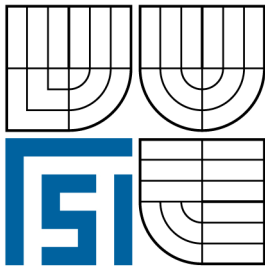


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY ISTITUTE

ANALÝZA NESROVNALOSTÍ MVE OSTRAVICE

CONTRADICTIONS ANALYSIS OF SMALL WATER POWER OSTRAVICE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. ROMAN KUPČÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. MILOSLAV HALUZA, CSC.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Roman Kupčík

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Analýza nesrovnalostí MVE Ostravice

v anglickém jazyce:

Contradictions analysis of small water power Ostravice.

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte analýzu sníženého výkonu malé vodní turbíny na lokalitě Ostravice (savka, uložení oběžného kola, rozvaděče) a definujte možnou opravu v hydraulickém řešení vodního díla.

Cíle diplomové práce:

Pravobřežní existující malá vodní elektrárna na řece Ostravici, která byla projektována na 55 kW dosahuje v současné době výkon pouze 35 kW.

Úkolem diplomové práce je analýza nesrovnalostí tohoto vodního díla a provedení nápravy, vedoucí k projektovaným hodnotám.

Seznam odborné literatury:

[1] Nechleba, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.

[2] Fleischner, P., Nechleba, M.: Hydromechanika lopatkových strojů. Skripta VUT v Brně, 1976.

[3] Nechleba, M., Druckmuller, M.: Vodní turbíny I. Skripta VUT v Brně, 1990.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 27.11.2008

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Diplomová práce „Analýza nesrovnalostí MVE Ostravice“ se zabývá řešením sníženého výkonu malé vodní elektrárny u města Vratimov na řece Ostravici. Elektrárna je osazena přímoproudou Kaplanovou turbínou RA – 3,5 – 0 1000 o průměru oběžného kola 1000 mm. Příčinou nízkého výkonu je savka turbíny. Předmětem diplomové práce je návrh nové sací trouby. Pro hydraulický návrh byl použit CFD program Fluent. Cílem bylo nalézt neoptimálnější tvar savky, který povede ke zvýšení výkonu ze současných 30 kW na projektovanou hodnotu, která činí 55 kW.

Klíčová slova

CFD, difuzor, Kaplanova turbína, kavitace, savka, malá vodní elektrárna, přivaděč, sací výška, sací trouba, spád

Annotation

The main subject of the diploma thesis „Contradiction analysis of small water power Ostravice“ is solution of reduced output of small water power plant on the river Ostravice near the town Vratimov. Power plant equipment is axial flow Kaplans turbine RA – 3,5 – 0 1000 with runner diameter 1000 mm.

Low output is caused by draft tube. New draft tube is designed in this masters thesis. For hydraulic layout was used CFD software Fluent. The aim of this work is finding of optimal shape which leads to increasing of power from current 30 kW to projected 55 kW.

Keywords

CFD, diffuser, Kaplana turbine, cavitation, draft tube, small water power plant, feeder, suction head, head

Bibliografická citace

KUPČÍK, R. *Analýza nesrovnalostí MVE Ostravice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně bez cizí pomoci. Vycházel jsem ze svých znalostí, odborných konzultací a z uvedených zdrojů.

V Brně dne 26.5.2009

.....

podpis

Poděkování

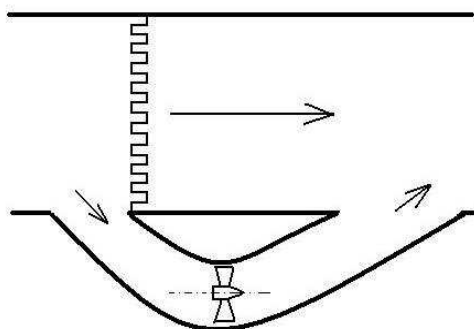
Za účinnou podporu, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc. . Dále chci poděkovat za obětavou pomoc při odborných konzultacích panu Ing. Pavlu Rudolfovi, Ph.D. a svým rodičům za podporu při studiu vysoké školy.

Obsah

1	Úvod	9
2	Analýza díla	10
2.1	Technické parametry a dispozice MVE Vratimov	10
2.2	Kontrola přiváděče	14
2.3	Kontrola oběžného a rozváděcího kola turbíny	17
2.3.1	Kavitace a uložení stroje	18
2.3.2	Uložení oběžného kola MVE Ostravice	20
2.4	Savka turbíny	22
2.4.1	Kontrola difuzornosti savky	23
2.4.2	Kontrola rychlosti na výstupu ze savky	24
2.4.3	Modelování proudění v savce turbíny	25
2.5	Zhodnocení analýzy MVE Ostravice	29
3	Savka reakční turbíny	31
3.1	Teorie savky	31
3.2	Celkový energetický zisk savky	34
3.3	Zpracování poměrné části energie	36
3.4	Metodika hodnocení savky	37
3.5	Hodnoty charakteristické pro MVE Vratimov	41
4	Řešení sníženého výkonu	42
4.1	Úprava stávající savky	43
4.1.1	Úprava č.1 - odříznutý vrchol savky	43
4.1.2	Úprava č.2 – prodloužení stěny savky	46
4.1.3	Úprava č.3 – vyplnění oblasti odtrženého proudění materiálem	48
4.2	Návrh nové savky	53
4.2.1	Nová savka – návrh č.1	54
4.2.2	Nová savka – návrh č.2	56
4.2.3	Nová savka – návrh č.3	58
4.2.4	Proudění v ideálním difuzoru	60
4.2.5	Rozvoj průtočných ploch	61
4.2.6	Nová savka – návrh č.4	62
4.2.7	Nová savka – návrh č.5	66
4.3	Konstrukční řešení	69
4.3.1	Konstrukční řešení vestavby	69
4.3.2	Konstrukční řešení nové savky	70
5	Závěr	71
6	Seznam použitých zdrojů	73
7	Seznam použitých zkratk a symbolů	74
8	Seznam příloh	76

1 Úvod

Tématem diplomové práce je analýza nesrovnalostí malé vodní elektrárny na řece Ostravici. Jedná se o derivační vodní elektrárnu, jejíž schematické znázornění je na obrázku 1.1, umístěnou v pravobřežní zdi pevného jezu s širokou přelivnou hranou délky 67,0 m. Je postavena u města Vratimov poblíž Ostravy (obr. 1.2), na řece Ostravici, ř. km. 12,044. Veškerý průtok dílem je vypouštěn zpět do řeky. Na obrázku 1.3 je čelní pohled na MVE. Elektrárna je osazena přímoproudou Kaplanovou turbínou s průměrem oběžného kola 1000 mm, která je napojena na asynchronní generátor o výkonu 55 kW. Regulace je zabezpečena natáčením statorových i rotorových lopatek. Pro případné odstavení stroje je umístěn v přivaděči klapkový uzávěr. Automatizovaný provoz je řízen za pomoci čidla hladinové regulace. Ta umožňuje provoz turbíny od cca 5 kW. Problém je však v horní hranici, která v současné době dosahuje při vyšší hladině 27 - 35 kW. Cílem této diplomové práce je analyzovat problém nízkého výkonu a navrhnout řešení, vedoucí ke zvýšení výkonu na projektovanou hodnotu 55 kW.



obr. 1.1 Schéma derivační VE



obr.1.2 Město Vratimov

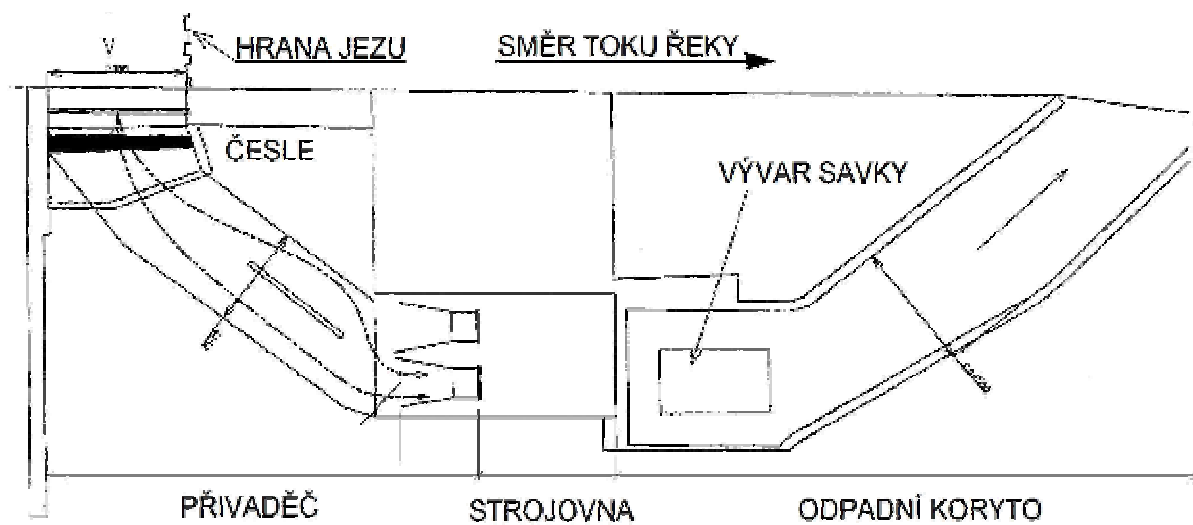


obr. 1.3 MVE Vratimov na řece Ostravici

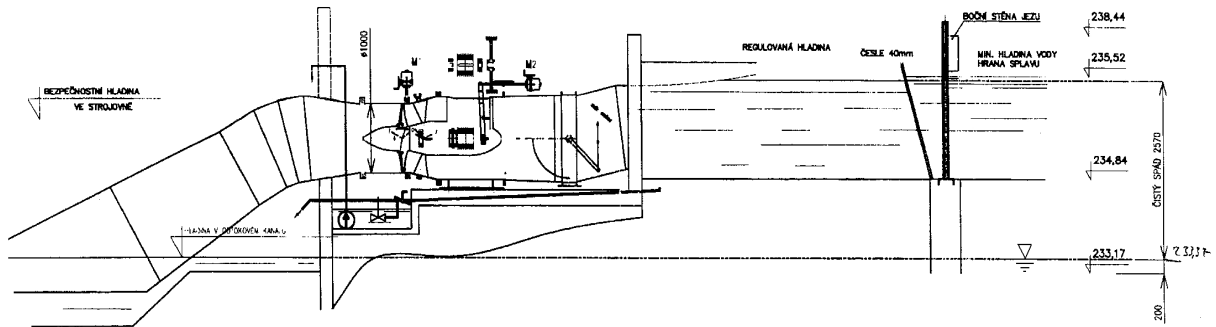
2 Analýza díla

2.1 Technické parametry a dispozice MVE Vratimov

Obrázek 2.1 znázorňuje dispozici MVE. Vertikální řez dílem je pak na obr. 2.2 (zrcadlově otočen).



obr. 2.1 Dispozice MVE



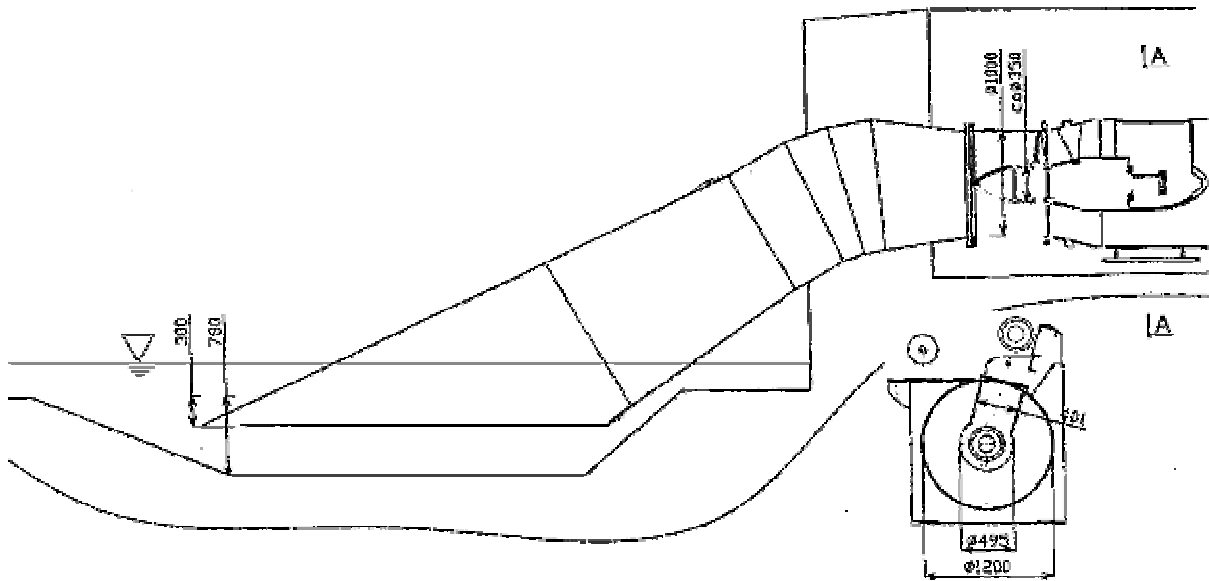
obr. 2.2 Vertikální řez MVE

Pravobřežní vtok do náhonu navazuje na těleso pevného jezu. Vtokový objekt má otvor o rozměrech 5,0 x 1,5 m. Náhon je tvořen železobetonovým korytem obdélníkového profilu o šířce 4,8 m. Ve vzdálenosti 3,0 m za vtokovým objektem se nacházejí česle o velikosti průlin 40 mm. Za česlemi následuje krytý náhon o délce 12,0 m a šířce 3,8 m. Elektronická rybí bariéra je osazena v kryté části náhonu. Původně se počítalo se dvěma turbínami, proto byl náhon dělený (viz obr. 2.1). Později byla střední dělicí zídka probourána. Délka celého náhonu je pak 15,0 m a voda zde proudí s volnou hladinou. Následuje betonový konfuzor k přívodnímu potrubí DN 1200. Odtud se již jedná o proudění tlakové. Provozovatel se zde potýká s hraniční hodnotou hladiny na vstupu do přívodního potrubí, která je způsobena vyšším založením dna strojovny o cca 0,5 m nad projektovanou hodnotu. V přívodním potrubí je umístěna škrťací klapka, která je při provozu otevřena na 90°. V budoucnu chce provozovatel zjistit vliv jejího odlišného nastavení na výkon. Za klapkou se nachází samotné turbosoustrojí, jehož součástí je přímoproudá Kaplanova turbína typ RA-3,5-0 1000. Rozvaděč je tvořen jedenácti natáčecími lopatkami. Oběžné kolo Kaplanovy turbíny o průměru 1000 mm je vybaveno čtyřmi kusy natáčecích lopatek. Základní provozní parametry jsou dle údaje provozovatele:

hrubý spád.....	2,57 m
jmenovitý spád.....	2,23 m
max. hlnost.....	3,6 m ³ .s ⁻¹
min. hlnost.....	0,36 m ³ .s ⁻¹
otáčky.....	280 min ⁻¹
výkon turbíny.....	58,4 kW
výkon generátoru.....	55 kW

Minimální zůstatkový průtok v řece Ostravici pod odběrem do MVE činí $1,25 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Při dosažení hladiny odpovídající tomuto průtoku se MVE odstavuje.

Na obrázku 2.3 je znázorněna savka, která následuje za oběžným kolem. Je složena z následujících na sebe navazujících prvků: difuzor - koleno - difuzor. Savka ústí do poměrně „těsné“ jímky. Za provozu má voda kolem savky intenzivní turbulenci. Odpadní betonové koryto obdélníkového profilu o délce 22,6 m a šířce 5,0 m je zaústěno do Ostravice pod vývarem pevného jezu.



obr. 2.3 Savka MVE Ostravice-Vratimov

Jelikož jsme nezjistili od provozovatel hodnotu optimálního průtoku, na který byla turbína navrhována, musíme vycházet z přibližného určení průtoku z projektovaného výkonu MVE. Ten je dán vztahem

$$P = QH \rho g \eta_c . \quad (2.1.1)$$

Vyjádříme-li z této rovnice veličinu Q označující průtok dostaneme

$$Q = \frac{P}{H \rho g \eta} , \quad (2.1.2)$$

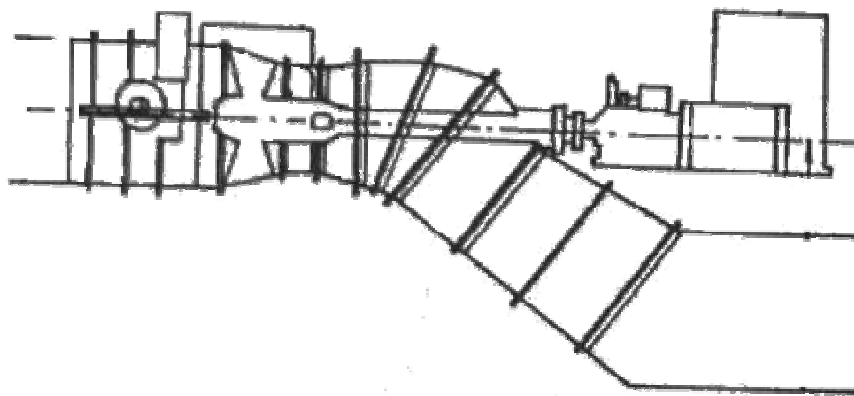
kde P značí výkon [W]; Q průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]; H udává čistý spád, který má turbína k dispozici [m]; ρ je hustota vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]; g představuje gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] a η_c označuje celkovou účinnost zařízení. Neznáme však charakteristiku daného stroje a tedy ani jeho účinnost. Nezbyvá tedy než vyjít ze stroje podobného typu, který byl hydraulicky zkoušen a jehož charakteristika je známa. Přibližná hodnota účinnosti u takového stroje činí cca 85%. Můžeme tedy dopočítat hodnotu optimálního průtoku pro náš typ RA- 3,5 – 0 1000.

Po dosažení hodnot charakteristických pro turbínu osazenou na MVE Vratimov nabývá rovnice (2.1.2) tvar

$$Q = \frac{P}{H\rho g\eta_c} = \frac{58400}{2,23*998,2*9,81*0,85} = 3,146\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.1.3)$$

Za hodnotu optimálního průtoku, na který předpokládáme, že byla námi zjišťovaná malá vodní elektrárna navrhována, budeme tedy vždy dosazovat hodnotu cca $Q = 3,146\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

MVE Vratimov je svou koncepcí podobná klasické přímoproudé elektrárně s obtékaným generátorem a tzv. přímoproudé kolenové turbíně s oběžným kolem typu Kaplan. Obzvláště tento typ je v současnosti v popředí zájmu projektantů a investorů malých vodních elektráren. Je oblíben pro svoji technickou jednoduchost, provozní spolehlivost, velkou hltnost a schopnost pracovat s nízkými hodnotami spádů H . Kolenové turbíny se dále vyznačují vysokou účinností, velkou rychloběžností a úsporností na zastavěný prostor. Bývají těž někdy označovány jako tzv. S-turbíny. Tento název je odvozen z konstrukčního řešení hřídele, která je z turbíny vyvedena skrze savku mimo zatopenou oblast. Tomuto uspořádání, které je možno vidět na obr. 2.4, odpovídá i tvar savky (2 protisměrná kolena do tvaru S - odtud plyne její název).



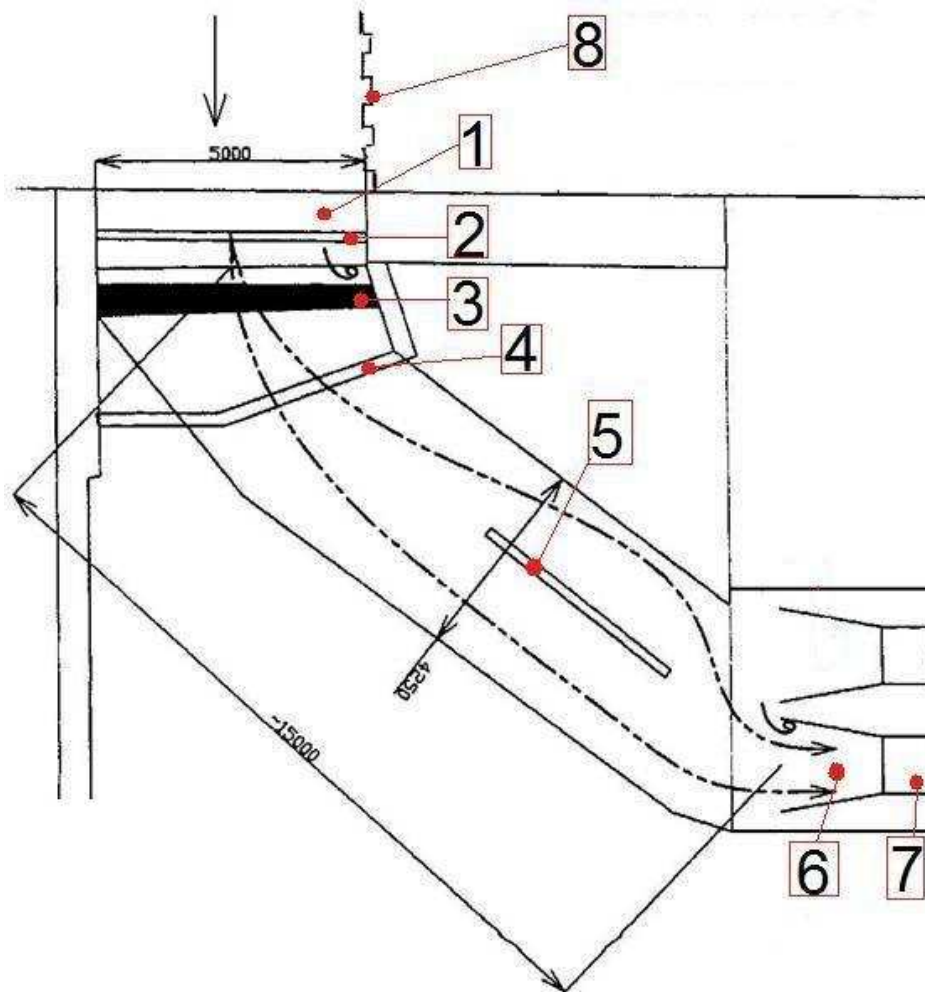
obr. 2.4 Kolenová S – turbína s klapkovým uzávěrem před oběžným kolem

MVE Vratimov má velice podobné uspořádání jako uvedený typ elektrárny pouze s rozdílem charakteru přenosu točivého momentu z hřídele oběžného kola turbíny na hřídel generátoru. I když je turbína základním a řídicím prvkem vodní elektrárny, o výsledných hydraulických a provozních parametrech rozhoduje skladba veškerých konstrukčních částí, jejich vlastnosti a vzájemné vazebné vztahy a interakce. Nevhodnou volbou těchto prvků mohou být jinak vynikající vlastnosti kolenových turbín významně znehodnoceny. Při hledání prvku, který

způsobuje zhoršení účinnosti a tím výkonu celého díla, se proto zaměříme na kontrolu jednotlivých konstrukčních celků.

2.2 Kontrola přivaděče

Přivaděč MVE Vratimov je, jak již bylo uvedeno v kapitole 2.1, tvořen vtokovým objektem s hrazením, hrubými česlemi, železobetonovým korytem, jemnými česlemi, zakrytým korytem, přívodním potrubím a klapkou.



obr. 2.5 Dispozice přivaděče (1-vtokový objekt; 2-tabulové stavidlo; 3-hrubé česle; 4-jemné česle, přechod na krytý přivaděč; 5-dělicí zídka; 6-vstupní konfuzor; 7-potrubí DN 1200

Po přívodní potrubí se jedná o proudění s volnou hladinou, tedy beztlakové. Odtud je kapalina vedena již tlakově ocelovým potrubím DN 1200. Kontrolujeme zejména místní hydraulické ztráty, které mají za následek snížení užitého spádu, resp. výkonu, neboť ten je mu přímo úměrný podle rovnice

$$P = QH \rho g \eta_c, \quad (2.2.1)$$

kde H udává čistý spád a η_C označuje celkovou účinnost zařízení. Za hydraulické ztráty můžeme v našem případě uvažovat ztrátu vtokem, ztráty změnou průřezu a ztráty vnitřními překážkami (uzávěry, česle). Jak uvádí literatura [2], u břehových vodních elektráren je jednou z nejdůležitějších úloh hydraulicky vhodné řešení pilíře mezi jezem a elektrárnou. Pokud se při návrhu nevěnuje náležitá pozornost dostatečné šířce a tvarování tohoto pilíře, proud se od líce pilíře odtrhne a naruší se proudění, přičemž tato porucha se šíří až na vtok nejbližšího přilehlého soustrojí. Na obr. 2.5 byly provozovatelem znázorněny oblasti u vtokového objektu a u konfuzoru tlakového přivaděče, kde dochází k mírné tvorbě vírů. Je zde tedy možnost, že výše uvedený pilíř je nevhodně navržen.

Místní hydraulická ztráta vtokem při turbulentním proudění je dána Weisbachovým vztahem

$$h_z = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (2.2.2)$$

kde ξ představuje ztrátový součinitel [-] a v střední rychlost proudu za prvkem, který ztrátu způsobuje [$m \cdot s^{-1}$]. Přechod na tlakové proudění je v našem případě realizován betonovým konfuzorem, který se vyznačuje nízkým ztrátovým součinitelem ($\xi \sim 0,15$). Toto konstrukční řešení je hydraulicky velice výhodné a lze očekávat nízkou hodnotu místní ztráty. O charakteru proudění, zda je laminární, či turbulentní rozhoduje hodnota Reynoldsova čísla, jenž lze zapsat ve tvaru

$$Re = \frac{vD}{\nu}. \quad (2.2.3)$$

v je střední rychlost proudění [$m \cdot s^{-1}$]; D označuje průměr potrubí [m] a ν je kinematická viskozita [$m^2 \cdot s^{-1}$]. Pokud dosadíme hodnoty charakteristické pro naši úlohu, dostáváme

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{\frac{Q}{S}d}{\nu} = \frac{\frac{4Q}{\pi d^2}d}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d\nu} = \frac{4 \cdot 3,146}{\pi \cdot 1,2 \cdot 1,10^{-6}} = 3,34 \cdot 10^6, \quad (2.2.4)$$

kde jsme za průtok dosadili hodnotu odpovídající výsledku rovnice (2.1.3). Kinematická viskozita je funkcí teploty kapaliny. Pro její velikost platí Poiseuilleův vztah

$$\nu = \frac{1,78 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2}. \quad (2.2.5)$$

Pokud do tohoto vztahu dosadíme za teplotu t teplotu vody $t=20^\circ$, dostáváme právě hodnotu dosazenou do vztahu (2.3.4), tj. $\nu = 1,10^{-6} m^2 \cdot s^{-1}$. Za kritickou hodnotu Reynoldsova čísla charakterizující přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním uvažujeme $Re_{krit} = 2320$.

Jelikož hodnota Reynoldsova čísla v přivaděči je větší než hodnota kritická, $3,34 \cdot 10^6 \gg 2320$, jedná se o proudění turbulentní.

Pro výpočet průměru trubního rozvaděče turbín se spádem $H < 100$ m platí vztah

$$D_{\min} = \sqrt[3]{0,052Q^3}, \quad (2.2.6)$$

přičemž hodnota rychlosti by neměla být větší než $v_{\max} = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Po dosazení hodnoty průtoku z rovnice (2.1.3) do rovnice (2.2.6) dostaneme

$$D_{\min} = \sqrt[3]{0,052Q^3} = \sqrt[3]{0,052 * 3,146^3} = 1,071 \text{ m}, \quad (2.2.7)$$

a pro hodnotu rychlosti

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 * 3,146}{\pi * 1,2^2} \doteq 2,78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (2.2.8)$$

Dimenzace rozvaděče MVE Vratimov tedy vyhovuje doporučeným hodnotám.

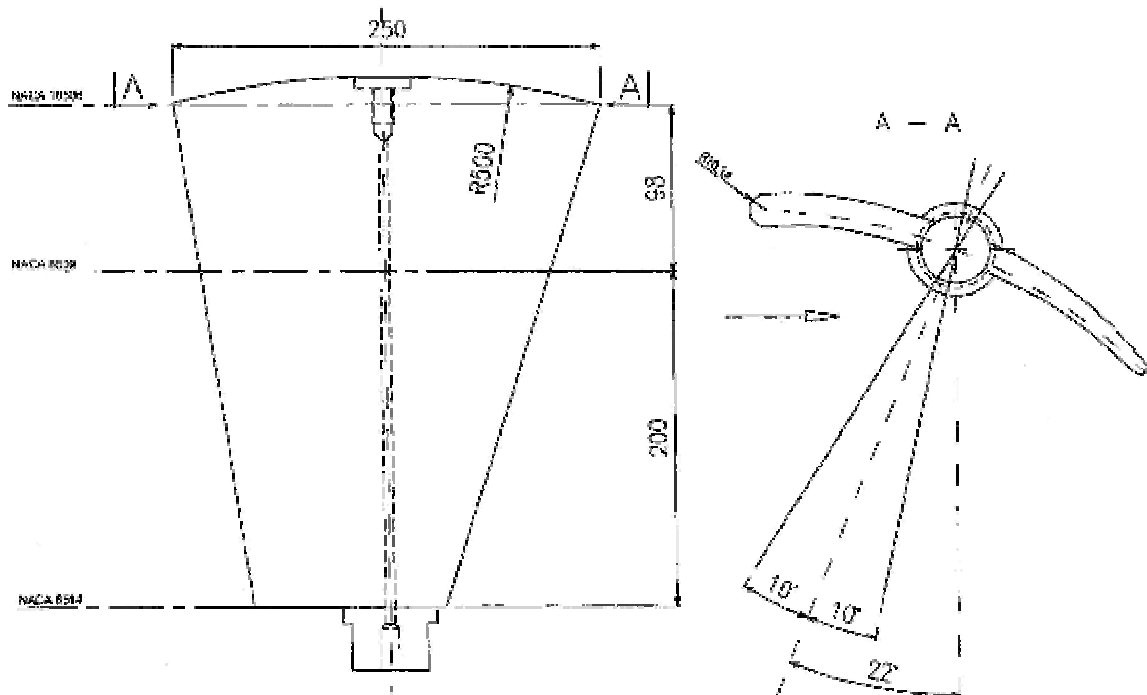
V tlakovém přivaděči je dále umístěna klapka. Zřejmě zde plní funkci zavření přivaděče při odstávce turbíny. Pro nízkospádové vodní elektrárny (spád 2 až 5m) s nevýrazným trubním přivaděčem je dle literatury [2] použití klapkového uzávěru bezprostředně za vtokem a bezprostředně před turbínou problematické. To lze zdokumentovat na hydraulických vlastnostech klapkového uzávěru a na jeho vazebných souvislostech s okolními prvky hydraulického obvodu. Klapkové uzávěry se chovají jako místní ztráta a tím způsobují ztráty na spádu a snížení výkonu. Dále při plném otevření klapkového uzávěru narušují rychlostní a tlakové pole až do oblasti ve vzdálenosti rovné 2,2 násobku průměru klapky D a ve zpětné vazbě do vzdálenosti $0,45D$ proti proudu. Při částečném otevření ovlivňují oblast až do $4,0D$ ve směru proudu. Za snahu potlačit tyto nepříznivé jevy u MVE Ostravice lze označit zvětšení průtočné plochy přivaděče z průřezu potrubí 1,2m na průřez uzávěru $D = 1,25\text{m}$ a tím snížení rychlosti proudu, tedy i snížení místní ztráty. Za klapkou je umístěn konfuzor. Ze zkušenosti víme [2], že použitím vhodného konfuzoru je možné zkrátit vzdálenost mezi klapkovým uzávěrem a oběžným kolem turbíny až na 1,25 až 0,7 násobek průměru D . Dále při umístění klapkového rozvaděče je třeba počítat i s větším namáháním rozvaděče a oběžných lopatek turbíny, vyvolaným tlumením mechanické energie vody v průběhu nestacionárních hydraulických režimů zavírání a otevírání. Při zavírání klapky do plného průtoku vznikají v prostoru za uzávěrem podtlaky (vyvolané zvýšením rychlosti proudu díky snižování průtočného průřezu) schopné krátkodobě vyvolat kavitační jevy na uzávěru, rozvaděči i oběžném kole turbíny. Proto se pro nízkospádové reakční turbíny klapkové uzávěry nedoporučují a jeho úloha může být plně nahrazena (i v případě MVE Vratimov)

stavidlovým uzávěrem na vtoku nebo funkci může převzít rozvaděč, který je možno díky plně nastavitelným lopatkám také zavřít.

Z výše uvedených důvodů nelze provozovateli doporučit zjišťování vlivu odlišného nastavení klapky rychlouzávěru na výkon turbíny. I přes mírné konstrukční nedostatky, kterými přivaděč MVE Vratimov disponuje, nelze říci, že snížený výkon elektrárny o řádově desítky procent je následkem nevhodně voleného přivaděče.

2.3 Kontrola oběžného a rozváděcího kola turbíny

MVE Ostravice je vybavena přímoproudou Kaplanovou turbínou typu RA – 3,5 – 0 1000. Oběžné kolo o průměru 1000 mm disponuje čtyřmi kusy natáčecích lopatek. Náboj má pak průměr 350 mm. Kroutící moment je vyveden z hřídele přes dvojí převod dvěma kusy čtyřnásobných řemenů na asynchronní generátor o výkonu 55 kW. Rozváděcí kolo je osazeno jedenácti kusy statorových lopatek, které jsou taktéž plně natáčecí. Tvar a základní nastavení statorové lopatky je na obr. 2.6. Bližší informace o lopatkách oběžného kola od provozovatele nemáme. Základní provozní parametry stroje byly uvedeny v kapitole 2.1.



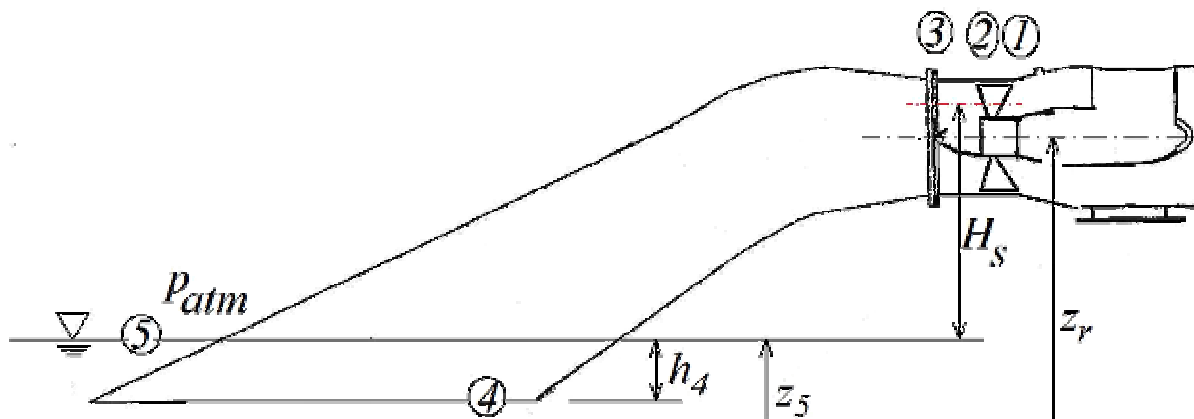
obr. 2.6 Statorová lopatka

Podle údaje provozovatele byla tato Kaplanova turbína modelově okopírována podle jiného plně funkčního stroje. Lze tedy předpokládat, že tvar a provedení samotné turbíny nezpůsobuje snížený výkon MVE Ostravice. Při analýze se tedy zaměříme pouze na kontrolu uložení oběžného kola a s tím spojené kavitační poměry daného díla.

2.3.1 Kavitační poměry a uložení stroje

Při návrhu uložení oběžného kola vycházíme zejména z kavitačních vlastností díla. Je tedy nutno navrhnout dílo tak, aby ke kavitaci nedocházelo. V konstrukční fázi považujeme za prevenci vzniku kavitace správnou volbu mezilopatkových kanálů.

V projekční fázi pak zejména dodržujeme podmínku, abychom se nedostávali do velkých hodnot jednotkových průtoků Q_{11} , neboť riziko kavitace roste s hodnotou Q_{11} . Dále musíme určit správně geodetickou sací výšku, jejíž hodnota je pro bezkavitační provoz omezena.



obr. 2.7 Kavitační poměry (H_s – sací výška; z_r – nadmořská výška vztažné roviny turbíny; z_5 – nadmořská výška spodní hladiny)

V prostorech oblasti 2 je nejnižší tlak p_{2min} . Mezi místy 2 a 4 lze psát Bernoulliho rovnici

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gH_s = \frac{p_4}{\rho} + \frac{v_4^2}{2} - gh_4 + Y_{z3,4} \quad (2.3.1)$$

Pro energii v bodě 4 píšeme

$$\frac{p_4}{\rho} = \frac{p_{atm}}{\rho} + \frac{h_4 \rho g}{\rho} \quad (2.3.2)$$

Použijeme-li tohoto vztahu, nabývá rovnice (2.3.1) tvaru

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gH_s = \frac{p_{atm}}{\rho} + gh_4 + \frac{v_4^2}{2} - gh_4 + Y_{z3,4}, \quad (2.3.3)$$

takže

$$p_2 = p_{atm} - \rho g H_s - \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_4^2) + \rho Y_{z3,4}.$$

Jelikož člen $+\rho Y_{z_{3,4}}$ zvyšuje zápornou hodnotu členu $-\frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_4^2)$ na kladnou, můžeme ho nahradit účinností $\eta_s < 1$, která také zvyšuje hodnotu $-\frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_4^2)$ na kladnou.

Pro tlak v místě p_2 tedy platí

$$p_2 = p_{atm} - \rho g H_s - \frac{\rho}{2} \eta_s (v_2^2 - v_4^2). \quad (2.3.4)$$

Na sací straně lopatky dosahuje tlak svého minima $p_{2min} < p_2$. Tuto skutečnost můžeme vyjádřit algebraickou rovnicí

$$p_{2min} = p_2 - \Delta p. \quad (2.3.5)$$

Pro tlak p_{2min} zároveň platí podmínka vzniku kavitace

$$p_{2min} \leq p_{va},$$

kde tlak p_{va} značí tlak nasycených par kapaliny ($p_{va} = fce(T)$). Je-li tlak p_{2min} menší než tlak nasycených par, začne se kapalina v těchto místech odpařovat. Bublínky jsou unášeny podél sací strany lopatek do míst s vyšším tlakem než je p_{2min} . Dochází k implozi bublinek a nastává kavitace. Nemá-li tedy kavitace nastat, musí být minimální tlak vyšší než tlak nasycených par

$$p_{2min} = (p_2 - \Delta p) > p_{va}. \quad (2.3.6)$$

Tato rovnice je podmínkou bezkavitačního provozu.

Složením rovnic (2.3.4) a (2.3.6) píšeme výraz

$$p_2 - \Delta p = p_{2min} = p_{atm} - \rho g H_s - \frac{\rho}{2} \eta_s (v_2^2 - v_4^2).$$

Pro sací výšku H_s dospíváme k výrazu

$$H_s \leq \frac{p_a - p_{va}}{\rho g} - \eta_s \frac{1}{2g} (v_2^2 - v_4^2) - \frac{\Delta p}{\rho g}. \quad (2.3.7)$$

První člen výrazu nazýváme barometrickou výškou

$$H_b = \frac{p_a - p_{va}}{\rho g}.$$

Ta je funkcí nadmořské výšky, atmosférický tlak $p_{atm} \neq konst$ a zavádíme pro ni přibližný vztah

$$H_b = 10 - \frac{z_r}{850},$$

kde z_r je nadmořská výška vztažené roviny turbíny (viz obr 2.7). Členy v druhé části rovnice 2.3.7 jsou úměrné spádu turbíny. Koeficientem úměrnosti je Thommův kavitační součinitel „ σ “ podle rovnice

$$\sigma H = \frac{\eta_s}{2g} (v_2^2 - v_4^2) - \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (2.3.8)$$

Podmínky pro stanovení geodetické sací výšky tedy zní

$$H_s \leq H_b - \sigma H \quad (2.3.9)$$

H_s je potom funkcí spádu a kavitačních vlastností turbíny. V projekční fázi se však ještě přidává tzv. kavitační jistota h_j a rovnice (2.3.9) dostává výsledný tvar

$$H_s \leq H_b - (\sigma H + h_j) \quad (2.3.10)$$

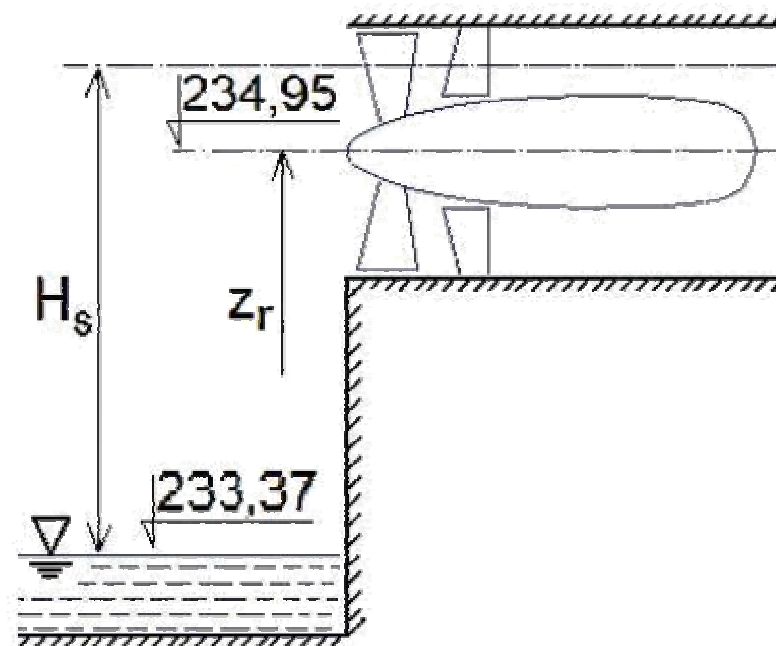
kde hodnoty h_j jsou v rozmezí $h_j = (0,5 \div 2,0)$ metru.

2.3.2 Uložení oběžného kola MVE Ostravice

Uložení oběžného kola zkontrolujeme podle postupu uvedeného v kapitole 2.3.1. Nejprve je třeba určit hodnotu barometrické výšky vztahem

$$H_b = 10 - \frac{z_r}{850} = 10 - \frac{234,59 \text{ m.n.m}}{850} \doteq 9,724 \text{ m} \quad ,$$

kde z_r je nadmořská výška uložení (viz obr 2.8).



obr. 2.8 Uložení oběžného kola přímoproudé Kaplanovy turbíny

Po určení hodnoty kritického Thommova kavitačního součinitele σ_k , musíme znát jednotkové hodnoty otáček a průtoku díla pro maximální provozní parametry. Pro výpočet použijeme vztahy

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}} \quad \text{a} \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}},$$

kde n jsou otáčky díla, D značí průměr oběžného kola, za H dosadíme brutto spád na turbínu a Q představuje hodnotu maximálního průtoku turbínou.

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}} = \frac{280 \text{ min}^{-1} \cdot 1 \text{ m}}{\sqrt{2,57 \text{ m}}} = 174,659 \text{ min}^{-1},$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} = \frac{3,6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}}{1 \text{ m}^2 \sqrt{2,57 \text{ m}}} = 2,246 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}.$$

Jelikož nemáme k dispozici kavitační zkoušky pro typ instalované Kaplanovy turbíny RA – 3,5 – 0 1000, musíme vycházet z přibližných hodnot. Pro čtyřlopatovou Kaplanovu turbínu o těchto parametrech lze podle [1] očekávat hodnotu $\sigma_k \sim 0,9$. Při projekci díla je důležitější vycházet z dovolených hodnot σ . Lze užít jednoduchý přepočítání mezi σ_k a σ_{dov} a to

$$\sigma_{dov} \doteq 1,3 \sigma_k.$$

V našem případě je $\sigma_{dov} \doteq 1,3 * 0,9 = 1,17$.

V projekční fázi vycházíme z podmínky pro stanovení geodetické sací výšky turbíny. Ta je dána rovnicí (2.3.10) z kapitoly 2.3

$$H_s \leq H_b - (\sigma_{dov} H + h_j) \tag{2.3.11}$$

H_s je v našem případě přímoproudé Kaplanovy turbíny instalovaná výška osy soustrojí nad spodní hladinou v odtokovém kanále + vzdálenost do poloviny poloměru oběžného kola (možno vidět na obr 2.8).

$$H_s = H_o + \frac{R}{2} = H_o + \frac{D}{4} = (234,95 - 233,37) + \frac{1}{4} = 1,58 + 0,25 = 1,83 \text{ m}.$$

Sací výška H_s musí být menší nebo v limitním případě rovna pravé straně rovnice (2.3.11). Ta po dosazení hodnot vypadá

$$H_b - (\sigma_{dov} H + h_j) = 9,724 - (1,17 * 2,87 + 2) = 4,37 \text{ m}.$$

Za hodnotu H jsme dosadili maximální možný spád, při kterém chce provozovatel turbínu ještě provozovat. Koeficient h_j je tzv. kavitační jistota a zahrnuje v sobě vliv měřítka a

nepřesnosti přepočtu kavitačního součinitele z modelu na prototyp. V našem případě stanovení součinitele σ z kavitačních zkoušek jiné modelové řady Kaplanovy turbíny.

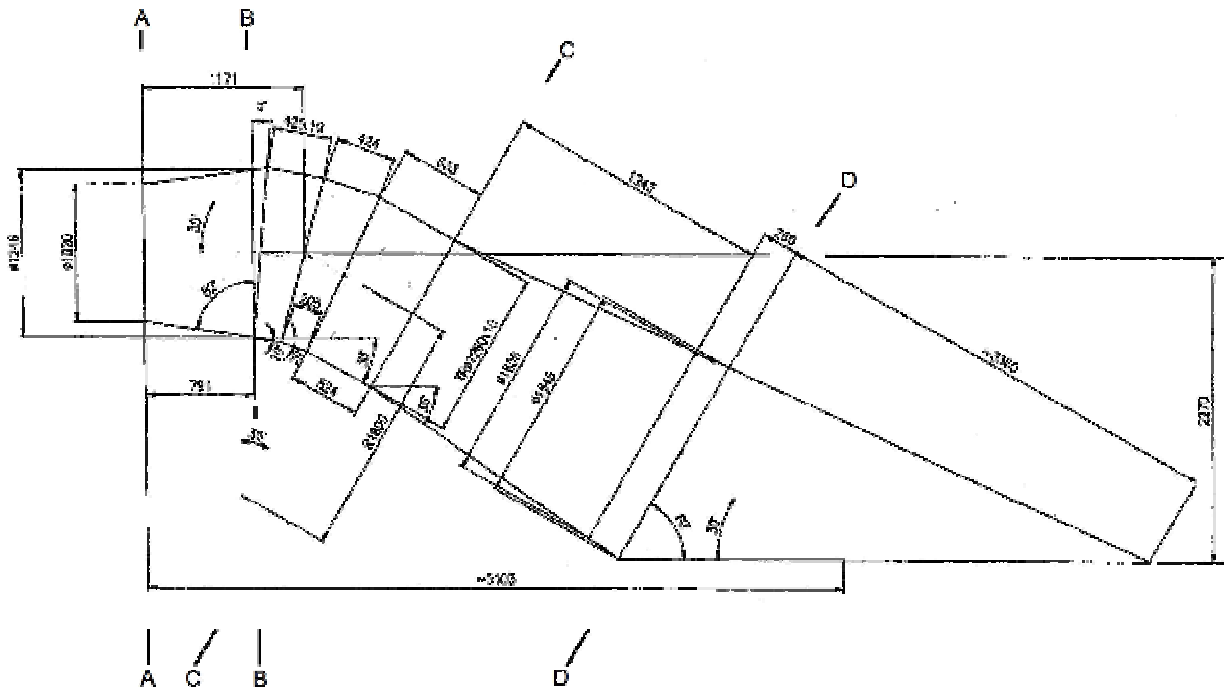
Pro Kaplanovu turbínu uvažujeme hodnotu kavitační jistoty $h_j = 1,5$ až 2 metry. I když bychom uvažovali horní hodnotu kavitační jistoty, zcela jistě ke kavitaci nedochází, neboť

$$H_{S_{MVE-Ostravice}} < 4,37 \text{ m.}$$

MVE Ostravice se sací výškou $H_s = 1,83$ metru tedy z kavitačního hlediska vyhovuje a její snížený výkon není způsoben uložením soustrojí.

2.4 Savka turbíny

Na oběžné kolo Kaplanovy turbíny navazuje savka (viz. obr. 2.3 a 2.9). Ve své první části je tvořena difuzorem o vrcholovém úhlu kužele $\vartheta_k = 16^\circ$. Průměr vstupního kruhového průřezu má stejnou hodnotu jako průměr oběžného kola a to $D_1 = 1000\text{mm}$. Na vstupní průřez navazuje koleno o středovém úhlu $\varphi_s = 30^\circ$. Je tvořeno ze tří segmentů, které mají konstantní průtočnou plochu, tedy nulovou difuzornost. Jednotlivé segmenty jsou zhotoveny z ocelové trubky TR1200x10. Na koleno navazuje výstupní difuzor o vrcholovém úhlu $\vartheta_k = 10^\circ$. Ve svém posledním úseku je seříznut pod úhlem $\beta = 60^\circ$.



obr. 2.9 Savka Kaplanovy turbíny MVE Ostravice

Při kontrole savky zjišťujeme zejména hydraulické ztráty, ke kterým v savce dochází třením o stěny, vířením, ztrátou výstupní rychlostí a popřípadě odtržením mezní vrstvy od stěny savky.

Abychom pochopili podstatu uvedených hydraulických jevů, je třeba si nejprve něco říci o samotné funkci savky.

Savka turbíny slouží k transformaci energie. Přesněji se jedná o přeměnu kinetické energie na výstupu z oběžného kola, tvořenou absolutní rychlostí v_2 , na energii tlakovou na konci sací trouby. V savce dochází ke zpomalování výstupního proudy a tudíž ke snížení kinetické energie. Ve směru proudy však narůstá tlak. Na konci sací trouby je tedy tlak vyšší než na začátku - na výstupu z oběžného kola. Sací trouba zvyšuje účinnost turbíny tím, že vlastně nasává vodu z horní nádrže a zvyšuje energii, kterou předává voda turbíně. V případě Francisových turbín se jedná o zvýšení účinnosti o zhruba 8 až 10%. V případě Kaplanových turbín však toto navýšení dělá až 40%. Proto je velmi důležité ji za oběžné kolo umístit. Savku je však nutno správně navrhnout. Měla by mít tvar rozšiřujícího se kužele, tedy difuzoru. Ten slouží k transformaci kinetické energie na tlakovou. Při návrhu lze vyjít z přibližného vztahu pro určení difuzornosti, kdy provedeme dva libovolné řezy savkou. Spočítáme plochu jednotlivých průřezů a jejich rozdíl podělíme hodnotou vzájemné polohy. Tento podíl by měl být v rámci intervalu jedné pětiny až jedné osminy. Tento poznatek lze zapsat matematicky jako

$$\frac{\sqrt{S_{i+1}} - \sqrt{S_i}}{l_i} = \frac{1}{5} \div \frac{1}{8}, \quad (2.4.1)$$

kde S_i je průřez plochy v daném řezu, S_{i+1} je průřez plochy v řezu následujícím a l_i je vzdálenost obou řezů.

2.4.1 Kontrola difuzornosti savky

Při kontrole difuzornosti savky malé vodní elektrárny na řece Ostravici provedeme sadu řezů znázorněných na obrázku 2.10.

Pro část mezi řezy A a B platí

$$\frac{\sqrt{S_B} - \sqrt{S_A}}{l_{A,B}} = \frac{\sqrt{\pi \left(\frac{D_B}{2}\right)^2} - \sqrt{\pi \left(\frac{D_A}{2}\right)^2}}{l_{A,B}} = \frac{\sqrt{\pi \left(\frac{1246}{2}\right)^2} - \sqrt{\pi \left(\frac{1020}{2}\right)^2}}{0,791} = 0,253$$

$$0,253 > \frac{1}{5}.$$

Pro část savky mezi řezy C a D lze psát obdobně

$$\frac{\sqrt{S_D} - \sqrt{S_C}}{l_{C,D}} = \frac{\sqrt{\pi \left(\frac{D_D}{2}\right)^2} - \sqrt{\pi \left(\frac{D_C}{2}\right)^2}}{l_{C,D}} = \frac{\sqrt{\pi \left(\frac{1600}{2}\right)^2} - \sqrt{\pi \left(\frac{1260}{2}\right)^2}}{1943} = 0,155$$

$$\frac{1}{8} < 0,155 < \frac{1}{5}.$$

Dle uvedených výsledků lze usoudit, že část savky mezi řezy A a B je navržená nevhodně.

Stupeň difuzornosti je příliš velký ($0,253 > \frac{1}{5}$), což by mohlo znamenat, že se za tímto

úsekem proud utrhne od vnitřní stěny a savka rapidně ztratí na účinnosti. Za místem odtržení by se tak kapalina dostala do vysoce turbulentního proudění a přeměna kinetické energie na tlakovou by se neprojevila v dostatečné míře. Více o charakteru proudění by nám povědělo modelování proudění za pomoci CFD programu. V místě řezu C a D je již difuzornost v pořádku ($\frac{1}{8} < 0,155 < \frac{1}{5}$) a zde by savka měla pracovat správně ovšem za podmínky, že rychlostní pole na vstupu do tohoto difuzoru bude v jeho celém průřezu rovnoměrné.

2.4.2 Kontrola rychlosti na výstupu ze savky

Výstupní rychlost způsobuje v podstatě další z hydraulických ztrát. Jedná se o kinetickou energii proudu, kterou už nelze žádným způsobem zpracovat a proto se alespoň snažíme, aby její hodnota byla co nejmenší. Pro rychlost proudu na výstupu ze sací trouby platí doporučení, že by se její velikost měla pohybovat kolem hodnoty $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Pro výpočet můžeme použít jednoduchý vztah

$$v = \frac{Q}{S}.$$

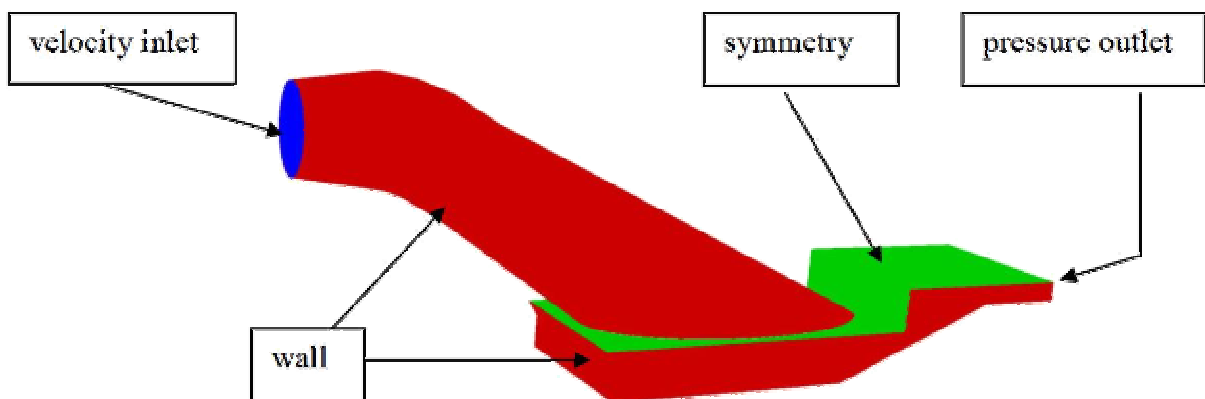
Za S dosadíme plochu znázorněnou na obrázku 2.10 řezem D. Tento kruhový průřez považujeme za výstupní plochu analyzované savky, neboť v oblasti za tímto místem savka ztrácí svoji funkci přeměny kinetické energie na tlakovou. Vůči horní stěně totiž nemá odpovídající protistěnu a rychlost proudu tak již nemůže vlivem difuzornosti klesat.

$$v_D = \frac{Q}{S_D} = \frac{Q}{\pi \left(\frac{D_D}{2}\right)^2} = \frac{3,146 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{\pi \left(\frac{1,626 \text{ m}}{2}\right)^2} \doteq 1,51 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}.$$

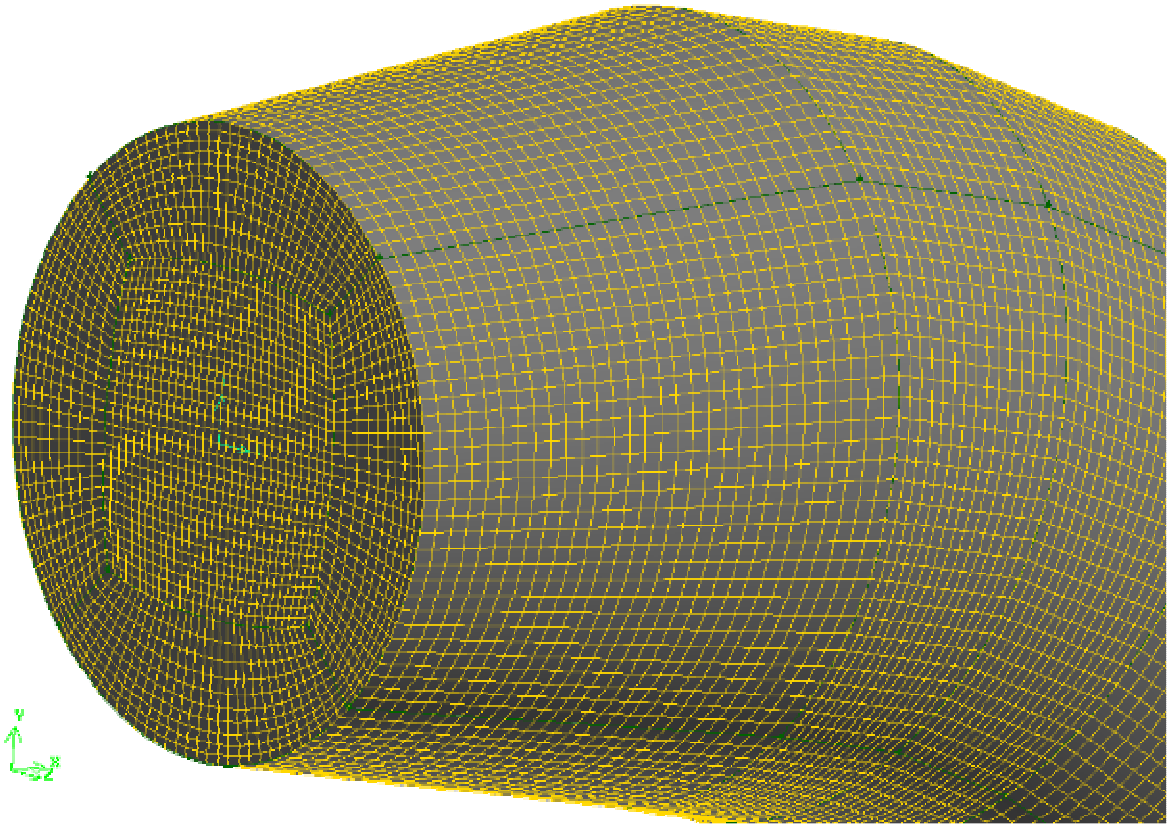
Rychlost $1,51 \text{ m.s}^{-1}$ převyšuje doporučenou rychlost 1 m.s^{-1} a savka MVE Ostravice tedy vnáší do celého obvodu vyšší hydraulické ztráty, což má za následek snížení účinnosti a tedy i výkonu celého stroje..

2.4.3 Modelování proudění v savce turbíny

Jak již bylo naznačeno v kapitole 2.4.1, byl pro modelování proudění v savce turbíny použit CFD software Fluent. Výpočetní síť byla vytvořena jako 3D model pomocí programu Gambit. Jednotlivé elementy tělesa savky a výtokového kanálu byly tvořeny hexaprvky, tedy hranoly, resp. TGridy, tj. čtyřstěnnými jehlánky. Detail sítě vstupního difuzoru savky je znázorněn na obr. 2.11. Celý model včetně okrajových podmínek pak na obrázku 2.10, kde podmínka *wall* značí stěnu, u které platí podmínka ulpívání, naopak podmínka *symmetry* je nepropustná stěna, na níž kapalina neulpívá. *Pressure outlet* reprezentuje tlakové pole na výstupu. Na vstupu byla předepsána rychlostní okrajová podmínka *velocity-inlet*. Savka byla podrobena nejtěžší zkoušce, to znamená, že rychlost měla pouze axiální složku. Ve skutečnosti však kapalina opouští oběžné kolo turbíny a vstupuje do savky s mírnou rotační složkou. Tento fakt snižuje náchylnost k odtržení proudu od stěny savky. Jako turbulentní model byl použit tzv. *realizable k-ε*, který využívá časově středované Navier-Stokesovy rovnice. Mezní vrstva byla řešena pomocí nerovnovážné stěnové funkce.

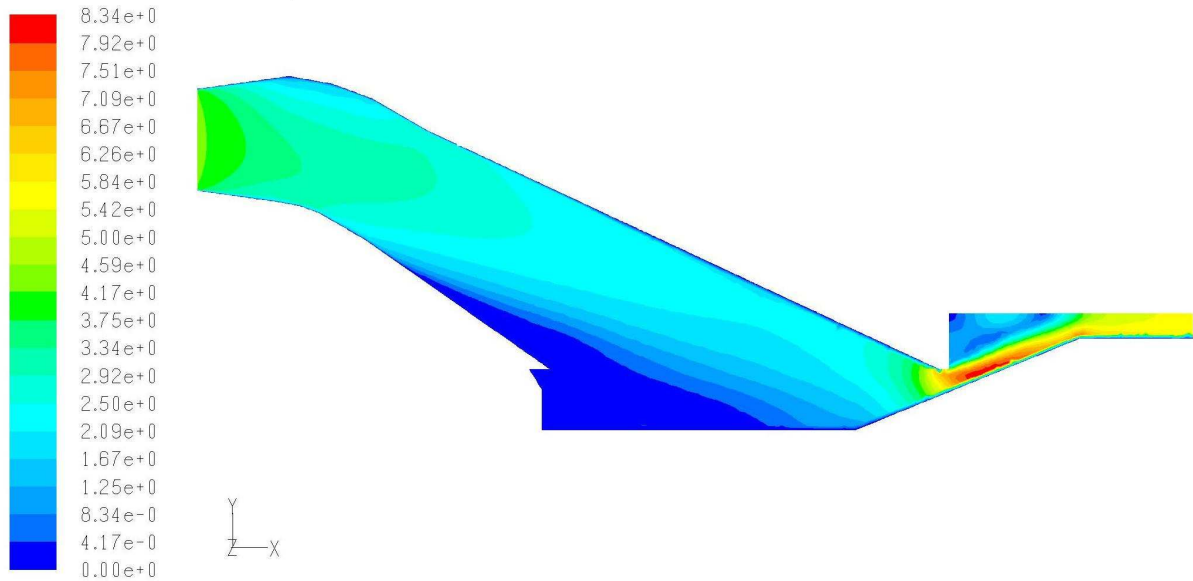


obr. 2.10 Model savky a výtokového kanálu pro program Fluent (vč. okrajových podmínek)



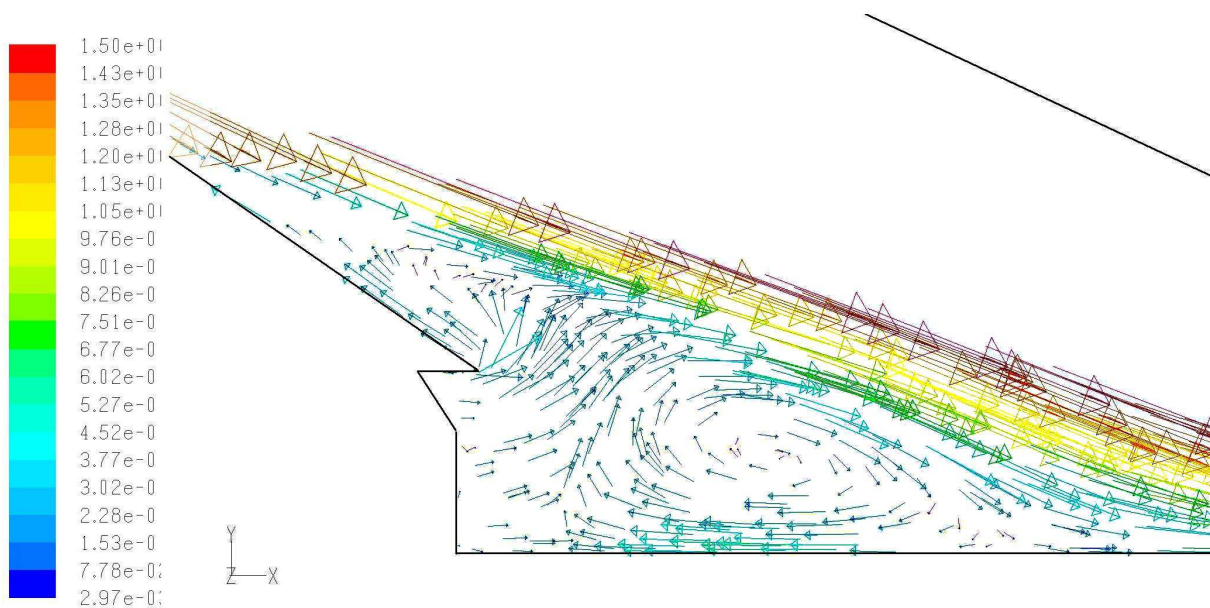
obr. 2.11 Detail výpočetní sítě vstupního difuzoru savky tvořené šestistěny

Po výpočtu programem Fluent a nutném zkonvergování řešení byly získány následující poznatky. Na obrázku 2.12 je znázorněna rychlost proudu vody ve vertikálním řezu modelovanou sestavou. Skutečně, jak jsme předpokládali, dochází vlivem velkého vrcholového úhlu vstupního difuzoru k odtržení proudu od vnitřní stěny potrubí savky. Na výstupu ze savky proud vody naráží do dna vývaru a je jím lomen. Množství vody dané průtokem je v oblasti mezi špičkou savky a šikmým betonovým dnem kanálu odváděno úzkou štěrbinou a dochází tak k obrovskému nárůstu rychlostí. Vystává zde také možnost, že voda je výtokovým kanálem, který svou dimenzací není schopen převést daný průtok, natolik bržděna, že ústí savky je ucpané. Tento vruch se poté zpětnou vazbou nese až do oblasti přivaděče elektrárny a průtoku, při kterém by elektrárna měla dosahovat svého projektovaného výkonu, tak není dosaženo.

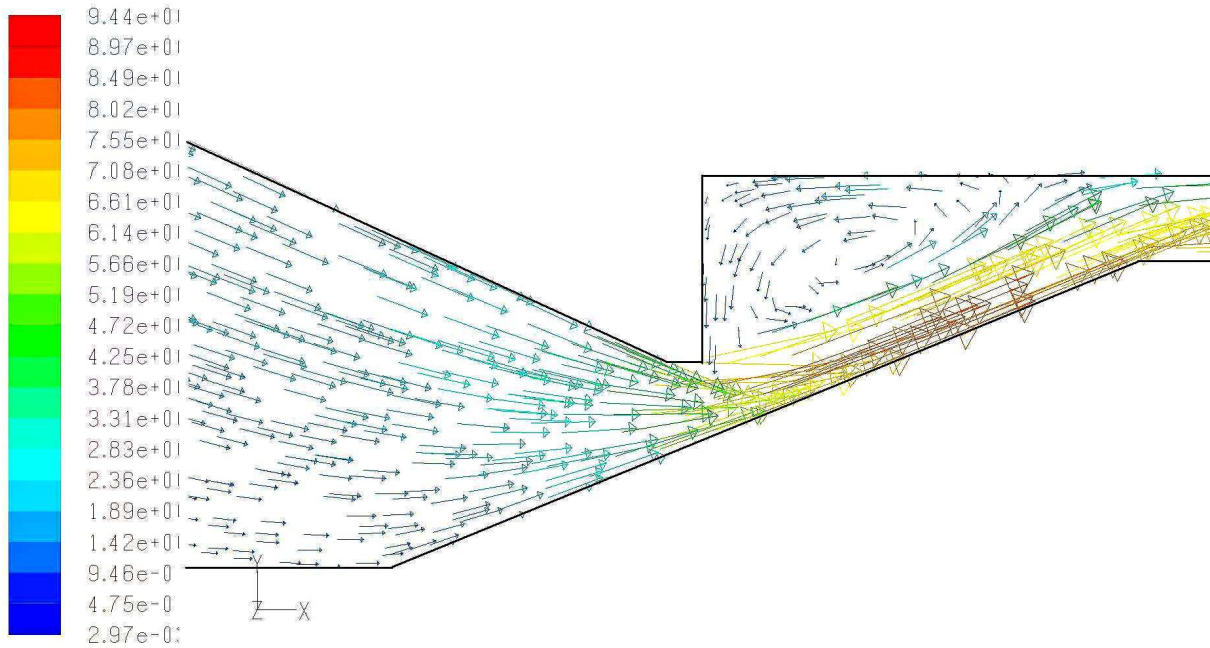


obr. 2.12 Velikost rychlosti vody v savce a výtakovém kanálu MVE Vratimov

Na obrázcích 2.13 a 2.14 jsou pak v detailu zobrazeny vektory rychlosti v oblasti mezi savkou a dnem výtakového kanálu resp. mezi špičkou a šikmým dnem betonového vývaru.

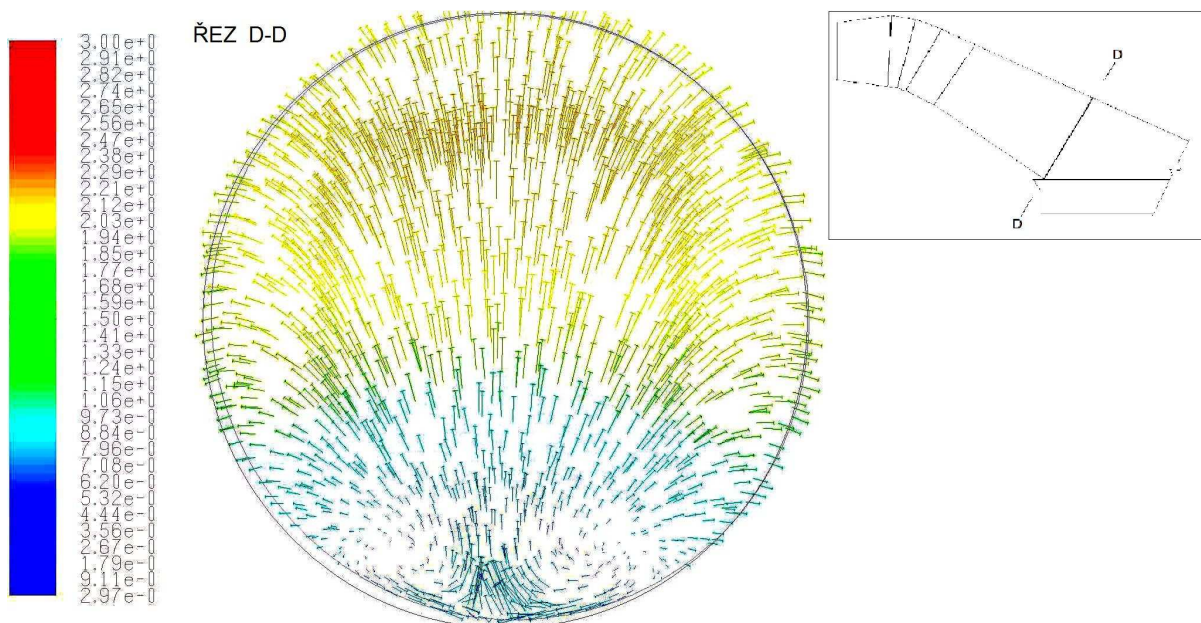


obr. 2.13 Vektory rychlosti v oblasti mezi savkou a dnem vývaru



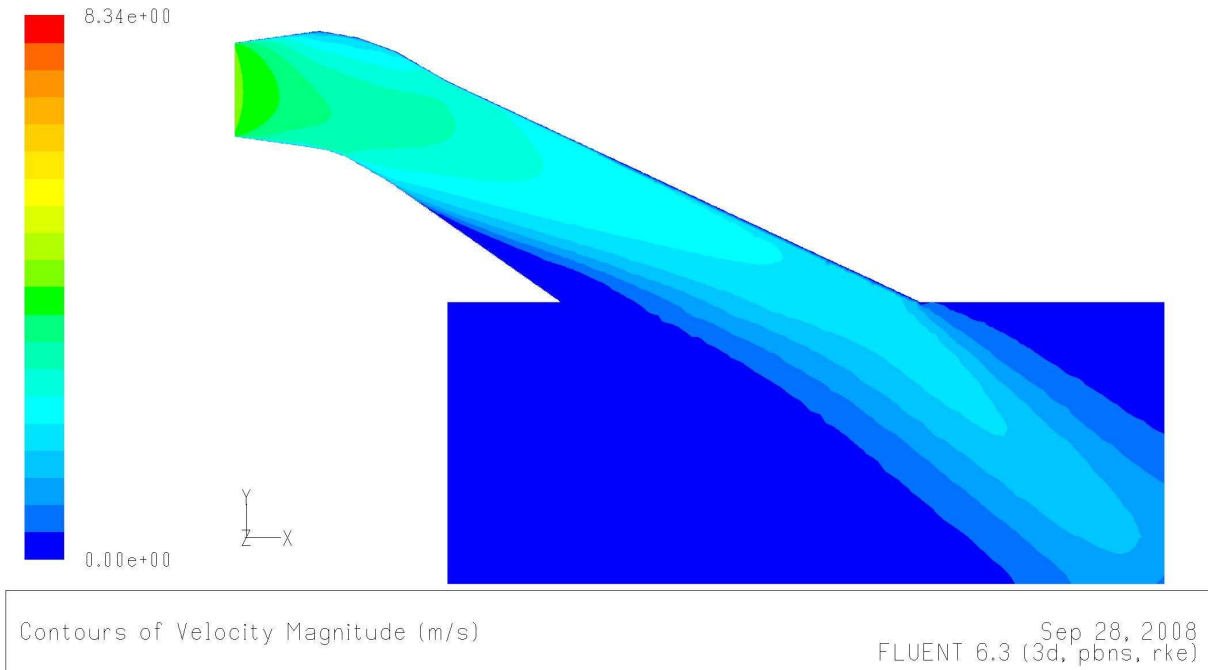
obr. 2.14 Vektory rychlosti mezi vrcholem savky a šikmým betonovým dnem vývaru

Obrázek 2.15 znázorňuje vektory rychlosti v místě řezu D (řez na obr. 2.9), který jsme v kapitole 2.4.1 označili jako výstupní průřez savky. V oblasti utrženého proudu je možno pozorovat dva kolenové víry, které vznikají vlivem sekundárního proudění se zápornou rychlostí.



obr. 2.15 Vektory rychlosti v rovině řezu D – kolenové víry v oblasti odtržené mezní vrstvy

Abychom zjistili, do jaké míry ovlivňuje dispozice výtokového kanálu proudění v savce, byla nemodelována savka ústící do rozlehlé „nekonečně“ velké nádrže. Pokud srovnáme obrázek 2.16, na kterém jsou znázorněny rychlosti kapaliny, s obrázkem 2.12 (rychlosti proudu v savce s reálným vývarem), je zřejmé, že proudění v savce je nejvíce ovlivněno jejím samotným tvarem.



obr 2.16 Rychlosti proudu kapaliny v savce ústící do rozlehlé nádrže

2.5 Zhodnocení analýzy MVE Ostravice

Při analýze nesrovnalostí MVE Vratimov na řece Ostravici, jsme se zaměřili na kontrolu jednotlivých prvků díla. Při kontrole přivaděče byly zjištěny mírné nedostatky v podobě chybějícího pilíře mezi vtokovým objektem a hranou jezu. Ne zcela výhodně je v tlakovém přivaděči voleno umístění klapkového uzávěru. I přes tyto mírné nedostatky není pokles výkonu způsoben přivaděčem elektrárny.

Při kontrole turbíny jsme se zaměřili především na výškové uložení stroje a tím možné projevy vzniku kavitace. Předpokládali jsem bezchybnou konstrukci oběžných a rozváděcích lopatek. Bylo zjištěno, že výškové uložení stroje leží v rámci projekčních hodnot a ke kavitaci tudíž nedochází.

Prvkem, který způsobuje snížený výkon vodní elektrárny je savka. Savka Kaplanovy turbíny se významně podílí na zpracování energie. Tuto skutečnost lze vyjádřit poměrnou energií, kterou lze savkou zpracovat. Její hodnota vyjadřuje kolika procenty se savka podílí na



DIPLOMOVÁ PRÁCE

VUT-EU-ODDI-13303-08-09



celkovém zpracování vodní energie elektrárnou. Přesný výpočet si ukážeme později. Ze zkušeností však víme, že pro nízkospádové vodní elektrárny osazené turbínou typu Kaplan se její hodnota pohybuje v desítkách procent. To staví savku při zpracování energie na úroveň oběžného kola a je tedy nutno při jejím návrhu postupovat velice pečlivě. Při analýze konstrukčního celku savka + vývařiště, který následuje za oběžným kolem byly zjištěny vážné nedostatky. Savka MVE Vratimov disponuje příliš velkým vstupním difuzorem, což má za následek odtržení proudu od stěny sací roury a zvýšení hydraulických ztrát. Nevhodně je též dimenzován výtokový kanál. Nedostatek prostoru způsobuje brždění proudu a tím pokles výkonu celého stroje.

Kroky, vedoucí ke zvýšení výkonu MVE Vratimov na projektovanou hodnotu se budou týkat savky a jejího výtokového kanálu. Nejprve je však třeba říci něco k obecné teorii savek.

3 Savka reakční turbíny

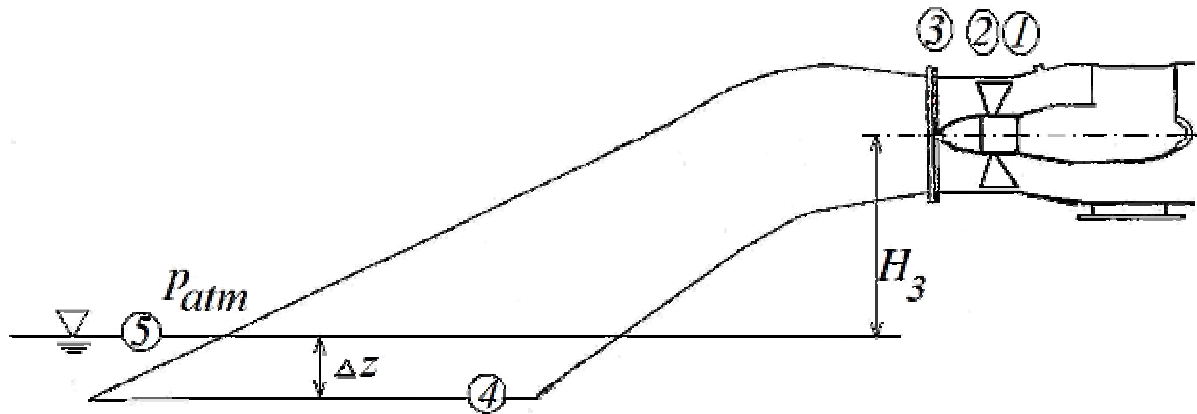
Použití savky dovoluje umístit turbínu nad hladinu spodní vody, aniž bychom přišli o část spádu, který je dán geodetickým rozdílem polohy výstupního průřezu z turbíny a hladiny vody v odtokovém kanálu. Sací trouba je umístěna za oběžným kolem a připevněna k výstupní části turbíny. Je vzduchotěsně uzavřena a její vývod končí pod hladinou spodní vody. Za plného provozu je sací trouba zcela vyplněna vodou, jejíž váha způsobuje snížení tlaku na výstupu z oběžného kola. Výhodou tohoto konstrukčního uspořádání je snadná přístupnost k celému soustrojí, snadnější údržba a jistě také menší finanční náklady na stavbu celého stroje.

Druhou, zpravidla důležitější, funkcí savky je však snížení výstupní ztráty z oběžného kola. Ta je tvořena rychlostí proudu vody v_2 resp. v_3 , která v případě, že bychom savku nepoužili, volně opouští stroj. Pokud však umístíme za výstupní průřez turbíny vhodně navrženou savku, dokážeme snížit rychlost proudu a tím získat část energie. Bude-li mít savka tvar rozšiřujícího se kužele, tedy difuzoru, bude kapalina nucena zaujímat čím dál tím větší prostor a dojde ke zpomalení její rychlosti. Výtoková ztráta již nebude tvořena výstupní rychlostí kapaliny z oběžného kola, nýbrž výtokovou rychlostí ze savky, která je menší, a tím dojde ke snížení hydraulických ztrát.

Pokles tlaku na výstupu z oběžného kola není způsoben pouze vahou vody v sací troubě, jak jsme uvedli dříve, ale také snížením rychlosti proudu. Kinetická energie se přemění na tlakovou a to způsobí podtlak na vstupu do savky.

3.1 Teorie savky

Pro zjištění hydraulických poměrů vycházíme ze zákona zachování energie. Nejprve si musíme určit, jak vypadají hodnoty energií v jednotlivých místech posledního konstrukčního prvku turbíny naznačených obrázkem 3.1.



obr. 3.1 Oběžné kolo a savka Kaplanovy turbíny

Měrná kinetická energie proudu kapaliny, která opouští oběžné kolo je dána její rychlostí.

$$E_{kin} = \alpha_2 \frac{v_2^2}{2}, \text{ kde } \alpha_2 \text{ je rychlostní koeficient zahrnující tvar rychlostního profilu.}$$

Pokud výstupní průřez oběžného kola bude přibližně stejný jako vstupní průřez savky můžeme předpokládat, že rychlosti v bodech 2 a 3 se budou lišit jen nepatrně.

Pro měrnou energii v bodě 3 platí rovnice

$$E_3 = \alpha_3 \frac{v_3^2}{2} + \frac{p_3}{\rho} + gH_3. \quad (3.1)$$

Pokud volíme za vztahovou rovinu pro polohovou energii hladinu spodní vody můžeme vyjádřit měrnou energii v bodě 5 rovnicí

$$E_5 = \frac{v_5^2}{2} + \frac{p_5}{\rho}, \text{ kde rychlost } v_5 \text{ je časová změna výšky hladiny spodní vody a lze ji}$$

proto zanedbat.

Pro tlak v bodě 5 platí, že je roven atmosférickému, tedy $p_5 = p_{atm}$, takže

$$E_5 = \frac{p_{atm}}{\rho}. \quad (3.2)$$

Záme tedy hodnoty energií v bodě 3 a 5 můžeme mezi nimi psát Bernoulliho rovnici

$$E_{(3-5)} = E_3 - E_5 = \alpha_3 \frac{v_3^2}{2} + gH_3 + \frac{p_3}{\rho} - \frac{p_{atm}}{\rho}. \quad (3.3)$$

Pro měrnou energii mezi místy 3 a 4, resp. 4 a 5 lze obdobně psát:

$$(3-4) \quad \frac{p_3}{\rho} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2} + gH_3 = \frac{p_4}{\rho} + \alpha_4 \frac{v_4^2}{2} - g\Delta z + E_{z3,4}; \quad (3.4)$$

$$(4-5) \quad \frac{p_4}{\rho} + \alpha_4 \frac{v_4^2}{2} = \frac{p_{atm}}{\rho} + g\Delta z + E_{z_{4,5}}; \quad (3.5)$$

Pro tlak v bodě 4 platí

$$p_4 = p_{atm} + p_{stat} = p_{atm} + g\Delta z \rho. \quad (3.6)$$

Pokud tuto skutečnost dosadíme do Bernoulliho rovnice mezi body 4 a 5, dostáváme její nový tvar

$$\frac{p_{atm}}{\rho} + g\Delta z + \alpha_4 \frac{v_4^2}{2} = \frac{p_{atm}}{\rho} + g\Delta z + E_{z_{4,5}}.$$

Po úpravě

$$E_{z_{4,5}} = \alpha_4 \frac{v_4^2}{2}. \quad (3.7)$$

Dostali jsme hodnotu ztrátové měrné energie mezi body 4 a 5, kterou už savka turbíny nedokáže zpracovat a volně odchází do výtokového kanálu. Je tvořena rychlostí na výstupu a říkáme jí výtoková ztráta.

Pokud bychom chtěli znát hodnotu tlaku na vstupu savky, tedy v bodě 3, můžeme ji vyjádřit z rovnice (3.4).

$$\frac{p_3}{\rho} = \frac{p_4}{\rho} + \alpha_4 \frac{v_4^2}{2} - \alpha_3 \frac{v_3^2}{2} - gH_3 - g\Delta z + E_{z_{3,4}}.$$

Tlak v bodě 4 je vyjádřen rovnicí (6) $p_4 = p_{atm} + g\Delta z \rho$. Po dosazení a algebraické úpravě přejde rovnice pro tlak p_3 v rovnici

$$p_3 = p_{atm} - \rho g H_3 - \frac{\rho}{2} (\alpha_3 v_3^2 - \alpha_4 v_4^2) + \rho E_{z_{3,4}}. \quad (3.8)$$

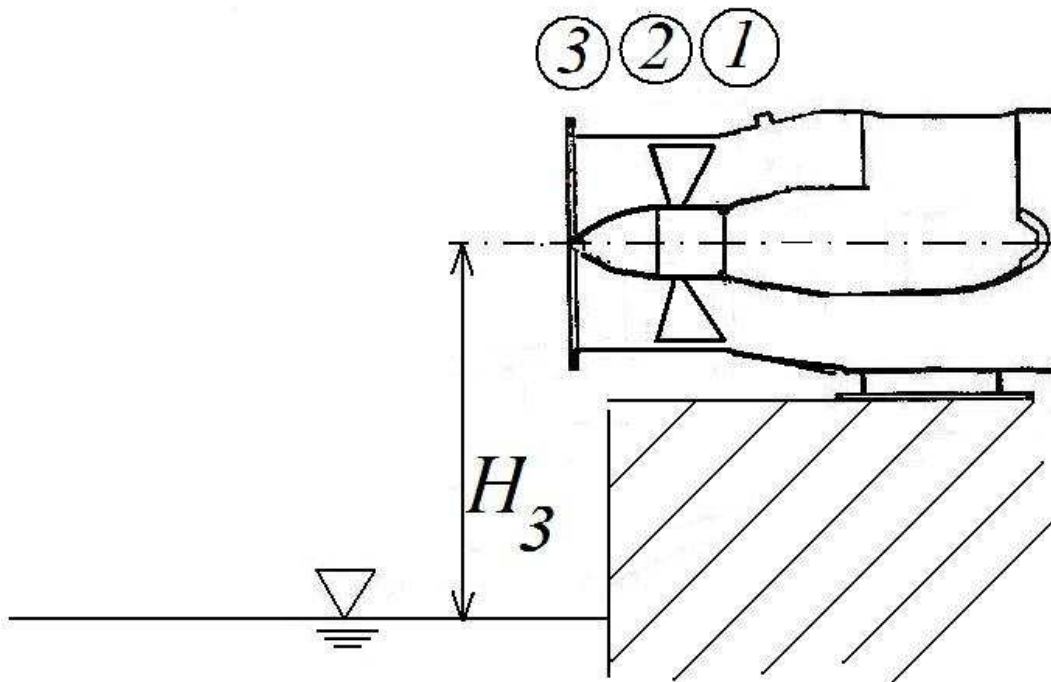
Nyní máme matematicky vyjádřenou hodnotu tlaku v bodě 3. Skutečně je tedy za oběžným kolem atmosférický tlak snížený o tíhu sloupce kapaliny v sací troubě a o rozdíl rychlostí proudu na vstupu a na výstupu ze savky a to dokonce s druhou mocninou. Vidíme, že čím větší bude tento rozdíl, tím menší bude tlak v místě 3. Snažíme se proto, aby rychlost kapaliny ve výstupním průřezu byla co nejnižší. Jak uvádí literatura [1] rychlost, jíž voda opouští sací troubu by neměla být menší než $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (aby se v sací troubě nezadržoval vzduch), ale přitom mocnina její měrné hodnoty c_4^2 nemá být větší než 0,04, aby ztráty nevyužitou rychlostí nebyly příliš velké. Veličina c_4^2 je bezrozměrné číslo a označuje podíl celkového spádu, který byl spotřebován na vytvoření této rychlosti. Je dána vztahem $c_4 = \frac{v_4}{2gH}$.

Člen $\rho E_{z3,4}$ v rovnici (3.8) vyjadřuje ztrátu vířením, kdy vzniká teplo, které způsobí nepatrné zvýšení teploty vody. Savka tedy nedokáže přeměnit veškerou energii a pracuje s určitou účinností. Pro kuželovou sací troubu přitom platí přibližně $\eta = 0,85$ až $0,9$. Pro sací troubu s kolenem $\eta = 0,6$ až $0,85$.

3.2 Celkový energetický zisk savky

Jak jsme právě ukázali, savka velice ovlivňuje celkovou účinnost celé turbíny. U moderních rychloběžných turbín jsou výstupní rychlosti kapaliny z oběžného kola tím vyšší, čím jsou vyšší měrné otáčky a použití savky je tedy naprostou nutností, i když z hlediska kavitačních vlastností leží oběžné kolo pod úrovní spodní hladiny. Chtěli bychom tedy znát hodnotu energie, kterou dokážeme savkou zpracovat. Můžeme ji určit jako rozdíl energetických ztrát při provozu stroje se savkou a bez ní.

V prvním případě si představíme stroj pracující bez savky, jak ukazuje obr. 3.2.



obr 3.2 Energetické poměry Kaplanovy turbíny bez sací trouby

Měrná energii v bodě 3 turbíny bez savky je dána tlakem, kinetickou energií, vyplývající z rychlostí kapaliny v tomto bodě a potenciální energií jako rozdíl místa 3 a hladiny spodní vody v odtokovém kanále. Matematicky můžeme tuto skutečnost zapsat

$$E_{3Bs} = \frac{p_3}{\rho} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2} + gH_3.$$

Protože tlak $p_3 = p_{atm}$ přejde tato rovnice v rovnici

$$E_{3_{BS}} = \alpha_3 \frac{v_3^2}{2} + gH_3. \quad (3.9)$$

Pokud bychom tedy na výstupu savky neumístili, o celou tuto část energii přijdeme.

V druhém případě uvažujeme stroj, který je vyobrazen např. na obr. 3.1 v předchozí kapitole .

Jedná se tedy o stroj pracující se savkou. Z rovnice (3.3) a (3.4) vyplývá

$$E_s = E_3 - E_5 = \frac{p_3}{\rho} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2} + gH_3 - \frac{p_{atm}}{\rho} = \frac{p_4}{\rho} + \alpha_4 \frac{v_4^2}{2} - g\Delta z + E_{z_{3,4}} - \frac{p_{atm}}{\rho}.$$

Pokud do pravé strany této rovnice dosadíme vztah pro tlak p_4 vyplývající z rovnice (3.6) dostáváme

$$E_s = \frac{p_{atm}}{\rho} + g\Delta z + \alpha_4 \frac{v_4^2}{2} - g\Delta z + E_{z_{3,4}} - \frac{p_{atm}}{\rho} = \alpha_4 \frac{v_4^2}{2} + E_{z_{3,4}}. \quad (3.10)$$

Pro tento případ je velikost ztrát určena výtokovou rychlostí ze savky a ztrátami třením a vířením v sací troubě.

Celkový energetický zisk savky můžeme tedy určit jako rozdíl ztrát vyplývajících z provozu dvou výše uvedených strojů. Píšeme

$$\Delta E = E_{BS} - E_s = gH_3 + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2} - \alpha_4 \frac{v_4^2}{2} - E_{z_{3,4}} = gH_3 + \frac{1}{2}(\alpha_3 v_3^2 - \alpha_4 v_4^2) - E_{z_{3,4}}. \quad (3.11)$$

Pokud by savka měla tvar válce namísto rozšiřujícího se difuzoru, pak by člen

$$\frac{1}{2}(\alpha_3 v_3^2 - \alpha_4 v_4^2)$$

byl roven nule.

Z Bernoulliho rovnice mezi místy 3 a 4 můžeme psát

$$\frac{p_3}{\rho} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2} + gH_3 = \frac{p_4}{\rho} + \alpha_4 \frac{v_4^2}{2} - g\Delta z + E_{z_{3,4}}, \quad (\text{viz rovnice(3.4)})$$

po úpravě

$$gH_3 + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2} - \alpha_4 \frac{v_4^2}{2} - E_{z_{3,4}} = \frac{p_4}{\rho} - g\Delta z - \frac{p_3}{\rho}. \quad (3.12)$$

Levá strana této rovnice je rovna pravé straně rovnice (3.11) a proto

$$gH_3 + \frac{1}{2}(\alpha_3 v_3^2 - \alpha_4 v_4^2) - E_{z_{3,4}} = \Delta E = \frac{p_4}{\rho} - g\Delta z - \frac{p_3}{\rho}. \quad (3.13)$$

Po dosazení za člen $\frac{p_4}{\rho}$ z rovnice (3.6) lze psát

$$\Delta E = \frac{P_{atm}}{\rho} + g\Delta z - g\Delta z - \frac{P_3}{\rho} = \frac{P_{atm}}{\rho} - \frac{P_3}{\rho}.$$

Celkový energetický zisk savky je tedy dán vztahem $\Delta E = \frac{P_{atm}}{\rho} - \frac{P_3}{\rho}$. (3.14)

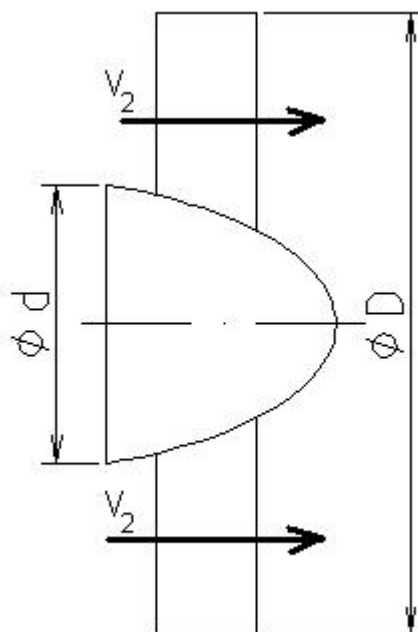
Zde vidíme, proč je nutno, aby hodnota tlaku v bodě 3 byla s ohledem na kavitační vlastnosti co nejnižší.

3.3 Zpracování poměrné části energie

Část energie, jež by zpracovala vhodně navržená savka, můžeme vyjádřit jako podíl kinetické energie na výstupu z turbíny a celkové energie, kterou lze vodní elektrárnou zpracovat. Ta je přímo úměrná spádu, který má daný stroj k dispozici. Kinetická energie je tvořena rychlostí proudu. Rychlost v_2 lze určit z okamžitého průtoku turbínou rovnicí $v_2 = \frac{Q}{S_2}$, kde plocha S_2

je průtočná plocha zmenšená o plochu zabírající náboj oběžného kola $S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ viz

obr. 3.3. Plochu lopatek, která průřez S_2 také zmenšuje, zanedbáváme.



obr 3.3 Průměr oběžného kola a náboje

Definujeme tzv. koeficient φ jako $\varphi = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 = \frac{D^2 - d^2}{D^2}$. Z této rovnice lze vyjádřit vztah pro průměr náboje oběžného kola jakou funkci součinitele φ a průměru D samotného oběžného kola a to

$$d^2 = D^2(1 - \varphi).$$

Poměrná část energie teoreticky zpracované savkou je poměr kinetické energie, kterou má savka k dispozici na vstupu, ku celkové energii vycházející z uložení stroje.

$$\frac{E_{kin}}{E_{celk}} = \frac{\frac{v^2}{2}}{gH} = \frac{v^2}{2gH}. \quad (3.12)$$

Pokud uvažujeme axiální stroj a zanedbáme unášivou složku rychlosti proudu, vzniklou rotací oběžného kola, můžeme ztotožnit hodnotu absolutní rychlosti v_2 s rychlostí meridiální v_{2m} .

Pro savku je navíc rozhodující pouze tato meridiální složka, protože jen tu dokáže zpracovat a přeměnit na tlak. Hodnotu absolutní rychlosti pak lze vyjádřit z průtoku

$$v_2 = v_{2m} = \frac{Q}{S_2} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = \frac{4Q}{\pi\{D^2 - [D^2(1 - \varphi)]\}} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - D^2 + D^2\varphi)} = \frac{4Q}{\pi D^2 \varphi}. \quad (3.13)$$

Takto vyjádřenou rychlost v_2 lze dosadit do rovnice (3.12)

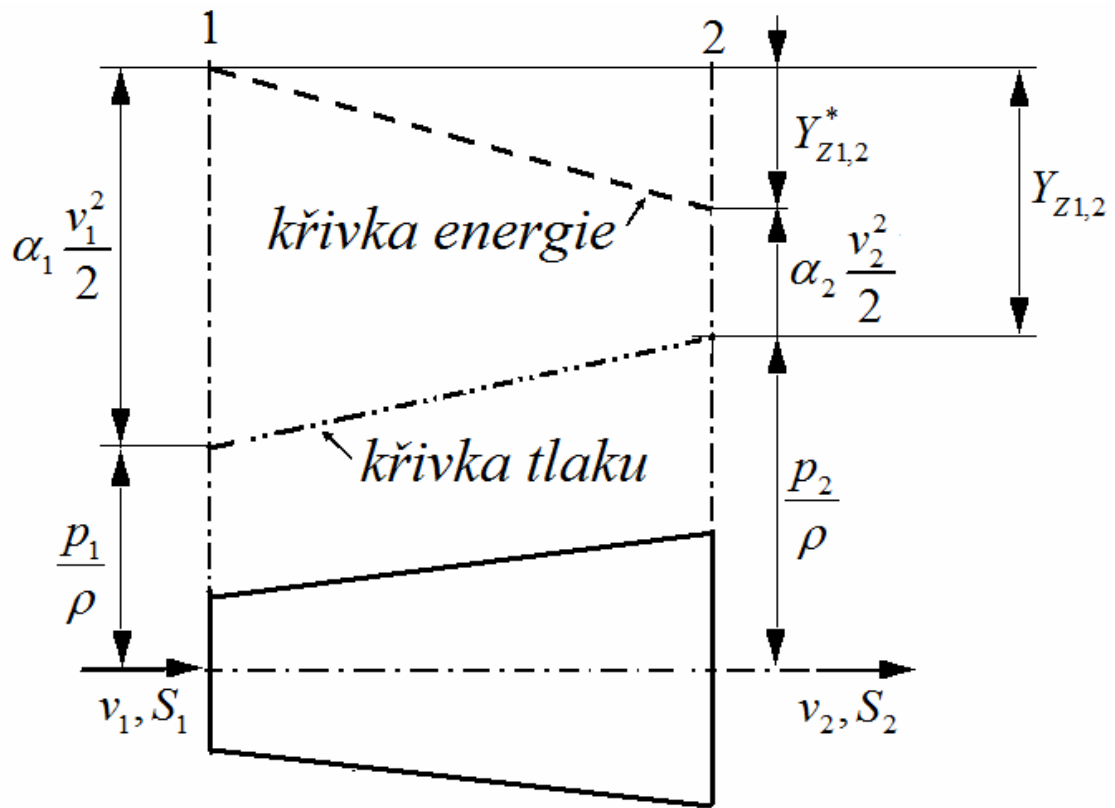
$$\frac{E_{kin}}{E_{celk}} = \frac{\left(\frac{4Q}{\pi D^2 \varphi}\right)^2}{2gH} = \frac{16Q^2}{\pi^2 D^4 \varphi^2 2gH}. \quad (3.14)$$

Jak již bylo naznačeno v kapitole 2.5, může pro Kaplanovu turbínu činit hodnota poměru kinetické a celkové energie i cca 0,4. Z toho vyplývá, že savkou můžeme zpracovat teoreticky 40 % celkové energie, kterou máme k dispozici. Pro Francisovy turbíny činí tato hodnota řádově pouze procenta. V případě Kaplanových turbin je tedy kladen větší důraz na vhodně navrženou sací troubu.

3.4 Metodika hodnocení savky

Jak bylo již dříve uvedeno, savka turbíny, jakožto i každý jiný stroj, nedokáže přeměnit všechnu energii a pracuje s určitou účinností. Energetické ztráty jsou způsobeny především třením v savce, vířením a případně odtržením tranzitního proudu od stěny savky. V praxi se snažíme, aby tyto ztráty byly co nejmenší. Obecně jejich velikost můžeme určit z Bernoulliho rovnice energetické bilance pro výtokové difuzory

$$\frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2} + Y_{z1,2}^* \quad (3.15)$$



obr. 3.14 Energetická bilance přímého difuzoru

Jednotlivé vztahy jsou zřejmé z obr. 3.14. Pokud rovnici (3.15) vynásobíme hustotou ρ , dostaneme vztah

$$p_1 + \alpha_1 \rho \frac{v_1^2}{2} = p_2 + \alpha_2 \rho \frac{v_2^2}{2} + \rho Y_{z1,2}^* \quad (3.16)$$

z kterého lze vyjádřit hodnotu tlakové ztráty na difuzoru $\rho Y_{z1,2}^*$

$$\rho Y_{z1,2}^* = p_1 + \alpha_1 \rho \frac{v_1^2}{2} - p_2 - \alpha_2 \rho \frac{v_2^2}{2} \quad (3.17)$$

Tuto ztrátu lze vztáhnout ke kinetické měrné energii na vstupu do difuzoru

$$\rho Y_{z1,2}^* = \xi^* \rho \frac{v_1^2}{2} \quad (3.18)$$

Koeficientem úměrnosti je součinitel ztrát v přímém difuzoru ξ^* , pro nějž po sloučení rovnice (3.17) a (3.18) platí

$$\xi^* = \frac{p_1 + \alpha_1 \rho \frac{v_1^2}{2} - p_2 - \alpha_2 \rho \frac{v_2^2}{2}}{\rho \frac{v_1^2}{2}} \quad (3.19)$$

Podrobně se problematikou určení ztrátových součinitelů zabývá Hydraulický výzkum kolenových savek kruhových profilů [3]. Tato zpráva uvádí, že je velmi obtížné změřit kritickou energii ve výtokovém průřezu savky, zejména při proudění s odtržením od stěny.

Proto zahrnujeme zpravidla výtokovou ztrátu $\alpha_2 \frac{v_2^2}{2}$ do celkové ztráty výtokového difuzoru

$$Y_{z1,2} = Y_{z1,2}^* + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2}. \quad (3.20)$$

Rovnice (3.17) pak přejde ve tvar

$$\rho Y_{z1,2} = \xi \rho \frac{v_1^2}{2} = p_1 - p_2 + \alpha_1 \rho \frac{v_1^2}{2}, \quad (3.21)$$

a pro součinitel celkových ztrát na difuzoru tedy platí

$$\xi = \frac{p_1 - p_2 + \alpha_1 \rho \frac{v_1^2}{2}}{\rho \frac{v_1^2}{2}}. \quad (3.22)$$

Účinnost savky můžeme definovat jako poměr získaného statického tlaku v savce ku ztrátě na dynamickém tlaku mezi vstupním a výstupním průřezem savky protékané ideální tekutinou.

$$\eta = \frac{P_{s2} - P_{s1}}{P_{d1} - P_{d2}}. \quad (3.23)$$

Tento vztah můžeme rozepsat jako

$$\eta = \frac{\Delta p}{\rho \alpha_1 \frac{v_1^2}{2} - \rho \alpha_2 \frac{v_2^2}{2}}.$$

Když čitatele i jmenovatele podělíme číslem $\rho \frac{v_1^2}{2}$ a výraz upravíme, dostaneme

$$\eta = \frac{\frac{\Delta p}{\rho \frac{v_1^2}{2}}}{\alpha_1 - \alpha_2 \frac{v_2^2}{v_1^2}} = \frac{\frac{\Delta p}{\rho \frac{v_1^2}{2}}}{\alpha_1 - \alpha_2 \frac{v_2^2}{v_1^2}}. \quad (3.24)$$

Pokud uvažujeme proudění beze ztrát ($Y_{z1,2}^* = 0$) a splníme podmínku platnosti rovnice kontinuity $v_1 S_1 = v_2 S_2$, přejde rovnice ve tvar

$$\eta = \frac{\frac{\Delta p}{\rho \frac{v_1^2}{2}}}{\alpha_1 - \alpha_2 \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2}. \quad (3.25)$$

Čitatel výrazu (3.25) je v literatuře [1] nazýván jako dolní účinnost savky

$$\eta_d = \frac{p_2 - p_1}{\rho \frac{v_1^2}{2}}. \quad (3.26)$$

Je to poměr získaného statického tlaku v savce a dynamického tlaku na vstupu do savky. Někdy je také nazýván koeficientem tlakové regenerace c_p [3]. Pokud do vztahu (3.22) dosadíme dolní účinnost savky (koeficient tlakové regenerace), dostaneme výraz pro součinitel celkových hydraulických ztrát

$$\xi = \frac{\alpha_1 \rho \frac{v_1^2}{2} - (p_2 - p_1)}{\rho \frac{v_1^2}{2}} = \alpha_1 - c_p. \quad (3.27)$$

Takže funkční závislost mezi koeficient tlakové regenerace a celkovými ztrátami na difuzoru je vyjádřena vztahem

$$c_p = \alpha_1 - \xi. \quad (3.28)$$

Jmenovatel výrazu (3.25) literatura [3] značí jako koeficient tlakové regenerace při proudění kapaliny ideálním difuzorem (c_{pi}), tj. v difuzoru bez hydraulických ztrát ($Y_{z,1,2}^* = 0$)

$$\eta = \frac{c_p}{c_{pi}}. \quad (3.29)$$

Koeficienty α ve výše uvedených výrazech označují Coriolisovo číslo, neboli součinitel zahrnující tvar rychlostního profilu. Je dán vztahem

$$\alpha = \frac{\int v^2 v_x dS}{\bar{v}^3 S}, \quad (3.30)$$

kde veličina v udává velikost vektoru rychlosti, který je dán složkami $v(v_x, v_y, v_z)$, v_x vyjadřuje normálovou složku vektoru na daném průřezu a konečně hodnota \bar{v} je střední průřezová rychlost daná průtokem $\bar{v} = \frac{Q}{S}$.

3.5 Hodnoty charakteristické pro MVE Vratimov

V kapitole 3.3 jsme zavedli pojem poměrná část energie teoreticky zpracované savkou, což je poměr kinetické energie, kterou má savka k dispozici na vstupu ku celkové energii vycházející z rozdílu hladin, tedy hrubého spádu. Po dosazení hodnot charakteristických pro MVE Vratimov do rovnice (3.14) obdržíme

$$\frac{E_{kin}}{E_{celk}} = \frac{16Q^2}{\pi^2 D^4 \varphi^2 2gH} = \frac{16 * 3,146^2}{\pi^2 * 1^4 * 0,8775^2 * 2 * 9,81 * 2,57} \doteq 0,413 = 41,3\%$$

kde Q ...projektovaný průtok turbínou [m³.s⁻¹]

D....průměr oběžného kola [m]

φ....koeficient zahrnující průřez náboje oběžného kola na zmenšení průtočného

průřezu $\varphi = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 = 1 - \left(\frac{0,35}{1}\right)^2 = 0,8775$ [m]

H...hrubý spád [m]

Po numerické simulaci proudění v savce MVE Vratimov pomocí CFD, kterou jsme popsali v kapitole 2.4.3, byly získány hodnoty uvedené tabulkou 3.1.

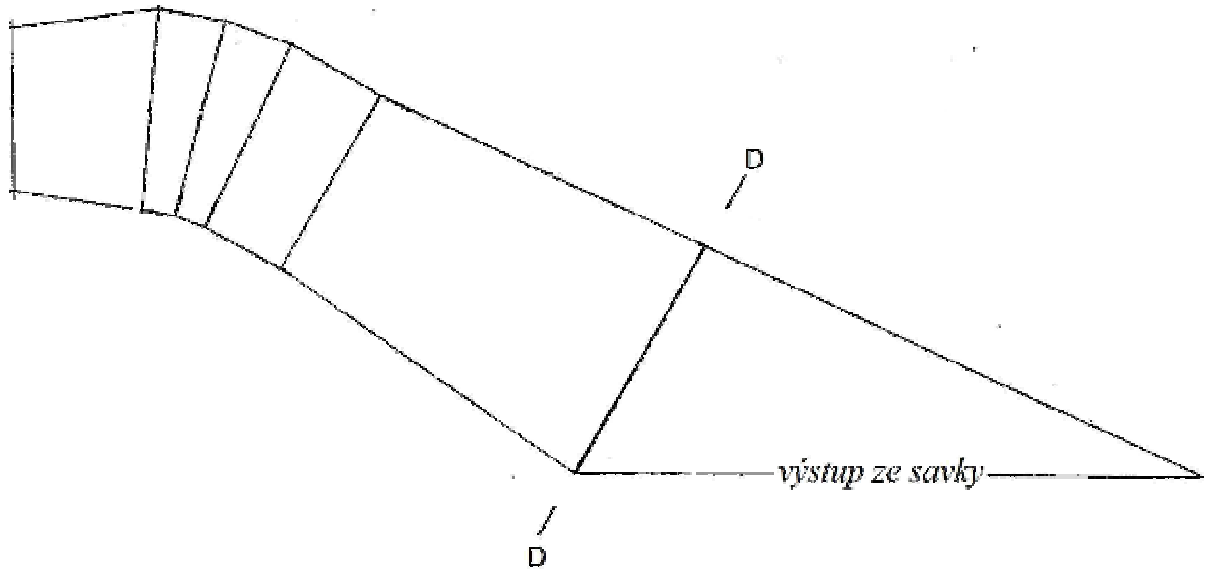
místo vyhodnocení	Δp	S ₁	S ₂	v ₁	v ₂	α ₁	α ₂	Ξ	ξ*	c _p	η
	[Pa]	[m ²]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
řez D	6386	0,7854	2,0702	4,088	1,923	1,06	1,93	0,295	0,017	0,765	97
výstup	5178	0,7854	5,6856	4,088	1,683	1,06	2,49	0,44	0,391	0,62	61,3

tab. 3.1 Vyhodnocení savky MVE Vratimov

Rychlost v₂ v řezu D se vlivem sekundárního proudění v odtržené mezní vrstvě velmi liší od hodnoty dané průtokem $Q = v_1 S_1$.

$$v_{2e} = \frac{Q}{S_2} = v_1 \left(\frac{S_1}{S_2}\right) = 4,088 * \left(\frac{0,7854}{2,0702}\right) = 1,55 m.s^{-1}$$

Hodnoty ztrát a účinností pro savku danou vstupem a řezem D jsou z nejistých příčin chybné. Může tak být z důvodu, že jsme savku hodnotili v oblasti odtrženého proudění, kde dochází k víření a zpětnému proudění. Savka byla také vyhodnocena mezi vstupním průřezem a výstupem ze savky, kde opět hodnoty účinnosti nemůžeme brát jako směřodátné. Obě místa vyhodnocení jsou znázorněna na obrázku 3.15.

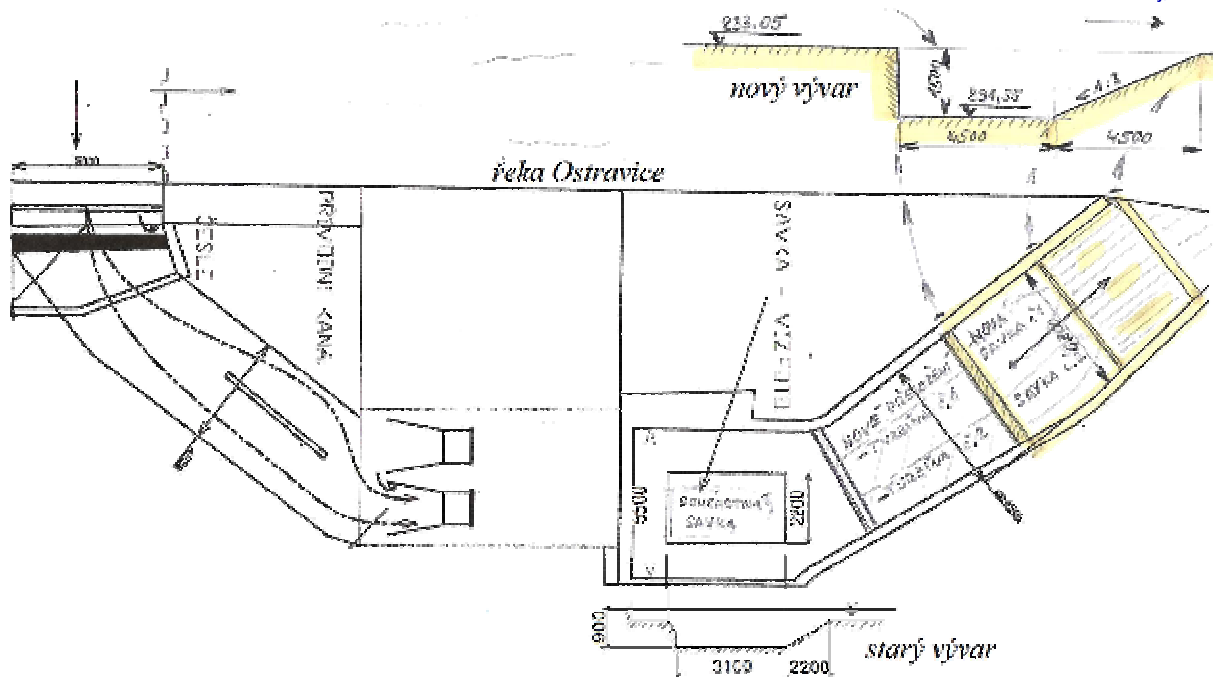


obr 3.15 Oblasti vyhodnocení numerické simulace proudění

4 Řešení sníženého výkonu

Příčinou sníženého výkonu MVE Ostravice je tedy nevhodně navržená savka a omezené dispozice výtokového kanálu, do kterého savka ústí. Řešení současné situace bude spočívat v úpravě těchto elementů. S provozovatelem byla dohodnuta stavba nového výtokového kanálu. V horizontu dvou let je naplánován přesun turbosoustrojí o cca 5 metrů dále po proudu. V těchto místech byla vybudována základna pro umístění dvou strojů a také nové vývařiště savek. Oproti současnému provedení disponuje výtokový kanál rozšířením do všech stran a je tak značně prostornější. Vše je znázorněno na obrázku 4.1. V průběhu zpracování této diplomové práce byla již stavba dokončena.

Následující kapitoly se budou týkat samotné savky. Prvním úkolem po kontaktu s provozovatelem bylo upravit stávající savku bez nutnosti modifikace současného betonového vývaru. Cílem bylo nalézt ekonomicky nenáročné řešení, které by částečně zvýšilo současný výkon na hodnotu, při které by se provozovala elektrárna do doby, než nastanou podmínky vhodné k přesunu stroje na místo nového uložení. Druhým úkolem byl návrh zcela nové savky s ohledem na tvar nového vývaru. Tato úprava by již měl zvýšit současný výkon $P_{\text{souč}} = 35 \text{ kW}$ na projektovanou hodnotu činicí $P_{\text{projekt}} = 55 \text{ kW}$



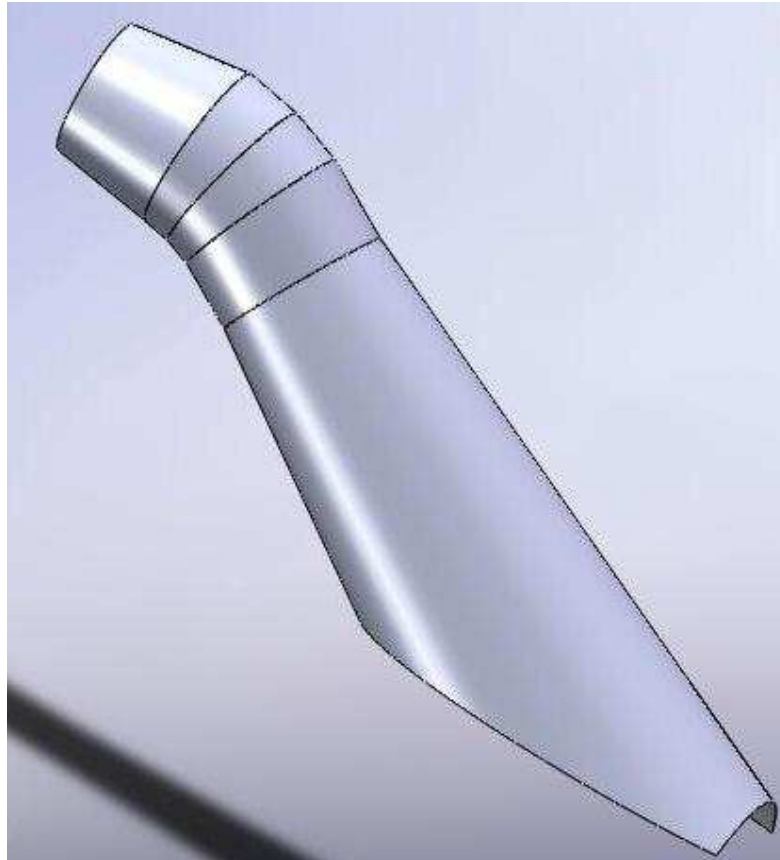
obr. 4.1 Nové umístění MVE

4.1 Úprava stávající savky

Jak již bylo uvedeno v předchozích kapitolách, vinou sníženého výkonu MVE je mimo jiné odtržení proudu od vnitřní stěny savky vlivem velkého vrcholového úhlu vstupního difuzoru. Jelikož je tento kužel uložen v betonové stěně, následující úpravy se budou týkat pouze zbylé části savky.

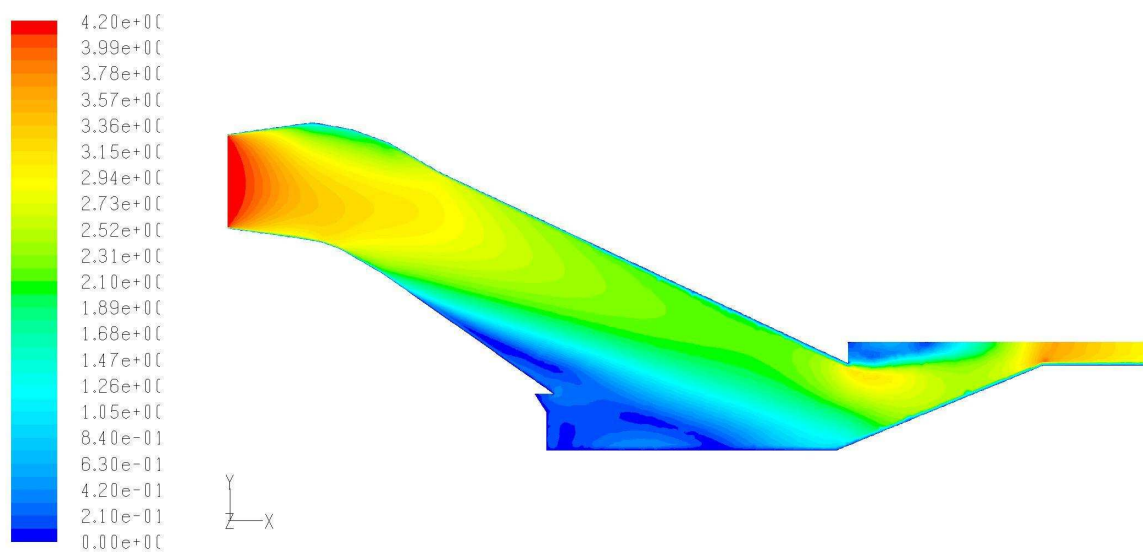
4.1.1 Úprava č.1 - odříznutý vrchol savky

Cílem této úpravy bylo odříznout vrchol (špičku) sací trouby a tím umožnit vodě, aby mohla volněji opouštět prostor vývaru a nedocházelo tak k brždění proudu. Vzdálenost řezu od vrcholu savky činí $l = 700\text{mm}$. Byla volena tak, aby zůstala zachována doporučená hloubka zanoření výstupu savky. Pokud by vzdálenost mezi hladinou v odtokovém kanálu a výstupním průřezem savky byla menší než cca 25 cm, mohlo by dojít k přisávání vzduchu a vyplnění prostoru savky vzduchovým vakem.

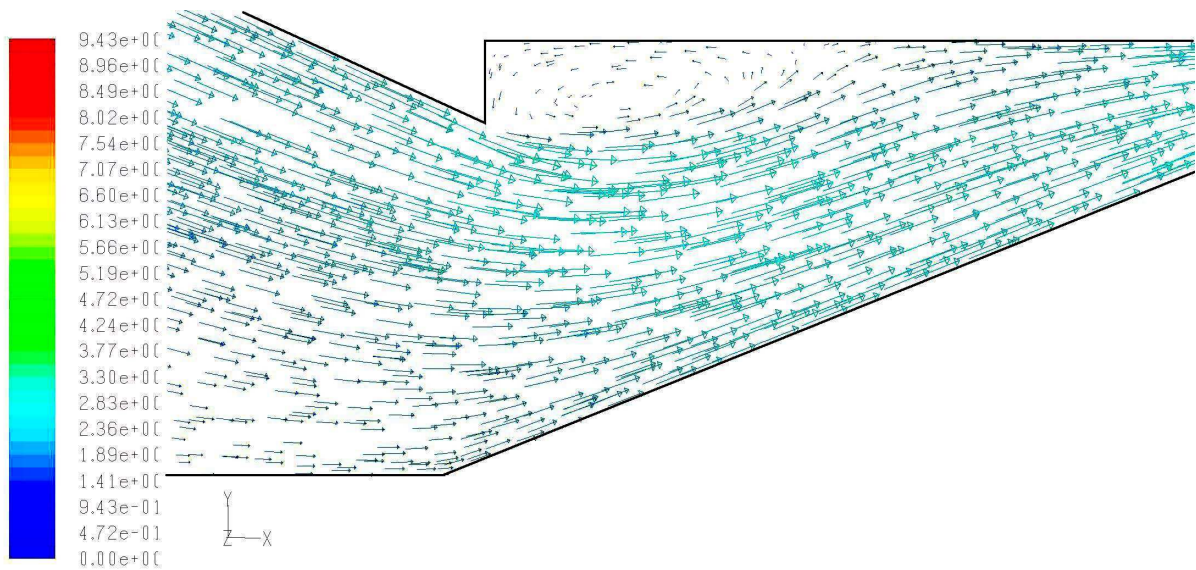


obr. 4.2 Odříznutá špička savky ve vzdálenosti $l = 700$ mm od vrcholu

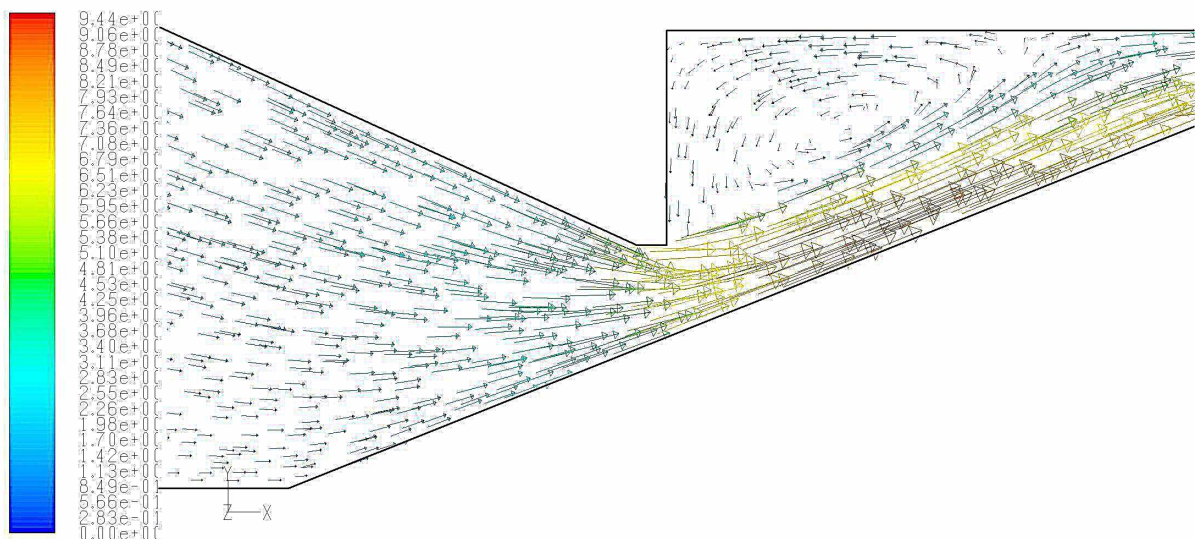
Proudění v takto upravené savce jsme namodelovali opět pomocí CFD programu Fluent. Byly získány následující obrázky rychlostního pole a vektorů rychlosti. Pro srovnání je zde uveden obrázek 4.5 vektorů rychlosti proudu v původní savce.



obr. 4.3 Rychlostní pole proudění v savce s odříznutým vrcholem



obr. 4.4 Vektory rychlosti proudění v savce s odříznutým vrcholem

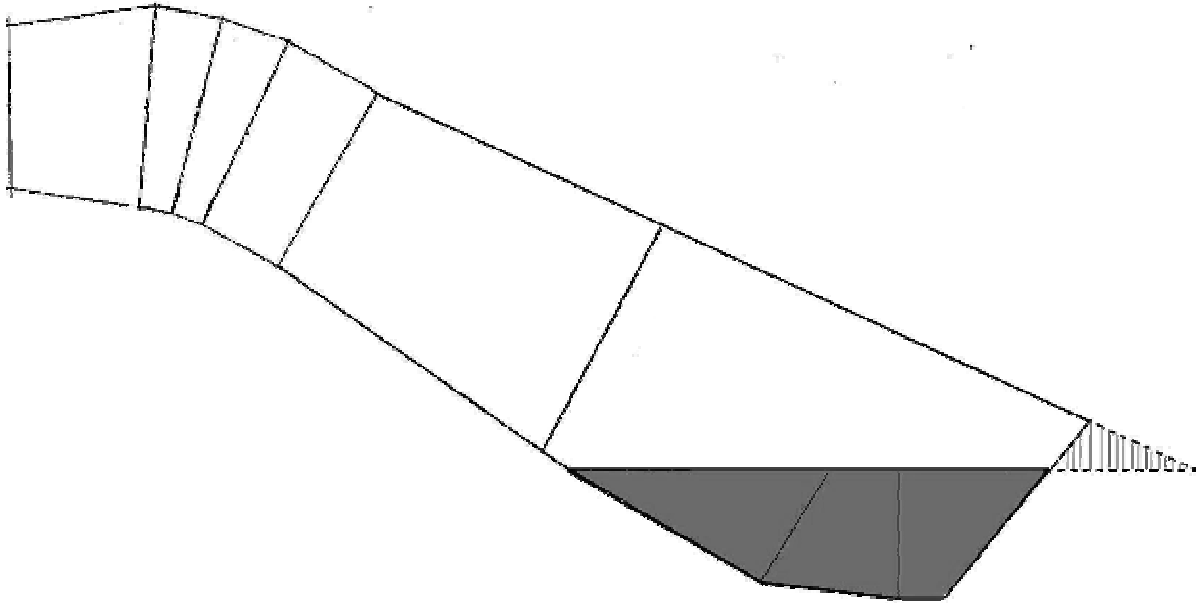


obr. 4.5 Vektory rychlosti proudění v původní savce

Obrázek 4.3 rychlostního pole dokazuje, že k odtržení proudu od vnitřní stěny savky neustále dochází. Cílem této úpravy však nebylo tomuto jevu zamezit, nýbrž uvolnit prostor mezi betonovým dnem výtokového kanálu a vrcholem sací trouby. Vektory rychlostí na obrázku 4.4 jsou svou téměř třetinovou hodnotou oproti původnímu řešení (obr 4.5) jasným důkazem, že se nám tak povedlo.

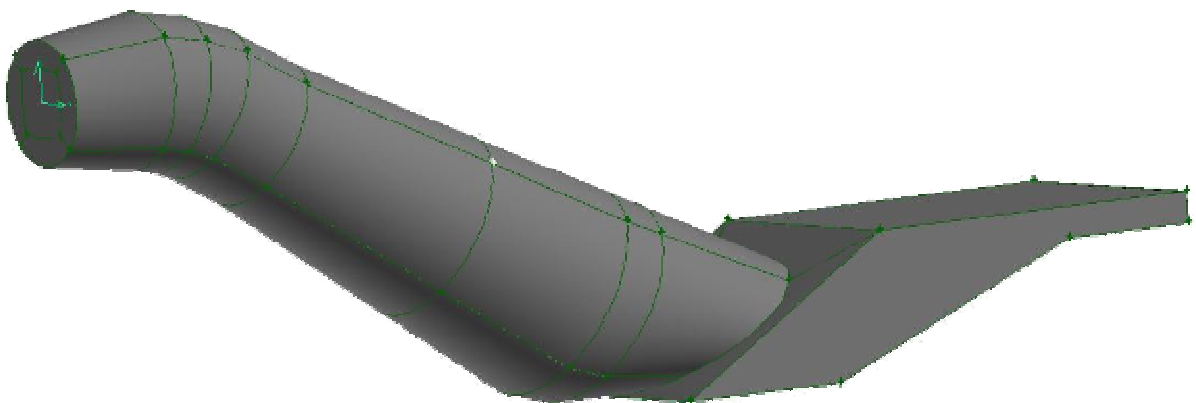
4.1.2 Úprava č.2 – prodloužení stěny savky

Jak je zřejmé z obrázku 2.15 dochází k nepříznivým jevům víření a následného brždění proudu vlivem nárazu vody do dna betonového vývaru. Snahou o předejití tomuto jevu byla úprava č.2 a to prodloužení spodní stěny savky. Stěna sací trouby byla nastavena pomocí tří ohýbaných plechových segmentů, které by byly navzájem svařeny (viz obr. 4.6).



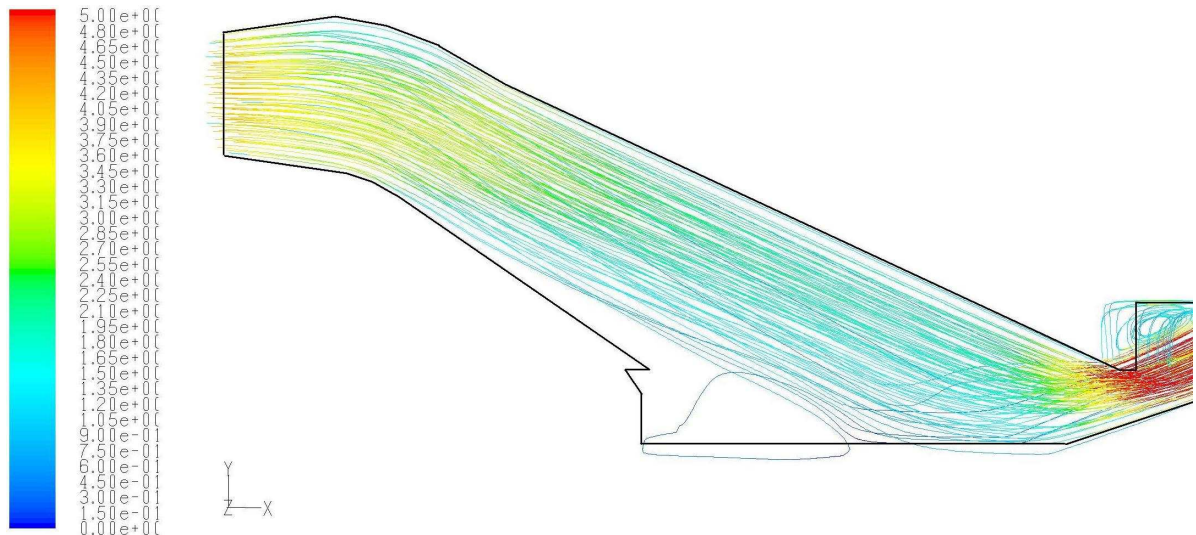
obr. 4.6 Úprava č.2 - prodloužená stěna savky

Trojrozměrný model úpravy č.2 pro numerickou simulaci proudění je pak znázorněn na obr. 4.7.

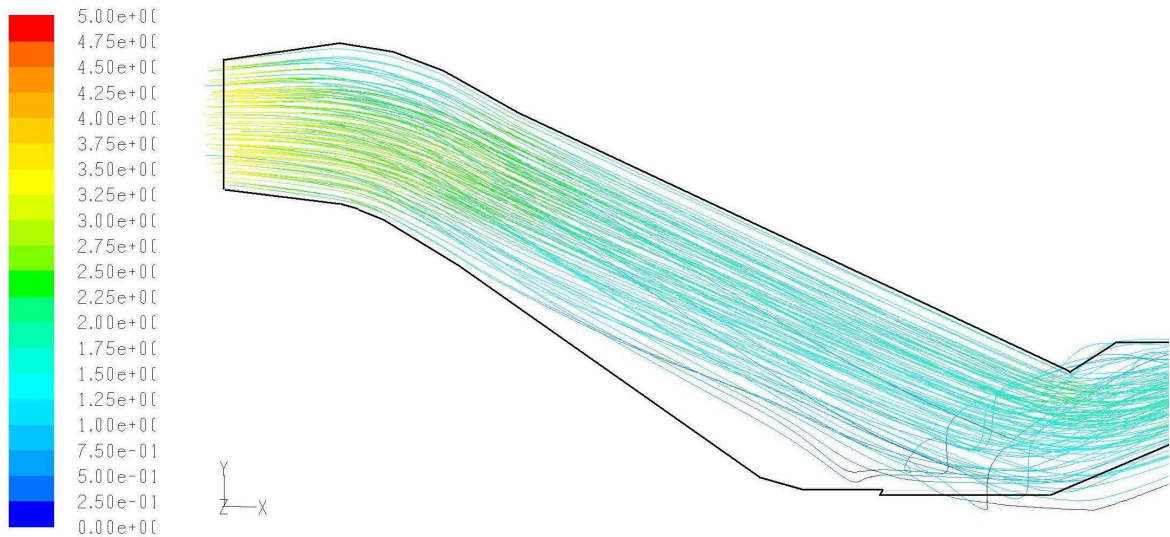


obr. 4.7 3D model vytvořen v grafickém prostředí softwaru Gambit

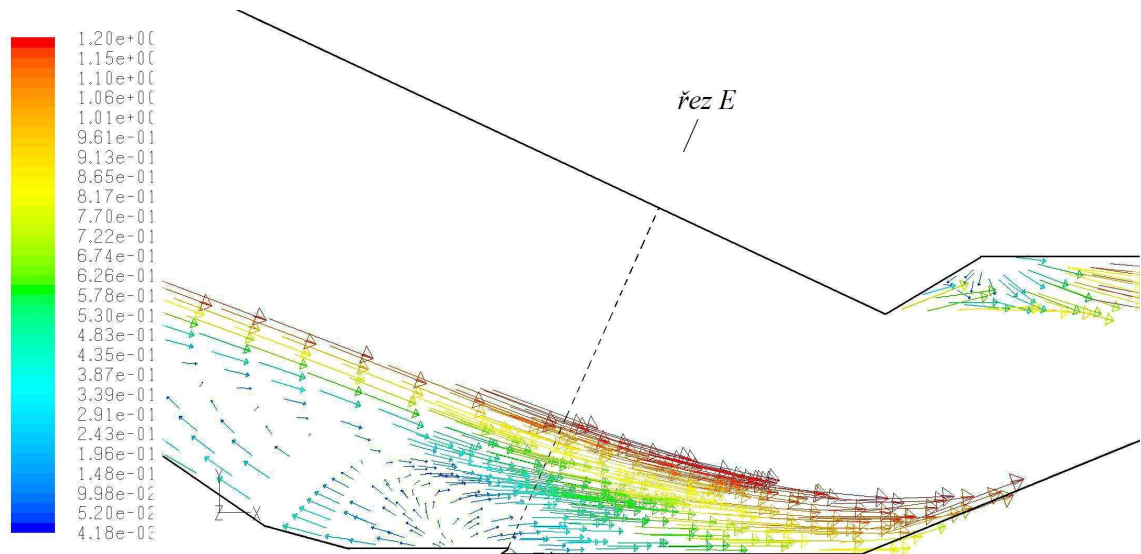
Představu o tom, zda prodloužení stěny savky nasměruje tok kapaliny více po proudu a zamezí tak brždění o dno, si můžeme udělat z průběhu trajektorií částic kapaliny (obr. 4.8 a 4.9)



obr. 4.8 Trajektorie vody v původní savce (pozn. barva odpovídá velikosti rychlosti)



obr. 4.9 Trajektorie vody v prodloužené savce (pozn. barva odpovídá velikosti rychlosti)



obr. 4.10 Vektory rychlosti na výstupu z prodloužené savky

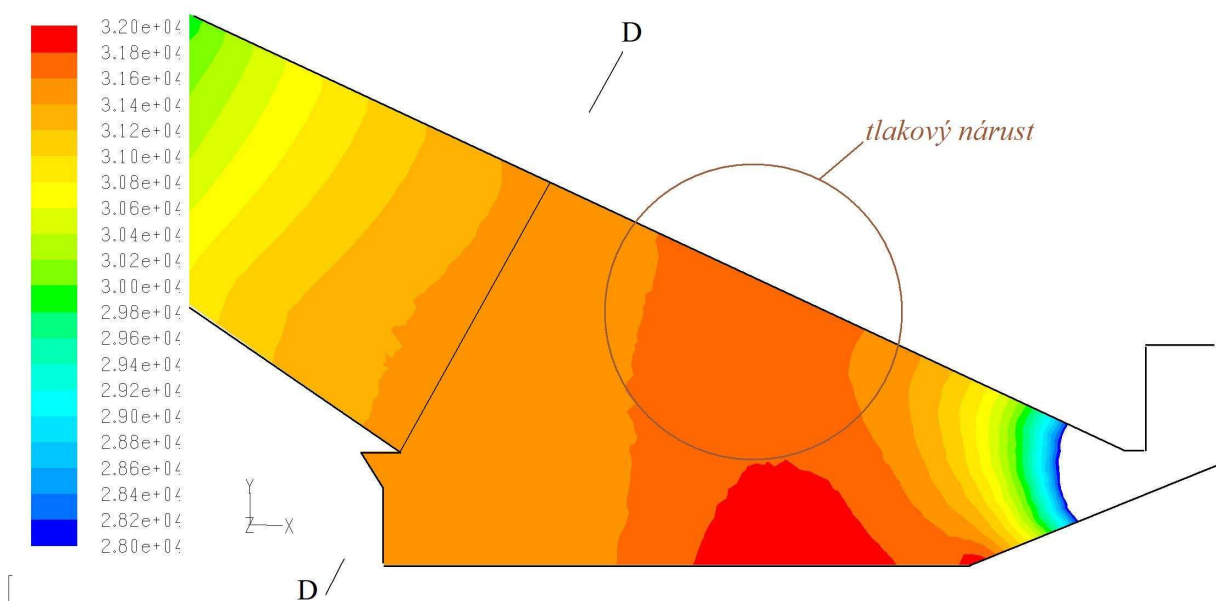
Z obrázků je zřejmé, že k cílenému nasměrování proudu touto úpravou nedochází. Dalo by se tak předpokládat, neboť prodloužená stěna savky se nachází v místě utrženého proudění a na tok kapaliny tak nemá velký vliv. Pokud však srovnáme obr. 4.10 vektorů rychlosti s vektory charakteristickými pro původní savku (obr. 2.15) můžeme si všimnout, že díky prodloužené stěně došlo k potlačení víření. Hodnoty vycházející z numerické simulace proudění v prodloužené savce jsou v tabulce 4.1. Účinnost zde záměrně není vyhodnocena.

místo vyhodnocení	Δp [Pa]	S_1 [m ²]	S_2 [m ²]	v_1 [m.s ⁻¹]	v_2 [m.s ⁻¹]	α_1 [-]	α_2 [-]	ξ [-]	ξ^* [-]	c_p [-]	η %
řez E	6554	0,7854	2,083	4,089	1,78	1,06	1,63	0,274	0,043	0,785	-

tab. 4.1 Výsledky numerické simulace proudění prodlouženou savkou

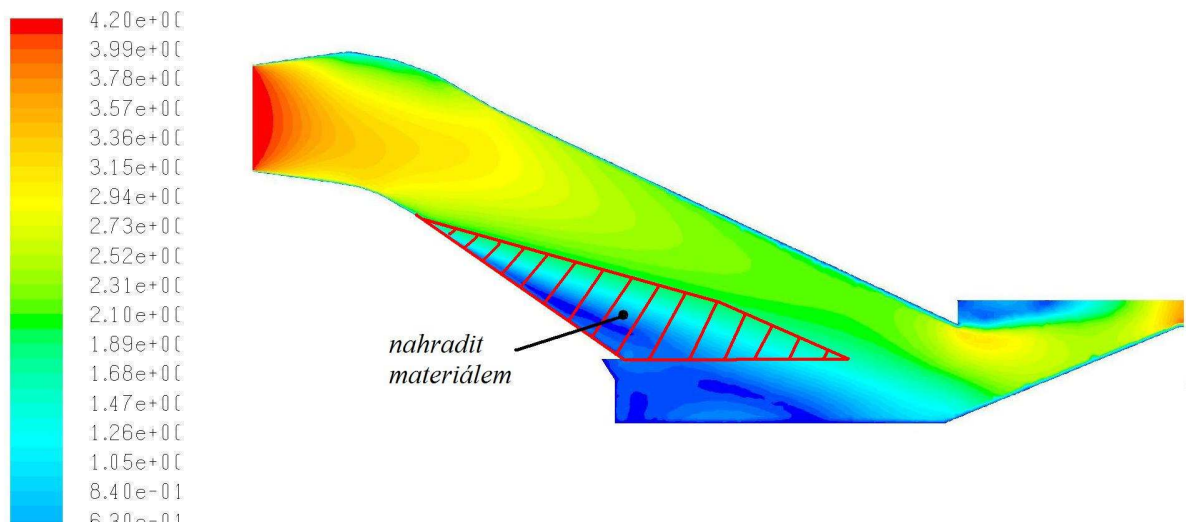
4.1.3 Úprava č.3 – vyplnění oblasti odtrženého proudění materiálem

Na obrázku 4.11 tlakového pole původní savky si můžeme povšimnout oblasti za místem řezu D, kde stále dochází k tlakovému zisku. Pro zopakování: V kapitole 2.4.2 jsme považovali řez D za výstupní plochu analyzované savky, neboť v oblasti za tímto místem savka zcela ztrácí svoji funkci přeměny kinetické energie na tlakovou. Vůči horní stěně totiž nemá odpovídající protistěnu a rychlost proudu tak již nemůže vlivem difuzornosti klesat. Jak již bylo naznačeno, i přes tuto skutečnost k nepatrnému tlakovému zisku za průřezem D dochází. Održený proud totiž tvoří zbylé části savky protistěnu a proto savka mění kinetickou energii proudu na tlakovou i ve své poslední části.



obr. 4.11 Tlakový zisk v poslední části savky MVE Vratimov

Z těchto zjištění vychází v pořadí již třetí finančně nenáročný návrh, jak snížit hydraulické ztráty v savce a tím zvýšit výkon MVE na řece Ostravici. Jak uvádí literatura [2], již pouhé vyplnění prostoru odtrženého proudu vede k několikaprocentnímu zvýšení účinnosti. Bylo tedy navrženo vyplnit tuto oblast materiálem (obr. 4.12). Touto úpravou bychom sice zamezili odtržení proudění od stěny, avšak vzhledem k následnému malému výstupnímu průřezu savky by výstupní rychlost byla velmi vysoká a způsobila tak velké ztráty.



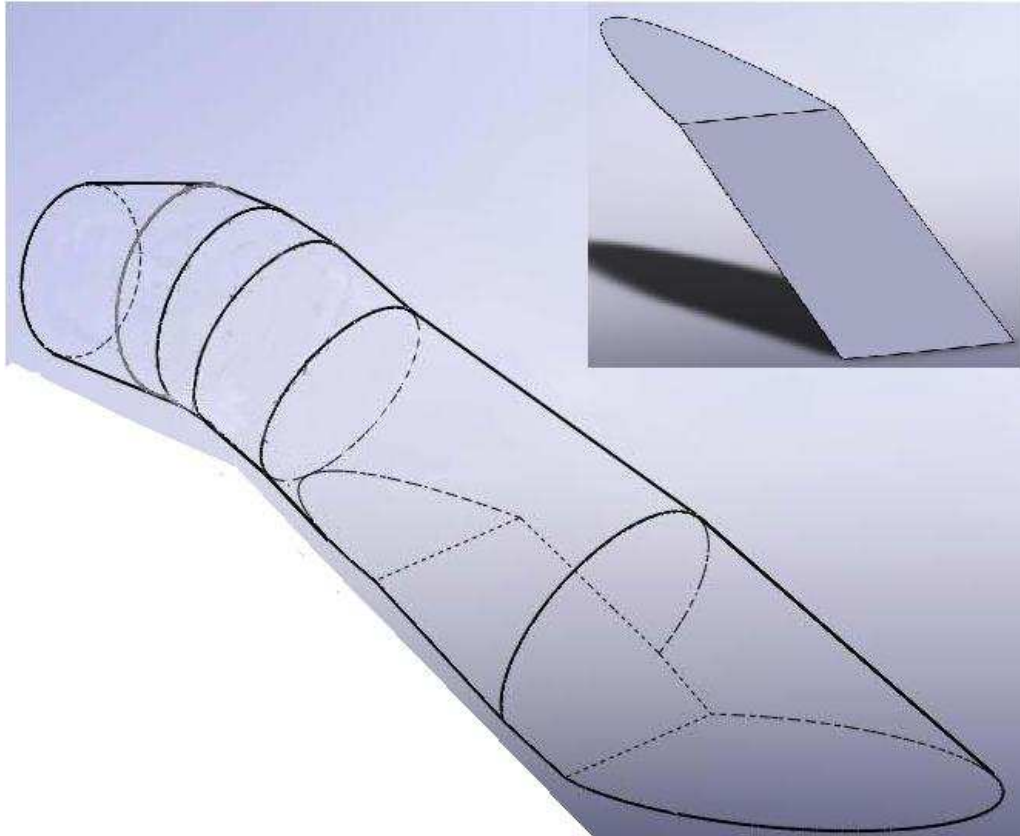
obr. 4.12 Vyplnění odtrženého proudu materiálem

Byla proto navržena vestavba dle obr. 4.13, vložená do savky s odříznutým vrcholem. Ve své první části vyplní prostor odtrženého proudění. Vlivem tvaru zbylé části však dochází k nárůstu průtočného průřezu a tedy ke snížení rychlosti a přeměně energie. Difuzornost byla volena dle zásady uvedené v kapitole 2.4, rovnicí

$$\frac{\sqrt{S_{i+1}} - \sqrt{S_i}}{l_i} = \frac{1}{5} \div \frac{1}{8}.$$

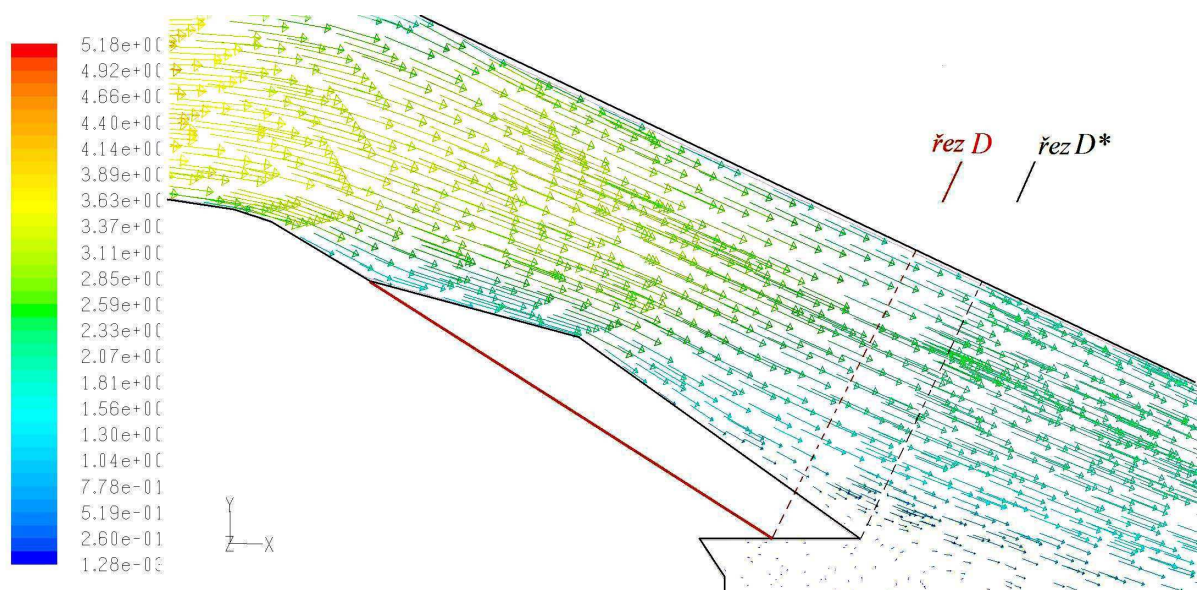
Za dodržení horní dovolené hranice difuzornosti, tj. 1/5, vyšla plocha S_2^* výstupního průřezu savky v provedení s vestavbou pouze o 4,5% menší než plocha, odpovídající danému místu savky bez vestavby. Takto vložená vestavba by tedy nezvýšila velikost ztrát výstupní rychlostí.

Tyto předpoklady nám měla ověřit numerická simulace proudění provedená opět pomocí CFD programu Fluent.

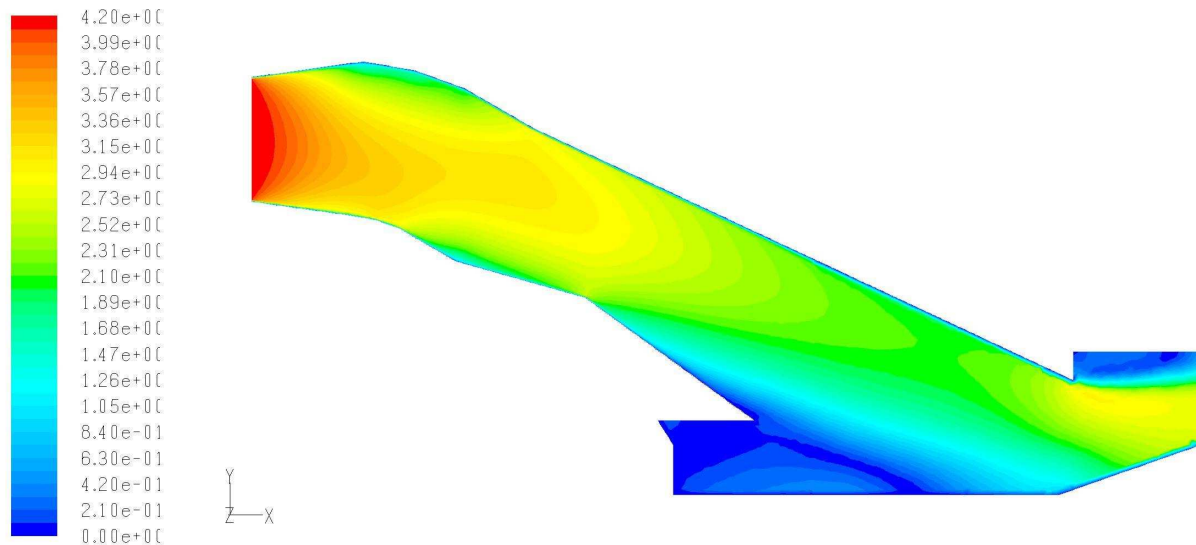


obr. 4.13 Provedení vestavby v původní savce

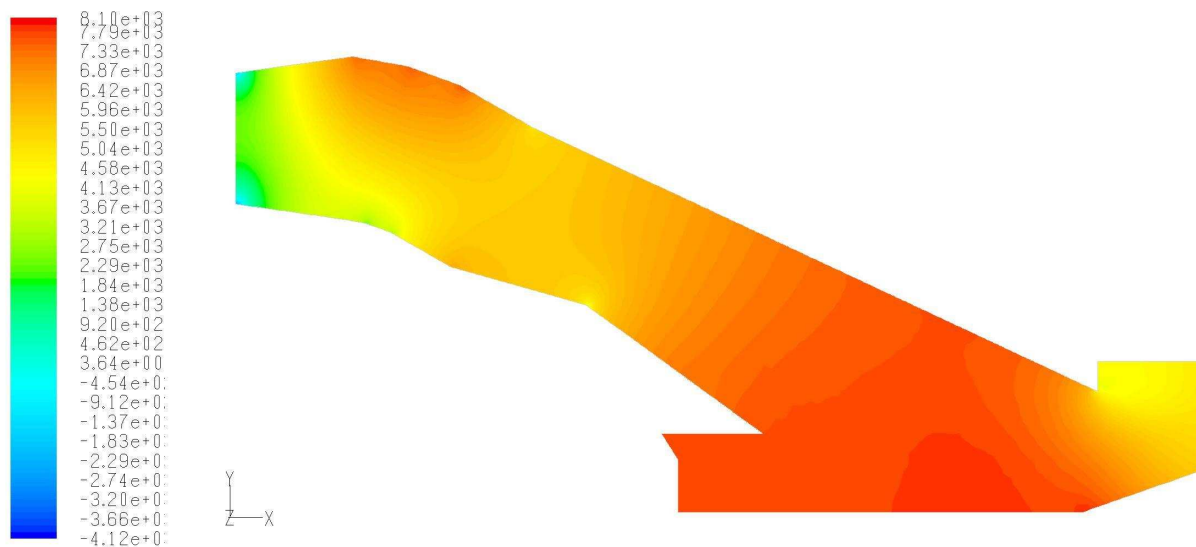
Vektory rychlosti, resp. rychlostní a tlakové pole, jsou uvedeny na obrázcích 4.14, resp. 4.15 a 4.16. Na obr 4.14 je navíc znázorněn obrys proudy vody savkou bez vestavby spolu s plochou S_2 danou řezem D , na které jsme prováděli vyhodnocení. Výstupní průřez savky s vestavbou je dán řezem D^* .



obr. 4.14 Vektory rychlostí v savce s vestavbou



obr. 4.15 Rychlostní pole v savce s vestavbou

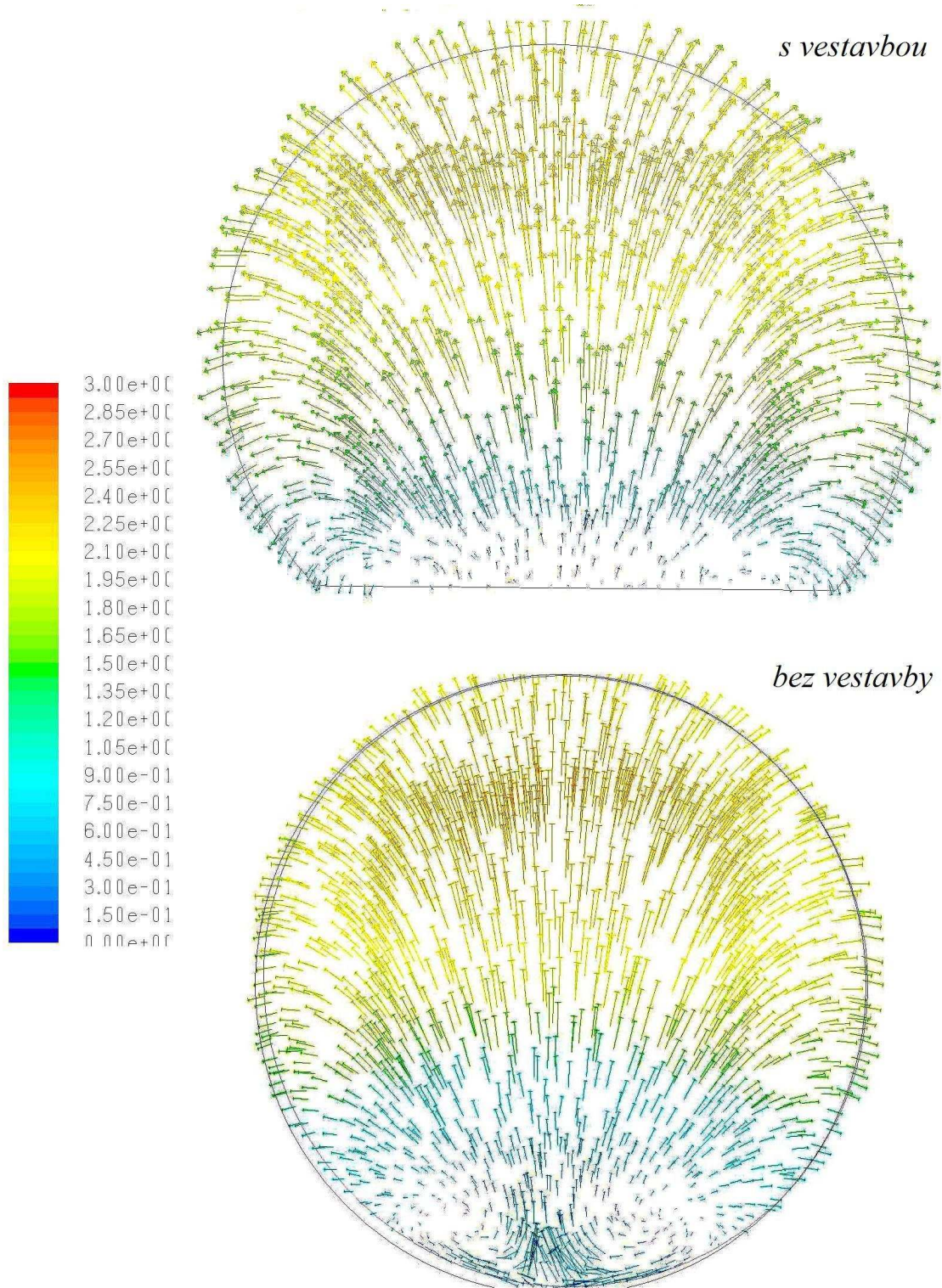


obr. 4.16 Tlakové pole v savce s vestavbou

Rychlostní pole na vertikálním řezu savky s vestavbou se oproti původnímu příliš nezměnilo. Z obr. 4.17, kde jsou znázorněny vektory rychlostí proudu na výstupním průřezu savky, je však patrné, že vložení vestavby jsme zamezili vzniku kolenových vířů a tím snížení hydraulických ztrát. Použitím vestavby jsme také získali rovnoměrnější rychlostní pole a zamezili tak zpětnému sekundárnímu proudění, což má za následek znatelné snížení rychlosti v_2 . Rovnoměrnější rychlostní profil zohlední nižší hodnota Coriolissova čísla. Parametry charakteristické pro proudění v savce s odříznutým vrcholem v provedení s vestavbou jsou zapsány v tab. 4.2.

místo	Δp	S_1	S_2^*	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	Ξ^*	c_p	η
vyhodnocení	[Pa]	[m ²]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
řez D^*	6543	0,7854	1,985	4,089	1,69	1,06	1,5	0,275	0,04	0,784	-

tab. 4.2 Výsledky numerické simulace proudění savkou bez špičky v provedení s vestavbou

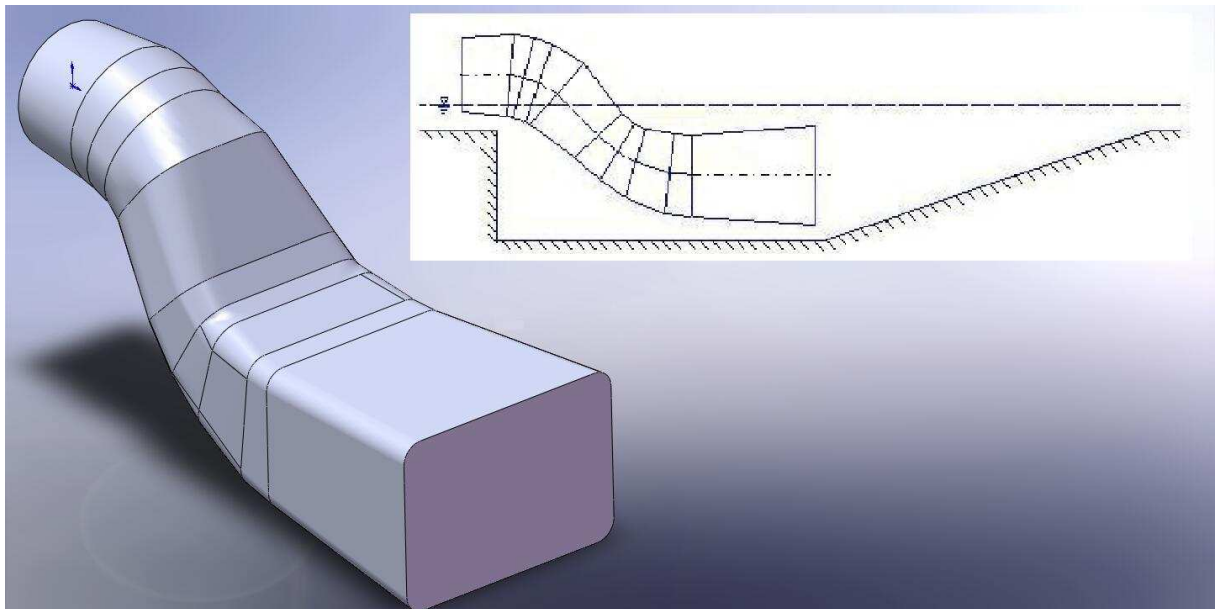


obr. 4.17 Vektory rychlosti v řezu „ D^* “ savky s vestavbou a řezu „ D “ savky bez vestavby

Z důvodů uvedených v začátku této kapitoly dochází k tlakovému nárůstu i za výstupním průřezem savky. Abychom tento tlakový nárůst ještě zvýšily, mohli bychom se pokusit o prodloužení vestavby. Znamenalo by to však doplnit i chybějící stěny savky. Vzhledem k výrobní náročnosti těchto dílců by nebyl získaný tlakový nárůst adekvátní a proto se touto modifikací nebudeme zabývat.

4.2 Návrh nové savky

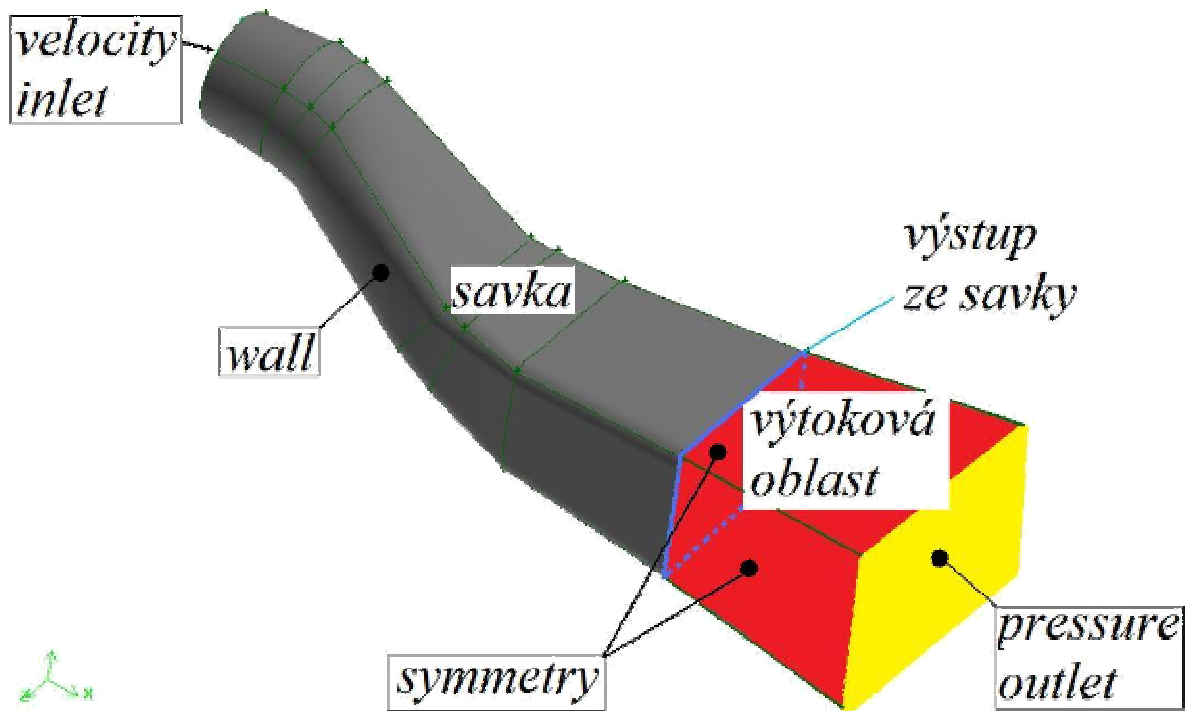
V následujících částech této diplomové práce se budeme zabývat návrhem nové savky pro MVE na řece Ostravici. Pro tyto účely byl vybudován nový odtokový kanál popsáný na začátku kapitoly 4. Jako typ nové savky byla volena tzv. kolenová „S“ savka, s kterou jsme se již seznámili v kapitole 2.1. Bylo řečeno, že její název pochází z konstrukce dvou protisměrných kolen dávajících tvar písmene S. Typická S savka má kruhový vstupní průřez a pozvolna přechází v průřez obdélníkový. Jeho plocha je dána průtokem, resp. rychlostí proudu, která by měla ležet v intervalu 1 až 1,5 m.s⁻¹. Je nutno dodržet správné pořadí prvků a to difuzor – koleno – konfuzor – koleno – difuzor. Jak savka složená s těchto konstrukčních prvků vypadá, lze vidět na obr. 4.18.



obr. 4.18 Kolenová „S“ savka

Při návrhu nové savky byl opět využit výpočetní program CFD. 3D geometrie byla u většiny následujících návrhů vytvořena pomocí konstrukčního softwaru SolidWorks 2007. Po té byl model exportován do grafického prostředí Gambit, kde byla vytvořena výpočetní síť pomocí šestistěnných prvků. Počet buněk se pohyboval v rozmezí 800.000 – 1.100.000 v závislosti na

složitosti geometrie. Vzhledem k vysokým nárokům na výpočetní techniku při následné simulaci proudění v savce CFD programem Fluent nebyl a priori modelován výtokový kanál. Abychom však nevyhodnocovali savku v okrajové podmínce, byla geometrie savky prodloužena. Červeně označená část modelu na obr. 4.19 simuluje výtokovou oblast, šedá pak samotnou savku. Volené okrajové podmínky jsou na tomtéž vyobrazení.

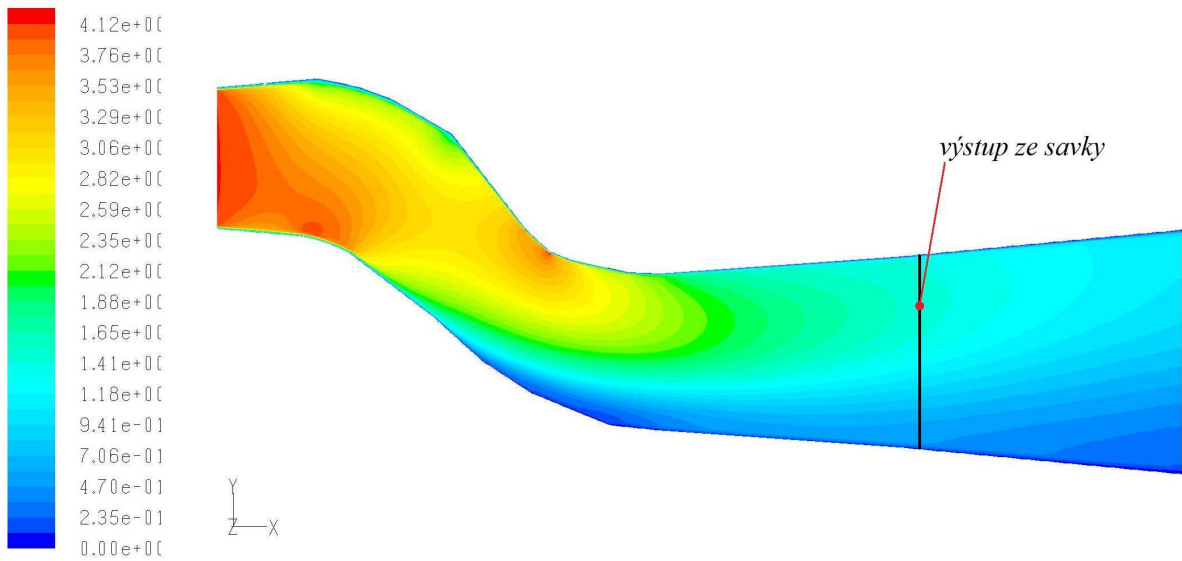


obr. 4.19 3D geometrie pro Fluent vč. okrajových podmínek

Model turbulence a ostatní nastavení Fluentu jsou totožné s parametry uvedenými v kapitole 2.4.3, které byly použity pro simulaci proudění u předchozích geometrií.

4.2.1 Nová savka – návrh č.1

Model savky uvedené na obrázku 4.18 sloužil jako první návrh pro naši MVE. Na obr. 4.20 je znázorněn průběh rychlosti toku kapaliny savkou. Můžeme si povšimnout, že rychlostní pole je zejména v poslední části savky značně nerovnoměrné. Jelikož koncový difuzor by u naší navržené savky měl mít zásadní vliv na přeměnu kinetické energie v tlakovou, měl by být tvar rychlostního profilu na jeho vstupu rovnoměrnější. V tabulce 4.3 jsou vyneseny hodnoty parametrů charakteristických pro proudění v savce. Po vizuálním srovnání průběhu proudění s vypočítanou celkovou účinností, musíme zcela jistě dojít k závěru, že velikost účinnosti určena rovnicí 3.24 je chybná.

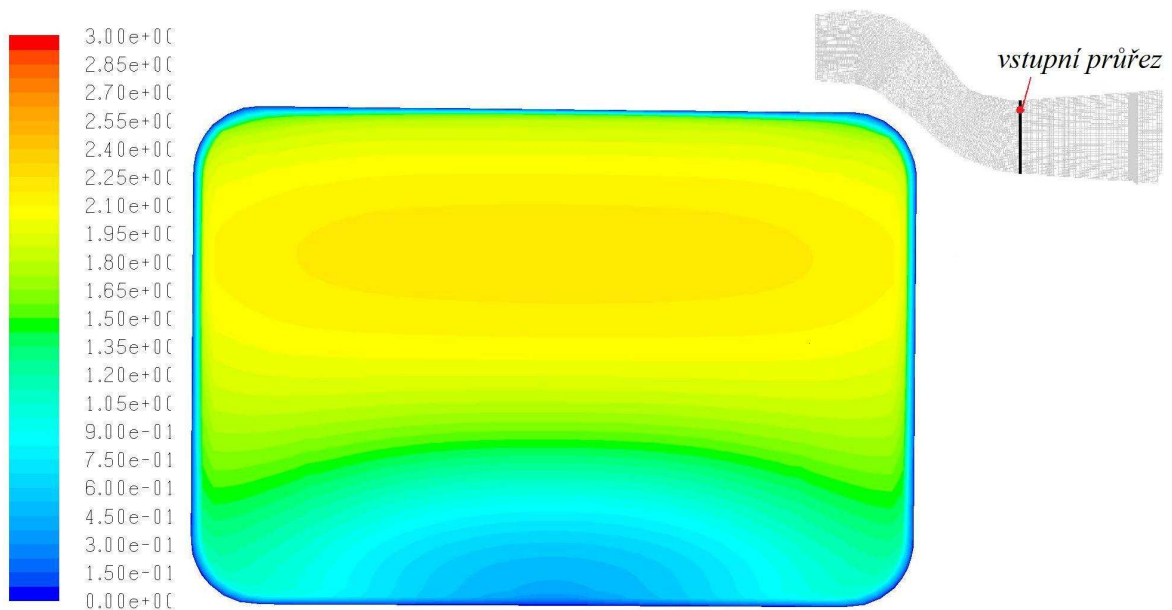


obr. 4.20 Rychlostní pole v savce návrhu č.1

Δp	S_1	S_2	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	ξ^*	c_p	η
[Pa]	[m ²]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
6218	0,7854	2,5449	3,844	1,32	1,11	1,53	0,272	0,126	0,843	87

tab. 4.3 Hodnoty charakteristické pro proudění savkou dle návrhu č.1

Měli bychom tedy najít jiný vhodný způsob, jak savku hodnotit. K tomu nám může posloužit výše uvedený koncový difuzor. Pokud tento element námi navržené savky nebude pracovat správně, sníží schopnost přeměny energie celé savky.



obr. 4.21 Rychlostní pole na vstupním průřezu koncového difuzoru

Krom savky jako celku se budeme soustředit i na samotný koncový difuzor. V tabulce 4.4 jsou hodnoty získané pro tento koncový difuzor jako součásti celé savky. Hodnota Coriolisova čísla α_1 , zahrnující vliv nerovnoměrnosti rychlostního pole na vstupu do koncového difuzoru (obr 4.21), má zásadní vliv na účinnost přeměny (viz rovnice (3.24)).

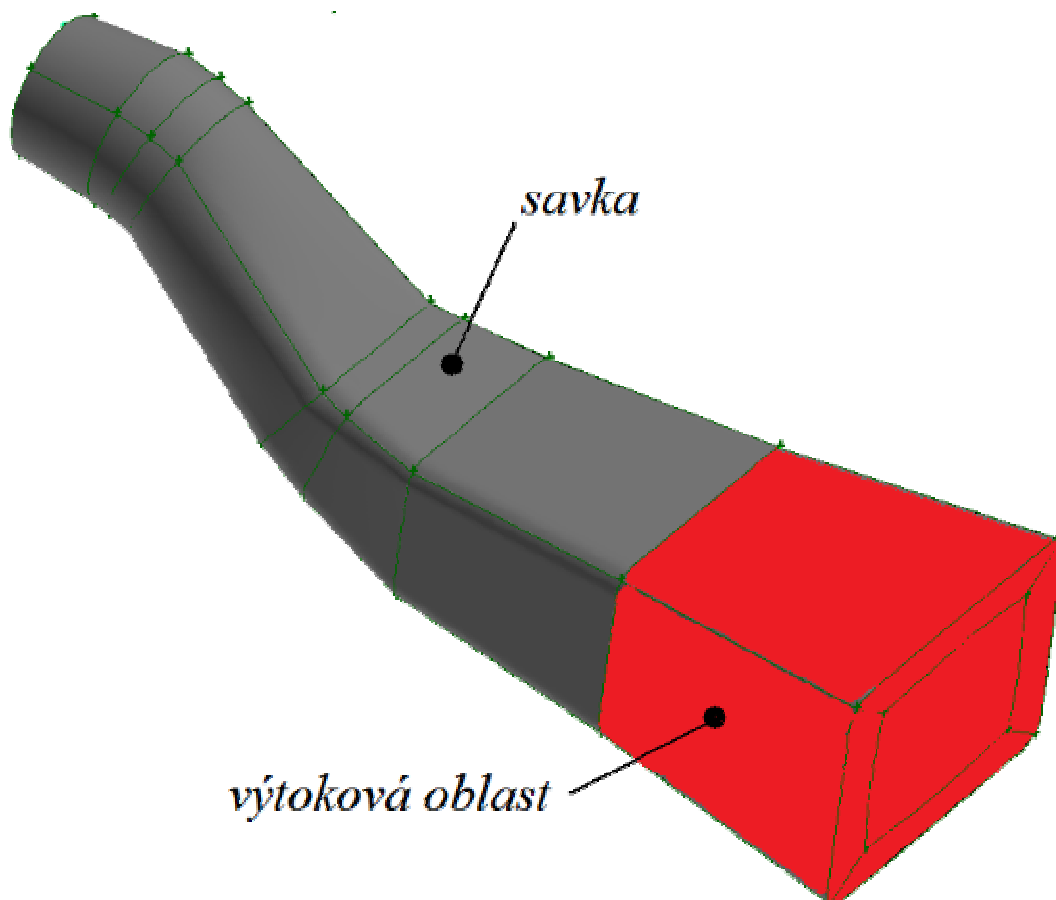
Δp	S_1	S_2	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	ξ^*	c_p	η
[Pa]	[m ²]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
804,5	1,87	2,5449	1,853	1,32	1,71	1,53	1,236	0,609	0,435	43,5

tab. 4.4 Hodnoty charakteristické pro proudění v koncovém difuzoru savky návrhu č.1

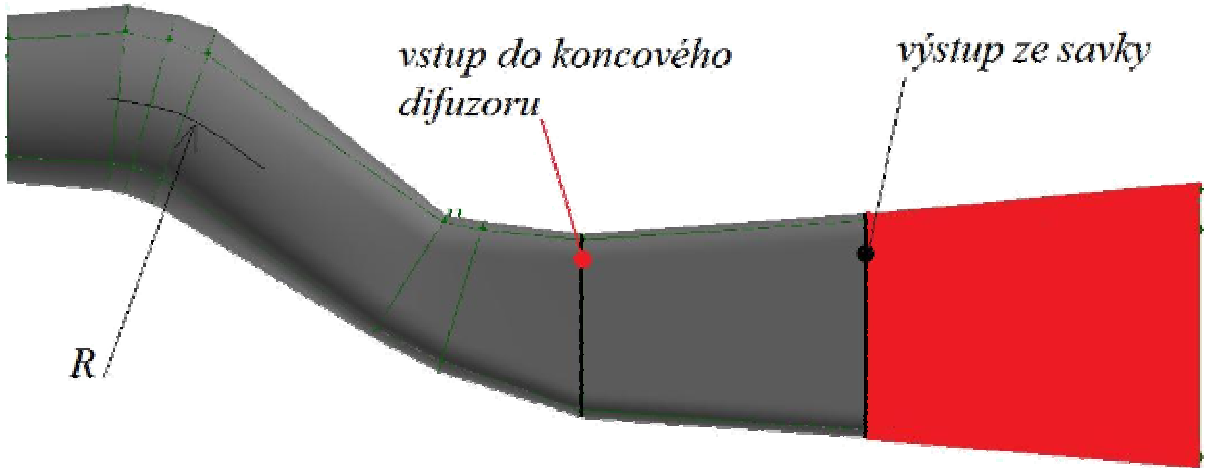
Jak jsme předpokládali, účinnost přeměny v poslední části savky je velice nízká. Důkazem jsou i velké hydraulické ztráty v koncovém difuzoru.

Naší snahou tedy bude navrhnout takovou geometrii dílčích segmentů tvořících savku, aby rychlostní pole na funkčně důležitých částech bylo co nejvíce rovnoměrné.

4.2.2 Nová savka – návrh č.2

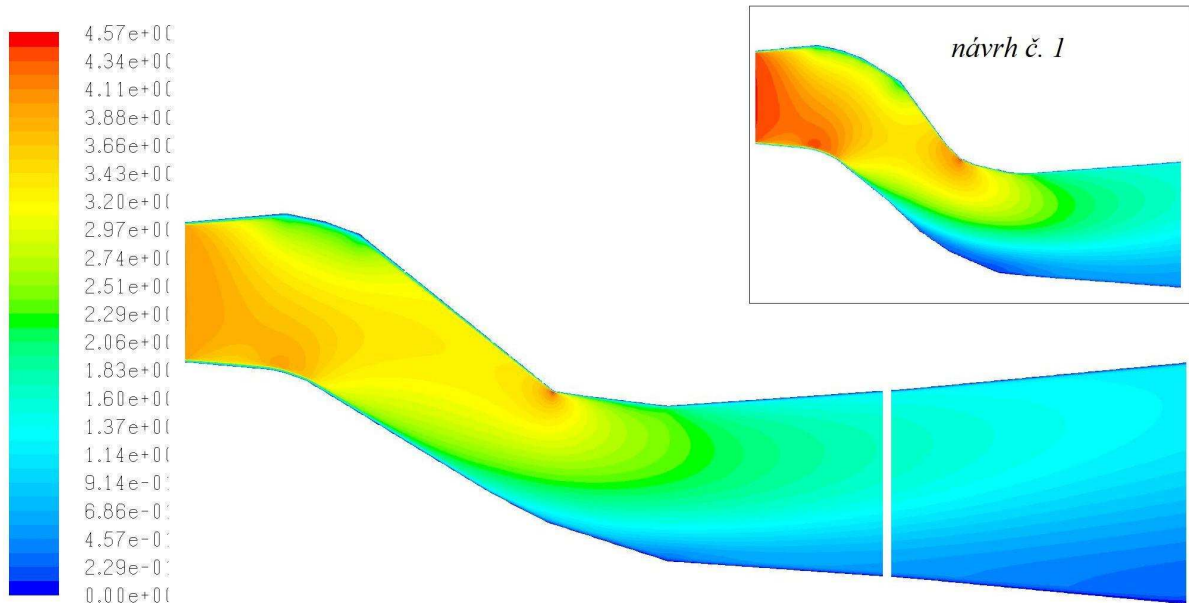


obr. 4.22 3D geometrie savky návrhu č.2



obr. 4.23 Bokorys savky návrhu č.2

Na obrázcích 4.22 a 4.23 je geometrie modelu savky druhého návrhu. Oproti návrhu č. 1 tato savka disponuje větším poloměrem křivosti kolen R , delším konfuzorem mezi dvojicí protisměrných kolen a větším stranovým rozšířením. Na zobrazení průběhu rychlostí v této savce (obr. 4.24) si můžeme povšimnout, že vlivem delšího konfuzoru se místo odtržení proudu posunulo oproti savce z návrhu č.1 dále. Nicméně geometrii savky návrhu č.2, stejně jako předchozí savky č.1, nelze z důvodu nepříznivých hydraulických jevů použít.



obr. 4.24 Průběh rychlostí ve vertikálním řezu savky návrhu č.2

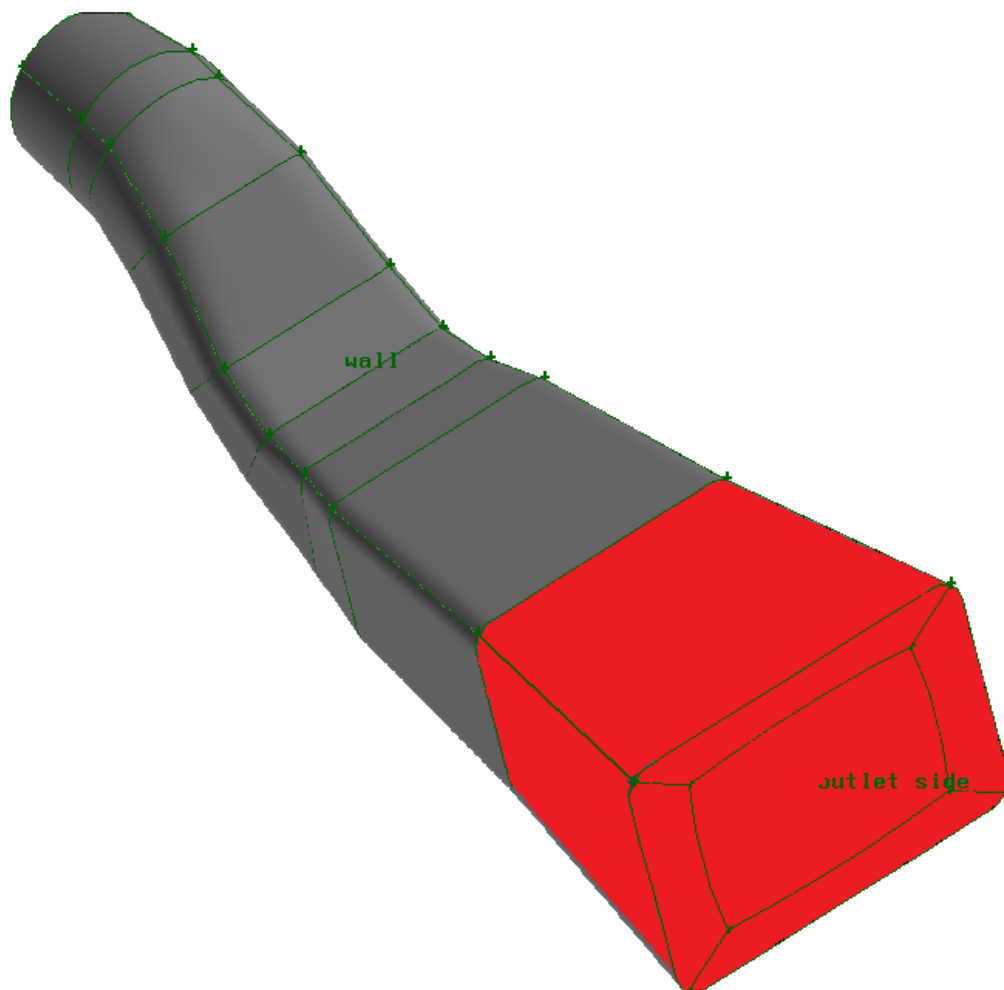
	Δp	S_1	S_2	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	ξ^*	c_p	η
	[Pa]	[m ²]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
savka	6259,9	0,7854	2,5449	3,84	1,37	1,11	1,77	0,27	0,10	0,849	89
koncový difuzor	988,45	1,789	2,5449	1,99	1,37	1,85	1,77	1,35	0,72	0,5	51

tab. 4.5 Hodnocení proudění v savce návrhu č.2

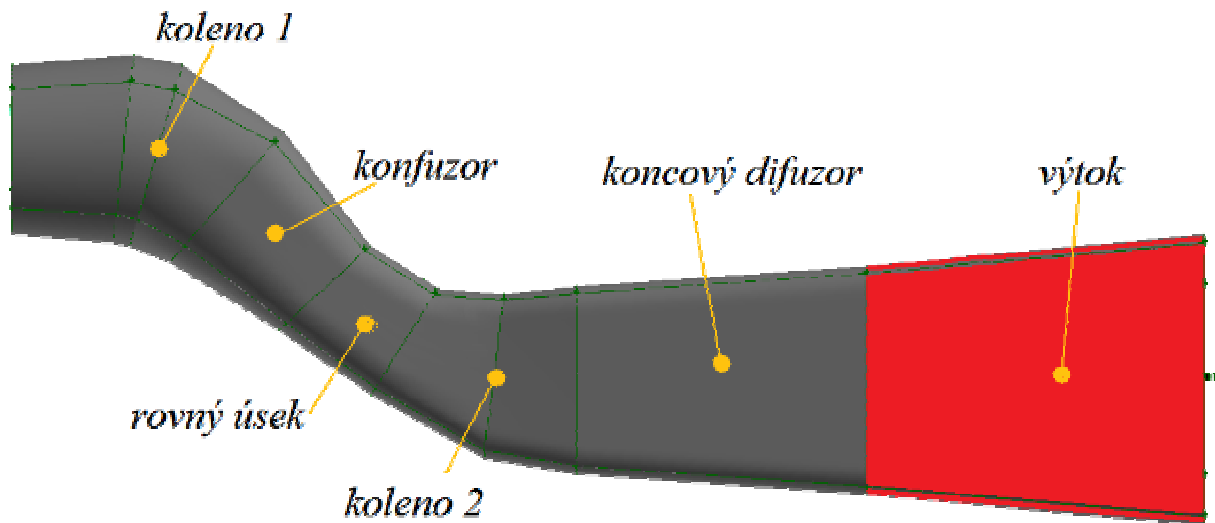
Po shlédnutí hodnot v tabulce 4.5 vidíme, že situace se oproti návrhu č.1 příliš nezměnila a proto v návrhu nové savky pro MVE Vratimov pokračujeme dále.

4.2.3 Nová savka – návrh č.3

Na obrázcích 4.25 a 4.26 je geometrie modelu savky v pořadí již třetího návrhu. Tato savka disponuje velkým poloměrem křivosti kolen R. Oproti předchozím návrhům má konfuzor mezi dvojicí kolen větší vrcholový úhel. Bezprostředně za ním nově navazuje rovný úsek, který se nerozšiřuje výškově ani stranově.

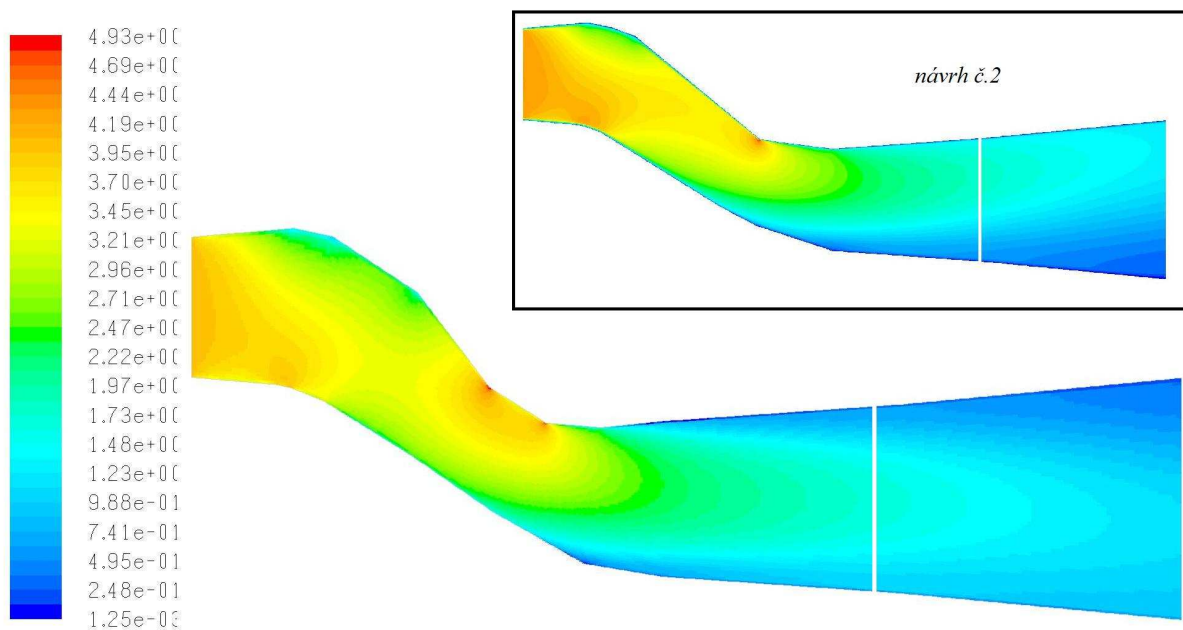


obr. 4.25 3D geometrie savky č.3



obr. 4.26 Bokorys savky č.3 s popisem dílčích geometrií

Průběh rychlostí v takto upravené geometrii vystihuje obrázek 4.27. Je zde opět srovnání s předchozím návrhem. Vidíme, že situace ani v takto upravené savce příliš nezměnila. Pouze pro doplnění je zde uvedena i tabulka 4.6 shrnující výsledky třetího pokusu o návrh savky.



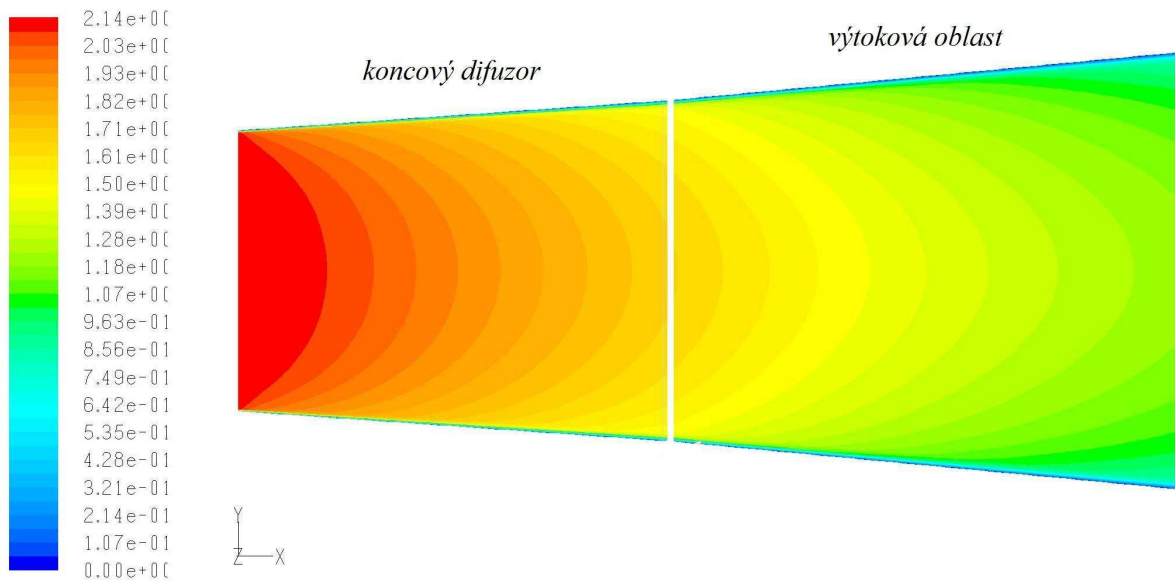
obr. 4.27 Průběh rychlosti kapaliny v savce podle návrhu č.3

	Δp	S_1	S_2	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	ξ^*	c_p	η
	[Pa]	[m ²]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
savka	5968	0,785	2,55	3,84	1,38	1,12	1,76	0,306	0,139	0,81	85
koncový difuzor	877	1,789	2,55	1,96	1,38	1,96	1,76	1,268	0,621	0,46	53

tab. 4.6 Hodnoty charakteristické pro proudění v savce dle návrhu č.3

4.2.4 Proudění v ideálním difuzoru

Vždy zde hodnotíme savku zejména podle tlakové přeměny v poslední části savky tj. koncovém difuzoru. Protože by nás mohlo zajímat, jaké parametry by mělo proudění v ideálním difuzoru, pokusíme se je namodelovat v samostatném koncovém difuzoru (obr. 4.28). Idealizujeme zde především okrajovou podmínku, kdy na vstupu předepíšeme rovnoměrné rychlostní pole a kapalina má tedy ve všech částech vstupního průřezu stejnou rychlost. Hodnoty Coriolissova čísla jsou pak blízké jedničce.



obr. 4.28 Průběh rychlostí v samostatném difuzoru

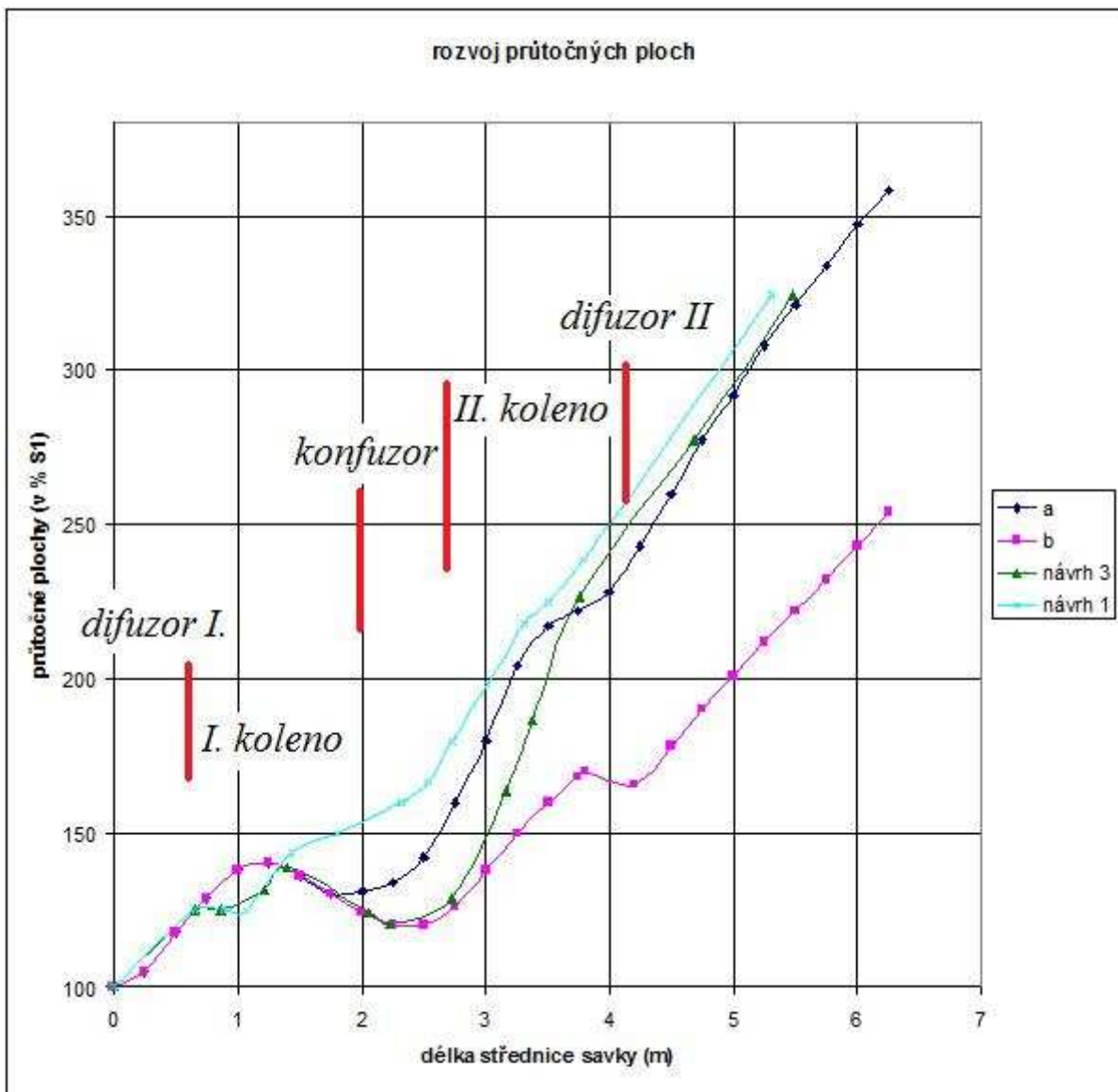
V následující tabulce 4.7 srovnáme parametry proudění v koncovém difuzoru jako součásti savky návrhu č.3 a konstrukčně totožného samostatného „ideálního“ difuzoru. Je vidět, že pokud se nám podaří zrovnoměrnit rychlostní pole na vstupním průřezu koncového difuzoru, můžeme dosáhnout značného tlakového zisku a snížení hydraulické ztráty výstupní rychlostí

	Δp	S_1	S_2	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	ξ^*	c_p	η
	[Pa]	[m ²]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
ideální difuzor	947	1,789	2,55	1,97	1,42	1,04	1,09	0,55	0,014	0,50	97,7
koncový difuzor-součást savky	877	1,789	2,55	1,96	1,38	1,72	1,76	1,268	0,621	0,46	53,5

tab. 4.7 Parametry proudění v ideálním difuzoru a koncovém difuzoru savky č.3

4.2.5 Rozvoj průtočných ploch

V literatuře [2] můžeme naléznout graf (obr. 4.29) doporučeného rozvoje průtočných ploch kolenových S savek. Na vertikální ose jsou poměrné hodnoty průtočných ploch vyjádřené v procentech plochy vstupního průřezu S_1 . Na horizontální ose pak délka střednice savky. Při návrhu tohoto typu savek je snahou, aby rozvoj průtočných ploch ležel mezi modrou křivkou a a růžovou b .

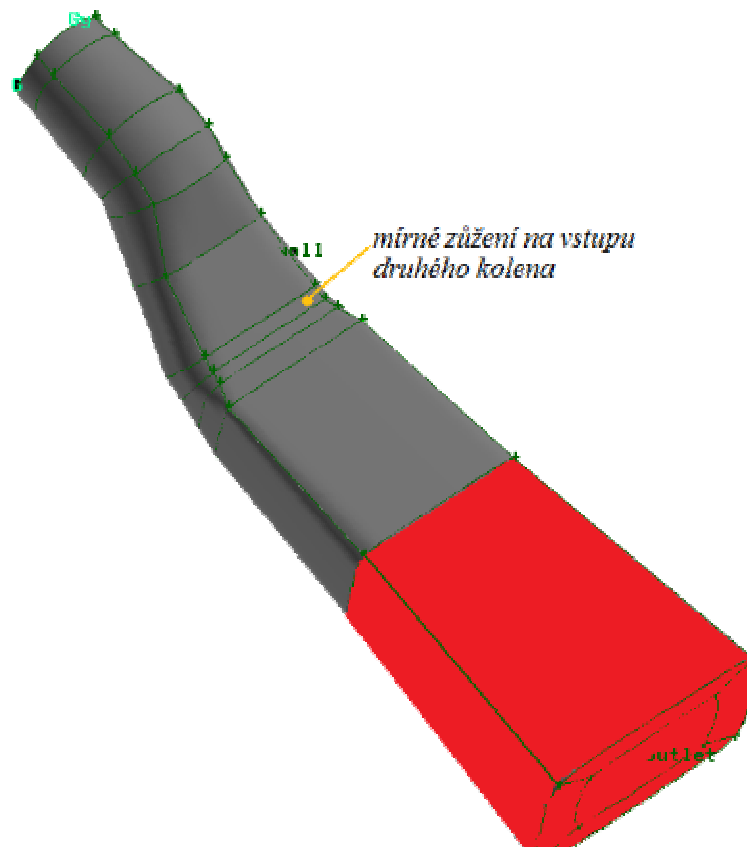


obr. 4.29 Doporučený rozvoj průtočných ploch kolenových S savek

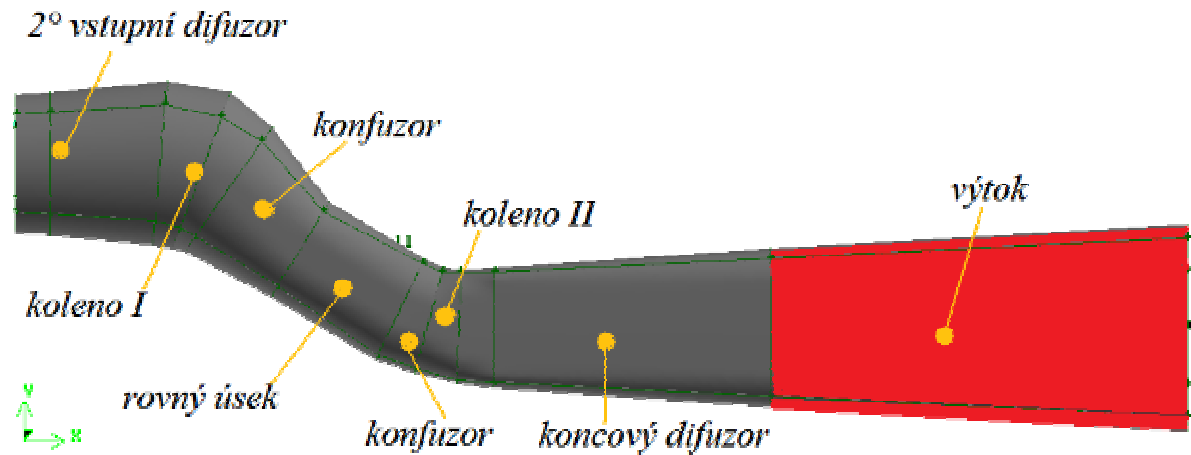
Na grafu (obr. 4.29) jsou mimo těchto dvou křivek znázorněny i rozvoje průřechných ploch savky návrhu č.1, resp. návrhu č.3. Vidíme, že ani jeden z dosavadních návrhů neleží v doporučeném pásmu. Další návrhy tedy budou vycházet ze znalosti uvedeného doporučení.

4.2.6 Nová savka – návrh č.4

Po získání znalostí uvedených v kapitole 4.2.5 byla navržena savka č.4. Geometrie znázorněna na obrázku 4.30 a 4.31 doznala oproti dosavadním návrhům řady změn. Vstupní difuzor je nyní dvoustupňový, kolena mají opět velký poloměr křivosti a úsek za konfuzorem disponuje pouze stranovým rozšířením. Hlavní rozdíl je však v druhém koleně, které je na vstupu tvořeno mírným konfuzorem, nebo –li průřechná plocha od vstupního průřezu se nejprve zužuje.



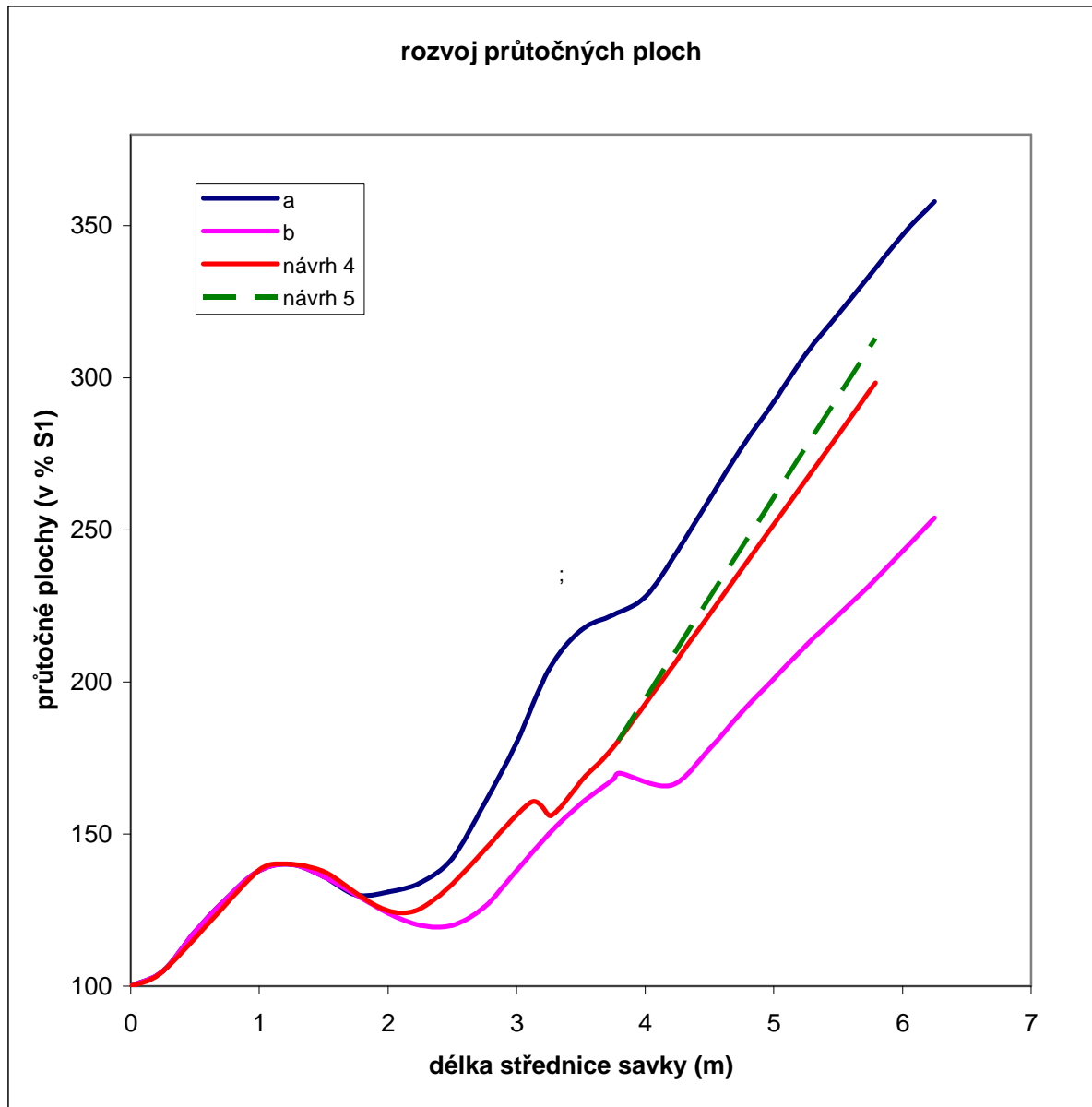
obr. 4.30 Geometrie savky návrhu č.3



obr. 4.31 Geometrie savky návrhu č.4

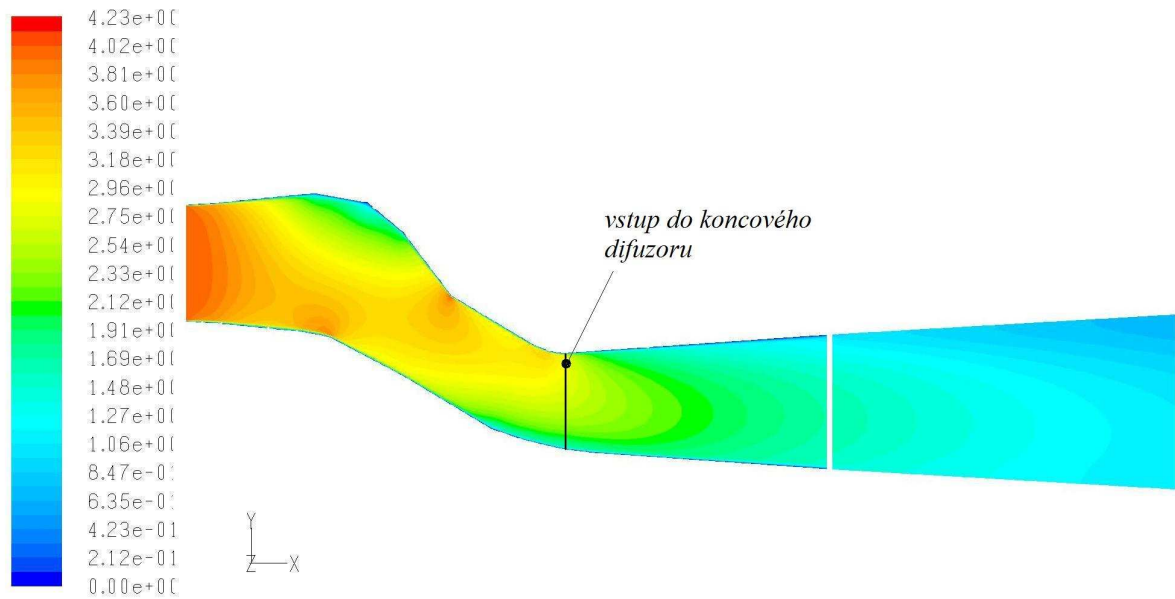
Jak uvádí literatura [2]: Přestože při pozvolném zúžení vznikají hydraulické ztráty, působí plynulé zúžení velmi příznivě z hlediska rovnoměrnosti rozdělení bodových rychlostí proudění v průřechném profilu. Z toho důvodu se používá plynulé zúžení zcela záměrně.

Rozvoj průřechných ploch po délce savky s touto geometrií je vyneseno do grafu (obr. 4.32). Můžeme zde vidět, že savka návrhu č.4 splňuje podmínku uvedenou v kapitole 4.2.5 a leží v doporučené oblasti mezi křivkami *a* a *b*. Zelené přerušované křivky si prozatím nebudeme všímat.

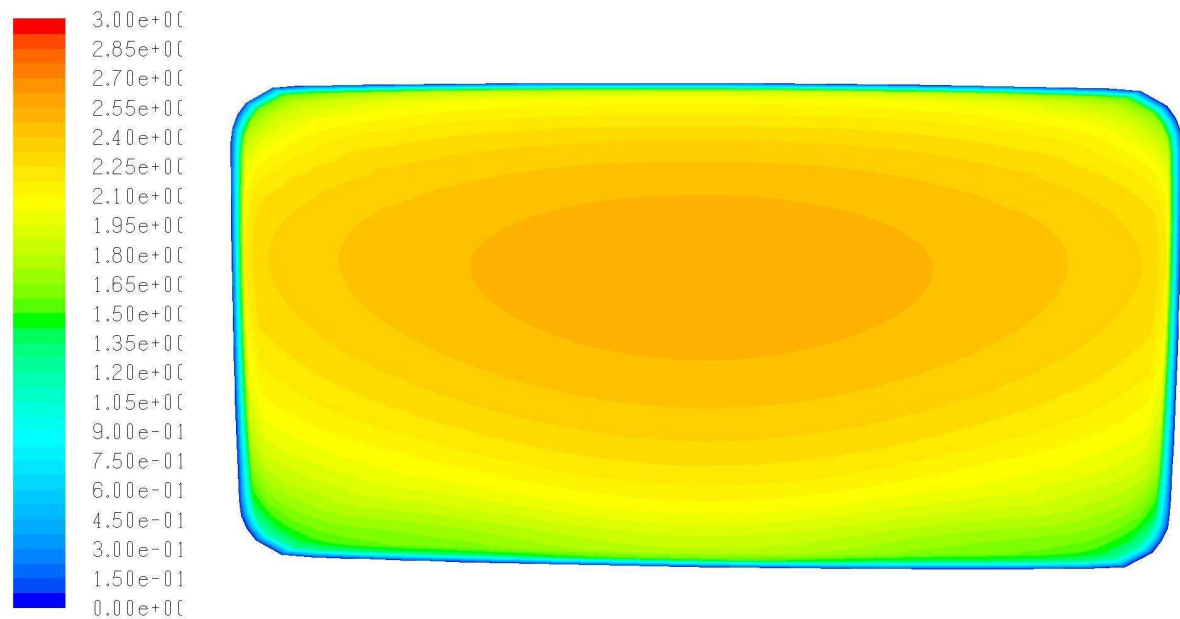


obr. 4.32 Rozvoj průtočných ploch savky č.4

Kontury rychlosti v savce po numerické simulaci proudění CFD programem jsou vyneseny v obr. 4.33. Vidíme, že oproti předchozím návrhům již nedochází k negativním jevům jako odtržení proudění od stěn savky a i rychlostní pole na vstupním průřezu koncového difuzoru je značně rovnoměrnější (obr. 4.34). Parametry proudění v savce č.4 jsou vyneseny v tabulce 4.7. Povšimněme si nízké hodnoty Coriolisova čísla α_1 na vstupu do koncového difuzoru. Vidíme, že oproti předchozím návrhům koncový difuzor již zcela plní svojí funkci přeměny kinetické energie na tlakovou. Důkazem je velká hodnota rozdílu statických tlaků mezi vstupním a výstupním průřezem a také vysoký koeficient tlakové regenerace c_p .



obr. 4.33 Průběh rychlosti toku kapaliny v savce č.4



obr. 4.34 Rychlostní pole na vstupu do koncového difuzoru savky č.4

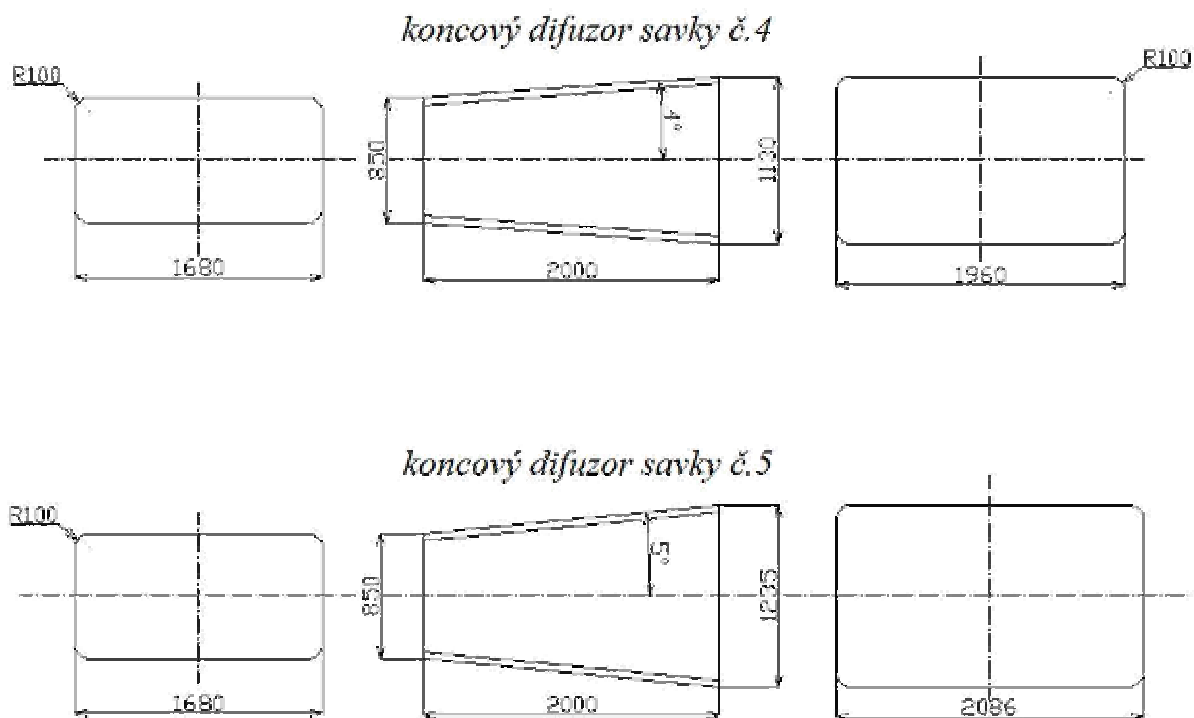
	Δp	S_1	S_2	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	ξ^*	c_p	η
	[Pa]	[m ²]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
savka č.4	6113	0,785	2,183	3,92	1,48	1,06	1,20	0,26	0,103	0,80	88,5
koncový difuzor	1401	1,438	2,183	2,25	1,48	1,20	1,20	0,64	0,17	0,56	82,1
ideální difuzor	1340	1,438	2,183	2,18	1,50	1,08	1,15	0,52	0,022	0,56	96,2

tab. 4.7 Hodnoty proudění v savce č.4

Mohla by nám však vadit vyšší hodnota výstupní rychlosti v_2 ze savky. Jak bylo dříve uvedeno, pro turbínu je výstupní rychlost hydraulickou ztrátou, kterou již nelze strojem zpracovat. Snažíme se tedy, aby tato hodnota byla co nejnižší. Pokusíme se tedy koncový difuzor nahradit difuzorem disponujícím větším stranovým a výškovým rozšířením při zachování celkové délky savky. Tento krok bude mít za následek zvětšení výstupního průřezu a protože rychlost kapaliny je nepřímo úměrná ploše, kterou protéká, dojde ke snížení výtokové rychlosti a tedy i snížení hydraulických ztrát.

4.2.7 Nová savka – návrh č.5

Pátý návrh savky se oproti předchozímu návrhu liší pouze koncovým difuzorem. Ten disponuje větším stranovým a výškovým rozšířením. Rozdíl je patrný z obr. 4.35. Ostatní segmenty savky jsou zachovány.

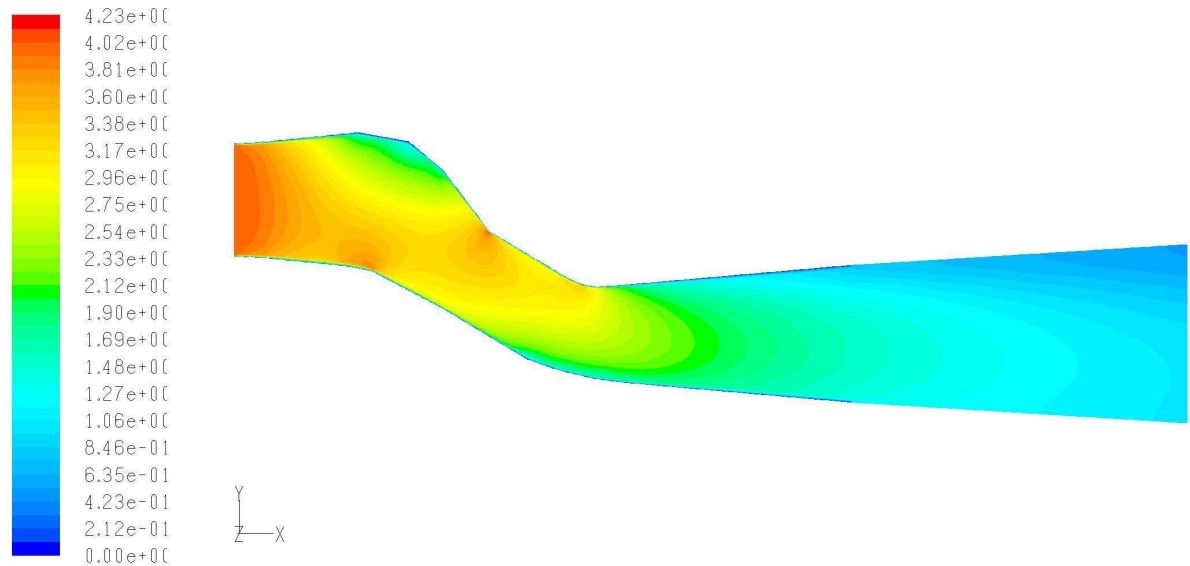


obr. 4.35 Rozměry koncového difuzoru

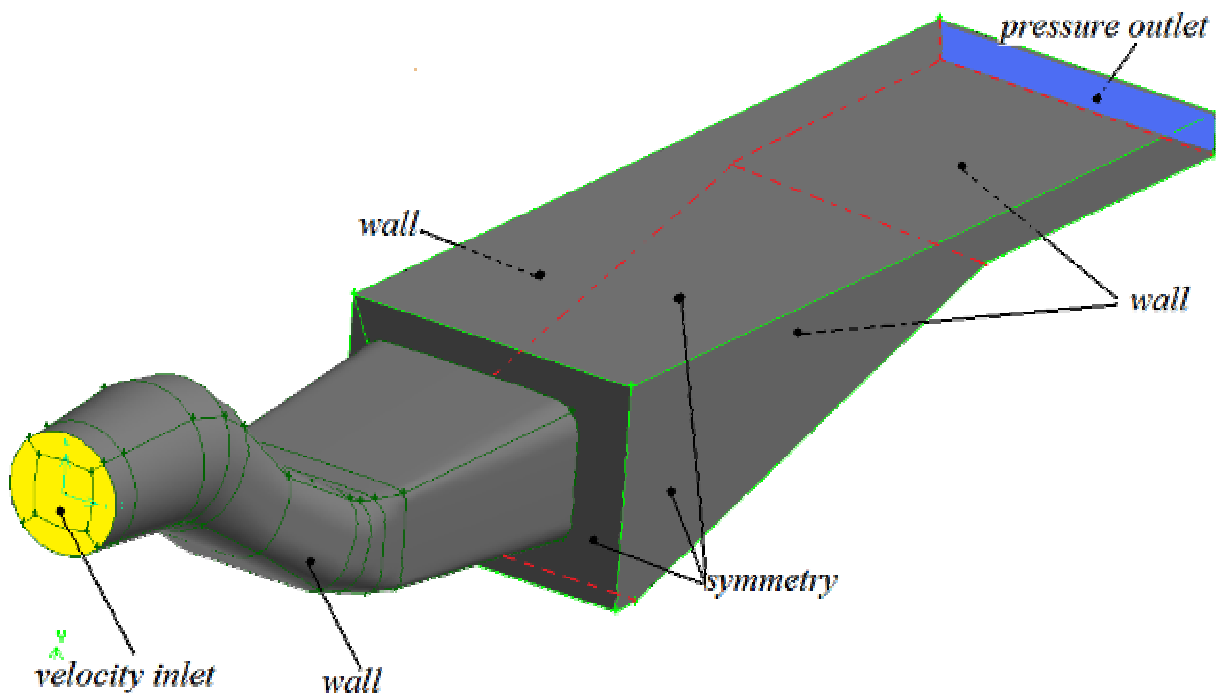
Rozvoj průtočných ploch po délce savky č.5 byl naznačen v grafu v předešlé kapitole (obr. 4.32). Křivka je ve své první části totožná z předchozím návrhem č.4. Rozdíl v dispozici koncového difuzoru je pak vyznačen zelenou čárkovanou křivkou. Rychlosti proudění v takto modifikované savce jsou znázorněny na obr. 4.36. Jelikož se pravděpodobně bude jednat o

finální tvar savky, jenž bude použit pro MVE Vratimov, bylo proudění v savce namodelováno včetně výtokového kanálu, do kterého bude savka ústít.

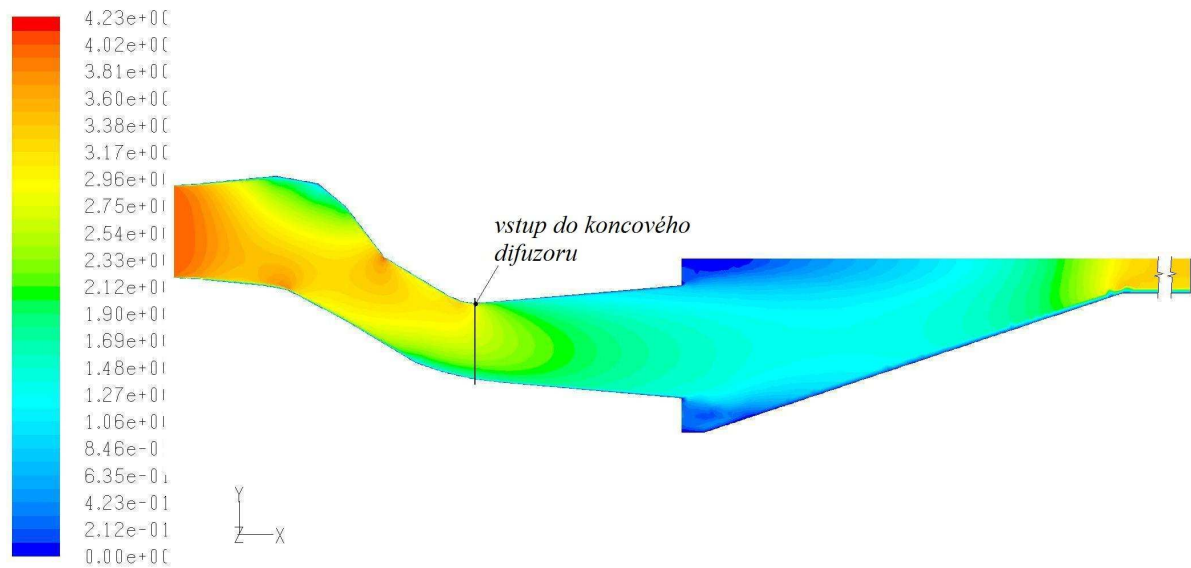
Výpočetní model s náznakem okrajových podmínek je na obr. 4.37.



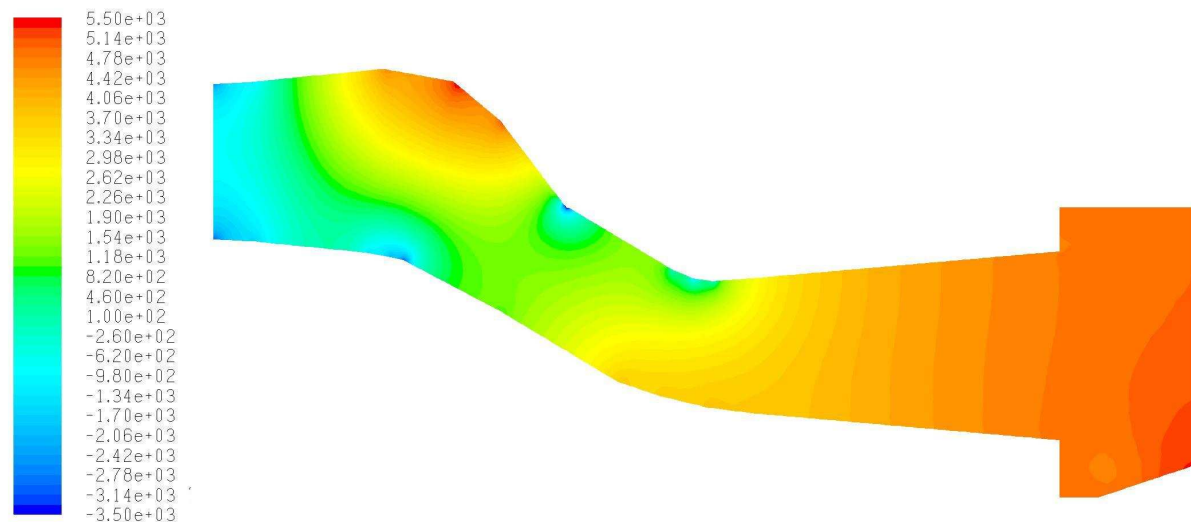
obr. 4.36 Rychlosti proudění v savce č.5



obr. 4.37 Model savky včetně výtokového kanálu s náznakem okrajových podmínek



obr. 4.38 Rychlostní pole na vertikálním řezu savkou č.5 vč. výtokového kanálu



obr. 4.39 Tlakový nárůst v savce č.5

Opět jako v předešlém návrhu si můžeme na obrázku rychlostí v savce (obr. 4.33) povšimnout rovnoměrného rychlostního pole na vstupu do koncového difuzoru. Tento jev pozitivně ovlivní přeměnu energie, což se projeví větším tlakovým nárůstem v poslední části savky (obr. 4.39).

Na vstupu do savky byla předepsána pouze axiální složka rychlosti proudu. V návaznosti na oběžné kolo turbíny však proud bude mít nejen tuto axiální složku, ale do savky bude vstupovat s mírnou rotací. Rotační složka donutí proud přilnout ke stěnám a lze tedy předpokládat, že nerovnoměrné rychlosti tvořící rychlostní pole v oblasti prvního kolena budou na finálním díle potlačeny.

Parametry proudění v savce č.5 jsou uvedeny v tabulce 4.8.

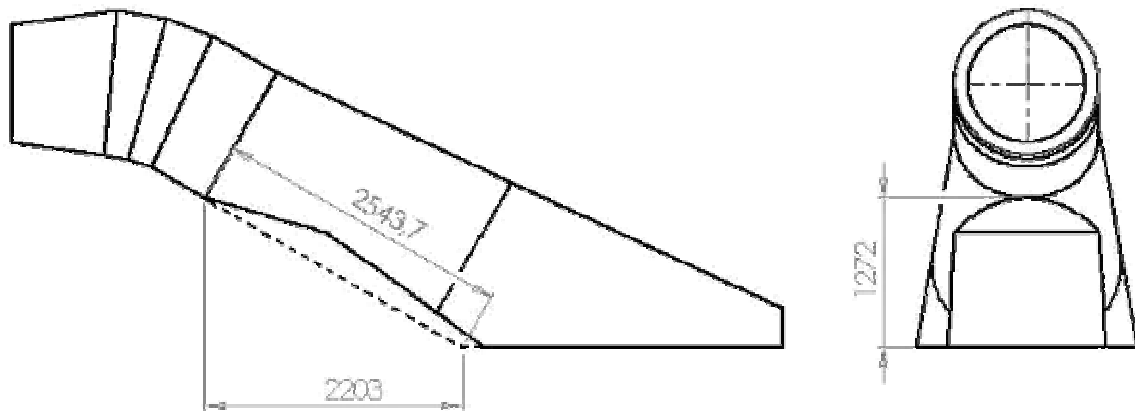
	Δp	S_1	S_2	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	ξ^*	c_p	η
	[Pa]	[m ²]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
savka č.5	6296	0,788	2,458	3,92	1,33	1,06	1,30	0,23	0,103	0,82	88,9
koncový difuzor	1583	1,438	2,458	2,25	1,33	1,20	1,30	0,56	0,16	0,63	84,1
ideální difuzor	1593	1,438	2,458	2,24	1,38	1,08	1,21	0,44	0,015	0,64	97,7

tab. 4.8 Hodnoty charakteristické pro proudění v savce č.5

4.3 Konstrukční řešení

4.3.1 Konstrukční řešení vestavby

Vestavba, jejíž hydraulický návrh je popsán v kapitole 4.1.3, je z montážních důvodů provedena ze dvou kusů, které jsou navzájem svařeny. Vložená sestava navazuje bezprostředně na čtvrtý segment sací trouby. Její umístění uvnitř savky je na obr. 4.40.



obr. 4.40 Uložení vestavby uvnitř savky

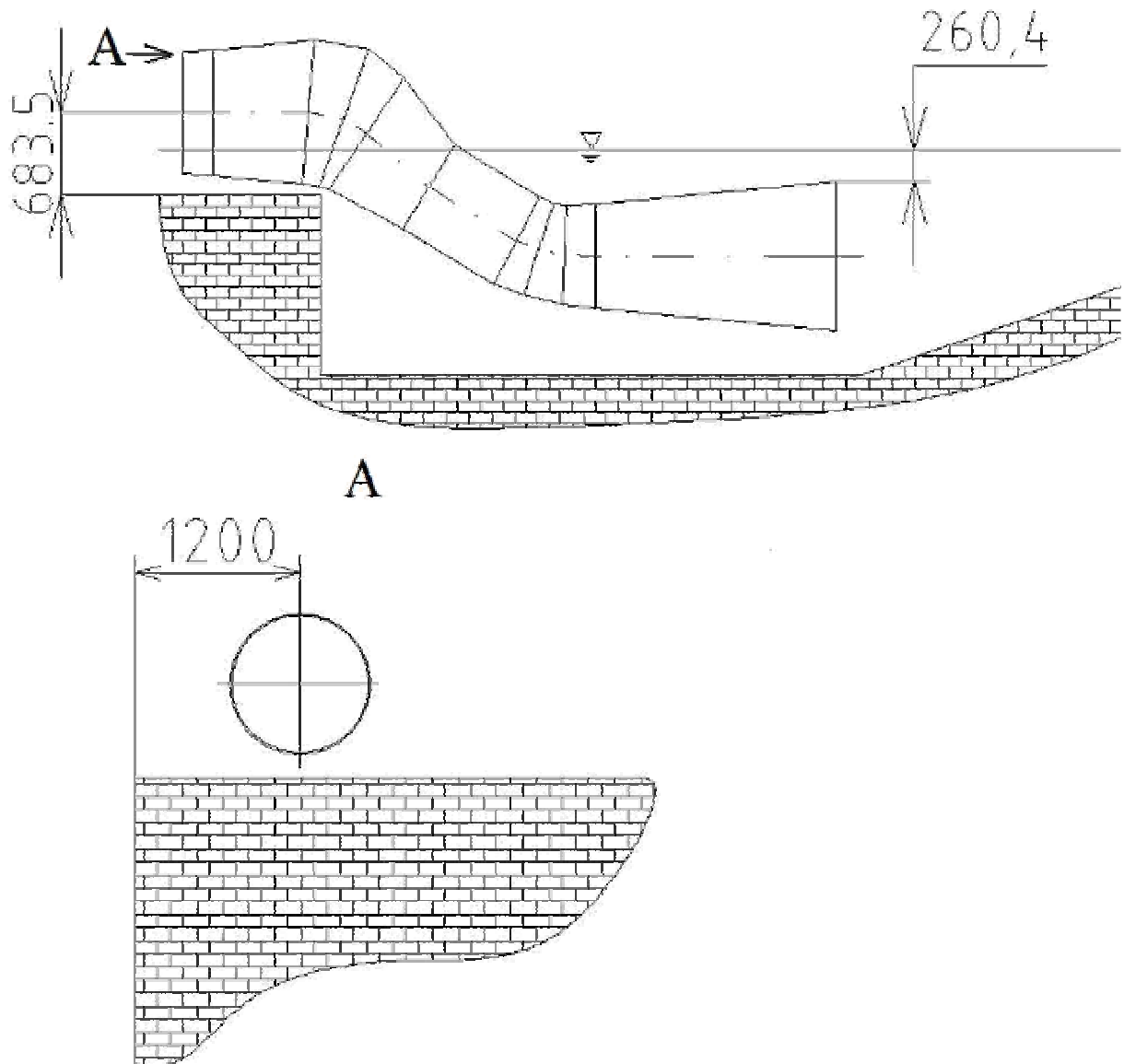
Konstrukční provedení jednotlivých dílů je uvedeno v příloze č. 1 a příloze č. 2. Po spojení bodů, jejichž souřadnice jsou uvedeny v tab. 4.10, dostaneme křivku, která tvoří stěnu dílu č.1.

bod	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0	106,447	270,702	470,09	535,808	670,885	756,27	851,812	901,798
Y	616,576	590,779	544,91	479	454,716	397,784	355,485	299,831	265,194
bod	10	11	12	13	14	15	16		
X	930,876	963,486	1008,121	1041,658	1062,636	1074,535	1077,295		
Y	242,974	215,347	167,6584	120,757	78,15	32,535	0		

tab. 4.10 Souřadnice bodů tvořící křivku dílu č.1 vestavby

4.3.2 Konstrukční řešení nové savky

Kolenová „S“ savka navržená pro MVE Vratimov je složena z deseti segmentů, které jsou navzájem svařeny. První tři segmenty mají kruhový průřez, zbylé jsou obdélníkové se zaoblenými hranami. Konstrukční návrh vycházející z hydraulického je uveden v příloze č.3. S ohledem na dispozice savky je navrženo umístění turbíny na nové základně podle obr. 4.41.



obr. 4.41 Uložení turbíny

5 Závěr

Úkolem diplomové práce bylo analyzovat nesrovnalosti MVE Vratimov na řece Ostravici. Jelikož tato práce slouží i jako zpráva provozovateli MVE, byla některá problematika detailněji rozvedena nad rámec zadání. Při zjišťování příčin sníženého výkonu jsme se zaměřili na jednotlivé části elektrárny. Nejprve byl kontrolován přivaděč. Zjistili jsme mírné konstrukční nedostatky v podobě absence vtokového pilíře mezi tělesem jezu a objektem přivaděče. Také použití klapkového uzávěru v těsné blízkosti turbíny není zcela vhodně zvolené.

Kontrola tvaru oběžných a rozváděcích lopatek nebyla na základě doporučení vedoucího práce detailně provedena. Byly zkoumány pouze kavitační vlastnosti turbíny a z toho vyplývající geodetické uložení oběžného kola MVE Vratimov. Zde jsme nedošli k rozporu. Lze tedy konstatovat, že hodnota sací výšky turbíny leží v doporučené oblasti a ke kavitaci nedochází.

Příčinou nízkého výkonu MVE Vratimov se stala savka turbíny a její vývařiště. Velký úhel počátečního difuzoru savky zapříčinil odtržení proudu od stěny a tím vysoké hydraulické ztráty. Omezené proporce výtokového kanálu způsobily zbrždění proudu, který ucpe vývar a ten svou nedostatečnou dimenzací nestačí přivedenou vodu odvádět. Pro numerickou simulaci proudění pomocí CFD softwaru Fluent bylo potřeba určit hodnotu průtoku, na který byla MVE navržena.

Z těchto zjištění vplynuly kroky vedoucí k nápravě současné situace. Prvním úkolem bylo provést finančně nenáročnou úpravu savky bez nutnosti modifikovat výtokový kanál. První modifikací byl návrh odříznout vrchol savky a tím umožnit snadnější odtok z vývaru. V době dokončení této diplomové práce, byla již na díle tato úprava provedena a čekalo se na experimentální ověření.

Druhým návrhem, jak zlepšit současnou situaci, bylo prodloužit spodní stěnu savky a tím zabránit prudkému nárazu proudu vody do betonového dna vývaru. Tomuto jevu se nepodařilo zabránit, avšak se ukázalo, že prodloužení stěny savky by mělo pozitivní vliv na snížení hydraulických ztrát vířením.

Ekonomicky nenáročnou a jednodušší úpravou by bylo vložit do oblasti odtrženého proudu vestavbu dle kapitoly 4.1.3. Srovnání jednotlivých návrhů je dáno tab. 5.1.

Uvedenými modifikacemi se nepodařilo nesrovnalosti na MVE Vratimov vyřešit. Tyto kroky neměly a ani nemohou zajistit zvýšení výkonu na projektovanou hodnotu. Bylo doporučeno

provést pouze první úpravu, tj. odříznout vrchol savky. Provedení vestavby pak zcela záleží na provozovateli.

	Δp	S_2	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	ξ^*	c_p
	[Pa]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
původní savka	6386	2,07	4,09	1,92	1,06	1,93	0,295	0,017	0,765
prodloužená stěna	6554	2,083	4,09	1,78	1,06	1,63	0,274	0,043	0,785
savka s vestavbou	6543	1,985	4,09	1,69	1,06	1,50	0,275	0,040	0,784

tab. 5.1. Srovnání původní savky a modifikací

V horizontu dvou let je naplánován přesun turbosoustrojí na nové místo. Pro tento účel byl navržen nový vývar, který je oproti současnému značně prostornější. Nejobsáhlejší částí této diplomové práce byl návrh nové savky s ohledem na plánovaný přesun. Jako prototyp byla zvolena kolenová S savka. Postupnou optimalizací byl navržen její patřičný tvar. Finální porovnání jednotlivých návrhů je znázorněno tabulkou 5.2. Rozdíly jsou zřejmé zejména ze srovnání parametrů proudění v koncových difuzorech uvedených variant (tab. 5.3).

model savky	Δp	S_2	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	ξ^*	c_p	η
	[Pa]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
savka č.1	6218	2,55	3,84	1,32	1,11	1,53	0,272	0,126	0,84	87
savka č.2	6260	2,55	3,84	1,37	1,11	1,77	0,266	0,100	0,85	89
savka č.3	5968	2,55	3,84	1,38	1,12	1,76	0,306	0,139	0,81	88
savka č.4	6113	2,18	3,92	1,48	1,06	1,2	0,260	0,103	0,80	88,6
savka č.5	6296	2,458	3,92	1,33	1,06	1,3	0,23	0,103	0,82	88,9

tab. 5.2 Srovnání parametrů navrhovaných kolenových S savek

koncový difuzor	Δp	S_1	v_1	v_2	α_1	α_2	ξ	ξ^*	c_p	η
	[Pa]	[m ²]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	%
savka č.1	804	1,87	1,85	1,32	1,71	1,53	1,236	0,609	0,44	43
savka č.2	988	1,79	1,99	1,37	1,85	1,77	1,350	0,720	0,50	51
savka č.3	877	1,789	1,96	1,38	1,72	1,76	1,268	0,621	0,46	54
savka č.4	1401	1,438	2,25	1,48	1,2	1,2	0,640	0,170	0,56	82
savka č.5	1583	1,438	2,25	1,33	1,2	1,3	0,560	0,160	0,63	84

tab. 5.3 Srovnání parametrů koncových difuzorů navrhovaných kolenových S savek

Pro MVE Vratimov byla navržena hydraulicky nejvýhodnější savka a to dle návrhu č.5.



6 Seznam použitých zdrojů

- [1] NECHLEBA, M.: *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. Praha: SNTL, 1962.
- [2] HOLATA, M.: *Malé vodní elektrárny – Projektování a provoz*. Academia, 2002.
- [3] VĚDECKO VÝZKUMNÝ ÚSTAV VODNÍHO STAVITELSTVÍ A HOSPODÁŘSTVÍ:
Hydraulický výzkum kolenových savek kruhových profilů. BRNO: VUT, 1983
- [4] MELICHAR, J., VOJTEK, J., BLÁHA, J. *Malé vodní turbíny – Konstrukce a provoz*.
PRAHA: ČVUT, 1998
- [5] NECHLEBA, M., DRUCKMULLER, M.: *Vodní turbíny I*. Skripta VUT v Brně, 1990.

7 Seznam použitých zkratek a symbolů

VELIČINA	JEDNOTKA	VÝZNAM
c	[m.s ⁻¹]	měrná hodnota rychlosti
c_p	[-]	dolní účinnost savky
c_{pi}	[-]	koeficient tlakové regenerace ideálního difuzoru
D	[m]	průměr
d	[m]	průměr
E	[m ² .s ⁻²]	měrná energie
E_{kin}	[m ² .s ⁻²]	kinetická měrná energie
E_z	[m ² .s ⁻²]	ztrátová měrná energie
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
H	[m]	spád
h	[m]	výška
H_b	[m]	barometrická sací výška
H_s	[m]	geodetická sací výška
h_j	[m]	kavitační jistota
h_z	[m ² .s ⁻²]	místní hydraulická ztráta vtokem
l	[m]	délka
n	[min ⁻¹]	otáčky
n_{11}	[min ⁻¹]	jednotkové otáčky
P	[W]	výkon
p	[Pa]	tlak
p_{va}	[Pa]	tlak nasycených par
p_{atm}	[Pa]	atmosférický tlak
Q	[m ³ .s ⁻¹]	průtok
Q_{11}	[m ³ .s ⁻¹]	jednotkový průtok
R	[m]	poloměr
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	plocha
t	[°C]	teplota
v	[m.s ⁻¹]	rychlost



VELIČINA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

VUT-EU-ODDI-13303-08-09



VELIČINA	JEDNOTKA	VÝZNAM
v_m	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	meridiální rychlost
v_x	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	axiální rychlost
\bar{v}	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	střední průřezová rychlost
Y_z	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}]$	ztrátová měrná energie
zr	$[\text{m} \cdot \text{n} \cdot \text{m}]$	nadmořská výška
α	[-]	Coriolissovo číslo
φ	[-]	koeficient zahrnující vliv rozměru náboje oběžného kola
φ_s	$[\text{°}]$	středový úhel kolena
η	[-]	účinnost
η_C	[-]	celková účinnost
ζ	[-]	součinitel celkových ztrát
ζ^*	[-]	ztrátový součinitel
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota
σ	[-]	Thommův kavitační součinitel
σ_{dov}	[-]	dovolený Thommův kavitační součinitel
σ_{krit}	[-]	kritický Thommův kavitační součinitel
ν	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita
ϑ_k	$[\text{°}]$	vrcholový úhel kužele



8 Seznam příloh

Příloha č. 1: Konstrukční návrh prvního dílu vestavby

Příloha č. 2: Konstrukční návrh druhého dílu vestavby

Příloha č. 3: Konstrukční návrh nové savky