208	0,208	0,208
3	0,6	96,61	203,43	0,616	326	106,03	0,2	260,7	0,305	2963	0,614	105,10	321,7	0,302	0,305	0,305	0,305
4	0,9	96,61	201,77	0,915	356,8	104,38	0,268	261,3	0,375	2959	0,912	103,74	353,5	0,373	0,375	0,375	0,375
5	1,2	96,61	199,84	1,219	383,3	102,44	0,326	258,5	0,434	2956	1,216	102,03	381,0	0,433	0,434	0,434	0,434
6	1,5	96,6	197,47	1,504	414,7	100,08	0,363	264,2	0,472	2949	1,504	100,15	415,1	0,472	0,472	0,472	0,472
7	1,8	96,6	194,5	1,823	450	97,11	0,393	273	0,502	2942	1,828	97,64	453,7	0,503	0,502	0,502	0,502
8	2,1	96,6	188,76	2,139	480,9	91,381	0,406	285,5	0,515	2939	2,147	92,07	486,3	0,516	0,515	0,515	0,515
9	2,25	96,6	185,81	2,281	492,9	88,435	0,409	291,1	0,518	2936	2,292	89,28	500,0	0,520	0,518	0,518	0,518
10	2,4	96,6	182,1	2,436	504,9	84,721	0,409	298,6	0,517	2933	2,450	85,71	513,8	0,520	0,517	0,517	0,517
11	2,55	96,6	178,72	2,574	516,4	81,339	0,406	307	0,514	2931	2,591	82,40	526,5	0,517	0,514	0,514	0,514
12	2,7	96,6	174,39	2,732	530,7	77,014	0,396	320,3	0,505	2929,5	2,751	78,10	541,9	0,508	0,505	0,505	0,505
13	3	96,6	166,63	3,021	557	69,255	0,376	347,9	0,484	2924,5	3,047	70,47	571,7	0,489	0,485	0,485	0,485
14	3,3	96,59	158,17	3,309	582,6	60,792	0,345	381,5	0,454	2921	3,342	62,01	600,2	0,459	0,455	0,455	0,454
15	3,6	96,6	147,85	3,624	606,1	50,473	0,302	423,2	0,41	2916,5	3,666	51,64	627,3	0,417	0,411	0,411	0,411
16	4	96,6	132,68	4,029	631	35,305	0,225	488,8	0,332	2913	4,080	36,21	655,4	0,340	0,332	0,333	0,332

OK_1 DIF_S																	
Hodnoty z měření											Převod na konstantní otáčky						
Q _{chteny} [l/s]	p ₃ [Pa]	p ₄ [Pa]	Q [l/s]	Př [W]	Y [J/kg]	η _c [-]	2D [W]	η _h [-]	n [1/min]	Q _{konst} [l/s]	Y _{konst} [J/kg]	Př _{konst} [W]	η _h Pflaiderer [-]	η _h Ackeret [-]	η _h Hutton [-]	η _h Karassik [-]	
1	0,3	96,33	203,6	0,022	281,3	106,56	0,008	279	0,084	2969	0,022	105,20	276,0	0,078	0,083	0,083	0,083
2	0,6	96,33	203,5	0,323	307,8	106,46	0,112	273,4	0,209	2964	0,322	105,46	303,5	0,205	0,209	0,209	0,209
3	0,9	96,33	203,68	0,605	334,9	106,64	0,193	270,4	0,297	2960	0,603	105,92	331,5	0,295	0,297	0,297	0,297
4	1,2	96,33	202,23	0,933	366,6	105,18	0,268	268,5	0,375	2954	0,932	104,89	365,1	0,375	0,375	0,375	0,375
5	1,5	96,33	199,97	1,206	393,3	102,92	0,316	269,2	0,424	2951	1,206	102,85	392,9	0,424	0,424	0,424	0,424
6	1,8	96,34	197,38	1,537	426,5	100,32	0,361	272,3	0,47	2947	1,538	100,53	427,8	0,471	0,470	0,470	0,470
7	2,1	96,34	194,08	1,825	458,3	97,025	0,386	281,2	0,495	2940	1,832	97,69	463,0	0,497	0,495	0,495	0,495
8	2,25	96,35	187,64	2,142	489,1	90,576	0,397	295,1	0,505	2936	2,152	91,44	496,1	0,507	0,505	0,505	0,505
9	2,4	96,36	180,23	2,437	516,8	83,156	0,392	314,1	0,501	2932	2,452	84,18	526,3	0,504	0,501	0,501	0,501
10	2,55	96,36	173,17	2,68	538	76,097	0,379	334	0,488	2929	2,699	77,19	549,6	0,491	0,488	0,488	0,488
11	2,7	96,37	162,08	3,016	569,3	65,005	0,344	373,2	0,453	2922,5	3,045	66,23	585,5	0,458	0,454	0,454	0,454
12	3	96,37	151,93	3,329	593,7	54,846	0,307	411,1	0,416	2920	3,363	55,98	612,2	0,422	0,417	0,417	0,416
13	3,3	96,38	142,09	3,615	612,7	45,004	0,266	450	0,373	2916	3,657	46,06	634,3	0,380	0,374	0,374	0,374
14	3,6	96,38	131,01	3,912	634,5	33,917	0,209	501,8	0,315	2913	3,962	34,78	659,0	0,323	0,315	0,316	0,315

OK_2 DIF_S																	
Hodnoty z měření											Převod na konstantní otáčky						
Q _{chteny} [l/s]	p ₃ [Pa]	p ₄ [Pa]	Q [l/s]	Př [W]	Y [J/kg]	η _c [-]	2D [W]	η _h [-]	n [1/min]	Q _{konst} [l/s]	Y _{konst} [J/kg]	Př _{konst} [W]	η _h Pflaiderer [-]	η _h Ackeret [-]	η _h Hutton [-]	η _h Karassik [-]	
1	0	96,63	204,57	0,022	285,5	108,92	0,009	283,1	0,084	2968	0,022	107,61	280,4	0,078	0,083	0,083	0,084
2	0,3	96,63	203,45	0,32	306,5	107,8	0,112	272	0,21	2965	0,318	106,71	301,9	0,206	0,210	0,209	0,210
3	0,6	96,63	202,93	0,593	325,7	107,29	0,195	262,1	0,3	2962	0,590	106,42	321,7	0,297	0,300	0,300	0,300
4	0,9	96,64	201,15	0,89	357	105,49	0,263	263,1	0,371	2958	0,887	104,92	354,1	0,369	0,370	0,370	0,370
5	1,2	96,64	198,32	1,224	386	102,67	0,326	260,4	0,434	2954	1,222	102,39	384,4	0,433	0,434	0,434	0,434
6	1,5	96,64	195,3	1,504	415,7	99,643	0,361	265,8	0,469	2948	1,505	99,78	416,6	0,470	0,469	0,469	0,469
7	1,8	96,64	191,58	1,806	444	95,92	0,39	270,8	0,499	2942,5	1,810	96,41	447,4	0,500	0,499	0,499	0,499
8	2,1	96,65	184,66	2,122	473,6	89	0,399	284,8	0,507	2939	2,130	89,67	479,0	0,509	0,507	0,507	0,507
9	2,4	96,65	177,84	2,386	497,5	82,177	0,394	301,5	0,503	2935	2,398	83,02	505,2	0,505	0,503	0,503	0,503
10	2,7	96,65	168,71	2,703	523,9	73,04	0,377	326,5	0,485	2932	2,720	73,94	533,6	0,489	0,486	0,486	0,486
11	3	96,66	158,57	3,022	545,7	62,896	0,348	355,6	0,457	2927	3,046	63,89	558,7	0,461	0,457	0,458	0,457
12	3,3	96,66	148,35	3,323	563	52,677	0,311	388	0,419	2924	3,353	53,62	578,2	0,425	0,420	0,420	0,420
13	3,6	96,67	137,27	3,628	581,5	41,597	0,26	430,6	0,367	2922	3,663	42,40	598,4	0,373	0,368	0,368	0,367
14	4	96,67	129,26	3,825	596,9	33,584	0,215	468,5	0,321	2920	3,864	34,28	615,5	0,328	0,322	0,322	0,321

OK_S DIF_S																	
Hodnoty z měření											Převod na konstantní otáčky						
Q_{chteny} [l/s]	p_3 [Pa]	p_4 [Pa]	Q [l/s]	$Př$ [W]	Y [J/kg]	η_c [-]	$2D$ [W]	η_h [-]	n [1/min]	Q_{konst} [l/s]	Y_{konst} [J/kg]	$Př_{\text{konst}}$ [W]	η_h Pflaiderer [-]	η_h Ackeret [-]	η_h Hutton [-]	η_h Karassik [-]	
1	0	97,12	202,9	0,022	271,9	105,8	0,009	269,5	0,084	2969	0,022	104,45	266,7	0,078	0,083	0,083	0,084
2	0,3	97,12	203,3	0,327	297,7	106,19	0,116	263,1	0,214	2966	0,325	105,05	293,0	0,210	0,214	0,214	0,214
3	0,6	97,12	202,9	0,597	323	105,8	0,196	259,8	0,3	2962	0,594	104,94	319,1	0,297	0,300	0,300	0,300
4	0,9	97,12	201,21	0,915	354,2	104,11	0,269	259	0,377	2957	0,912	103,62	351,7	0,375	0,376	0,376	0,376
5	1,2	97,11	198,84	1,232	387,8	101,75	0,323	262,4	0,432	2952	1,231	101,61	387,0	0,432	0,432	0,432	0,432
6	1,5	97,12	195,66	1,529	415,4	98,569	0,363	264,6	0,472	2947,5	1,531	98,74	416,4	0,472	0,472	0,472	0,472
7	1,8	97,12	192,72	1,817	445,9	95,627	0,39	272,1	0,498	2941	1,823	96,21	450,0	0,500	0,498	0,498	0,498
8	2,1	97,12	186,27	2,139	481	89,165	0,396	290,3	0,505	2938	2,147	89,89	486,9	0,507	0,505	0,505	0,505
9	2,4	97,12	178,96	2,437	505,4	81,857	0,395	305,9	0,503	2932	2,452	82,86	514,7	0,506	0,503	0,504	0,503
10	2,7	97,13	171,5	2,709	526,7	74,397	0,383	325,1	0,491	2929	2,729	75,47	538,1	0,495	0,492	0,492	0,492
11	3	97,13	162,02	3,03	555,2	64,911	0,354	358,5	0,463	2924,5	3,057	66,05	569,9	0,468	0,463	0,464	0,463
12	3,3	97,13	152,78	3,303	575,3	55,671	0,32	391,5	0,428	2921,5	3,335	56,76	592,3	0,434	0,429	0,429	0,429
13	3,6	97,14	140,78	3,625	600,1	43,674	0,264	441,8	0,371	2918,5	3,664	44,62	619,7	0,378	0,372	0,372	0,372
14	3,9	97,14	130,22	3,874	616,7	33,111	0,208	488,4	0,313	2916	3,919	33,89	638,5	0,321	0,314	0,314	0,314

OK_1 DIF_2																	
Hodnoty z měření										Převod na konstantní otáčky							
Q_{chteny} [l/s]	p_3 [Pa]	p_4 [Pa]	Q [l/s]	$P_{\text{ř}}$ [W]	Y [J/kg]	η_c [-]	$2D$ [W]	η_h [-]	n [1/min]	Q_{konst} [l/s]	Y_{konst} [J/kg]	$P_{\text{řkonst}}$ [W]	η_h Pflaiderer [-]	η_h Ackeret [-]	η_h Hutton [-]	η_h Karassik [-]	
1	0	97,44	204,91	0,022	289,5	107,7	0,008	287,1	0,083	2969	0,022	106,33	284,0	0,077	0,083	0,083	0,083
2	0,3	97,45	205,32	0,32	312,9	108,11	0,111	278,3	0,208	2965,5	0,318	106,98	308,0	0,204	0,207	0,207	0,208
3	0,6	97,45	204,94	0,605	340,2	107,72	0,192	275	0,296	2961,5	0,603	106,89	336,2	0,293	0,296	0,296	0,296
4	0,9	97,45	203,43	0,921	371,4	106,21	0,263	273,6	0,371	2956	0,919	105,78	369,2	0,370	0,371	0,371	0,371
5	1,2	97,46	200,68	1,228	399,9	103,46	0,318	272,8	0,426	2952	1,227	103,32	399,0	0,426	0,426	0,426	0,426
6	1,5	97,46	197,4	1,515	431,2	100,18	0,352	279,4	0,461	2947	1,517	100,38	432,5	0,461	0,461	0,461	0,461
7	1,8	97,47	193,69	1,822	463,3	96,466	0,379	287,6	0,488	2942	1,826	96,99	467,1	0,489	0,488	0,488	0,488
8	2,1	97,47	187,36	2,122	494,9	90,122	0,386	303,7	0,495	2937	2,131	90,92	501,5	0,497	0,495	0,495	0,495
9	2,4	97,48	179,04	2,427	525,3	81,806	0,378	326,8	0,487	2932	2,442	82,81	535,1	0,490	0,487	0,487	0,487
10	2,7	97,49	169,31	2,719	551,9	72,063	0,355	356	0,464	2927	2,740	73,20	565,0	0,468	0,464	0,464	0,464
11	3	97,49	159,12	3,006	579,7	61,871	0,321	393,7	0,429	2924,5	3,032	62,95	595,0	0,434	0,430	0,430	0,430
12	3,3	97,5	146,79	3,331	604,1	49,538	0,273	439,1	0,381	2918	3,367	50,63	624,2	0,388	0,382	0,382	0,381
13	3,6	97,5	135,61	3,624	628,6	38,356	0,221	489,6	0,327	2914,5	3,668	39,30	651,8	0,335	0,328	0,328	0,328
14	3,7	97,51	128,93	3,768	640,4	31,663	0,186	521,1	0,29	2912	3,817	32,49	665,8	0,300	0,291	0,292	0,291

OK_2 DIF_2																	
Hodnoty z měření											Převod na konstantní otáčky						
Q _{čteny} [l/s]	p ₃ [Pa]	p ₄ [Pa]	Q [l/s]	Př [W]	Y [J/kg]	η _c [-]	2D [W]	η _h [-]	n [1/min]	Q _{konst} [l/s]	Y _{konst} [J/kg]	Př _{konst} [W]	η _h Pflaiderer [-]	η _h Ackeret [-]	η _h Hutton [-]	η _h Karassik [-]	
1	0	97,94	206,19	0,022	280,5	108,4	0,009	278	0,084	2970	0,022	106,95	274,8	0,078	0,083	0,083	0,084
2	0,3	97,93	205,88	0,309	295,8	108,09	0,113	262,5	0,21	2968,5	0,307	106,75	290,3	0,205	0,210	0,210	0,210
3	0,6	97,93	204,86	0,596	318,6	107,08	0,2	254,8	0,305	2965	0,593	106,00	313,8	0,302	0,305	0,305	0,305
4	0,9	97,93	202,99	0,927	351,7	105,21	0,277	254,1	0,385	2959	0,594	104,57	315,7	0,384	0,385	0,385	0,385
5	1,2	97,92	200,23	1,212	377,8	102,45	0,329	253,6	0,437	2955,5	0,926	102,07	349,8	0,436	0,437	0,437	0,437
6	1,5	97,92	196,78	1,508	402,6	99,005	0,371	253,3	0,479	2951	1,212	98,94	377,4	0,479	0,479	0,479	0,479
7	1,65	97,91	195,07	1,673	421,7	97,297	0,386	258,9	0,495	2948	1,509	97,43	403,5	0,495	0,495	0,495	0,495
8	1,8	97,91	192,61	1,816	436,3	94,847	0,395	264,1	0,503	2946,5	1,675	95,07	423,2	0,504	0,503	0,503	0,503
9	1,95	97,91	188,72	1,974	448,2	90,961	0,401	268,7	0,509	2944	1,819	91,33	438,9	0,510	0,509	0,509	0,509
10	2,1	97,91	184,57	2,134	460,9	86,81	0,402	275,7	0,51	2942	1,979	87,28	451,9	0,512	0,510	0,510	0,510
11	2,25	97,91	180,43	2,27	468,1	82,671	0,401	280,4	0,509	2939	2,142	83,29	466,1	0,511	0,510	0,510	0,510
12	2,4	97,91	175,92	2,414	481,5	78,159	0,392	292,9	0,5	2937	2,281	78,85	474,3	0,502	0,500	0,501	0,500
13	2,55	97,9	170,37	2,576	496,8	72,61	0,376	309,8	0,485	2935,5	2,426	73,33	488,7	0,488	0,485	0,485	0,485
14	2,7	97,9	166,28	2,691	504,8	68,527	0,365	320,4	0,474	2934	2,706	69,28	513,1	0,477	0,474	0,474	0,474
15	3	97,9	157,71	2,93	521,8	59,953	0,337	346,1	0,445	2930	2,950	60,77	532,5	0,449	0,446	0,446	0,446
16	3,3	97,9	143,61	3,311	552,9	45,864	0,275	401	0,383	2926	3,339	46,62	566,6	0,388	0,383	0,383	0,383
17	3,6	97,9	127,97	3,691	580,5	30,219	0,192	468,9	0,297	2923	3,725	30,78	596,7	0,303	0,297	0,298	0,297

OK_S DIF_2																	
Hodnoty z měření											Převod na konstantní otáčky						
Q_{chteny} [l/s]	p_3 [Pa]	p_4 [Pa]	Q [l/s]	$P_{\text{ř}}$ [W]	Y [J/kg]	η_c [-]	$2D$ [W]	η_h [-]	n [1/min]	Q_{konst} [l/s]	Y_{konst} [J/kg]	$P_{\text{řkonst}}$ [W]	η_h Pflaiderer [-]	η_h Ackeret [-]	η_h Hutton [-]	η_h Karassik [-]	
1	0	96,87	203,14	0,022	273,5	106,48	0,009	271,2	0,084	2970	0,022	105,05	268,1	0,078	0,083	0,083	0,084
2	0,3	96,86	203,66	0,327	299,8	107,01	0,117	264,8	0,215	2965	0,325	105,93	295,2	0,211	0,214	0,214	0,214
3	0,6	96,87	203,31	0,609	327,3	106,66	0,198	262,4	0,303	2964	0,606	105,65	322,7	0,300	0,303	0,303	0,303
4	0,9	96,86	201,57	0,921	358	104,92	0,27	261,3	0,378	2958	0,919	104,36	355,1	0,376	0,378	0,378	0,378
5	1,2	96,86	199,13	1,204	381	102,48	0,324	257,6	0,433	2954	1,203	102,20	379,5	0,432	0,432	0,432	0,433
6	1,5	96,85	195,59	1,516	410,6	98,95	0,365	260,5	0,474	2949	1,517	99,02	411,0	0,474	0,474	0,474	0,474
7	1,8	96,84	192,08	1,817	445	95,458	0,39	271,6	0,498	2943	1,821	95,91	448,2	0,499	0,498	0,498	0,498
8	2,1	96,85	185,41	2,12	475,8	88,782	0,396	287,6	0,504	2938,5	2,128	89,48	481,4	0,506	0,504	0,504	0,504
9	2,4	96,84	176,98	2,42	501,5	80,348	0,388	307	0,496	2935	2,433	81,17	509,2	0,499	0,497	0,497	0,497
10	2,7	96,84	167,37	2,721	529,7	70,743	0,363	337,2	0,472	2930	2,739	71,71	540,6	0,476	0,472	0,473	0,472
11	3,6	96,84	127,74	3,732	612,8	31,114	0,189	496,7	0,294	2914	3,778	31,89	635,8	0,302	0,295	0,295	0,294