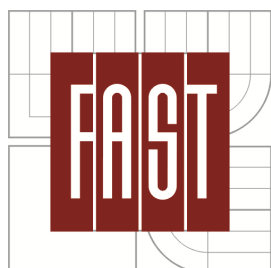


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV STAVEBNÍ MECHANIKY

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF STRUCTURAL MECHANICS

ŘEŠENÍ DYNAMICKÉ ODEZVY VODOHOSPODÁŘSKÝCH KONSTRUKCÍ V INTERAKCI S KAPALINOU

THE SOLUTION OF DYNAMIC RESPONSE OF HYDRAULIC
STEEL STRUCTURES INTERACTING WITH FLUID

TEZE DISERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS SUMMARY

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Michal Feilhauer

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Doc. Ing. Vlastislav Salajka, CSc.

BRNO 2016

© 2016 Michal Feilhauer

Ústav stavební mechaniky
Fakulta stavební
Vysoké učení technické v Brně
Česká republika

Abstrakt

Predikce chování vodohospodářských konstrukcí se zřetelem na vlivy prostředí v různých návrhových stavech je základní podmínkou odhadu provozní spolehlivosti analyzované konstrukce. Podstatný význam má spolehlivá charakteristika chování konstrukce daná popisem jejího pohybu na časově proměnných vlivech prostředí. V současně používané formulaci inženýrské mechaniky jde o stanovení odezvy definované konstrukce nebo její části na zadané časově proměnné mechanické zatížení. Požadovanými odezвовými veličinami nutnými pro posouzení mezních stavů únosnosti a použitelnosti konstrukce jsou přemístění a napětí, resp. veličiny odtud odvozené. Základním prostředkem predikce odezvy konstrukce je výpočet.

Problémy řešení kmitání vodohospodářských konstrukcí, jež jsou ve styku s kapalinou, se v praxi vyskytují velmi často. Jde o konstrukce zahrnující hlavní funkční části jak vnořené do kapaliny (oběžná kola turbín, rychlouzávěry), tak kapalinou naplněné (přiváděče vodních elektráren) nebo je kapalina jen z části obklopuje (jezové klapky, vrata plavebních komor atd.). Tyto vodohospodářské konstrukce jsou obecně většinou velmi rozměrné, strukturně členité a tvarově složité.

Předložená práce se zabývá komplexními multifyzikálními problémy chování vodohospodářských konstrukcí v interakci s kapalinou (fluid structure interaction). Popisují se různé přístupy k výpočtům statických i dynamických vlastností konstrukcí. Tyto přístupy jsou rozděleny na tzv. „přímou metodu“, která je založená na přímém spojení dvou fyzikálních polí a výpočet je proveden metodou konečných prvků a tzv. „nepřímou metodu“, která je založená na spojení dvou fyzikálních polí pomocí různých rozhraní, která jsou v této práci popsána. Při nepřímé metodě je výpočet proudící kapaliny proveden metodou konečných objemů a výpočet konstrukce metodou konečných prvků.

V rámci disertační práce byly řešeny výše zmíněnými přístupy statické a dynamické odezvy vodohospodářských konstrukcí. Dále jsou v práci popsány teorie obou přístupů numerických řešení a jsou zde detailně popsány metodiky postupů výpočtů dle požadovaných výstupních veličin, které jsou nutné pro hodnocení konstrukce např. z hlediska pevnosti a životnosti. Výsledky výpočtů v rámci předložené disertační práce byly srovnány s výsledky provedených experimentů. Výsledky výpočtů a experimentů jsou uvedeny jak v tabulkách a grafech. V závěru práce jsou popsány výsledky a zobecněné poznatky získané z řešených úloh různými přístupy. V příloze jsou uvedena makra APDL pro přenos tlakového zatížení z výpočtu proudění kapalin do výpočtu konstrukce.

Klíčová slova

ANSYS, MKP, CFD, fluid structure interaction, jednocestná FSI, dvoucestná FSI, vodní turbína, vodohospodářské konstrukce, rozváděcí lopatka.

Abstract

Behaviour prediction of hydraulic steel structures with the view to surrounding influences in various design dispositions is a fundamental condition for operational reliability assessment of the analyzed construction. Reliable characteristics of construction behaviour defined by the specification of its movement within changes caused by time and environmental influences is of great importance. In currently used engineering mechanics formulation it concerns setting the response of the defined construction or its part to the given time variable mechanic load. Required response values, which are necessary for evaluation terminal dispositions of capacity and usability of the construction, are trans-location and tension, or values thence derived. Computation is basic means for response prediction of construction.

Solution vibration problems of hydraulic steel structures which are in contact with fluid very often occur in practice. These constructions comprise main operational parts embedded into the fluid (runner, overspeed device), as well as parts filled with fluid (penstock of the hydro power plant) or parts partly surrounded by fluid (shell crest gate, lock chamber gates, etc.). These water supply constructions are, in general and in most cases, very spacious, structurally dissected and complex in shape.

The thesis presented deals with complex multi-physical behaviour problems of water supply constructions in fluid structure interaction. There are presented various approaches to calculations of static and dynamic qualities of constructions. These approaches are divided into so called “direct method”, which is based on direct connection between two physical fields and the calculation is performed by the method of final elements, and so called “indirect method”, which is based on connection of two physical fields by means of various interfaces, which are described in this thesis. In case of indirect method, the calculation of running liquid is performed by the method of final volumes and the construction calculation is performed by the method of final elements.

Within the scope of this thesis, static and dynamic responses of water supply constructions have been solved with the use of the above mentioned approaches. Furthermore, the theory about either of the numeral solution approaches have been described and as well as detailed procedure methodology of calculations according to required output values, which are necessary for the assessment of the construction, for example from the stronghold and working life point of view. The results of the calculations in the scope of this thesis have been compared with the findings of performed experiments. The result of the calculations and experiments are presented in tables and charts. The final part of the thesis describes the results and generalized findings gathered from the tasks by various approaches. In the appendix there are macros APDL for transmission the pressure load from the computation for running liquids into the computation of construction.

Keywords

ANSYS, FEM, CFD, fluid structure interaction, one way FSI, two way FSI, water turbine, hydraulic steel structures, guide vane

OBSAH:

1	ÚVOD DO PROBLEMATIKY	7
2	SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY.....	8
3	CÍL PRÁCE.....	10
4	ZÁKLADNÍ VZTAHY PRO POPIS KMITÁNÍ KONSTRUKCE V INTERAKCI S KAPALINOU	11
4.1	Metody výpočtů kmitání	11
4.2	Přímá metoda	12
4.3	Nepřímá metoda	15
4.3.1	Úvod k řešení proudění tekutin v programu ANSYS CFX	16
4.3.2	Přenos hmoty, hybnosti, tepla při neizotermním proudění nestlačitelné tekutiny .	16
4.3.3	Modelování turbulentního proudění.....	18
4.3.4	Statistické modely turbulence	18
5	APLIKACE PŘÍMÉ METODY ŘEŠENÍ KMITÁNÍ KONSTRUKCE V INTERAKCI S KAPALINOU	19
5.1	Vlastní frekvence a tvary kmitů desky v nádrži s vodou	19
5.1.1	Popis experimentu.....	19
5.1.2	Výpočtový model řešené soustavy.....	19
5.1.3	Výsledky výpočtů a experimentu.....	20
5.2	Výpočet kmitání oběžného kola Francisovy reverzní turbíny PVE Dlouhé Stráně.....	21
5.3	Vlastní frekvence rozváděcí lopatky – modelové zařízení s lopatkou.....	21
5.3.1	Výpočtový model řešené soustavy.....	21
5.3.2	Výsledky výpočtů vlastních frekvencí.....	22
6	APLIKACE NEPŘÍMÉ METODY ŘEŠENÍ KMITÁNÍ KONSTRUKCE V INTERAKCI S KAPALINOU	23
6.1	Propojení programů CFX – MECHANICAL uživatelsky vytvořeným rozhraním – 1- WAY FSI – statické výpočty	23
6.1.1	Úvod.....	23
6.1.2	Výpočtový model řešené soustavy – výpočty proudění.....	23
6.1.3	Výsledky výpočtů proudění	24
6.1.4	Výpočtový model řešené soustavy – statické výpočty.....	25
6.1.5	Výsledky výpočtů napětí a deformací.....	26
6.2	Propojení programů CFX – MECHANICAL rozhraním ANSYS– 1-WAY FSI – statické výpočty.....	26
6.2.1	Úvod.....	27
6.2.2	Výpočtový model řešené soustavy – výpočty proudění.....	27
6.2.3	Výsledky výpočtů proudění	27
6.2.4	Výpočtový model řešené soustavy – statické výpočty.....	27
6.2.5	Výsledky výpočtů napětí a deformací.....	28
6.3	Propojení programů CFX – MECHANICAL rozhraním ANSYS – 2-WAY FSI – statické výpočty.....	28
6.3.1	Úvod.....	28

6.3.2	Výpočtový model řešené soustavy – výpočty proudění.....	29
6.3.3	Výpočtový model řešené soustavy – statické výpočty	29
6.3.4	Výsledky stacionárních výpočtů 2-WAY FSI	29
6.4	Propojení programů CFX – MECHANICAL rozhraním ANSYS – 2-WAY FSI – dynamické výpočty	30
6.4.1	Úvodní popis	30
6.4.2	Výpočtový model řešené soustavy – výpočty proudění.....	31
6.4.3	Výpočtový model řešené soustavy – výpočty napětí a deformací.....	31
6.4.4	Výsledky nestacionárního – dynamického výpočtu 2-WAY FSI.....	31
7	ZÁVĚRY	33
	POUŽITÁ LITERATURA	35
	PUBLIKOVANÉ PRÁCE – KONFERENCE	38
	PUBLIKOVANÉ PRÁCE – ODBORNÉ ČASOPISY	39
	PRÁCE NA GRANTOVÝCH PROJEKTECH.....	39
	ŽIVOTOPIS AUTORA	40

1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY

Predikce chování stavebních a strojních konstrukcí se zřetelem na vlivy prostředí v různých návrhových stavech je základní podmínkou odhadu provozní spolehlivosti analyzované konstrukce. Podstatný význam má spolehlivá charakteristika chování konstrukce daná popisem jejího pohybu na časově proměnných vlivech prostředí. Tato práce se zabývá statickou a dynamickou odezvou zvláštních typů konstrukcí. Tyto konstrukce se nazývají hydrotechnické/vodohospodářské konstrukce. Jde o konstrukce zahrnující hlavní funkční části jak vnořené do vodního prostředí (oběžná kola turbín, rychlouzávěry), tak vodou naplněné (přivaděče vodních elektráren) nebo je voda jen z části obklopuje (jezové klapky, vrata plavebních komor atd.). Většina konstrukcí je v interakci s okolním prostředím a hydrotechnické/vodohospodářské konstrukce jsou v interakci s vodním prostředím, které má zásadní vliv na zatížení. Voda v interakci s konstrukcí významně ovlivňuje odezvu konstrukce – zásadní vliv zatížení prostředím (voda). Velký problém pro predikci chování konstrukcí v provozu je popis zatížení vodním prostředím. Pro popis zatížení konstrukcí se vychází z provedených měření na dílech (fyzikálních modelech), výpočty a využitím empirických poznatků. Při seizmickém buzení jsou konstrukce zatěžovány setrvačnými účinky vznikajícími při pohybu vztaženému vůči klidové poloze. Pro tento typ zatížení lze účinky kapaliny formulovat jako přídavná hmotnost. Dalším případem zatížení je buzení vznikající přímo ve vodním prostředí a také se tímto prostředím šíří (tlakové pulzace) a nebo je zatížení vyvoláno proudící kapalinou. Dalším problémem je popis odezvy konstrukce na zatížení vodním prostředím. Popis odezvy konstrukce se provádí měřeními na dílech, měřeními na fyzikálních modelech a výpočty statických a dynamických odezev na různé typy zatížení. Požadovanými odezвовými veličinami nutnými pro posouzení mezních stavů únosnosti a použitelnosti konstrukce jsou přemístění a napětí, resp. veličiny odtud odvozené. Základním prostředkem predikce odezvy konstrukce je výpočet.

Vodohospodářské konstrukce jsou obecně většinou velmi rozměrné, heterogenní, strukturně členité a tvarově složité. Vodohospodářské konstrukce mohou být jako hlavní konstrukce s vybavením nebo jako subkonstrukce. Mezi vodohospodářské konstrukce patří hradící konstrukce, vrata plavebních komor, jezové klapky, uzávěry spodových výpustí, rychlouzávěry, uzávěry v přivaděcích potrubích, přivaděcí potrubí vodních elektráren, česle, strojní vybavení vodohospodářských staveb, turbíny, čerpadla. Dále mezi vodohospodářské konstrukce patří základové konstrukce vodohospodářských zařízení a základové konstrukce vodních strojů, které jsou v dynamické interakci se zkoumanými konstrukcemi. Dle již výše uvedených druhů konstrukcí se jedná o široké spektrum úloh stanovení statických a dynamických odezev konstrukce na zatížení. Dynamické a statické chování vodohospodářských konstrukcí při pracovním procesu se popisuje v současnosti většinou použitím výpočtových modelů na principu metody konečných prvků. Je třeba se zabývat výpočty odezev konstrukcí zatíženými vodním prostředím, protože zatížení vodním prostředím může být hlavní.

Prostředí v zásadě nelze separovat, protože dochází k interakci mezi konstrukcí a prostředím. Vlivy prostředí mají mimořádný význam na zatížení konstrukce, ať už se jedná o vítr nebo vodu.

Výpočtů frekvenčních a modálních charakteristik konstrukcí v kontaktu s vodou, naplněných vodou nebo ponořených do vody, výpočty dynamické odezvy konstrukcí na buzení účinky tlakových pulzací vznikajících v kapalině jsou na základě metody konečných prvků. Výpočty statické odezvy konstrukcí na zatížení obtékající vodou a výpočty dynamické odezvy konstrukcí na buzení obtékající vodou se řeší metodou konečných prvků a zatížení konstrukce popř. buzení se řeší výpočtem proudového pole metodou konečných objemů.

Stálá tzv. statická zatížení nevytváří zásadní problém, ale problematický je popis dynamického zatížení. Nárazy plovoucích objektů, vlny, rázové vlny a zemětřesení nepředstavují zásadní problémy při popisu zatížení.

Výrazné jsou problémy při periodických/kvaziperiodických zatíženích, kdy může docházet k rezonančnímu kmitání a různým nestabilitám v chování konstrukcí. Další velké problémy jsou při stanovení kmitání u poddajných konstrukcí, kde vznikají složité problémy hydroelastického kmitání a hydroelastické nestability. Musíme uvažovat velké výchylky obtékané konstrukce a tím i změnu tvaru proudového pole vodního prostředí.

Tato práce popisuje teorii a postupy výpočtů frekvenčních a modálních charakteristik konstrukcí v kontaktu s vodou, naplněných vodou nebo ponořených do vody, výpočty dynamické odezvy konstrukcí na buzení účinky tlakových pulzací vznikajících ve vodě, výpočty statické odezvy konstrukcí na zatížení obtékající vodou a výpočty dynamické odezvy poddajných konstrukcí na buzení obtékající vodou. Výsledky některých výpočtů byly srovnány s naměřenými hodnotami na dílech nebo fyzikálních modelech.

V rámci průzkumu aplikací programových prostředků jsem zjistil, že firmy zabývající se návrhem hydrotechnických/vodohospodářských konstrukcí používají tzv. firemní programové prostředky pro predikci chování konstrukcí, které samozřejmě nejsou veřejně k dispozici, proto jsem se zaměřil na komerčně dostupné programové prostředky. Na trhu jsou dostupné např. COMSOL, ADINA, CD-adapco, MSC SOFTWARE, ANSYS ad., které umožňují výpočty chování konstrukcí v interakci s vodním prostředím.

V této práci jsou výpočty chování konstrukcí v interakci s kapalinou řešeny programem ANSYS.

Stanovení parametrů kmitání vodohospodářských konstrukcí je nezbytné pro posouzení jejich bezpečnosti vůči únavovému porušení. Pokud by došlo k zanedbání posouzení kmitání (dynamických vlastností) vodohospodářských konstrukcí může dojít vlivem kmitání (např. rezonanční kmitání) konstrukce k porušení konstrukce a tudíž k velkým ekonomickým ztrátám i ztrátám na životech pokud by se jednalo o uzávěry, vrata plavebních komor nebo přivaděče vodních elektráren. V současné době je možno počítat parametry kmitání vodohospodářských konstrukcí s uvážením obklopující nebo vyplňující neproudící kapaliny.

2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Každá hydrotechnická/vodohospodářská konstrukce je v interakci s okolním prostředím. Jde o konstrukce zahrnující hlavní funkční části jak vnořené do vodního prostředí (oběžná kola turbín, rychlouzávěry), tak vodou naplněné (přivaděče vodních elektráren) nebo je voda jen z části obklopuje (jezové klapky, vrata plavebních komor atd.). V jednoduchém základním pohledu lze říci, že zatížení obtékající kapalinou se jedná o statické zatížení. Je-li podstatný vliv dynamické složky zatížení, je nutno danou konstrukci navrhovat na statickou pevnost i dynamickou pevnost. Pokud časové přemístění konstrukce a vzniklé napjatosti v konstrukci vyvolané časově proměnným zatížením od proudění vody jsou zanedbatelná, je nutno použít tzv. hydroelastický přístup k danému problému. Hydroelastický přístup analyzuje vzájemnou interakci vodního prostředí (proudění kapaliny) a obtékaného tělesa. Určují se například vlastní tvary a jím přiřazené frekvence tělesa ve vodním prostředí.

Přístup k řešení problematiky dynamického chování obtékaných těles se v několika posledních letech začal měnit. Jsou opouštěny experimenty na fyzických modelech a je upřednostňováno modelování numerické a to hlavně z důvodů ekonomických. Numerické modelování nám umožnil velký pokrok v numerických metodách ve výpočtech proudění (computational fluid dynamics – CFD- metoda konečných objemů) tak výpočtech konstrukcí (metoda konečných prvků – MKP).

V této kapitole jsou uvedeny stručné popisy vybraných publikovaných prací různých autorů, které jsem z velkého množství publikované literatury vybral jako velmi přínosné v dané oblasti dynamických vlastností vodohospodářských konstrukcí a interakce těles s kapalinou. Jako velmi přínosnou bych chtěl zmínit knihu [39], která popisuje řadu dynamických problémů

hydrotechnických/vodohospodářských konstrukcí, jejich příčiny a jejich eliminace. V obdobném duchu je napsána i kniha zahraničních autorů [43], která na praktických i teoretických příkladech ukazuje na důležitost věnovat se dynamickým vlastnostem částí vodních strojů. V této práci je uvedena kapitola 5.3, ve které jsou popsány výpočty kmitání konstrukcí v neproudící kapalině – „PŘÍMÁ METODA“ (vlastní tvary kmitu a frekvence a odezva oběžné kola na buzení kvaziperiodickým buzením). Analýzami kmitání v neproudící kapalině jak po teoretické tak praktické stránce se zabývá velké množství publikací. Z českých autorů lze uvést např. [3], [4], [5], [17], [19], [25], [30], [49]. Většinou jsou popisovány analýzy vlastních frekvencí a tvarů kmitu vodních strojů a vodohospodářských konstrukcí v interakci s kapalinou. V těchto publikacích jsou zmíněny výsledky řešení vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu různých oběžných kol, jednotlivých lopat oběžných kola a přivaděčů vodních elektráren. Na obdobné téma píše zahraniční autoři [44], kteří se zabývají výpočty vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu oběžného Francisova kola ve vodě a odhadu životnosti oběžného kola. Dalšími autory, kteří se zabývají podobným tématem, jsou [45], kteří ve své publikaci popisují teoretické základy výpočtů předvedených na jednoduchém příkladu a jejich aplikaci při převedení znalostí výpočtu vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu reálné oběžné lopatky Kaplanovy vodní turbíny. Problémy kmitání rozváděcích lopatek publikuje, jejich řešení a výpočty vlastních frekvencí a harmonických analýz popisují ve své publikaci autoři [46]. V této publikaci je ukázána shoda výpočtů s měřením na prototypu (dílo).

Prvním krokem ve stanovení dynamických vlastností je výpočet vlastních frekvencí a tvarů kmitu konstrukce. Pokud však potřebujeme zjistit amplitudy kmitání např. oběžného kola vodní turbíny požadované pro stanovení životnosti oběžného kola, je třeba určit budící spektra a frekvence buzení oběžného kola (např. od míjení lopatek rotoru a statoru tzv. rotor – stator interaction RSI). Tato problematika je popsána v publikaci [47], v které je uvedeno teoretické odvození funkcí popisujících prostorové a časové buzení oběžného kola tlakem vody od RSI a příklady odezev oběžných kol na popisované budící funkce. Celosvětově uznávané práce na téma stanovení budících tlakových funkcí jsou publikace autorů Dubas [28], Nechleba [29], Chen [31], Dorfler [32], Tanaka [33], Ohura [34] a Koutník [35].

Dalším problémem, kterému se věnuje tato práce je stanovení statické odezvy konstrukcí na zatížení vlivem obtékající vody a dynamické odezvy poddajných konstrukcí na buzení obtékající vodou. Proto je v této práci uveden příklad stanovení statické a dynamické odezvy lopatky v blízkosti stěny na proudění kapaliny a statické odezva vybraného typu oběžného kola vodní turbíny. Tato problematika je řešena více způsoby „NEPŘÍMÉ METODY“. Statická odezva se řeší tzv. metodou 1–WAY FSI (jednocestná), která je založena na přístupu přenosu vypočítaných hydrodynamických tlaků z výpočtu proudění na model výpočtu konstrukce. Model konstrukce je diskretizován konečnými prvky, přičemž na obtékané plochy modelu konstrukce se interpolují přenášené hydrodynamické tlaky. Dalším způsobem řešení je výpočet statické a dynamické odezvy pomocí metody 2–WAY FSI (dvoucestná). Tato metoda je velmi složitá a zabývá se touto problematikou velké množství literatury. Největší podíl mají publikace, které informují o možnostech a postupech výpočtů dynamického chování cévního systému člověka popř. výpočty různých cévních a srdečních náhrad např. od autorů Chen, Ding a Gear [48]. Je to z důvodu možného modelování komplexních modelů díky malým velikostem, které jsou u vodohospodářských konstrukcí a vodních turbín několikanásobně větší. U vodohospodářských konstrukcí bych zmínil autory Jirsák, Kantor a Nowak [49], která se zabývá analýzou interakce kapaliny z konstrukcí skutečné jezové klapkové hradící konstrukce. Přičemž výsledky výpočtů jezové klapky jsou porovnány s experimentem. Pro vodní turbíny bych zde uvedl publikaci od autorů Jin, Mao a Fang [50], která se zabývá porovnáním výsledků jednocestné a dvoucestné analýzy FSI výpočtu statické odezvy oběžného kola Francis na zatížení vlivem obtékající kapaliny. Ještě bych pouze ve zkratce zmínil publikace věnující se tématu 1-WAY-FSI a 2-WAY-FSI [51],[52] a [54].

Důležitou oblastí, které byla v této práci věnována pozornost je problematika tzv. samobuzenému kmitání vodou obtékané lopatky vlivem setrvačného účinku proudu vody. Na toto téma moc prací z oblasti vodních turbín napsáno není, ale o této problematice se zmiňují autoři publikací [39] a [43]. Jako jedna z prvních publikací na téma samobuzeného kmitání oběžného kola vodních turbín je práce autorů Schneider, Schilling, Hubner a Seidel [53].

3 CÍL PRÁCE

Disertační práce je zaměřena na problematiku statického a dynamického chování vodohospodářských konstrukcí v interakci s vodním prostředím. Matematické simulace proudění a výpočtů konstrukcí poskytuje velmi široké pole působnosti, jak z hlediska matematického tak i programátorského.

Zaměření této práce vyplynulo ze současné potřeby zlepšení znalostí o statických a dynamických vlastnostech vodohospodářských konstrukcí obklopených proudící i neproudící kapalinou a její vliv na tyto vlastnosti. Tato problematika je jako soubor témat velmi komplikovaná.

Cílem práce je popis a postupy výpočtů frekvenčních a modálních charakteristik konstrukcí v kontaktu s vodou, naplněných vodou nebo ponořených do vody, výpočty dynamické odezvy konstrukcí na buzení účinky tlakových pulzací vznikajících ve vodě, výpočty statické odezvy konstrukcí na zatížení obtékající vodou a výpočty dynamické odezvy poddajných konstrukcí na buzení vlivem obtékající vody. Výsledky některých výpočtů budou srovnány s naměřenými hodnotami na dílech nebo fyzikálních modelech.

Dále jsem se při výpočtech frekvenčních a modálních charakteristik vodohospodářských konstrukcí v interakci s kapalinou a při výpočtech dynamické odezvy konstrukcí na buzení účinky tlakových pulzací vznikajících ve vodě zaměřil (kvaziperiodické buzení) na otestování možnosti použití nových konečných prvků FLUID220 a FLUID221, které nabízí program ANSYS. Dále pro stanovení vlastních frekvencí na příkladu uvést metodu výpočtu vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu dle přístupů Lagrange a Eulera a zhodnocení jejich použití. V oblasti výpočtů dynamických vlastností konstrukcí ponořených v neproudící kapalině „PŘÍMOU METODOU“ výpočtu, prokázat vliv nesymetrie obklopující kapaliny na vlastní frekvence a vlastní tvary kmitu, a dále ověřit vliv hřídele oběžného kola na vlastní frekvence oběžných kol vodních turbín. Výpočty dynamických vlastností v neproudící kapalině jsou v dnešní době prováděny bez hřídelů a se symetricky obklopující kapalinou.

Při statických výpočtech vodohospodářských konstrukcí (oběžných kol turbín) zatížených reálným hydrodynamickým tlakovým zatížením z výsledků výpočtů proudění, na obtékané plochy konstrukce ve vodě „NEPŘÍMÁ METODA“. V této části práce by měli být provedeny výpočty statické analýzy metodou 1-WAY FSI, pro kterou budou zhotoveny makra v APDL (vytvoření uživatelské interface mezi CFD a MKP) a ověření na reálných konstrukcích a také využití interního rozhraní systému ANSYS a jeho ověření na reálné konstrukci. Dalším krokem je prověření a spočítání statické analýzy metodou 2-WAY FSI, která spočívá ve spolupráci dvou programových částí systému ANSYS (CFD a MKP). Tuto metodu statické odezvy prověřit na reálné součásti a prověřit tzv. slabá a silná místa při výpočtech statických odezev vodohospodářských konstrukcí jak metodou 1-WAY FSI tak i metodou 2-WAY FSI.

Na samostatné rozváděcí lopatce Francisovy reverzní turbíny VE Markesbach (subkonstrukce vodní turbíny) budou provedeny kompletní analýzy dynamického chování jak v neproudící vodě „PŘÍMÁ METODA“ tak i možnosti výpočtů statické a dynamické odezvy lopatky na proudící vodu okolo lopatky. Lopatka je umístěna v blízkosti stěny a tato vzdálenost bude měněna stejně tak i natočení lopatky vůči stěně. Porovnání dynamického chování lopatky - experiment versus výpočet. Experimenty byly provedeny v 80. letech minulého století na experimentální trati umístění na vodním díle Dalešice.

Jedním z důležitých cílů je uvést postupy, výsledky numerických analýz a porovnání s výsledky experimentů jsou-li k dispozici.

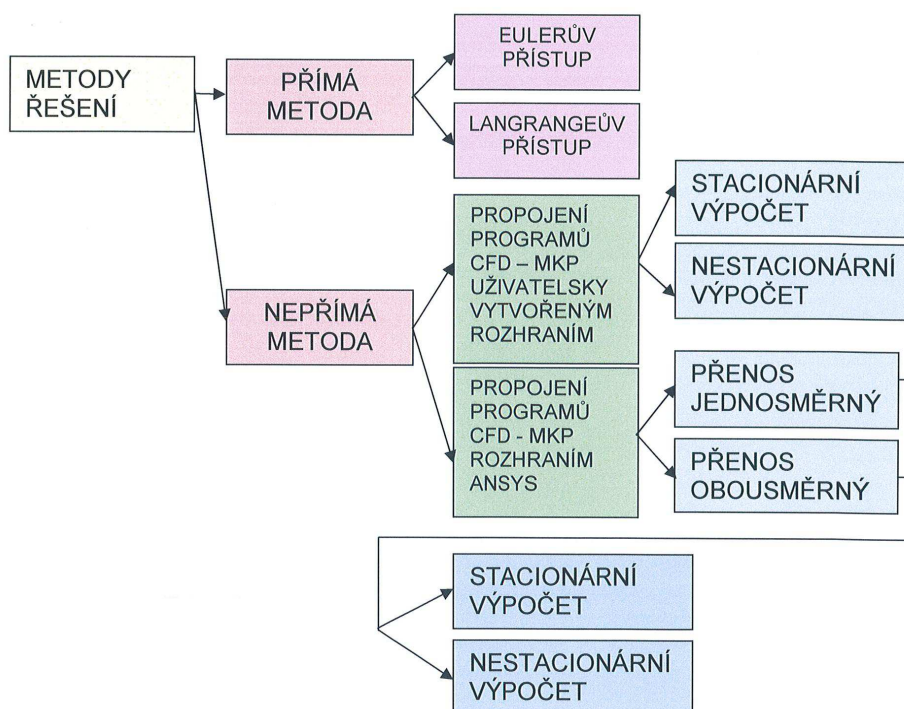
4 ZÁKLADNÍ VZTAHY PRO POPIS KMITÁNÍ KONSTRUKCE V INTERAKCI S KAPALINOU

4.1 METODY VÝPOČTŮ KMITÁNÍ

Rozdělení programů v systému ANSYS:

- MKP – ANSYS MECHANICAL
- CFD – ANSYS CFX

Přístupy řešení statické a dynamické odezvy vodohospodářských konstrukcí lze rozdělit je vidět na obrázku 1.



Obr. 1 Schéma rozdělení řešení dynamické odezvy

PŘÍMÁ METODA – přímé spojení různých fyzikálních polí:

- Eulerův přístup,
- Lagrangeův přístup.

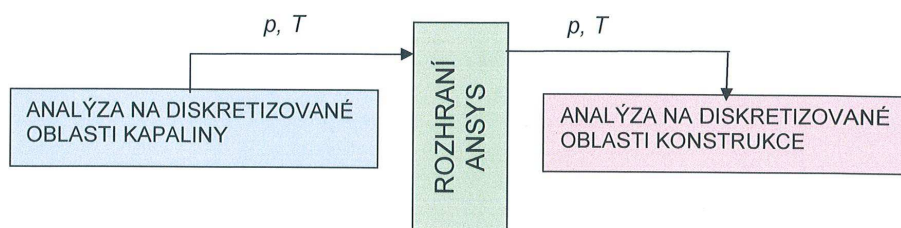
NEPŘÍMÁ METODA – řešení fyzikální analýzy více polí využitím software od firmy ANSYS založené na principu metody konečných prvků (MKP) a metody konečných objemů (CFD). Nepřímou metodu můžeme dále dělit na:

- PROPOJENÍ PROGRAMŮ CFD – MKP UŽIVATELSKY VYTVOŘENÝM ROZHŘANÍM
- PROPOJENÍ PROGRAMŮ CFD – MKP ROZHŘANÍM ANSYS – Z hlediska různých typů úloh řešení interakce konstrukce a kapaliny můžeme dělit výměnu informací mezi dříve zmíněnými programy na jednosměrné (1-WAY FSI) a obousměrné (2-WAY FSI).

- **PŘENOS JEDNOSMĚRNÝ (1-WAY FSI)** – informace potřebné pro výpočet jsou posílány přes ANSYS rozhraní pouze v jednom směru. Předané rozložení tlakového pole a teplotního pole v kapalině na smáčeném povrchu zkoumané konstrukce (FSI rozhraní – fluid structure interaction) z CFX do MECHANICAL působí na řešenou

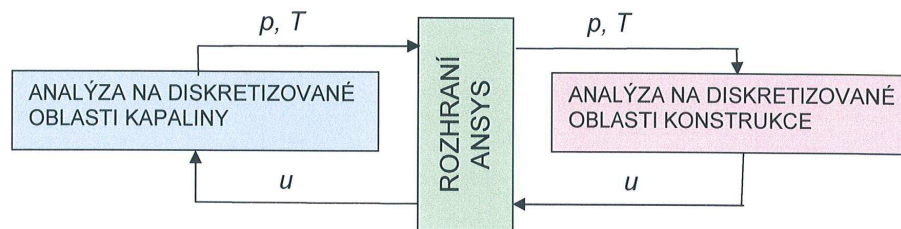
konstrukci a způsobuje její přetvoření. Při jednosměrném přenosu se předpokládá, že výsledná přemístění (přetvoření) zkoumané konstrukce neovlivňují proudění kapaliny v kapalinové oblasti. Obrázek 2 znázorňuje schéma přenosu informací mezi programy CFX → MECHANICAL.

- PŘENOS OBOUSMĚRNÝ (2-WAY FSI) – informace potřebné pro výpočet jsou posílány přes ANSYS rozhraní obousměrně. Předané rozložení tlakového pole (teplotního pole) v kapalině na smáčeném povrchu zkoumané konstrukce (FSI rozhraní) z CFX do MECHANICAL působí na řešenou konstrukci a způsobuje její přetvoření. Přemístění vyvolané přetvořením zkoumané konstrukce jsou opačným směrem posílána přes ANSYS rozhraní a načítána do CFX (kapalinové oblasti) na hranici smáčeného povrchu konstrukce. Oproti jednosměrnému přenosu se předpokládá, že výsledná přemístění (přetvoření) zkoumané konstrukce ovlivňují proudění kapaliny v kapalinové oblasti. Obrázek 3 znázorňuje schéma přenosu informací mezi programy CFX ↔ MECHANICAL.



ρ – tlakové zatížení, T – teplotní zatížení

Obr. 2 Schéma 1–WAY FSI



T – teplotní zatížení, T – teplotní zatížení, u – přemístění konstrukce (smáčených povrchů)

Obr. 3 Schéma 2–WAY FSI

4.2 PŘÍMÁ METODA

V terminologii matematického modelování dynamického procesu kmitání analyzované konstrukce (přesněji jejího výpočtového modelu) je v metodě konečných prvků popsán vektorem \mathbf{n} zobecněných přemístění \mathbf{u} . Inerciální, elastické a disipativní vlastnosti konstrukce jsou popsány čtvercovými maticemi hmotnosti \mathbf{M} , tuhosti \mathbf{K} a tlumení \mathbf{C} , jejichž prvky jsou po linearizaci s obvyklým předpokladem dostatečně malých přemístění konstanty. Zatížení konstrukce je popsáno vektorem zobecněných sil \mathbf{f} , jehož prvky f_i jsou definované funkcemi času a zobecněných přemístění, rychlostí a zrychlení. Tyto funkce f_i lze v prvním přiblížení po linearizaci definovat jako součet funkce času $f_i(t)$ (zadané časově proměnné složky tlaku na povrchu konstrukce) a lineární funkce zobecněných zrychlení $f_i(\ddot{u}_1, \dots, \ddot{u}_n)$, kterou lze vyjádřit jako součin vektoru $\ddot{\mathbf{u}}$ zobecněných zrychlení a čtvercové matice \mathbf{M}_w konstantních součinitelů (vyjadřuje vliv hmotnosti kapaliny na kmitání konstrukce). Pohyb konstrukce lze tedy popsat lineární maticovou pohybovou rovnicí

$$(\mathbf{M} + \mathbf{M}_w) \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{f}(t), \quad (1)$$

neboli

$$\mathbf{M}_e \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{f}(t) \quad (2)$$

s příslušnými okrajovými a počátečními podmínkami.

Pohybová rovnice (2) je v současné projekční praxi základní rovnicí pro obvyklý způsob výpočtu dynamické odezvy typu vibrací konstrukce ve styku s kapalinou, založený na koncepci tzv. přídavné hmotnosti kapaliny \mathbf{M}_w . Při tomto přístupu se dynamická odezva konstrukce řeší standardním postupem s použitím výpočtového modelu konstrukce s výpočtovou maticí hmotnosti stanovenou tak, že k matici hmotnosti se přičte zvláštním postupem stanovená matice přídavné hmotnosti kapaliny.

Matice přídavné hmotnosti kapaliny vyjadřuje nejvýraznější vliv neproudícího kapalinového prostředí na kmitání modelované konstrukce. Vyjadřuje výhradně inerciální účinky urychlovaných částic kapaliny na kmitající konstrukci, tj. v podstatě tlak neproudící kapaliny na povrch kmitající konstrukce.

Způsoby stanovení přídavné hmotnosti kapaliny v konkrétních úlohách jsou různé – od elementárního výpočtu oblasti spolupůsobící kapaliny dle empirických vztahů až po specializovaná numerická řešení problému s respektováním skutečné geometrie kapalinové oblasti. Se zřetelem k současným požadavkům na úroveň průkazných výpočtů je použití metody konečných prvků při řešení dynamické odezvy konstrukce nutností. Aplikace profesionálních programových systémů na bázi MKP přitom přináší zásadní změnu v praxi řešení dynamické odezvy konstrukce ve styku s kapalinou. O řešení tohoto problému pojednává rozsáhlá literatura, přehled formulací řešení je např. v [6], [7] a [8]. Programové systémy na bázi MKP umožňují výpočet matice přídavné hmotnosti kapaliny bez nutnosti hrubého zjednodušení tvaru jak modelovaných konstrukčních částí ve styku s kapalinou tak kapalinové oblasti. Nabízí se řešení s přístupem podle Lagrange nebo dle Eulera.

Lagrangeův přístup: kapalina v okolí analyzované konstrukce se v definované oblasti modeluje jako těleso se zanedbatelným modulem pružnosti ve smyku a pohyb částic kapaliny se popisuje pohybovými rovnicemi v Lagrangeově tvaru. Proměnnými jsou uzlová přemístění. Velkou nevýhodou tohoto přístupu je, že v pásmu prvních vlastních frekvencí konstrukce se nachází velký počet vlastních frekvencí příslušející nevýznamnému kmitání převážně kapalinové oblasti.

Eulerův přístup: při Eulerově přístupu k danému problému se sleduje rozložení tlaku (tlakové pole) nebo rozložení rychlostí (pole rychlostí) v kapalinové oblasti na rozdíl od Lagrangeova přístupu, kde se sleduje pohyb částic kapaliny. V kapalinové oblasti rozdělené na konečné prvky jsou proměnnými tlaky nebo rychlosti v uzlových bodech. Interakce kapaliny a konstrukce se charakterizuje na společné hranici tlakem nebo normálovou složkou rychlosti (zrychlení).

Programový systém ANSYS (viz [9], [10]), poskytuje možnost vyšetřovat kmitání konstrukce v kapalině na základě Eulerova přístupu, aniž by bylo nutné odděleně počítat matici přídavné hmotnosti kapaliny. Výchozí pohybová rovnice se sestavuje s použitím výpočtového modelu zahrnujícího konstrukci a omezenou kapalinovou oblast.

Změny tlaku p v kapalině vzhledem ke střednímu tlaku v modelované kapalinové oblasti se popisují Navier-Stokesovými rovnicemi a rovnicí kontinuity za těchto zjednodušujících předpokladů:

- střední hodnota tlaku je stálá,
- hustota kapaliny je stálá,
- kapalina je nevazká a stlačitelná,
- kapalina neproudí,
- kapalina není teplotou ovlivňována
- kapalina je v trvalém kontaktu s konstrukcí,
- přetvoření konstrukce jsou dostatečně malá.

Vychází se z Helmholtzovy akustické rovnice (diferenciální vlnová rovnice), která je odvozena z věty o zachování hybnosti a z rovnice kontinuity:

$$\frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \nabla^2 p, \quad (3)$$

kde p je proměnná složka tlaku, c je rychlost šíření zvuku v nevázké a stlačitelné kapalině vypočítaná dle vztahu:

$$c = \sqrt{\frac{k}{\rho_0}}, \quad (4)$$

kde k je objemový modul pružnosti a ρ_0 je střední hustota kapaliny.

Za těchto předpokladů lze kmitání tělesa v kapalině vynucené danými časovými změnami tlaku na části povrchu konstrukce obecně popsat řešením lineární maticové pohybové rovnice soustavy poddajná konstrukce - kapalinové těleso pro dané okrajové a počáteční podmínky. Pohybová rovnice soustavy konstrukce a kapalinové oblasti má tvar

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_c & \mathbf{M}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_c \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}(t) \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix}, \quad (5)$$

kde je (mimo výše uvedeného označení):

- \mathbf{M}_p – matice součinitelů efektivní hmotnosti kapaliny,
- \mathbf{K}_p – matice součinitelů efektivní tuhosti kapaliny,
- \mathbf{C}_p – matice součinitelů tlumení (disipace energie) v kapalině.
- \mathbf{M}_c – matice součinitelů hmotnostních (inerciálních) interakcí,
- \mathbf{K}_c – matice součinitelů tuhostních (elastických) interakcí,
- $\mathbf{f}(t)$ – vektor zobecněných sil působících na konstrukci.

Zobecněný problém vlastních čísel nesymetrického svazku (\mathbf{K}^* , \mathbf{M}^*) vychází ze soustavy homogenních rovnic

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_c & \mathbf{M}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_c \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix}. \quad (6)$$

Při nízké úrovni tlumení můžeme v rovnici (6) zanedbat druhý člen na levé straně rovnice. Potom obdržíme homogenní rovnice netlumené soustavy (výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu)

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_c & \mathbf{M}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_c \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix}. \quad (7)$$

Programový systém ANSYS (viz [9], [10]) poskytuje rovněž možnost řešit kmitání konstrukce v kapalině vynucené danými časovými změnami tlaku kapaliny ve zvolených bodech modelované kapalinové oblasti. Současně se řeší i kmitání pole tlaku v kapalině. Odezvy se získají řešením lineární maticové pohybové rovnice soustavy poddajná konstrukce - kapalinové těleso pro dané okrajové a počáteční podmínky. Pohybová rovnice popisující kmitání diskretizované konstrukce v kontaktu s diskretizovanou kapalinovou oblastí lze zapsat v maticovém tvaru

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_c & \mathbf{M}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_c \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}(t) \\ \mathbf{w}(t) \end{Bmatrix}, \quad (8)$$

kde je (mimo výše uvedeného označení):

$w(t)$ – vektor zobecněného zatížení v bodech kapalinové oblasti.

Problémem je vyjádření prvků vektoru zobecněného zatížení $w(t)$ (fluid load) v uzlech modelu kapalinové oblasti. Buzení kmitání soustavy je zpravidla popsáno zadáním časově proměnných složek tlaku ve vybraných bodech kapaliny. Výpočtový program ale neumožňuje přímé zadání tlaků ve vybraných uzlech uvnitř modelu kapalinové oblasti. Zobecněné zatížení v daném uzlu modelu je dáno vztahem

$$w(t) = - a(t) \rho A, \quad (9)$$

kde je:

- a – zrychlení částice kapaliny v daném uzlu modelu,
- A – efektivní plocha přiřazená k uzlu,
- ρ – střední hodnota hustoty kapaliny.

Vhodnější výraz pro stanovení w lze získat úpravou (9) po zavedení časové změny tlaku v uzlu:

$$w(t) = A / c (dp / dt), \quad (10)$$

kde je (mimo výše uvedeného označení):

- c – rychlost zvuku v kapalině,
- p – zadaný budicí tlak.

4.3 NEPŘÍMÁ METODA

Kmitání vodohospodářských konstrukcí v interakci s kapalinou (vodou) s využitím systému ANSYS je příkladem problému vzájemně svázaných fyzikálních polí, mezi kterými probíhá vzájemná interakce. Řešení daného problému interakce konstrukce s proudící kapalinou lze provést spojením dvou programů v systému ANSYS a to ANSYS CFX a ANSYS MECHANICAL.

Pro simulaci propojených fyzikálních polí můžeme využití propojení přes rozhraní vytvořená uživatelsky a přes rozhraní ANSYS. Tato kapitola je věnována propojení fyzikálních polí přes ANSYS rozhraní – nestacionární úloha.

Při simulaci svázaných fyzikálních polí je simulace řízena časovými kroky, které většinou bývají definovány pro řešení strukturální analýzy a řešení proudění v kapalinové oblasti shodně. Řešení odezvy konstrukce je provedeno v uživatelem definovaných n časových krocích. Během řešení každého časového kroku je provedeno i iterací, aby bylo dosaženo konvergence řešení pro oba programy (CFX – MECHANICAL), která lze modifikovat. Po určitém každém definovaném časovém kroku dochází k předání potřebných dat mezi programy MECHANICAL↔CFX a jsou řešeny soustavy rovnic daného fyzikálního pole pro aktuální časový krok analýzy. Z hlediska vzájemné výměny zadání vstupních dat můžeme dále definovat význam jednosměrný a obousměrný přenos (interakce). Při jednosměrném přenosu se uvažuje, že pohyb konstrukce neovlivňuje pohyb tekutiny a tvar tekutinové oblasti.

JEDNOSMĚRNÝ PŘENOS – interakce (1-WAY FSI). Výsledky (uzlové síly tlaky, teploty, konvektivní zatížení) z analýzy proudění kapaliny v kapalinové oblasti na rozhraní kapalina – konstrukce jsou aplikovány jako zatížení při řešení odezvy konstrukce na okolní proudění kapaliny, která konstrukci obklopuje nebo ji vyplňuje. Výsledkem odezvy diskretizované oblasti zkoumané konstrukce jsou uzlová přemístění. Uzlová přemístění na rozhraní kapalina – konstrukce nejsou zpětně předávána programu CFX pro řešení proudění kapaliny. Při použití 1-WAY FSI si musíme být jisti, že výsledná přemístění v diskretizované oblasti zkoumané konstrukce nemají vliv na charakter rychlostního pole proudící kapaliny. Pokud, bychom tohle tzv. zjednodušení opominuli, mohli bychom se dopustit velkých až katastrofálních chyb vedoucí

k destrukci konstrukce vodohospodářských konstrukcí [39]. Naopak rozložení tlaků na rozhraní kapalina – konstrukce má významný vliv na odezvu diskretizované oblasti zkoumané konstrukce. Omezení jednosměrného přenosu: nemůže být jedna či druhá oblast (myšleno kapalina - zkoumaná konstrukce) v určitém měřítku vůči sobě. Proto pro statické i dynamické výpočty oběžných kol, používám tzv. uživatelsky vytvořená rozhraní, kde je zajišťován přenos tlakových zatížení z programu CFX získané na modelu (je počítáno v modelovém měřítku – z důvodu mezní vrstvy a počtu buněk, který by při výpočtu proudění na prototypu neúměrně narostl) do MECHANICAL na prototyp oběžného kola. Při přepočtu z modelu na prototyp se používají afinní vztahy, vycházejících z hydraulické podobnosti.

OBOUSMĚRNÝ PŘENOS – interakce (2-WAY FSI). Výsledky (uzlové síly, tlaky, teploty, konvektivní zatížení) z analýzy proudění kapaliny v kapalinové oblasti na rozhraní kapalina – konstrukce aplikovány jako zatížení při řešení odezvy konstrukce na okolní proudění kapaliny, která konstrukci obklopuje nebo ji vyplňuje. Obdobně jsou výsledky analýzy odezvy diskretizované oblasti konstrukce (např. uzlová přemístění) aplikovány jako okrajová podmínka pro oblast kapaliny. Předpokládáme že, přemístění v diskretizované oblasti zkoumané konstrukce jsou natolik významná, že mají vliv na vznik a charakter proudového pole. Obdobně rozložení tlaků na rozhraní oblasti kapalina – konstrukce má nezanedbatelný vliv na odezvu zkoumané konstrukce. Nevýhoda této obousměrné interakce je velká časová i hardwarová náročnost (výpočty dynamické odezvy prototypů konstrukcí, dle zkušeností s jednoduchými příklady trvat řádově týdny či měsíce).

4.3.1 Úvod k řešení proudění tekutin v programu ANSYS CFX

Numerické modelování mnoha fyzikálních jevů je úzce spojeno s modelováním určité formy pohybu matematickými prostředky. Řešení proudění tekutin je zpracováno dle literatury [55]. Pohyb tekutin souvisí s řešením nejrůznějších problémů, daných fyzikálním modelem. Při řešení dynamické odezvy vodohospodářských konstrukcí (oběžná kola turbín a celých turbosoustrojí, různé druhy uzávěrů, přivaděčů vodních elektráren atd.) v interakci s kapalinou “Fluid Structure Interaction“ FSI s využitím programu pro řešení proudového pole je nutno uvažovat následující fyzikální aspekty:

- laminární a turbulentní proudění v jednoduchých i složitých geometriích,
- stlačitelné a nestlačitelné proudění, vzhledem k odhadu Machova čísla $Ma < 0.3$, lze předpokládat, že se bude jednat o proudění nestlačitelné kapaliny,
- stacionární, nestacionární a přechodové proudění,
- vícefázové proudění, proudění s volnou hladinou, proudění s pevnými částicemi, bublinkami a kapkami,
- chemické procesy (reakce),
- proudění prostupným – porézním prostředím,
- deformace sítí – řešení obousměrné interakce.

Matematický model spočívá v definici rovnic, které výše uvedené fyzikální děje popisují. Soustava rovnic řešených programem ANSYS CFX jsou nestacionární Navier-Stokesovy rovnice v konzervativní formě popisující proudění reálné kapaliny. Jedná se o soustavu parciálních diferenciálních rovnic. Analytické řešení Navier-Stokesových rovnic existuje pouze pro některé speciální případy, proto je nutné řešení provádět numerickými metodami.

4.3.2 Přenos hmoty, hybnosti, tepla při neizotermním proudění nestlačitelné tekutiny

Základní fyzikální zákony popisující proudění jsou zákony zachování hmotnosti, hybnosti, tepla případně dalších skalárních veličin. Jsou vyjádřeny Navierovými Stokesovými rovnicemi spolu s rovnicí kontinuity a popisují laminární i turbulentní režim proudění. V případě nestacionárního nestlačitelného neizotermního proudění mají následující tvar:

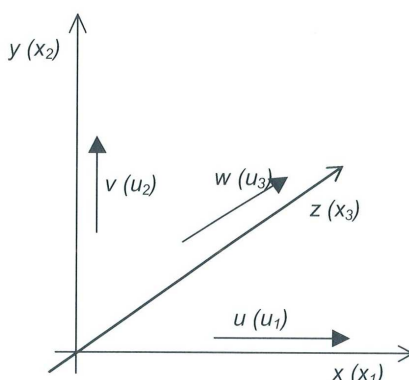
Rovnice kontinuity:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

Navier-Stokesovy rovnice:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + f_x \\ \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + f_y \\ \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + f_z \end{aligned} \quad (12)$$

kde podle schématu na obrázku 4 jsou u , v a w složky rychlosti, p tlak, ρ hustota, ν kinematická viskozita a $f_{x,y,z}$ označuje složky vnější objemové síly (gravitační, odstředivé síly).



Obr. 4 Souřadný systém

Rovnice pro přenos tepla, tj. zákon zachování energie je ve tvaru

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \alpha \phi \quad (13)$$

$$\phi = 2 \left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right) + \left(\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (14)$$

kde $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ je teplotní vodivost, λ je molekulová tepelná vodivost a c_p je měrné teplo.

Při vyjádření proměnných o třech případně devíti složkách (složky rychlostí, napětí apod.) je vhodné využít speciální zkrácené označení s přesně definovanými pravidly, známé jako Einsteinova sumace, kdy pouze jedním členem lze vyjádřit všechny tři složky rychlostí resp. devět napětí. Totéž lze pro přehlednost vyjádřit matematicky užitím znaku sumy. Tedy rovnice kontinuity se zapíše zjednodušeně:

$$\frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} = 0 \text{ resp. } \sum_{j=1}^n \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \text{ resp. } \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0. \quad (15)$$

Navier-Stokesovy rovnice lze zapsat obdobně:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \sum_{j=1}^n \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \sum_{j=1}^n \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + f_i \text{ respektive} \quad (16)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + f_i, \quad i = 1, \dots, n, \quad (17)$$

kde důsledně index i vyjadřuje složku vektoru a index j (případně další podle abecedy) vyjadřuje sčítací index ($j = 1, 2$ resp. 3).

Rovnice pro přenos tepla lze zapsat takto:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \sum_{j=1}^n \frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \alpha \sum_{j=1}^n \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + \alpha \phi, \quad (18)$$

$$\phi = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^n \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_l} + \frac{\partial u_l}{\partial x_j} \right)^2, \quad (19)$$

respektive

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + \alpha \phi, \quad (20)$$

$$\phi = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_l} + \frac{\partial u_l}{\partial x_j} \right)^2. \quad (21)$$

4.3.3 Modelování turbulentního proudění

Proudění se obecně nazývá turbulentní, jestliže jeho proměnné vykazují chaotické fluktuace jak v prostoru, tak v čase [55]. Rovnice popisující takové proudění jsou známy již desítky let. Bohužel problém turbulence z hlediska fyziky není stále vyřešen.

Modelování turbulence je stále ve stádiu výzkumu a vývoje, který se neustále mění s pokrokem v matematickém, fyzikálním a technickém odvětví. Při numerické simulaci turbulentního proudění existují tři teoreticky odlišné přístupy, které vyplývají ze zjednodušujících modifikací výchozích rovnic popisujících proudění [55].

- Metoda přímé numerické simulace (DNS – Direct Numerical Simulation)
- Metoda simulace velkých vírů (LES – Large Eddy Simulation)
- Metoda časového středování (RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes equations)

4.3.4 Statistické modely turbulence

Tato kapitola se věnuje popisu statistickým modelů turbulence RANS. Základní problém výpočtu turbulentního smykového proudění spočívá v přítomnosti Reynoldsova napětí v rovnicích popisujících střední pohyb tekutiny, takže systém pohybových rovnic není uzavřen jako v případě laminárního proudění. Soubor přídatných rovnic a empirických vztahů, které společně s pohybovými rovnicemi tvoří řešitelný systém rovnic, se nazývá modelem turbulence.

V tomto odstavci jsou představeny dva turbulentní modely proudění [40], které jsou použitelné pro simulaci složitějších inženýrských úloh a jsou použity pro řešení úloh uvedené v této práci.

Modely k- ϵ jsou dvourovnicové modely turbulence, proto umožňují určení délkového i časového měřítka řešením dvou samostatných transportních rovnic. Tyto dvourovnicové modely jsou historicky nejpoužívanější modely turbulence pro průmyslové výpočty. Všechny tři modely k- ϵ : Standard, RNG a Realizable, řeší transportní rovnice pro k a ϵ a modelují Reynoldsova napětí pomocí turbulentní viskozity μ_t podle Boussinesquovy hypotézy. Hlavní rozdíl mezi nimi je ve způsobu stanovení turbulentní viskozity, v turbulentních Prandtlových číslech řídicích turbulentní difuzi k a ϵ a v podmínkách generace a zániku v rovnici pro ϵ .

Modely k- ω jsou dvourovnicové modely a podobně jako modely k- ϵ , řeší dvě dodatečné diferenciální rovnice. Rovnice pro specifickou disipaci energie ω má oproti rovnici pro ϵ několik výhod. Nejvýznamnějším z nich je, že rovnici lze integrovat bez dalších podmínek přes viskózní podvrstvu. Modely k- ω , obvykle lépe predikují záporný tlakový spád, mezní vrstvy a odtržení

proudění. Model SST se od modelu Standard liší hlavně v postupné změně modelu Standard $k-\omega$ v oblastech poblíž stěn (inner layer) na model $k-\varepsilon$ pro vysoká Reynoldsova čísla ve vzdálené oblasti od stěn (outer layer). Má také modifikovanou formulaci turbulentní viskozity s ohledem na transportní efekt hlavních turbulentních smykových napětí.

5 APLIKACE PŘÍMÉ METODY ŘEŠENÍ KMITÁNÍ KONSTRUKCE V INTERAKCI S KAPALINOU

5.1 VLASTNÍ FREKVENCE A TVARY KMITŮ DESKY V NÁDRŽI S VODOU

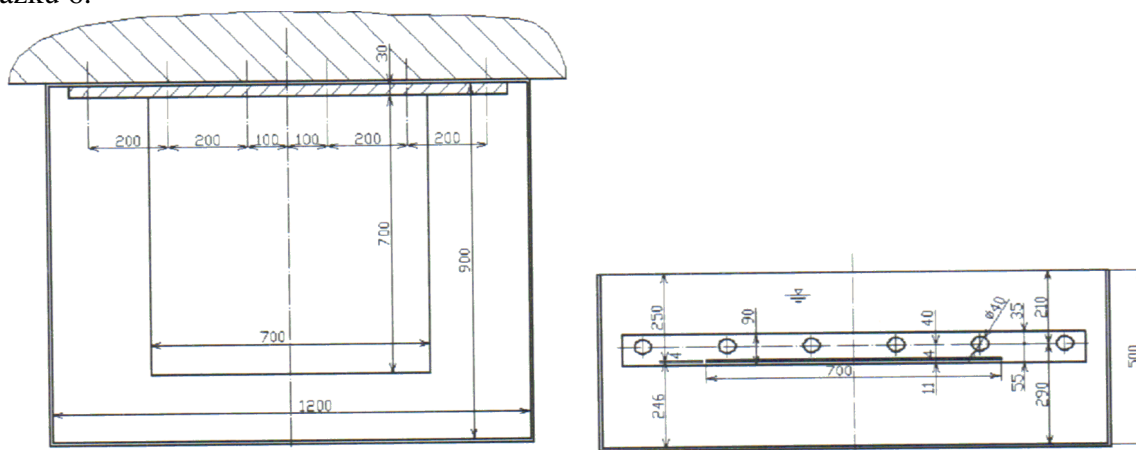
Pro získání představy o možnosti použití nových konečných prvků při výpočtu, byly provedeny následující výpočty vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů, které byly porovnány jak s experimentem [2], tak s již dříve provedenými výpočty Ing. Salajkou, CSc. v roce 1993 [3] ocelové desky v nádrži s vodou s dříve používanými typy konečných prvků.

5.1.1 Popis experimentu

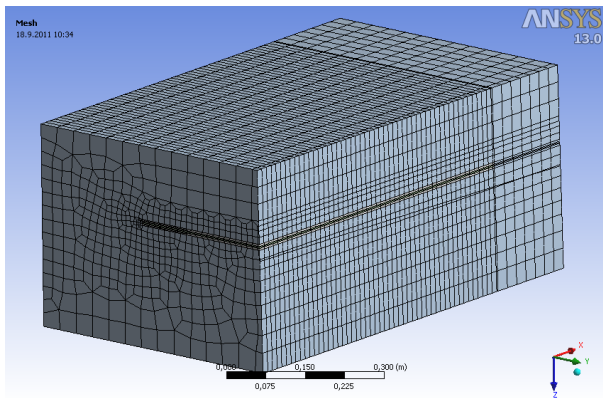
Experiment zkoumající vlastní kmitání vodorovně umístění tenké vetknuté ocelové desky o rozměrech 700x700x4 mm v nádrži s vodou byl proveden v mechanické zkušebně ČKD Blansko. Deska byla osazena snímači zrychlení firmy RFT. Úderem dřevěnou tyčí a elektrodynamickým budičem se budilo kmitání ocelové desky a výsledné signály zrychlení byly vyhodnoceny signálním analyzátozem Brüel & Kjær a počítačem ADT4500. Experiment byl proveden pro prázdnou nádobu (vetknutá deska ve vzduchu), kapalina (voda) je v úrovni vetknuté desky a hladina kapaliny (vody) je 150 mm nad úrovní desky viz obr. 5.

5.1.2 Výpočtový model řešené soustavy

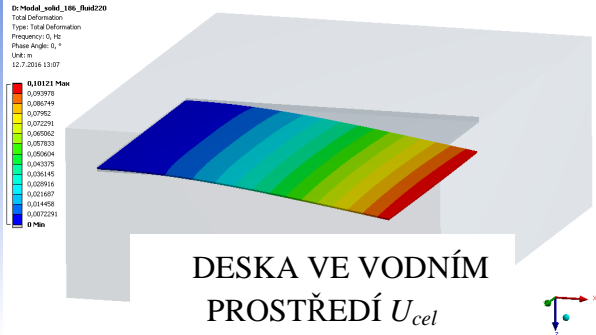
Ocelová deska tloušťky $t = 4$ mm a velikosti 700 mm x 700 mm. Náčrt nádrže s vetknutou analyzovanou deskou je na obrázku 5. Deska byla modelována prvky typu SOLID45 (S45), SOLID185 (S185), SOLID186 (S186) a SOLID187 (S187) a v místě vetknutí desky byly předepsány okrajové podmínky $UX = UY = UZ = 0$. Kapalínová oblast byla modelována prvky typu FLUID30 (F30), FLUID220 (F220) a FLUID221 (F221). Výpočtový model je znázorněn na obrázku 6.



Obr. 5 Náčrt nádrže s vetknutou ocelovou deskou [4]



Obr. 6 Výpočtový model, síť konečných prvků



Obr. 7 První tvar kmitu

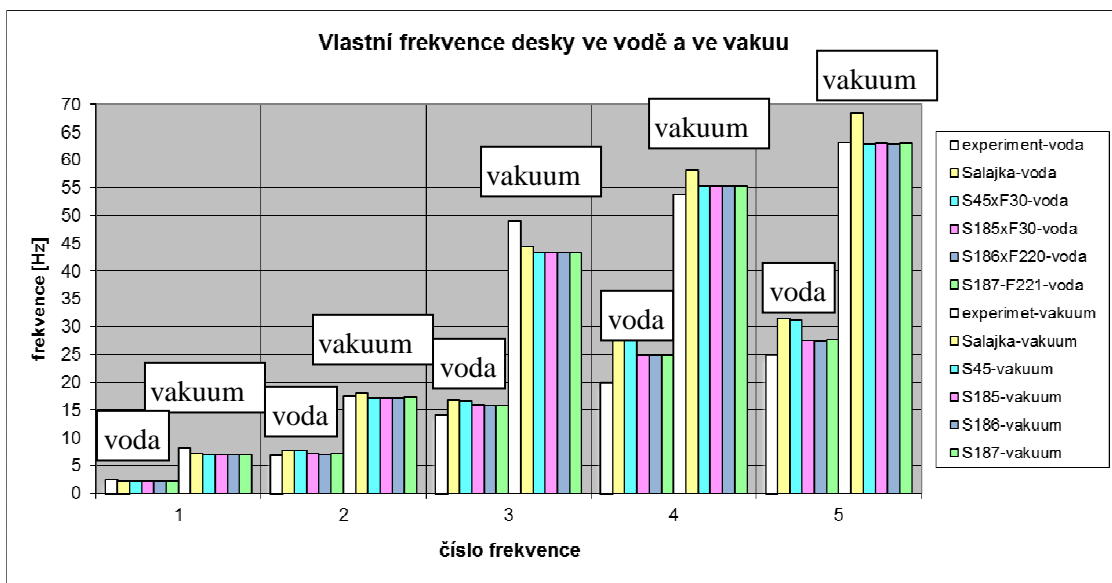
5.1.3 Výsledky výpočtů a experimentu

V grafu 1 jsou vykresleny porovnání vlastní frekvence vetknuté desky ve vakuu a ve vodním prostředí získané výpočty a experimentem.

V tabulce 1 jsou uvedeny vlastní frekvence vetknuté desky ve vodním prostředí diskretizované prvky typu SOLID186 a FLUID220 a vlastní frekvence vetknuté desky ve vakuu diskretizované prvky typu SOLID186. Dále jsou v tabulce 1 uvedeny poměrné změny vlastní frekvence $f_{VODAi}/f_{VAKUUMi}$ (součinitel snížení i -té vlastní frekvence α_i), kde f_{VODAi} je vlastní frekvence desky ponořené ve vodním prostředí a $f_{VAKUUMi}$ je vlastní frekvence desky ve vakuu. Na obrázku 7 je vykreslen první vlastní tvar kmitu desky ponořené ve vodním prostředí.

Tab. 1 Součinitel snížení vlastní frekvence α_i

Číslo frekvence i	S186–F220 [Hz]	S186 [Hz]	α_i
1	2,25	7,06	0,319
2	7,06	17,27	0,409
3	15,83	43,28	0,366
4	24,72	55,26	0,447
5	27,45	62,86	0,437



Graf 1 Srovnání vlastních frekvencí desky ve vodě a ve vakuu

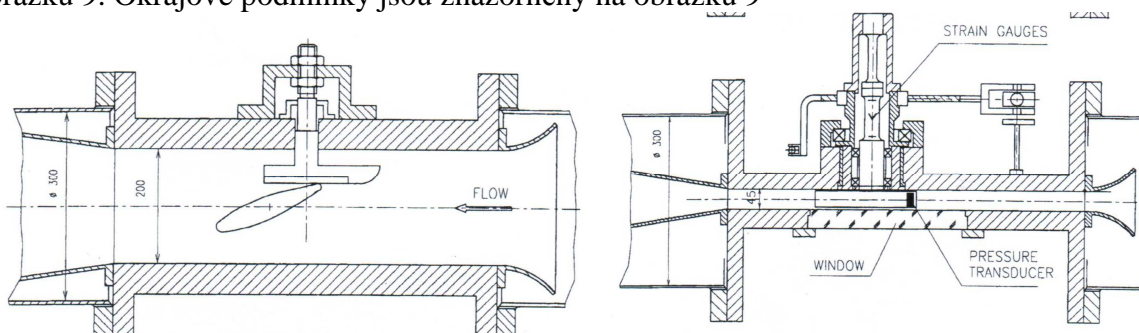
5.2 VÝPOČET KMITÁNÍ OBĚŽNÉHO KOLA FRANCISOVY REVERZNÍ TURBÍNY PVE DLOUHÉ STRÁNĚ

V rámci návrhu nového oběžného kola byly provedeny výpočty vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu, pevnostní kontrola, výpočet vynuceného kmitání kvaziperiodickým buzením tlakovým polem. Popisy těchto výpočtů a jejich výsledků jsou velmi obsáhlé a proto zde nejsou uvedeny a jsou uvedeny pouze v disertační práci.

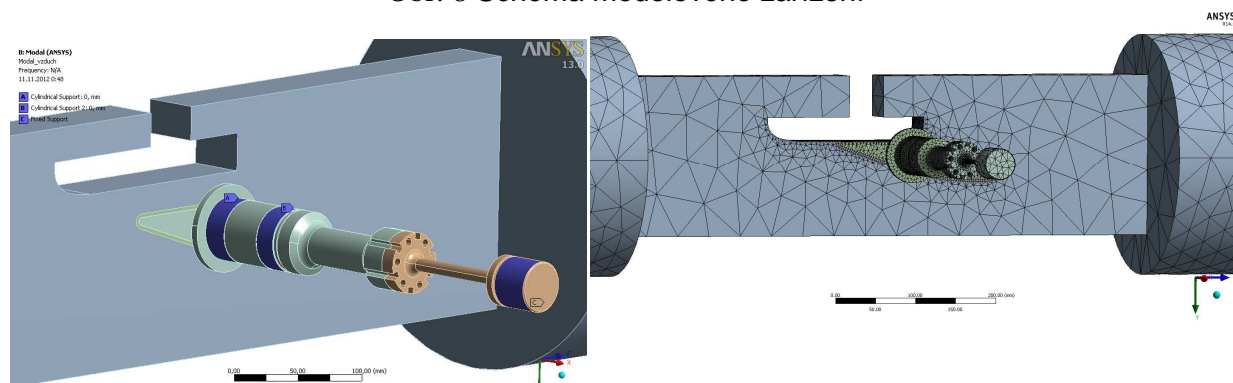
5.3 VLASTNÍ FREKVENCE ROZVÁDĚCÍ LOPATKY – MODELOVÉ ZAŘÍZENÍ S LOPATKOU

5.3.1 Výpočtový model řešené soustavy

Analyzovaná soustava při výpočtech s tekutinou zahrnuje lopatku s různými torzními tyčemi ($d = 6, 10, 14, 18, 22, 26$ mm a tekutinu ve vhodně omezené oblasti. Výpočtový model byl vytvořen dle schémat znázorněných na obrázku 8. Lopatka s čepem a různými torzními tyčemi byla modelována konečnými desetiuzlovými prvky s kvadratickou násadou typu SOLID187. Hranice tekutinové oblasti jsou ve všech směru tvořeny přesně modelovanými povrchy posuvné lyže, zkušební komory a trubky na obou stranách, vertikální rovinou na vstupu a na výstupu (volná hladina) v dostatečné vzdálenosti od konce zkušební komory. Části konstrukce zkušebního zařízení (posuvná lyže, potrubí, zkušební komora atd.) tvořící hraniční povrchy jsou uvažovány jako tuhé, nehybné. Tekutinová oblast byla modelována s použitím prvků typu FLUID221. Prvky v kontaktu s lopatkou mají čtyři stupně volnosti v uzlu (tři posuvy a tlak), ostatní prvky v oblasti mají jeden stupeň volnosti (tlak). Pro každou variantu torzní tyče bylo provedeno čtrnáct výpočtů s různým nastavením vzdálenosti h lopatky od nastavitelné lyže ve vodorovné poloze $\alpha = 0^\circ$. Struktura úplného výpočtového modelu řešené soustavy při výpočtech vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů rozváděcí lopatky ve vzduchu a ve vodním prostředí je vykreslena na obrázku 9. Okrajové podmínky jsou znázorněny na obrázku 9



Obr. 8 Schéma modelového zařízení



Obr. 9 Výpočtový model, okrajové podmínky, síť konečných prvků

Byla vyčíslena vždy vlastní frekvence, které odpovídal torzní vlastní tvar analyzované sestavy. Výsledky pro všechny kombinace modelů jsou zpracovány graficky a tabulkově. V grafu 2, tabulce 2 a na obrázku 10 jsou znázorněny a vypsány výsledky výpočtů sestavy rozváděcí lopatky s torzní tyčí $d = 10 \text{ mm}$ a natočením $\alpha = 0^\circ$.

6 APLIKACE NEPŘÍMÉ METODY ŘEŠENÍ KMITÁNÍ KONSTRUKCE V INTERAKCI S KAPALINOU

6.1 PROPOJENÍ PROGRAMŮ CFX – MECHANICAL UŽIVATELSKY VYTVOŘENÝM ROZHRANÍM – 1-WAY FSI – STATICKÉ VÝPOČTY

V této kapitole jsou popsány postupy a reálný výpočet napětí a deformací již dříve zmíněné rozváděcí lopatky při přenosu tlakových zatížení z výpočtů proudění programem ANSYS CFX do programu ANSYS MECHANICAL (WORKBENCH) pomocí uživatelsky vytvořených maker, v kterém je provedena napěťová a deformační analýza. Tyto stacionární výpočty slouží pro pevnostní kontrolu oběžných kol a dalších vodohospodářských konstrukcí a výsledné napjatosti v konstrukcích slouží jako jedny ze vstupních hodnot pro posouzení statické pevnosti a odhad životnosti řešené konstrukce. Jedná se tzv. o stacionární jednocestné FSI (1-WAY FSI). Byl použit program ANSYS CFX. Tento komerční program řeší nelineární diferenciální rovnice proudění metodou konečných objemů. Všechny dříve uvedené pohybové rovnice jsou řešeny společně s rovnicí kontinuity pro nestlačitelné proudění. Řešení všech úloh bylo provedeno jako stacionární.

6.1.1 Úvod

Výpočet napětí a deformací byla provedeny metodou konečných prvků a stacionární (ustálený) výpočet proudění metodou konečných objemů výpočtovým programem ANSYS [1]. Výpočet proudění jako nezávislého fyzikálního pole byl počítán pro různá nastavení vzdálenosti rozváděcí lopatky od posuvné lyže různé natočení rozváděcí lopatky. Výpočet napětí a deformací rozváděcí lopatky byl proveden pro různé průměry torzních tyčí. Vzdálenost, natočení a průměry torzních tyčí jsou popsány v kapitole 5.4.

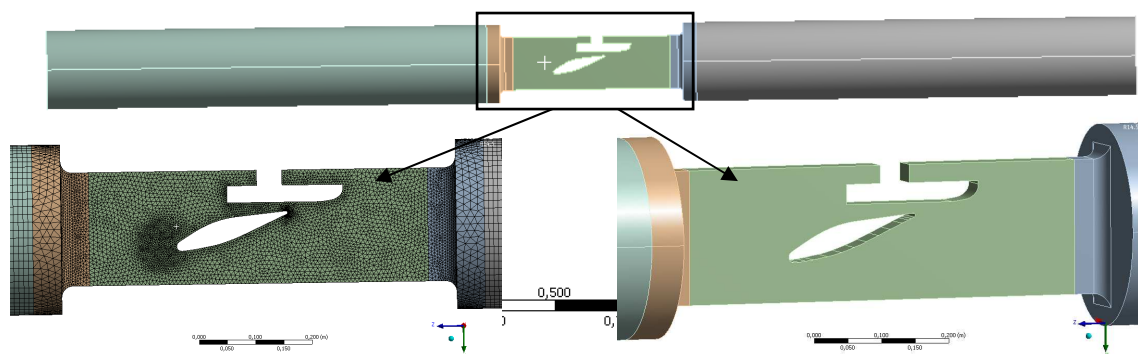
Výpočet proudění, napětí a deformací rozváděcí lopatky byl proveden z důvodu pevnostní kontroly a stanovení tzv. střední výchylky rozváděcí lopatky od tlakového působení proudící vody a zjištění chyby přenosu tlakového zatížení.

V této kapitole je popsán postup výpočtů napětí a deformací rozváděcí lopatky při přenosu tlakových zatížení z výpočtů proudění programem ANSYS CFX do programu ANSYS MECHANICAL (WORKBENCH), v kterém je provedena napěťová a deformační analýza. Jedná se tzv. o stacionární jednocestné FSI (1 – WAY FSI).

6.1.2 Výpočtový model řešené soustavy – výpočty proudění

Výpočtový model byl vytvořen dle schématu znázorněného na obrázku 8. Po verifikaci a po konzultacích s odborníky firmy ANSYS byl zvolen turbulentní model $k-\omega$ SST. Velký důraz byl kladen na správné zvolení okrajových podmínek. Jako vstupní podmínka je zadána kolmá vstupní složka rychlosti na vstupní profil potrubí, čemuž pro různé typy úloh odpovídá daný průtok. Výstupní okrajová podmínka je zadána jako okrajová podmínka konstantního statického tlaku p_s v celém průřezu (Opening). Na stěnách jednotlivých částí průtočného profilu vodní turbíny se předpokládá ulpívání kapaliny a tudíž nulové složky rychlosti. V jedné variantě byly počítány úlohy tzv. jednofázového proudění a ve druhé variantě byla počítána varianta tzv. dvoufázového proudění, kdy je nastaven tlak nasycených par 3574 Pa (výpočet kavitace).

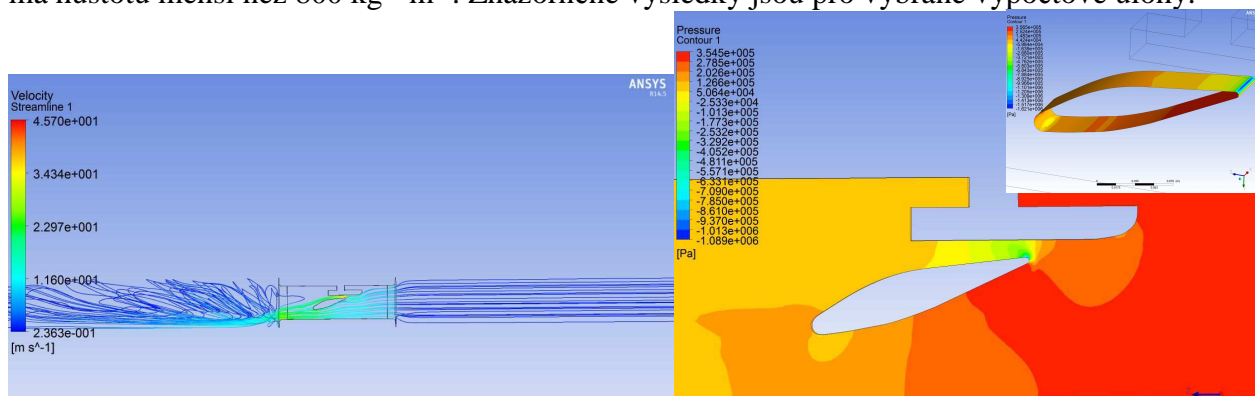
Dvoufázové proudění bylo počítáno z důvodu zkoumání vlivu vzniku kavitace na zatížení rozváděcí lopatky v blízkosti stěny. Dle zprávy [38] byl vstupní tlak ve zkušebním okruhu v rozmezí $p_{vst} = 0,854 \div 1,04$ MPa a výstupní tlak $p_{výst} = 0,136 \div 0,26$ MPa. Výstupní tlaky při výpočtech byly dodrženy, ale vstupní tlaky byly rozšířeny dle průtoku výpočtovou oblastí. Pro přenos tlakového zatížení jsou vytvořeny APDL makra pro přenos povrchové sítě konečných prvků zatížené tlakem, z ANSYS MECHANICAL souborem ve formátu *.cdb, tento soubor obsahuje povrchovou síť v datovém formátu. Soubor s povrchovou sítí konečných prvků se poté načte do ANSYS CFX a přiřadí se dané komponentě, z které má být přeneseno tlakové zatížení na povrchovou síť konečných prvků. Dále se z ANSYS CFX zpětně vyexportuje soubor ve formátu *.sfe ve které je uvedeno tlakové zatížení povrchových konečných prvků pro napěťově deformační analýzu. Po načtení souborů s tlakovým zatížením převedených do prototypové velikosti, je provedena napěťově deformační analýza, jejichž výsledky mohou sloužit pro další analýzy mezních stavů únavové pevnosti, statické pevnosti a použitelnosti. Kontrola správnosti přenosu tlakových zatížení spočívá v kontrole silových a momentových reakcí v okrajových podmínkách. Výpočtový model a výpočtová síť jsou znázorněny na obrázku 11. Výpočtová síť, která je vytvořena jako smíšená síť. Smíšená síť je síť výpočtových buněk, které mají tvar hexahedronu a tetrahedronu.



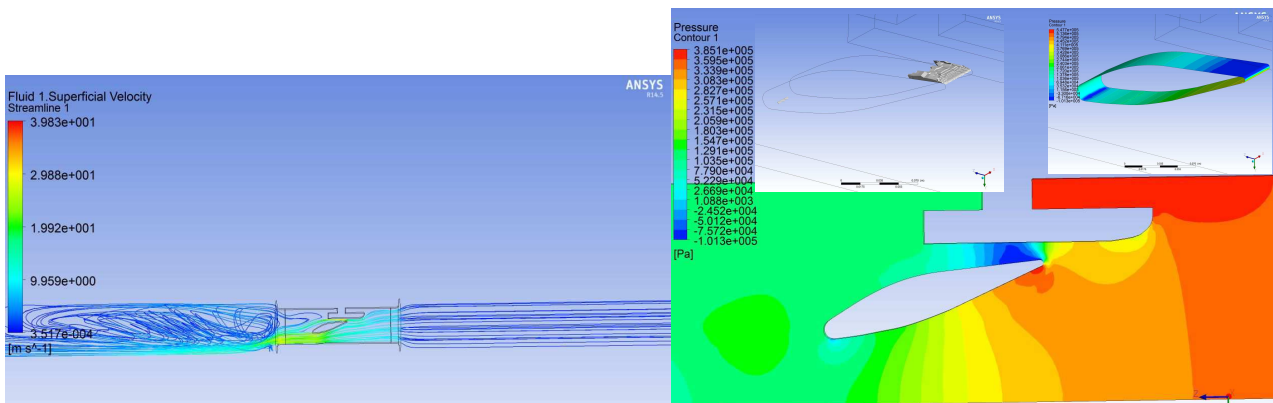
Obr. 11 Výpočtový model a výpočtová síť E, $h_{25} = 25,0$ mm, $\alpha = +6^\circ$

6.1.3 Výsledky výpočtů proudění

Na obrázcích 12 – 13 jsou rozložení rychlostí ve výpočetním profilu a tlakové pole v blízkosti stěny obtékané lopatky a přímo na ploše lopatky. Obrázek 13 navíc obsahuje objem tekutiny, která má hustotu menší než $800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Znázorněné výsledky jsou pro vybrané výpočtové úlohy.

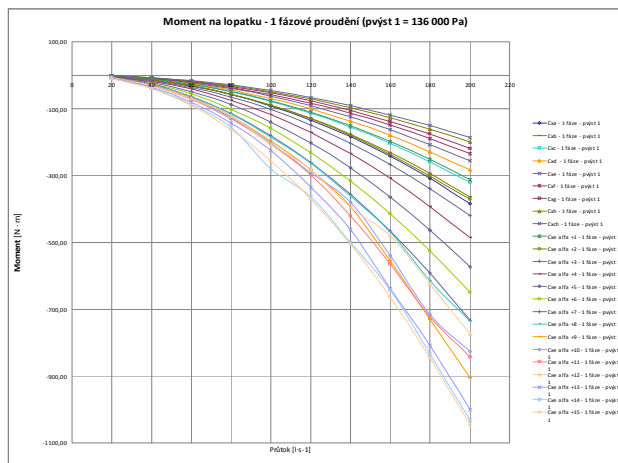


Obr. 12 Rozložení rychlostí a tlakové pole - E, $h_{25} = 25,0$ mm, $\alpha = +6^\circ$, $Q_4 = 0,08 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, $p_{výst1} = 0,136$ MPa, jednofázové proudění

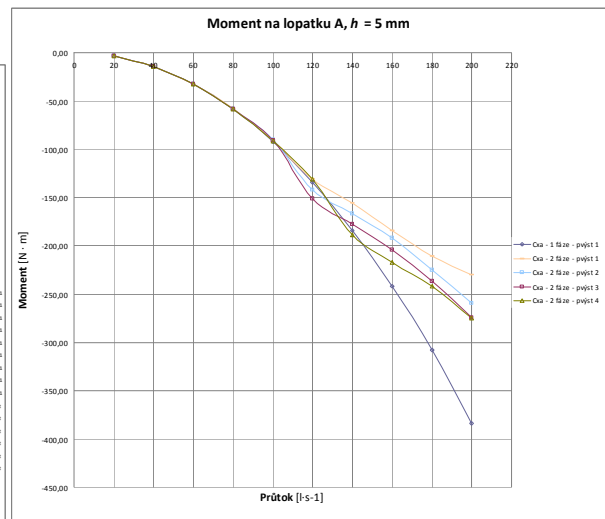


Obr. 13 Rozložení rychlostí a tlakové pole - E, $h_{25} = 25,0$ mm, $\alpha = +6^\circ$, $Q_4 = 0,08$ m³ · s⁻¹, $p_{výstl} = 0,136$ MPa, dvoufázové proudění

V grafech 3 a 4 jsou zobrazeny závislosti výsledných krouticích momentů na lopatku v závislosti na vstupní rychlosti proudění (průtoku) a nastavené poloze lopatky ve výpočtovém modelu. Jsou zde pouze náhodně vybrané nastavení lopatky. Graf 3 zobrazuje závislost výsledného momentu na lopatku na průtoku při výst. tlaku $p_{výst.} = 136$ 000 Pa, pro všechny nastavení lopatky, při jednofázovém proudění a graf 4 zobrazuje závislost výsledného momentu na lopatku na průtoku při výst. tlaku $p_{výst.} = 136$ 000 Pa, pro nastavení lopatky A $h_5 = 5$ mm, při jednofázovém i dvoufázovém proudění. Nejnižší výstupní tlak je vybrán z důvodu možné největší kavitace na lopatce a na posuvné lyži a pro velké rozdíly v zatížení lopatky (výsledný moment) mezi jedno a dvou fázovým prouděním.



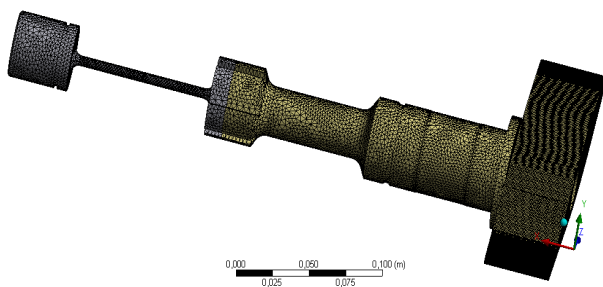
Graf 3



Graf 4

6.1.4 Výpočtový model řešené soustavy – statické výpočty

Výpočtový model byl vytvořen dle schémat znázorněných na obrázku 8, Dále se při tvorbě výpočtového modelu vycházelo z výkresové dokumentace uvedené ve zprávě [38]. Výpočty byly provedeny pro šest různých kombinací lopatky s čepem a torzní tyč $d = 6, 10, 14, 18, 22, 26$ mm. Pro každou variantu torzní tyče bylo provedeno 24 variant nastavení vzdálenosti rozváděcí lopatky od posuvné lyže a natočení lopatky. Dále bylo v každé z 24 variant nastavení polohy lopatky počítáno deset vstupních rychlostí pro čtyři různé výstupní tlaky a výpočty byly provedeny jednofázově i dvoufázově. Ve výpočtu byly uvažovány následující okrajové podmínky. V místě kuličkových ložisek bylo zadáno $U_R = 0$ (nulové radiální přemístění v cylindrickém systému souřadnic, jehož osa Z, je shodná s osou čepu a torzních tyčí). Okrajové podmínky viz obrázek 9. Řešená soustava se skládá z rozváděcí lopatky, čepu a torzní tyče. Soustava byla diskretizována konečnými prvky typu SOLID187 (desetiuzlové prvky s kvadratickou násadou). Síť konečných prvků je pro torzní tyč $d = 6$ mm názorně zobrazen na obrázku 14.



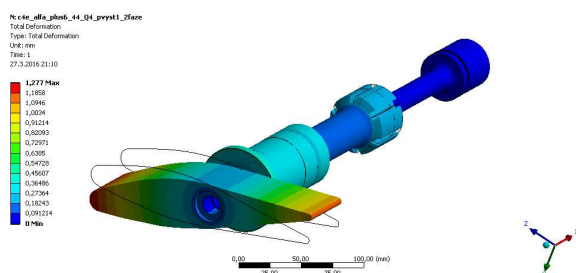
Obr. 14 Síť konečných prvků

6.1.5 Výsledky výpočtů napětí a deformací

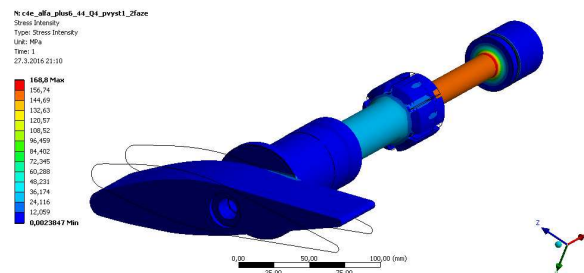
Rozváděcí lopatka byla počítána pro 11520 kombinací. Pro názornost jsou uvedeny výsledky z úlohy: průměr torzní tyče $d = 18 \text{ mm}$, $h = 25 \text{ mm}$, $\alpha = +6^\circ$, $Q = 0,08 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, dvoufázové proudění. Vypočtené výsledné přemístění lopatky je znázorněno pomocí izoploch na obrázku 15. Výsledné přemístění se vypočítá dle vztahu $U_C = \sqrt{U_X^2 + U_Y^2 + U_Z^2}$, kde U_X , U_Y , U_Z jsou přemístění ve směru os X , Y , Z souřadnicového systému.

Výsledné vypočítané přemístění rozváděcí lopatky pro tuto variantu nastavení výpočtového modelu je $U_{CEL} = 1,277 \text{ mm}$.

Vypočtená výsledná intenzita napětí σ_{INT} (teorie Tresca) je znázorněna pomocí izoploch na obrázku 16. Nejvyšší výsledná vypočtená intenzita napětí v sestavě lopatky s torzní tyčí pro danou kombinaci je $\sigma_{INT} = 168,8 \text{ MPa}$.



Obr. 15 Výsledné přemístění U_{CEL}



Obr. 16 Intenzita napětí σ_{INT}

Dalším výsledkem těchto výpočtů je, že při přenosu pomocí maker APDL došlo k maximální chybě kolem 3% ve výsledných reakcích (momentové a silové). Tato chyba se mění v závislosti na rychlosti proudění vody výpočtovou sestavou velikostí torzní tyče. Čím nižší rychlost tím vyšší chyba při přenosu tlaků. Tato chyba byla vyhodnocována porovnáním výsledných momentových a silových reakcí mezi výsledky z výpočtu proudění v tekutinové oblasti a výpočtech napětí a deformací rozváděcí lopatky.

6.2 PROPOJENÍ PROGRAMŮ CFX – MECHANICAL ROZHŘANÍM ANSYS– 1-WAY FSI – STATICKÉ VÝPOČTY

V této kapitole jsou popsány postupy pro reálné příklady výpočtů napětí a deformací již dříve zmíněné rozváděcí lopatky při přenosu tlakových zatížení z výpočtů proudění programem ANSYS CFX do programu ANSYS MECHANICAL (WORKBENCH) pomocí rozhraní ANSYS, v kterém je provedena napěťová a deformační analýza. Tyto stacionární výpočty slouží pro pevnostní kontrolu různých vodohospodářských konstrukcí. Výsledné napjatosti v konstrukcích slouží jako jedny ze vstupních hodnot pro odhad životnosti řešené konstrukce. Jedná se tzv. o stacionární

jednocestné FSI (1-WAY FSI). Pro všechny uvedené příklady modelování proudění byl použit stejně jako v předešlé kapitole program ANSYS CFX.

6.2.1 Úvod

Výpočet napětí a deformací byla provedeny metodou konečných prvků a stacionární (ustálený) výpočet proudění metodou konečných objemů výpočtovým programem ANSYS [1]. Výpočet proudění jako nezávislého fyzikálního pole byl počítán pro různá nastavení vzdálenosti rozváděcí lopatky od posuvné lyže různé natočení rozváděcí lopatky. Výpočet napětí a deformací rozváděcí lopatky byl proveden pro různé průměry torzních tyčí

Výpočet proudění a napětí a deformací rozváděcí lopatky byl proveden z důvodu pevnostní kontroly a stanovení tzv. střední výchylky rozváděcí lopatky od tlakového působení proudící vody a zjištění chyby přenosu tlakového zatížení.

V této kapitole je popsán postup výpočtů napětí a deformací rozváděcí lopatky při přenosu tlakových zatížení z výpočtů proudění programem ANSYS CFX do programu ANSYS MECHANICAL (WORKBENCH), v kterém je provedena napěťová a deformační analýza. Jedná se tzv. o stacionární jednocestné FSI (1 – WAY FSI).

6.2.2 Výpočtový model řešené soustavy – výpočty proudění

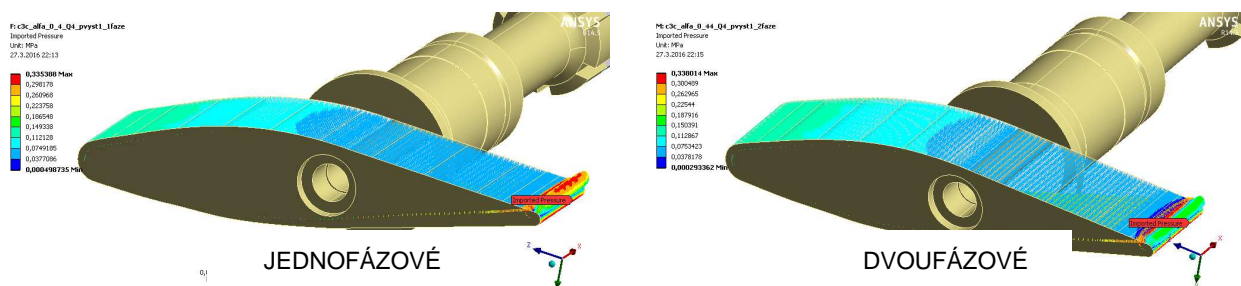
V této kapitole je popsán postup výpočtů proudění výpočtovou oblastí proudící kapaliny. Při výpočtu proudění získáváme hydrodynamické tlakové pole, které se pomocí interního ainterfacu a interpolačních algoritmů přenáší jako tlakové zatížení lopatky z výpočtů proudění programem ANSYS CFX do programu ANSYS MECHANICAL (WORKBENCH), v kterém je provedena napěťová a deformační analýza pomocí interního rozhraní v systému ANSYS. Jedná se o tzv. stacionární jednocestné FSI (1 – WAY FSI). Pro všechny výpočty rozváděcí lopatky byl použit program ANSYS CFX. Výpočtový model je popsán v předešlé kapitole 6.1.2.

6.2.3 Výsledky výpočtů proudění

Výsledky analýz proudění jsou popsány v kapitole 6.1.3.

6.2.4 Výpočtový model řešené soustavy – statické výpočty

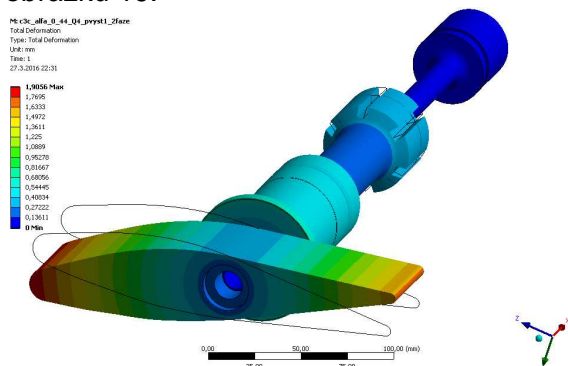
Výpočtový model řešené soustavy rozváděcí lopatky je stejný jako v předešlých analýzách. Ve všech řešených úlohách byla rozváděcí lopatka zatížena hydrodynamickými tlaky, které odpovídají danému geometrickému nastavení lopatky. Rozložení hydrodynamických tlaků bylo vypočteno, jak je zmíněno v předchozích odstavcích CFD programem ANSYS CFX. S využitím souboru programů ANSYS Workbench a interního rozhraní mezi ANSYS CFX a ANSYS MECHANICAL, byly tlaky automaticky interpolovány z výsledků výpočtu proudění do bodů sítě konečných prvků výpočtu rozváděcí lopatky. Na obrázku 17 jsou znázorněny tlakové rozložení interpolované na povrchovou síť konečných prvků. Na obrázcích je znázorněno tlakové zatížení pro úlohu - C, $h_{15} = 15,0$ mm, $d = 14$ mm, $Q_4 = 0,08$ m³ · s⁻¹, $p_{výst1} = 0,136$ MPa, jednofázové i dvoufázové proudění.



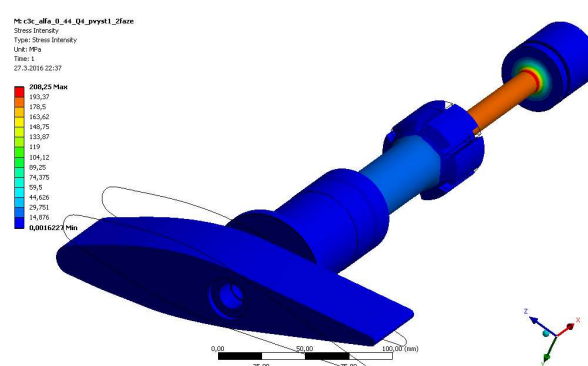
Obr. 17 Tlakové zatížení MKP modelu

6.2.5 Výsledky výpočtů napětí a deformací

Rozváděcí lopatka byla počítána pro 2880 různých kombinací. Pro názornost jsou uvedeny výsledky z úlohy: průměr torzní tyče $d = 18$ mm, $h = 15$ mm, $Q = 0,08$ m³ · s⁻¹, dvoufázové proudění. Vypočtené výsledné přemístění lopatky je znázorněno pomocí izoploch na obrázku 18. Vypočtená výsledná intenzita napětí σ_{INT} (teorie Tresca) je znázorněna pomocí izoploch na obrázku 19.



Obr. 18 Výsledné přemístění U_{CEL}



Obr. 19 Intenzita napětí σ_{INT}

Dalším výsledkem těchto analýz je, že při přenosu tlakového zatížení pomocí interního propojení obou analýz došlo k maximální chybě kolem 1%, se stejným dělením výpočtových sítí jako v předešlých analýzách. Tato chyba se mění v závislosti na rychlosti proudění vody výpočtovou sestavou velikostí torzní tyče. Čím nižší rychlost tím vyšší chyba při přenosu tlaků. Tato chyba byla vyhodnocována porovnáním momentových a silových reakcí v obou fyzikálních analýzách (proudění – strukturální).

6.3 PROPOJENÍ PROGRAMŮ CFX – MECHANICAL ROZHŘANÍM ANSYS – 2-WAY FSI – STATICKÉ VÝPOČTY

V této kapitole je popsán postup a praktický příklad výpočtů napětí a deformací rozváděcí lopatky při přenosu tlakových zatížení z výpočtů proudění programem ANSYS CFX do programu ANSYS MECHANICAL (WORKBENCH) a přenosu přemístění opačným směrem pomocí interního rozhraní ANSYS. Jedná se tzv. o stacionární dvoucestné FSI (2-WAY FSI).

Dynamická hydroelasticita resp. Fluid Structure Interaction (FSI) jsou simulace vzniklé spojením dvou procesů. V prvním procesu se řeší hydrostatika a hydrodynamika v systému CFD založeném na metodě konečných objemů, v druhém procesu se řeší statická a dynamická odezva konstrukce řešičem pro metodu konečných prvků.

Při výpočtu FSI se v každém kroku získá hydrodynamický tlak z CFD výpočtu, který je integrován do zatěžovacích sil v uzlech strukturního modelu. Následně MKP řešič dojde k výpočtu vektoru posunutí, který se převede do deformace konečně objemové sítě CFD výpočtu. S deformovanou konečně objemovou sítí se přistupuje k dalšímu výpočtovému kroku v CFD analýze.

6.3.1 Úvod

Výpočet napětí a deformací byla provedeny metodou konečných prvků a stacionární (ustálený) výpočet proudění metodou konečných objemů výpočtovým programem ANSYS [1]. Výpočet proudění jako závislého fyzikálního pole byl počítán pro různá nastavení vzdálenosti rozváděcí lopatky od posuvné lyže různé natočení rozváděcí lopatky. Výpočet napětí a deformací rozváděcí lopatky byl proveden pro různé průměry torzních tyčí. Dále tyto výpočty byly provedeny pro získání představy o ovlivnění proudění a ovlivnění výsledků napěťově deformační analýzy v závislosti na změně tvaru tekutinové oblasti z důvodu přemístění rozváděcí lopatky. Přemístění rozváděcí lopatky je způsobeno zatížením hydrodynamickými tlaky.

6.3.2 Výpočtový model řešené soustavy – výpočty proudění

V této kapitole je popsán postup výpočtů proudění výpočtovou oblastí tekutiny kolem rozváděcí lopatky při přenosu tlakových zatížení z výpočtů proudění programem ANSYS CFX do programu ANSYS MECHANICAL (WORKBENCH) a přenosu posunutí (přemístění) opačným směrem. Jedná se tzv. o stacionární dvoucestné FSI (2 – WAY FSI). Pro všechny výpočty proudového pole byl použit program ANSYS CFX. Výpočtový model popsáný v předešlé kapitole je modifikován s tím rozdílem, že v místě obtékané plochy rozváděcí lopatky byla tato plocha nadefinována jako pohybující se stěna - rychlost proudění v bezprostřední blízkosti stěny je rovna rychlosti pohybu stěny jak rotační tak translační.

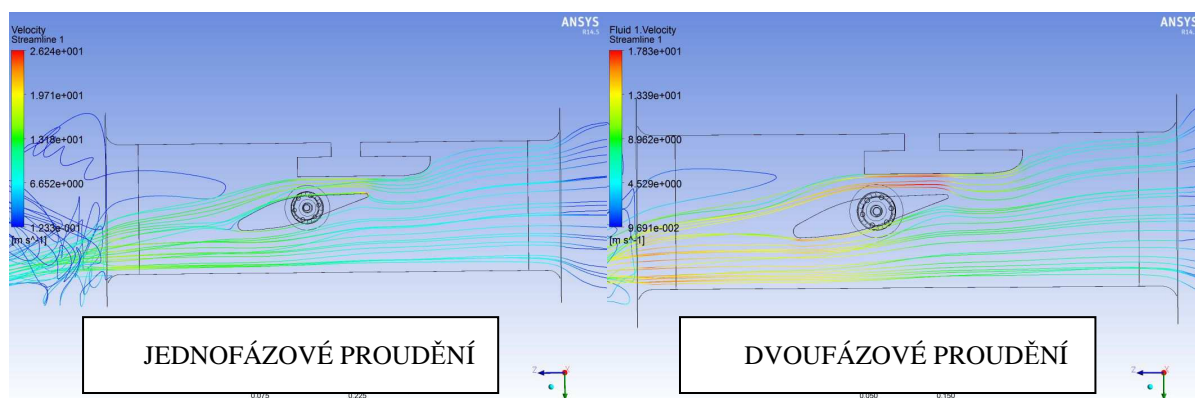
6.3.3 Výpočtový model řešené soustavy – statické výpočty

Výpočtový model řešené soustavy rozváděcí lopatky je stejný jako v předešlých analýzách.

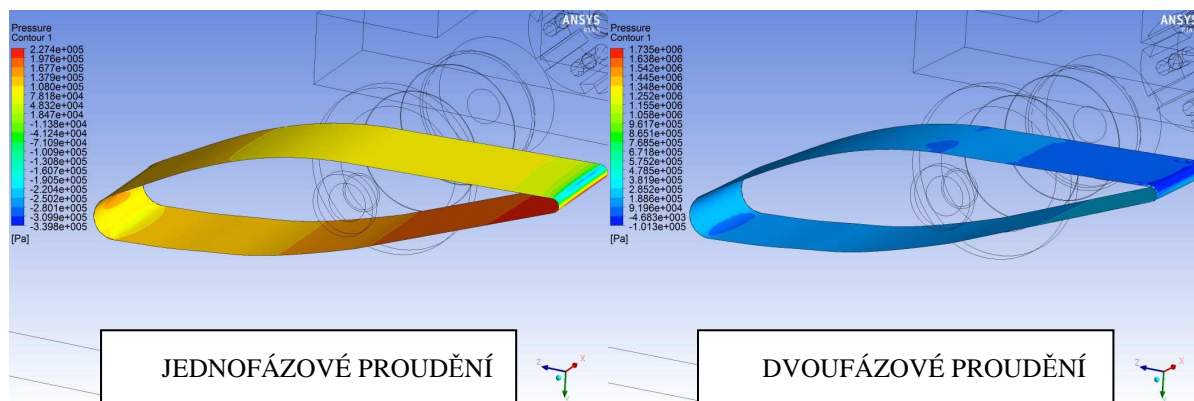
6.3.4 Výsledky stacionárních výpočtů 2-WAY FSI

Ve všech analyzovaných úlohách, bylo využito interního rozhraní pro 2-WAY FSI. Rozložení hydrodynamických tlaků, bylo vypočteno, jak je zmíněno v předchozích odstavcích CFD programem ANSYS CFX.

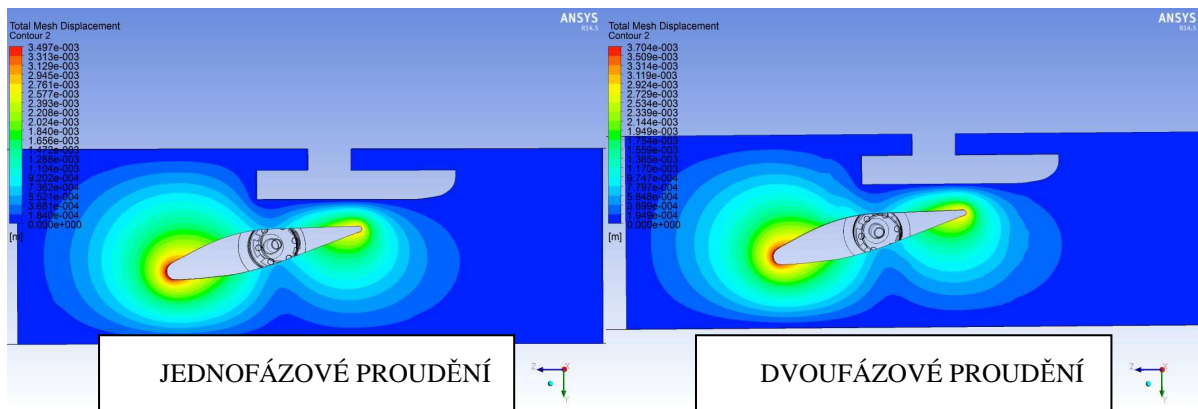
Pro názornost jsou výsledky výpočtů uvedeny na obrázcích, v grafech a tabulkách i vypsány textově pro kombinaci výpočtového modelu F, $h_{30} = 30,0 \text{ mm}$, $\alpha = 0^\circ$, $Q_3 = 0,06 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, $p_{výstl} = 0,136 \text{ MPa}$, průměr torzní tyče $d = 10 \text{ mm}$ – pro jednofázové i dvoufázové proudění. Na obrázcích 20 až 23 jsou rozložení rychlostí ve výpočetním profilu, tlakové pole na obtékané ploše lopatky, výsledné přemístění výpočetní sítě proudového pole, výsledné přemístění lopatky.



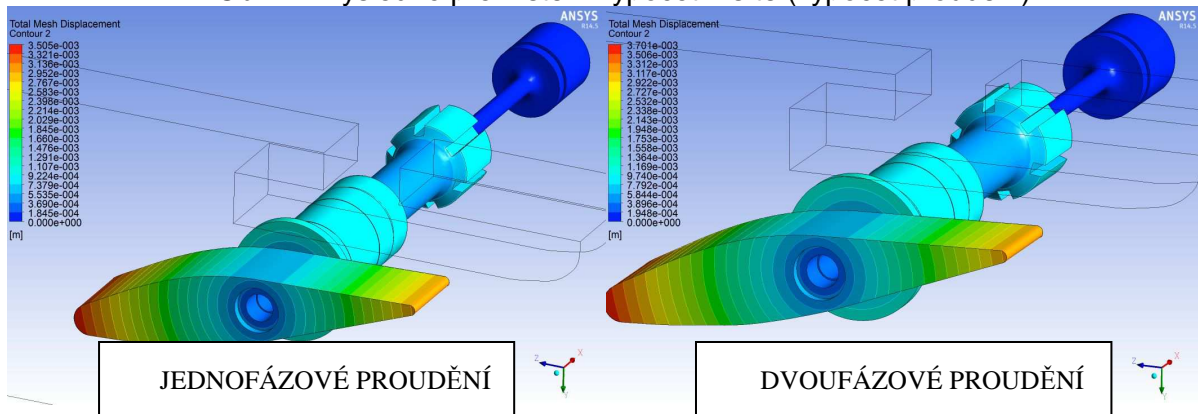
Obr. 20 Rozložení rychlostí ve výpočetním profilu



Obr. 21 Tlakové pole na lopatce

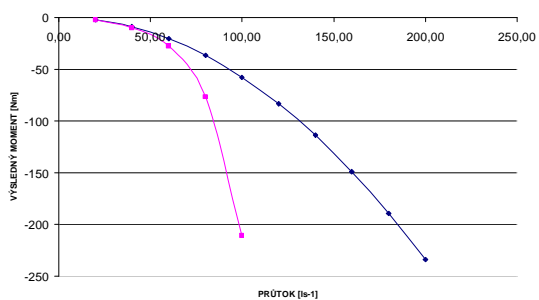


Obr. 22 Výsledné přemístění výpočetní sítě (výpočet proudění)

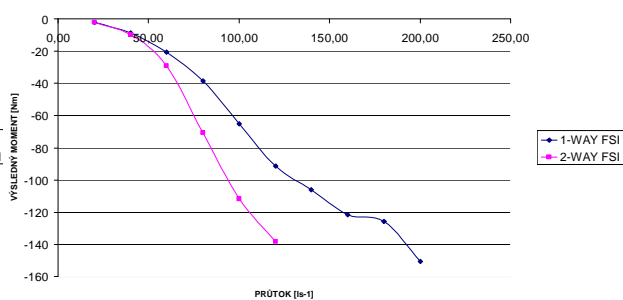


Obr. 23 Výsledné přemístění lopatky U_{CEL}

V následujících grafech 5 a 6 jsou zobrazeny závislosti výsledných krouticích momentů na rozváděcí lopatku v závislosti na vstupní rychlosti proudění (průtoku) a nastavené poloze lopatky ve výpočtovém modelu. Jsou zde pro názornost vybrán úloha s torzní tyčí $d = 10\text{mm}$, lopatka je ve vzdálenosti $h_{30} = 30\text{ mm}$ od posuvné lyže, výstupní tlak je $p_{výst} = 136\ 000\text{ Pa}$. V grafech jsou porovnány vypočtené výsledné momenty na lopatku pro dva různé druhy stacionárních výpočtů – 1-WAY FSI a 2-WAY FSI. Nejnižší výstupní tlak je vybrán z důvodu největší kavitace na obtékané ploše lopatky a na posuvné lyži, a pro velké rozdíly v zatížení lopatky (výsledný moment) mezi jednofázovým a dvoufázovým prouděním.



Graf 5



Graf 6

6.4 PROPOJENÍ PROGRAMŮ CFX – MECHANICAL ROZHŘANÍM ANSYS – 2-WAY FSI – DYNAMICKÉ VÝPOČTY

6.4.1 Úvodní popis

V této kapitole je popsán postup a praktický příklad výpočtů dynamické odezvy obtékané rozváděcí lopatky na zatížení od proudící kapaliny v čase. Jedná se tzv. o nestacionární dvoucestné FSI (2-WAY FSI). K velkým problémům dynamiky vodohospodářských konstrukcí patří problém řešení odezvy konstrukce projevující se jeho kmitáním, způsobeným interakcí konstrukce

s proudícím pracovním médiem (vodou). Jedná se o klasický případ projekční praxe. Správné řešení dynamické odezvy rotoru (oběžného kola) obecně představuje složitý problém hydroelasticity.

Dynamická hydroelasticita resp. Fluid Structure Interaction (FSI) jsou simulace vzniklé spojením dvou procesů. V prvním procesu se řeší hydrostatika a hydrodynamika v systému CFD založeném na metodě konečných objemů, v druhém procesu se řeší statická a dynamická odezva konstrukce řešičem pro metodu konečných prvků. V současné době CFX nepodporuje plně sdruženou FSI analýzu, kde konstrukce i kapalina jsou řešeny společně. Proto byla použita iterační metoda, při které jsou jednotlivá pole řešena odděleně.

Při výpočtu FSI se v každém časovém kroku získá hydrodynamický tlak z CFD výpočtu, který je integrován do zatěžovacích sil v uzlech strukturního modelu. Následně MKP řešič dojde k výpočtu vektoru posunutí, který se převede do deformace konečné objemové sítě CFD výpočtu. S deformovanou konečně objemovou sítí se přistupuje k dalšímu časovému kroku v CFD analýze.

6.4.2 Výpočtový model řešené soustavy – výpočty proudění

V této kapitole je popsán postup výpočtů proudění výpočtovou oblastí kapaliny rozváděcí lopatky při přenosu tlakových zatížení z výpočtů proudění programem ANSYS CFX do programu ANSYS MECHANICAL (WORKBENCH) a přenosu posunutí opačným směrem. Jedná se tzv. o stacionární dvoucestné FSI (2-WAY FSI). Pro všechny výpočty rozváděcí lopatky byl použit program ANSYS CFX. Výpočtový model je popsán v předešlých kapitolách. Oproti úlohám stacionárním - statickým výpočtům se zde musí nastavit časový krok. Velmi důležité je při FSI analýze nastavení délky časového kroku a počtu iterací. Časový krok byl volen pevný 0,0005 s (adaptivní časový krok se pro tento typ úlohy neosvědčil). S ohledem na lepší konvergenci výpočtů a časovou náročnost se doporučuje volit raději menší časový krok než zvětšování počtu iterací. Úlohy byly počítány ve dvou variantách s tlumením a bez tlumení. Ve variantě s tlumením byla disipace mechanické energie v soustavě modelována podle Rayleigha, se střední hodnotou modálního poměrného útlumu soustavy 0,005 v různých frekvenčních pásmech dle průměru torzní tyče a vlastní frekvence 1. torzního tvaru lopatky.

6.4.3 Výpočtový model řešené soustavy – výpočty napětí a deformací

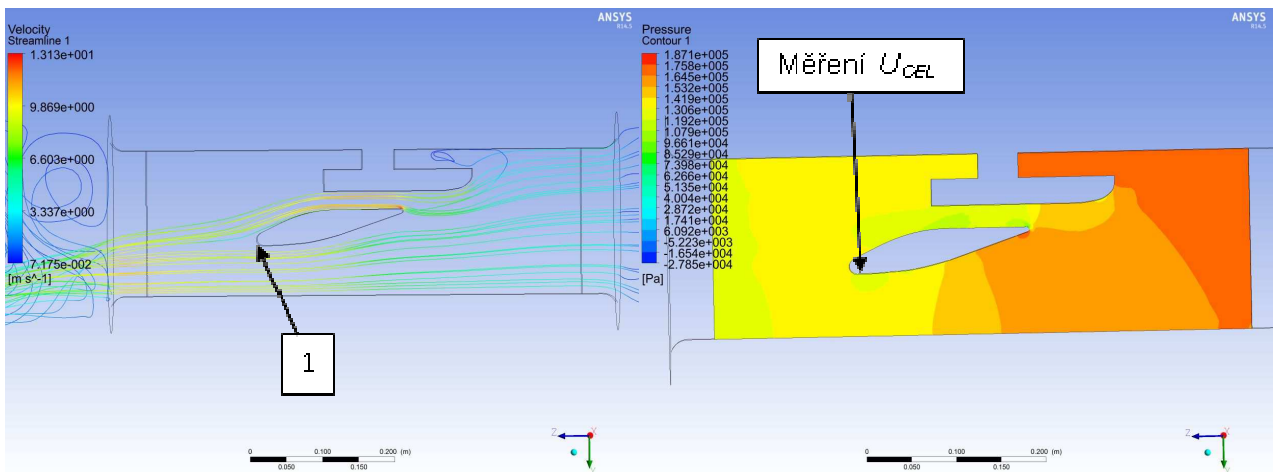
Výpočtový model řešené soustavy rozváděcí lopatky je stejný jako v předešlých analýzách.

6.4.4 Výsledky nestacionárního – dynamického výpočtu 2-WAY FSI

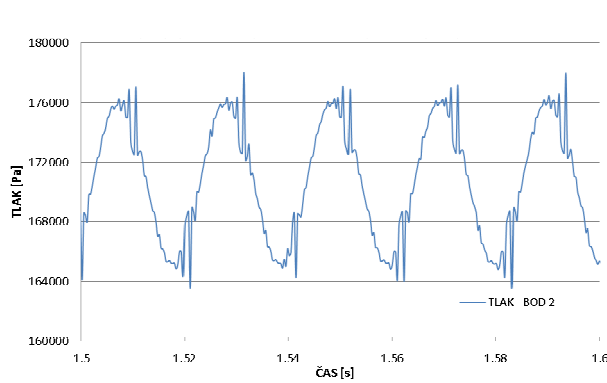
Bylo vypočítáno velké množství úloh pro různé torzní tyče (různé d) a kombinace geometrického nastavení lopatky (h a α), vstupních parametrů (průtok), jeden výst. tlak $p_{výstl} = 0,136$ MPa a jednofázové i dvoufázové proudění. Ve všech počítaných úlohách bylo využito interního rozhraní programu ANSYS pro 2-WAY FSI. Rozložení hydrodynamických tlaků bylo vypočteno, jak je zmíněno v předchozích odstavcích CFD programem ANSYS CFX.

Pro názornost jsou výsledky výpočtů znázorněny graficky pro vybranou kombinaci výpočtového modelu E, $h_{25} = 25,0$ mm, $d = 10$ mm, $\alpha = 0^\circ$, $Q_I = 0,04$ m³ · s⁻¹, $p_{výstl} = 0,136$ MPa, pro jednofázové proudění s tlumením. Vyznačení bodů, pro vyhodnocování tlaků je na obrázku 24. Dále jsou zde pro jeden časový krok znázorněny rychlosti proudového pole ve výpočtové oblasti a rozložení tlaků v blízkosti lopatky, viz obrázek 24.

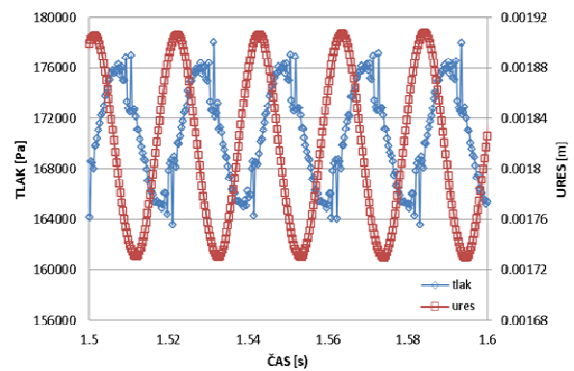
V grafické formě jsou znázorněny průběhy tlaků vody ve vybraném bodě a ve vybraném časovém úseku, viz grafy 7, průběhy výsledných přemístění U_{CEL} konce lopatky a tlaku vody ve vybraném bodě ve shodném časovém úseku, viz graf 8, závislost tlaků vody ve vybraném bodě na výsledném přemístění U_{CEL} konce lopatky ve shodném časovém úseku, viz graf 9 V grafech 10 a 11 jsou znázorněny frekvenčně amplitudové charakteristiky tlaku vody v bodu 1 a frekvenčně amplitudová charakteristika výsledného přemístění konce lopatky.



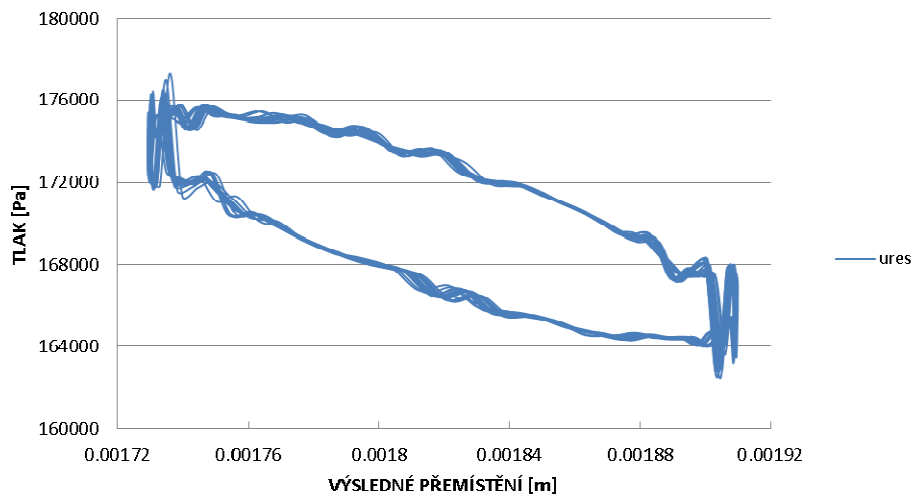
Obr. 24 Rozložení rychlostí a tlakové pole



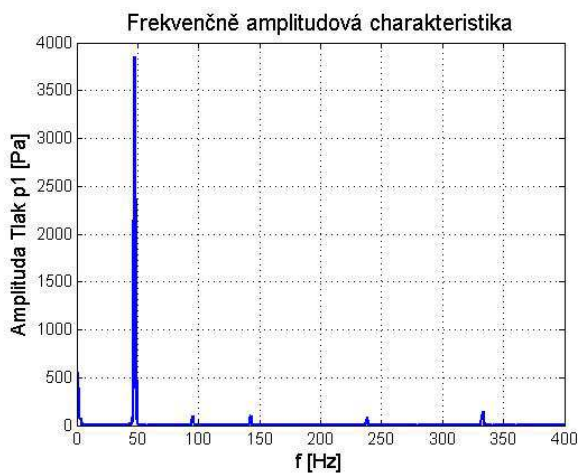
Graf 7 Časový průběh tlaku vody v bodu 1



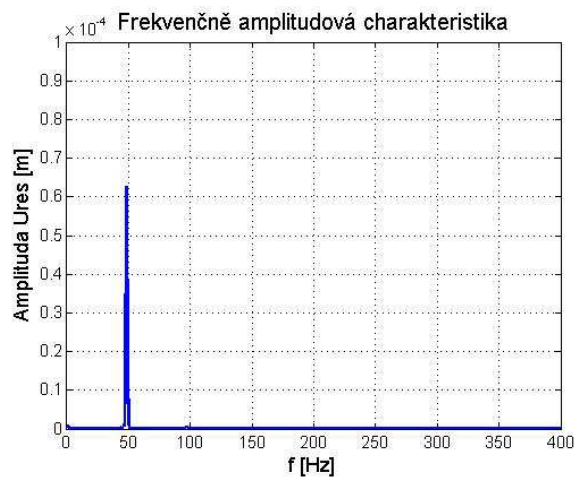
Graf 8 Časový průběh tlaku vody v bodu 1 a výsledného přemístění



Graf 9 Závislost tlaku vody v bodu 1 a výsledného přemístění konce lopatky



Graf 10 tlak bod 1



Graf 11 Výsledné přemístění

Z výsledků vyplývá, že rozváděcí lopatka pro vybraný výpočet torzně kmitá na frekvenci $f = 48,4$ Hz. Tato frekvence odpovídá vlastní frekvenci prvního vlastního torzního tvaru lopatky ve vodě, což odpovídá samobuzenému kmitání lopatky. Po srovnání výsledků výpočtu analýzy kmitání lopatky. Ve všech úlohách docházelo také ke vzniku samobuzenému kmitání lopatek, ale u některých úloh se vyskytovalo i vynucené kmitání, kdy frekvence torzního kmitání lopatky odpovídala frekvenci vírů opouštějících rozváděcí lopatku.

7 ZÁVĚRY

V práci se popisuje aplikace metody konečných objemů a metody konečných prvků pro statické i dynamické výpočty vodohospodářských konstrukcí ve styku s proudící i neproudící kapalinou. Problematika řešení úloh vlastních frekvencí a tvarů kmitu konstrukcí v interakce s kapalinou tzv. „PŘÍMOU METODOU“ vychází z Eulerova přístupu.

Z výsledků verifikační úlohy řešení vlastního kmitání – desky ponořené v kapalině vyplývá dobrá shoda s experimentem a staršími výpočty provedených doc. Ing. Salajkou, CSc. Rozdíly mohou být způsobeny odlišným dělením výpočetních sítí. Výsledky výpočtů potvrdily možnost použití nových akustických konečných prvků typu FLUID220 a FLUID221.

Eulerův přístup je dále použit při řešení interakce konstrukce s kapalinou při výpočtu vlastního a vynuceného kmitání reálné vodohospodářské konstrukce. V práci se řeší oběžné kolo s rotorem přečerpávací vodní elektrárny PVE Dlouhé Stráně. Výpočtový model je svojí komplexností unikátní. Výsledky výpočtu ukazují použitelnost tohoto výpočtového postupu i na velmi velké a komplikované konstrukce. Výsledné vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů kompletního rotoru s oběžným kolem (torzní a ohybové) se shodují s výsledky experimentu na díle. Lze konstatovat, že zvolený výpočtový model a postup výpočtů je správný. Další výpočty ukázaly významný vliv, pokud je do výpočtu zahrnut celý hřídel turbosoustrojí či nikoliv – uvažování resp. neuvažování poddajnosti hřídele. Výpočtové modely s uvažováním poddajnosti resp. s neuvažováním poddajnosti hřídele mají podstatný vliv na hodnoty frekvencí i vlastní tvary kmitu a to i pro nebezpečné vlastní tvary oběžného kola tzv. „rybí tlamy“. Pokud uvažujeme obklopující kapalinu jako symetrické těleso, výsledky výpočtů ukazují, že výsledné vlastní tvary kmitu konstrukce jsou symetrické. Pokud, ale uvažujeme reálné rozměry obklopující kapaliny (savka, spirála), výsledky ukazují, že výsledné tvary kmitu konstrukce jsou nesymetrické.

V další části této práce bylo řešeno vynucené kmitání oběžného kola s rotorem buzeným kvaziperiodickým časovým a prostorovým tlakovým polem v kapalině. Výpočtem byly získány časové průběhy přemístění, dynamické složky napětí v oběžném kole a pole tlaku v kapalinové oblasti, tzn., že výpočty poskytují všechny podklady, nutné pro další analýzy použitelnosti a únavové pevnosti. Věrohodnost výsledků výpočtů je jednoznačně přímo závislá na spolehlivosti

vstupních údajů výpočtového modelu. Nejvýznamnější poznatky z analýzy výsledků výpočtů se týkají formulace vstupních údajů o zatížení oběžného kola časově proměnnými složkami tlaku uvnitř kapalinové oblasti (MLP). Problémy způsobuje nejen nejistota při výpočtu zobecněného zatížení v daném uzlu w , ale především poměrně dlouho trvající přechodový proces (pro tento případ 0 – 0,35 s) při zavedení zatížení. Průběhy odezvových tlakových pulsací se v průběhu času, po odeznění přechodového procesu ustálí, nicméně i ustálený průběh tlaku se jen velmi obtížně porovnává s původně zadaným průběhem tlaku. Výpočty prokazují pro praxi velmi důležitý poznatek, že vyhovující výsledky lze získat přepočtem okamžité odezvy s použitím poměru zadané amplitudy tlaku a odezvového tlaku v těžce oblasti.

Dále byly provedeny výpočty rozváděcí lopatky v blízkosti stěny, a to jak výpočty vlastního kmitání, tak výpočty statických a dynamických odezev na proudící okolní kapalinu. Výsledky byly porovnány s experimentem. Jako první byly provedeny výpočty vlastních frekvencí lopatky v blízkosti stěny s různým nastavením vzdálenosti od stěny, natočením lopatky a různými torzními tyčemi s různými tuhostmi. Potvrzuje se silné ovlivnění vlastních frekvencí rozváděcí lopatky vlivem vodního prostředí. Součinitel snížení vlastní frekvence vlivem vodního prostředí α je v rozmezí od 0,5 do 0,86 pro všechny torzní tyče v širokých rozsazích vzdálenosti lopatky od stěny a natočení lopatky. Rozdíly mezi vypočítanými a změřenými hodnotami vlastních frekvencí prvního vlastního torzního tvaru kmitu, zjištěné výpočtem a experimentem mohou být způsobeny zjednodušením okrajových podmínek při neznalosti tuhostí, tlumení a v nedostatečném popisu podmínek experimentu. Zejména, není známo přesné úhlové natočení lopatky.

V disertační práci je popsáno řešení fyzikální analýzy vázaných fyzikálních polí s využitím software od firmy ANSYS založené na principu metody konečných prvků (MKP) a metody konečných objemů (CFD). Jako základní úlohy byly vypočítány statické analýzy s přenosem tlaku z CFD do MKP pomocí mnou vytvořených maker APDL – 1-WAY FSI. Tato metodika byla použita pro reálné úlohy (oběžné kolo reverzní Francisovy turbíny Dlouhé Stráně a rozváděcí lopatka v blízkosti stěny). Hlavním přínosem je nová metodika pevnostních výpočtů s reálným rozložením tlaků na obtékaných plochách vodohospodářských konstrukcí. Z rozborů výsledků statického výpočtu vyplývá, že opomenutí jakékoliv složky zatížení oběžného kola vede k chybným závěrům statické kontroly oběžného kola a může zcela znehodnotit úsilí vynaložené při věrném modelování hydrodynamických účinků proudící vody. Výsledky statických výpočtů naznačují správnost použití přenosu zatížení hydrodynamickými tlaky na obtékané povrchy oběžného kola. Výsledky reakčních sil a momentů z MKP potvrzují správnost přenosu tlakového zatížení. Lze konstatovat, že z časového pohledu návrh a kontrola oběžných kol (dalších součástí vodních turbín, popř. jezových, potrubních a přehradních uzávěrů) lze provést za relativně krátkou dobu. Při dalších statických analýzách s přenosem hydrodynamických tlaků z CFD do MKP pomocí vnitřního interface ANSYS – 1-WAY FSI byly dosaženy obdobné výsledky jako u přenosu zatížení pomocí maker APDL. V případě použití vnitřního interface ANSYS nelze hodnoty tlaků, rozměry a natočení sítě přepočítávat z modelu na prototyp afinními vztahy, což umožňují mnou vytvořená makra APDL. Z hlediska časové náročnosti je tedy v případě rozměrných konstrukcí vyhovující použití 1-WAY FSI s přenosem zatížení realizovaným pomocí maker APDL.

Poté byly provedeny stacionární výpočty 2-WAY FSI lopatky v blízkosti stěny. Z výsledků stacionárních výpočtů 2-WAY-FSI vyplývá, že pro konstrukce s nižší tuhostí, kdy je patrné již z analýzy 1-WAY FSI, že bude velkou měrou ovlivněn průtočný profil proudící kapaliny a z toho vyplývající velká změna tlakového zatížení obtékané konstrukce, by měl následovat stacionární výpočet 2-WAY-FSI. Na vykreslených výsledcích vybraných úloh je patrná velká změna zatížení u lopatky s torzní tyčí s menším průměrem na rozdíl od lopatky s větším průměrem, kde by bylo možno tyto změny zatížení zanedbat, např. při použití většího bezpečnostního koeficientu při výpočtech mezního stavu pevnosti a použitelnosti. V případě 2-WAY FSI, který využívá vnitřního interface ANSYS nelze hodnoty tlaků, rozměry a natočení sítě přepočítávat dle afinních

vztahů. Výpočty reálných vodohospodářských konstrukcí při použití 2-WAY FSI analýzy jsou časově velmi náročné. V projekční praxi jsou tyto analýzy jen obtížně použitelné z důvodu časové náročnosti.

Další velmi složitý problém, který byl řešen je svázání dvou fyzikálních polí (CFD a MKP) pomocí nestacionárního (proměnné tlakové pole v čase) 2-WAY FSI výpočtu. Byla počítána lopatka v blízkosti stěny dle experimentu. Z výsledků nestacionárního 2-WAY FSI ukazují na sklon lopatek v blízkosti stěn k samobuzenému kmitání. Sklon k samobuzenému kmitání se zvyšuje s přibližováním vstupní hrany lopatky ke stěně a se zvyšujícím se průtokem (zvyšování přetlaku) – vlivem zvyšování průtoku dochází k uzavírání spáry mezi lopatkou a posuvnou lyží. Se zvětšováním průměru torzní tyče (zvětšuje se torzní tuhost tyče), zvětšováním vzdálenosti lopatky od stěny h , zvětšováním velikosti kavitační oblasti u vstupní hrany lopatky mezi lopatkou a stěnou, sklon k samobuzenému kmitání slábne, ale zvyšuje se sklon k vynucenému kmitání lopatky způsobené odtrháváním vírů na výstupní hraně lopatky.

Dle použité torzní tyče se frekvence kmitání mění (se zvětšujícím se průměrem se zvyšují vlastní frekvence). Ve vypočtených frekvenčních spektrech přemístění lopatek (tomu odpovídá moment působící na lopatku) pro různé varianty úloh, převažuje základní složka frekvence, která odpovídá vlastní frekvenci prvního vlastního torzního tvaru kmitu. Frekvence těchto složek se pohybovala vždy v rozmezí $\pm 0,8\%$ od vlastní frekvence dle průměru torzní tyče. Pokud se jednalo o vynucené kmitání, tak rozdíl frekvence kmitání vůči frekvenci opouštění vírů z výstupní hrany je $\pm 0,3\%$.

Změny tlaku vody ve spáře na vstupní hraně lopatky a přesně naproti na stěně jsou ve fázi.

Trend chování lopatky získaných výpočty a experimentem je shodný – v závislostech tlaku na krouticím momentu jsou pozorovány jednoduché hysterezní smyčky a další složitější hysterezní smyčky jak v numerickém výpočtu, tak i v experimentu na reálné konstrukci.

Při výpočtech dvoufázového proudění, pokud dochází ke kavitaci, tak se amplitudy výsledných přemístění snižují a mění se frekvence kmitání. Změnu frekvence kmitání lze vysvětlit tak, že se vznikem kavitace se mění hustota lopatku obklopujícího média a tím se mění vlastní frekvence prvního vlastního torzního tvaru kmitu lopatky. Ovšem pokud dojde k velké kavitaci ve spáře mezi lopatkou a stěnou (tzv. kavitační ucpání spáry), zaniká samobuzené kmitání.

Tento typ úloh – hydroelastický výpočet proudění s pohyblivou sítí (nestacionární výpočet 2-WAY FSI) jsou velmi časově náročné. Výpočet byť s malým geometrickým modelem (lopatka v blízkosti stěny), byl velice náročný na čas. Domnívám, že výpočty složitějších konstrukcí tímto postupem nejsou realizovatelné bez použití nadstandartních výpočetních prostředků.

Zmíněné postupy umožňují úspěšné řešení velkého množství praktických statických i dynamických problémů vodohospodářských konstrukcí a staveb. Použité metody výpočtů se dají použít v mnoha oborech (stavebnictví, strojírenství, lékařství, energetika, doprava atd.). Výsledky některých analýz byly verifikovány experimenty přímo na provozovaných konstrukcích. Pro řešení složitějších a komplexnějších problémů v dané problematice je třeba pokračovat v rozvoji matematického a numerického řešení konstrukcí v interakci s kapalinou.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] ANSYS, Inc., "Release 13.0 Documentation for ANSYS." SYS IP, Inc 2010.
- [2] Musil, J., Měření vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů čtvercové jednostranně vetknuté tenké desky, výzk. zpráva č. 4 VUM 9921-908, ČKD Blansko, 1990.
- [3] Salajka, V., Kmitání tenké desky ponořené v kapalině, sborník 2nd Users Meeting, říjen 1994, Nové Město na Moravě, SVS FEM Brno, 1994, str. 105 – 112.
- [4] Salajka, V. Analýza konstrukcí v interakci s kapalinou, Zkrácená verze habilitační práce, Brno, 2006, 44stran.

- [5] Feilhauer, M., Výměna oběžného kola TG1 EDS, Výpočet vynuceného kmitání oběžného kola TG1 ve vodě – PVE Dlouhé Stráně; výp. Zpráva č. 4-ENR-2-3874, Blansko, ČKD Blansko Engineering a.s., 2011, 660 stran.
- [6] Zienkiewicz, O. C. The finite element method. London, McGraw-Hill, 3rd edition 1977.
- [7] Zienkiewicz, O. C. – Taylor, R. L. The finite element method. Vol. 3: Fluid dynamics. Oxford, Butterworth – Heinemann, 2000.
- [8] Pironneau, O. Finite element methods for fluids. Masson-Wiley 1989.
- [9] ANSYS Users Manual for Revision 5.0. Volume I – IV. Swanson Analysis System, Inc., Houston 1992.
- [10] ANSYS – Acoustics and fluid-structure interaction. Swanson Analysis System, Inc., Houston 1992.
- [11] Brdička, M., Samek, L., Sopko, B., Mechanika kontinua, ISBN 80-200-0772-5, Akademia, 2000.
- [12] Okrouhlík, M. Numerical methods in computational mechanics. Institute of Thermomechanics, Prague, 2009, 375 stran.
- [13] Nechleba, M. Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. Státní nakladatelství technické literatury Praha, 1954, 548 stran.
- [14] Bathe, K. J., Finite element procedures in engineering analysis, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1982, 720 stran.
- [15] Čermák, L. Algoritmy metody konečných prvků, skriptá FSI VUT Brno, září 2005.
- [16] Das M. B. Fundamentals of soil dynamics, The University of Texas at El Paso, march 1982, 399 stran.
- [17] Kanický, V. Salajka, V. Přivaděč PVE Ružín – Část 2 – Dynamický výpočet volné nezabetonované části potrubí. Zpráva pro ČKD Blansko Engineering, a.s., KDV, Brno, 2002, 12 stran, 218 příloh.
- [18] Chopra, A. K. Dynamic of structures a primer, 126 stran.
- [19] Salajka, V., Kala, J., Hradil, P., Využití programu ANSYS pro predikci vlastních frekvencí a tvarů kmitu vodních strojů, sborník 16nd Users Meeting, 2008, Luhačovice, SVS FEM Brno, 2008.
- [20] Mrozek, M., Vliv kapaliny na modální charakteristiky válcové nádrže, sborník Juniorstav 2008, Brno, VUT Brno, 2008.
- [21] Gajic, A., Pejovic, S., Stojanovic, Z., Hydraulic oscillation analysis using the fluid-structure interaction model, sborník konference Hydraulic machinery and cavitation, 1996, Kluwer, Netherlands.
- [22] Wall, W., Fluid – structure – interaktion mit stabilisierten finiten elementen, disertační práce, Stuttgart, 1999.
- [23] Benra, F., K., Dohmen, H., J., Application of simulation methods considering the interaction between fluid and structure, sborník 7 th IASME/WSEAS International Conference on Fluid mechanics and aerodynamice, 2006.
- [24] Varner, M., Kanický, V. Salajka, V., Výpočet vlastních frekvencí a tvarů kmitů lopaty oběžného kola Kaplanovy turbíny ve vodě, sborník konference Hydroturbo 2001, Podbanske, 2001.
- [25] Kanický, V., Salajka, V., Kala, J., Analysis of the Francis turbine runner for hydroelectric power plant Burrendong , sborník konference sborník 3nd IAHR, Brno, 2009.
- [26] Feilhauer, M.: Strength analysis of the runner – HPP Toro 3, computation report, Blansko, Česká republika, 2011.
- [27] Bishop, R., E., D.: Kmitání. Státní nakladatelství technické literatury Praha, 1978.
- [28] Dubas M.: Über die Erregung infolge der Periodizität von Turbomaschinen, Ingenieur-Archiv, Springer Verlag, 1984.

- [29] Nechleba M.: Wasserdruckschwingungen in Druckrohrleitungen von radialen hydraulischen Maschinen, besonders Pumpen, Maschinenbautechnik, H. 3, 1972.
- [30] Půlpitel L.: High frequency pressure oscillations and rotor vibrations of a pump turbine, Conference HYDROFORUM, Polish Academy of Science, Gdansk, Poland 1985.
- [31] Chen Y., N.: Wasserdruckschwingungen in Spiralgehäusen von Speicherpumpen, Forschungsheft Sulzer 1961, pp. 1 – 14.
- [32] Doerfler P.: On the role of phase resonance in vibrations caused by blade passage in radial hydraulic turbomachines, IAHR Symposium, Stirling 1984, Paper 3.3.
- [33] Tanaka H.: Vibration behaviour and dynamic stress of runners of very high head reversible pump-turbines, IAHR Symposium, Belgrade 1990, Paper U 2.
- [34] Ohura Y. at al.: Vibration of the powerhouse of a pumped storage plant, IAHR Symposium, Belgrade 1990, Paper A 1.
- [35] Koutník J.: Tlakové pulzace v hydraulických systémech vodních turbín, Autoreferát disertační práce, Brno, květen 1998.
- [36] Loub, R.: Výpočet logaritmického dekrementu útlumu po opravě OK – VE Lipno TG2, č. zprávy: 2015-50-004-ZKM-4-164, nepublikovaná technická zpráva, Blansko, 2015.
- [37] Loub, R.: Výpočet logaritmického dekrementu útlumu po opravě OK – VE Lipno TG2, č. zprávy: 2015-50-004-ZKM-4-164, nepublikovaná technická zpráva, Blansko, 2015.
- [38] Půlpitel, L., Hlavička, B.: Experimentální výzkum podmínek vzniku torzního kmitání samobuzeného kmitání rozváděcí lopatky na modelovém zařízení s velkou lopatkou, č. zprávy 4 OTE 9961 – 800, nepublikovaná zpráva, Blansko, 1984.
- [39] Půlpitel, L.: Dynamické problémy vodních strojů, literatura pouze pro vnitřní potřebu, 446 stran, ČKD Blansko Engineering a.s., Blansko, 2012.
- [40] Vlček, P.: Modelování turbulentního proudění, disertační práce, Praha.
- [41] Šob, F.: Hydromechanika, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, 2001.
- [42] Půlpitel L.: „Analýza podmínek vzniku samobuzeného kmitání rozváděcích lopatek pomocí fyzikálních modelů“, zpráva ČKD Blansko, 4 TEO 9961 – 676, nepublikovaná zpráva, Blansko 1980.
- [43] Dorfler, P., Sick, M., Coutu, A.: Flow – Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery, vydavatelství Springer, ISBN 978-1-4471-4251-5, 242 stran. 2013.
- [44] Flores M, Kubiak J, Urquiza G, et al Modal analysis and estimation of crack initiation life of a hydraulic francis turbine runner Proc. of the 24th IAHR Symp. on Hydraulic Machinery and systems (Fozdo Iguassu, Brazil, 27-31 October 2008).
- [45] Vialle, J.- P., Lowyz, P-Y, Dompierre, F., Sabourin, M.: Prediction of natural Frequencies in water – Application to a Kaplan runner, Hydrovision, 2008.
- [46] Hubner, B., Seidel, U., Neto, D.: Vibration propagation due ti vibro-acoustic resonance exemplified at a Francis turbine, ANSYS conference and User meeting, Nurnberg, 2014.
- [47] Půlpitel, L., Veselý, J., Mikulášek, J.: Comments to vibrations and pressure oscillations induced by the rotor stator interaction in a hydraulic turbine, 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, 2009.
- [48] Chen, C., X., Ding, Y., Gear, J., A., Blood flow in stenosed arteries using two way fluid-structural interaction, Anziam J.51(EMAC2009), C586-C611, 2010, ISSN-1446-8735.
- [49] Jirsák, V., Kantor, M., Nowak, P.: FSI analýza jezové klapkové hradící konstrukce, Conference ANSYS 2011, Praha, 2011.
- [50] Jin, L., Mao, J., Fang, B.: Comparison between one-way and two-way FSI numerical analysis of francis turbine runner, Journal Of Mechanical & electrical Engineering, Vol. 31 Issue 12.
- [51] Allenbach, L.: 2 way FSI Fluid damping coefficient of simplified hydrofoil, IAHR 2013, Lausanne, 2013.

- [52] Huang, X., Oram, Ch., Sick, M.: Experimental and numerical analysis of dynamic behavior of high head Francis runner, IAHR 2013, Lausanne, 2013.
- [53] Schneider, J., Schilling, R., Hubner, B., Seidel, U.: Simulation of self-excited shaft vibrations due to blade-tip leakage flow in Kaplan turbines, IAHR 2013, Lausanne, 2013.
- [54] Benra, F., Dohmen, H.: Application of simulation methods considering the interaction between fluid and structure, 7th IASME/WSEAS International on Fluid Mechanics and Aerodynamics, 2010.
- [55] Kozubková, M.: Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX, Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2008.
- [56] Půlpitel, L.: Volba počtu lopatek vodních turbín, č. zprávy 2004-40-300-0595, ČKD Blansko Engineering, a.s., Zpracováno v rámci projektu: „Vývoj vysokospádových Francisových čerpadlových turbín se širokým provozním pásmem“, evidenční č. FT-TA/104), Blansko 2004.

PUBLIKOVANÉ PRÁCE – KONFERENCE

- [57] Feilhauer, M., Pevnostní výpočet oběžného kola Francisovy turbíny pro soustrojí TG4 PVE Dalešice, sborník konference HYDROTURBO 2004, VUT FSI Brno, Brno, 2004.
- [58] Feilhauer, M., Varner, M., Napěťová a deformační analýza mechanismu oběžného kola Kaplanovy turbíny VE Gabčíkovo, sborník konference ANSYS KONFERENCE 2010, SVS FEM Brno, Brno, 2010.
- [59] Feilhauer, M., Varner, M., Hodnocení spolehlivosti průtočné čochy klapkového rychlouzávěru DN5400, sborník konference HYDROTURBO 2010, Slovenské Elektrárne, a.s., Bratislava, 2010.
- [60] Feilhauer, M., Varner, M., Analýza napětí a deformací průtočné čochy klapkového rychlouzávěru DN5400 a porovnání hodnocení únavové životnosti dle norem ČSN EN 13445-3 a ASME, sborník konference XXXII. PRIEHRADNI DNI 2010, SVP, š.p., Odštěpný závod Banská Bystrica, Banská Bystrica, 2010.
- [61] Feilhauer, M., Varner, M., Pevnostní výpočet a hodnocení spolehlivosti oběžného kola Francisovy turbíny, sborník konference Současné trendy při návrhu a výpočtu turbostrojů 2010, Techsoft Engineering spol. s r. o., Praha, 2011.
- [62] Feilhauer, M., Mikulášek, J., Skoták, A., Varner, M., Veselý, J., Excellent reliability runner of pump-turbine 325 MW, sborník konference HYDRO 2011, Prague, 2011.
- [63] Feilhauer, M., Kanický, V., Salajka, V.: Kmitání nového oběžného kola soustrojí PVE Dlouhé Stráně, sborník konference HYDROTURBO 2012, Brno, 2012.
- [64] Feilhauer, M., Vlastní kmitání vodních strojů, sborník konference ANSYS KONFERENCE 2012, Techsoft Engineering spol. s r. o., Špindlerův Mlýn, 2012.
- [65] Feilhauer, M., Varner, D., Simulace anizotropní plasticity, sborník konference ANSYS KONFERENCE 2012, Techsoft Engineering spol. s r. o., Špindlerův Mlýn, 2012.
- [66] Feilhauer, M., Vlastní kmitání konstrukcí a vodních strojů, sborník konference Colloquium DYNAMICS OF MACHINES 2012, Ústav termomechaniky Akademie věd ČR, Praha, 2012.
- [67] Feilhauer, M., Napěťová a deformační analýza klapkového rychlouzávěru a porovnání hodnocení únavové životnosti dle norem ČSN EN 13445-3 a ASME, sborník konference ANSYS KONFERENCE 2013, Techsoft Engineering spol. s r. o., Mikulov, 2013.
- [68] Feilhauer, M., Kupčák, R., Skoták, A.: Komplexní přístup k návrhu oběžných kol typu Kaplan při modernizaci vodních elektráren, sborník konference HYDROTURBO 2014, Bratislava, 2014.
- [69] Feilhauer, Mizerovský, J., Petříček, A., Varner, M.: Nový způsob svařování spirální skříňe VE Lipno 1, sborník konference HYDROTURBO 2014, Bratislava, 2014.

- [70] Feilhauer, Kocman, L., Štégner, L., Veselý, P.: Aplikace horizontální třídířzové peltonovy turbíny na vodní elektrárnu Kwoiek Creek – 4x14,75 MW – Část II. – Konstrukce a realizace, sborník konference HYDROTURBO 2014, Bratislava, 2014.
- [71] Feilhauer, M. Kupčík, R., Skoták, A.: Comprehensive design of Kaplan turbine runners for uprating, sborník konference VIENNA HYDRO 2014, Vienna, 2014.
- [72] Feilhauer, M., Obrovský, J., Petříček, S., Skoták, A., Štégner, L.: An extensive upgrade of the 65 MW unit at Lipno hydro plant, sborník konference HYDRO 2015, Bordeaux, 2015.
- [73] Čepa, Z., Feilhauer, Kocman, L., Mikulášek, J., Štégner, L., Veselý, J., Veselý, P.: HPP Kwoiek Creek – From ideas to 4x14,75 MW output power in 673 days, sborník konference HYDROVISION 2015, Portland, 2015.
- [74] Feilhauer, M., Obrovský, J., Skoták, A., Zouhar, J., Case study and numerical analysis of vibration and runner cracks for Lipno 1 hydroelectric project, sborník konference 28 th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems 4. – 8. 7. 2016, Grenoble – France, 2016.

PUBLIKOVANÉ PRÁCE – ODBORNÉ ČASOPISY

- [75] Feilhauer, M., Salajka, V.: Vibration of the new turbine runner of the pumped-storage hydro power plant at Dlouhé Stráně, časopis Engineering Mechanics, Volume 21, numebr 6, 2014, Association for Engineering Mechanics, print ISSN 1802-1484, on-line ISSN 1805-4633.
- [76] Feilhauer, M., Kupčík, R., Motyčák, L., Skoták, A.: Comprehensive Design of Kaplan Turbine Runners for Uprating, časopis WasserWirtschaft, 1/2015, ISSN 0043 0978, D 10812.
- [77] Feilhauer, M., Mikulášek, J., Skoták, A., Štégner, L., Varner, M., Veselý, J.: Uprating of the Czech Republic's 325 MW Pump Turbine Power station Dlouhé Stráně: časopis Hydro Review Worldwide, 7,8/2015, ISSN 1072-9542.

PRÁCE NA GRANTOVÝCH PROJEKTECH

- [78] Zvýšení výkonu a rozšíření provozní oblasti při rekonstrukcích nízkospádových vodních elektráren, Grantový program Ministerstva průmyslu a obchodu, 2A-1TP1/108, hlavní řešitel Ing. Aleš Skoták, PhD., 1.1.2006 – 31.12.2010. Dílčí úkol: Výpočet napětí a deformací v jednotlivých částech oběžného kola turbíny metodou konečných prvků a tvorba výzkumné zprávy do grantového projektu č. 4-ENR-2-3510: Výpočet napětí v mechanismu oběžného kola Kaplanovy turbíny.

ŽIVOTOPIS AUTORA

Ing. Michal Feilhauer

OSOBNÍ ÚDAJE:

Datum a místo narození: 20.května 1979, Brno
Adresa: Spešov 166, Rájec – Jestřebí , PSČ 67902
E-mail: Feilhauer.Michal@seznam.cz
Telefon: 732 988 303
Státní příslušnost: ČR
Národnost: česká
Rodinný stav: ženatý (2dět)

VZDĚLÁNÍ:

2009 – dosud VUT Brno, Fakulta stavební, Doktorské studium, Obor: konstrukce a dopravní stavby, Téma: Řešení dynamické odezvy konstrukcí v interakci s kapalinou, Státní doktorská zkouška složena na podzim roku 2011
1997 – 2002 VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, Konstrukční směr: Obor: Dopravní a manipulační technika
1993 – 1997 SOUz Boskovice, obor: Mechanik elektronik
1985 – 1993 Základní škola T. G. Masaryka Blansko

PRACOVNÍ ZKUŠENOSTI:

2012 – dosud Vedoucí útvaru pevnostních a dynamických výpočtů, Odbor výzkumu hydraulických strojů, ČKD Blansko Engineering, a.s.
2008 – 2011 Výpočtář – samostatný výzkumný pracovník, Odbor výzkumu hydraulických strojů, ČKD Blansko Engineering, a.s.
2002 – 2007 Výpočtář – výzkumný pracovník, Odbor aplikované mechaniky, ČKD Blansko Strojírny, a.s.

PRACOVNÍ NÁPLŇ:

Pevnostní, tuhostní a dynamické kontroly oběžných kol vodních turbín, jejich částí a uzávěrů. Výpočty vlastních frekvencí a vynuceného kmitání rotorů vodních turbín. Pevnostní, tuhostní a stabilitní kontroly vrat plavebních komor, jezových segmentů, provizorních hradidel a přivaděčů vodních elektráren atd. Výpočty životnosti konstrukcí. Řešení problémů na dílech. Odpovědný pracovník za výše uvedené výpočty ve firmě.
Clean Energy BC awarded the 2014 « Project of the year » award to Kwoiek project - Canada!

OCENĚNÍ:

SEMINÁŘE:

2006 – 2007 4 semestrální postgraduální kurz návrhu a dimenzování vodních turbín, školitel Doc. Ing. Miloš Haluza CSc., Ústav hydraulických strojů, Fakulta strojního inženýrství, VUT BRNO
2008 – 2016 Různá školení ANSYS, CFX a FLUENT

