

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
Fakulta strojního inženýrství

Ing. Jindřich Veselý

PROUDĚNÍ V PELTONOVÝCH TURBÍNÁCH

FLOW IN PELTON TURBINES

ZKRÁCENÁ VERZE PHD THESIS

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: Prof. Ing. František Pochylý, CSc. VUT FSI Brno

Oponenti: Prof. Ing. Jaroslav Bláha, DrSc. FS ČVUT v Praze

Prof. Ing. Karol Fiřakovský, CSc. LÚ FSI VUT v Brně

Prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc. FS VŠB TUT Ostrava

Datum obhajoby: 3. 5. 2002

KLÍČOVÁ SLOVA

peltonova turbína, dýzy, numerické simulace proudění, proudění po korečku, přenos energie na koreček

KEY WORDS

pelton turbine, nozzles, numerical flow simulations, flow over bucket, energy transfer to the bucket

S disertační prací je možno se seznámit v odd. vědy a výzkumu fakulty strojního inženýrství VUT v Brně, Technická 2, 616 69 Brno.

© Jindřich Veselý, 2002

ISBN 80-214-2163-0

ISSN 1213-4198

1 OBSAH PRÁCE

1 OBSAH PRÁCE.....	3
2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY.....	4
3 CÍL PRÁCE.....	5
4 ZVOLENÉ METODY ŘEŠENÍ.....	6
4.1 Oběžném kolo.....	6
4.1.1 Stanovení relativních drah kapaliny v prostoru kola	6
4.1.2 Matematický popis povrchu korečku	8
4.1.3 Matematické a fyzikální základy proudění kapaliny po korečku.....	9
4.1.4 Pohyb hmotného bodu vázaného na plochu	10
4.1.5 Diskretizace pohybových rovnic	11
4.1.6 Vektorové pole a příčná síla v kapalině	12
4.1.7 Účinnost přenosu energie na koreček Peltonovy turbíny.....	13
4.1.8 Výsledky numerických simulací proudění kapaliny po korečku	13
4.1.9 Mezní vrstva na korečku.....	19
4.1.10 Vizualizace proudění po korečku.....	21
4.2 Nepohyblivé části Peltonovy turbíny.....	22
4.2.1 Dýza Peltonovy turbíny	23
4.2.2 Přívodní a okružní potrubí.....	25
5 HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE	26
6 ZÁVĚR.....	27
7 CONCLUSION	28
8 LITERATURA	29
9 AUTOROVO CV	30

2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Prakticky veškeré inovace, které se v oboru Peltonových turbín, až do nedávné minulosti podařilo získat, byly vytvářeny intuitivně, potom odzkoušeny na modelovém zařízení a následné úpravy opět zkoušeny na modelech turbín. Tato cesta výzkumu byla nejenom značně pomalá, ale také velmi drahá. Teprve v poslední době se do rukou konstruktérů a pracovníků výzkumu v oboru Peltonových turbín začínají dostávat nástroje, umožňující počítačové simulace proudění v jednotlivých uzlech Peltonových turbín. Tato, moderní cesta výzkumu Peltonových turbín vede jednak k tomu, že se daří nejenom výzkum zlevnit, ale také ho podstatně urychlit.

Základní představu o hydraulickém návrhu Peltonovy turbíny, fyzikální podstatě přenosu energie na hřídel a některých zásadách konstrukčního návrhu je možno si vytvořit podle Nechleby [1], případně Addisona [2]. Teoretický vývoj Peltonových turbín byl prováděn do konce první poloviny devadesátých let dvacátého století na základě grafických metod, případně u některých výrobců nebyl prováděn vůbec. Grafické metody jsou ovšem v dnešní době pro praktické použití překonány a tak zřejmě nemá smysl se jimi dále teoreticky zabývat. Jako jeden z posledních pokusů o renesanci grafických metod je možné brát práci M. Hany – [3] z roku 1996. Tato práce ovšem znamenala začátek intenzivního výzkumu Peltonových turbín, který v dnešní době můžeme pozorovat. Počet v poslední době publikovaných prací, zabývajících se problémem proudění v Peltonových turbínách je zatím velmi malý. První práce, které se problematikou proudění v tomto typu turbín na dobrém teoretickém základě zabývají, byly publikovány až po roce 1998, viz - Avellan [4] a [5], Hana[6], Ruprecht [7], Sick [8], Kubota [9], Veselý, Pochylý [10] a [11].

Proudění v Peltonových turbínách je velmi komplikovaný jev. Z pohledu hydromechaniky se jedná o proudění dvou médií a to vody a vzduchu. Hydraulické vazby mezi jednotlivými uzly Peltonovy turbíny se však dají poměrně jasně definovat, potom je možné rozdělit proudění v Peltonově turbíně na následující problémy, které jsou sice dílčí, v žádném případě to však nejsou problémy jednoduché, nebo jednoduše řešitelné:

- *Proudění před tryskou.* Jedná se o problém vnitřní hydromechaniky, kdy jsou prováděny rozборы proudění v okružních potrubích, případně v kolenech před tryskami turbín. Tento problém je v současné době řešen metodami CFD (Computational Fluid Dynamic). Na základě výpočtů proudění je možné provádět optimalizace tvaru těchto částí.
- *Proudění v trysce.* Z hlediska klasifikace se jedná o proudění s volnou hladinou, neboli o proudění dvoufázové. Tento problém je v poslední době opět řešen metodami CFD. Z hlediska hydromechaniky jde o značně komplikovaný jev, který při řešení vyžaduje od hydraulika značné zkušenosti v oboru CFD. Jedná se o problém, jehož řešení je pro dosahování vysokých účinností Peltonových turbín nezbytné.
- *Proudění po korečku turbíny.* Principiálně je tento problém podstatně obtížněji řešitelný, než proudění v trysce Peltonovy turbíny. Jedná se opět o dvoufázové

proudění, ovšem daná problematika je o to komplikovanější, že řešení musí probíhat v relativním prostoru oběžného kola a že jde o úlohu časově závislou. Dnešní, dostupné komerční produkty CFD si s úlohou tohoto typu zatím nedokáží rozumným způsobem poradit. Způsob řešení CFD je založen na použití metody VOF (Volume of Fluid), popis této metody podrobně uvádí Hirt a Nicols ve [12]. Druhý způsob modelování proudění po korečku znamená řešení pohybových rovnic částic kapaliny, vázaných na ploše akční strany korečku. Toto zjednodušení vychází z velmi jednoduchého předpokladu a to, že setrvačné, odstředivé, Coriolisovy a příčné síly jsou v objemu kapaliny na korečku podstatně větší, než síly vznikající na základě působení tření v kapalině. Po zanedbání tření v kapalině je možno řešit proudění kapaliny po korečku jako problém dynamiky, který je podstatně jednodušší, než řešení pomocí CFD. Modelováním proudění po korečku, jako problémem dynamiky, se ve světě zabývají dvě pracoviště. První je na univerzitě v Yokohamě a druhé v ČKD Blansku Engineering, a.s. Ten spolupracuje na řešení výše uvedeného problému s VUT Brno, Energetickým ústavem, Odborem hydraulických strojů V. Kaplana.

- *Proudění ve skříni turbíny.* Tento problém, vyskytující se v Peltonových turbínách, doposud není cestou numerických simulací řešitelný. Tato úloha dvojfázového proudění s časově proměnným, vícenásobným vstupem a extrémně velkou výpočetní oblastí bude jistě značnou dobu výzvou pro hydrauliky, zabývající se Peltonovými turbínami.

Pevné místo v rozvoji Peltonových turbín zaujímá i nadále provádění modelového výzkumu. Spojení moderních výpočetních metod a výsledků kvalitně provedených experimentů je do budoucna zřejmě jediná cesta pro další inovace Peltonových turbín. Optimalizace Peltonových turbín je dlouhodobý proces, ve kterém je řešena řada úloh. Problém simulace proudění vody v Peltonových turbínách je záležitostí obtížnou, kterou lze v současnosti řešit na základě jistých zjednodušení. Na druhé straně se ovšem jedná o problém, jehož úspěšné vyřešení bude znamenat důležitý mezník ve vývoji vodních turbín tohoto typu.

3 CÍL PRÁCE

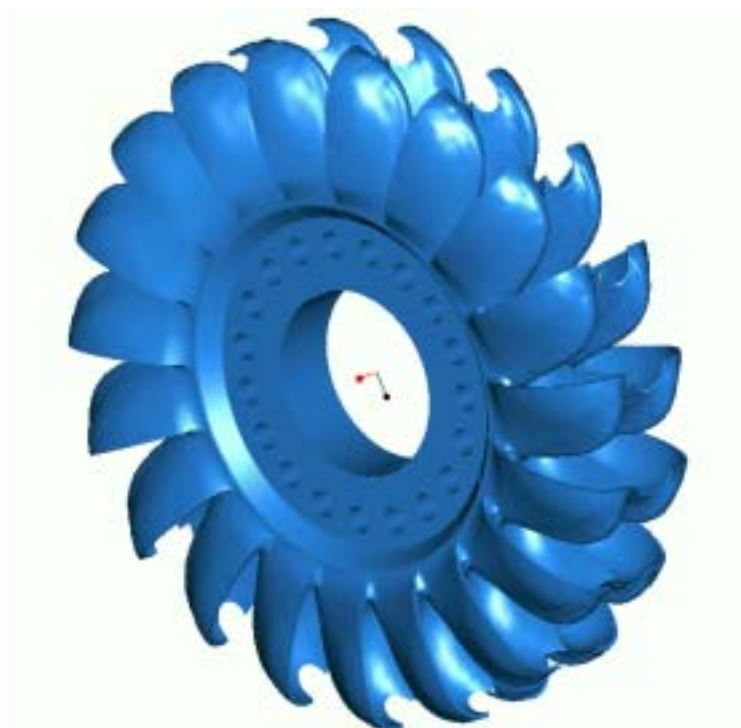
Hlavním cílem disertační práce z hlediska simulace proudění v oběžném kole je sestavení matematického modelu proudění kapaliny po korečku Peltonovy turbíny a následné vytvoření programového vybavení, pomocí kterého je možno uspokojivě numericky modelovat tento druh proudění. Aplikace výsledků je prováděna s cílem popsat a kvantifikovat účinnost přenosu energie z kapaliny na koreček a vytvořit aparát pro optimalizaci geometrie korečku. Z hlediska aplikace moderních přístupů v problematice numerických simulací proudění kapalin, tedy používání metod CFD je cílem práce optimalizace tvaru dýzy a přívodního potrubí vertikální Peltonovy turbíny. Cílem práce je také v maximálním možném rozsahu ověřit dosažené výsledky numerických simulací na modelovém zařízení.

4 ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ

Zpracování dané problematiky je rozděleno na dvě základní oblasti, jedná se o problematiku oběžného kola a problematiku proudění v nepohyblivých částech Peltonovy turbíny. Numerické simulace proudění v oběžném kole jsou řešeny na základě aplikace níže uvedené teorie do formy počítačového programu. Proudění v nepohyblivých částech Peltonovy turbíny je numericky simulováno programem Fluent. Experimenty proběhly na hydraulické zkušebně ČKD Blansko Engineering.

4.1 Oběžné kolo

Tvar oběžného kola Peltonovy turbíny moderní koncepce je na obr. 1.



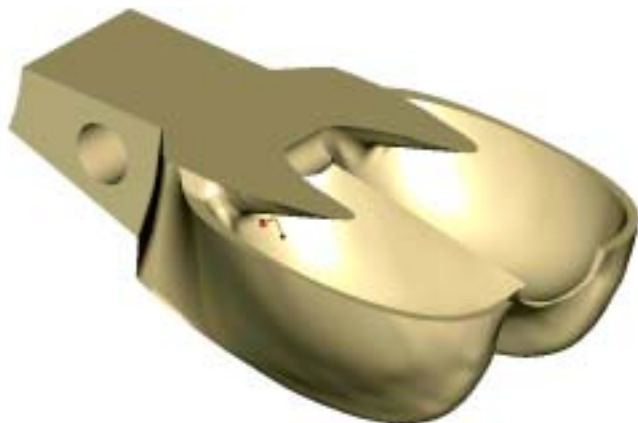
Obr. 1 Oběžné kolo Peltonovy turbíny

Na obrázku oběžného kola je vidět snaha o maximální zohlednění pevnostních i hydraulických hledisek, jedná se o odstranění koncentrací napětí zejména v oblasti vetknutí korečku do disku a tedy zvýšení životnosti kola. Hydraulické vlivy jsou zohledněny z hlediska dosažení minimálních výstupních úhlů kapaliny, vstupu kapaliny na koreček s minimálním rázem a použití hladké akční plochy korečku.

4.1.1 Stanovení relativních drah kapaliny v prostoru kola

Určení relativní dráhy vodního paprsku v oběžném kole Peltonovy turbíny patří mezi základní úkoly hydraulického řešení tohoto typu vodní turbíny. Na následujícím obrázku je zobrazen jeden koreček Peltonovy turbíny. Obrázek je vytvořen jako výseč z oběžného kola dle obr. 1.

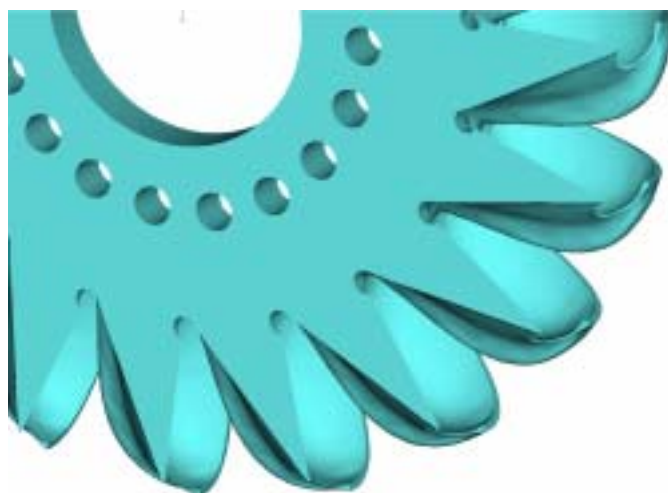
Paprsek dopadá na korečky turbíny tak, že je břitem rozdělen na dvě poloviny, kinematiku paprsku je potom možno řešit v rovinách kolmých na osu rotace kola. V této práci je použito řešení kinematiky paprsku pouze v rovině symetrie kola, jedná se o rovinu, ve které leží všechny břity korečků, tak budou získány relativní rychlosti kapaliny na vstupu do korečků oběžného kola turbíny.



Obr. 2 Koreček Peltonovy turbíny

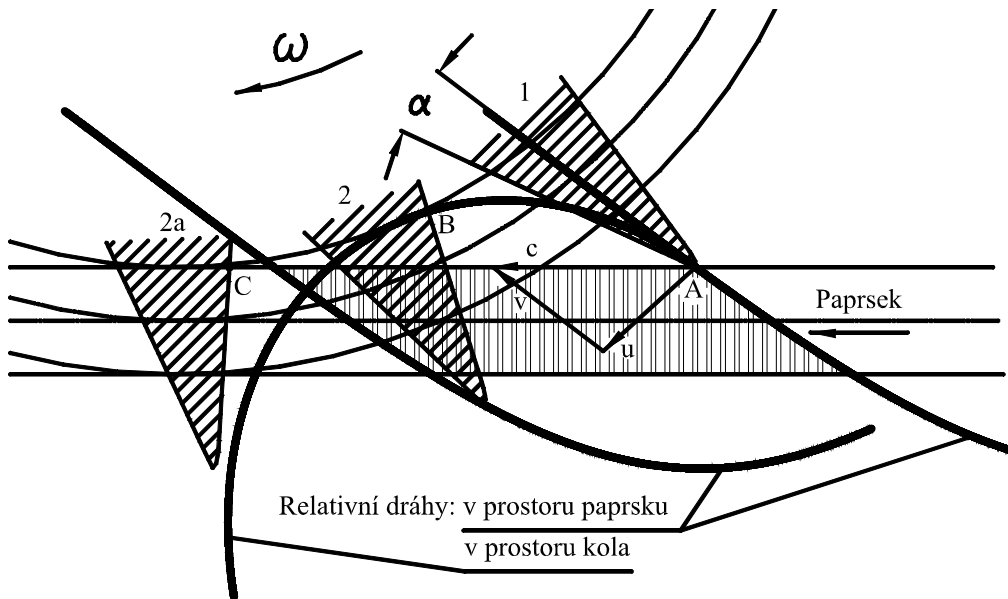
Řešení kinematiky paprsku a kola probíhá pouze s poměrně malým zjednodušením a to, že paprsek má konstantní průměr v oblasti kola.

Na obr. 3 je zobrazen řez oběžným kolem rovinou symetrie korečků. Na základě tohoto obrázku si můžeme utvořit představu o tom, jakým tvarem oběžného kola je paprsek v průběhu práce turbíny rozdělován na jednotlivé objemy, dopadající na akční plochy příslušných korečků.



Obr. 3 Řez oběžného kola rovinou symetrie

Tvar relativních drah je stanoven na základě rovnice (1). Relativní dráhy se určují jak v prostoru oběžného kola, tak v prostoru paprsku. Relativní dráha v prostoru paprsku popisuje jednotlivé části, na které je paprsek oběžným kolem při provozu rozdělen. Na následujícím obrázku se jedná o svisle vyšrafovanou část paprsku. Relativní dráha v prostoru kola umožňuje vytvořit si představu o časovém průběhu průchodu kapaliny kolem, viz Veselý [13].



Obr. 4 Relativní dráhy kapaliny

Znalost kinematiky kapaliny v prostoru oběžného kola, tedy tvaru relativních drah a úhlů rázu umožňuje kvalifikovaně posoudit základní vlastnosti korečku a při znalosti vhodných hodnot úhlu rázu případně provést změny geometrie korečku. Tak je možné docílit klidného provozu turbíny a dlouhé životnosti kola.

Směr relativní rychlosti v místě horní proudnice paprsku a tečna týlní strany ve špičce podélného řezu určuje velikost úhlu rázu, viz rovnice (1).

$$\mathbf{c} = \mathbf{u} + \mathbf{v}, \quad (1)$$

kde: \mathbf{c} - absolutní rychlost,
 \mathbf{u} - unášivá rychlost,
 \mathbf{v} - relativní rychlost.

Tvar relativní dráhy, poloha podélného řezu a hodnota úhlu rázu je nakreslena na obr. 4. Místo posledního ostříku je definováno, jako bod na akční straně korečku, kam dopadne poslední kapka vody z dolní proudnice paprsku.

4.1.2 Matematický popis povrchu korečku

Další postup matematického modelování proudění v Peltonově oběžném kole je podmíněn vytvořením vhodného matematického popisu akční plochy korečku. Současná matematika nabízí více možností popisu takové plochy. Z praktických důvodů bylo rozhodnuto realizovat popis akční plochy korečku pomocí Bernstein - Bézierových ploch, které popisuje rovnice (2).

$$B(u_1, u_2) = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n r(i, j) \binom{m}{i} u_1^i \cdot (1-u_1)^{m-i} \cdot \binom{n}{j} u_2^j \cdot (1-u_2)^{n-j}, \quad (2)$$

kde $u_1 \in \langle 0;1 \rangle$ a $u_2 \in \langle 0;1 \rangle$ jsou dva nezávislé parametry.

Podle zápisu rovnice (2) je Bernstein - Bézierova plocha zadána $\mathbf{k}=(\mathbf{m}+1) \cdot (\mathbf{n}+1)$ kontrolními body $\mathbf{r}(i, j)$. Jako vhodná cesta k vyřešení souřadnic neznámých kontrolních bodů se ukazuje použití metody nejmenších čtverců, viz rovnice (3).

$$S = \sum_{i=1}^k (B(u_1, u_2) - H_i)^2, \quad (3)$$

kde H_i je souřadnice akční plochy korečku, daná výkresem.

Rovnice pro k kontrolních bodů popisujících Bézierovu plochu vznikne po derivaci rovnice (3) podle souřadnic jednotlivých řídicích bodů. Výsledkem je pak soustava lineárních rovnic (4):

$$\frac{\delta S}{\delta r_{i,j}} = 0, \quad (4)$$

kde: $i=0 \div m$ a $j=0 \div n$.

Akční plocha Peltonovy turbíny má poměrně složitou geometrii, nicméně celá plocha byla úspěšně modelována pomocí jednoho segmentu Bézierovy plochy.

4.1.3 Matematické a fyzikální základy řešení pohybu kapaliny po korečku

Další postup na řešení problému matematických simulací proudění po korečku Peltonovy turbíny je prováděn na základě aplikace následujících zjednodušení:

- Ztráta rázem na vstupu kapaliny na koreček je zanedbána
- Gravitační zrychlení je zanedbáno
- Plocha průřezu paprsku je konstantní v prostoru kola
- Třecí síly mezi kapalinou a korečkem jsou zanedbány
- Normálové zrychlení je konstantní na normále k akční ploše korečku

Základní rovnice pohybu kapaliny po korečku je rovnice (5). Tato rovnice vyjadřuje D'Alembertův princip, který je třeba chápat jako axiom, nelze ho sice dokázat, na druhé straně je ovšem experimentálně ověřen - viz Brdička [14].

$$m \cdot \ddot{y} = \mathbf{F} + \mathbf{G}, \quad (5)$$

kde: m hmotnost příslušného elementu kapaliny,

y křivka, ležící v akční ploše korečku, popisující pohyb elementu hmoty po této ploše,

\mathbf{F} síla, působící na element hmoty od vektorového pole, ve kterém pohyb probíhá,

\mathbf{G} normálová, neboli vazbová síla v místě kontaktu.

Souřadnice \mathbf{y} popisuje polohu řešeného bodu v závislosti na parametrech u^1 a u^2 , jako funkcí času, tato závislost je formálně popsána v rovnici (6).

$$\mathbf{y} = \mathbf{y}[u^1(t), u^2(t)] \quad (6)$$

V rovnici (6) jsou dva parametry u^1 a u^2 , pomocí kterých je popisována akční plocha korečku. Takové dva parametry jsou použity i v definici Bernstainovy plochy v rovnici (2). Funkční obor těchto parametrů je interval $\langle 0,1 \rangle$. Tento popis ovšem není vhodný pro řešení rovnice (5), protože zde pracujeme s fyzikálními veličinami a tedy musíme pracovat s jednotkami soustavy SI. Z hlediska zjednodušení odvození týkajících rovnice (6) budeme předpokládat, že pro výše uvedené parametry na celé ploše platí následující rovnice:

$$\frac{du^i}{ds^i} = 1 \quad (7)$$

Kde je s^i délka oblouku křivky ve směrech vektorů \mathbf{x}_i , tečných k ploše korečku. Tímto zjednodušením se výsledné odvození podstatně zpřehlední a zapisované rovnice budou kratší a formálně jednodušší.

4.1.4 Pohyb hmotného bodu vázaného na plochu

V této kapitole bude provedeno rozepsání rovnice (5) do křivočarého souřadného systému ležícího na povrchu akční plochy korečku, za předpokladu platnosti rovnice (7).

Nejprve je třeba rozepsat vektor zrychlení vyšetřovaného hmotného bodu $\ddot{\mathbf{y}}$. Obě strany rovnice (6) budeme nejprve derivovat podle času t a obdržíme:

$$\dot{\mathbf{y}} = \frac{du^i}{dt} \mathbf{x}_i \quad (8)$$

Snadno spočteme, že platí:

$$\ddot{\mathbf{y}} = \mathbf{x}_{ij} \frac{du^i}{dt} \frac{du^j}{dt} + \mathbf{x}_k \frac{d^2 u^k}{dt^2} \quad (9)$$

Tuto rovnici upravíme dle Gaussových rovnic, viz Budínský [15] a dostaneme:

$$\ddot{\mathbf{y}} = \left(\frac{d^2 u^k}{dt^2} + \Gamma_{ij}^k \frac{du^i}{dt} \frac{du^j}{dt} \right) \mathbf{x}_k + \mathbf{h}_{ij} \frac{du^i}{dt} \frac{du^j}{dt} \mathbf{n} \quad (10)$$

Po dosazení rovnice (10) do rovnice (5) platí:

$$\left(m \frac{d^2 u^k}{dt^2} + m \Gamma_{ij}^k \frac{du^i}{dt} \frac{du^j}{dt} - \mathbf{f}^k \right) \mathbf{x}_k + \left(m \mathbf{h}_{ij} \frac{du^i}{dt} \frac{du^j}{dt} - \mathbf{f} - \boldsymbol{\gamma} \right) \mathbf{n} = 0 \quad (11)$$

Rovnici (11) je možné rozepsat do souřadnic Frenetova trojhranu, tak je stanovena soustava tří diferenciálních rovnic pro tři směry dané osami Frenetova trojhranu:

$$\left(m \frac{d^2 u^k}{dt^2} + m \Gamma_{ij}^k \frac{du^i}{dt} \frac{du^j}{dt} - \mathbf{f}^k \right) \mathbf{x}_k = 0, \quad (12)$$

$$\left(m \mathbf{h}_{ij} \frac{du^i}{dt} \frac{du^j}{dt} - \mathbf{f} - \boldsymbol{\gamma} \right) \mathbf{n} = 0, \quad (13)$$

kde: m hmotnost elementu kapaliny,
 t čas,
 Γ_{jk}^i Christoffelovy symboly,
 \mathbf{f}^i síly vektorového pole ve směru os Frenetova trojhranu, tečných k ploše korečku,
 h_{ij} kovariantní souřadnice kvadratického tenzoru akční plochy,
 \mathbf{f} síla vektorového pole ve směru normály k ploše korečku,
 $\boldsymbol{\gamma}$ velikost kontaktní síly v místě styku kapaliny a korečku,
 \mathbf{n} jednotkový vektor normály v místě kontaktu.

V případě, že budeme simulovat pohyb jednoho elementu kapaliny po ploše, stačí řešit pouze soustavu diferenciálních rovnic danou vzorcem (12). Hodnota normálové síly totiž v případě tohoto řešení nemá na výsledek žádný vliv, pochopitelně předpokládáme-li řešení pohybu elementu po ploše bez tření.

Vzhledem k tomu, že se jedná o řešení úlohy časově závislé, její numerické řešení budeme provádět metodou časové diskretizace. Řešením soustavy rovnic (12) a (13) potom obdržíme dráhu elementu kapaliny po korečku v relativním prostoru oběžného kola a hodnoty tečných i normálových sil.

4.1.5 Diskretizace pohybových rovnic

Struktura rovnic (12) a (13) umožňuje, aby nejprve byla řešena samostatně rovnice (12) a teprve potom poslední rovnice soustavy (13).

Pohybové rovnice (12) rozepíšeme pro počítačové zpracování takovým způsobem, že derivace souřadnic u^i podle času nahradíme diferencemi těchto souřadnic za určitý, dostatečně malý časový úsek Δt .

Označení dolním indexem vlevo od proměnné u bude znamenat, že platí:

$$\begin{aligned} {}_1u^i & \text{ hodnota proměnné } u^i \text{ v čase } t-\Delta t, \\ {}_2u^i & \text{ hodnota proměnné } u^i \text{ v čase } t, \\ {}_3u^i & \text{ hodnota proměnné } u^i \text{ v čase } t-\Delta t. \end{aligned}$$

Dále zavedeme označení:

$$\frac{{}_2u^i - {}_1u^i}{\Delta t} = \mathbf{v}^i, \quad (14)$$

kde \mathbf{v}^i je rychlost v i -tém směru během předchozího časového úseku.

Podstatné zjednodušení diskretizace rovnice (12) je docíleno tak, že pro každý časový krok je soustava nelineárních rovnic řešena v relativním souřadném systému křivočarých souřadnic u^1 a u^2 v bodě, kde se nachází příslušný element kapaliny v čase t . Pro takto uvažovaný souřadný systém budou hodnoty ${}_2u^1$ vždy rovny nule a rovnice (12) se po diskretizaci zjednoduší do rovnic (15) a (16). Detailní popis jednotlivých veličin je uveden v disertační práci. Řešení soustavy nelineárních rovnic (15) a (16) je základním problémem, který řeší simulaci pohybu elementu kapaliny po akční ploše korečku Peltonovy turbíny.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_1 &= m \frac{{}_3u^1}{\Delta t^2} - m \frac{\mathbf{v}^1}{\Delta t} + m \frac{\Gamma_{11}^1}{\Delta t^2} ({}_3u^1)^2 + m \frac{\Gamma_{12}^1}{\Delta t^2} {}_3u^1 {}_3u^2 + m \frac{\Gamma_{21}^1}{\Delta t^2} {}_3u^1 {}_3u^2 + \\ & m \frac{\Gamma_{22}^1}{\Delta t^2} ({}_3u^2)^2 - \mathbf{f}^1 = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_2 &= m \frac{{}_3u^2}{\Delta t^2} - m \frac{\mathbf{v}^2}{\Delta t} + m \frac{\Gamma_{11}^2}{\Delta t^2} ({}_3u^1)^2 + m \frac{\Gamma_{12}^2}{\Delta t^2} {}_3u^1 {}_3u^2 + m \frac{\Gamma_{21}^2}{\Delta t^2} {}_3u^1 {}_3u^2 + \\ & m \frac{\Gamma_{22}^2}{\Delta t^2} ({}_3u^2)^2 - \mathbf{f}^2 = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

Řešení této soustavy je pak provedeno iterační Newtonovou metodou, přičemž diskretizace a řešení poslední rovnice (13) je elementární záležitost.

Základní podmínkou k řešení dráhy kapaliny po korečku je, že relativní rychlost je v každém bodě tečná k akční ploše. Z toho důvodu je třeba zanedbat ráz na vstupu kapaliny do korečku. Velikost rychlosti na vstupu zůstane zachována, pouze směr rychlosti je změněn do směru tečného k akční ploše.

4.1.6 Vektorové pole a příčná síla v kapalině

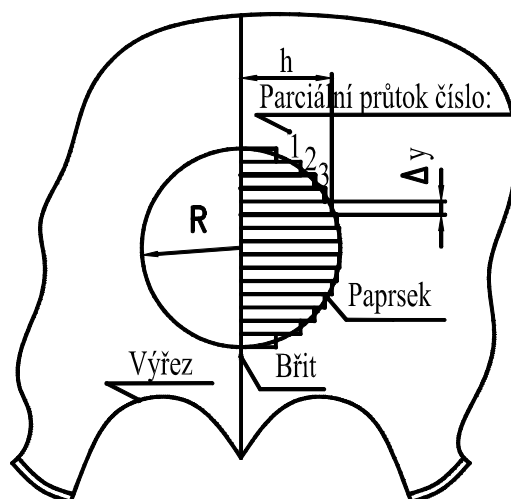
Vektorové pole popisující zrychlení na akční ploše korečku je určeno rovnicí (17) a popsáno například Brdičkou, ve [14], kdy osou rotace oběžného kola je osa \mathbf{z} .

$$\mathbf{a} = \mathbf{r} \cdot \omega^2 + 2 \cdot \mathbf{v} \times \boldsymbol{\omega} \quad (17)$$

Tato dvě zrychlení, respektive jejich vektorový součet po vynásobení hmotností elementu definují sílu na element kapaliny nacházející se na povrchu akční plochy korečku. Takto definovaná síla na element kapaliny umožňuje řešit jeho pohyb po akční ploše bez působení bočních sil a tedy bez možnosti matematické simulace rozlití kapaliny po korečku.

Velikost příčné síly v kapalině je určována ze statického tlaku, při znalosti výšky a hloubky elementu, hustoty kapaliny a velikosti normálového zrychlení. Definice statického tlaku ve vrstvě kapaliny na povrchu korečku je uvedena v [9], případně v disertační práci, kde je také uvedena rovnice rovnováhy v příčném směru.

Na následujícím obrázku je schematicky znázorněn paprsek při vstupu na koreček. Dále je na obr. 5. zobrazena definice výšky elementu kapaliny, způsob náhrady průřezu kapalinné vrstvy a číslování jednotlivých částečných průtoků tak, jak jsou použity pro definici příčných sil v kapalinné vrstvě.



Obr. 5. Příčný řez paprskem

4.1.7 Účinnost přenosu energie na koreček Peltonovy turbíny

Hydraulická účinnost turbíny je definovaná Eulerovou turbínovou rovnicí (18). Tuto rovnici lze najít v různých publikacích, zabývajících se hydromechanikou, jako příklad uvádím Maštovský [16]. Zápis Eulerovy turbínové rovnice (18) je proveden v měrných

rychlostech. V případě znalosti měrných vstupních a výstupních rychlostí na korečku Peltonovy turbíny je možno pro každý parciální průtok určit hodnotu hydraulické účinnosti.

$$\frac{\eta_h}{2} = u_{1\sigma} \cdot c_{u1\sigma} - u_{2\sigma} \cdot c_{u2\sigma}, \quad (18)$$

kde: η_h hydraulická účinnost,
 $u_{1\sigma}$ unášivá rychlost na vstupu, podělena $\sqrt{2gh}$,
 $u_{2\sigma}$ unášivá rychlost na výstupu, podělena $\sqrt{2gh}$,
 $c_{u1\sigma}$ obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu, podělena $\sqrt{2gh}$,
 $c_{u2\sigma}$ obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu, podělena $\sqrt{2gh}$.

Proudění v Peltonových turbínách je děj nestacionární. Odtud vyplývá, že i při stanovování hydraulické účinnosti je třeba potupovat, jako při práci s nestacionární veličinou. Výpočet integrální hodnoty účinnosti je proveden vzhledem k hmotnosti kapaliny vstupující v tom kterém časovém okamžiku na koreček jako hodnotu průměrnou vzhledem k hmotnostnímu průtoku.

4.1.8 Výsledky numerických simulací proudění kapaliny po korečku

Aplikací teorie, uvedené v předchozích kapitolách je programové vybavení, které je vytvořeno v programovacím jazyce Turbo Pascal Version 7.

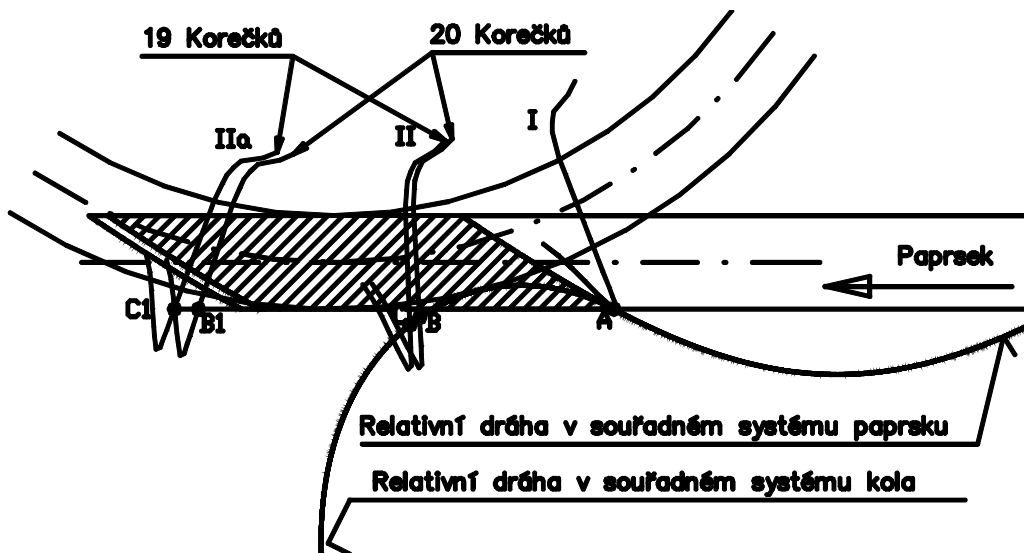
Proudění jedné kapky vody po korečku

Za určitých okolností je možné úspěšně využít matematické modelování pohybu jednoho hmotného elementu po obecné ploše v rotujícím relativním prostoru spojeném s oběžným kolem. V těchto simulacích speciálních případů proudění kapaliny po korečku nebude modelováno působení příčných sil v kapalině. Reálně lze s takovým stavem v Peltonových turbínách počítat pro dva časové okamžiky, jedná se o řešení pohybu první a poslední kapky vody dopadající na koreček.

Optimalizace počtu korečků

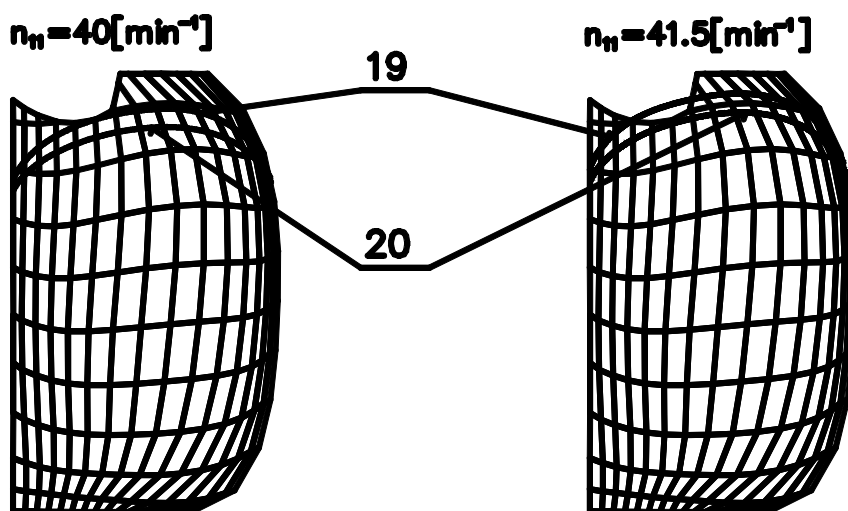
Jeden z velmi častých důvodů poklesu účinnosti Peltonových turbín je nesprávný počet korečků oběžného kola. Použití kola s optimálním počtem korečků je první předpoklad dosažení světových účinností Peltonových turbín. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny dva po sobě jdoucí korečky I a II. Koreček s označením II je v tomto obrázku zobrazen pro případ oběžného kola s 19 a 20 korečky.

Na obr. 6. je zobrazena kinematika poslední kapky vody dopadající na koreček pro dva různé počty korečků v kole. Dráhy kapaliny jsou na tomto obrázku zobrazeny pro optimální jednotkové otáčky oběžného kola.



Obr. 6. Poslední kapka vody – relativní dráhy

Z relativních rychlostí poslední kapky vody na vstupu do korečků byl spočten pohyb poslední kapky po akční ploše korečků pro optimální plnění a dvoje jednotkové otáčky. Na obr. 7. jsou zobrazeny výsledky těchto výpočtů. Výsledky numerických simulací ukazují, že pro kolo s 19-ti korečkami již při mírném zvýšení jednotkových otáček nad jednotkové otáčky optimální dochází k průchodu kapaliny přes oblast výřezu a tedy k určitým objemovým ztrátám kapaliny v kole.



Obr. 7. Poslední kapka vody – proudění po korečku

Z obr. 7 vyplývá, že poslední kapka vody pro kolo s 19-ti korečkami a optimální jednotkové otáčky těsně mine oblast výřezu, v případě jednotkových otáček vyšších, než optimální, již voda výřezem vypadává. Poslední kapka vody v kole s 20-ti korečkami mine oblast výřezu pro oba počítané režimy turbíny. Na základě kritéria vypadávání poslední kapky vody výřezem lze v průběhu hydraulického návrhu určit optimální počet korečků v kole Peltonovy turbíny bez nutnosti provést testy na modelu turbíny.

Rozlití kapaliny po korečku

Rozlití kapaliny po korečku Peltonovy turbíny je jev nesmírně komplikovaný. Na základě použitých zjednodušení a teorie, uvedené v předchozích kapitolách je možné řešit tento komplikovaný jev jako problém dynamiky soustavy těles.

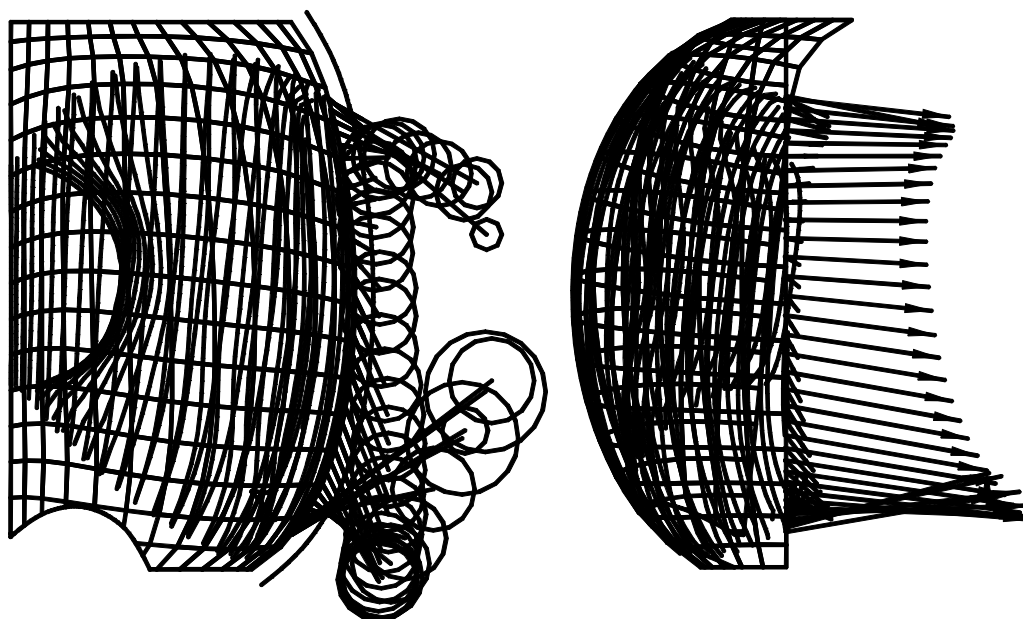
Výstupní rychlostní trojúhelníky patří mezi nejdůležitější informace, které se dají z výpočtu proudění turbínou získat. Dříve popsaný matematický aparát dává k dispozici dostatek informací k tomu, aby bylo možno řešit, jak rychlosti na výstupu korečku pro konkrétní geometrii vypadají.

Rychlostní trojúhelníky budeme stanovovat podle rovnice (1), při aplikaci rovnice (19). V posledním časovém úseku, ve kterém se kapalina pohybuje po korečku je spočten vektor relativní rychlosti, podle rovnice (14). V tom stejném místě na korečku je podle rovnice (19) určen vektor rychlosti unášivé.

$$\mathbf{u} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}, \quad (19)$$

kde: \mathbf{u} unášivá rychlost,
 \mathbf{r} polohový vektor bodu na výstupu kapaliny z korečku,
 $\boldsymbol{\omega}$ úhlová rychlost kola.

Známe-li relativní a unášivou rychlost, je možno stanovit i absolutní rychlost kapaliny na výstupu z korečku. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny velikosti absolutních a relativních rychlostí na výstupu korečku pro optimální průtok a optimální jednotkové otáčky.



Obr. 8 Výstupní rychlosti a kolize s následujícím korečkem – $n_{11}=40[\text{min}^{-1}]$

V levé polovině obr. 8 je nakreslen půdorys jedné poloviny akční strany korečku, společně s vnějším obrysem tylní plochy. Úsečky s kružnicí na jejím konci zobrazují vystupující vodu z korečku. Vystupující voda je zobrazena v časovém okamžiku, kdy polohu vody protne čelní rovina následujícího korečku. Kružnice na konci úseček, popisujících dráhy vystupující vody mají poloměr roven tloušťce kapalinné vrstvy v místě, kde kapalina koreček opustila. Z výsledků je patrné, že jistá část vystupující

kapaliny je v kontaktu s následujícím korečkem a tedy tato část týlní plochy je částí hydraulicky činnou. Na pravé straně tohoto obrázku je zobrazen bokorys korečku, společně s relativními a absolutními rychlostmi na výstupu. Na půdorysu i bokorysu korečku je zobrazena kapalina na akční ploše korečku a tomu odpovídající poloha volné hladiny.

Rozborem výsledků, zobrazených na předchozím obrázku je možné vytvořit si představu o chování kapaliny na výstupu z oběžného kola. Ukazuje se, že nejdůležitější dvě záležitosti, které mají vliv na parametry oběžného kola jsou:

- *Kolize kapaliny s následujícím korečkem*

Na předchozím obrázku je zobrazena kapalina na výstupu z korečku bez vzniku vodní tříště, jedná se tedy o určitou idealizaci proudění na výstupu z korečku. Vodní tříšť vzniká po výstupu kapaliny z korečku, při jejím pohybu vzduchem. Na rozhraní dvou fází s různou hustotou vznikají nestability a působí tím intenzivněji, čím je rychlost vody větší a vrstva kapaliny menší, viz [1]. V případě nárazu kapaliny na následující koreček dochází ke značným energetickým ztrátám a účinnost kola rychle klesá. Matematickým modelováním bylo prokázáno, že poloha kapaliny v okamžiku, kdy se nachází v čelní rovině následujícího korečku je závislá na velikosti jednotkových otáček kola. Se vzrůstem jednotkových otáček vzdálenost kapaliny od následujícího korečku klesá a tedy velikost kolizí pro tyto režimy roste. Doposud se provádělo pouze experimentální studium kolize kapaliny s následujícím korečkem a to pomocí měření účinnosti, pozorování proudění v turbíně a vyhodnocování omytí speciální barvy nanesené na týlní stranu korečků. Matematické modelování kolize kapaliny s následujícím korečkem bylo poprvé popisováno v pracích autora disertační práce, viz Veselý [17].

- *Výstupní rychlosti z oběžného kola*

Se změnami jednotkových otáček o poměrně malé hodnoty dochází ke značným změnám tvaru rychlostních trojúhelníků na výstupu z kola. Pomocí matematického modelování je možné na celém výstupu stanovovat relativní i absolutní rychlosti pro různé jednotkové otáčky kola.

Z důvodu značného rozsahu jsou grafické výsledky časového rozlití kapaliny po korečku uvedeny pouze v disertační práci.

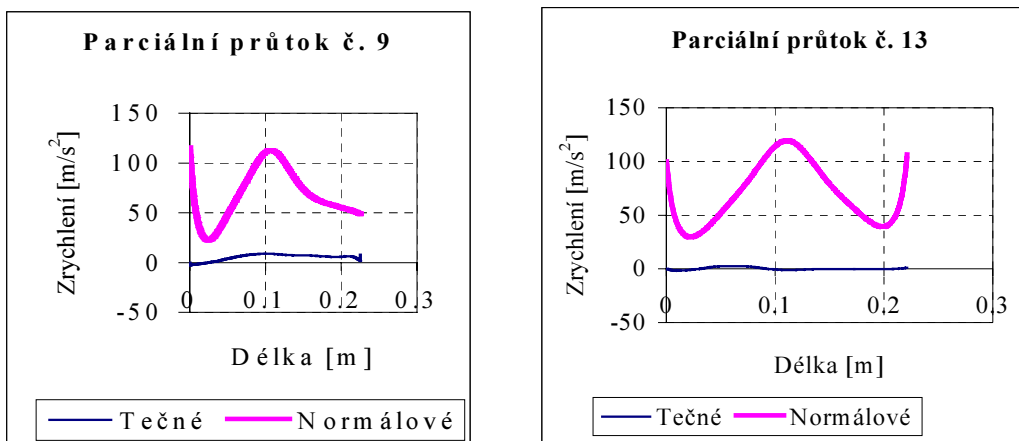
Tečná a normálová zrychlení na akční ploše

Studium tečných a normálových zrychlení na povrchu akční plochy korečku probíhá na základě řešení rovnic (12) a (13) pro optimální pracovní bod turbíny. Výpočty byly provedeny na oběžném kole o průměru 1m se spádem 1m, pro 21 parciálních průtoků. Číslování parciálních průtoků je provedeno stejně, jako na obr. 5. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny dva vybrané parciálních průtoky, nacházející se blízko u středu proudu kapaliny na korečku, respektive tečná a normálová zrychlení pro tyto dva vybrané parciální průtoky.

Výsledky numerických simulací prokázaly, že v průběhu kontaktu kapaliny s korečkem není tečné zrychlení kapaliny rovno nule, ale že relativní rychlost kapaliny se při tomto procesu mění. Toto zjištění patří mezi základní závěry disertační práce.

Průběh tečných zrychlení je zřejmě dán předáváním energie v kapalině na akční ploše korečku, tento jev se děje v důsledku rozlévání proudu po korečku, působení odstředivé a Coriolisovy síly.

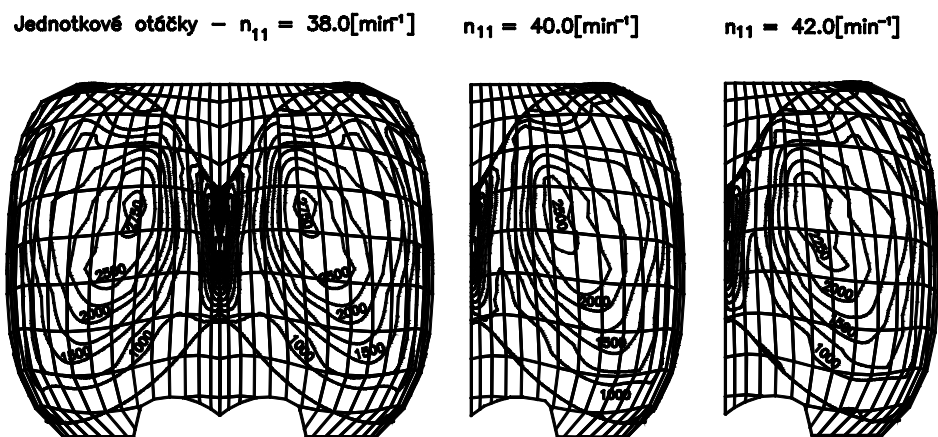
Podstatně vyšších hodnot, než tečné zrychlení dosahuje zrychlení normálové. Na kole s výše uvedenými parametry se jeho hodnoty pohybují kolem 150 ms^{-2} .



Obr. 9 Tečná a normálová zrychlení na povrchu korečku

Tlakové zatížení akční plochy pro různé jednotkové otáčky

Aplikací vztahů uvedených v disertační práci je možno určit hodnotu statického tlaku na povrch akční plochy korečku. Na obr. 10 jsou nakresleny výsledky výpočtu rozložení pro troje jednotkové otáčky, optimální průtok turbínou, spád 1m a roztečný průměr kola 1m.



Obr. 10 Statický tlak na akční ploše korečku [Pa]

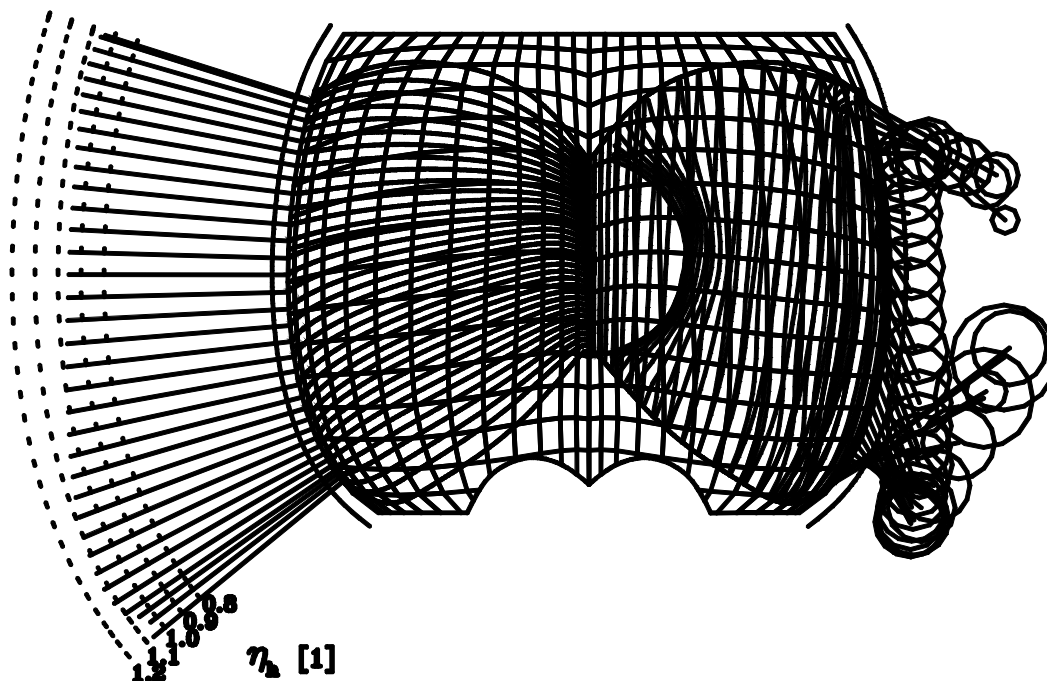
Výsledky výpočtů statického tlaku ukazují jednoznačnou vazbu mezi jednotkovými otáčkami kola a velikostí statického tlaku. Nejvyšší statické tlaky byly spočteny pro nejnižší jednotkové otáčky a opačně. Z obr. 10 vyplývá, že v případě změny jednotkových otáček o 5%, je změna maximálního tlaku o 10%. Tato skutečnost velmi dobře odpovídá impulzové větě, viz [1], která popisuje velikost síly vodního paprsku na pohybující se stěnu. Velikost síly podle impulzové věty závisí na druhé mocnině rozdílu absolutní a relativní rychlosti a tedy při změně tohoto rozdílu o 5% je změna síly a tedy i tlaku o 10.25%.

Okamžité a integrální hodnoty hydraulické účinnosti

Hydraulickou účinnost definujeme dle rovnice (18), jako:

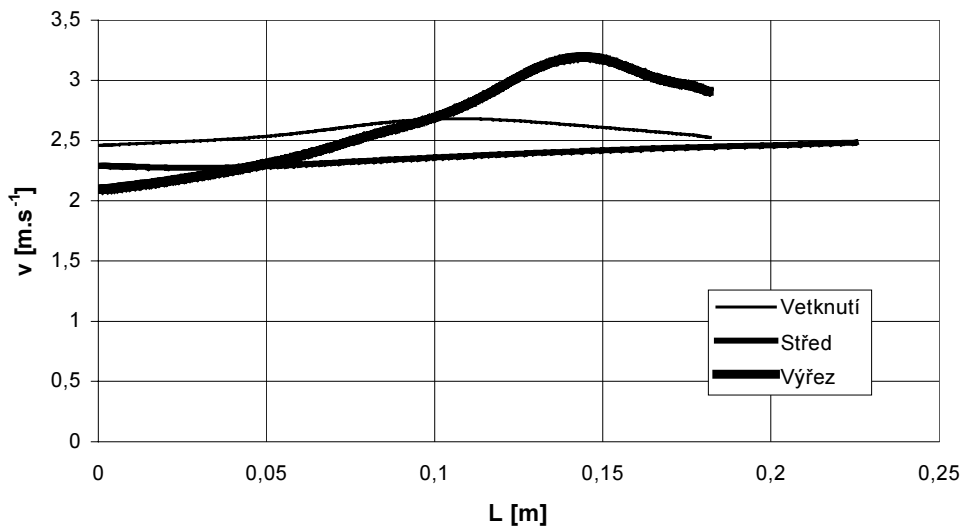
- *Hodnotu pro každý parciální průtok*

Hydraulická účinnost je určována pro každý parciální průtok a všechny časové okamžiky, kdy je koreček v kontaktu s paprskem. Výsledky těchto simulací pro optimální plnění i otáčky turbíny jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obr. 11 Hydraulická účinnost pro jednotlivé parciální průtoky

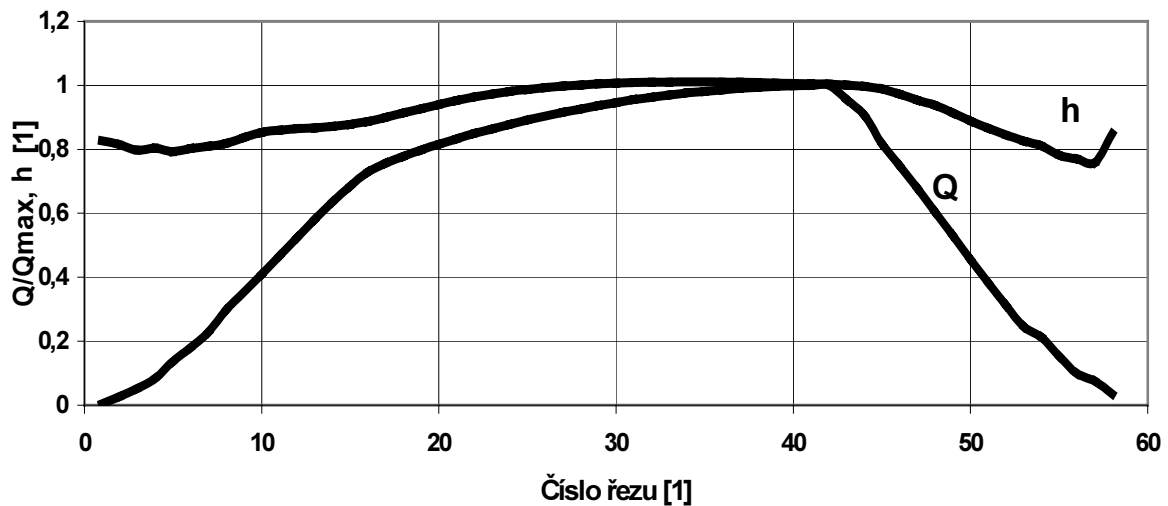
Přes to, že pro některé parciální průtoky je hydraulická účinnost dle obr. 11 o poznání vyšší, než 1, celková účinnost stanovená výpočtem pro jeden časový okamžik hodnotu 1 překračuje nepatrně. Jedná se zřejmě o důsledek použitých zjednodušení a vlastní numerické simulace. Reálné kolo pochopitelně dosahuje účinností pod 100%, ovšem konstrukce korečku je provedena tak, aby jeho účinnost byla co nejvyšší a tak po aplikaci výše uvedených zjednodušení je pro některé časové okamžiky hodnota hydraulické účinnosti fyzikálně nereálná. Překročení 100% účinnosti je otázkou definice rovnice (18), protože ta platí pro celkový průtok turbínou a bere v úvahu energetické poměry na vstupu do kola a výstupu z něho. Jak již bylo naznačeno, příčina změn účinnosti pro jednotlivé proudy je zřejmě v přerozdělování energie napříč kapalinou postupující po korečku. Důsledek přerozdělení energie v proudu, který se rozlévá po korečku se projevuje ve změnách relativní rychlosti jednotlivých parciálních průtoků. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny relativní rychlosti pro tři parciální proudy a to v blízkosti vetknutí, ve středu proudu a v blízkosti výřezu korečku. Vliv velikosti relativní rychlosti na hydraulickou účinnost je evidentní.



Obr. 12 Relativní rychlosti na korečku

- Časově proměnnou hodnotu

Proudění po korečku Peltonovy turbíny je jev časově závislý. Časově závislé jsou nejen vstupní a výstupní okrajové podmínky, ale také z nich stanovená hydraulická účinnost. Její průběh je v této práci stanoven vzhledem k okamžiku, kdy na koreček kapalina vstoupila. Okamžitá hydraulická účinnost je účinností váženou, kdy váhovým faktorem je hmotnostní tok jednotlivými parciálními průtoky. Takto spočtený průběh účinnosti, společně s plněním korečku pro celý průběh průchodu korečku paprskem je zobrazen na následujícím obrázku. Výsledky optimalizace akční plochy korečku vzhledem k průběhu účinností – viz Veselý [18] a [19].



Obr. 13 Hydraulická účinnost a plnění korečku pro jednotlivé časové řezy

- Integrovanou hodnotu

Integrovaná hodnota hydraulické účinnosti pro průchod korečku paprskem je určena pouze jedinou hodnotou pro daný průtok a otáčky turbíny. Použité řešení tedy umožňuje výpočtem stanovit univerzální charakteristiku oběžného kola turbíny.

4.1.9 Mezní vrstva na korečku

Metody výpočtů mezních vrstev byly vyvíjeny od dvacátých let minulého století, viz například Pohlhausen [20], bouřlivý rozvoj proběhl zejména v šedesátých a sedmdesátých letech, viz Schlichting [21]. Z našich autorů velmi dobře popsal teoretický základ i rozvoj mezních vrstev Citavý v [22].

Numerická simulace proudění v mezní vrstvě na korečku je prováděna metodou Head – Patelovou. Z teoretického hlediska se jedná o integrální metodu numerické simulace mezních vrstev, založenou na řešení Von Karmánovy rovnice (20).

$$\frac{d\delta_2}{dx} + \frac{dv}{dx} \frac{\delta_2}{v} (2 + H) = \frac{\tau_w}{\rho v^2}, \quad (20)$$

kde: δ_2 impulzní tloušťka mezní vrstvy,

x délková souřadnice ve směru relativní rychlosti,

v relativní rychlost kapaliny na akční straně korečku,

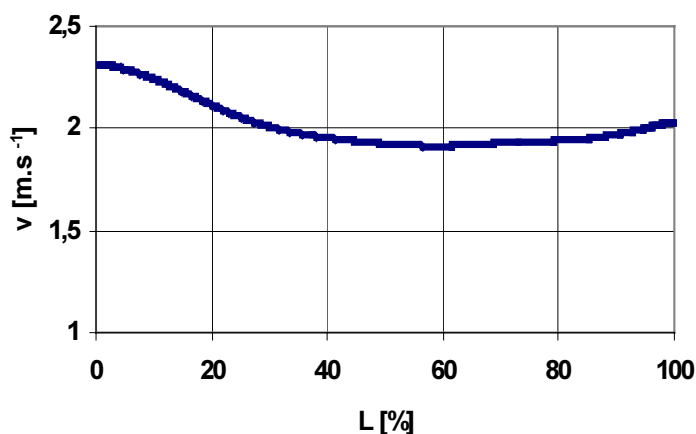
$H = \delta_1 / \delta_2$ tvarový parametr, vyjadřující poměr velikostí pošinovací a impulzní tloušťky mezní vrstvy,

τ_w smykové napětí na povrchu korečku.

Hlavní myšlenkou Head - Patelovy metody řešení mezní vrstvy je předpoklad strhávání kapaliny do mezní vrstvy, viz Head a Patel [23]. Výpočty turbulentní mezní vrstvy na korečku jsou provedeny pomocí programu sestaveném Haluzou, viz [24].

Chování mezní vrstvy při změnách spádu a průměru kola

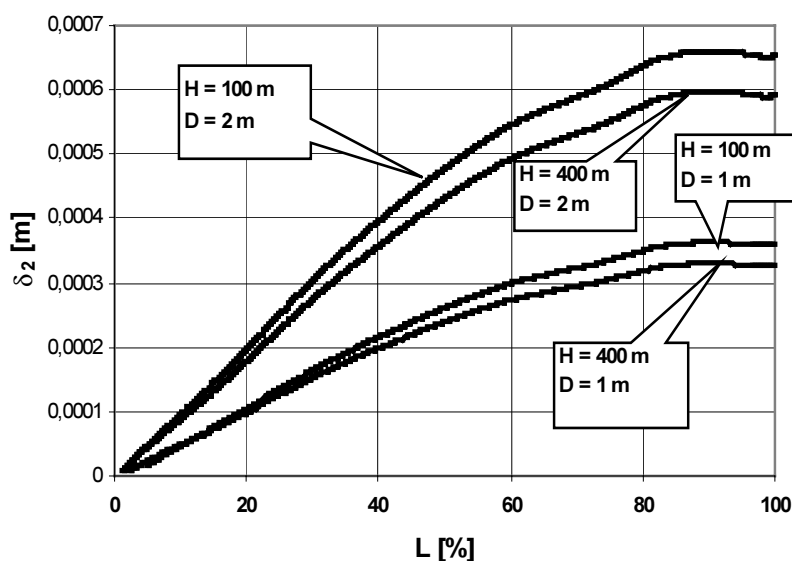
Na následujícím obrázku je uveden spočtený průběh relativní rychlosti na povrchu korečku, který je použit pro numerické simulace chování mezní vrstvy při změnách spádu a průměru kola. Numerické simulace chování mezních vrstev na korečku Peltonovy turbíny je třeba provádět na turbíně reálné velikosti s reálnými hodnotami rychlostí i délek.



Obr. 14 Relativní rychlost na akční ploše korečku pro optimální otáčky

Numerické simulace byly prakticky provedeny pro dva čisté spády na turbínu $H=100\text{m}$ a 400m a dva roztečné průměry kola $D=1\text{m}$ a 2m . Výpočty mezních vrstev na korečku Peltonovy turbíny jsou provedeny pro čtyři varianty pracovního bodu turbíny.

Na základě následujícího obrázku si můžeme vytvořit představu o průběhu tloušťek mezní vrstvy na korečku a to zejména ze dvou následujících hledisek:



Obr. 15 Impulzní tloušťka mezní vrstvy δ_2

- *Obecné hledisko průběhu tlouštěk mezní vrstvy po korečku*

Obecně lze konstatovat, že mezní vrstva má nejmenší tloušťku v těsné blízkosti břitu korečku. Energetické ztráty v proudící kapalině dramaticky narůstají zejména v případě, že nerovnosti obtékaného povrchu zasahují do kapaliny mimo mezní vrstvu. Z toho důvodu je třeba akční stranu korečku v blízkosti břitu vyrábět pečlivě jak z hlediska dodržení tvaru, tak z hlediska dosahovaných hodnot drsnosti povrchu.

- *Průběhu tlouštěk mezní vrstvy v závislosti na parametrech díla*

Na základě numerických simulací je možné konstatovat, že tloušťka mezní vrstvy klesá se zvyšujícím se spádem turbíny. Jinými slovy řečeno, že oběžná kola Peltonových turbín, která mají zpracovávat vyšší spády bude do budoucna vhodné vyrábět v menších tolerancích, než v případě kol určených pro spády menší. Výpočty mezních vrstev tedy mohou umožnit stanovení přesnějších pravidel pro určování výrobních tolerancí Peltonových kol. Mezinárodní norma IEC totiž pro stanovení tolerancí korečku určuje tolerance vztahující se k rozměru kola, respektive k šířce korečku – viz [25]. Doposud provedené numerické simulace ukazují, že odtržení mezní vrstvy na korečku Peltonovy turbíny nenastane. Výsledky těchto simulací jsou uvedeny v disertační práci.

4.1.10 Vizualizace proudění po korečku

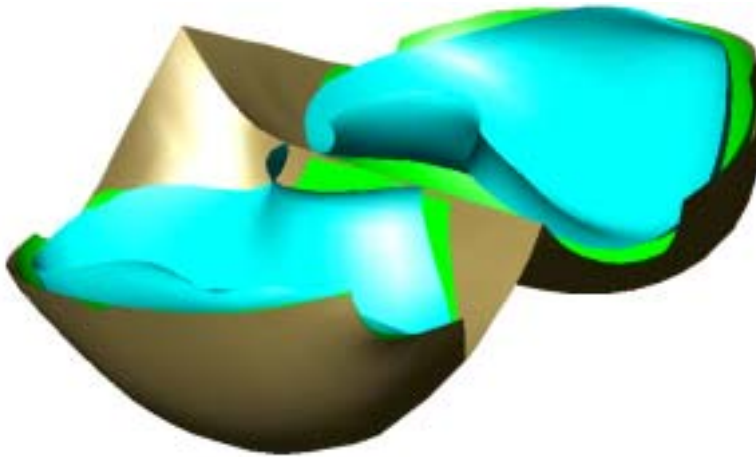
Experiment s vizualizací proběhl na horizontální Peltonově turbíně, kde byly vyrobeny speciální průzory, umožňující jednak vlastní vizualizaci a mimo to dostatečné osvětlení prostoru uvnitř turbíny. Vizualizace proudění po korečku probíhala za pomoci stroboskopu, toto pozorování umožnilo vytvořit si představu o proudění v kole. K zachycení obrazu byla použita videokamera a digitální fotoaparát. Obrázek 16 ukazuje postup vody v Peltonově turbíně od výstupu z trysky až po odvod vody



Obr. 16 Vizualizace proudění po korečku – boční pohled z korečků.

Paprsek před vstupem do kola na svém povrchu nevykazuje žádné výrazné nestability a dopadá na oběžné kolo kompaktní.

Na obr. 17 obrázku je zobrazen výsledek numerických simulací proudění kapaliny po korečku pro optimum turbíny, je zde zobrazen postup jednoho vstupního profilu přes akční plochu korečku.



Obr. 17 Proudění pro optimum turbíny

Problém vizualizace proudění v Peltonových turbínách je problémem otevřeným a bude třeba se mu delší dobu intenzivně věnovat, provést úpravy na modelovém zařízení a zcela jistě nakoupit i techniku, která takové vizualizace umožní.

4.2 Nepohyblivé části Peltonovy turbíny

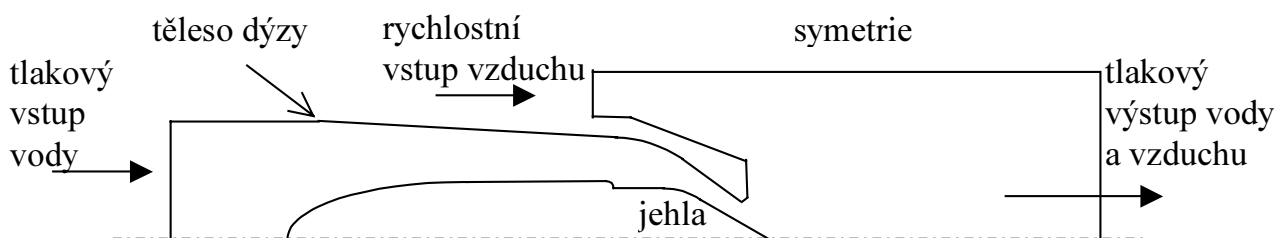
Výpočty proudění byly provedeny ve všech nepohyblivých částech Peltonovy turbíny, kde jsou tyto výpočty v současné době reálně proveditelné. Z toho důvodu nebyl proveden tento výpočet ve skříni turbíny. Matematické modelování všech řešených úloh proběhlo pomocí programového systému FLUENT, který je v ČKD Blansko Engineering, a.s. k dispozici, viz [26]. Turbulentní jevy v kapalině byly simulovány použitím RNG k-ε modelu turbulence. Výpočet účinnosti ve všech nepohyblivých částech Peltonovy turbíny probíhal podle vzorce (21). Hodnoty celkových tlaků byly stanoveny integrálně, kdy váhovým faktorem byla hmotnost protékané kapaliny danou plochou.

$$\eta = 1 - \frac{p_{t1} - p_{t2}}{\rho_{t1}}, \quad (21)$$

kde: p_{t1} celkový tlak na vstupu,
 p_{t2} celkový tlak na výstupu.

4.2.1 Dýza Peltonovy turbíny

Proudění kapaliny vytékající z trysek do volného ovzduší je numericky i fyzikálně dosti nestabilní problém. Z důvodu zvýšení stability numerických výpočtů byly úlohy řešeny ve dvourozměrném prostoru jako osově symetrické. Byly provedeny numerické testy i zkoušky na měřící trati pro tři geometrie nátrubku a dvě geometrie jehly. Matematické modelování bylo provedeno pro tři otevření dýzy všech variant geometrie dýzy. Celkově tedy bylo provedeno 18 CFD výpočtů pro různé geometrie výpočetní oblasti, viz obr. 18. Experimentální modelování proběhlo ve stejném rozsahu jako matematické modelování, ovšem pro více otevření dýz.



Obr. 18 Geometrie ústí dýzy a výpočetní oblasti s okrajovými podmínkami

Všechny geometrie byly počítány s původní jehlou o vrcholovém úhlu 60° a s novou jehlou, jejíž úhel byl změněn na 50°. Dále se jednotlivé geometrie řešených oblastí od sebe lišily různým otevřením dýzy a_0 . V tabulce 1 jsou uvedeny průměry ústí testovaných dýz a velikosti v numerických simulacích použitých zdvihů jehly.

Průměry ústí trysek d_1	31,73 mm	34,77 mm	35,8 mm
Zdvih jehly a_0	8,3 mm	15,8 mm	23,3 mm

Tab. 1 Charakteristické rozměry ústí a modelovaný zdvih jehly

Obr. 19 zobrazuje tvar vodního paprsku vystupujícího z dýzy, oblast je rozdělena na světlou část, která ukazuje prostor vyplněný vzduchem, tmavou barvou je vyznačena oblast, kde se nachází voda. Výsledky těchto numerických simulací jsou v dalších kapitolách využity pro tvorbu trojrozměrné oblasti, ve které byla provedena numerická simulace proudění v přívodním a okružním potrubí Peltonovy turbíny. Konkrétně se jedná o použití tvaru volné hladiny, spočteného při numerické simulaci osově symetrické úlohy proudění tryskou pro modelování tvaru volné hladiny na výstupu z dýzy.



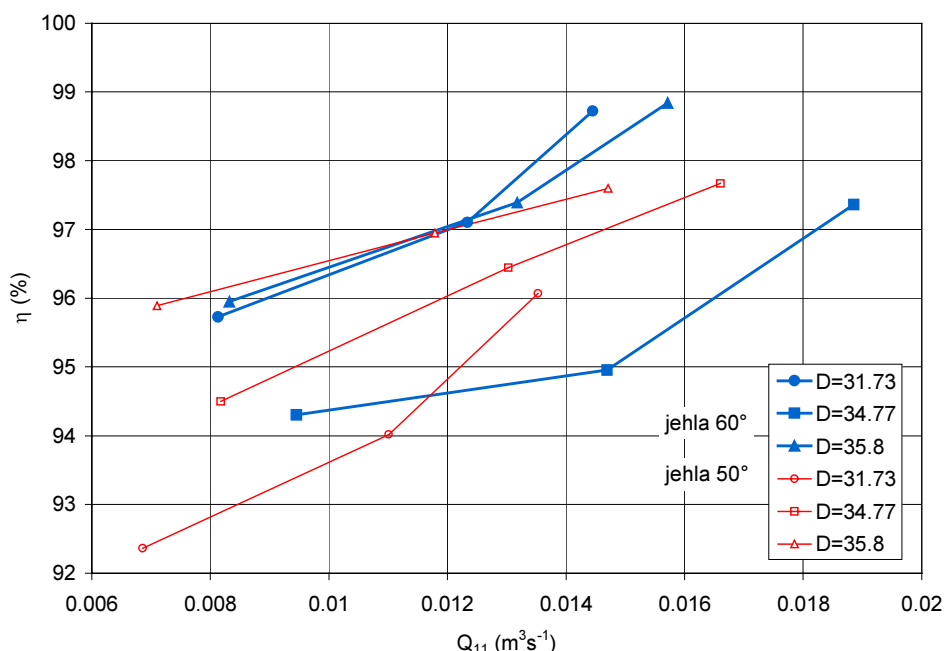
Obr. 19 Tvar vodního paprsku vytékajícího z dýzy

Jednotkový průtok turbíny je dán vztahem (22).

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}, \quad (22)$$

kde: Q průtok dýzou,
D roztečný průměr kola,
H čistý spád turbíny.

Výsledky simulací proudění dýzou z hlediska účinnosti a průtoku jsou vyneseny na obr. 20.



Obr. 20 Závislost účinnosti dýzy na jednotkovém průtoku turbíny

Z hlediska výsledků numerických simulací, experimentech na modelech dýz a stanovení použitelného výpočetního postupu bylo zjištěno:

- Z hlediska stability proudění a konvergence řešení se nejvíce osvědčily okrajové podmínky dle obr. 18 a použití časově ustáleného proudění.
- Pomocí CFD metod je možno stanovit hodnoty hydraulické účinnosti, silové působení na jehlu i průtok dýzou Peltonovy turbíny, viz obr 20. Zvýšení účinnosti s rostoucím průtokem dýzou se projevilo při matematickém modelování, což odpovídá obecným hydraulickým zákonitostem. Tento efekt je způsoben vyšší hodnotou Reynoldsova čísla kapalinné vrstvy na výstupu z dýzy a byl vodítkem pro stanovení obecného pravidla pro správné použití dýz Peltonovy turbíny.
- Podle experimentálních i numerických výsledků se pro Peltonovy turbíny ukazuje výhodnější použít jehlu o vrcholovém úhlu 60° , než jehlu o vrcholovém úhlu 50° .

Obecný závěr o používání dýz Peltonových turbín, který byl stanoven na základě numerických a experimentálních simulací říká, že z hlediska účinnosti je výhodné použít dýzu s menším průměrem ústí a požadovaný výkon turbíny dosahovat zvětšováním zdvihu dýz. Výše uvedené pravidlo doposud nebylo ve známé literatuře publikováno a patří mezi hlavní závěry disertační práce.

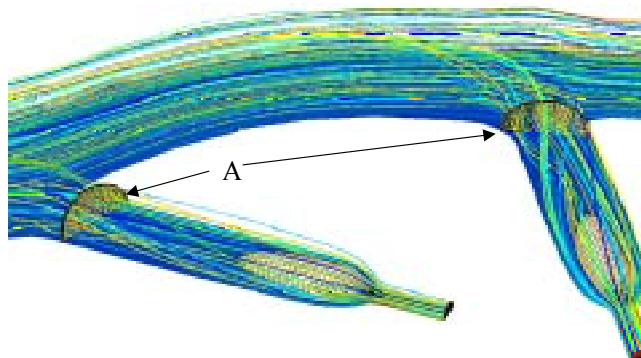
4.2.2 Přívodní a okružní potrubí

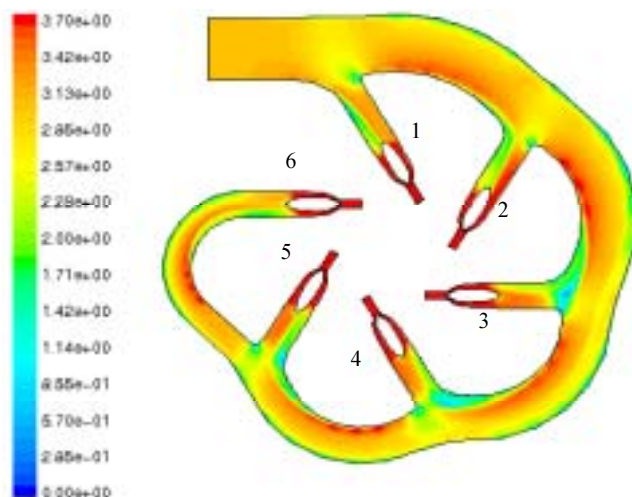
Přívodní potrubí Peltonovy turbíny bylo modelováno trojrozměrně. Využití rovinné symetrie dovolilo modelovat proudění pouze v polovině potrubí, čímž se dosáhlo snížení doby numerického výpočtu. Návrh tvaru přívodního potrubí vycházel z možnosti použití dvou tvarově odlišných odbočnic potrubí a z daného roztečného průměru oběžného kola. K nalezení vhodného tvaru kolen bylo navrženo 5 základních variant geometrie, lišících se od sebe různými poloměry zakřivení oblouku a tvarem odbočnice. Každá z těchto základních variant byla ještě numericky testována pro vyšší a nižší počty segmentů kolen přívodního potrubí.

Výsledkem CFD simulací proudění v přívodním potrubí je porovnání účinností pro různé varianty tvaru odbočnice, velikosti oblouků a počet segmentů ohybů. Výsledky CFD výpočtů ukazují výrazný vliv tvaru odbočnice na hodnoty účinnosti přívodního potrubí. Těchto znalostí bude využito v oblasti rekonstrukcí Peltonových turbín, kdy je možno ovlivnit výslednou účinnost turbíny tvarem přívodního potrubí. Detailně jsou výsledky těchto simulací společně s příslušnými komentáři uvedeny v disertační práci.

Simulace proudění v okružním potrubí proběhlo principiálně stejným způsobem, jako CFD simulace v přívodním potrubí. Z hydraulického hlediska se jedná o komplikovaný problém, kdy po sobě následuje řada odboček, tlakových výstupů a zakřivení proudu. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny dvě po sobě jdoucí odbočnice s definicí pomocné plochy **A**, na které byla určována hodnota ztráty celkového tlaku p_t . Plocha **A** je definována jako válec s osou umístěnou v ose rotace oběžného kola.

Na obr. 21 jsou dále zobrazeny trajektorie částic kapaliny v odbočnici číslo 2 a 3.

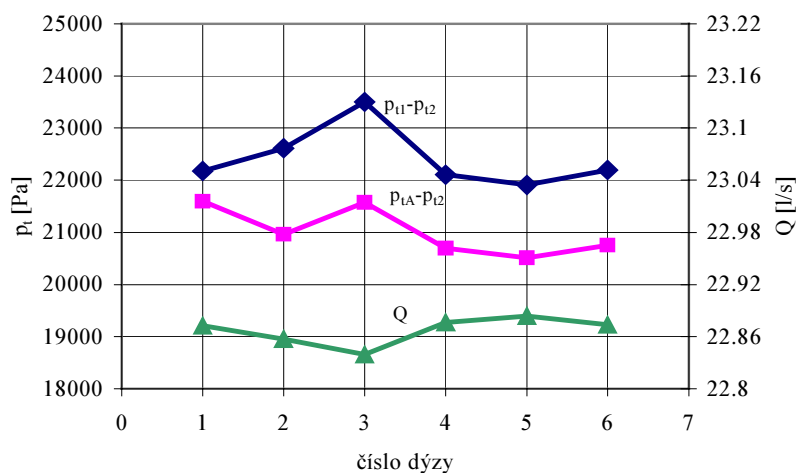




Obr. 22 Rychlost v rovině symetrie a číslování dýz

Komplikovaná geometrie drah částic svědčí o poměrně složité povaze proudění v okružním potrubí Peltonovy turbíny. Podle výpočtu proudění v okružním potrubí je kapalina, vstupující do dýz tvořena určitým objemem kapaliny od vnitřního i od vnějšího obrysu okružního potrubí.

Na obr. 22 je zobrazena hodnota velikosti rychlostí v rovině symetrie okružního potrubí. I na tomto poměrně malém zvětšení je patrné značně narušené proudového pole na vstupu do odboček, zejména v odbočce č. 3. Nerovnoměrné proudové pole na vstupu do odboček má vliv na hodnoty tlakové ztráty, viz obr. 23.



Obr.23 Tlakové ztráty a průtok v jednotlivých dýzách

Horní křivka $p_{t1}-p_{t2}$ zobrazuje celkovou ztrátu totálního tlaku mezi vstupem a jednotlivými výstupy oblasti. Střední křivka $p_{tA}-p_{t2}$ zobrazuje ztrátu mezi pomocnou plochou A a výstupem z řešené oblasti. Vyčíslením ztrát se ukázalo, že podstatná část ztrát v okružním potrubí vzniká až v oblasti odboček k jednotlivým dýzám, případně ve vlastní dýze. Na oblast dýzy bude třeba se dále zaměřit v případě optimalizací okružního i přívodního potrubí Peltonových turbín.

5 HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE

V práci je poměrně podrobně uvedena teorie modelování proudění po korečku Peltonovy turbíny, včetně matematických základů použitých k popisu tohoto jevu. Publikovaná teorie je dále využita a zpracována až do formy programového vybavení. Obdržené výsledky jsou potom okomentovány a zpracovány do grafické formy. Tak se podařilo některým výsledkům lépe porozumět a aplikovat je pro praktická použití. Z hlediska proudění po korečku se poprvé ve světě podařilo vyčíslit hydraulickou účinnost přenosu energie z kapaliny na koreček turbíny. Poprvé ze známé literatury se v pracích autora objevuje princip matematického modelování kolize kapaliny na výstupu korečku s korečkem následujícím. Matematickým modelováním bylo také prokázáno, že relativní rychlosti kapaliny na akční ploše korečku nejsou při provozu turbíny konstantní. Další, zcela novou, doposud nepublikovanou záležitostí je aplikace výpočtů mezních vrstev na proudění po korečku. Po interpretaci výsledků z těchto simulací vplynuly nové závěry ohledně požadavků na přesnost tvaru a drsnosti povrchu akční plochy korečku vzhledem k průměru kola a použitému čistému spádu na turbínu.

Značná část práce z hlediska numerických simulací a rozboru výsledků je věnována aplikacím metod CFD. Byly provedeny rozsáhlé numerické optimalizace dýzy Peltonovy turbíny a některé výsledky porovnány s měřením na zkušební trati. Na základě interpretace těchto výsledků a jejich detailních rozborů byl stanoven závěr ohledně optimálního použití trysek Peltonovy turbíny. Tento obecný závěr je publikován jako zcela nová informace, doposud ve známé literatuře vztahující se k Peltonovým turbínám neuvedená.

6 ZÁVĚR

Na konci osmdesátých let minulého století se ve světě začaly intenzivně prosazovat metody proudění ve třech dimenzích. Po zvládnutí teorie, tvorby numerických schémat a interpretaci do programových systémů se způsoby modelování, dnes známé pod zkratkou CFD rozšířily do nejrůznějších oblastí vědy a techniky. Je třeba podotknout, že se jednalo téměř vždy o proudění časově ustálené. V posledních dvou až třech letech můžeme být svědky dalšího takového kvalitativního kroku v oblasti modelování proudění, jedná se o modelování složitých fyzikálních situací, jako je vícefázové proudění, proudění časově závislé a k nejsložitějším modelovaným jevům patří modelování vícefázového, časově závislého proudění v relativním prostoru, které se vyskytuje v oběžných kolech Peltonových turbín. Objevují se nové způsoby modelování vírových struktur, vhodné k vyšetřování frekvencí jevů spojených s prouděním kapalin. Rozvoj numerických metod je velmi těsně spjat se zvyšováním parametrů výpočetní techniky, kdy dnešními metodami řešené rozsáhlé úlohy by ještě před krátkou dobou nebylo možno na tehdejších počítačích řešit. V rámci výše uvedeného celosvětového trendu byla zpracována i tato disertační práce. Numerické modelování proudění v Peltonových turbínách se stává výzvou pro matematiky i hydrauliky, kteří se snaží tyto složité úlohy numericky simulovat a nacházet nová zlepšení numerických modelů i jejich aplikací. Tato práce, v souladu se světovým

trendem uvádí některé nové možnosti rozvoje výpočetních metod a jejich aplikací na simulace proudění v Peltonových turbínách. V práci jsou uvedeny nejnovější publikované poznatky, dostupné v naší i zahraniční literatuře z oboru Peltonových turbín, dále jsou zde uvedeny některé autorovy původní závěry a zobecnění, které doposud nebyly v naší ani zahraniční literatuře publikovány.

Použití a vývoj nových metod numerických simulací proudění v oboru Peltonových turbín zaznamenává v poslední době bouřlivý rozvoj. Z tohoto hlediska je pro ČKD Blansko Engineering, a.s. velmi důležité udržet výpočetní metody a zejména tento typ vodních turbín na světové úrovni. Zaostání v oblasti teoretické by v brzké budoucnosti zapříčinilo zaostávání i v oblasti praktické a vedlo by v krátké době ke ztrátě pozice našich Peltonových turbín ve světě. K udržení světové úrovně výpočetních metod určených pro řešení tohoto specifického problému, případně získání určitého náskoku v této oblasti by měla tato práce přispět.

7 CONCLUSION

At the end of eightieth years of the last century the three dimensional methods of the flow simulation have started deeply its application whole over the world. After encompassment theory, creation of numerical diagrams and applications to software package the new systems of the flow simulation were spread to various parts of science and engineering. These methods are known under shortcut CFD (Computational Fluid Dynamic). It could be pointed out that the flow simulations were almost always steady ones. During last a few years other qualitative steps in areas of the flow simulations could be observed. It acts about simulation of complicated physical situation, time depending flow and multiphase flow. Multiphase time dependent flow in rotating frame of reference belongs among the most complicated flow simulations. This kind of the complicated flow appears in the Pelton turbine runners. New techniques appear for vortices simulations. These methods are suitable for frequency determination of vortices resulting from liquid flow. Development of numerical methods is in relation with escalation of power of computers. Up to date methods solving extensive tasks could not be applied on then computers before short time. This thesis has also been processed in the above-mentioned world-wide trends.

Numerical modeling of the flow through Pelton turbines turns up to be a challenge for mathematician as well as for hydraulics who try to solve this complicated technical tasks, who find a new way of numerical simulations and who test new models in applications. This thesis in accord with a world-wide trends presents some new facilities of numerical simulations and their applications directed to the flow in Pelton turbines. Some experiences published in the up-to-date available literature related to the subject of Pelton turbines in the world during a few last years are mentioned in this thesis.

There is relatively in details described theory of the flow simulation over the bucket of Pelton turbine including some maths basics used to this subject describing. Published theory has been used and computational software was processed. The

numerical results are commented and processed to the graphical form. That was a way for better understanding of some results and its better application for practical using. From viewpoint of the flow over the bucket itself the hydraulic efficiency for the transfer of energy from water to the bucket was evaluated for the first time in world. Next and quite new task is numerical simulation of boundary layer over the bucket. Very interesting conclusions about allowed bucket inaccuracy and roughness of the inner surface related to the runner diameter and the turbine net head were interpreted from numerical simulation of boundary layer.

An extensive part of this thesis from aspect of numerical simulations and analyses of results is devoted to the applications of CFD methods. Quite extensive numerical optimizations of Pelton turbine nozzle was realized and some results were compared with a test stand measurement. Based on these results interpretation and their detailed analyses some conclusions regarding optimal using of nozzles of Pelton turbines were determined. This common conclusion is described as a quite new information, up to now unpublished.

Using and development of the new methods of numerical simulations of the flow in the branch of Pelton turbines survives through recent stormy evolution. From hereof views is for ČKD Blansko Engineering very important to hold mentioned calculations method and especially this type of water turbines on world's level. Backward in theoretical areas would lead also to backwards in areas practical in early future and would lead to losses of our Pelton turbine position in the world in a short time. This thesis should assist to the preservation world's level of calculation method designated for simulation hereof unique problem and possible obtaining positive start in these areas.

8 LITERATURA

- [1] Nechleba M. Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha 1962
- [2] Adison H. A treatise on applied hydraulics. Chapman & Hall LTD. London 1956
- [3] Hana M. Improvements of a graphical method for calculation of flow on a Pelton bucket. Sborník IAHR symposium – Valencia 1996
- [4] Avellan F. Dupont PH., Kvicinski S., Chapuis L., Parkinson E., Vullioud G. Flow calculations in Pelton turbines – part 1 Repartitor and injector numerical analyses; Sborník IAHR symposium – Singapore 1998
- [5] Avellan F. Dupont PH., Kvicinski S., Chapuis L., Parkinson E., Vullioud G. Flow calculations in Pelton turbines – part 2 Free surface flows. Sborník IAHR symposium – Singapore 1998
- [6] Hana M. A discussion on numerical simulation in Pelton turbines. Sborník IAHR symposium – Singapore 1998
- [7] Janetzky B., Gode E., Ruprecht A., Keck H., Scharer Ch. Numerical simulation of the flow in a Pelton bucket. Sborník IAHR symposium – Singapore 1998
- [8] Sick M., Keck H., Vullioud G., Parkinson E. – New Callenges in Pelton Research Sborník konference Hydropower and Dams – Bern 2000

- [9] Kubota T., Xia J., Takeuchi H., Nakanishi Y. Numerical analyses of free water sheet flow on Pelton buckets. Sborník IAHR symposium Singapore 1998
- [10] Veselý J., Pochylý F. Particle path on Pelton turbine bucket. Modeling, Testing & Monitoring for Hydropowerplant II, Aix en Provence 1998 str. 505-514
- [11] Veselý J., Pochylý F. Particle paths and operating load on a Pelton turbine bucket. Waterpower 99, Las Vegas 1999 CD-12 stran
- [12] Hirt C.W., Nicols D.B. Volume of Fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. Journal of Computational Physics, 39, 1981
- [13] Veselý J. Relativní dráha vodního paprsku v oběžném kole Peltonovy turbíny. Zpráva ČKD Blansko č. 98-50-008-0354, Blansko 1998
- [14] Brdička M. Teoretická mechanika. Academia Praha 1987
- [15] Budínský B. Analytická a diferenciální geometrie. SNTL Praha 1983
- [16] Maštovský O. Hydromechanika. SNTL Praha 1964
- [17] Veselý J., Lhotáková L. Optimisation of Pelton Turbine Bucket, Straight Flow Nozzle and Distributor Pipe Using Numerical Simulations. Konference Waterpower XII, Salt Lake City 2001, Utah, USA CD-12 str.
- [18] Veselý J., Varner M. A Case Study of Upgrading of 62.5MW Pelton Turbine. Upgrading and Refurbishing Hydro Power Plants VIII, Prague 2001, CD-10 str.
- [19] Veselý J. Výzkum Peltonových turbín v ČKD Blansko Engineering, a.s. Hydro-Turbo 2001, Podbanské – Slovensko. Str.193-202
- [20] Polhausen K. Zur näherungsweise Integration der Differenzialgleichung der laminaren Reibungsschicht. ZAMM, 1, 1921
- [21] Schlichting H. Theorie mezní vrstvy. Nauka - Moskva, 1969
- [22] Citavý J. Mezní vrstvy. Seminář VUT Brno – FSI, 1998
- [23] Head M. R., Patel V. C. Improved Entrainment Method for Calculating Turbulent Boundary Layer Development. Rep. and Mem.3643, 1969
- [24] Haluza M. Mezní vrstva. Zpráva pro ČKD Blansko č. 84-70-000-0076, 1984
- [25] IEC 60193 IEC 60193 Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – model acceptance tests. Mezinárodní norma pro vodní turbíny 1999
- [26] Fluent. Fluent 5. Návod k programovému vybavení, Lebanon 1999

9 AUTOROVO CV

Ing. Jindřich Veselý pracuje od roku 1996 v ČKD Blansko Engineering, a.s. jako vedoucí vývoje Peltonových turbín. V letech 1985 až 1996 pracoval v ČKD Blansko, výzkumném ústavu vodních turbín v oddělení hydraulických výpočtů. Pravidelně prezentuje výsledky své práce na konferencích o vodní energetice v České republice i v zahraničí.

V letech 1976 až 1980 studoval Střední průmyslovou školu strojní v Jedovnicích, potom, v letech 1980-1985 absolvoval VUT Brno–FSI obor Vodní stroje. Diplomovou práci vypracoval na téma „*Laminární mezní vrstva*“. Numerickou matematiku studoval v letech 1987-1989 na VUT Brno, Oblastním výpočetním centru. Na závěr tohoto studia vypracoval práci „*Zavířené proudění ideální kapaliny v osově symetrických kanálech*“. Od roku 1996 studuje na VUT Brno FSI, Energetickém ústavu, Odboru

hydraulických strojů Victora Kaplana postgraduální studium, název závěrečné práce je „*Proudění v Peltonových turbínách*“.