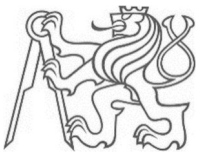


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta stavební

Katedra hydrotechniky

TEORIE SILOVÉHO PŮSOBENÍ PROUDÍCÍ VODY NA PLAVIDLA S VYUŽITÍM METOD FYZIKÁLNÍHO A MATEMATICKÉHO MODELOVÁNÍ

THEORY OF FORCE ACTION OF WATER FLOW ON VESSELS USING PHYSICAL AND MATHEMATICAL MODELLING METHODS

DISERTAČNÍ PRÁCE

Ing. Tomáš Kašpar

Doktorský studijní program: Stavební inženýrství

Studijní obor: Vodní hospodářství a vodní stavby

Školitel: doc. Dr. Ing. Pavel Fošumpaur

Praha, 2021

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
Fakulta stavební
Thákurova 7, 166 29 Praha 6

PROHLÁŠENÍ

Jméno doktoranda: Ing. Tomáš Kašpar

Název disertační práce: Teorie silového působení proudící vody na plavidla s využitím metod fyzikálního a matematického modelování

Prohlašuji, že jsem uvedenou disertační práci vypracoval samostatně pod vedením školitele doc. Dr. Ing. Pavla Fošumpaura.
Použitou literaturu a další materiály uvádím v seznamu použité literatury.

Disertační práce vznikla v souvislosti s řešením projektu:

SGS16/141/OHK1/2T/11
Hydrodynamické namáhání plavidel na vodních cestách

SGS18/121/OHK1/2T/11
Výzkum metod tlumení kinetické energie při přímém plnění a prázdnění plavebních komor

V Praze dne 25. 6. 2021 …….……

podpis

Poděkování:

Poděkování patří mému školiteli doc. Dr. Ing. Pavlovi Fošumpaurovi za vedení v průběhu celého studia. Dále bych chtěl poděkovat týmu Katedry hydrotechniky, který se podílel na modelovém výzkumu plavebních komor. Poděkování také patří Ing. Milanovi Zukalovi, Ph.D. za pomoc během zpracování disertační práce, a RNDr. Petru Pospíšilovi, CSc za technickou pomoc při výpočtech na superpočítačích. Zvláštní poděkování patří mé přítelkyni Andree za podporu a motivaci při studiu.

Abstrakt

Disertační práce se zabývá teorií silového namáhání plavidel vlivem proudící vody v plavebních komorách při přímém plnění plavebních komor středních spádů. Na dvou fyzikálních modelech byly analyzovány a optimalizovány různé varianty přímého plnění plavebních komor s ohledem na konstrukční a bezpečnostní meze silového namáhání. Pomocí výsledů z fyzikálních modelů byly verifikovány 1D a 3D matematické modely a byla analyzována a kriticky zhodnocena jejich vhodnost pro kvantifikaci různých typů silového namáhání plavidel. 3D matematické modelování bylo využito k optimalizaci tlumení kinetické energie pod segmentovými vraty a minimalizaci podélné síly působící na plavidla. 1D matematického modelování bylo využito k rozboru vlivu jednotlivých parametrů plavebních komor, plavidel a provozních režimů na silové namáhání plavidel pomocí parametrické studie. 1D a fyzikální modelování dále sloužilo k teoretickému rozboru průběhu silového namáhání plavidel při přímém plnění plavebních komor.

Klíčová slova:

Přímé plnění plavební komory, silové namáhání, fyzikální modelování, matematické modelování.

Abstract

This work deals with the theory of forces of vessels due to flow water in locks during direct filling of locks of medium heads. Two physical models were used to analyse and optimize the variants of direct filling of the locks with respect to the design and safety limits of the hawser force criteria. The 1D and 3D models were verified using results on physical models. The suitability of the mathematical models for quantifying different types of hawser force was analysed and evaluated. The 3D models were used to optimise the energy dissipation under the upper radial gates and minimise the hawser forces. The parametric study made it possible to quantify the influence and sensitivity of individual parameters of the lock chamber, and the ship, on the resulting longitudinal forces to be quantified using the 1D model. The 1D and physical models were also used to theoretically analyse the hawser force effects on the vessels during direct filling of the locks.

Keywords:

Direct filling of the lock, hawser force, physical modelling, mathematical modelling.

OBSAH

1 Úvod a motivace 1
Motivace 2
2 Literární rešerše: Určení silových účinků na plavidla 4
2.1 Síly působící v úvazných lanech 9
2.2 Určení silových účinků pomocí fyzikálních modelů 11
2.3 Určení silových účinků pomocí matematických modelů 14
2.3.1 Nula-rozměrné modely 15
2.3.2 1D a 2D matematické modely 20
2.3.3 3D matematické modely 22
2.3.4 FSI analýza 23
2.4 Hybridní modelování 25
2.5 Měření silových účinků na skutečných dílech 26
3 Cíle 28
4 Fyzikální modelování 29
4.1 Modelová podobnost 29
4.2 Technologie měření na fyzikálních hydraulických modelech 31
4.3 Fyzikální modely 31
4.3.1 Výsekový model horních vrat plavební komory 32
4.3.2 Objektový model plavební komory 34
4.4 Určení silového namáhání při přímém plnění plavební komory 36
4.5 Optimalizace vývaru pod horními vraty 37
4.6 Přímé plnění plavební komory pomocí segmentových vrat 42
4.7 Přímé plnění plavební komory pomocí vzpěrných vrat 46
4.7.1 Nelineární manipulace 48
4.7.2 Optimalizace plnícího otvoru ve vzpěrných vratech 50
5 Matematické modelování 53
5.1 1D modelování 53
5.1.1 1D Saint Venant 53

5.1.2 Superpozice vln 54
5.2 Verifikace 1D modelu 54
5.2.1 Přímé plnění segmentovými vraty 54
5.2.2 Přímé plnění vzpěrnými vraty 57
5.3 3D modelování 60
5.3.1 Turbulentní modely 62
k-ε model 62
k-ω model 64
Kombinace modelů k-ω a k-ε 65
5.4 3D modelování plnění plavební komory 66
5.4.1 Verifikační měření 67
5.4.2 Volba velikosti sítě 69
5.4.3 CFD simulace 71
5.4.4 Volba turbulentního modelu 75
5.4.5 Ověření výpočtů pro další konfiguraci plavební komory 78
6 Využití matematického modelování 80
6.1 Optimalizace tlumení kinetické energie pod vraty 80
6.2 Vliv základních parametrů plavební komory na silové namáhání plavidel 85
6.2.1 Parametrická studie 85
6.2.2 Tlumený harmonický pohyb 87
7 Diskuze a závěry 92
7.1 Diskuze 92
7.2 Závěry 93
8 Literatura 98
8.1 Publikační činnost vztahující se k disertační práci 98
8.2 Použitá literatura 99

1 ÚVOD A MOTIVACE

Určení silových účinků proudící vody na plavidla je základním kritériem pro posouzení vhodné rychlosti a způsobu plnění plavební komory, které zaručují naprostou bezpečnost plavidel při plnění a prázdnění plavební komory. Působením těchto sil by se nevyvázaná proplavovaná plavidla mohla dát do pohybu a narazit do vrat nebo na boční zdi plavební komory a u vyvázaných plavidel hrozí překročení únosnosti úvazných lan. Lodě mohou narážet i do jiných proplavovaných plavidel, kde je riziko zejména pro malá a rekreační plavidla od nárazu velkých lodí. Tak by mohlo dojít k havárii plavidla nebo popř. i k poškození vrat jako nejcitlivější konstrukce komory. Z tohoto důvodu je třeba eliminovat vodorovný pohyb lodí proplavovaných v komoře. To se děje zpravidla vyvázáním lodi úvaznými lany k vyvazovacím zařízením (pevným nebo plovoucím) umístěných v bočních zdech nebo na vrchu komory. Z uvedeného důvodu je třeba plavidla uvazovat úvaznými lany, pro jejichž návrh je klíčová znalost maximálních hydrodynamických sil. Únosnost uvazovacích lan závisí na jejich průřezu a na materiálu, z něhož jsou lana zhotovena.

Hydrodynamické síly působící na trup lodí jsou síly vyplývající ze všech účinků proudící vody, a to síla vzniklá translačními vlnami, síla způsobená poklesem hybnosti a síly v důsledku proudění kolem přídě a trupu lodi. Jedná se o síly, které však lze pouze omezenými způsoby měřit na fyzikálních modelech nebo odvodit z matematických modelů.

V současné době neexistuje jednoznačná a pohotově aplikovatelná metodika kvantifikace sil, které působí na plavidla během plnění a prázdnění plavební komory. Nejčastěji se pro kvantifikaci sil používá odhad maximálního sklonu hladiny, který má nejvýznamnější vliv na hydrodynamické namáhání, ale neurčuje všechny síly, které působí na proplavované lodě vlivem proudící vody.

Motivace

Téma silového namáhání plavidel v plavebních komorách je velmi aktuální vzhledem k přímé vazbě na dopravní kapacitu vodní cesty a požadavkům na bezpečnost proplavování plavidel. V současnosti se plánují stavby nových plavebních komor v ČR. Jsou to zejména plavební komory na Labi, které jsou součástí vodních děl Děčín a Přelouč na Labsko-vltavské vodní cestě, která patří do Transevropské dopravní sítě Ten-T. Velké množství komor se plánuje v připravovaném projektu soustavy plavebních kanálů Dunaj-Odra-Labe. Dále se připravuje realizace nové plavební komory na pražském Smíchově. Rozvoj lodní dopravy a potřeba výstavby plavebních komor je aktuální nejen u nás, ale i v Evropě. Příkladem může být již dlouho plánovaný plavební kanál Seina-severní Evropa.

V současné době se stále více stává populární rekreační plavba malých plavidel, která jsou během proplavování plavebními komorami nejvíce náchylná na silové namáhání. Popularitu rekreační plavby u nás dokládá nejen nedávno dokončená Hornovltavská vodní cesta, ale také právě probíhající modernizace vodní cesty pro rekreační účely na Baťově kanále.

Potřeba spolehlivého odhadu hydrodynamického namáhání plavidel vyplývá nejenom z návrhu nových plavebních objektů, ale také pro projekci rekonstrukcí a modernizací stávajících prvků plavební infrastruktury a pro provozní účely.

Výzkum silového namáhání plavidel během proplavování by měl v budoucnu přispět k detailnější a přesnější predikci silového namáhání, čímž by bylo možné zefektivnit návrh plavební komory a dosáhnout kratších dob proplavení za současného dodržení požadavků bezpečnosti plavidel. Doba, která je potřebná k proplavení plavidel přes plavební komoru totiž přímo určuje kapacitu vodní cesty a tím přímo ovlivňuje ekonomickou odůvodněnost nových projektů.

Se stále vzrůstajícím výpočetním výkonem je dnes možné detailně modelovat složité hydraulické procesy, ke kterým se řadí proces plnění a prázdnění plavební komory. U matematických modelů je však stále nutné ověřovat nejen správnost, ale také vhodnost použití daného modelu pro daný fyzikální jev.

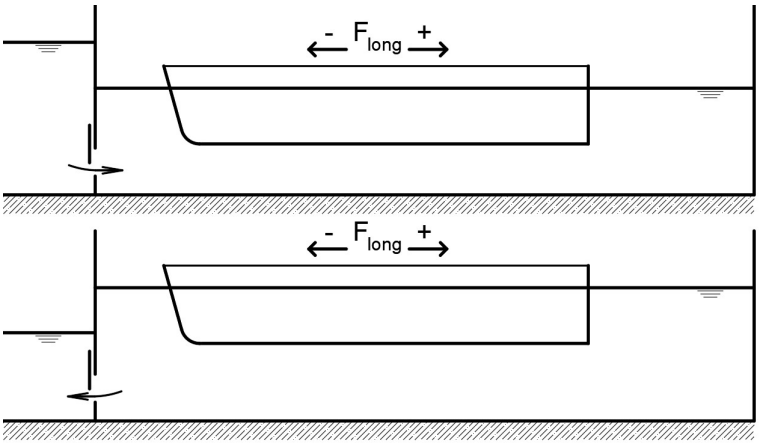
Rozhodujícím zdrojem experimentálních dat byla realizace dvou fyzikálních modelů plavebních komor ve Vodohospodářském experimentálním centru (VEC) Fakulty stavební, ČVUT v Praze, na kterých se autor práce podílel v letech 2014–

2018. Oba fyzikální modely byly realizovány v rámci projektu Zlepšení plavebních podmínek na Labi v úseku Ústí nad Labem – státní hranice ČR/SRN – Plavební stupeň Děčín (číslo projektu: 327 520 0007).

2 LITERÁRNÍ REŠERŠE: URČENÍ SILOVÝCH ÚČINKŮ NA PLAVIDLA

Během proplavování v plavebních komorách (PK) vznikají síly na plavidla vlivem proudící vody. Rozlišujeme mezi silami vzniklými v podélném a příčném směru. Složky těchto sil vznikají v závislosti na konstrukci PK. Tedy jestli je komora plněna (prázdněna) pomocí přímého plnění otvory ve vratech (pod vraty), nebo jestli se jedná o systém krátkých nebo dlouhých obtoků. Vznik a velikost jednotlivých složek sil se řídí tím, jde-li o plnění nebo prázdnění PK. Velikost sil také ovlivňuje velikost a poloha umístění plavidel během proplavování.

Síly vzniklé prouděním vody jsou složeny z podélné síly, příčné síly na přídi a příčné síly na zádi plavidla. Podélná síla je negativní (síla má zápornou hodnotu ve směru plující lodi a pozitivní (síla má kladnou hodnotu) v opačném směru, viz Obr. 2.1. Příčná síla je pozitivní ve směru nejširšího prostoru mezi stěnou komory a plavidlem (Vrijburcht, 1991).



Obr. 2.1 Pozitivní a negativní síla při plnění (nahoře) a prázdnění (dole) PK

Podélná síla F_{long} působící na plavidla je určena z rozdílu hladiny vody na přídi a zádi plavidla, rychlosti proudění a tření na plavidla. Podélná síla během přímého plnění pomocí otvorů ve vratech je tvořena pěti složkami:

$$F_{\mathrm{long}} = F_{\mathrm{transl}} + F_{\mathrm{impulse}} + F_{\mathrm{frict}} + F_{\mathrm{jet}} + F_{\mathrm{dens}}, \qquad (1)$$

kde F_{transl} je síla vzniklá translačními vlnami:

> Vzhledem k neustálenému charakteru přítoku plnící vody do komory vznikají translační vlny, které se šíří v komoře. Vlny se odráží od vrat PK a částečně od přídě nebo zádě plavidla. Hmota vody v komoře se během celého jejího plnění (prázdnění) pohybuje z jednoho konce komory na druhý. Rychlost vlny je při plnění v komoře bez plavidla vyšší než v komoře, kde je část prostoru

vyblokována plavidlem. Pokud při plnění je v PK umístěno plavidlo, velikost vlny je vyšší (Vrijburcht et al., 2000).

Lze rozlišovat mezi průměrnou a harmonickou složkou sil. Průměrnou složku lze sledovat v průběhu času. V okamžiku kulminačního průtoku je průměrná složka zpravidla pozitivní (zvyšuje velikost vlny), po dosažení kulminace je zpravidla negativní (snižuje velikost vlny). Harmonická část vyplývá z postupu vlny proti vratům komory a je posílena diskontinuitou v průběhu plnění. K těmto diskontinuitám může dojít, pokud je otvor ve vratech otevřen dřív, než průtok dosáhne maxima.

$F_{impulse}$ je síla vyvolaná hybností v podélném směru:

Při přímém plnění otvory ve vratech, kde je proud koncentrován do jednoho místa, dochází k vysoké rychlosti proudění přímo za vraty a tím k poklesu hladiny vlivem rychlostní výšky. Tyto vysoké rychlosti se snižují v podélném směru komory. V blízkosti plavidla se proud přitékající vody výrazně mění v důsledku vyblokovaného prostoru (Vrijburcht et al., 2000). Jsou-li plnící otvory u dna horního ohlaví komory bez usměrňovačů proudu vtékajícího do komory, může se za určitých okolností vytvářet na začátku komory vodní skok (Čábelka, 1976).

Rozdíl hladiny v důsledku snížení hybnosti proudu v podélném směru komory způsobuje negativní podélné síly. U malých lodí, které nejsou umístěny v blízkosti plnících otvorů, se může jednat o pozitivní podélnou sílu, která vzniká vlivem vodního skoku. Tato složka je maximální těsně před dosažením kulminace, kdy je hybnost proudu na svém maximu.

F_{frict} je síla vyvolaná třením:

Tato složka představuje odpor proplavované lodě stojící v paralelním proudu, který protéká komorou při jejím plnění (prázdnění) (Čábelka, 1976). Tření způsobuje rozdílné hladiny vody podél celého plavidla. Je přímo závislé na povrchu boků a dna plavidla. Následkem tření vzniká pozitivní podélná síla, která dosáhne maxima těsně před kulminací průtoku.

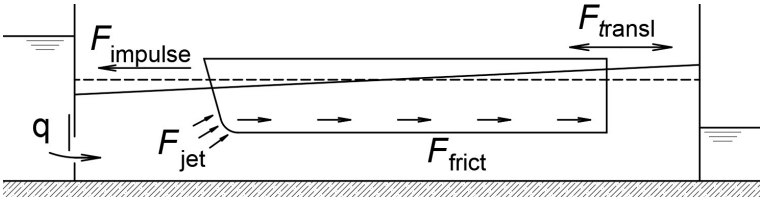
F_{jet} je síla vyvolaná odporovou silou:

Koncentrovaný proud naráží do přídi plavidla od začátku plnění. V první fázi plnění se jedná pouze o podélnou sílu, jejíchž velikost je dána tvarem lodi. Po určité době, při snížení průtoku, se proud nedotýká přídě plavidla a účinek této síly zcela vymizí. V české literatuře se uvádí (Čábelka, 1976), že se síly vzniklé vlivem tření a působením proudu sdružují do jedné složky, a to podélné síly vyvolané proudovým odporem lodi.

***F*dens** je síla vlivem rozdílu v hustotě vody:

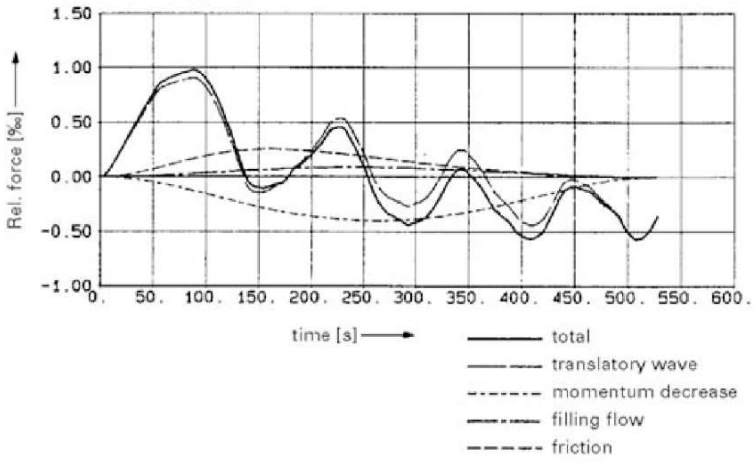
> Pokud se komora nachází na rozhraní mezi mořem a vnitrozemskou vodní cestou, tak vznikají síly rozdílem hustoty. Hustota mořské vody je v průměru 1020 kg·m^{-3}, zatímco hustota sladké vody je 1000 kg·m^{-3}. Rozdíly vodní hladiny a hustoty mezi přídí a zádí mohou způsobit snížení podélné síly v komoře, která původně obsahovala pouze sladkou vodu a plní se slanou vodou. K pozitivní podélné síle dojde v případě, že v komoře je slaná voda a komora se plní sladkou vodou (Nogueira et al., 2018).

Složky sil F_{transl} a $F_{impulse}$ obvykle mají největší podíl na celkové podélné síle. Jednotlivé složky sil při plnění vnitrozemské PK jsou zobrazeny na Obr. 2.2. Velikost a průběh jednotlivých složek je zobrazena na Obr. 2.3.



Obr. 2.2 Schéma sil působící na plavidlo na vnitrozemské plavební komoře

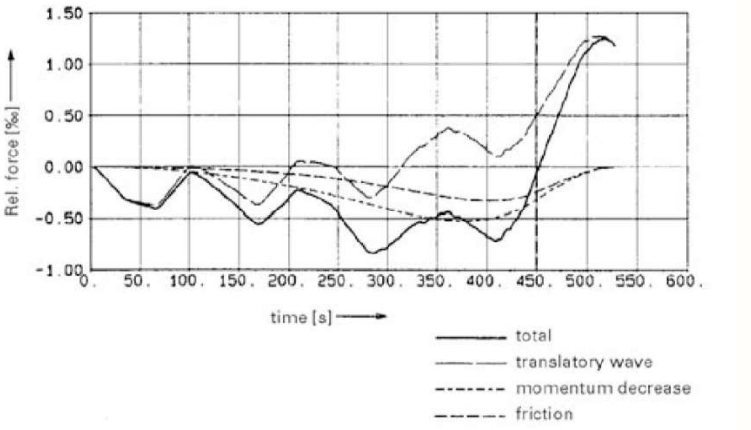
V případě, kdy plnění probíhá pomocí krátkých obtoků s vývarem, jsou síly podobné, jako při přímém plnění. Velikost složky F_{transl} (translační vlna) je podobná, jako při přímém plnění. Podíl složky $F_{impulse}$ (snížení hybnosti) je menší a složka podélné síly F_{jet} (vliv proudu) není přítomna vůbec, protože dochází k lepšímu tlumení energie a lepšímu rozložení proudu. Složka F_{frict} (tření) je naprosto identická a složka F_{dens} je závislá na přítomnosti slané vody (Deltares, 2016).



Obr. 2.3 F_{long} při plnění otvory ve vratech (Vrijburcht et al., 2000)

Při prázdnění komory jsou v podélné síle přítomny složky (Obr. 2.4) F_{transl} (translační vlny), které jsou těsně před kulminací negativní a následně převážně

pozitivní s maximem na konci prázdnění. Důvodem je malý sklon a vyblokování velkého profilu komory plavidlem. Na rozdíl od plnění je tato síla největší na konci prázdnění. Podíl složky $F_{impulse}$ (snížení hybnosti) je negativní v celé délce prázdnění. Podíl složky F_{frict} (tření) je menší a je negativní. Složky F_{jet} a F_{dens} nejsou při prázdnění přítomny vůbec (Vrijburcht et al., 2000).



Obr. 2.4 F_{long} při prázdnění otvory ve vratech (Vrijburcht et al., 2000)

Při plnění dlouhými obtoky nejsou přítomny všechny složky podélných sil jako při přímém plnění. Dominantní složky sil, které vznikají při plnění dlouhými obtoky jsou F_{transl} a F_{dens}. Zanedbatelnou (až nulovou) velikost mají složky $F_{impulse}$ a F_{frict}. Síla F_{jet} není vůbec přítomná, což je způsobeno tím, že proud z obtoků nesměřuje proti přídi plavidla (Dorrepaal, 2016).

Ve všech případech plnění je vždy přítomna podélná síla. Při přímém plnění nebo při plnění obtoky je příčná síla malá. Větší příčné síly mohou vznikat v případech, kdy je komora plněna asymetricky nebo část plnícího systému je mimo provoz a profil proudění je značně asymetrický. Příčná složka sil se také objeví v případě, že plavidlo je umístěno v blízkosti obtoků (Vrijburcht et al., 2000).

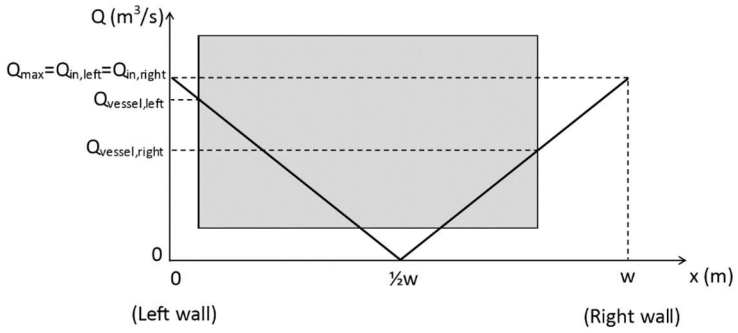
Příčné síly $\boldsymbol{F_{transverse}}$ působící na plavidlo se podobně jako podélné síly rozdělují do následujících složek:

Translační vlny $\boldsymbol{F_{translw}}$:

> Nízké translační vlny vznikají z důvodu náhlé změny průtoku vlivem otvírání uzávěrů. To má za následek, že se vlna začne šířit v PK (Battjes, et al., 2014). Translační vlna způsobuje napětí, pokud je plavidlo ukotveno na jedné straně komory, což je v České republice pravidlem. Když se plavidlo nachází ve středu komory, je střední hodnota síly nulová, protože síly působící proti sobě jsou stejně velké (Dorrepaal, 2016).

Hybnost v příčném směru $F_{impulsew}$:

Hybnost se mění po šířce komory v důsledku snižující se rychlosti proudící vody. Přitékající množství vody je v celé komoře distribuováno z obtoků, proto rychlost proudící vody je největší u stěn a lineárně klesá až k nule (ve středu komory). Tento předpoklad platí pouze, pokud je komora plněna obtoky z obou zdí (Obr. 2.5) (Battjes, 2002).



Obr. 2.5 Vývoj průtoku napříč komorou (Dorrepaal, 2016)

Výsledná příčná síla tak vzniká rozdílným průtokem na levé a pravé straně plavidla. Ve skutečnosti přítok na každé straně může být jiný. Velikost translační vlny může mít za následek rozdílné hladiny na obou stranách plavidla. Dalším důvodem je, že plavidlo může blokovat vyústění z obtoků a průtoky z obtoků pak nebudou stejné. Nulová rychlost nebude uprostřed komory, ale bude posunuta směrem ke středu plavidla. Podobně jako u translačních vln může ke vzniku sil od hybnosti dojít pouze, pokud plavidlo není umístěno ve středu komory.

Tření F_{frictw}:

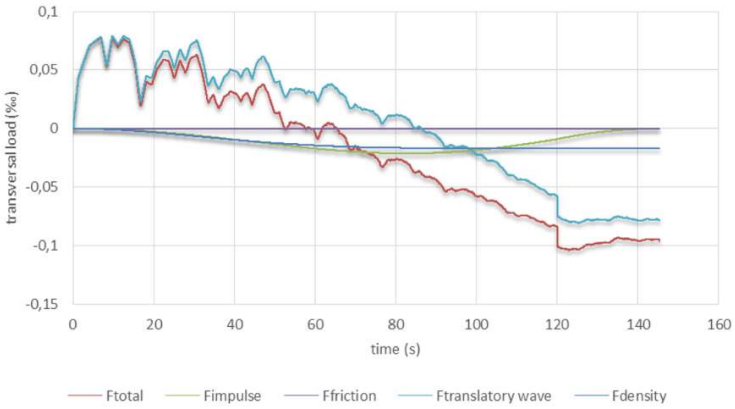
Při plnění otvory ve zdech PK dojde k zatížení plavidla vlivem tření. Vzniká stejně jako síly od vlivu hybnosti. Ke vzniku sil od tření dochází, pouze pokud je plavidlo v komoře umístěno asymetricky. Tření v určité míře závisí na průtoku, proto bude maximální v okamžiku kulminace (Dorrepaal, 2016).

Rozdíl v hustotě F_{densw}:

Tyto síly vznikají díky různému míšení slané a sladké vody v důsledku asymetrickému umístění lodi, což může mít za následek vznik sil na plavidlo (Vrijburcht, 1991).

Celková příčná síla se rovná součtu výše zmíněných složek sil, které působí na plavidlo během proplavování. Součet všech sil na začátku plnění je kladný, ale postupem doby plnění se mění na zápornou hodnotu, která je v absolutní hodnotě větší, viz Obr. 2.6. Hlavní složkou jsou translační vlny $F_{translw}$. Hybnost proudu

$F_{impulsew}$ a rozdíl hustoty F_{densw} mají negativní vliv na velikost celkové síly, ale celkově jsou menší než síly od translačních vln. Vliv tření F_{frictw} na velikost celkové síly je minimální, proto může být opomíjen (Dorrepaal, 2016).

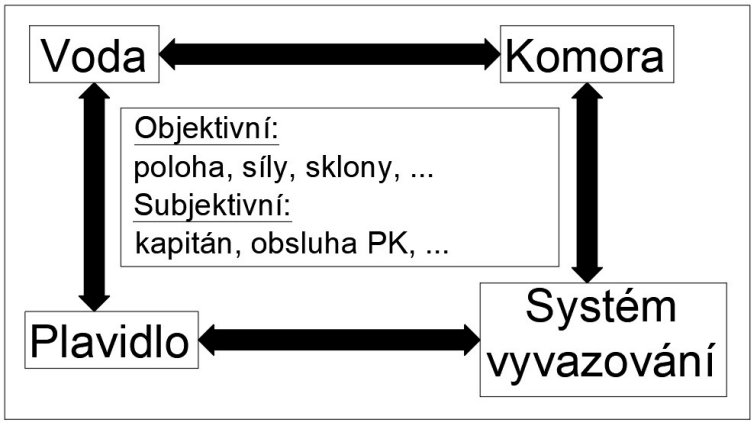


Obr. 2.6 $F_{transverse}$ včetně všech složek (Dorrepaal, 2016)

2.1 Síly působící v úvazných lanech

K návrhu systému plnění a prázdnění se aplikuje kritérium sil v úvazných lanech. Jde o kvantifikaci sil v úvazných lanech, které vznikají vlivem hydrodynamického namáhání plavidel při plnění a prázdnění komory. Tyto síly nesmí překročit únosnost úvazných lan, která jsou používána běžně pro danou třídu vodní cesty, resp. pro dané typové plavidlo. Proces prázdnění obecně vede k nižším silám na plavidla, protože k rozptylu energie dochází mimo PK. Proto se v zásadě úvazná lana dimenzují na plnění PK.

Proudění vody, plavidlo a systém vyvazování plavidel se vzájemně ovlivňují vlivem objektivních vstupů, které jsou pevně dány a subjektivních, které ovlivňuje zkušenost kapitána nebo vliv obsluhy komory, jak je znázorněno na Obr. 2.7.



Obr. 2.7 Prvky, které ovlivňují síly v úvazných lanech (De Mulder et al., 2010)

Tradičně se síly v úvazných lanech formulují pomocí maximální síly F_{max} (kde F_{max} = max|F_{long}|), která nesmí překročit určitou mezní hodnotu a je vyjádřená součinem max. sklonu hladiny *i* po délce lodě a výtlaku lodě *W*.

Pro říční lodě jsou mezní hodnoty běžných úvazných lan stanoveny mezinárodními (např. PIANC – mezinárodní plavební asociace) nebo vnitrostátními standardy. Různé mezní hodnoty jsou uvedeny v závislosti na velikosti plavidla a systému uvazování plavidel (různé hodnoty pro přivazování na pevné nebo plovoucí úvazné zařízení). Pro námořní lodě jsou tyto hodnoty stanoveny velmi vzácně (Roux et al., 2010).

Síly v úvazných lanech jsou reakční síly, které jsou opačné k posunutí lodi a udržují loď v dané poloze v PK. Tyto síly jsou závislé na vnějších silách, které působí na loď (hydrodynamické síly, síly větru atd.) a na systému uvazování plavidla (počet, velikost, poloha a předpjetí kotvících lan).

Prahová hodnota pro reakci sil nemůže být stanovena, pokud není navržen systém uvazování v PK (Roux et al., 2010).

Za běžných podmínek jsou říční plavidla v komoře ukotvena na přídi a zádi úvaznými lany. V průběhu plnění, když hladina vystoupá cca o 2 m, musí být kotevní lana převázaná do vyšší úrovně. Komory s vysokým spádem mají plovoucí úvazné prvky, takže lana se po celou dobu nepřevazují s cílem eliminovat horizontální pohyb doprovázený dynamickými účinky.

Podélná síla působící na plavidla je často definována jako relativní hodnota vyjádřená maximálním podélným sklonem hladiny v ‰, viz doporučení PIANC v *Tab. 1*. Absolutní síla je pak dána součinem max. podélného sklonu a výtlaku lodě.

Tab. 1 Limitní sklony pro síly v úvazných lanech (Vrijburcht et al., 2000)

Třída vodní cesty	***Síly na plavidlo vyjádřené maximální relativní podélnou sílou F_{max} [‰]***	
	Plnění	***Prázdnění (plnění s plovoucími úvaznými prvky)***
CEMT III	*1.50*	*2.00*
CEMT IV	*1.10*	*1.50*
CEMT Va	*0.85*	*1.15*
CEMT Vb	*0.75*	*0.75*
Rekreační plavba	*3.00*	*3.00*

Pro tlačné soupravy typu „4+1“ nebo „6+1“ (počet nákladních člunů plus tlačný remorkér) nesmí podélná (absolutní) síla překročit 100 kN. U rekreačních lodí s malým výtlakem může být povolená (relativní) síla až 3 ‰. Povolená příčná síla

pro vnitrozemskou plavbu je v Nizozemsku stanovena hodnotou 0,3 ‰, a to vzhledem k pružnému způsobu vyvazování plavidel (Vrijburcht et al., 2000).

Velké zaoceánské lodě musí být uvázány na nejméně čtyřech lanech. Vzhledem k tomu, že pevnost úvazných zařízení je mnohem menší (v relativním porovnání s říčními loděmi) je povolená relativní podélná síla pouze 0,25 ‰ pro lodě hmotnosti 50 000 tun (DWT) (Roux et al., 2010).

2.2 Určení silových účinků pomocí fyzikálních modelů

Od počátku 20. století došlo k výraznějšímu využívání experimentálních metod pro řešení hydraulických a technických problémů. Hydraulické fyzikální modelování se rychle rozvíjelo, dnes slouží jako všeobecně uznávaný nastroj pro řešení problémů vodohospodářských staveb (Rigo, 2010). Modely PK jsou geometricky zmenšené objektové modely. Při modelování se aplikuje nejčastěji Froudův zákon podobnosti, a to i při výzkumu PK s dlouhými obtoky. Při tom je však nutno zachovat podmínky omezující geometrickou podobnost (Čábelka, Novák, 1964). Nicméně je třeba dodržet, aby proudění v obtocích bylo plně turbulentní (Reynoldsovo číslo > 5000). Nižší Reynoldsovo číslo by vedlo k laminárnímu proudění v modelu, což způsobuje vyšší ztráty energie než ve skutečnosti, a tím by docházelo k chybným výsledkům (Roumieu et al., 2008). Při proudění obtoky se nejvíce uplatňují místní ztráty, pro které bývá hranice automodelní oblasti dána Reynoldsovými čísly řádu 10^4, výjimečně 10^5 (Gabriel, 2002).

V ČR i ve světě se stalo ověřené měřítko 1:20–1:25, které zachovává podobnosti mezi délkou plnění a prázdnění a hydrodynamickými sílami během proplavování. Fošumpaur a kol. (2016) uvedl přehledovou tabulku fyzikálních modelů PK (*Tab. 2*), které byly v minulosti řešeny. Volba menšího měřítka než 1:20 by mohla významně ovlivňovat věrohodnost experimentů. Na hydraulickém modelu PK Prostřední Žleb v měřítku geometrické podobnosti 1:30, který byl vybudován ve VÚV T.G.M., v. v. i., se způsobem plnění pomocí dnového systému, byla na modelu naměřena přibližně dvojnásobná doba plnění než dle hydraulického výpočtu (Fošumpaur a kol., 2016).

Příkladem vhodného měřítka může být hydraulický model plavební komory v Českém Vrbném, který byl realizován od března do září 2008 v měřítku geometrické podobnosti 1:15 na Fakultě stavební, ČVUT v Praze (Fošumpaur a kol., 2008). Na tomto modelu byl simulován systém plnění s krátkým obtokem. Výzkum se zaměřil na optimalizaci plnění/prázdnění, tlumení kinetické energie na přítoku do komory a při prázdnění v dolní rejdě, odvození sil v úvazných lanech a následně byly optimalizovány provozní režimy PK. Doba plnění a prázdnění PK

byla dále ověřována měřením na dokončené PK in-situ v roce 2012 (Fošumpaur a kol., 2012). Měřené doby plnění byly na modelu pouze o cca 7 % delší než ve skutečnosti, čemuž odpovídala korekce ztrátového součinitele do 5 % (Fošumpaur a kol., 2016).

Tab. 2 Hydraulické modely plavebních komor (Fošumpaur a kol., 2016)

Plavební komora	***Půdorysné rozměry***	***Spád***	***Měřítko***	***Plnící/prázdnící systém***
Štěchovice	*118.4x12.0*	*20.10*	*1:20*	*Dlouhé obtoky*
Kamýk nad Vltavou	*30.0x6.5*	*15.50*	*1:15*	*Obtoky přímé*
Bratislava –Wolfsthal	*230.0x24.0*	*12.00*	*1:35*	*Krátké obtoky*
Nagymaros	*260.0x34.0*	*12.00*	*1:35*	*Krátké obtoky*
Dunaj-Odra-Labe	*85.0x12.0*	*10.50*	*1:20*	*Podzáporníkové*
Jelšovice	*45.0x6.5*	*6.68*	*1:20*	*Podzáporníkové*
Veletov	*85.0x12.0*	*4.00*	*1:20*	*Přímé/krátké obtoky*
Štětí	*143.5x22.0*	*2.80*	*1:20*	*Dlouhé obtoky*
Dunaj-Odra-Labe	*85.0x12.0*	*25.00*	*1:20*	*Úsporné nádrže*
Basrah Barrage	*100.0x16.5*	*6.40*	*1:20*	*Přímé*
Gabčíkovo	*275.0x34.0*	*23.40*	*1:33*	*Dnový systém*
Rýn-Mohan-Dunaj	*200.0x12.0*	*25.00*	*1:25*	*Úsporné nádrže*
Prostřední Žleb	*200.0x24.0*	*6.20*	*1:30*	*Dnový systém*

Fyzikální modely zahrnují všechny hydrodynamické složky sil, které působí na plavidla (hydrostatickou složku, tření atd.). Experimenty na fyzikálních modelech umožňují měřit síly na plavidlo umístěné v PK a tím tak poskytnout velikosti všech hydrodynamických sil. Měření na fyzikálních modelech umožňuje měření sil pouze na plavidlo, nikoliv sil v úvazných lanech, protože systém kotvení je velmi těžké simulovat (Roux, Pecot, 2011).

Na fyzikálním modelu Panama Third Set of Lock umístěném v laboratoři společnosti CNR v Lyonu byly měřeny síly na plavidla pomocí třech dynamometrů. Dva na měření příčných sil a jeden na podélné síly. Tento systém měření umožňuje, aby se loď volně pohybovala pouze vertikálně. Tím se nesimuluje pružnost úvazných lan, ale všechny síly působící na loď jsou přímo převedeny do měřícího systému. Dále byl model vybaven 8 diferenciálními senzory pro měření příčných a podélných sklonů hladiny. Výsledky měření poskytují údaje o podélné a příčné složce hydrodynamických sil působících na plavidla a také o pootočení plavidla (Roux, Pecot, 2011). Bez další simulace pružnosti a předepnutí lan však není možné určit setrvačnost. Změřené síly se tak mohou značně lišit od výsledných sil v úvazných lanech.

Systémy měření sil na fyzikálním modelu používají různé stupně volnosti pro plavidla. Loď má celkem šest stupňů volnosti, kde například translační pohyb v ose x a otáčení kolem osy z může být omezeno pružinami. Síly na trup lodi lze tak vyhodnotit pomocí měření pohybu těchto pružin (Kemnitz, 2008). Zde však může nastat problém s přenášením sil do pružin při změně hladiny.

Měření hydrodynamických sil na plavidla je možné na fyzikálním modelu dále měřit tak, že se lodě upevní na svislé nosníky, které jsou připevněny k trupu lodi. Pohyb těchto nosníků (tedy plavidla) je omezen pouze v jednom směru pomocí ocelových drátů připevněných na měřící zařízení. To umožňuje měřit jednu podélnou složku hydrodynamických sil a dvě příčné složky (v místě upevnění nosníků) (Verelst et al., 2013). Nevýhodou takového systému měření je, že měření musí probíhat v těžišti lodi a také musí být zachován moment setrvačnosti, jako u skutečného plavidla. Další nevýhodou měření sil nad úrovní lodí je vznik momentů sil vyvolaných dlouhým ramenem nosníku, hlavně na začátku plnění PK, kdy je hladina nejníže a na plavidla působí největší hydrodynamické síly.

Roux a Pecot (2011) při měření celkových hydrodynamických sil a měření sklonů hladin kvantifikovali korelaci k podélnému sklonu lodi (měřena hladina v úrovni přídě a zádě). Pro stanovení sil na plavidla během plnění lze vycházet pouze z posouzení hydrodynamické složky podélné síly (sklon hladiny). Dále se pokoušeli najít korelaci při určení hydrostatické složky podélné síly při pokusech plnění s umístěným plavidlem a bez něj. Tato korelace však není tak značná, jako při porovnání hydrostatické složky s celkovou hydrodynamickou silou.

Další možnosti, jak měřit síly na plavidla je 3D optické sledování, kdy je plavidlo zcela volně umístěno v komoře. Tato technologie umožňuje stanovení šesti stupňů volnosti v daných místech plavidla. Tímto způsobem lze vypočítat zrychlení (podélné, příčné a svislé) pro pevné body umístěné na plavidle. Na základě vztahu mezi zrychlením a silami (2. Newtonův zákon $F=m \cdot a$) lze určit ekvivalentní sílu potřebnou k udržení plavidla na svém místě v každém okamžiku plnění nebo prázdnění (Roumieu et al., 2008). Zde je však nevýhoda volného plavidla, které se se během proplavování v PK volně pohybuje a v určité poloze již měření ztrácí vypovídající schopnost.

V agentuře USACE (United States Army Corps of Engineers) prováděli měření hydrodynamických sil (na více jak 60 modelech v měřítku 1:25 a 10 skutečných PK) během plnění a prázdnění v PK. Tyto experimenty ukázaly velice dobrou shodu v měření na modelech a in-situ při porovnání relativních sil měřených podélnými sklony hladiny (Stockstill, 2011).

Společnost Kumning engineering se zabývala měřením síly na různě umístěná plavidla v komoře pomocí odporových kroužků (NHRI) na modelu v měřítku 1:25. Při měření podélných a příčných sil na plavidlo byla změřená příčná složka sil téměř poloviční, než podélná složka sil při plnění dlouhými obtoky (*Tab. 3*). Při prodloužení času, kdy se otvírají uzávěry obtoků (z 1 min až na 7 min), se tento poměr snížil a příčná složka sil působících na plavidlo dosahovala jedné třetiny podélné složky. Tyto pokusy ukazovaly, že příčná složka nemusí být vždy zanedbatelná a vyžaduje pozornost (Kumning engineering, 2015).

Fyzikální modelování je stále nejspolehlivější nástroj pro návrh PK a kvantifikaci sil působící na plavidla při proplavování. Přesto má nedostatky zejména při určování sil v úvazných lanech, kde není možné zohlednit vliv setrvačnosti plavidla, která závisí na způsobu předepnutí úvazného lana, jeho dimenzi a materiálových vlastnostech.

Tab. 3 Síly naměřené na fyzikálním modelu PK Shihutang (rozměry komory 180.0 x 23.0 x 3.5 m) (Kumning engineering, 2015)

Spád [m]	***Čas plnění/prázdnění [min]***	***Max. podélná síla [kN]***	***Max. příčná síla [kN]***
11.14	*11.2 (plnění)*	*30.8*	*15.2*
	8.4 (prázdnění)	*31.4*	*5.6*
10.54	*10.76 (plnění)*	*31.4*	*8.7*
	7.53 (prázdnění)	*24.1*	*3.8*
9.77	*9.63 (plnění)*	*29.4*	*9.4*
	6.72 (prázdnění)	*23.5*	*3.0*

Pozn. Přípustná podélná síla byla 32.0 kN a příčná 16.0 kN.

2.3 Určení silových účinků pomocí matematických modelů

Cílem matematického modelování je pomocí numerického modelu s využitím podobnosti mezi reálným a abstraktním systémem popsat chování skutečného fyzikálního jevu. Získaný popis jevu je však více či méně přesnou aproximací skutečného stavu, který je natolik složitý, že ho nelze vyjádřit analyticky. Za účelem numerické aproximace řešení jsou používány diskretizační metody, které nahrazují systém diferenciálních rovnic za algebraické, které se mohou řešit pomocí výpočetní techniky. Způsob a kvalita diskretizace úlohy tedy silně ovlivňuje přesnost numerického řešení. V každém kroku průběhu výpočtu numerického řešení dochází k určitým chybám z důvodů zjednodušení. Vyprodukované chyby mohou mít výrazný vliv na přesnost výsledků, a proto je vhodné model kalibrovat a verifikovat pomocí fyzikálního modelování a jiných dostupných metod (Ferziger, 2002).

Vývoj výpočetních metod a obrovský nárůst dostupného výpočetního výkonu posunul v posledních letech použitelnost matematických modelů. Přesto je třeba konstatovat, že plnění a prázdnění PK je složitý proces, který nelze snadno simulovat pomocí výpočetních modelů. Je mnoho aspektů proudění tekutin v PK, které mohou být popsány pomocí počítačových modelů. Přesto nejpřesnější způsob, jak předpovědět chování proudění v PK je stále fyzikální model. Na druhé straně, matematické modely mohou být velmi užitečné pro mnoho aspektů konstrukce PK. Je-li nový návrh založený na starší konstrukci, pro niž jsou k dispozici měřená data, mohou se použít matematické modely k extrapolaci dat pro návrh nové konstrukce. Ve spojení s fyzikálními modely mohou být užitečné k odstranění zbytečných variant. Dále se dají modelovat aspekty proudění tekutin, jejichž vizualizace je obtížná nebo je nelze měřit na fyzikálních modelech (Rigo, 2010).

CFD (Computational Fluid Dynamics) je obecný pojem označující všechny druhy numerické simulace proudění tekutin. Thorenz (2009) předložil klasifikaci modelů pro navrhování PK. Na základě rozměrnosti modelů je dělí na nula-rozměrné, jednorozměrné, dvourozměrné a třírozměrné. Častěji se ale pojem CFD používá pouze pro modely, které jsou založeny na nejobecnějších rovnicích dynamiky tekutin, tedy Navier-Stokesových rovnicích (De Mulder, 2011).

2.3.1 Nula-rozměrné modely

Vstupem pro nula-rozměrné modely je výpočet doby plnění a prázdnění PK, což je z hydraulického hlediska výtok kapaliny otvorem nebo kratším potrubím z jedné nádoby do druhé při proměnlivém spádu. Pro numerické řešení tohoto hydraulického jevu lze vyjít z diferenciální rovnice kontinuity pro elementární změnu objemu dV:

$$\mathrm{d}V = \mu\, a_{\mathrm{h}} \sqrt{2g\, y}\, \mathrm{d}t, \tag{2}$$

$$\mathrm{d}V = -F\, \mathrm{d}y, \tag{3}$$

kde μ vyjadřuje úhrnnou ztrátu místní a případnou ztrátu třením (pro obtoky) [-],
a_{h} je plocha plnícího otvoru [m^2],
F je plocha hladiny v plavební komoře [m^2],
y je okamžitý spád [m] v čase t,
t je čas od počátku plnění [s].

Základním kritériem pro posouzení rychlosti a způsobu plnění (prázdnění) PK určené vyjádřením rovnic (2) a (3) je hodnota podélné síly, která působí na plavidlo. Dle Čábelky (1976) maximální podélná síla F_{max}, která působí na loď proplavovanou plavební komorou při jejím plnění (prázdnění) se skládá dominantně ze tří složek,

P_1 (F_{jet} a F_{frict}) – proudový odpor (tvořen třením a tvarovým odporem), P_2 ($F_{impulse}$) – podélný sklon v komoře, P_3 (F_{transl}) – vlnění hladiny. Celková podélná síla F_{max} se rovná součtu všech složek.

Složky P_1 a P_2 jsou poměrně malé a činí, jak uvádí Medřický a Valenta (2009) cca 12–15 % celkové síly F_{max}. Navíc složky P_1 a P_2 působí proti sobě, takže se vzájemně téměř eliminují a lze je ve výpočtu zanedbat. Na základě měření na vybudovaných PK (Čábelka, 1976) činí setrvačné síly při ručním vyvázání lodě v komoře 20–35 % původní podélné síly F_{max}. S přihlédnutím k výše zmíněným faktorům je výsledná maximální podélná síla:

$$F_{\max} = P_3 + 0{,}35P_3. \tag{4}$$

Při přímém plnění (prázdnění) nebo při plnění krátkými obtoky určujeme pouze velikost podélné složky P_3, která má na maximální hodnoty podélné síly zásadní význam. Velikost síly P_3 je odvozena v literatuře (Čábelka, 1976) a závisí na maximální okamžité změně přítoku (odtoku) do komory podle vztahu:

$$P_3 = W i_{\max} = \frac{W}{g(f_k - f_č)} \left(\frac{dQ}{dt}\right)_{\max}, \tag{5}$$

kde W je celkový výtlak lodě [t],
i_{max} je maximální sklon v komoře [-],
f_k je příčná plocha vodní náplně komory [m^2],
$f_č$ je příčná plocha hlavního žebra ponořené části plavidla [m^2].

Maximální hodnota změny přítoku (odtoku) do komory během plnění (prázdnění) se určí podle vztahu:

$$\left(\frac{dQ}{dt}\right)_{\max} \cong \left(\frac{\Delta Q}{\Delta t}\right)_{\max} = \left(\frac{Q_i - Q_{i-1}}{\Delta t}\right)_{\max}. \tag{6}$$

Řešení rovnice (6) se obvykle diskretizuje do výpočetního kroku Δt a indexem i vyjadřujeme hodnoty veličin v daném diskrétním časovém okamžiku.

Myšlenkově podobný postup ke stanovení maximální síly na proplavovaná plavidla při plnění krátkými obtoky udává Peng (2011):

$$F_{\max} = \frac{k_r A_\omega D W \sqrt{2gH}}{T_z (f_k - f_č)}, \tag{7}$$

kde k_r je koeficient zohledňující tvar obtoku [-],
A_ω je příčná plocha obtoku [m^2],
D je koeficient síly vlny [-],
W je výtlak lodě [t],
H je maximální spád komory [m],

T_z je čas otvírání uzávěru [s].

Při plnění (prázdnění) PK dlouhými obtoky je rozdělení přítoku (odtoku) vody po celé délce pravidelné a stejnoměrné, podélné proudění i sklon hladiny (síly P_1 a P_2) tak tvoří jen velmi malou složku podélných sil na proplavovanou loď. Maximální hodnotu složky P_3 je možné vypočítat z rovnice (Čábelka, 1976):

$$F_{\max} \doteq P_{3\,\max} = \sum_{i=1}^{i=m} \left\{ f_i \sqrt{\left[2g\left(\frac{p_i}{\gamma} - h\right)\right]} - f_m \sqrt{\left[2g\left(\frac{p_m}{\gamma} - h\right)\right]} \right\} \frac{W}{g(f_k - f_{\check{c}})}, \qquad (8)$$

kde $\left(\frac{p_i}{\gamma} - h\right)$ je přetlak v obtoku u i-tého otvoru vzhledem k hladině vody v komoře [m vodního sloupce],

$\left(\frac{p_m}{\gamma} - h\right)$ je přetlak na začátku obtoku [m vodního sloupce],

f_i je průtočná plocha i-tého výtokového otvoru z obtoku [m^2],

f_m je průtočná plocha m-tého výtokového otvoru z obtoku [m^2].

Podélná síla působící na proplavovanou loď mění v průběhu plnění (prázdnění) komory směr svého působení. Střídavě tak táhne loď k horním a zase k dolním vratům. Proto musí být proplavované plavidlo vyvázáno dvěma lany, z nichž jedno brání lodi v pohybu dopředu a druhé v pohybu dozadu. Přitom každé lano musí být schopno přenést samo maximální přípustnou sílu (tah). Hodnota tahu, která v úvazných lanech lodě vznikne při proplavování, není závislá jen na výtlaku a na hydraulickém režimu plnění (prázdnění) komory, ale i na způsobu přichycení úvazných lan a na vyvazovacích zařízeních komory, popř. lodi (Čábelka, 1976).

Úvazná lana člunů a lodí se napínají na pacholata zpravidla ručně silou asi 300–500 N nebo pomocí navijáku, kdy se dosahuje předpětí asi 1000 N. Při těchto hodnotách předpětí jsou vyvazovací lana v důsledku své vlastní hmotnosti prověšena, což dovoluje lodi při proplavování určitý pohyb. Průvěs lana lze určit z rovnice řetězovky (Gabriel et al., 1985).

Tah v úvazném lanu je však větší než maximální podélná síla, protože lano svírá s podélnou osou komory určitý úhel α. Jelikož tento úhel má hodnotu 20–40°, bude maximální výsledný tah v úvazném laně R_{max} (Čábelka 1976):

$$R_{\max} = \frac{F_{\max}}{\cos\alpha} = \frac{1.35 P_3}{0.77} \cong 1{,}75\, P_3. \qquad (9)$$

Přesněji lze maximální sílu v úvazném laně určit podle vztahu (Partensky, 1957):

$$R_{\max} = \sqrt{(W i_{\max} - P_0) 2 E F_T \left(\frac{s - l_o}{s}\right)}, \qquad (10)$$

kde E je modul pružnosti lana [t·cm^{-2}],

F_T je průřezová plocha lana [cm^2],

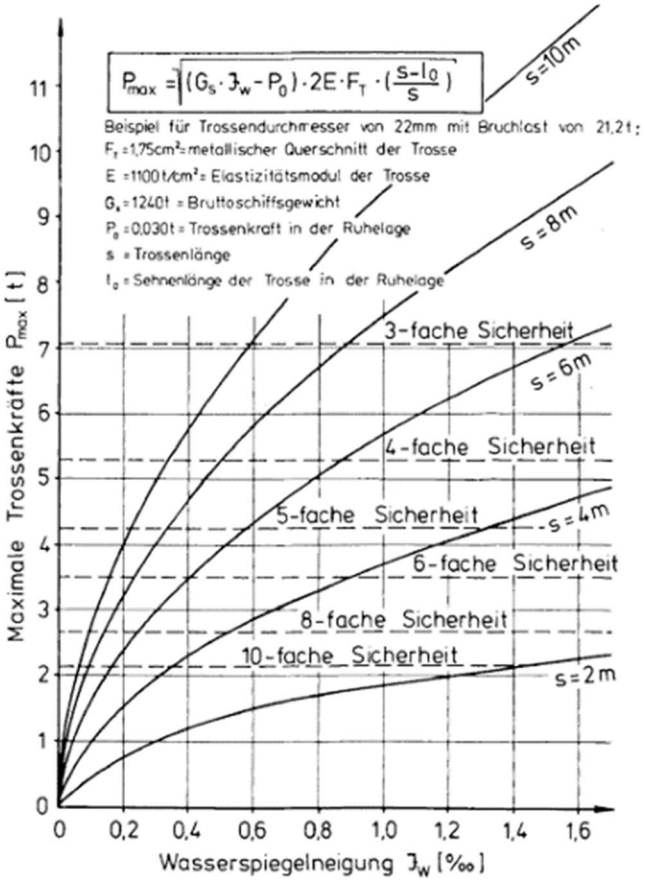
P_0 je předpínací síla lana [t],
s je délka lana [m],
l_0 je prověšení lana [m].

Čábelka (1985) doplněním vzorce (10) zvyšuje celkovou sílu v úvazném laně o úhel, který svírá úvazné lano s podélnou osou:

$$R_{\max} = \frac{1}{\cos\alpha}\sqrt{(F_{\max} - P_0)2EF_{\mathrm{T}}\left(\frac{s-l_o}{s}\right)}. \qquad (11)$$

Na velikost sil v úvazných lanech má vliv zejména velikost sklonu hladiny i_{max}, která je funkcí $\left(\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}t}\right)$. Limitní velikost maximální změny průtoku $\left(\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}t}\right)$ pro komory šířky 12 m a hloubku vody v komoře 3.5–4.0 m uvádí Partensky (1957), dle kterého může být do 0.20 $m^3 \cdot s^{-2}$ pro přímé plnění, do 0.60 $m^3 \cdot s^{-2}$ pro plnění dlouhými obtoky a pro systém dnového plnění tato hodnota není stanovena. Maximální síla v úvazném laně je pro typová plavidla dána grafem (Obr. 2.8) vyjadřujícím závislosti sklonu hladiny na délce lana.

Použití nula-rozměrných numerických modelů je možné v prvotní fázi návrhu PK, při kterém je zásadní určit systém plnění a prázdnění komory, výpočet doby plnění a prázdnění, při kterém se přihlíží na odhad maximálních sil v úvazném laně. Tyto síly vycházejí z poloempirických vzorců, zanedbávají určité složky hydrodynamických sil a jsou založeny na odhadu maximálního sklonu hladiny, nebo na určení maximální změny průtoku v komoře. Tato skutečnost vede k nutnosti ověření na fyzikálním, případně složitějším verifikovaném matematickém modelu.



Obr. 2.8 Maximální síla v úvazném lanu typového plavidla v závislosti na sklonu hladin a délce úvazného lana podle rovnice (10) (Partensky, 1957)

Vzniklou největší sílu v úvazném lanu R_{max} je potřeba porovnat s výpočtovou (mezní) pevností lana R_{dov}. Z hlediska bezpečnosti je nezbytné, aby maximální hodnota tahu v úvazném laně nepřekročila výpočtovou pevnost lana pro dané typové plavidlo:

$$R_{\max} \leq R_{\mathrm{dov}}. \tag{12}$$

Pro určení výpočtové pevnosti lana lze využít několik přístupů, jako je empirické určení dle vzorce Michajlova (Čábelka, 1976):

$$R_{\mathrm{dov}} = \frac{1}{20} W^{3/5}. \tag{13}$$

Pro přesnější výpočty doporučuje Medřický a Valenta (2009) určit výpočtovou pevnost podle vztahu:

$$R_{\mathrm{dov}} = m_{\mathrm{v}}\, k_{\mathrm{v}}\, N_{\mathrm{jm}}, \tag{14}$$

kde m_v je součinitel podmínek působení, závislý na konstrukci drátů [-],
k_v je součinitel stejnoměrnosti, závislý na povrchové úpravě drátů [-],
N_{jm} je jmenovitá pevnost lana [kN].

K určení mezní hodnoty pevnosti úvazného lana s přihlédnutím na systém uvazování je možné určení podle vzorce Roux et al. (2010):

$$R_{\mathrm{dov}} = \frac{T_{\mathrm{u}}}{f_{\mathrm{s}} f_{\mathrm{t}}} \sum_{\mathrm{i}} \cos\left(\theta_{\mathrm{i}}\right) \cos(\varphi_{\mathrm{i}}), \tag{15}$$

kde T_{u} je minimální pevnost v tahu úvazného lana [kN],

f_{s} je bezpečnostní koeficient (závislý na T_{u}) [-],

f_{t} je koeficient, který zohledňuje zachycení dynamických účinků na úvazná lana [-],

$\sum_{\mathrm{i}} \cos\left(\theta_{\mathrm{i}}\right) \cos\left(\varphi_i\right)$ [-] vyjadřuje geometrickou účinnost úvazných lan (v podélném směru), což představuje jejich geometrickou orientaci na začátku plnění. Orientace je vyjádřena dvěma úly θ a φ, které jsou závislé na geometrii PK a systému vyvazování.

2.3.2 1D a 2D matematické modely

1D modely je možné sestavit pomocí sítě potrubí a nádrží, v takzvaných síťových modelech. Ty mohou být použity zejména pro odhad doby plnění PK se systémem krátkých a dlouhých obtoků nebo v návrhu výměny vody mezi komorou a úspornou nádrží. Hlavní nevýhodou těchto modelů je nutnost nastavení parametrů hydraulického systému (zejména součinitelů místních ztrát dílčích prvků). Pro standardní komponenty můžeme definovat tyto parametry z tabulek nebo knihoven simulačních modelů. Pro nezvyklé tvary je třeba parametry odhadovat, nebo je vyšetřit na 3D numerických modelech, popřípadě je stanovit v laboratoři. Další obecnější problém je, že tyto softwary byly vyvinuty pro použití v chemickém průmyslu, kde jsou tvarovky spojeny mezi přímými úseky zpravidla ve velkých vzdálenostech. Oproti tomu v PK jsou vzdálenosti malé, tím se proud nestačí rozvinout před další změnou směru, a tak může nepřesnost lokálních ztrát snížit celkovou kvalitu výsledků (Thorenz, 2009). Samotný výpočet sil, která působí na plavidla, je shodný s předchozí kapitolou.

V případě přímého plnění (prázdnění) PK se používají 1D a 2D modely založené na SWE (shallow water equations) rovnicích. Tyto modely řeší silové účinky pouze v zastoupení hydrostatických sil, které vznikají vlivem sklonu hladiny v komoře (F_{transl} a F_{impulse}). Jsou to síly, které vznikají v důsledku hydrostatického rozložení tlaku podél trupu lodi (tedy náklonu hladiny podél trupu lodi). Tato složka je jen jedna část ze všech sil působící během proplavování, ale zpravidla jde o dominantní složku silového namáhání (Roux et al., 2010).

Dále existují 1D modely, které kombinují SWE rovnice s analytickým určením ostatních složek sil (F_{jet}, F_{fric} a F_{dens}). Verelst et al. (2018) porovnává tyto 1D

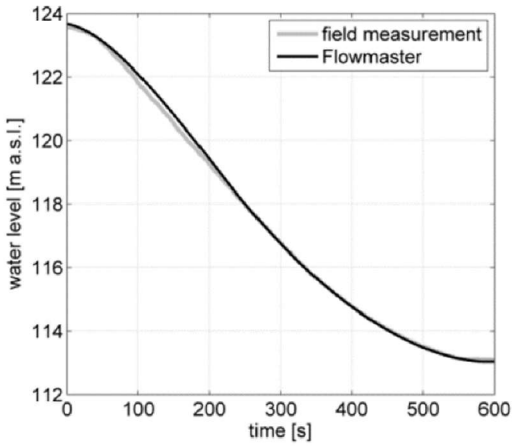
matematické modely: VUL_SLUIS, LOCKFILL, LOCKSIM. Tyto modely dosahují dobrých shod v určení podélné síly na plavidla F_{long} v porovnání s reálnými komorami. Jsou však kalibrovány pouze na spád do 3 m (Deltares, 2016).

Saint-Venantovy rovnice (jednorozměrné SWE) jsou nejčastěji používané numerické modely v hydraulice (modely řek, kanálů atd.). Modely založené na těchto rovnicích předpokládají, že vertikální zrychlení je zanedbatelné, proto jsou proudnice jen mírně zakřivené a tlak se mění téměř lineárně podle hloubky vody. Neznámou v 1D SWE modelech je hloubka vody (průměrná) a rychlost (De Mulder, 2011).

Výhodou těchto 1D modelů je, že dokážou rychle spočítat silové namáhání plavidel. Nicméně některé 1D a 2D modely nepočítají žádné hydrodynamické složky sil, které působí na trup lodi (Roux et al., 2010). 1D modely založené na SWE také neumožňují výpočet příčných složek sil, jako je sklon hladiny v příčném směru (Verelst et al., 2015).

Verelst et al. (2015) uvádí, že v kalibraci 1D modelu lze použít výsledky z podobných, již postavených komor a tím předejít chybě v odhadování ztrátového součinitele. Belzner, Torenz (2014) uvádí, jaké shody při plnění lze dosáhnout při kalibraci parametrů. Takto kalibrovaný model (Obr. 2.9) může sloužit jako okrajová podmínka pro 3D model (viz kapitola 2.3.3).

V případě modelování plnění pomocí krátkých nebo dlouhých obtoků je nutné zkombinovat 1D a 2D modely. V tomto případě 1D model slouží k určení okrajových podmínek a samotný výpočet je proveden pomocí SWE rovnic. Takovýto výpočet umožňuje například program LOCKFILL (Thorenz, 2009).



Obr. 2.9 Průběh hladin po kalibraci 1D modelu (Belzner, Torenz, 2014)

Alternativou k řešení 2D numerických modelů, které fungují na bázi SWE rovnic je možné použít model na bázi Navier-Stokesových rovnic (viz kapitola 2.3.3). Tyto

modely primárně řeší 3D pohyb tekutin, ale lze je použít i pro 2D sítě. Kombinují se tak výhody 3D numerických modelů, oproti modelům založených na bázi SWE. Jejich nevýhoda je, že stále řeší více rovnic než SWE modely (delší výpočet) a jejich použití je vhodné pouze v případě přímého plnění.

2.3.3 3D matematické modely

3D matematické modely proudění tekutin neboli Computational Fluid Dynamics (CFD) vychází z fyzikálního popisu pohybu tekutiny, který je dán základními zákony zachování: zákon zachování hmoty, hybnosti a energie. Ty lze vyjádřit matematicky pomocí rovnice kontinuity, rovnice přenosu hybnosti a rovnice přenosu energie. První dvě zmiňované rovnice se souhrnně nazývají Navier-Stokesovy rovnice. Získáváme tak soustavu nelineárních parciálních diferenciálních rovnic. Tato soustava je ještě doplněna o konstituční vztahy, které popisují termodynamické vlastnosti proudící tekutiny. Navier-Stokesovy rovnice nejsou numericky řešitelné. Důvodem je velikost nejmenších vírů v rámci turbulentního proudění. Z toho důvodu je nutné zavést další proměnnou (turbulentní viskozitu) – viz kapitola 5.3 3D modelování. V případě turbulentního proudění jsou jednotlivé členy rozděleny na střední hodnotu a okamžitou fluktuační složku (Součková a kol., 2013).

Při modelování proudění v PK se používá mnoho komerčních i nekomerčních programů jako Fluent, CFX, Flow3D, StarCD/Comet, OpenFOAM, NaSt3DGP (Thorenz, 2009), ADH (Stockstill, 2009). Tyto programy lze rozdělit do dvou základních skupin. Do první skupiny spadají programy na bázi tzv. Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH), druhou skupinu tvoří programy na bázi tzv. Volume-of-Fluid (VoF).

Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) je numerická metoda používaná k simulaci proudění. SPH je Lagrangeovská metoda, elementy tekutiny se tedy pohybují. Původně byla tato metoda vyvinuta pro astrofyzikální simulace (srážky galaxií), úspěšně se dá ovšem použít i pro simulace nejrůznějších druhů proudění tekutin (Koumoutsakos, 2005). Mezi výhody SPH se řadí přímý výpočet všech vlastností tekutiny a schopnost určit volnou hladinu. Kapalina je zde diskretizována jako soubor částic, z nichž každá představuje virtuální objem kapaliny nesoucí všechny její relevantní vlastnosti (Rustico et al., 2014).

Rustico et al. (2014) uvádí, že v použití SPH při modelování plnění PK s plovoucím předmětem (lodí) se vyskytují problémy s tvarem proudového pole na začátku komory a sílami, které jsou ve směru proudění a jsou mnohonásobně větší než při pokusech na fyzikálním modelu.

Programy vycházející z metody Volume-of-Fluid (VoF) jsou na rozdíl od SPH založené na Eulerovské metodě konečných prvků nebo konečných objemů, které při výpočtu využívají pevnou síť elementů tekutiny (Koumoutsakos, 2005). Metoda VoF má oproti SPH výhodu v tom, že je možné síť, ve které proudí tekutina, zjemnit v místech, kde dochází ke složitému proudění, nebo v místech, kde se očekává hladina (při dvoufázovém proudění).

Roux et al. (2010) uvádí, že při CFD modelování proudění v hydrotechnických stavbách by měly být zodpovězeny otázky: (i) jaký typ turbulentního modelu použít; (ii) jak vzít v úvahu rozdělení voda/vzduch a jak jej sledovat ve výpočtu; (iii) jak vzít v úvahu interakci vody a pevné látky – Fluid Structure Interaction (FSI).

V matematických modelech je limitující skutečnost, že většina procesů je složitá a komplexní. Jednou z největších nevýhod CFD modelů je požadavek na vhodný výběr modelu turbulence, který je tvořen souborem přídavných rovnic a empirických vztahů. Dalším praktickým omezením při řešení daného modelu je volba velikosti sítě (mesh).

Vyvstává otázka použití CFD v návrhu PK bez prověření na fyzikálním modelu. Cílem je získat důvěru v úlohy CFD. Za těchto okolností by bylo vhodné věnovat větší úsilí kvantifikaci nejistoty CFD simulací a nesoustředit se pouze na rozšíření působnosti numerického modelování (pokud jde o geometrické, fyzikální a výpočetní složitosti). Pro účel návrhu je důležité spoléhat se na nástroje, které mají známou a přijatelnou přesnost při daném množství přijatelných (např. výpočetních, lidských zdrojů) nákladů (De Mulder, 2011). Van Der Ven et al. (2015) zkoumali možnosti modelování 3D CFD simulací pro přímé plnění ve vratech. Zjistili, že s 95% pravděpodobností je možné pomocí 3D matematického modelu odvodit součinitel plnění (prázdnění), který je zásadní pro výpočet sil v úvazných lanech během proplavování.

U všech výše zmíněných matematických modelů je nevýhoda, že síly na plavidla se určují nepřímo a jsou závislé především na určení sklonu hladiny v komoře nebo na součiniteli plnění (prázdnění), ať už za přítomnosti plavidla nebo bez něj.

Výsledky z CFD ukazují, že 3D modely mohou být použity v rané fázi projekce PK, aby byla ověřena funkčnost konstrukce, ale matematický model potřebuje více dat k ověření platnosti složitých proudových poměrů v PK (O'Mahoney, 2015).

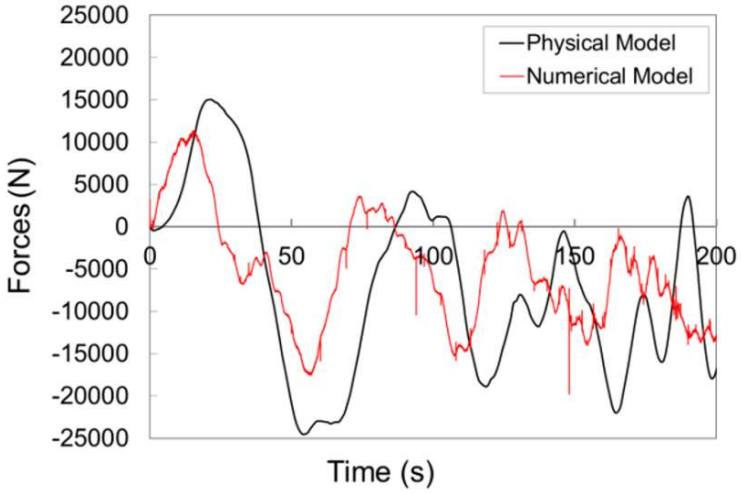
2.3.4 FSI analýza

Analýza sil na lodě během proplavování PK s použitím matematického modelování vyžaduje speciální metody pro interakci kapaliny a pevné části (lodi).

Zejména velký spád a malé mezery mezi lodí a PK z tohoto hlediska působí obtíže (Schulze et al., 2015).

S metodou interakce kapaliny a pevné látky – Fluid Structure Interaction (FSI) lze modelovat pohyb tuhých těles v důsledku proudění tekutiny. Je nutné, aby se určité údaje přenášely mezi proudem tekutiny a strukturální oblastí (pevným tělesem). Proto musí být rovnice proudění tekutiny a strukturální rovnice řešeny v interaktivním nebo v plně svázaném systému (Sieber, 2002). FSI systém začíná s řešením rovnic tekutiny a předává výsledný tlak a smykové síly do strukturální části. Tyto síly jsou následně použity k výpočtu výsledného pohybu těles. Výsledky jsou poté přemapovány do nové sítě. Další krok probíhá na základě nové sítě. Pro plně spojené systémy jsou obě rovnice řešeny současně v jedné kombinované soustavě rovnic za použití monolitického schématu (Schulze et al., 2015).

Metodou modelování FSI k predikci sil, které působí na plavidla, se věnuje Schulze et al. (2015). V programu OpenFOAM sestavili model, který umožňuje interakci proudící vody s lodí. Lodi je v tomto modelu umožněn pouze svislý pohyb. Při porovnání s fyzikálním modelem (Kemnitz, 2008) vychází podélná složka sil v maximální hodnotě cca o 1/3 nižší. Autoři uvádějí, že to může být způsobeno nevhodně sestavenou sítí modelu, nebo větším omezením stupňů volnosti, než je na fyzikálním modelu. De Mulder et al. (2010) uvádí, že při zahrnutí FSI v 3D CFD modelech jsou síly na trup větší (a s větší frekvencí), než výsledky bez FSI. Maximální hodnoty mají relativní odchylku až 25 % (Obr. 2.10).



Obr. 2.10 Průběh podélných sil na loď během plnění PK (Schulze et al., 2015)

Největší překážka FSI je, že vyžaduje velice složitou síť a časové nároky na výpočet. Ale při možnostech porovnání s fyzikálním modelem, nebo měřením in-situ jde o jediný typ numerického výpočtu, u kterého lze přímo určit síly na plavidla vlivem proudící vody.

Pro dosažení širší použitelnosti v budoucnu musí být postup FSI mnohem praktičtější. Je třeba jednotlivé kroky výpočtu kombinovat a zobecnit (Schulze et al., 2015). Také by bylo zajímavé zkoumat více do hloubky schopnosti 3D CFD kódů pro predikci hydrodynamických sil v příčném směru, a jak to pro plavidla umístěná uprostřed komory, tak i pro plavidla umístěná v blízkosti zdí PK (De Mulder et al., 2010).

O'Mahoney (2015) uvádí, že je možně navrhnout CFD model s pevně umístěnou lodí, který má vliv na tvar proudnic (v případě přímořských komor také na míšení slané a sladké vody), ale síly na lodě pomocí CFD nejsou přesné. Při použití plovoucí lodi jsou výsledky ještě méně důvěryhodné.

2.4 Hybridní modelování

Spojení různých modelových přístupů, jako jsou matematické 0D, 1D, 2D a 3D modely navzájem (Belzner, Torenz, 2014), nebo fyzikální a matematické modely, se nazývá hybridní modelování. Cílem spojování těchto různých modelovacích metod je zpravidla určení parametrů, nebo vytvoření okrajových podmínek (Heinzelmann, 2014).

Belzner, Torenz (2014) uvádí možnost hybridního modelování také kombinací 1D a 3D matematických modelů. Tato kombinace modelů se dá použít pro detailní vyšetření sil na uzávěrech stávající PK. Kalibrovaný 1D model slouží k určení okrajových podmínek pro detailní 3D model, kterým je možné vypočítat síly na uzávěr vlivem proudící vody v obtocích v různých polohách otevření. Výhoda této metody je, že se nemusí sestavovat komplexní 3D model, který je náročný na sestavení a délku výpočtu. Nevýhodou může být chybné určení okrajových podmínek z 1D modelu.

Další metoda hybridního modelování spočívá v měření sil na plavidlo na fyzikálním modelu pomocí dynamometrů, které závisí pouze na hydraulických podmínkách (výška hladiny v komoře, podélné a příčné hydrodynamické síly), a následné přenesení těchto sil do matematického modelu, který umožní výpočet sil v úvazných lanech. Roux et al. (2010) jako matematický model použili software MSC-Adamds (SIREHNA), který se používá ke studii 3D (posunů, rychlostí, zrychlení, síly) pohybů v komplexních mechanických systémech. Metoda kombinace výsledků z fyzikálního a matematického modelu tak umožňuje návrh systému plnění a prázdnění. Na základě této kombinace lze také rozhodnout, jaký systém uvazování lodí v PK se má použít.

V neposlední řadě se hybridního modelování používá ke geometrickým změnám určité části PK, která je zkoumána na fyzikálním modelu a vyžaduje úpravu. Optimalizace a přestavba fyzikálního modelu je pracná a může být nevypovídající. Sestavením matematického modelu můžeme provést optimalizaci pouze určité části PK s využitím měření na fyzikálním modelu. Heinzelmann (2014) takto použil metodu hybridního modelování k odstranění vírů vznikajících ve vtokovém objektu.

Tohoto způsobu hybridního modelování bylo použito v rámci výzkumu plavební komory Děčín (Fošumpaur a kol., 2016), kdy bylo použito matematické modelování k optimalizaci (a tím snížení ztrát) v rozdělovacím objektu v systému dlouhých obtoků. Měření z fyzikálního modelu poskytovala okrajové podmínky a také hodnoty pro kalibraci 3D numerického modelu. Následnou optimalizací bylo možné snížit místní ztráty v systému dlouhých obtoků a tím zkrátit čas proplavování, aniž by vznikalo větší silové namáhání plavidel.

2.5 Měření silových účinků na skutečných dílech

Při měření na skutečných dílech se hydrodynamické síly na plavidla měří buď přímo umístěným snímačem na úvazných lanech s umístěným tenzometrem mezi úvazná lana a pacholata. Nebo je mnohem praktičtější měření sklonů hladiny na skutečném díle (Verelst et al., 2013). Sklony hladin mohou být použity jako přibližný odhad hydrostatických sil působících na trup lodi s rozdělením na příčnou a podélnou složku. Podle sklonu hladiny je možné rychle a snadně vyhodnotit síly v úvazných lanech in-situ, protože je mnohem snazší měřit sklony hladiny v komoře než reakce sil v úvazných lanech (Roux et al., 2010).

Vercruysse et al. (2012) pro měření sklonů hladiny použil synchronizované tlakové sondy, které byly umístěny na žebřících na stěnách PK. Používali celkem 10 sond, na každé straně byly čtyři plus dvě sondy mimo PK. Z takto umístěných sond bylo možné přímo odvodit sklony hladin v závislosti na spádu a určit tak průběh podélné síly F_{long} a maximální podélnou sílu F_{max}.

Verelst et al. (2013) na základě měření v terénu a porovnáním s maximálním silovým namáháním F_{max} v literatuře uvádí, že literaturou stanovené limity jsou velmi konzervativní. Maximální síla F_{max} dosahovala na realizované PK až dvojnásobek povolené hodnoty, aniž by docházelo k problémům během proplavování.

Dawsey et al. (1965) provedli sérii měření in-situ na plavební komoře Jack Lock. Měření se provádělo pomocí dynamometrů umístěných mezi úvaznými lany a plovoucím úvazným zařízením. Dále měřili průběh relativní podélné síly F_{long} (vyjádřené podélným sklonem hladiny v ‰) pomocí diferenčních tlakových senzorů

instalovaných ve výklencích pro žebříky ve zdech PK. Měření sil in-situ velmi dobře korespondovalo s měřením na fyzikálním modelu, kdy bylo plavidlo vyvázané na lanech.

Fošumpaur a kol. (2012) měřili relativní podélné síly F_{long} (vyjádřené podélným sklonem hladiny v ‰) na PK České Vrbné a PK Hluboká nad Vltavou. Měření probíhalo pomocí snímačů hladin (plováků), které byly umístěny na ocelovém pásmu na třech místech PK (počátek užitné délky PK, střed PK, konec užitné délky). Snímání probíhalo pomocí videokamery a zajišťovali jej měřiči na lodích. Výsledky měření in-situ dobře korelovaly s měřením na fyzikálním modelu prováděném ve Vodohospodářské laboratoři FSv ČVUT v roce 2008. Nevýhoda této metody měření je v náročnosti zpracování dat (kamerový záznam převést na hladiny), ale na rozdíl od automatických snímačů (tlakových sond atd.) nemůže dojít k narušení správnosti měření, například špatnou kalibrací tlakových sond. Dále měřili rychlosti na počátku užitné délky PK v hloubce cca 0.6 m pod hladinou. Měření rychlostí bylo v dobré shodě s fyzikálním modelem. Na základě těchto měření Fošumpaur a kol. (2016) uvádí, že při pomalém plnění PK jsou z pohledu rekreačních plavidel na počátku užitné délky bezproblémové, případně zvládnutelné podélné rychlosti do hodnoty 1.2 $m \cdot s^{-1}$.

3 CÍLE

Na základě literární rešerše a realizace dvou fyzikálních modelů PK bylo možné stanovit směr a cíle disertační práce. Disertační práce se dále bude věnovat silovému namáhání plavidel vlivem proudící vody při přímém plnění PK středních spádů. Při přímém plnění je PK plněna přímo vraty vhodného typu v horním ohlaví nebo hrazeným otvorem v těchto vratech. U přímého plnění PK jsou přítomny všechny složky silového namáhání a přímé plnění se ve světě běžně realizuje pouze pro komory nízkých spádů se spádem H < 3 m. Z tohoto důvodu se práce věnuje právě tématu možnosti aplikace přímého plnění pro PK se spádem H až 5.5 m.

Jednotlivé cíle disertační práce lze stanovit dle následujících bodů:

a) získání experimentálních dat z fyzikálních modelů,
b) ověření možností minimalizace silového namáhání plavidel během přímého plnění pro různé uspořádání ohlaví pomocí metody fyzikálního modelování,
c) možnosti použití a správnost 1D a 3D matematických modelů,
d) ověření dalších možností využití matematických modelů.

Z literární rešerše vyplývá nejvhodnější hodnocení silového namáhání plavidel v PK. Hodnocení silového namáhání plavidel během proplavování plavidel PK je z řady objektivních důvodů popsaných výše nejvýhodnější provádět nepřímo pomocí relativní podélné síly. Síla F_{long} je vyjádřena v ‰ podélného sklonu hladiny mezi přídí a zádí plavidla. Dalším hodnotícím prvkem je síla F_{max}, která se rovná maximu absolutní hodnoty síly F_{long} během celého procesu plnění. Takto stanovený průběh F_{long} obsahuje pouze nejdominantnější složky podélných sil, kterými jsou F_{transl} a $F_{impulse}$. Síly F_{jet} a F_{frict} je buď možné zanedbat, nebo hodnotit dodatečným stanovením na základě rychlostí v PK.

4 FYZIKÁLNÍ MODELOVÁNÍ

V rámci výzkumu Zlepšení plavebních podmínek na Labi v úseku Ústí nad Labem – státní hranice ČR/SRN – Plavební stupeň Děčín (číslo projektu: 327 520 0007) byly ve Vodohospodářském experimentální centru Fakulty stavební ČVUT v letech 2015–2018 vybudovány dva fyzikální modely, které řešily problematiku hydrauliky plnění a prázdnění PK. Tyto modely byly postaveny pro potřeby optimalizace hydraulického návrhu plavební komory Děčín. Plavební komora Děčín má navržen primární systém plnění a prázdnění pomocí dlouhých obtoků, přímé plnění a prázdnění je navrženo pouze jako záložní systém. Na výzkumu se podílel tým Katedry hydrotechniky pod vedením doc. Dr. Ing. Pavla Fošumpaura, veškeré výstupy z výzkumů jsou prezentovány v závěrečných zprávách Fošumpaur a kol. (2016) a Fošumpaur a kol. (2018), kde jsou také jmenovitě uvedeni všichni spoluřešitelé. Část výsledků z měření byla využita pro potřeby této disertační práce.

4.1 Modelová podobnost

Základní podmínky podobnosti byly odvozeny za předpokladu převládajícího působení gravitačních sil, tj. za předpokladu platnosti Froudova zákona mechanické podobnosti. Froudův zákon podobnosti představuje podmínku mechanické podobnosti za výhradního působení gravitačních sil (zemské přitažlivosti), které ovlivňují proudění na modelu i ve skutečnosti. Další síly, jako je odpor třením vazké kapaliny, kapilární síly, síly objemové pružnosti, nebo vliv kavitace buď na jev proudění vůbec nepůsobí, anebo jejich účinek je zanedbatelný (Čábelka, Novák 1964). Při vhodně zvoleném měřítku (a dodržení všech omezujících podmínek) je to přípustné. Toto zjednodušení lze použít u jevů s volnou hladinou, které se mohou vyskytovat při modelování výtoku z otvorů, přepadů, jevů vyskytujících se na vodních tocích a objektech na nich. V proudu skutečné (vazké) kapaliny kromě gravitační síly působí i odpor vnitřního tření. V případě, že je model v geometrickém měřítku, má podobné okrajové podmínky (vtok, výtok, drsnost stěn), je tím zajištěna nejen podobnost mezi gravitačními silami, ale převážně i podobnost mezi odpory třením (Novák et al., 2018).

Při vyšetřování podobnosti proudění za výhradního nebo převládajícího působení gravitační síly se tedy vychází z geometrické podobnosti jako základu podobnosti mechanické. Základní rovnice pro Froudův zákon podobnosti je (Novák et al., 2018, Čábelka, Novák, 1964):

$$M_{\mathrm{Fr}} = \frac{M_{\mathrm{v}}^2}{M_{\mathrm{g}} M_{\mathrm{l}}} = 1, \tag{16}$$

kde M_{Fr} je měřítko Froudových čísel,
M_{v} je měřítko rychlostí,
M_{g} je měřítko gravitačních zrychlení,
M_{l} je měřítko délek.

Jestliže měřítka nahradíme příslušnými poměry, pak:

$$\frac{v_{\mathrm{pd}}^2}{g h_{\mathrm{d}}} = \frac{v_{\mathrm{pm}}^2}{g h_{\mathrm{m}}} = idem. \tag{17}$$

Rovnice (17) vyjadřuje rovnost Froudových čísel *Fr* pro skutečné dílo (index d) a pro model (index m). Kinematicky podobné pohybové jevy, které ovlivňuje výhradně gravitační síla, si jsou dynamicky podobné, jestliže ve stejných průřezech jak na skutečném díle, tak na modelu, jsou stejná Froudova čísla:

$$Fr = \frac{v_p^2}{gh}, \tag{18}$$

kde v_{p} je střední průřezová rychlost,
h je střední hloubka vody.

Protože měřítko zrychlení M_{g} =1, lze při zvoleném měřítku délek M_{l} určit měřítka pro ostatní veličiny:

pro rychlost *v*: $$M_{\mathrm{v}} = \frac{v_{\mathrm{d}}}{v_{\mathrm{m}}} = \sqrt{M_{\mathrm{l}}}, \tag{19}$$

pro průtoky *Q*: $$M_{\mathrm{Q}} = \frac{Q_{\mathrm{d}}}{Q_{\mathrm{m}}} = \frac{A_{\mathrm{d}} v_{\mathrm{d}}}{A_{\mathrm{m}} v_{\mathrm{m}}} = M_{\mathrm{l}}^2 \sqrt{M_{\mathrm{l}}} = M_{\mathrm{l}}^{\frac{5}{2}}, \tag{20}$$

pro úhlové otáčky za minutu *ω*: $$M_{\omega} = \frac{\omega_{\mathrm{d}}}{\omega_{\mathrm{m}}} = \frac{1}{M_{\mathrm{t}}} = \frac{1}{\sqrt{M_{\mathrm{l}}}}, \tag{21}$$

měřítko sil *P*: $$M_{\mathrm{P}} = \frac{P_{\mathrm{d}}}{P_{\mathrm{m}}} = \frac{\varrho_{\mathrm{d}} g V_{\mathrm{d}}}{\varrho_{\mathrm{m}} g V_{\mathrm{m}}} = M_{\gamma} M_{\mathrm{l}}^3, \tag{22}$$

měřítko času *t*: $$M_{\mathrm{t}} = \frac{t_{\mathrm{d}}}{t_{\mathrm{m}}} = \sqrt{M_{\mathrm{l}}}. \tag{23}$$

Pokud se na modelu i ve skutečnosti použije stejné kapaliny (vody o stejné teplotě), bude měřítko objemových hmotností M_{γ} =1, potom:

Měřítko měrných tlaků *p*: $$M_{\mathrm{p}} = \frac{p_{\mathrm{d}}}{p_{\mathrm{m}}} = M_{\mathrm{l}} \tag{24}$$

Tato odvození platí pouze za předpokladu použití ideální kapaliny bez vlivu vazkosti. Proto je při modelování potřeba s tím počítat. Za určitých předpokladů se může stát, že skutečné dílo má vyšší účinnost než zmenšený model. Tento jev se projevuje hlavně u strojů, které jsou hydrodynamicky vhodně navržené. Způsobuje

to, že u skutečného díla (nezmenšeného) je součinitel vazkého tření menší, což se projevuje poklesem ztrát a tím lepší účinností (Čábelka, Novák, 1987).

4.2 Technologie měření na fyzikálních hydraulických modelech

Pro vyhodnocení měření na fyzikálních modelech byly měřeny této veličiny:

Rychlosti

Rychlosti proudění vody na fyzikálních modelech by měřeny pomocí hydrometrických vrtulek typu STS 005 firmy Erfisinger electronic GmbH (rozsah: 0.05–5.00 $m \cdot s^{-1}$, přesnost: ± 0.1%). Současně byla využívána ultrazvuková sonda ADV (Acoustic Doppler Velocimeter), která k měření aktuální rychlosti využívá Dopplerův princip. Výhoda ADV sondy oproti hydrometrické vrtulce je záznam bodové rychlosti v prostoru XYZ včetně určení směru proudění.

Hladiny

Polohy hladin byly v rámci hydraulického výzkumu na fyzikálních modelech měřeny pomocí tlakových sond. Sondy byly rovnoměrně rozmístěny v PK. Systém tlakových sond pro monitoring polohy hladiny v různých částech PK se v rámci předchozích hydraulických výzkumů PK osvědčil a umožnil spolehlivou kvantifikaci podélných sklonů v PK pro následné vyčíslení sil na plavidla. Tlakové sondy umožňovaly snímání vodní hladiny s přesností 1 mm a rychlostí záznamu 1 Hz. K měření polohy hladiny bylo využíváno celkem 8 tlakových sond.

Proudnice

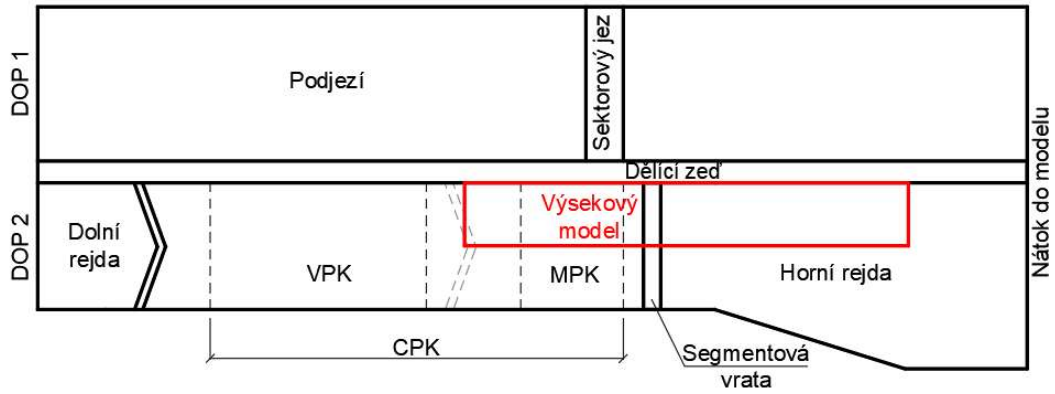
Během pokusů, kde převládalo 2D proudění, byla využívána síť bavlněných provázků. Síť o rozměrech 1 x 0.5 m s uvázanými bavlněnými provázky s roztečí 10 cm. Délka bavlněných provázků byla 5 cm. Poloha jednotlivých bavlnek umožňovala určení směru prodění a následné určení proudnic.

4.3 Fyzikální modely

Fyzikální modely PK byly sestaveny za předpokladu dominantního působení gravitačních sil podle Froudova zákona mechanické podobnosti mezi skutečností a modelem. Při platnosti Froudova zákona mechanické podobnosti nemůže být současně splněna podmínka podobností Reynoldsových čísel $Re_r = 1$, je však třeba pro simulované průtoky zabezpečit, aby na prototypu i na modelu byly plně turbulentní podmínky proudění a drsnost nebyla závislá na Reynoldsově čísle (Gabriel, 2002). Toho bylo dosaženo vhodnou volbou měřítka geometrické

podobnosti l_r = 20, při kterém již lze na modelu dosáhnout hodnoty $Re_m > 10^5$ pro rozhodující většinu doby plnění PK.

Výzkum probíhal celkem na dvou fyzikálních modelech. První byl výsekový model horního ohlaví PK, který byl využíván zejména k optimalizaci vývaru pod vraty PK. Druhý model byl objektový a zahrnoval nejen celou plavební komoru, ale také přilehlé části vodního díla tak, aby bylo možné reálně simulovat celý proces plnění a prázdnění PK. Celou plavební komoru (CPK) bylo možné vzpěrnými vraty rozdělit na velkou plavební komoru (VPK) a malou plavební komoru (MPK). Vzpěrné vrata byla umístěna přibližně v 1/3 délky, viz schéma na Obr. 4.1.



Obr. 4.1 Schéma prostorového uspořádání modelů plavebních komor

Základní parametry zkoumaných PK jsou uvedeny v následující tabulce *Tab. 4*.

Tab. 4 Základní parametry zkoumaných plavebních komor

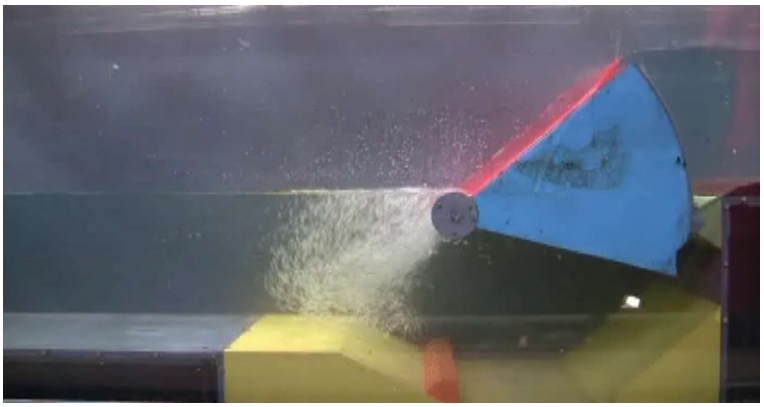
Geometrie	***Parametr***	***Hodnota***
Hladina vody v nadjezí	h_u	*9.97–10.47 m*
Počáteční hladina v plavební komoře	h_k	*4.91–8.78 m*
Dno plavební komory	z_k	*0.00 m*
Délky plavebních komor	l_k	*63.50; 158.50; 222.00 m*
Užitné délky plavebních komor	l_{ud}	*41.50; 135.00; 200.00 m*
Šířka plavební komory	b_k	*24.00 m*

4.3.1 Výsekový model horních vrat plavební komory

Výsekový model horního ohlaví v hydraulickém žlabu obsahoval rejdu PK délky 100 m před začátkem horního ohlaví, samotné horní ohlaví včetně segmentových vrat a PK délky 41.5 m. Výsek obsahoval 1/2 šířky PK. Měřítko modelu bylo 1:20.

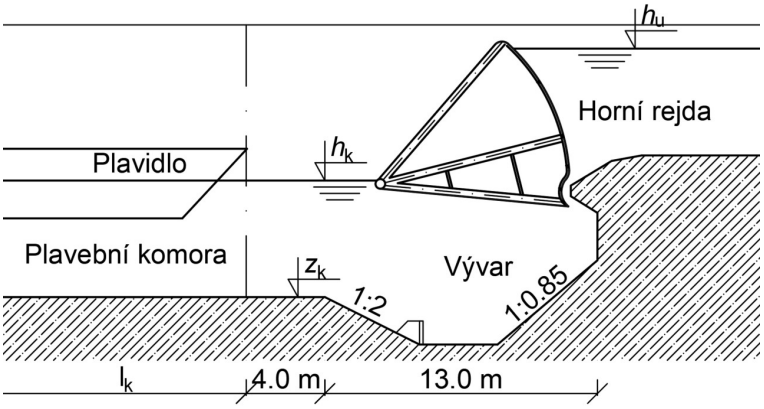
Výsekový model PK byl umístěn v hydraulickém žlabu příčného průřezu 1 x 1 m. Žlab byl připojen na centrální okruh hydraulické laboratoř. Výsekový model obsahoval výsek horního ohlaví o šířce 12 m ve skutečnosti, tedy 0.60 m na modelu. Zbytek žlabu sloužil pro instalaci ovládacího mechanismu vrat, rozpěrný systém a

odpad pro jalový přeliv technologické části modelu. Následující Obr. 4.2 znázorňuje detail výsekového modelu v oblasti segmentových vrat v horním ohlaví a vývaru pod vraty. Schéma výsekového modelu je znázorněno na Obr. 4.3.



Obr. 4.2 Výsekový model segmentových vrat horního ohlaví

Výzkum na výsekovém modelu se zaměřoval na optimalizaci přímého plnění horními vraty. A to především na ověření funkčnosti segmentových vrat v horním ohlaví a dále pak na účinnost vývaru pod vraty. Pokusy na výsekovém modelu byly realizovány pro sérii vybraných ustálených stavů, které odpovídají vybraným okamžikům v rámci celého proplavovacího cyklu. Aby mohly být nastaveny korektní průtokové a hladinové poměry na výsekovém modelu, které odpovídají těmto vybraným ustáleným stavům, musel být nejprve proveden hydraulický výpočet přímého plnění PK dle kapitoly 2.3.1 Nula-rozměrné modely. Dle definice popsané výše se jednalo o hybridní modelování (kapitola 2.4 Hybridní modelování).



Obr. 4.3 Schéma horního ohlaví plavební komory se segmentovými vraty

Součinitel přímého plnění otvorem pod horními vraty byl stanoven pomocí speciálně připraveného fyzikálního výsekového modelu v měřítku 1:8 pro zajištění co největší spolehlivosti. Hodnota ztrátového součinitele byla stanovena $\mu = 0.85$ (Fošumpaur a kol., 2016).

Kromě optimalizace horního ohlaví z hlediska minimalizace silového namáhání plavidel umožňoval výsekový model také simulaci průchodu povodňového průtoku a simulaci průchodu ledových ker. Těmto tématům se detailně věnuje Fošumpaur a kol. (2016).

4.3.2 Objektový model plavební komory

Objektový model PK byl vybudován v rozsahu PK užitných rozměrů 200 x 24 m, systému plnění a prázdnění, horní rejdy v rozsahu 100 m, dolní rejdy v rozsahu 60 m a přilehlého (levého) jezového pole šířky 40 m. Model umožňoval vizuální pozorování proudění vody v celém prostoru. Schéma modelu je zobrazeno na Obr. 4.1, foto modelu pak zobrazuje Obr. 4.4.

Objektový model plavební komory Děčín byl umístěný ve vodohospodářské laboratoři Fakulty stavební ČVUT v Praze a byl vybudován v roce 2016. Objektový model plavebních komor obsahoval následující podstatné části:

- horní ohlaví PK včetně segmentových vrat,
- systém plnění a prázdnění PK pomocí dlouhých obtoků,
- střední a dolní vrata PK,
- vlastní objekt PK užitných délek 41.5, 135.0 a 200.0 m,
- přilehlou část horní rejdy v rozsahu 100.0 m,
- přilehlou část dolní rejdy v rozsahu 60.0 m.

Objektový model tak dosahoval celkových rozměrů 5.0 m x 30.0 m.

Obr. 4.4 Foto objektového modelu

Objektový model kromě simulace přímého plnění a prázdnění umožnoval zejména simulace plnění a prázdnění dlouhými obtoky, simulaci průchodu

povodňových průtoků, simulaci průchodu ledových ker a interakci PK a jezu. Jednalo se tak o komplexní hydraulický model, který umožnil optimalizovat mnoho prvků PK. Celý výzkum pak popisuje Fošumpaur a kol. (2016) a Fošumpaur a kol. (2018).

Objektový model obsahoval důležité technologie, které umožnily simulovat proces plnění a prázdnění po celou dobu plnícího/prázdnícího cyklu. Mezi ty nejdůležitější patří zejména baterie přepadových žlábků a lineární motory, které ovládaly uzávěry plnících otvorů.

Obr. 4.5 Baterie přepadových žlábků

V nadjezí objektového modelu byla umístěna baterie přepadových žlábků (Obr. 4.5), která byla tvořena labyrintovým přelivem s velmi dlouhou přepadovou hranou délky 30 m. Tento prvek umožňoval zajistit požadovanou hladinu během všech pokusů plnění PK. Přítok do modelu byl vždy nastaven nad maximální přítok do PK, kde baterie přepadových žlábků působila jako jalový přepad. Vzhledem k značné délce přepadové hrany se při maximálním plnícím průtoku hladina v nadjezí snížila jen minimálně a měření tak nebylo ovlivněno chybou horní okrajové podmínky.

Dalším důležitým prvkem umožňující simulovat celý proces plnění pro zajištění identických podmínek průběhů plnění a prázdnění v rámci jednotlivých simulovaných variant jsou uzávěry ovládané pomocí počítačem řízených lineárních motorů, které byly osazeny do ocelových nosných rámů, viz Obr. 4.6.

Obr. 4.6 Segmentová (vlevo) a vzpěrná (vpravo) vrata v horním ohlaví včetně lineárního motoru

4.4 Určení silového namáhání při přímém plnění plavební komory

Následující kapitoly se věnují fyzikálnímu modelování přímého plnění PK pomocí segmentových a vzpěrných vrat. Veškeré měření probíhalo na komorách (MPK, VPK a CPK) středního spádu, kde byl maximální spád $H = 5.56$ m. Použitá technologie měření silového namáhání plavidel spočívala v měření relativního silového namáhání F_{long} (a její maximální hodnoty F_{max}), který je dán rozdílem hladiny mezi přídí a zádí plavidla vyjádřený v ‰ podélného sklonu. V případě návrhového plavidla se tak jedná o užitnou délku PK l_{ud}. Tyto hodnoty byly měřeny pomocí tlakových sond umístěných ve dně PK vždy po obou stranách komory.

V první fázi byla pozornost zaměřena na optimalizaci vývaru pod segmentovými vraty, viz schéma na Obr. 4.3. Optimalizace probíhaly pomocí ustálených simulací na výsekovém modelu. Při optimalizaci horního ohlaví byly sledovány podélné rychlosti, proudnice a tvar hladiny. Cílem těchto optimalizací byla minimalizace složek relativních podélných sil F_{jet} a $F_{impulse}$.

Dále byly simulovány a optimalizovány průběhy plnění plavebních komor MPK a CPK, jejichž plnění bylo pomocí otvoru pod segmentovými vraty. V poslední části výzkumu na fyzikálních modelech proběhla simulace a optimalizace přímého plnění VPK pomocí otvorů ve vzpěrných vratech s ohledem na minimalizaci silového namáhání plavidel.

Optimalizace vývaru ve výsekovém modelu probíhaly bez plavidla, optimalizace plnění MPK, CPK a VPK pak probíhaly jak bez umístěných plavidel, tak

s návrhovými plavidly, kde byla v komoře umístěna plavidla o ponoru t_s od 1.4 do 2.2 m.

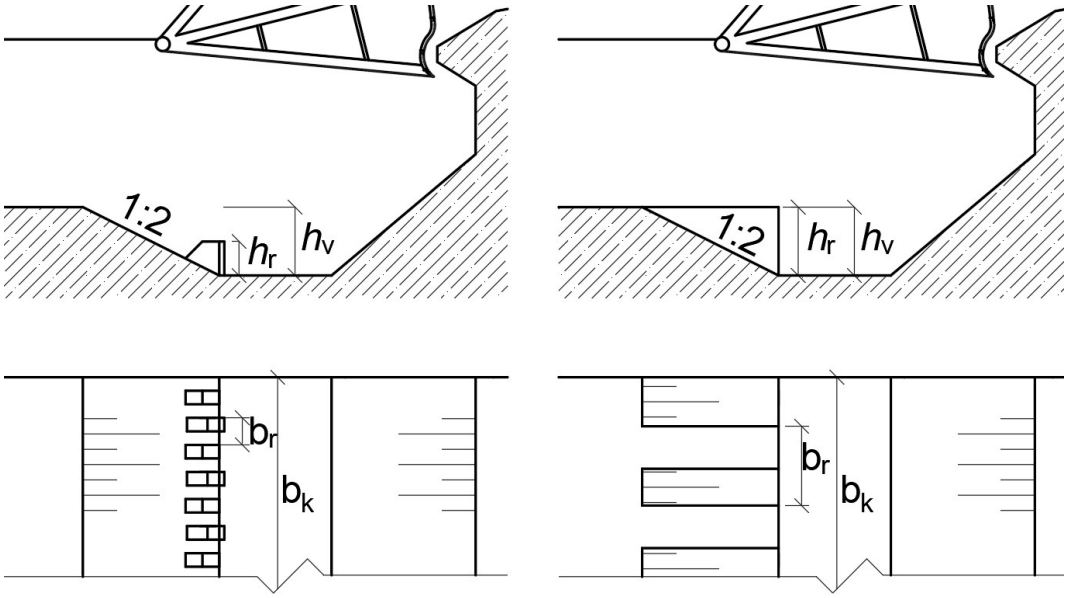
Celkem bylo na výsekovém modelu měřeno 30 různých ustálených situací během celého procesu plnění PK. Na objektovém modelu bylo provedeno více než 80 neustálených simulací přímého plnění PK.

4.5 Optimalizace vývaru pod horními vraty

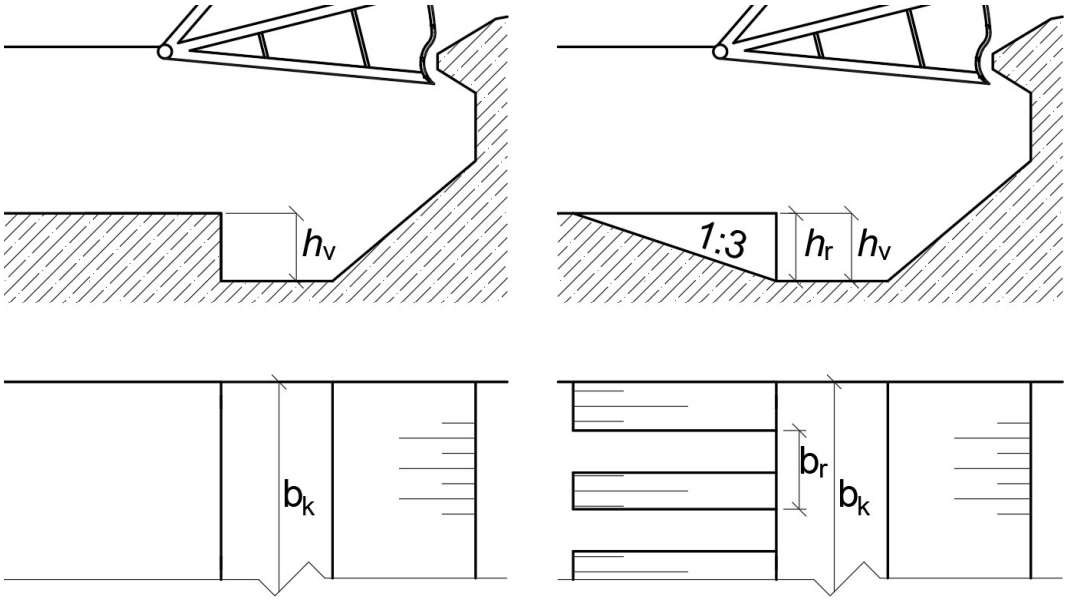
V rámci výzkumu na výsekovém modelu horního ohlaví byly postupně ověřeny celkem 4 varianty uspořádání vývaru hloubky h_v = 2 m a tlumících prvků s cílem zajistit optimální tlumení kinetické energie při proplavování plavidel a tím snížit silové namáhání plavidel F_{long} při přímém plnění MPK a CPK, které se plnily pomocí otvoru pod segmentovými vraty. Jednalo se o následující varianty, které jsou zobrazeny na Obr. 4.7 a Obr. 4.8:

- **Var1** – výchozí návrh horního ohlaví, který vycházel ze základního uspořádání vývaru dle Čábelky (1976), autorem návrhu byla společnost Aquatis (2015). Poměr mezi výškou rozražeče h_r a hloubkou vývaru h_v byl 0.5. Poměr mezi šířkou rozražeče včetně mezery mezi dvěma rozražeči b_r a šířkou komory b_k byl 0.017. Poměr mezi šířkou rozražeče a mezerou mezi dalším rozražečem byl 1.0. Rozražeč tak měl rozměry 1.0 x 0.4 m. Tato varianta obsahovala celkem 30 rozražečů v patě závěrového prahu vývaru. Závěr vývaru byl ukončen protisklonem 1:2. Tuto variantu zobrazuje schéma na Obr. 4.7 vlevo.
- **Var2** – upravuje velikost a polohu tlumících prvků (rozražečů) původní varianty Var1. Poměr mezi výškou rozražeče h_r a hloubkou vývaru h_v byl 1.0. Poměr mezi šířkou rozražeče včetně mezery mezi dvěma rozražeči b_r a šířkou komory b_k byl 0.110. Poměr mezi šířkou rozražeče a mezerou mezi dalším rozražečem byl 0.8. Rozražeč tak měl rozměry 2.0 x 1.5 m a šířka mezi rozražeči byla 1.2 m. Toto rozmístění rozražečů má praktické opodstatnění, kde hodnota b_r je totožná jako rozteč slupic provizorního hrazení (2.7 m), které je typizováno na českých PK. Sklon ukončovacího prahu vývaru byl stejný jako u Var1 – 1:2. Tuto variantu zobrazuje schéma na Obr. 4.7 vpravo. Tato varianta byla dále modifikována na **Var2b**, kde byl upraven poměr mezi šířkou rozražeče a mezerou mezi dalším rozdažečem. Pro Var2b byl tento poměr roven 1.0.
- **Var3** – upravuje ukončení vývaru, kde místo tlumících prvků je vývar opatřen svislým prahem na celou výšku vývaru h_v. Variantu s uzávěrovým prahem zobrazuje schéma na Obr. 4.8 vlevo.

- **Var4** – vychází z Var2, kde bylo rozmístění tlumících prvků zcela totožné. Sklon ukončovacího prahu vývaru byl změněn z původního sklonu 1:2 na sklon 1:3. Tuto variantu zobrazuje schéma na Obr. 4.8 vpravo.



Obr. 4.7 Schéma příčného řezu a půdorysu vývaru, vlevo Var1, vpravo Var2



Obr. 4.8 Schéma příčného řezu a půdorysu vývaru, vlevo Var3, vpravo Var4

Veškeré pokusy na výsekovém modelu byly nastaveny jako ustálené, kde horní okrajovou podmínku tvořil měřený průtok do hydraulického žlabu při zajištění provozní úrovně hladiny vody manipulací segmentovými horními vraty PK. Dolní okrajová podmínka byla dána polohou hladiny v PK pro danou simulaci průběhu plnění. Nastavení dolní okrajové podmínky probíhalo pomocí hradel na konci hydraulického žlabu. Model se považoval za ustálený ve chvíli, kdy hladiny v nadjezí

h_u a v komoře h_k dosahovaly daných hodnot. Ustálení modelu trvalo vždy v desítkách minut, a to z toho důvodu, že plnění PK otvorem pod segmentovými vraty je z hydraulického hlediska výtok otvorem, který vždy vyžaduje dlouhé ustálení. Při takto definovaných ustálených pokusech bylo možné dostatečně spolehlivě hodnotit hydrodynamické poměry na začátku užitné délky PK (ZUD). V dalších částech PK jsou již rychlostní poměry samozřejmě zkreslené, protože dolní vrata jsou ve skutečnosti uzavřená.

Na modelu byly měřeny zejména podélné rychlosti ve vybraném profilu. Základní rovina snímání podélných rychlostí byla zvolena ve vzdálenosti 4.0 m za počátkem užitné délky PK, kde byly na základě prvních pokusných měření identifikovány maximální hodnoty podélných rychlostí. Rychlosti byly v této rovině snímány v ose PK a při obou jejích okrajích. Ve svislém směru byly rychlosti snímány po 1.0 m. Tímto způsobem tak byla vytvořena síť 15 měřených bodů ve vybraném profilu. Dále byly sledovány proudnice v místě začátku užitné délky PK. Proudové pole bylo sledováno pomocí sítě bavlnek, z kterých následně byly vykresleny proudnice. Síť bavlnek a vyhodnocených proudnic zobrazují Obr. 4.9 až Obr. 4.13. Dále byly opticky sledovány průběhy hladin jednotlivých variant.

Hodnoty rychlostí byly vyhodnoceny primárně pro přímé rychlé plnění malé plavební komory. Na MPK byly sledovány dva režimy plnění – rychlé (rychlost otvírání uzávěru $v = 0.0050\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$), kde kritériem byla max. síla v úvazném lanu určená 0D modelem a pomalé ($v = 0.0025\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$), kde kritériem byla max. rychlost vzestupu hladiny na $1\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$ určená opět 0D modelem. Neustálený průběh plnění v tomto režimu byl kvantifikován hydraulickým výpočtem dle kapitoly 2.3.1 Nula-rozměrné modely. Na základě tohoto výpočtu vyplývá, že maximální měrný přítok q do MPK při rychlém otvírání uzávěru byl $2.55\ \mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$ a nastal při hladině vody v PK komoře h_k na úrovni 5.36 m. Tento okamžik byl vybrán jako kritický z pohledu podélných rychlostí na počátku užitné délky PK a byl simulován v ustáleném režimu na výsekovém modelu. Tento postup umožnil změřit hodnoty podélných rychlostí ve všech měrných bodech zobrazených v Obr. 4.9 až Obr. 4.13 a v Tab. 5. Rychlostní poměry byly dále kvantifikovány pro další charakteristické stavy odpovídajících plnících průtoků a poloh hladiny vody v PK, které byly předpočítány hydraulickým výpočtem.

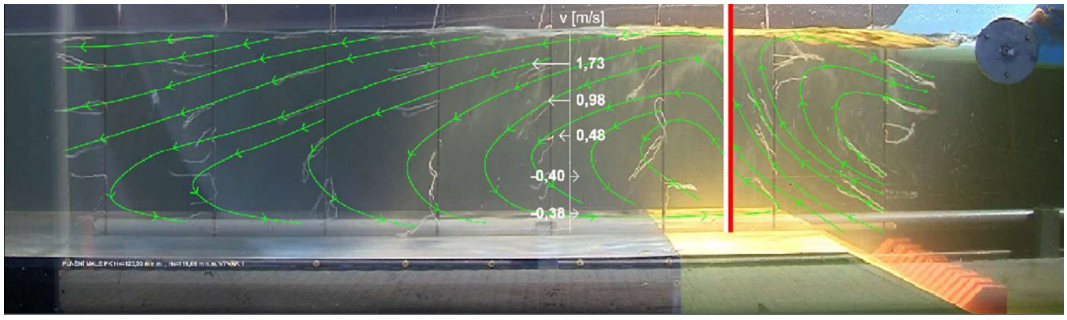
Z měření vyplynulo, že při pomalém plnění plavebních komor MPK a CPK ($v = 0.0025\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$) jsou na počátku užitné délky z pohledu plavidel velmi komfortní podmínky, kterým odpovídaly maximální podélné rychlosti na začátku užitné délky v_{zud} do $0.5\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$.

Tab. 5 Rychlost v místě ZUD 1 m pod hladinou

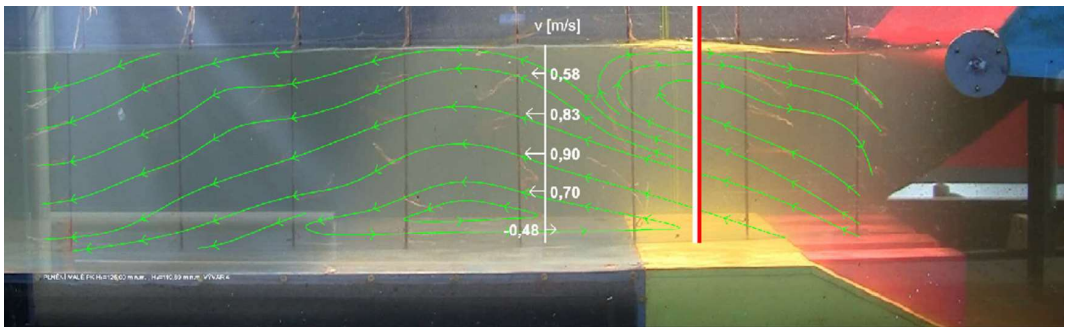
Pokus	h_k **[m]**	q **[m²·s⁻¹]**	***Var1***	***Var2***	***Var2b***	***Var3***	***Var4***
			v_{zud} **[m·s⁻¹]**	v_{zud} **[m·s⁻¹]**	v_{zud} **[m·s⁻¹]**	v_{zud} **[m·s⁻¹]**	v_{zud} **[m·s⁻¹]**
MPK v=0.0050 m·s⁻¹	*5.36*	*2.55*	*1.73*	*0.58*	*0.54*	*2.33*	*0.75*
	6.36	*2.29*	*1.69*	*0.36*	*-0.78*	*2.12*	*-1.28*
	7.36	*1.99*	*1.13*	*-0.63*	*-0.97*	*1.60*	*-1.17*
	8.36	*1.64*	*0.55*	*-0.56*	*-0.81*	*1.51*	*-0.85*
MPK v=0.0010 m·s⁻¹	*8.01*	*1.22*	*0.56*	*-0.32*	*-0.70*	*1.34*	*-0.78*
VPK v=0.0010 m·s⁻¹	*5.22*	*2.59*	*2.11*	*0.48*	*0.54*	*2.40*	*-0.79*

Pozn. Kladný směr rychlosti je ve směru proudění do plavební komory.

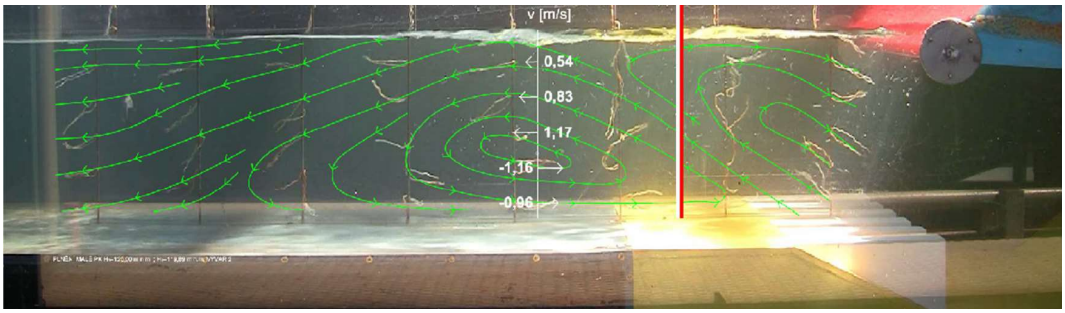
Jako nejvhodnější byla vyhodnocena varianta Var2, která vykazovala nejklidnější poměry na počátku PK s nejmenšími podélnými rychlostmi. Podobně se jevila také varianta Var2b, která však při vyšších hladinách v PK vykazovala v hladinové vrstvě výrazné proudění směrem k horním vratům. Tento jev byl ještě intenzivnější u varianty Var4. Varianty Var1 a Var3 byly vyhodnoceny jako nevhodné, protože hodnoty podélných rychlostí překračovaly 1.5 m·s^{-1} a vedly by k nadměrným hodnotám F_{jet} a F_{frict}.



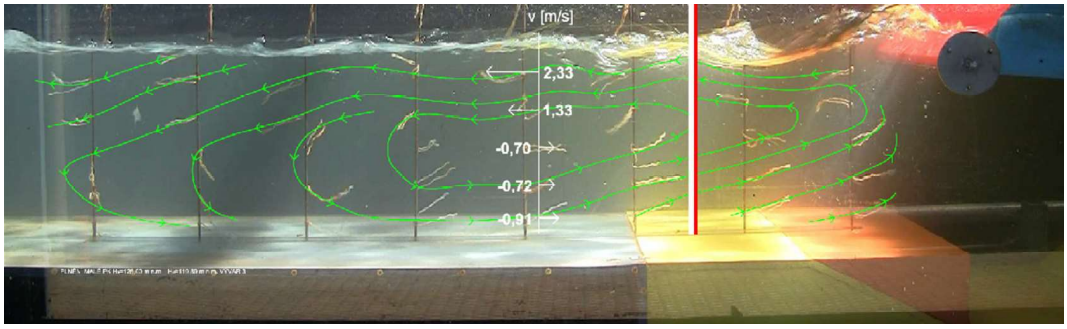
Obr. 4.9 Var1 – Proudnice pro rychlé plnění MPK



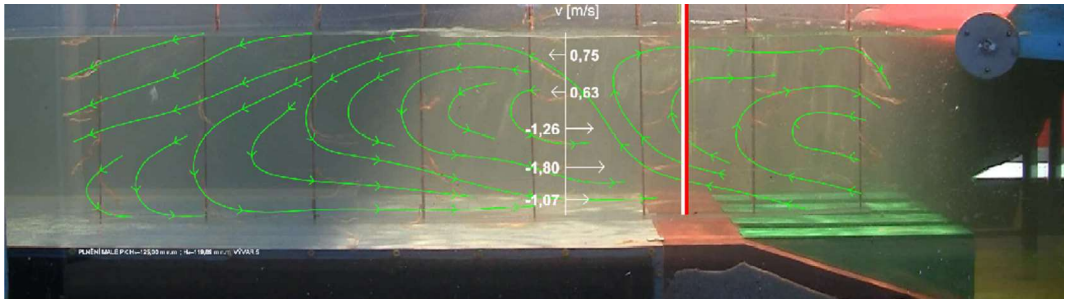
Obr. 4.10 Var2 – Proudnice pro rychlé plnění MPK



Obr. 4.11 Var2b – Proudnice pro rychlé plnění MPK



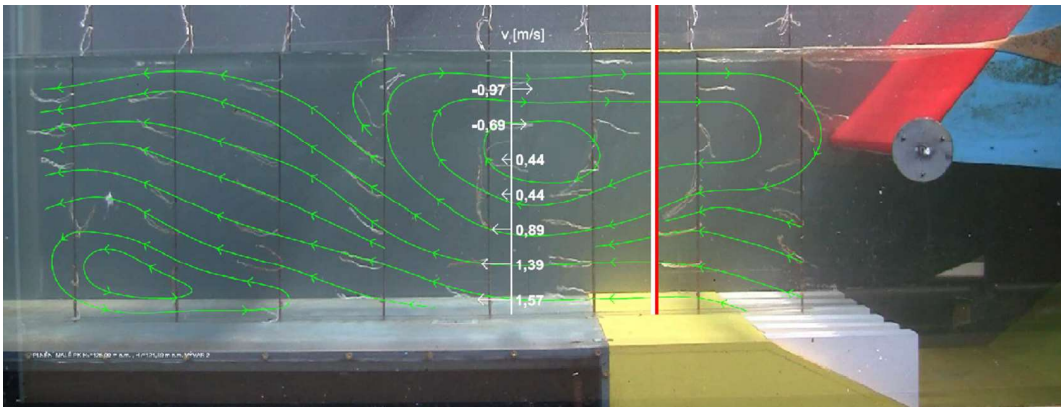
Obr. 4.12 Var3 – Proudnice pro rychlé plnění MPK



Obr. 4.13 Var4 – Proudnice pro rychlé plnění MPK

Při vyšší kótě hladiny v PK h_k > 7 m jednotlivé varianty vykazovaly v hladinové vrstvě výrazné proudění směrem k horním vratům.

Následující Obr. 4.14 znázorňuje proudové pole varianty Var2b při hladině vody v PK h_k = 7.36 m, kdy bylo dosaženo největších rychlostí směrem k horním vratům.



Obr. 4.14 Rychlostní pole na začátku PK (h_k = 7.36 m)

Tato situace je velice nevhodná z pohledu rekreačních plavidel umístěných na začátku užitné délky. U plavidel délky l_s < 35 m docházelo k svévolnému pohybu směrem k vratům PK, což by mohlo způsobit náraz nevyvázaného plavidla do vrat. V reálném provozu však musí být všechna proplavaná plavidla vždy vyvázána.

Předpoklad, který je brán pro zjednodušené určení silových účinků na plavidla (Čábelka, 1976), kdy jsou složky silového namáhání F_{jet}, F_{frict} a $F_{impulse}$ zanedbávány z toho důvodu, že jsou malé a F_{jet}, F_{frict} jsou proti síle $F_{impulse}$ zde proto nemusí být platný a celkově přispívají k velikosti F_{max}.

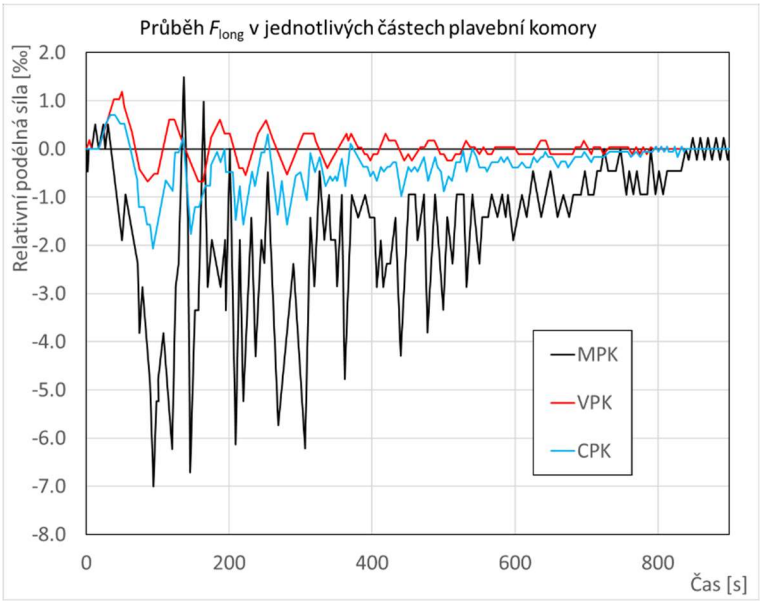
4.6 Přímé plnění plavební komory pomocí segmentových vrat

Tato kapitola se věnuje neustáleným simulacím přímého plnění CPK užitné délky l_{ud} = 200 m a MPK l_{ud} = 41.5 m na fyzikálním modelu v měřítku 1:20. Další parametry PK vycházejí z *Tab. 4*. V plavební komoře byla umístěna návrhová plavidla délky l_s = 135 m, šířky b_s = 2 x 10.45 m a ponoru t_s =1.4–2.2 m. Pohled na model s plavidly je zobrazen na Obr. 4.15. Konfigurace horního ohlaví vycházela z kapitoly 4.5 Optimalizace vývaru pod horními vraty, kde byla vyhodnocena jako optimální varianta vývaru Var2. Pro simulaci přímého plnění PK byl segmentový uzávěr v horním ohlaví vybaven pohybovacím mechanismem v podobě počítačem řízeného lineárního motoru, který umožňoval naprogramování libovolného režimu manipulace s uzávěrem, viz. Obr. 4.6 vlevo.

Obr. 4.15 Pohled na model s umístěnými plavidly

Hlavními cíli experimentů bylo zjistit průběh silového namáhání plavidla F_{long} a ověřit vliv doby otvírání uzávěru na průběh F_{long} a velikost F_{max}. Dále byl sledován vliv délky PK l_k a ponoru plavidla t_s. Experimenty sloužily jako verifikační měření pro matematické modely. Pro experimenty přímého plnění CPK byly vybrány rychlosti otvírání uzávěru v = 0.0050, 0.0025, 0.0017, 0.0013, 0.0010 a 0.0008 $m \cdot s^{-1}$. Doba otvírání uzávěru byla T_z = 25–150 s.

Pomocí rozmístěných tlakoměrných sond bylo monitorováno relativní silové namáhání F_{long} v MPK, VPK a CPK. V následujícím grafu na Obr. 4.16 je znázorněn průběh plnění CPK s vyznačenými sklony v jednotlivých částech (MPK a VPK). Tato simulace probíhala s umístěnými plavidly s ponorem t_s = 1.4 m a rychlost otvírání uzávěru v = 0.0025 $m \cdot s^{-1}$.



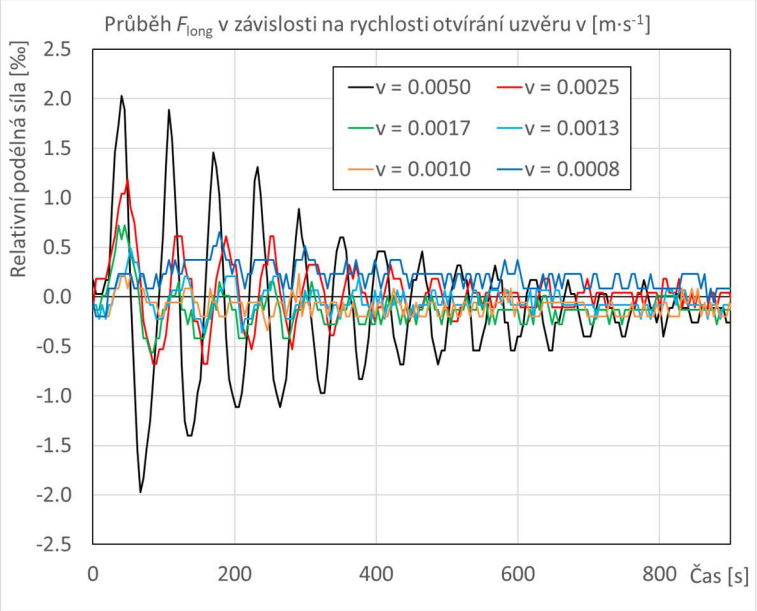
Obr. 4.16 Relativní silové namáhání F_{long} během přímého plnění v MPK, VPK a CPK (t_s = 1.4 m, v = 0.0025 $m \cdot s^{-1}$)

Z Obr. 4.16 vyplývá, že průběh se vyznačuje maximální amplitudou bezprostředně po otevření uzávěru, kdy je maximální změna přítoku do PK (d*q*/d*t*). Následně s poklesem změn přítoku do PK se amplitudy průběhu sklonů snižují k nule. Vlnová délka průběhu podélných sklonů je v podstatě konstantní a je ovlivněna nejvýrazněji délkou PK.

Výsledné hodnoty maximálních relativních sil F_{max} ve VPK a dob plnění CPK jsou pro jednotlivé rychlosti otvírání uzávěru uvedeny v Tab. 6. Průběhy F_{long} pro jednotlivé rychlosti otvírání *v* pro VPK jsou zobrazeny v grafu na Obr. 4.17.

Tab. 6 F_{max} a doba plnění T_c v závislosti rychlosti otvírání uzávěru v pro CPK

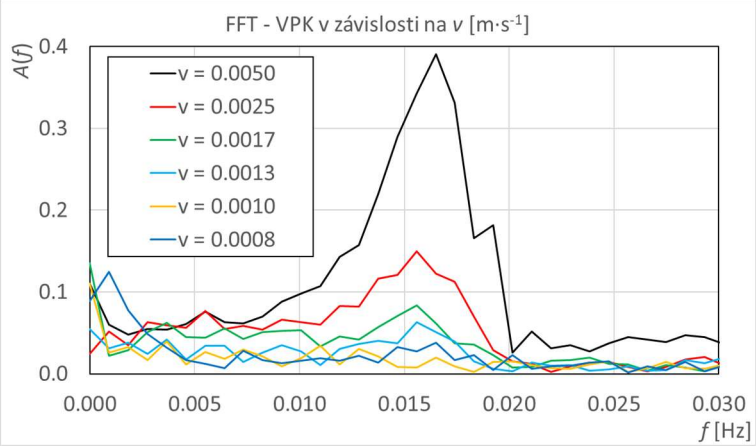
v *[m·s^{-1}]*	*0.0050*	*0.0025*	*0.0017*	*0.0013*	*0.0010*	*0.0008*
F_{max} *[‰]*	*2.03*	*1.18*	*0.72*	*0.49*	*0.34*	*0.30*
T_c *[s]*	*1025*	*1060*	*1080*	*1090*	*1110*	*1140*



Obr. 4.17 Vliv rychlosti otvírání uzávěru na celkovou velikost a průběh F_{long} v prostoru VPK při plnění CPK (otevřená střední vrata)

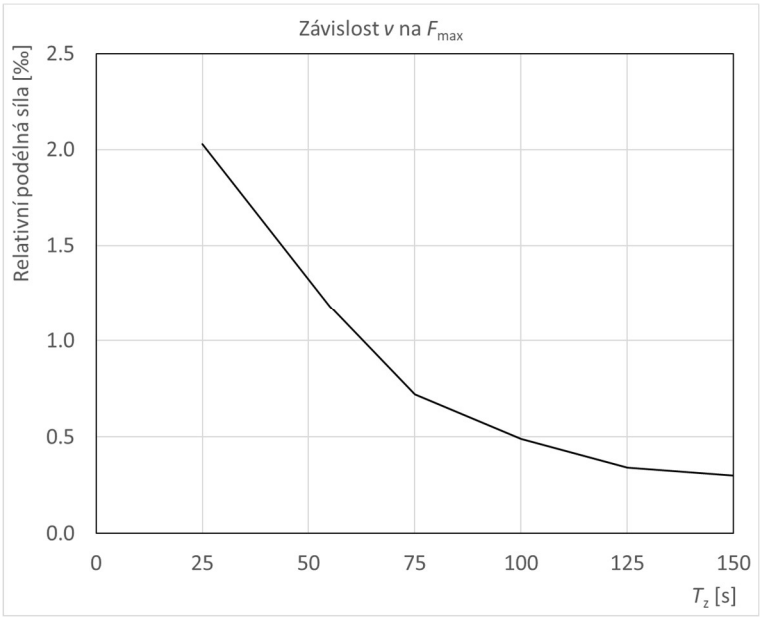
Z grafu na Obr. 4.17 je zcela zřejmé, že rychlost otvírání uzávěru *v* má vliv zejména na amplitudu, ale nemá žádný vliv na periodu, což také dokládá následující graf na Obr. 4.18. Graf na Obr. 4.18 zobrazuje Rychlou Fourierovu transformaci (Fast Fourier Transform – FFT), pomocí které je možné určit frekvenci periodického pohybu (Verelst et al., 2018). Na grafu je také zřejmé, že čím větší je amplituda, tím je i větší síla signálu *A*(*f*). Frekvence průběhu F_{max} je $f = 0.016$ Hz, což odpovídá periodě $T_k = 1/f = 62.5$ s. Při nižších rychlostech otvírání uzávěru, kde je čas otvírání

uzávěru $T_z > 2T_k$, je periodicita téměř zcela vyrušena. Tento fakt je zřejmý u rychlostí otvírání uzávěru v = 0.0010 m·s^{-1} a v = 0.0008 m·s^{-1}. Vliv vyrušení periodicity je také přisouzen limitům fyzikálního modelu, kde přesnost snímání hladiny tlakovými sondami byla 1 mm, což odpovídalo přesnosti snímání relativní síly 0.15 ‰.



Obr. 4.18 FFT pro plnění CPK

Dále byl sledován vliv doby otvírání uzávěru T_z na maximální sílu F_{max}. Graf na Obr. 4.19 tento vliv zobrazuje a je zřejmé, že závislost má logaritmický tvar. Je tak možné při několika málo měření odvodit správný čas (rychlost) otvírání uzávěru pro dosažení požadované maximální relativní síly F_{max}.

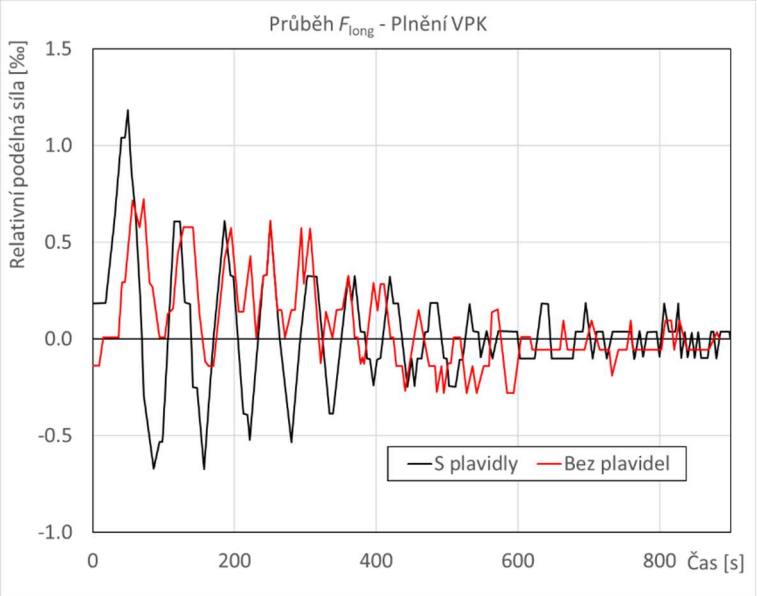


Obr. 4.19 Závislost F_{max} na dobu otvírání uzávěru

Fošumpaur a kol. (2016) se věnovali výzkumu dlouhých obtoků na totožné komoře CPK. Dospěli k závěrům, že při plnění CPK systémem dlouhých obtoků byla při celkovém čase plnění T_c = 1125 s maximální relativní podélná síla F_{max} = 0.5 ‰.

V místě VPK pak byla maximální hodnota F_{max} = 0.4 ‰. Srovnáním těchto hodnot s výsledky dosaženými při přímém plnění CPK dle Tab. 6 vyplývá, že při přímém plnění lze dosáhnout prakticky stejných parametrů plnění a sklonů ve VPK. Naopak z hlediska silového namáhání F_{max} v místě MPK a CPK je výhodnější nepřímé plnění pomocí dlouhých obtoků.

Dále byl zkoumán vliv plavidel v PK na průběh relativní síly F_{long}. Při rychlosti otvírání uzávěru v = 0.0025 m·s^{-1} je maximální relativní podélná síla s dvěma návrhovými soupravami F_{max} = 1.18 ‰, naopak při prázdné PK je menší, a to F_{max} = 0.72 ‰. Tento výsledek je souladu s předpoklady uvedenými v kapitole 2 Literární rešerše: Určení silových účinků na plavidla. Průběh F_{long} ve VPK s plavidly t_s = 1.4 m a bez plavidel v PK znázorňuje Obr. 4.20.

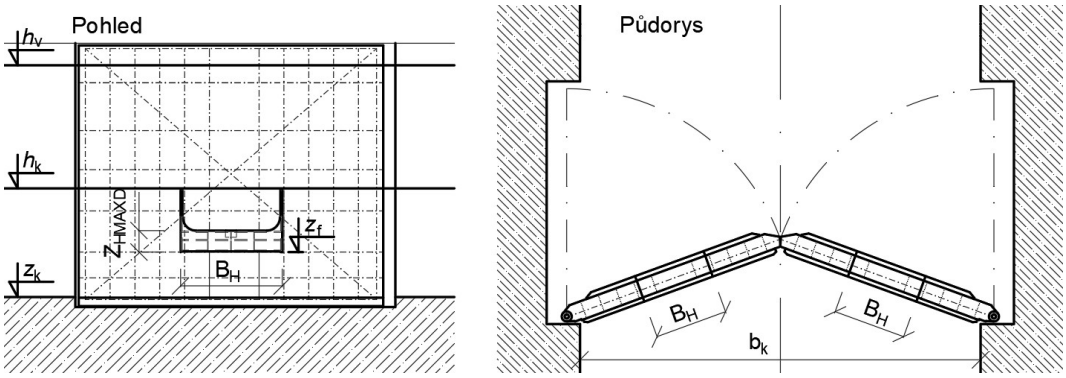


Obr. 4.20 Průběh F_{long} s plavidly (t_s = 1.4 m) a bez plavidel pro v = 0.0025 m·s^{-1} v prostoru VPK při plnění CPK (otevřená střední vrata)

Aby bylo možné určit korelaci mezi průběhem F_{long} s plavidly a bez plavidel, bylo by nutné provést další série pokusů. Může to být návrh na další podrobný výzkum z oblasti plavebních komor.

4.7 Přímé plnění plavební komory pomocí vzpěrných vrat

Tato kapitola se věnuje plnění VPK, které probíhalo otvory ve vzpěrných vratech. Délka VPK byla l_k = 158.5 m, ostatní parametry VPK pak byly totožné s *Tab. 4*. Schéma vrat a plnicích otvorů je zobrazeno na Obr. 4.21.

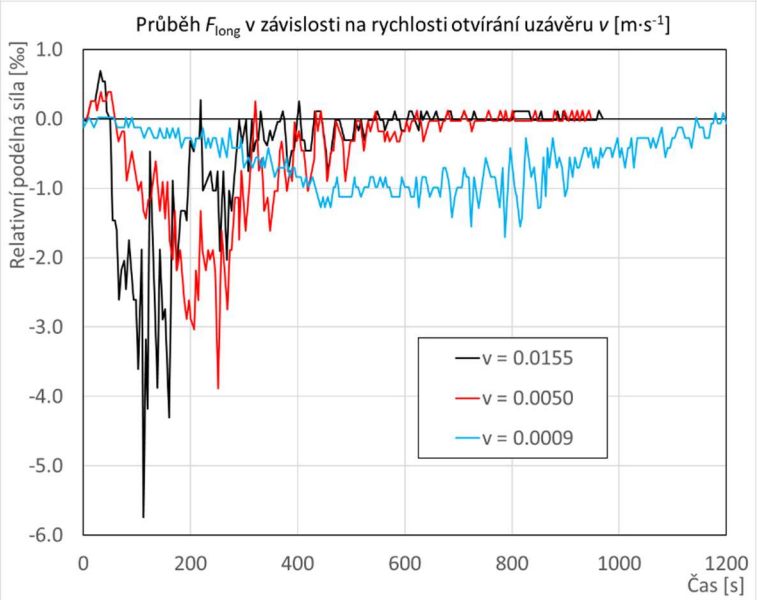


Obr. 4.21 Schéma vzpěrných vrat a plnících otvorů

Plnící otvory byly umístěny symetricky v polovině každé vrátně. Celkově plnění probíhalo dvěma plnícími otvory, které směřovaly proti sobě. Šířka každého plnícího otvoru byla B_H = 4.5 m, maximální výška plnícího otvoru byla Z_{HMAXD} = 1.0 m. Dolní hrana otvoru byla ve výšce z_f = 2.0 m.

V první fázi byly testovány lineární režimy otvírání uzávěrů plnících otvorů s rychlostmi otvíráni v = 0.0155, 0.0050 a 0.0009 m·s^{-1}. Na Obr. 4.22 jsou znázorněny průběhy relativních podélných sil F_{long} ve VPK. Z analýzy je zřejmé, že ani při lineárním otvírání uzávěrů rychlostí v = 0.0009 m·s^{-1} není možné dosáhnout limitních hodnot maximální relativní síly F_{max} dle *Tab. 1*. Pro VPK (Třída vodní cesty dle CEMT je Va) je limitní F_{max} = 0.75 ‰. Při plnění při rychlosti otvírání uzávěrů v = 0.0009 m·s^{-1} je však maximální hodnota F_{max} = 1.70 ‰.

V porovnání s plněním MPK a VPK, které probíhalo otvorem pod segmentovými vraty dochází při plnění otvory ve vzpěrných vratech k většímu silovému namáhání, které není způsobeno pouze sílou vyvolanou translační vlnou F_{transl}, ale také sílou vzniklou poklesem hladiny vlivem hybnosti $F_{impulse}$. Tato síla je zřetelná v grafu na Obr. 4.22, kde je patrný systematický náklon hladiny směrem ke středním vzpěrným vratům během celé doby plnění.



Obr. 4.22 Průběhy F_{long} ve VPK při přímém plnění

K poklesu maximální hodnoty F_{max} může dojít snížením přítoku do PK (dq/dt), na který má při stejném spádu H a stejném typu plnícího otvoru vliv plnící plocha otvoru a_h. Při zmenšení a_h zákonitě dojde k delšímu času plnění PK T_c. Delší čas plnění pak snižuje kapacitu vodní cesty, což není vhodné (Liao, 2018). Dalšími možnostmi, jak snížit maximální sílu F_{max} jsou nelineární manipulace (Čábelka, 1976, Šulek, Kinczer, 2018, 2019) nebo optimalizace plnícího otvoru ve vzpěrných vratech (Deltares, 2016, Verelst et al., 2018).

4.7.1 Nelineární manipulace

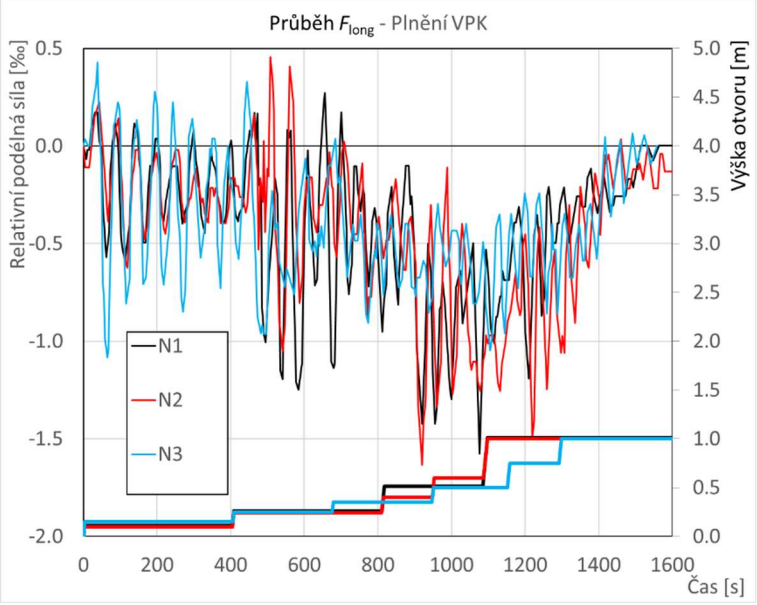
Z důvodu snížení maximálních hodnot relativního silového namáhání F_{max} bylo přistoupeno k nelineárním manipulacím realizovaných postupným otvíráním stavítek plnících otvorů ve vratech. Předmětem optimalizace bylo nalezení optimální sekvence zdvihů a časových prodlev uzávěrů během přímého plnění VPK. Jako výsledná rychlost pro pohyb uzávěrů stavítek byla zvolena rychlost v = 0.04 m·s^{-1}, která odpovídá obvyklým provozním podmínkám na skutečných plavebních komorách na Labsko-vltavské vodní cestě.

Na základě hydraulického výpočtu dle kapitoly 2.3.1 Nula-rozměrné modely a měření plnění VPK bylo vytipováno sedm variant, které obsahovaly nelineární manipulace s dvěma až šesti zdvihy. Následující Obr. 4.23, zobrazuje F_{long} ve VPK během vybraných tří variant nelineárních manipulací. Příslušné režimy pohybu stavítek uvádí následující Tab. 7.

Tab. 7 Nelineární manipulace pro tři vybrané varianty

Rychlost zdvihu stavítka:	***v = 0.0400 m·s^{-1}***					
Varianta:	***N1***		***N2***		***N3***	
Zdvih:	***Výška zdvihu***	***Prodleva***	***Výška zdvihu***	***Prodleva***	***Výška zdvihu***	***Prodleva***
	[m]	***[s]***	***[m]***	***[s]***	***[m]***	***[s]***
1. zdvih	*0.10*	*402*	*0.10*	*402*	*0.15*	*402*
2. zdvih	*0.25*	*402*	*0.25*	*402*	*0.25*	*268*
3. zdvih	*0.50*	*268*	*0.40*	*134*	*0.35*	*268*
4. zdvih	*1.00*		*0.60*	*134*	*0.50*	*201*
5. zdvih			*1.00*		*0.75*	*134*
6. zdvih					*1.00*	
T_c *[s]*	*1500*		*1500*		*1560*	
F_{max} *[‰]*	*1.97*		*1.68*		*1.23*	

Z tabulky vyplývá, že nejvhodnější nelineární manipulací je manipulace N3, která předpokládá šest zdvihů během celé doby plnění T_c. Při prodloužení doby plnění o 4 % lze dosáhnout cca 60% silového namáhání F_{max} ve srovnání se standardní lineární manipulací.



Obr. 4.23 Nelineární manipulace N1, N2 a N3

Obr. 4.23 znázorňuje průběh relativní podélné síly F_{long}, kde je zřejmý vliv výšky (plochy) plnícího otvoru na amplitudu F_{long}. K nalezení zcela optimální nelineární manipulace by bylo vhodné provést celou řadu pokusů, které by vycházely z předchozích experimentů a postupně by jednotlivé zdvihy uzávěru byly optimalizovány. Tento postup optimalizace na fyzikálním modelu by byl však časově

extrémně náročný. Mnohem vhodnější se pro optimalizaci nabízí využití matematického modelování, kde je možné na správně zkalibrovaném modelu provést celou řadu simulací s použitím vhodné optimalizační metody.

Z grafu na Obr. 4.23 je také patrný vliv síly $F_{impulse}$, která je způsobena poklesem hladiny bezprostředně za plnícím otvorem. Tato složka síly F_{long} je závislá na průtoku q do PK a také na tvaru a poloze plnícího otvoru. Pro snížení síly $F_{impulse}$ je vhodné správně navrhnout a optimalizovat tvar plnícího otvoru.

4.7.2 Optimalizace plnícího otvoru ve vzpěrných vratech

Verelst et al. (2017) a Vercruysse et al. (2018) doporučují pro účinnější tlumení kinetické energie, a tím i snížení sil $F_{impulse}$ a F_{jet} využít tyčové prvky vložené do plnících otvorů. Tyčové prvky umístěné v plnícím otvoru pak plní funkci rozražeců, které kontinuální proud tříští do většího prostoru. Tím se pak snižuje rychlost proudu a jeho účinek na příď proplavovaných plavidel, což má přímý vliv zejména na síly $F_{impulse}$ a F_{jet}. Veškeré výzkumy pro instalaci tyčových prvků v plnícím otvoru vzpěrných vrat se však vztahují na použití na PK nízkého spádu $H < 3$ m. Při vyšších spádech při vložení tyčových prvků může docházet k vibracím celé konstrukce vzpěrných vrat, což by mělo za následek sníženou životnost této konstrukce. Tuto hypotézu je však nutné ověřit při pokusech in-situ, protože tento jev není možné věrně simulovat na fyzikálním modelu.

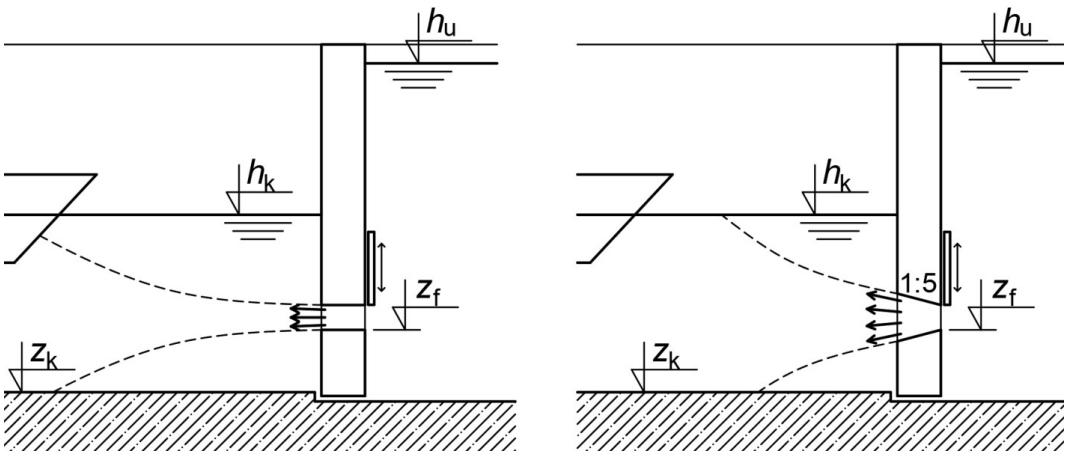
Pro optimalizaci plnícího otvoru ve vratech PK je možné dle dostupné literatury (Vrijburcht et al., 2000, Deltares, 2016) provést několik modifikací:

a) kónické rozšíření plnícího otvoru ve vratech,
b) snížit polohu otvoru ve vratech směrem ke dnu,
c) nasměrování vedení v prostupu směrem ke dnu,
d) realizace vývaru a rozrážečů ve dně pod vraty.

Vzhledem ke konfiguraci vzpěrných vrat není technicky vhodné realizovat vývar a rozražeče za plnícím otvorem, tak jako v předchozí kapitole 4.5 Optimalizace vývaru pod horními vraty. Z tohoto důvodu se výzkum dále věnoval modifikacím a) a b).

V rámci optimalizace bylo realizováno celkem 6 variant. Jednotlivé varianty spočívaly v kónickém rozšíření otvoru ve vertikálním a horizontálním směru v úhlu odklonu 1:5 dle Obr. 4.24 vpravo z původního rovného otvoru dle Obr. 4.24 vlevo. Dále pak byla testována poloha dolní hrany otvoru ve variantách $z_f = 2.0$ m a $z_f = 1.0$ m. Jednotlivé varianty a výsledné hodnoty maximální relativní síly F_{max} obsahuje Tab. 8. Veškeré pokusy byly realizovány pro výslednou nelineární

manipulaci N3 plnění VPK, která je popsána v předešlé kapitole 4.7.1 Nelineární manipulace.



Obr. 4.24 Schéma rovného otvoru (vlevo) a kónického rozšíření plnícího otvoru (vpravo) ve vzpěrných vratech VPK

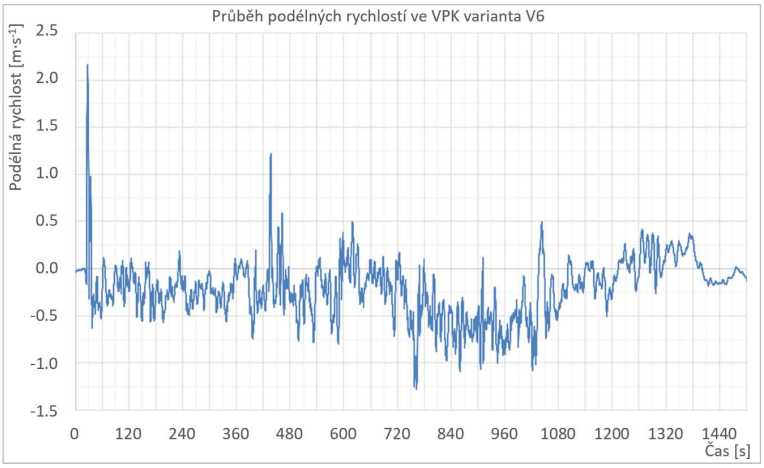
Tab. 8 Porovnání variant s úpravou plnících otvorů

Varianta	***Typ otvoru***	z_f ***[m]***	F_{max} ***[‰]***
V1	*rovný otvor*	*2.0*	*1.44*
V2		*1.0*	*1.26*
V3	*horizontálně rozšířený otvor*	*2.0*	*1.40*
V4		*1.0*	*1.16*
V5	*horizontálně a vertikálně rozšířený otvor*	*2.0*	*1.29*
V6		*1.0*	*0.94*

Na základě výsledků dle Tab. 8 jasně vyplývá tendence snižování síly $F_{impulse}$ ve VPK pro varianty se sníženou polohou plnících otvorů. Nejnižšího silového namáhání F_{max} bylo dosaženo pro variantu V6, kde byl plnící otvor horizontálně a vertikálně rozšířen se snížením spodní hrany na $z_f = 1.0$ m. Tato úprava je znázorněna na Obr. 4.25.

Obr. 4.25 Detail úpravy plnících otvorů s horizontálním a vertikálním rozšířením na fyzikálním modelu – Varianta V6

Dále byly pro variantu V6 vyšetřeny rychlostní poměry u dna přídě návrhové soupravy před plnícími otvory. Měření bylo realizováno ultrazvukovou sondou ADV a výsledky této analýzy jsou znázorněny na Obr. 4.26, ve kterých jsou vyneseny rychlosti v podélném směru (v ose VPK). Kladný směr rychlosti je ve směru proudění během plnění.



Obr. 4.26 Průběh podélných rychlostí v ose VPK na počátku užitné délky v hloubce ponoru t_s = 1.4 m během plnění varianty V6

Na Obr. 4.26 je vidět převažující záporný směr proudění, tedy velikost složky síly způsobená nárazem proudu F_{jet} byla po většinu času plnění nulová. Záporné rychlosti zde ukazují na svislý vír, kde voda jde tryskem z plnícího otvoru a nad ním se dělá úplav se zpětným prouděním. Kladných hodnot rychlostí v místě plavidla bylo dosaženo pouze bezprostředně po manipulaci s uzávěrem, kdy je síla $F_{impulse}$ dosahuje nejvyšších hodnot. Tím, že síla F_{jet} a $F_{impulse}$ mají v tomto případě opačný směr, docházelo tak k redukci F_{max} přibližně o celou sílu F_{jet}, která je dána rovnicí (Stockstill 2002):

$$F_{\mathrm{jet}} = \frac{1}{2}\rho\, C_{\mathrm{d}}\, t_{\mathrm{s}}\, b_{\mathrm{s}}\, v_{\mathrm{zud}}\, |v_{\mathrm{zud}}|, \tag{25}$$

kde C_d je součinitel tvaru lodě.

5 MATEMATICKÉ MODELOVÁNÍ

Cílem matematického modelování je pomocí modelu s využitím podobnosti mezi reálným a abstraktním systémem popsat chování skutečného fyzikálního jevu. Získaný popis jevu je však více či méně přesnou aproximací skutečného stavu, který je natolik složitý, že ho nelze vyjádřit analyticky. Za účelem numerické aproximace řešení jsou používány diskretizační metody, které nahrazují systém diferenciálních rovnic za algebraické, které se řeší pomocí výpočetní techniky. V této kapitole je pozornost zaměřena na 1D a 3D modelování přímého plnění PK.

5.1 1D modelování

V této kapitole jsou popsány a ověřovány 1D matematické modely, které se používají v inženýrské praxi. Jejich výhodou je dostupnost, jelikož většina z nich je open source. Další výhodou jsou malé nároky na výpočetní techniku. Proto jsou vhodné i k optimalizační analýze návrhu přímého plnění PK.

Verelst et al. (2018) porovnává matematické modely VUL_SLUIS, LOCKFILL, LOCKSIM a DELFT3D. Tyto modely byly však testovány pouze na spád do 3 m (Verelst et al. 2018, Deltares, 2016). V rámci našeho výzkumu byly testovány dva 1D přístupy modelování silového namáhání plavidel pro spády do cca 5 m, a to superpozice vln a 1D Saint Venant.

5.1.1 1D Saint Venant

Pro simulaci průběhu silového namáhání F_{long} v PK byl využit jednoduchý 1D model založený na aproximaci Saint Venantových rovnic. Přístup je založen na předpokladu dominantního proudění a sklonů hladiny v podélném směru PK a možnosti aproximace hloubky a rychlosti středními hodnotami pro jednotlivé příčné řezy. Vztah mezi průtokem Q [$m^3 \cdot s^{-1}$] a plochou příčného profilu A [m^2] je dán rovnicí kontinuity (26) a pohybovou rovnicí (27):

$$\frac{\partial A}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} = q_0, \frac{\partial Q}{\partial t} + \beta \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{Q^2}{A}\right) + gA\frac{\partial h}{\partial x} \tag{26}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \beta \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{Q^2}{A}\right) + gA\frac{\partial h}{\partial x} = gA(S_0 - S_e - S_f), \tag{27}$$

kde q_0 [$m^2 \cdot s^{-1}$] je boční přítok (u nás nulový), β [-] je Boussinesqův koeficient, h [m] je hloubka vody, S_0 [-] je sklon dna (v našem případě nulový), S_e [-] je místní ztráta rozšířením/zúžením příčného průřezu a S_f [-] je ztráta třením. Příčná plocha $A = b_k \cdot h_k$.

V případě přímého plnění je na počátku PK bezprostředně za plnícím otvorem v horních vratech přítok do komory realizován úzkou štěrbinou u dna a předpoklad střední profilové rychlosti pomocí 1D schematizace je nepřesný. Proto je použita modifikace pomocí Boussinesqova koeficientu, který byl zjednodušeně uvažován poměrem $\beta = A/A_{jet}$, kde A_{jet} [m^2] je příčná plocha proudu z otevřeného plnícího otvoru. Zvýšená hodnota β pak vede na snížení hladiny na počátku PK v prostoru plnícího proudu podobně jako ve skutečnosti. Tímto způsobem je zahrnuta silová složka $F_{impulse}$.

Pro simulaci ponoru plavidel v PK byl využit zjednodušený přístup, kdy příčná plocha je redukována o plochu ponořeného trupu plavidla $f_č$ [m^2]: $A = b_k \cdot h_k - f_č$. Tato úprava plochy A je provedena v příčných řezech, ve kterých je lokalizováno plavidlo. Implementace modelu byla připravena pomocí programu HEC-RAS.

5.1.2 Superpozice vln

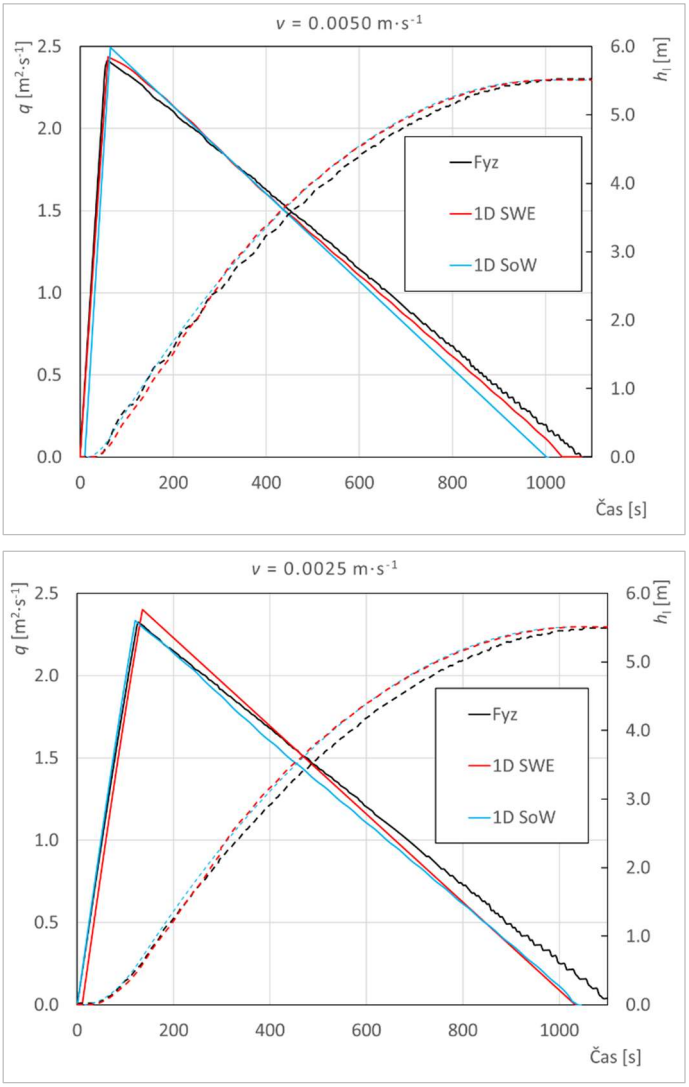
Metodou superpozice vln (SoW) je možné určit podélné síly na lodě způsobné všemi složkami sil na základě určení dílčích vln. Tato metoda umožňuje výpočet různých systémů plnění a prázdnění např. otvory ve vratech PK, otvory vzniklými zvednutím uzávěru komory nebo krátkými obtoky umístěných ve zdech PK (Deltares, 2016). Pomocí superpozice vln se vypočítávají translační vlny dle okamžitých změn průtoku během přímého plnění nebo v krátkých obtocích pomocí SWE rovnic. Ostatní silové složky v PK jsou modelovány pomocí formulace 1D modelu založeného na matematickém popisu dílčích vln, které jsou generovány v jednotlivých časových krocích výpočtu. Kromě toho je možné v metodě superpozice vln využít možnosti parametrizace jednotlivých proměnných (Verelst et al., 2018, Deltares, 2016). Implementace modelu superpozice vln byla připravena pomocí programu Lockfill.

5.2 Verifikace 1D modelu

5.2.1 Přímé plnění segmentovými vraty

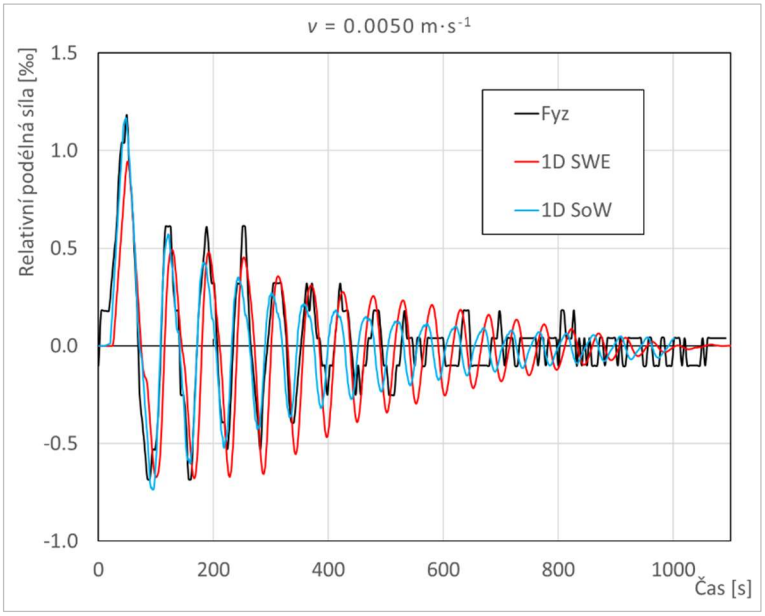
Pro potřeby verifikace byly sestaveny 1D matematické modely v programech LOCKFILL (Superpozice vln – SoW) a HEC-RAS (Saint Venant – 1D SWE) pro přímé plnění plavební komory CPK otvorem pod segmentovými vraty. Základní konfigurace CPK vycházela z *Tab. 4*. V PK byla umístěna návrhová plavidla délky l_s = 135 m, šířky b_s = 2 x 10.45 m a ponoru t_s =1.4–2.2 m. Rychlost otvírání otvoru pod vraty byla volena v rozmezí v = 0.001–0.01 m·s^{-1}. Na Obr. 5.1 je znázorněn

průběh hladiny v PK a plnícího měrného průtoku pro varianty v = 0.0050 a 0.0025 m·s^{-1} pro jednotlivé přístupy.

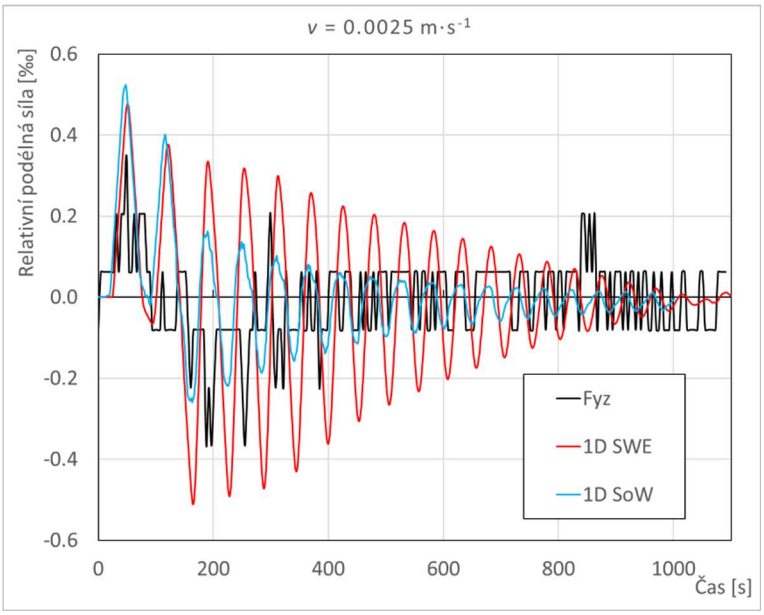


Obr. 5.1 Průběh průtoku q (plná) a hladiny h_l (čárkovaná) v čase pro jednotlivé přístupy

Z Obr. 5.1 jsou názorně vidět minimální rozdíly mezi modelovanými a měřenými hodnotami průtoků q (0–2.5 m^2·s^{-1}) a průběhy hladin během plnění h_l (0–5.56 m). V grafu je také patrný celkový čas plnění pro jednotlivé přístupy. Maximální odchylky hodnoty kulminačního průtoku q_{max} byly do 2.5 %. Dále byla porovnána relativní podélná síla F_{long} působící na plavidla, viz Obr. 5.2 a Obr. 5.3.



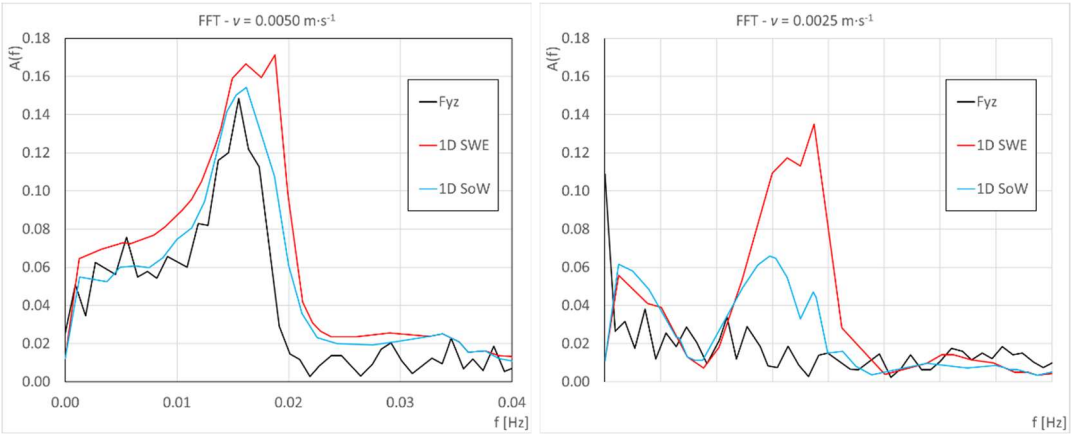
Obr. 5.2 Graf průběhu relativní síly F_{long} pro jednotlivé varianty v = *0.0050 m·s^{-1}*



Obr. 5.3 Graf průběhu relativní síly F_{long} pro jednotlivé varianty v = *0.0025 m·s^{-1}*

V případě otvírání uzávěru rychlostí v = 0.0050 m·s^{-1} (Obr. 5.2) byla patrná velmi dobrá shoda po celou dobu plnění. Metoda superpozice vln dosahovala oproti 1D Saint Venant přístupu lepší shody maximálního sklonu hladiny v PK. Oba matematické přístupy vykazovaly delší periodu vlny v řádu jednotek procent, což způsobuje změnu frekvence harmonického oscilačního průběhu, která je patrná od času plnění cca T = 500 s. Pro pokus s pomalým otvíráním vrat v = 0.0025 m·s^{-1} (Obr. 5.3) nebyla shoda obou matematických přístupů s fyzikálním modelem tak jednoznačná.

Dále byla pomocí FFT zpracována frekvenční analýza, která kvantifikuje periodické vlastnosti oscilace silového namáhání dle jednotlivých přístupů. Z Obr. 5.4 vyplývá pro rychlost otvírání vrat v = 0.0050 m·s^{-1} výborná shoda hlavní frekvence silového namáhání. Maximální intenzita signálu $A(f)$ je pro všechny přístupy při frekvenci přibližně f = 0.016 Hz, což odpovídá periodě silového namáhání přibližně T_k = 62 s, která je vizuálně patrná také z Obr. 5.2 a Obr. 5.3. Při pokusu s otvíráním vrat v = 0.0025 m·s^{-1} není u fyzikálního modelu hlavní frekvence vůbec patrná. Tento fakt lze připsat limitům měření na fyzikálním modelu, a vyrušením jednotlivých vln vlivem dlouhého otvírání uzávěru $T_z > 2T_k$.



Obr. 5.4 Frekvenční analýza vlevo v = 0.005 m·s^{-1}, vpravo v = 0.0025 m·s^{-1}

5.2.2 Přímé plnění vzpěrnými vraty

Na základě výsledků verifikace plnění pomocí segmentového uzávěru bylo dále přistoupeno k verifikaci plnění otvory ve vzpěrných vratech, kterému se věnuje kapitola 4.7 Přímé plnění plavební komory pomocí vzpěrných vrat.

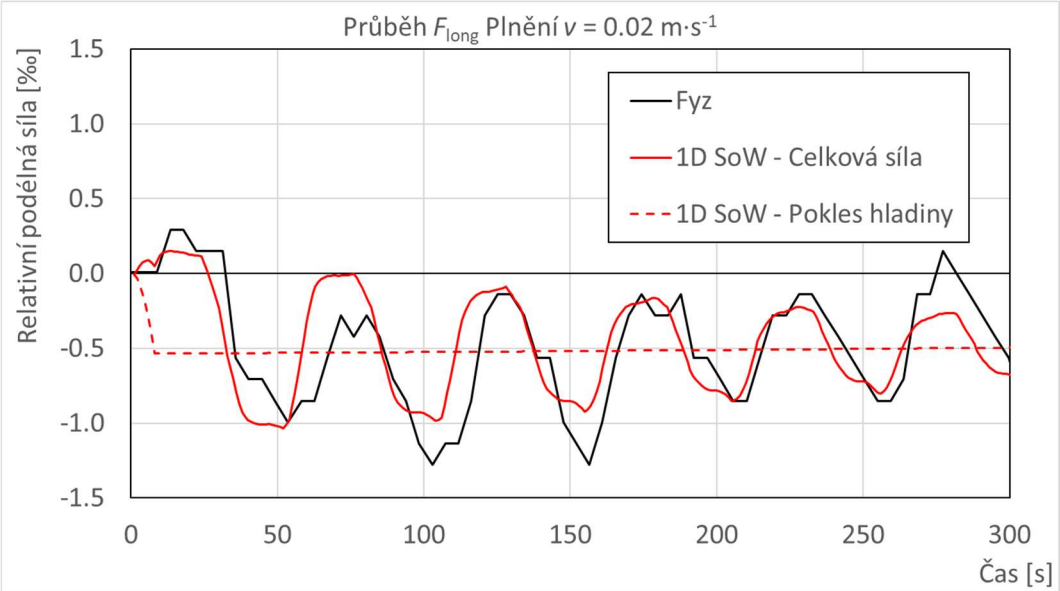
V první fázi proběhla kalibrace lineárního otvírání plnících otvorů. Základní parametry komory a umístěných plavidel jsou zobrazeny v Tab. 9. Plnění probíhalo otvory ve vzpěrných vratech, kdy v každé vrátni byl jeden otvor o rozměrech 4.5 x 1 m. Dolní hrana otvoru byla ve výšce z_f = 1.0 m. Plnící otvor je po délce vrat rozšířen ve sklonu 1:5. dle výsledů kapitoly 4.7.2 Optimalizace plnícího otvoru ve vzpěrných vratech. Schéma vzpěrných vrat je znázorněno na Obr. 4.21.

Tab. 9 Základní parametry testované plavební komory VPK a umístěných plavidel

Geometrie	***Parametr***	***hodnota***
Hladina v nadjezí (horní rejdě)	h_u	*10.47 m*
Počáteční hladina v plavební komoře	h_k	*5.56 m*
Dno plavební komory	z_k	*0.0 m*
Délka plavební komory	l_{VPK}	*158.5 m*
Šířka plnícího otvoru	B_h	*2x4.5 m*

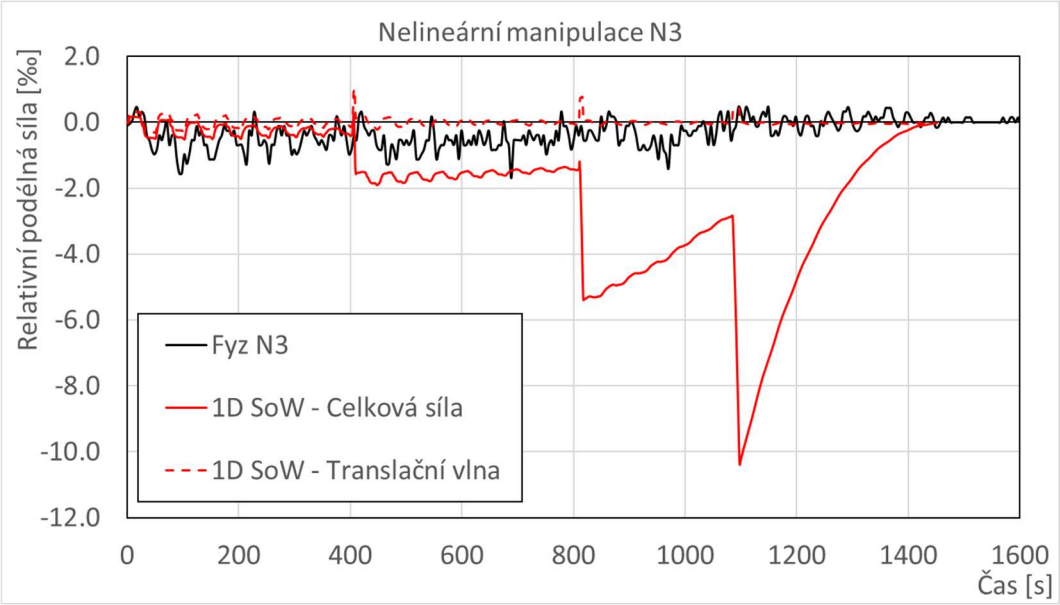
Geometrie	Parametr	hodnota
Výška plnícího otvoru	Z_{HMAXD}	*1.0 m*
Rychlost otvírání uzávěru	v	*0.02 m/s*
Šířka plavidla	b_s	*2x10.45 m*
Délka plavidla	l_s	*135.0 m*
Ponor	t_s	*1.4 m*
Vzdálenost přídě od plnícího otvoru	x_s	*5.2 m*

Verifikace proběhla v programu Lockfill, který na rozdíl od programu HEC-RAS umožňuje plynulé otvírání uzávěru a nelineární manipulace. Následující graf na Obr. 5.5 zobrazuje porovnané relativní síly F_{long} v prvních 300 s při plnění otvorem šířky Z_{HMAXD} = 0.1 m. V grafu je zobrazena síla F_{long} z vyhodnocení na fyzikálním modelu. Dále jsou zobrazeny průběhy silového namáhání z 1D modelu. Graf zobrazuje celkové síly F_{long} a síly $F_{impulse}$, která vzniká poklesem hladiny vlivem hybnosti.



Obr. 5.5 Graf průběhu relativní síly pro fyzikální model s 1D Superpozici vln. Pokles hladiny pod vraty vyvozuje sílu $F_{impulse}$

Dále byla prověřena možnost simulování nelineárních manipulací pomocí metody 1D superpozice vln v programu Lockfill, který umožňuje změnu polohy uzávěru v libovolném čase plnění. Verifikační měření bylo zvoleno dle optimální simulace z fyzikálního modelu (kapitola 4.7 Přímé plnění plavební komory pomocí vzpěrných vrat) pro nelineární manipulaci N3, která byla nastavena na šest zdvihů během celé délky plnění T_c. Konfigurace PK a umístěných plavidel byla nastavena dle Tab. 9.



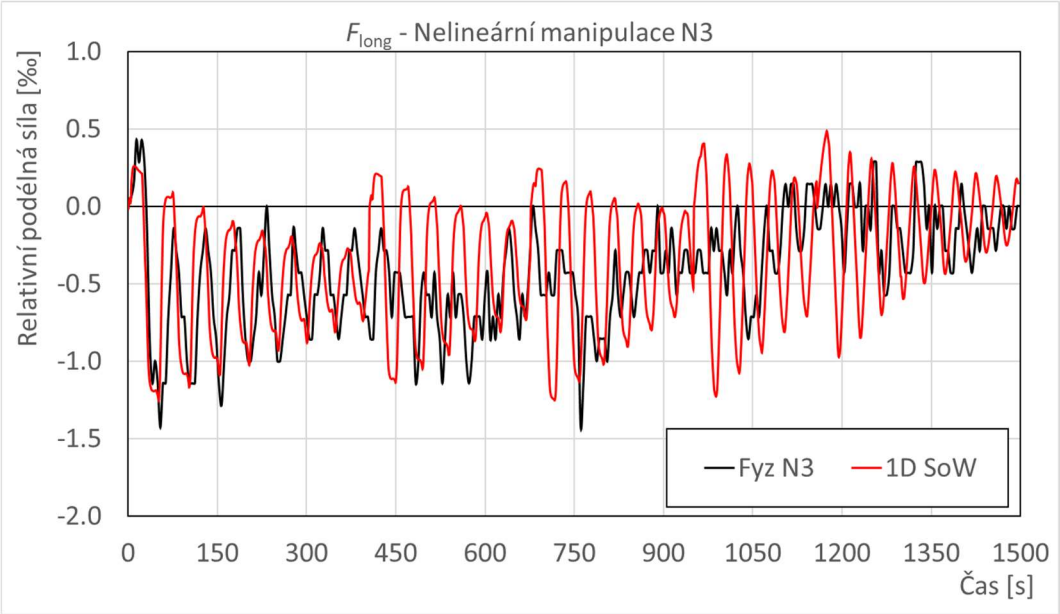
Obr. 5.6 Průběh relativního silového namáhání pro nelineární manipulaci N3

Graf na Obr. 5.6 zobrazuje pokus o verifikaci plnění PK s nelineární manipulací N3. Graf kromě průběhu relativní podélné síly na fyzikálním modelu zobrazuje průběh síly způsobené translační vlnou F_{transl} a celkovou relativní podélnou sílu F_{long} z 1D modelu superpozice vln. V grafu je zcela zřejmý chybný průběh relativní podélné síly F_{long} z 1D modelu. Zvyšující se rozdíl v rámci jednotlivých manipulací v časech cca 400, 800 a 1100 je způsoben sílou $F_{impulse}$, která je vyvolána poklesem hladiny vlivem hybnosti v podélném směru. Dále je znatelný pokles amplitudy vlny F_{transl} v čase, který však nesouhlasí s amplitudou na fyzikálním modelu.

Síla $F_{impulse}$ je ovlivněná zejména velikostí plnícího otvoru a jeho úhlem. Dále je tato síla ovlivněna polohou plavidla vůči plnícímu otvoru. Chybné určení síly $F_{impulse}$ při nelineární manipulaci je způsobeno zejména zadanou plochou plnícího proudu A_{BB}, která do modelu vstupuje jako konstanta a nelze tak při zdvižení uzávěru měnit. Chybný průběh amplitudy translační vlny F_{sg} při nelineárních manipulacích nelze jednoduše určit, a to z důvodu že program není open-source.

Nelineární manipulace lze pomocí metody superpozice vln určit pomocí postupného spouštění programu s měnícími okrajovými podmínkami během výpočtu. Okrajové podmínky se mění vždy v průběhu manipulace uzávěru, pro nelineární manipulaci N3, je tak nutné pustit program celkem 6x. Výpočet při manipulaci s uzávěrem musí převzít čas plnění a tomu odpovídající hladinu v komoře. Dále pak je nutné změnit výšku (plochu) plnícího otvoru a nově určit parametr A_{BB}. Takto sestavený výpočet je zobrazen v grafu na Obr. 5.7. Na grafu je zobrazen průběh relativní síly F_{long} pro dva identické fyzikální pokusy a pomocí 1D výpočtu, který je spouštěn v krocích. V grafu je patrná větší maximální výchylka v čase po první a druhé nelineární manipulaci (od času 405 s a 675 s). Tento jev je

způsoben tím, že ve skutečnosti při nelineární manipulaci dochází k superponování jednotlivých translačních vln a mohou se tak i částečně vyrušit. Zatímco při opětovném spouštění programu v časech změn plochy plnícího otvoru se přeruší aktuální stav vlnění hladiny v PK, jinými slovy nepřebírají se správné počáteční podmínky. Výpočet relativně zachovává průběh F_{long} a je možné určit maximální silové namáhání F_{max} během plnění s nelineárními manipulacemi.



Obr. 5.7 Porovnání průběhu F_{long} pro fyzikální a 1D model nelineárních manipulací

Pro další výzkum nelineárních manipulací při přímém plnění PK by bylo vhodné upravit algoritmus modelu superpozice vln nebo implementovat princip nelineárních manipulací v modelu založeném na SWE rovnicích.

5.3 3D modelování

3D matematické modely proudění tekutin neboli Computational Fluid Dynamics (CFD) vychází z fyzikálního popisu pohybu tekutiny, který je dán základními hydrodynamickými principy: zákon zachování hmoty (rovnice kontinuity) a hybnosti (pohybové rovnice). Ty lze vyjádřit matematicky pomocí rovnice kontinuity (28) a pohybových rovnic (29). Výsledné rovnice se souhrnně nazývají Navier-Stokesovy rovnice. Získáváme tak soustavu nelineárních parciálních diferenciálních rovnic. V případě turbulentního proudění jsou jednotlivé členy rozděleny na střední hodnotu a okamžitou fluktuační složku. Tím se v soustavě rovnic objevují další neznámé (korelace fluktuací tlaku a rychlosti) (Ansys, 2020, Příhoda, Louda, 2007, Vlček, 2013):

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \tag{28}$$

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = \rho \vec{g} - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V}, \tag{29}$$

kde:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\vec{V}) = \frac{\partial}{\partial t}(\vec{V}) + v_x \frac{\partial}{\partial x}(\vec{V}) + v_y \frac{\partial}{\partial y}(\vec{V}) + v_z \frac{\partial}{\partial z}(\vec{V}), \tag{30}$$

$$\nabla^2(\vec{V}) = \frac{\partial^2}{\partial^2 x}(\vec{V}) + \frac{\partial^2}{\partial^2 y}(\vec{V}) + \frac{\partial^2}{\partial^2 z}(\vec{V}). \tag{31}$$

Rovnice kontinuity a Navier-Stokesova rovnice se v CFD nejčastěji řeší pomocí metody časového středování (Reynolds Averaged Navier-Stokes – RANS). Metody RANS modelují všechny velikosti turbulentních vírů a řeší tedy časově zprůměrované hodnoty proudění, což výrazně snižuje výpočetní nároky, a zároveň obvykle poskytují požadovanou úroveň přesnosti. Simulace je provedena pomocí Navier-Stokesových rovnic středovaných podle Reynoldse. Každou náhodnou veličinu tak lze rozdělit na její střední hodnotu a fluktuaci:

$$u_{\mathrm{i}}(x,t) = \overline{u_{\mathrm{i}}}(x,t) + u'_{\mathrm{i}}(x,t). \tag{32}$$

Vyjádříme-li Navier-Stokesovy rovnice pro střední hodnoty a použijeme-li Reynoldsova pravidla pro střední hodnoty, pak dostaneme Reynoldsovsky středované Navier-Stokesovy rovnice:

$$\rho\left(\frac{\partial \overline{u_{\mathrm{i}}}}{\partial t} + \overline{u_{\mathrm{k}}}\frac{\partial \overline{u_{\mathrm{i}}}}{\partial x_{\mathrm{k}}}\right) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_{\mathrm{i}}} + \frac{\partial}{\partial x_{\mathrm{j}}}\left(\mu \frac{\partial \overline{u_{\mathrm{i}}}}{\partial x_{\mathrm{j}}}\right) + \frac{\partial \mathrm{R_{ij}}}{\partial x_{\mathrm{j}}}, \tag{33}$$

kde $\mathrm{R_{ij}} = -\rho\overline{u'_{\mathrm{i}}u'_{\mathrm{j}}}$ je Reynoldsův tenzor napětí, který nelze vyjádřit pomocí již daných proměnných. Odvozování rovnic je nutné v určitém kroku zastavit a tenzor nejvyššího řádu aproximovat pomocí členů řádu nižšího nebo jiným způsobem. Nejčastěji se aproximuje člen druhého řádu. Veškeré fluktuace reprezentované v rovnicích Reynoldsovým tenzorem napětí je tak nutno modelovat modelem turbulence.

Jednou z klasických metod modelování Reynoldsových napětí je Boussinesquova hypotéza o turbulentní viskozitě. Tato hypotéza je základem celé skupiny turbulentních modelů. Podle této hypotézy je napětí v tekutině, které přísluší derivační anizotropní části Reynoldsových napětí úměrné střední rychlosti deformace částice tekutiny analogickým způsobem jako je tomu u vazkých sil. Konstantou úměrnosti je turbulentní viskozita μ_{t} (Ferziger, Peric, 2002):

$$\tau_{ij} = -\rho\overline{u'_i u'_j} = \tau_t = \mu_t \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}, \tag{34}$$

kde τ_{ij} je tensor Reynoldsových napětí a τ_t je turbulentní napětí. Obecně je tento předpoklad vyjádřen vztahem:

$$-\rho\overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\rho\delta_{ij}\ ;\ k = \frac{1}{2}\overline{u'_i u'_j}, \tag{35}$$

kde *k* je turbulentní kinetická energie.

Toto zjednodušení nahrazuje tenzor Reynoldsových napětí (šest neznámých), které vzniky po středování tensorem viskózních napětí, kde jedinou neznámou je turbulentní viskozita. Turbulentní viskozita je vlastnost proudění (nikoli kapaliny), je obecně funkcí polohy a času.

Turbulentní modely založené na Boussinesquově hypotéze turbulentní viskozity řeší hodnotu turbulentní viskozity pomocí dodatkových rovnic. Podle počtu diferenciálních rovnic, které slouží k definici turbulentní viskozity je zvoleno základní pojmenování těchto modelů.

5.3.1 Turbulentní modely

Samotná podstata turbulence ještě není v současné době plně vyřešeným problémem, proto je nutné vzhledem ke složitosti používat zjednodušené modely (Vlček, 2013). Doposud nebyl vytvořen univerzálně platný model turbulence, naopak existuje celá řada modelů, které jsou vhodné pro určité úlohy. Vzhledem ke složitosti turbulence jsou modely založeny na empirických poznatcích.

Při řešení naprosté většiny praktických inženýrských úloh se využívá výše popsaná metoda RANS. Nejpoužívanější modely turbulence řešené metodou RANS jsou k-ε modely a k-ω modely a jejich modifikace a kombinace (Ansys, 2020, Příhoda, Louda, 2007, Vlček, 2013):

k-ε model

Model k-ε je dvourovnicový model turbulence, který umožňuje určení délkového i časového měřítka řešením dvou samostatných transportních rovnic. Tyto dvourovnicové modely jsou historicky nejpoužívanější modely turbulence pro průmyslové výpočty. Modely řeší transportní rovnice pro *k* a *ε* a modelují Reynoldsova napětí pomocí turbulentní viskozity podle Boussinesquovy hypotézy. Turbulentní vazkost je pak dána vztahem:

$$\mu_t = \overline{\rho}\sqrt{kL} = C_\mu \overline{\rho}\frac{k^2}{\varepsilon}. \tag{36}$$

Modelová transportní rovnice pro turbulentní energii *k* je:

$$\frac{\partial(\overline{\rho}\mathrm{k})}{\partial \mathrm{t}} + \frac{\partial(\overline{\rho}\overline{u_\mathrm{j}}\mathrm{k})}{\partial x_\mathrm{j}} = \frac{\partial}{\partial x_\mathrm{j}}\left[\left(\mu\frac{\mu_\mathrm{t}}{\sigma_\mathrm{k}}\right)\frac{\partial \mathrm{k}}{\partial x_\mathrm{j}}\right] - \overline{\rho}\varepsilon. \tag{37}$$

Modelová transportní rovnice pro disipaci energie ***ε*** je:

$$\frac{\partial(\overline{\rho}\varepsilon)}{\partial \mathrm{t}} + \frac{\partial(\overline{\rho}\overline{u_\mathrm{j}}\varepsilon)}{\partial x_\mathrm{j}} = \frac{k}{\varepsilon}C_{\varepsilon 1}P_\mathrm{k}\frac{\partial}{\partial x_\mathrm{j}}\left[\left(\mu\frac{\mu_\mathrm{t}}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_\mathrm{j}}\right] - \frac{k}{\varepsilon}C_{\varepsilon 2}\overline{\rho}\varepsilon, \tag{38}$$

kde P_k je produkce turbulentní energie. C_μ, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ jsou konstanty modelu. σ_ε, σ_k, jsou konstanty modelu – turbulentní Prandltova čísla pro *k* a ***ε***. Všechny konstanty lze určit pomocí jednoduchých případů proudění, nebo numerickou optimalizací.

Základní rovnice modelu k-ε (37, 38) je použitelná pouze v dostatečné vzdálenosti od obtékané stěny, kde je dostatečně velké Reynoldsovo číslo. V těsné blízkosti stěny jsou více tlumeny fluktuace rychlosti ve směru kolmém na stěnu. Turbulence zde nemá izotropní charakter ani v nejmenších vírech, kde probíhá disipace turbulentní energie, a proto nelze použít základní verzi modelu. Pro řešení oblasti proudění u stěny je možno použít několik způsobů:

- Použití tzv. stěnových funkcí, kde se okrajové podmínky nezadávají přímo na stěně, ale v bodě ležícího v logaritmické oblasti zákona stěny. Tento způsob nelze s dostatečnou přesností použít pro proudění s odtržením od stěny.
- Použití dvouvrstvého modelu k-L/k-ε, kde v oblasti u stěny je použit jednorovnicový model a dále od stěny je použit standartní model k-ε. Napojení obou modelů probíhá v logaritmické oblasti, kde bezrozměrná vzdálenost od stěny Re_y se přibližně rovná 150.
- Pro výpočet komplexního turbulentního proudění při složité geometrii (např. proudění v lopatkových mříží), je nutno modifikovat dvourovnicový model pro nízká turbulentní čísla Re, která umožní výpočet až k obtékané stěně. Děje se tak zavedením přídavných členů a tlumicích funkcí, které vstupují do transportních rovnic a s rostoucí vzdáleností od stěny se tlumící funkce blíží jedné a přídavné členy jdou k nule.

Model k-ε lze modifikovat na **RNG k-ε** model, který byl odvozen pomocí statistické metody tzv. renormalizačních grup (Renormalization Group Method – RNG). Oproti standartnímu k-ε modelu zahrnuje několik vylepšení. Má další člen R_ε v rovnici ***ε***, který zlepšuje přesnost při velkých rychlostech deformace. Zahrnuje

účinek vírů na turbulenci a zvyšuje tak přesnost pro vířivé proudění. Obsahuje analytický vzorec pro turbulentní Prandtlova čísla a analyticky odvozenou diferenciální rovnici pro efektivní viskozitu $\mu_{\mathrm{eff}} = \mu + \mu_{\mathrm{t}}$. Tyto vlastnosti činí model RNG přesnější a spolehlivější pro širší rozsah typů proudění, než standartní k-ε model (Ansys, 2020). Člen R_ε je dán rovnicí:

$$R_{\varepsilon} = \frac{C_{\mu}\overline{\rho}\eta^{3}(1-\eta/\eta_{0})}{1+\beta\eta^{3}}\frac{\varepsilon^{2}}{k}, \tag{39}$$

kde $\eta = S_k/\varepsilon$, $\eta_0 = 4.38$, β =0.012.

Další modifikací je **Realizable k-ε** model, který oproti standartnímu modelu k-ε má dvě významné odlišnosti. Obsahuje jinou formulaci pro turbulentní viskozitu a modifikovanou transportní rovnici pro ***ε***, která je odvozena z exaktní rovnice pro transport střední kvadratické fluktuace vířivosti. Výraz „Realizable“ znamená, že tento model plní určité matematické překážky u Reynoldsových napětí v souladu s fyzikou turbulentního proudění. Stejně jako model RNG, tak model Realizable přináší značné vylepšení oproti standartnímu modelu pro proudění s velkým zakřiveným proudem, víry či rotací. Provedené studie ukazují, že model Realizable poskytuje nejlepší výkon oproti ostatním modelům k-ε, a proto je jeho použití z těchto modelů nejvíc doporučováno. Jedním z nedostatků tohoto modelu ovšem je, že vytváří nefyzikální turbulentní viskozitu v situacích, kdy se výpočetní oblast skládá z rotační a stacionární zóny, které se používají například při simulaci otáčení míchadla (Ansys, 2016).

k-ω model

I když patří modely k-ε mezi nejrozšířenější modely turbulence, má použití rychlosti disipace pro vyjádření turbulentního měřítka některé nevýhody, které vyplývají z průběhu ***ε*** v blízkosti stěny. Jedna z alternativ je model k-ω. Tento model stejně jako model k-ε řeší dvě dodatkové diferenciální rovnice. Rychlostní měřítko turbulence je řešeno prostřednictvím turbulentní kinetické energie *k*, stejně jako u předchozího modelu. Délkové měřítko turbulence je však řešeno prostřednictvím nové veličiny zvané vířivost. Vířivost je míra rotace kapaliny v daném bodě proudového pole v jednotkách s^{-1}. Model vychází ze specifické rychlosti disipace $\omega = \varepsilon/k$ pro vyjádření turbulentního měřítka. Turbulentní vazkost je dána vztahem:

$$\mu_{\mathrm{t}} = \gamma\overline{\rho}\frac{k}{\omega}, \tag{40}$$

kde turbulentní kinetická energie je řešena prostřednictvím rovnice:

$$\frac{\partial(\overline{\rho}k)}{\partial t}+\frac{\partial(\overline{\rho}\overline{u}_{\mathrm{j}}k)}{\partial x_{\mathrm{j}}}=P_{\mathrm{k}}\frac{\partial}{\partial x_{\mathrm{j}}}\left[(\mu+\sigma^{*}\mu_{\mathrm{t}})\frac{\partial k}{\partial x_{\mathrm{j}}}\right]-\beta^{*}\overline{\rho}k\omega. \tag{41}$$

Vířivost je řešena diferenciální rovnicí:

$$\frac{\partial(\overline{\rho}\omega)}{\partial t}+\frac{\partial(\overline{\rho}\overline{u}_{\mathrm{j}}\omega)}{\partial x_{\mathrm{j}}}=\gamma\frac{\omega}{k}+\frac{\partial}{\partial x_{\mathrm{j}}}\left[(\mu+\sigma\mu_{\mathrm{t}})\frac{\partial\omega}{\partial x_{\mathrm{j}}}\right]--\beta^{+}\overline{\rho}\omega^{2}, \tag{42}$$

kde $P_{\mathrm{k}}=\tau_{\mathrm{ij}}\frac{\partial(\tilde{U}_{\mathrm{i}})}{\partial x_{\mathrm{j}}}$ představuje produkci turbulentní energie. Turbulentní napětí je dáno vztahem:

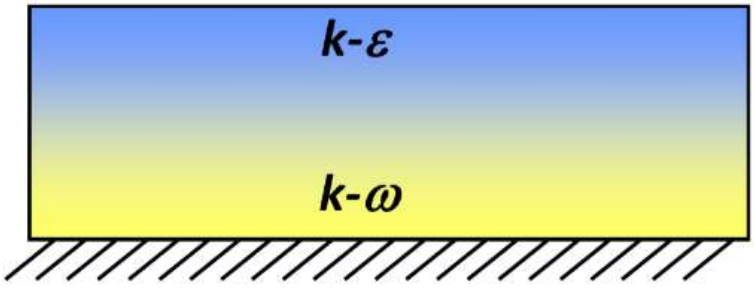
$$\tau_{\mathrm{ij}}=\left(\frac{\partial\tilde{U}_{\mathrm{i}}}{\partial x_{\mathrm{j}}}+\frac{\partial\tilde{U}_{\mathrm{j}}}{\partial x_{\mathrm{i}}}-\frac{2}{3}\delta_{\mathrm{ij}}\frac{\partial\tilde{U}_{\mathrm{k}}}{\partial x_{\mathrm{k}}}\right)-\frac{2}{3}\delta_{\mathrm{ij}}\overline{\rho}k, \tag{43}$$

kde γ, β^{*}, β^{+}, σ a σ^{*} jsou bezrozměrné konstanty.

Tento turbulentní model je vhodný pro proudění s nízkými Reynoldsovými čísly Re ≤ 200 000, a úlohy s přechodovým režimem proudění, kde není plně vyvinutá turbulence. Nevýhoda tohoto modelu je velká citlivost na podmínky ve volném proudu (proudění ve velké vzdálenosti od stěny). Tento model tak počítá poměrně přesně proudění v blízkosti stěny, ale naopak jeho přesnost klesá ve volném proudu. Jeho přesnost je tedy opačná vzhledem k modelu k-ε. Proto byly vyvinuty modely, které kombinují modely k-ω a k-ε. Jedná se o modely BSL k-ω a SST k-ω (Ansys, 2020, Příhoda, Louda, 2007, Vlček, 2013).

Kombinace modelů k-ω a k-ε

Tyto modely byly vytvořeny tak, aby efektivně spojily robustnost a přesnost modelu k-ω v oblastech blízko stěny s modelem k-ε, který lépe funguje ve volném proudění dále od stěn. Toho bylo dosaženo konvertováním modelu k-ε do formulace k-ω. Jsou použity oba modely zároveň a násobeny funkcí, která je rovna jedné blízko stěny, což aktivuje model k-ω, a nule daleko od stěny, což aktivuje transformovaný model k-ε viz Obr. 5.8.

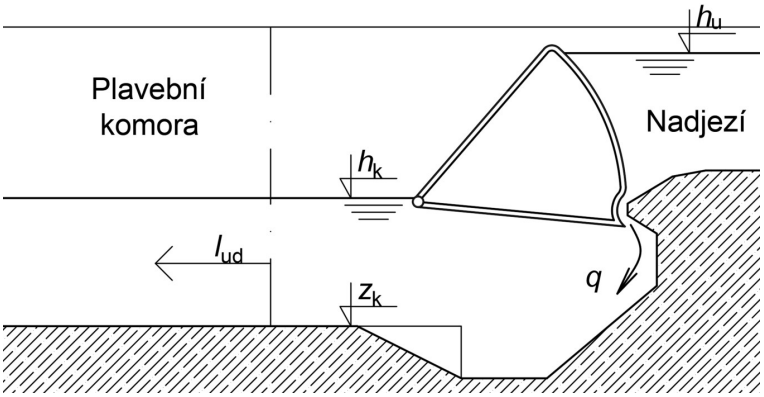


Obr. 5.8 Schéma funkce BLS k-ω a SST k-ω (Ansys, 2016)

SST k-ω (Shear Stress Transport) je modifikací základního modelu k-ω. Tento turbulentní model má modifikovanou diferenciální rovnici pro vířivost. Tato rovnice pak obsahuje nový člen, který je počítán poměrně složitými empirickými algebraickými vztahy. Turbulentní model má široké uplatnění zejména u lopatkových strojů, kde dochází k velkému namáhání kapaliny smykovým napětím a je nutno přesně určit bod odtržení a velikost oblasti zavíření, jedná se například o výpočty turbín, odstředivých čerpadel apod. V jiných aplikacích je přesnost tohoto modelu průměrná (Ansys 2020, Příhoda, Louda 2007, Vlček 2013).

5.4 3D modelování plnění plavební komory

Na základě naměřených dat na fyzikálním modelu dle kapitoly 4.4 Určení silového namáhání při přímém plnění plavební komory proběhla verifikace 3D modelu. Pro analýzu možnosti modelování průběhu plnění a silového namáhání byla vybrána konfigurace PK se segmentovými vraty (Obr. 5.9) a komorou délky 200 m bez umístěného plavidla. Simulace plnění PK s umístěnými plavidly je výpočetně mnohonásobně náročnější než bez plavidla (Frigo et al. 2019). Další nevýhodou výpočtu s umístěným plovoucím plavidlem je značná nestabilita výpočtu.

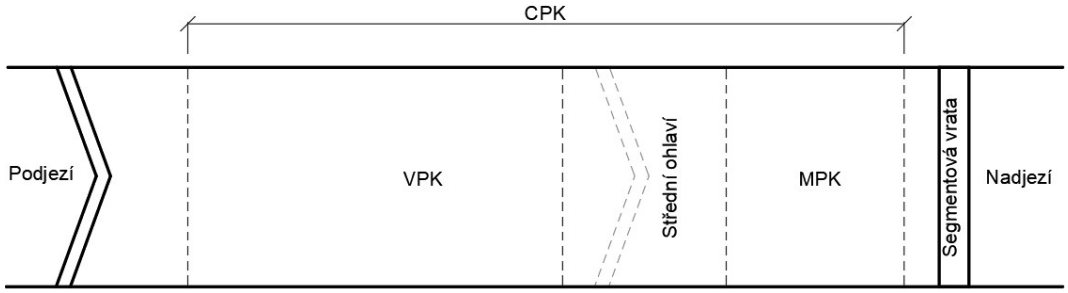


Obr. 5.9 Schéma horního ohlaví plavební komory se segmentovými vraty

Plavební komora je dle délky rozdělena na tři části, a to na malou část (MPK), velkou část (VPK) a celou plavební komoru (CPK), viz schéma na Obr. 5.10. Parametry komory a jejich částí byly dány tabulkou Tab. 10. V takto rozdělených částech je dále sledováno relativní silové namáhání F_{long}, které je vyjádřeno v ‰ podélného sklonu hladiny.

Tab. 10 Základní parametry testované plavební komory

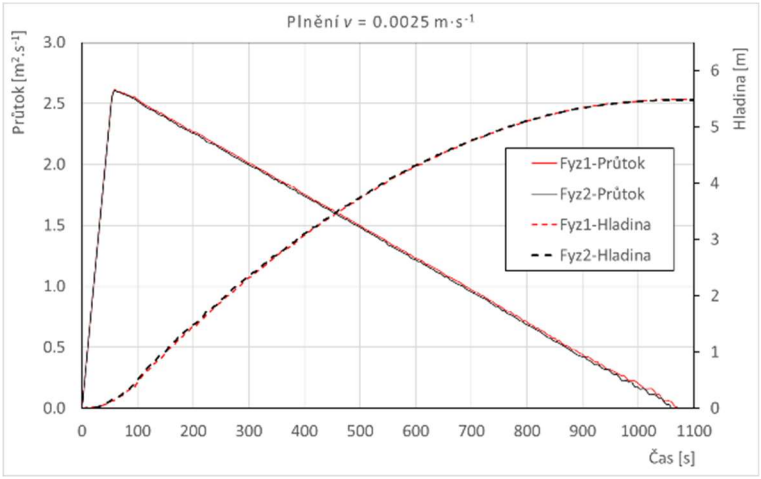
Geometrie	***Parametr***	***Hodnota***
Hladina v nadjezí (horní rejdě)	h_u	*10.47 m*
Počáteční hladina v plavební komoře	h_k	*4.91 m*
Dno plavební komory	z_k	*0.0 m*
Délka plavební komory	l_k	*222.0 m*
Užitná délka celé plavební komory	l_{CPK}	*200.0 m*
Užitná délka velké plavební komory	l_{VPK}	*135.0 m*
Užitná délka malé plavební komory	l_{MPK}	*41.5 m*
Délka plnícího otvoru	b_h	*24.0 m*
Šířka plnícího otvoru	l_h	*0.3 m*
Rychlost otvírání uzávěru	v	*0.0025 m·s^{-1}*



Obr. 5.10 Schéma rozložení jednotlivých částí plavební komory

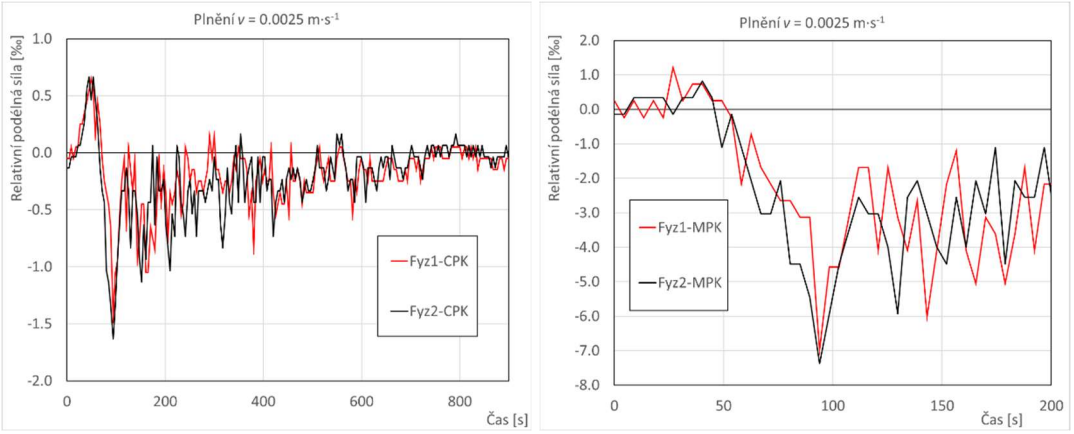
5.4.1 Verifikační měření

Pro účely verifikace plnění pomocí 3D CFD byla na fyzikálním modelu testována simulace plnění celé plavební komory s užitnou délkou 200 m bez umístěného plavidla. Rychlost otvírání uzávěru byla nastavena v = 0.0025 m·s^{-1}, což odpovídalo délce otvírání uzávěru T_z = 55 s. Spád H byl nastaven dle rozdílu h_u a h_k dle Tab. 10 a odpovídal hodnotě H = 5.56 m. V grafu (Obr. 5.11) jsou znázorněny průběhy průtoku q a vzestup hladiny v čase pro dvě identická verifikační měření.



Obr. 5.11 Průběh průtoků a hladin na fyzikálním modelu pro dvě verifikační měření

Na fyzikálním modelu byly pro potřebu verifikace CFD simulace provedeny dvě identické simulace, aby se v rámci pokusů zjistil možný rozptyl sledovaných veličin. Na Obr. 5.11 je tak znázorněn průběh průtoku *q* a vzestupu hladiny pro dva pokusy značené Fyz1 a Fyz2. Z grafu je zcela zřejmé, že při zachování stejných parametrů pokusů obdržíme totožné průběhy průtoků, respektive hladin. Toto zcela neplatí pro určení relativní podélné síly F_{long} (Obr. 5.12). Z důvodu vysoké turbulence, která vytváří náhodné a časově nestabilní fluktuace (Battiston et al., 2020), se mohou sledované veličiny v průběhu času částečně lišit. Tento fakt může vyvolat větší okamžitou hodnou F_{long}, která je zřetelná např. v 94. vteřině simulace na Obr. 5.12 vlevo.



Obr. 5.12 Relativní podélná síla pro celou plavební komoru (vlevo) a pro malou plavební komoru (vpravo)

U CFD simulace plnění PK takovéto rozdíly v určení relativních sil při totožných simulacích nelze očekávat. A to z důvodu, že CFD neustálený výpočet je soubor ustálených iterací dle daného časového kroku. Pro verifikování CFD simulace je tak důležité se zaměřit na více hodnotících parametrů, kterými jsou maximální plnící

průtok q a jemu odpovídající součinitel výtoku μ_s a charakter silového namáhání F_{long} v čase v jednotlivých částech komory. Pro určení správnosti CFD simulace je také vhodné určení periody silového namáhání pomocí FFT analýzy.

5.4.2 Volba velikosti sítě

Tato kapitola se zabývá analýzou velikosti sítě a jejím vlivem na sledované parametry při plnění PK. Pro tvorbu sítě byl využit program Ansys Fluent meshing, pomocí kterého je možné tvořit široké spektrum sítí. Ve výpočtech byla použitá nekonformní síť tvořená dvěma částmi. První část PK až po ukončení vývaru byla vytvořena nestrukturální tetrahedrální sítí (tvořenou čtyřstěny). Samotná PK byla pak tvořena hexahedrální (tvořenou kvádry) strukturovanou sítí. Použití nekonformní sítě umožňovalo snížení počtu elementů o víc než 50 % a tím byl zkrácen celkový výpočetní čas. Další výhodou použití hexahedrální sítě v PK byla přesnější interpolace polohy hladiny v buňce tvaru kvádru než ve čtyřstěnu.

Ansys Fluent umožňuje řešení dynamických sítí, pomocí kterých je možné simulovat pohyb pevné části. Pro simulování dynamické sítě je možné použít čtyři metody přesíťování (remeshing) (Ansys, 2020):

-**Local Cell**, které se používají pouze pro 2D triangulární a tetrahedrální sítě,

-**Local Face**, které se používají pouze pro 3D tetrahedrální a buňky tvaru trojbokého hranolu,

-**Region Face**, které se používá pro 2D a 3D triangulární a tetrahedrální sítě,

-**2.5 D** se používá pouze v hexagonálních buňkách a buňkách tvaru trojbokého hranolu. Tuto metodu lze použít pouze ve 3D, které v jedné ose musí mít konstantní tvar. Nelze tak použít pro modelování rozražečů apod. (Ansys, 2020).

Při použití kombinace výše uvedených postupů v kombinaci Local Cell, Local Face a Region Face je možné modelovat i tuhé těleso – uzávěr, který je přes celou doménu. Touto kombinací jednotlivých metod přesíťování se odstraní nevýhoda 2.5 D metody, která neumožňuje dynamickou síť s rozražeči. Nevýhoda této kombinace dynamické sítě je nutnost použití tetrahedronů. Je však, samozřejmě, možné modelovanou doménu rozdělit na více částí s různými druhy sítí, tak jak je výše popsáno.

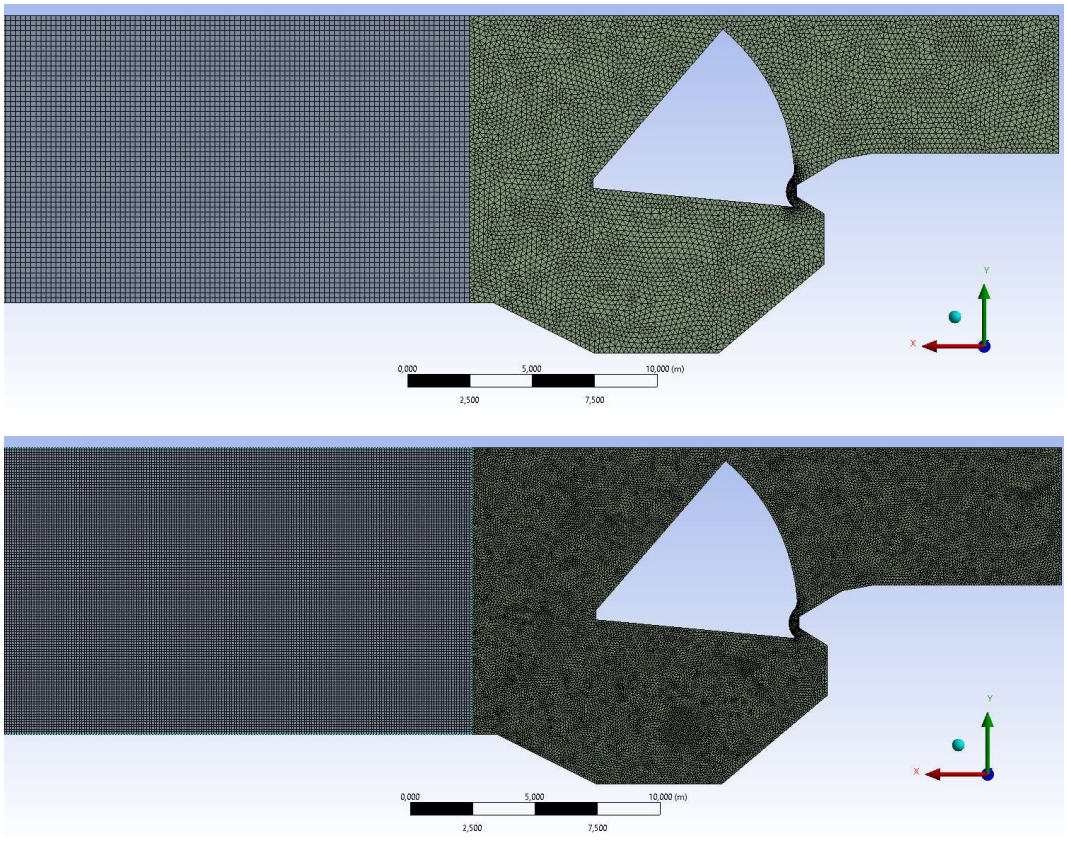
Pro analýzu silového namáhání pomocí CFD byly zkoumány čtyři velikosti sítí a jejich vliv na relativní silové namáhání F_{long}. Jednotlivé sítě detailněji popisuje Tab. 11.

Tab. 11 Testované sítě

Výpočet	*Velikost buňky [m]*	*Elementy*	*Počet elementů*
CFD1	*0.50*	*tetrahedrons x hexahedrons*	*1 143 061*
CFD2	*0.30*	*tetrahedrons x hexahedrons*	*3 432 288*
CFD3	*0.20*	*tetrahedrons x hexahedrons*	*4 208 027*
CFD4	*0.10*	*tetrahedrons x hexahedrons*	*28 521 944*

Velikost sítě přímo ovlivňuje délku výpočtu, kvalitu a podrobnost výsledků a přesnost určení polohy hladiny a tím i průběh relativního silového namáhání F_{long}. Dále počet elementů přímo ovlivňuje i velikost výsledků simulací, což prodlužuje čas post-processingu a jejich datovou náročnost (zejména u neustálených simulací). Například u simulace s velikostí elementu 0.1 m byla velikost jednoho exportního souboru cca 6 GB.

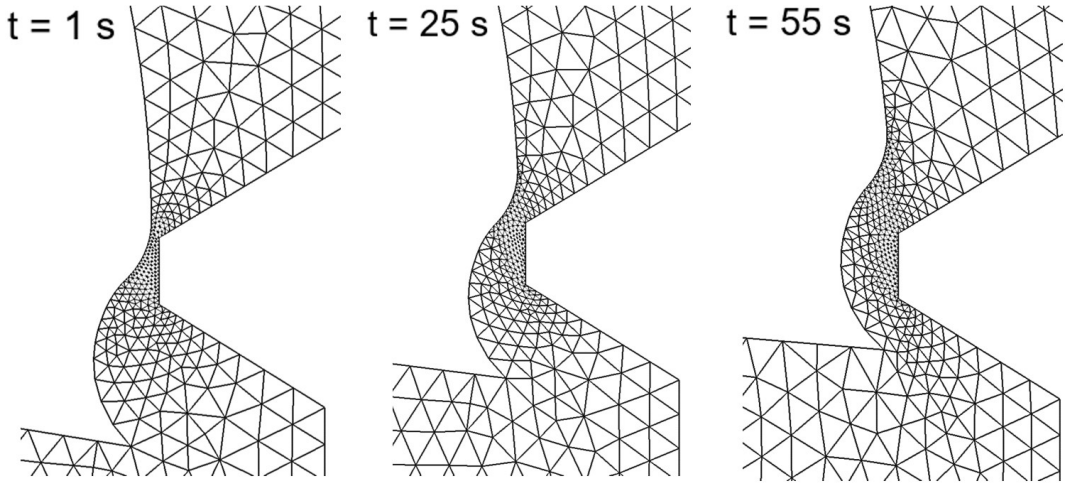
Následující Obr. 5.13 zobrazuje porovnání hustoty sítě pro velikost elementu 0.2 m (CFD3) a 0.1 m (CFD4).



Obr. 5.13 Porovnání hustoty sítě pro CFD3 (nahoře) a CFD4 (dole)

Síť byla nastavená jako dynamická, kde se pohyboval uzávěr okolo osy otáčení po směru hodinových ručiček. Rychlost uzávěru byla nastavena v = 0.0025 m·s^{-1}, což odpovídá délce otvírání uzávěru T_Z = 55 s, stejně jako na fyzikálním modelu.

Pohyb uzávěru byl dán pomocí UDF (User Defined Function), kde byla definována úhlová rychlost uzávěru po dobu 55 s. Při výpočtu s dynamickou sítí (0–55 s) byla volena maximální velikost přesíťovaného elementu dle velikostí sítě dle Tab. 11. Maximální šikmost elementu (maximum cell skewness) byla ve všech výpočtech zadána na hodnotu 0.7. Maximální šikmost povrchu (maximum face skewness) byla ve všech výpočtech zadána na hodnotu 0.4. Tyto hodnoty byly voleny jako maximálně přípustné, aby byla zachována kvalita sítě. K přesíťování docházelo v každém druhém časovém kroku výpočtu až do $t = T_Z$. Vývoj dynamické sítě v čase je zobrazený na Obr. 5.14.



Obr. 5.14 Detail dynamické sítě plnícího otvoru pro výpočet CFD3 – velikost sítě 0.2 m

5.4.3 CFD simulace

Simulace probíhaly v prostředí Ansys Fluent (verze 2020 R2), který umožňuje neustálenou simulaci vícefázového (voda–vzduch) proudění s dynamickou sítí. Vícefázové proudění bylo nastaveno pro rozhraní voda–vzduch. Volná hladina byla modelována pomocí modelu Volume of Fluid (VoF). Model VoF spadá do Eulerovské metody, pomocí které je možné sledovat rozhraní jednotlivých fází. V tomto případě se rozhraním fází rozumí volná hladina. Jedná se o samostatný model, který je nutný řešit společně s výpočtem Navier-Stokesových rovnic. Pro základní výpočty byl model turbulence nastaven standartní *k-ε* model turbulence.

Veškeré výpočty probíhaly na superpočítačích SGI ALTIX UV 100 (alokováno 30 jader ze 72), HPE ProLiant DL380 Gen10HPE (alokováno 24 z 24 jader) a Superdome Flex (alokováno 36 jader z 288). Všechny využívané superpočítače jsou spravovány Výpočetním a informačním centrem ČVUT. Spouštění veškerých úloh bylo pomocí dávkového systému PBS zobrazeného na Obr. 5.15. Spouštění výpočtů ve Fluentu bez grafického rozhraní probíhalo pomocí skriptu zobrazeného na Obr. 5.16.

```
#!/bin/bash
#PBS -S /bin/bash
#PBS -M kaspatom@cvut.cz
#PBS -j oe
#PBS -N pk5
#PBS -m bae
#PBS -l walltime=168:00:00
#PBS -l select=1:ncpus=36:host=flex
echo "Starting run at: `date`"
cd $PBS_O_WORKDIR
/usr/ansys_inc/v202/fluent/bin/fluent 3ddp -g  -t36   -i  5in >   5out
echo "Ending run at: `date`
```

Obr. 5.15 vlevo: PBS soubor pro dávkové spouštění úloh

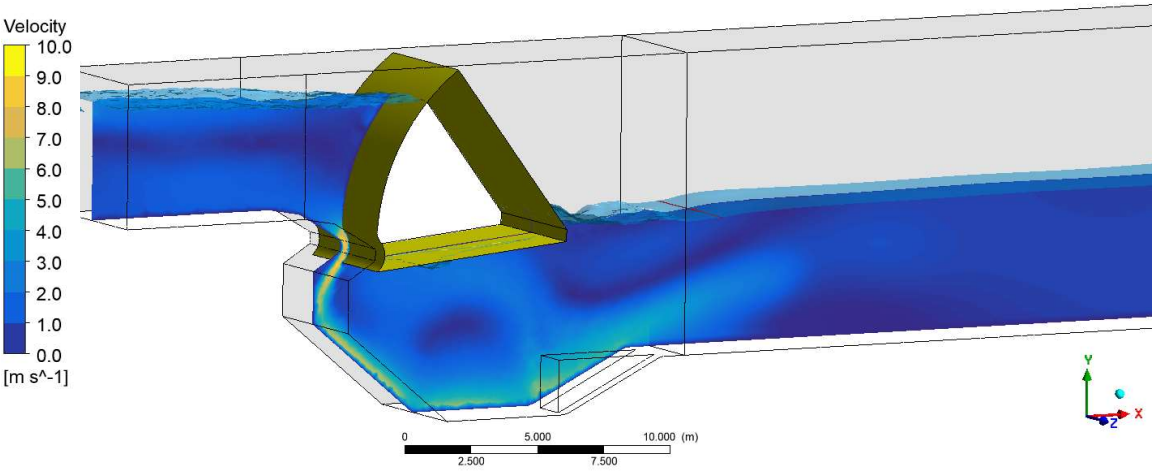
```
/define/user-defined/compiled-functions/load /scratch/kaspatom/libudf
/file/read-case /scratch/kaspatom/4_Cela_komoradve_telesa_0_2_m_55s/0s/4_cela_komora_55s-0.000.cas.h5
/file/read-data /scratch/kaspatom/4_Cela_komoradve_telesa_0_2_m_55s/0s/4_cela_komora_55s-0.000.dat.h5
/file/auto-save/append-file-name-with/flow-time 3
/file/auto-save/data-frequency 500
/file/auto-save/root-name /storage/shared/kaspatom/4_Cela_komora_dve_telesa_0_2_m_55s/vypocet/4_cela_komora_55s.dat.h5
/solve/set time-step 0.02
/solve/set reporting-interval 1
/solve dual-time-iterate 2750 20
quit
quit
exit yes
yes
```

Obr. 5.16 Skript pro spuštění úlohy ve Fluentu

Na vtoku do modelu byla vždy nastavená tlaková okrajová podmínka, která v modifikaci open chanel flow odpovídala hladině v horní rejdě h_u = 10.47 m. Výtok z modelu pak byl realizován pomocí tlakové podmínky v horní části modelu, kde byl nastaven relativní tlak 0 Pa. Počáteční podmínky v modelu byly nastaveny v souladu s fyzikálním modelem, kde v horní rejdě odpovídala hladina vody hodnotě h_u = 10.47 m a v PK pak hladině h_k = 4.91 m.

Časový krok Δt neustáleného výpočtu byl volen s ohledem na doporučení Ansys (2020) $\Delta t \leq \Delta x \cdot v_s$, kde Δx je nejmenší velikost elementu a v_s je rychlost pohybu. Dalším parametrem pro volbu časového kroku bylo konvergování jednoho výpočetního kroku do 20 iterací při hodnotách reziduí menších než 10^{-4}. Těmto parametrům odpovídal časový krok 0.02 s. Výpočet dynamické sítě až do plného otevření uzávěru v T_z = 55 s tak obsahoval 2750 časových kroků s maximálním počtem 20 iterací/časový krok. Každý výpočet byl nastaven na celkovou délku výpočtu 600 s, tedy 30 000 iterací.

Na Obr. 5.17 je zobrazená vizualizace plnění v čase maximálního plnícího průtoku (t = 55 s) pro výpočet s velikostí elementu 0.3 m. Na obrázku je také patrný začátek užitné délky, který je zobrazen červenou linkou na hladině v komoře.



Obr. 5.17 Vizualizace plnění při q_{max}, t = 55 s, výpočet CFD2

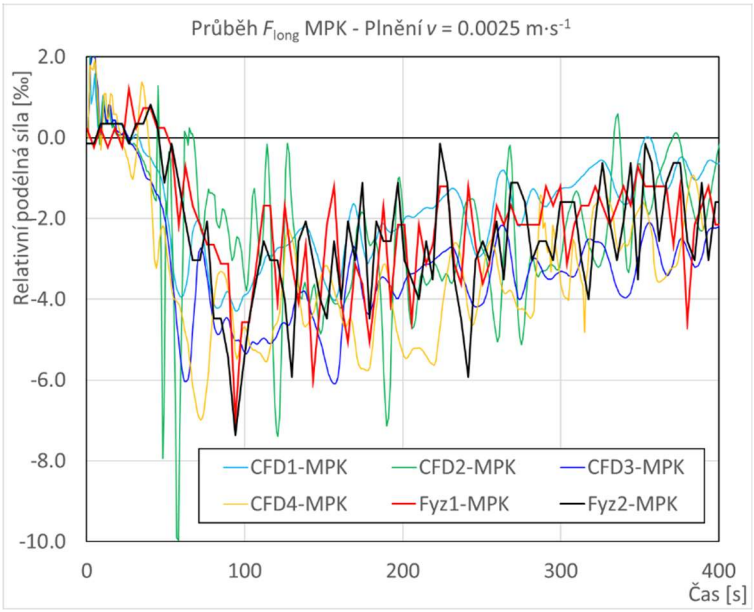
Následující tabulka Tab. 12 zobrazuje výsledky z jednotlivých experimentů, kde jsou zobrazeny zejména maximální plnící průtok *q* a jemu odpovídající ztrátový součinitel μ_s. Dále jsou v tabulce zobrazeny minimální a maximální hodnoty relativní podélné síly F_{long} v jednotlivých částech PK dle schématu na Obr. 5.10. Z důvodů velké výpočetní náročnosti simulace celého průběhu plnění nebyly porovnávány časy plnění a výpočet se omezil na prvních 400 s. Časy plnění pro jednotlivé varianty lze na základě součinitele výtoku μ_s dopočítat dle rovnic (2) a (3).

Tab. 12 Porovnání výsledků pro jednotlivé sítě

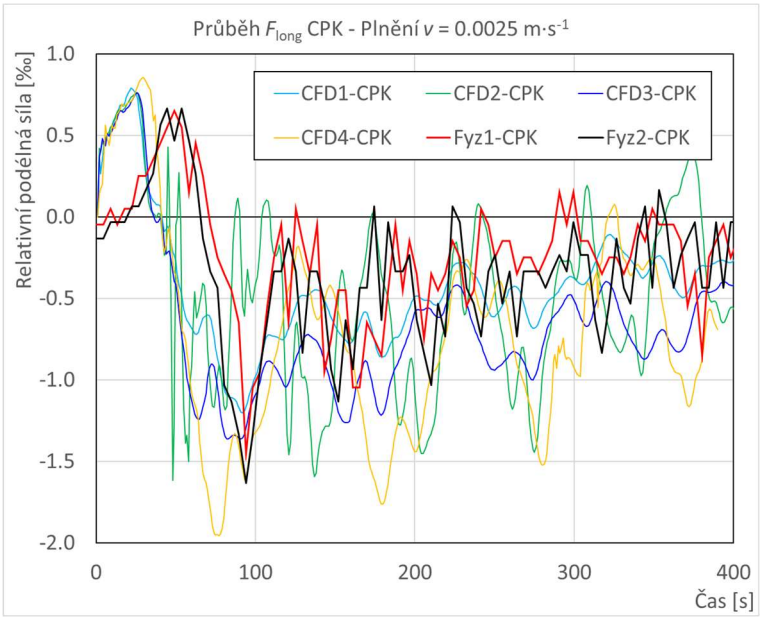
Výpočet	**Velikost buňky [m]**	**Max q [$m^2 \cdot s^{-1}$]**	**μ_s [-]**	**Relativní podélná síla F_{long} [‰]**					
				MPK		**VPK**		**CPK**	
				Min	**Max**	**Min**	**Max**	**Min**	**Max**
Fyz1	*-*	*2.61*	*0.85*	*-6.98*	*1.21*	*-0.28*	*0.72*	*-1.45*	*0.65*
Fyz2	*-*	*2.60*	*0.85*	*-7.37*	*0.82*	*-0.28*	*0.87*	*-1.63*	*0.67*
CFD1	*0.50*	*2.67*	*0.88*	*-4.29*	*1.76*	*-0.44*	*0.99*	*-1.2*	*0.79*
CFD2	*0.30*	*2.64*	*0.87*	*-9.96*	*2.24*	*-1.27*	*1.02*	*-1.62*	*0.76*
CFD3	*0.20*	*2.59*	*0.85*	*-6.09*	*2.32*	*-0.63*	*1.00*	*-1.36*	*0.76*
CFD4	*0.10*	*2.59*	*0.85*	*-6.99*	*1.94*	*-1.16*	*1.37*	*-1.95*	*0.85*

Z tabulky (Tab. 12) je zřejmé, že i v rámci dvou identických pokusů na fyzikálním modelu se sledované veličiny liší vlivem stochastického charakteru turbulence. Z tabulky lze dále odvodit, že simulace s různou velikostí sítě dosahovaly hodnoty maximálních odchylek F_{long} stejného řádu jako na fyzikálním modelu. Největší shody maximálních a minimálních hodnot F_{long} dosahovaly pro jednotlivé části VPK varianty modelu CFD3 a CFD4. Dále je patrný vliv velikosti sítě na výtokový součinitel μ_s, kde pro velikost sítě ≤ 0.2 m byl výtokový součinitel konstantní a odpovídal hodnotě ověřené na fyzikálním modelu v měřítku 1:8.

Následující obrázky Obr. 5.18 a Obr. 5.19 zobrazují průběh relativních podélných sil F_{long} pro malou plavební komoru (MPK) a celou plavební komoru (CPK). Na obou grafech je patrný fázový posun průběhu F_{long} v simulacích CFD1 až CFD4 o cca 25 s oproti pokusům Fyz1 a Fyz2. Tento jev byl způsoben setrvačností masy vody na fyzikálním modelu, kde uzávěr musel být před pokusem dokonale utěsněn. Matematické modely oproti tomu předpokládaly v čase t = 0 s průtok štěrbinou, která musela být minimálně o velikosti dvou elementů v místě uzávěru, jak je patrné na Obr. 5.14. Minimální průtok kolem uzávěru v matematických modelech byl také dán požadavkem na stabilitu výpočtu během prvních iterací. V dalších výpočtech byl tento fázový posun při vyhodnocení odstraněn pro lepší interpretaci dat.

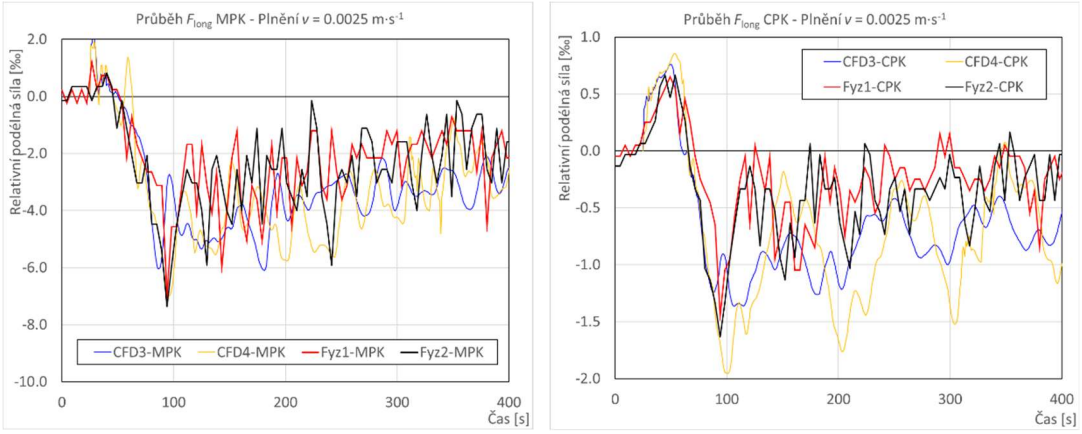


Obr. 5.18 Průběh F_{long} MPK pro jednotlivé sítě a pro prvních 400 s výpočtu



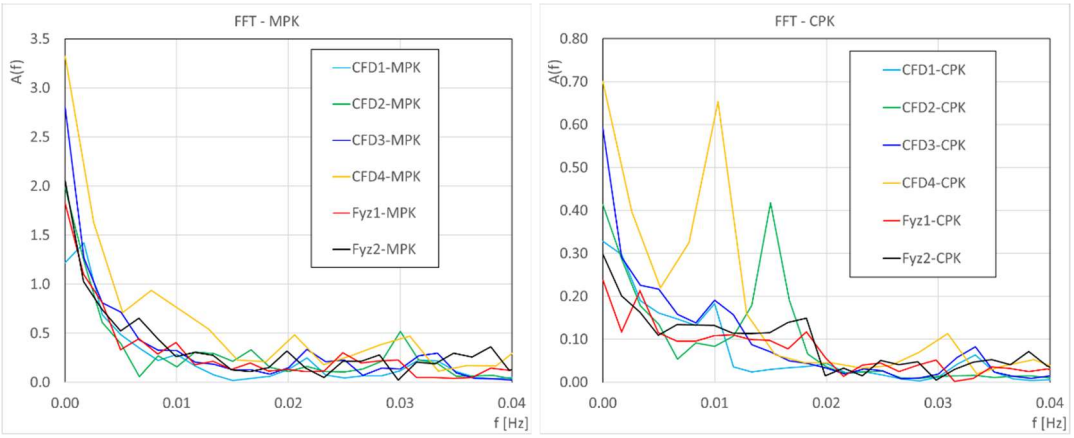
Obr. 5.19 Průběh F_{long} CPK pro jednotlivé sítě a pro prvních 400 s výpočtu

Na následujícím obrázku (Obr. 5.20) je zobrazen průběh F_{long} pro nejvhodnější simulace CFD3 a CFD4 s časovým posunem CFD modelů vůči fyzikálním modelům.



Obr. 5.20 Průběh F_{long} MPK (vlevo) a CPK (vpravo) s posunem výpočtu pro CFD3 a CFD4

Pro rozbor kmitavého pohybu je dále řešena frekvenční analýza pomocí rychlé Fourierovy transformace (FFT), viz Obr. 5.21.



Obr. 5.21 FFT analýza pro MPK (vlevo) a pro CPK (vpravo)

Na Obr. 5.21 jsou znázorněny průběhy FFT analýzy pro malou a celou plavební komoru. Na grafech je patrná korelace průběhu síly signálu $A(f)$ na frekvenci f pro simulace na fyzikálním modelu a na matematických modelech. Na matematických modelech je však zřetelnější síla signálu, a to zejména pro model CFD4 s nejjemnější sítí.

5.4.4 Volba turbulentního modelu

Jednou z nejdůležitějších částí verifikace matematických modelů je vhodný výběr turbulentního modelu. Tato kapitola se věnuje právě výběru turbulentního modelu při simulaci přímého plnění PK. Byly testovány dvě modifikace dvourovnicového k-ε, a to přesně modely k-ε Realizable a k-ε RNG. A dále byl

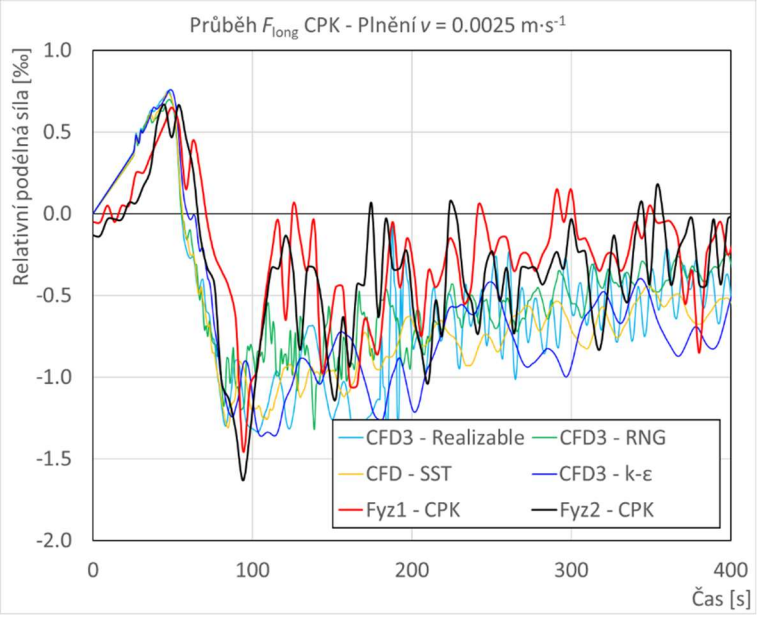
testován čtyřrovnicový model SST, který kombinuje turbulentní modely k-ω a k-ε, viz kapitola Kombinace modelů k-ω a k-ε.

Testování vhodné volby turbulentního modelu probíhalo na stejné PK jako v předchozí kapitole. Výpočty probíhaly pro optimální variantu jak z pohledu přesnosti výsledků, tak i rychlosti výpočtů, kterou byla varianta CFD3 – velikost sítě 0.2 m. Následující tabulka Tab. 13 zobrazuje minimální a maximální hodnoty F_{long} pro fyzikální model a zejména pak pro jednotlivé turbulentní modely.

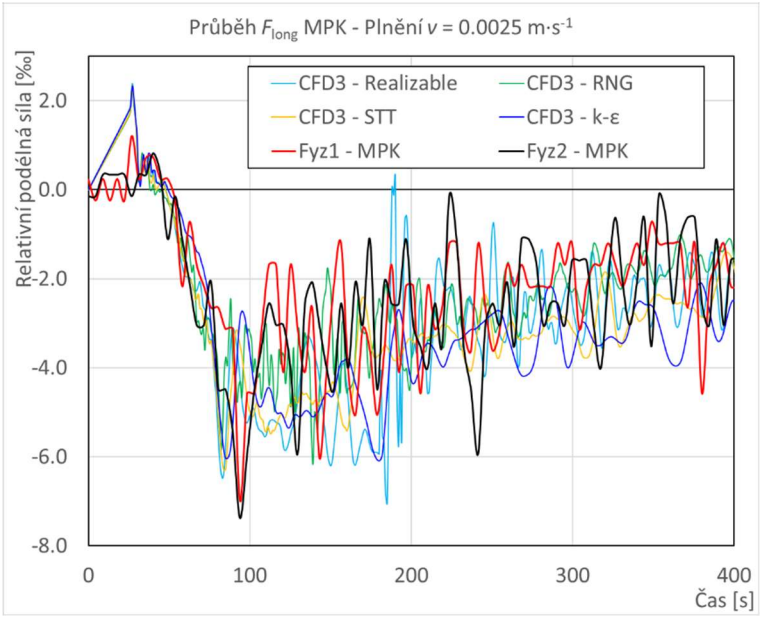
Tab. 13 Porovnání výsledků pro jednotlivé turbulentní modely

Výpočet	**Relativní podélná síla F_{long} [‰]**					
	MPK		**VPK**		**CPK**	
	Min	**Max**	**Min**	**Max**	**Min**	**Max**
Fyz1	*-6.98*	*1.21*	*-0.28*	*0.72*	*-1.45*	*0.65*
Fyz2	*-7.37*	*0.82*	*-0.28*	*0.87*	*-1.63*	*0.67*
CFD3 - k-ε	*-6.09*	*2.32*	*-0.63*	*1.00*	*-1.36*	*0.76*
CFD3 - Realizable	*-7.04*	*2.39*	*-0.85*	*0.98*	*-1.45*	*0.75*
CFD3 - RNG	*-6.17*	*2.34*	*-0.54*	*0.96*	*-1.32*	*0.7*
CFD3 - SST	*-6.31*	*2.33*	*-0.39*	*0.97*	*-1.31*	*0.74*

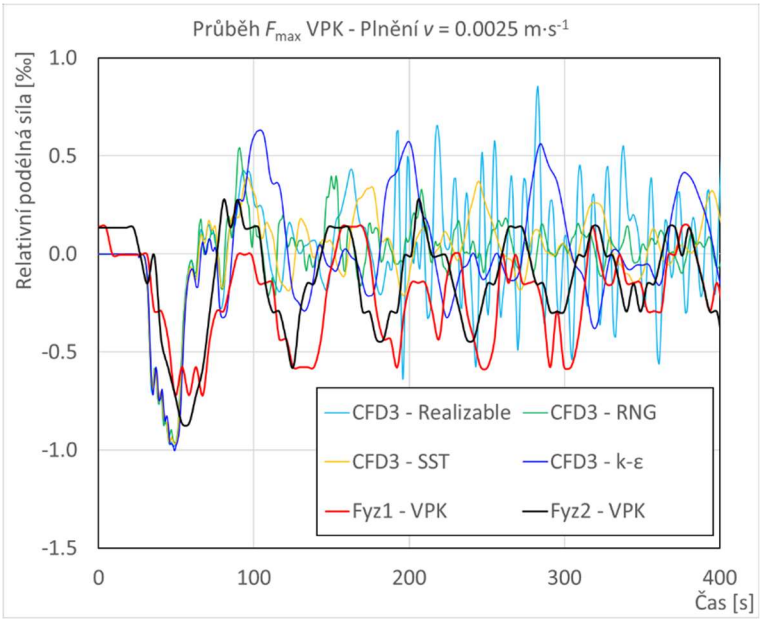
Dle tabulky Tab. 13 dosahují největších shod s fyzikálním modelem modely turbulence k-ε RNG a SST. Následující obrázky Obr. 5.22, Obr. 5.23 a Obr. 5.24 dále zobrazují průběh F_{long}, pro jednotlivé části CPK. Na obrázcích je patrný velice podobný průběh F_{long} jednotlivých turbulentních modelů v porovnání s fyzikálním modelem. Dále je patrné, že modely k-ε RNG a SST dosahovaly větší shody, než modely k-ε a k-ε Realizable.



Obr. 5.22 Porovnání F_{long} pro CPK a pro jednotlivé turbulentní modely

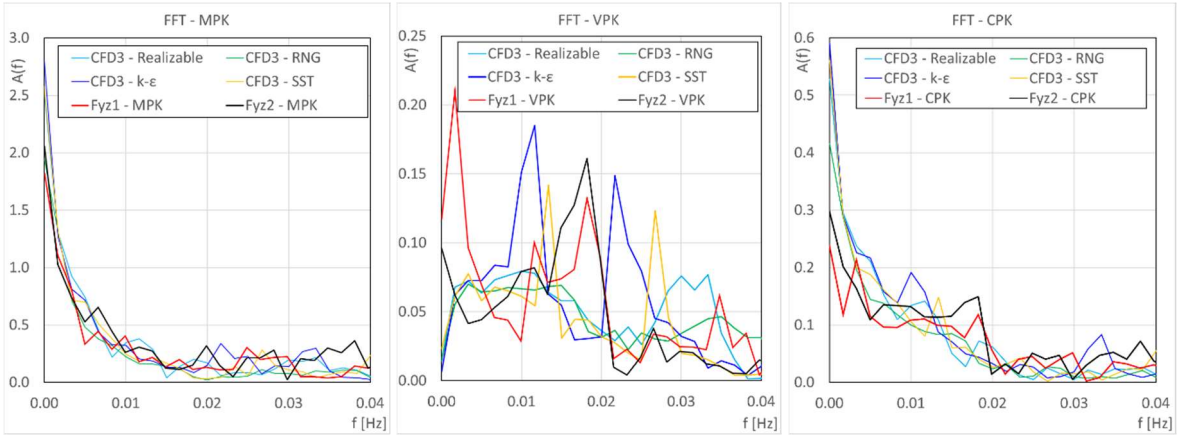


Obr. 5.23 Porovnání F_{long} pro MPK a pro jednotlivé turbulentní modely



Obr. 5.24 Porovnání F_{long} pro VPK a pro jednotlivé turbulentní modely

Při provedení FFT analýzy (Obr. 5.25) je patrný téměř totožný průběh síly signálu pro jednotlivé turbulentní modely. Při plnění CPK bez umístěných plavidel je také patrné, že v MPK a v CPK nedocházelo k šíření vlny o jedné dominantní frekvenci. Při hodnocení VPK docházelo k šíření vln o více frekvencích jak na fyzikálním modelu, tak na matematickém modelu. Tyto frekvence se však poněkud liší pro jednotlivé přístupy.

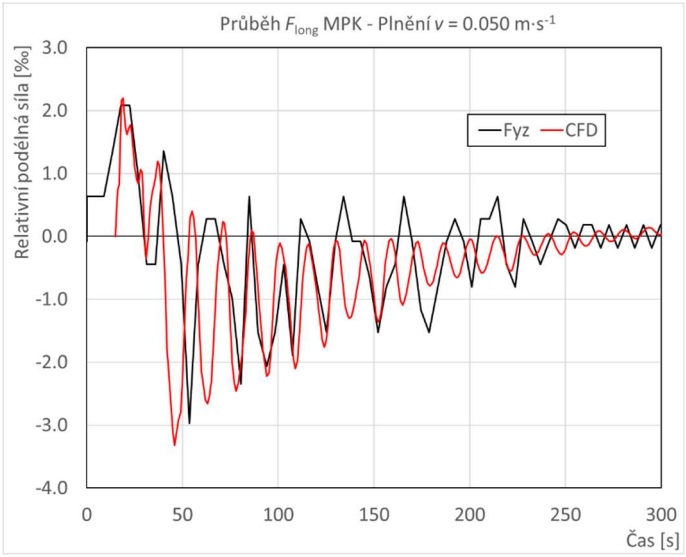


Obr. 5.25 FFT pro jednotlivé turbulentní modely

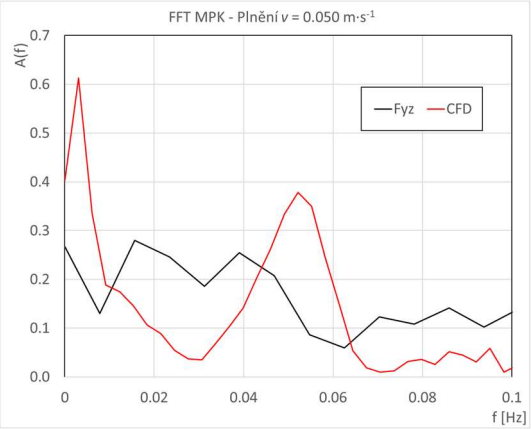
Nejvhodnějšími modely turbulence pro určení průběhu silového namáhání F_{long} a jeho maximální hodnoty F_{max} (kde $F_{max} = \max|F_{long}|$) jsou dle sledovaných parametrů zejména modely turbulence k-ε RNG a SST. U modelu k-ε RNG je pak výpočet rychlejší než u modelu SST. To je dáno tím, že solver řeší méně rovnic v každém výpočetním bodě.

5.4.5 Ověření výpočtů pro další konfiguraci plavební komory

Pro určení spolehlivosti CFD modelu byl dále verifikován výpočet pouze pro malou plavební komoru MPK. Parametry PK jsou totožné s Tab. 10, změněná je pouze délka PK l_k = 41.5 m a rychlost otvírání uzávěru v = 0.050 m·s^{-1}. Výpočet byl spuštěn dle výše uvedených doporučení. Velikost výpočetní sítě byla nastavena na 0.2 m a turbulentní model byl zvolen k-ε RNG. Následující graf na Obr. 5.26 zobrazuje průběh F_{long} pro fyzikální model a CFD výpočet. Na grafu je posunutý začátek průběhu plnění pro CFD simulaci, který je způsoben nerovnými počátečními podmínkami, viz kapitola 5.4.3.



Obr. 5.26 Přímé plnění MPK, porovnání F_{long} na fyzikálním modelu a CFD simulace



Obr. 5.27 FFT pro přímé plnění MPK

Z výsledků porovnání průběhu F_{long} na Obr. 5.26 lze jednoznačně určit vzájemnou shodu během celého procesu plnění a lze tak model CFD považovat za spolehlivý. Při výrazné změně konfigurace PK je však vhodné výpočty verifikovat buď pomocí fyzikálního modelu, nebo pomocí měření na skutečném vodním díle. V případě frekvenční analýzy dle Obr. 5.27 je zřejmé, že na matematickém modelu dochází ke kratší periodě tlumeného oscilačního průběhu silového namáhání F_{long}.

6 VYUŽITÍ MATEMATICKÉHO MODELOVÁNÍ

6.1 Optimalizace tlumení kinetické energie pod vraty

Optimalizaci vývaru pod vraty na fyzikálním modelu se již věnovala kapitola 4.5 Optimalizace vývaru pod horními vraty, kde byly jednotlivé varianty hodnoceny zejména na základě kvalitativního hodnocení. To probíhalo na základě pozorování tvaru hladiny, tvaru proudového pole a hodnocení rychlostí na začátku PK. Fyzikální modely mají jen omezené možnosti kvantitativního hodnocení, pokud nejsou hodnoceny pomocí sofistikovaných metod. Mezi tyto metody patří například Particle Image Velocimetry (PIV) nebo optické sledování tvaru hladiny (Van Der Ven, Loon 2018). Tyto metody jsou však nákladné a časově velice pracné. CFD modelování však dokáže tyto nedostatky fyzikálních modelů doplnit.

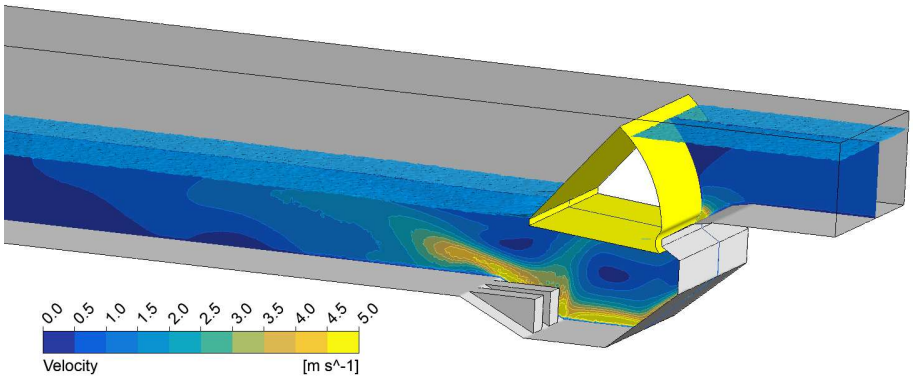
V rámci kvantitativního hodnocení byl využit CFD model MPK, kde je možné přesně určit sledované veličiny, které mají přímý vliv na velikost silového namáhání F_{long} a jeho maximální hodnotu F_{max}. Toto hodnocení se zaměřovalo zejména na velikost složek silového namáhání, které je tvořeno sílou vzniklou poklesem hladiny $F_{impulse}$ a složkou, kterou způsobuje náraz proudu do přídě plavidla F_{jet}.

Pro hodnocení účinnosti vývaru byly sestaveny čtyři modely, které mají totožnou geometrii jako fyzikální modely horního ohlaví PK v kapitole 4.5 Optimalizace vývaru pod horními vraty. Jednotlivé geometrické uspořádání vývarů také vycházelo z kapitoly 4.5.

CFD model byl nastaven dle doporučení v kapitole 5.3 3D modelování, maximální velikost elementu byla 0.2 m, model turbulence byl nastaven na k-ε RNG. Model byl nastaven jako ustálený, kde horní okrajová podmínka byla nastavena hladinou h_u, dolní okrajová podmínka pak byla nastavena hladinou h_k dle Tab. 10. Šířka modelu byla brána jako ½ b_k, což bylo 12 m. Dolní okrajová podmínka byla nastavena v úrovni konce užitné délky MPK, kde dle fyzikálního modelu není žádný vliv poklesu hladiny.

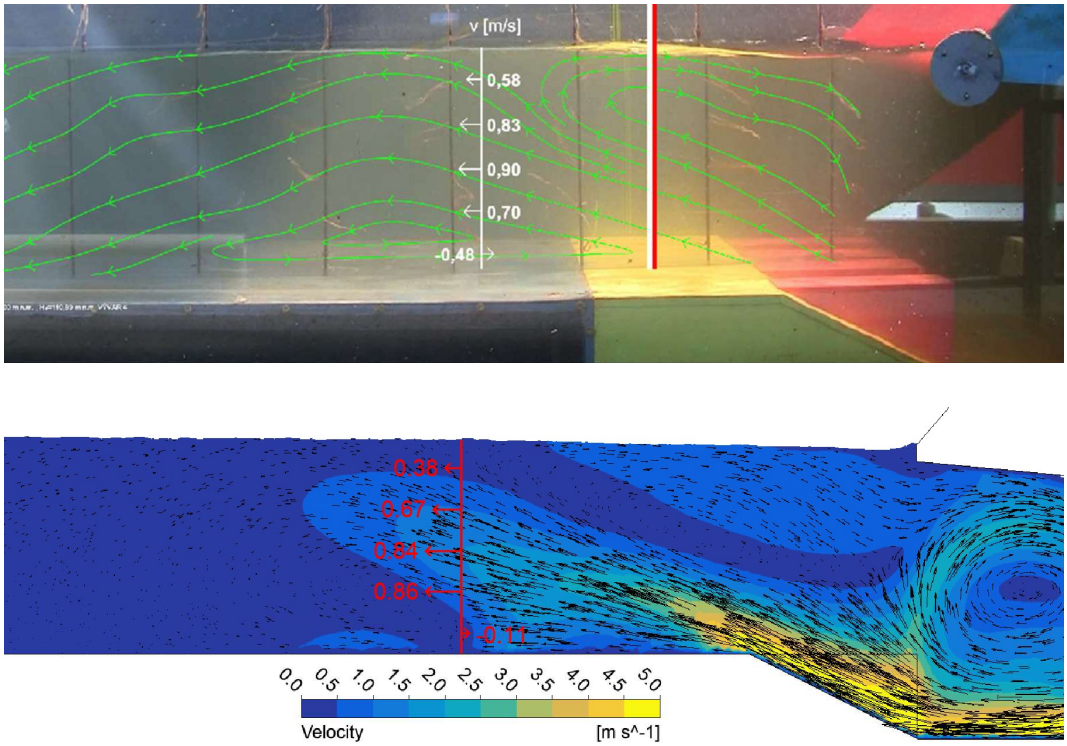
U každého výpočtu byla z hlediska ustálení kromě hodnot reziduí sledována i ustálenost průtoků na vstupu a výstupu modelu. Model se považoval za ustálený, pokud rozdíl průtoku na vstupu a průtoku na výstupu dosahoval hodnot menších než 1 % po 500 iterací. Průměrný počet iterací potřebných k ustálení modelu tak dosahoval cca 7000 iterací.

Grafický výstup CFD modelu pro Var2 je zobrazen na Obr. 6.1. Na obrázku jsou kromě hladiny zobrazeny rychlosti v podélném směru PK v ½ šířky modelu.



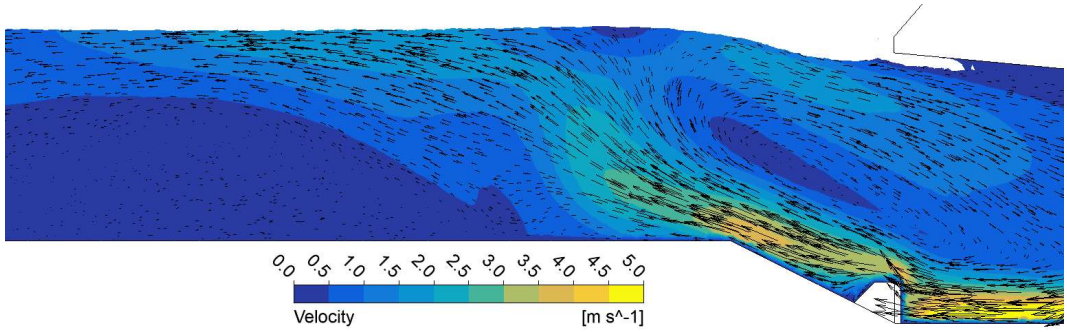
Obr. 6.1 CFD model Var2

U všech variant CFD modelů byly porovnány proudnice z fyzikálního modelu (kapitola 4.5 Optimalizace vývaru pod horními vraty) s vektory rychlostí z matematických modelů. Z následujících obrázků (Obr. 6.2) je možné porovnat tvar proudového pole pro jednotlivé přístupy. Dále jsou zobrazeny podélné rychlosti 4 m od začátku užitné délky (ZUD). Na matematickém modelu byl tvar proudového pole téměř totožný s fyzikálním modelem, lišila se pouze poloha „zpětného válce“, která byla u všech variant posunutá o cca 1–5 m dál do komory. Z tohoto důvodu pak nelze zcela ztotožnit průběh rychlostí, který byl sledován ve vzdálenosti 4 m od ZUD. Jak je ale zobrazeno na Obr. 6.2, hodnoty podélných rychlosti jsou pro Var2 velice podobné.

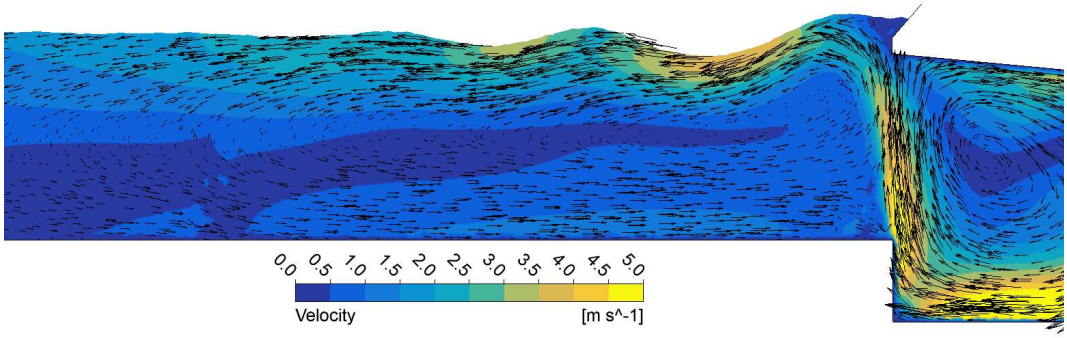


Obr. 6.2 Proudnice na fyzikálním modelu Var2 (nahoře) a vektory rychlostí na CFD modelu (dole)

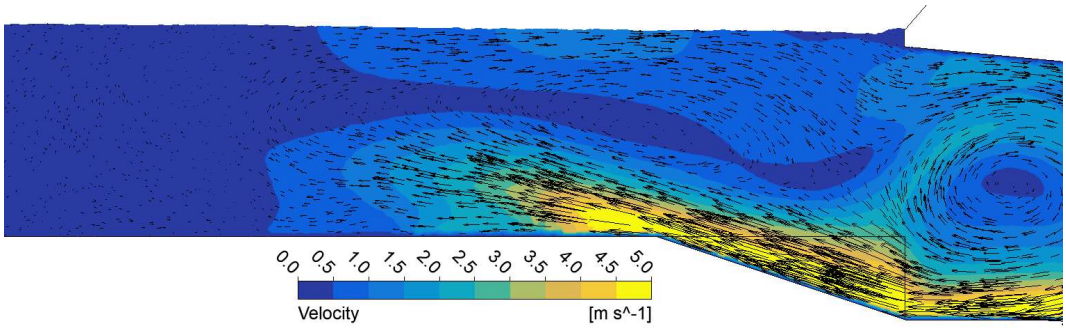
Na následujících obrázcích (Obr. 6.3, Obr. 6.4 a Obr. 6.5) jsou zobrazeny rychlosti a jejich vektory pro jednotlivé varianty. Je možné porovnat tvar proudových polí tvar hladiny na začátku PK s výsledky z fyzikálního modelu v kapitole 4.5 Optimalizace vývaru pod horními vraty.



Obr. 6.3 Var1 – Proudnice pro rychlé plnění MPK, srovnej s obr. fyzikálního modelu na Obr. 4.9



Obr. 6.4 Var3 – Proudnice pro rychlé plnění MPK, srovnej s obr. fyzikálního modelu na Obr. 4.12



Obr. 6.5 Var4 – Proudnice pro rychlé plnění MPK, srovnej s obr. fyzikálního modelu na Obr. 4.13

Již z porovnání jednotlivých variant je zřejmé (stejně jako v kapitole 4.5 Optimalizace vývaru pod horními vraty), že varianty Var2 a Var4 měly mnohem klidnější tvar hladiny na začátku komory.

Pro hodnocení síly vzniklé nárazem proudu F_{jet} jsou klíčové rychlosti v místě přídě plavidla (Čábelka, 1976, Deltares, 2016), respektive jejich kvadrát, viz rovnice (25).

Z rovnice (25) lze ρ, C_d, t_s a b_s, pro porovnání jednotlivých variant vývarů, považovat za konstanty. Jediná proměnná při zachování stejné lodě a stejného ponoru je pak rychlost proudu před přídí v_{zud}, resp. její kvadrát v_{zud}^2.

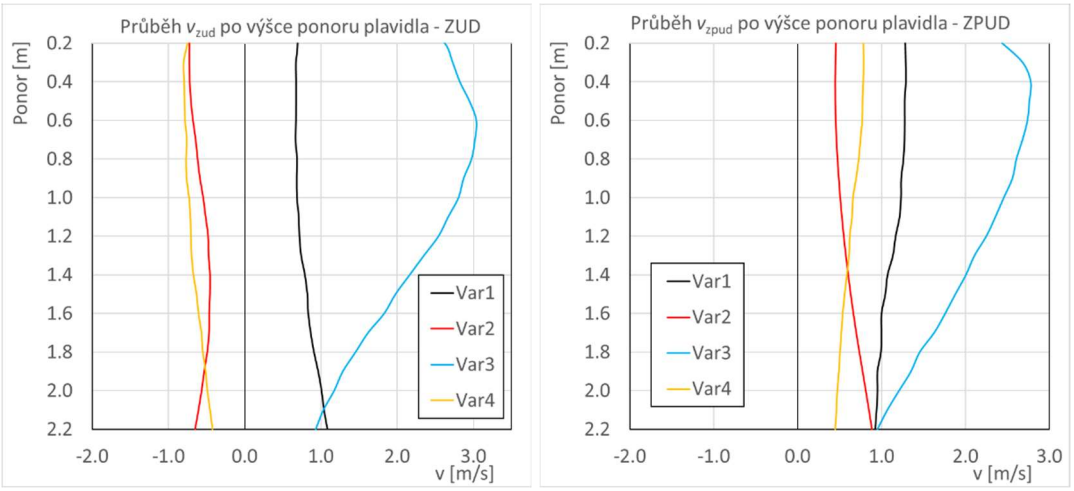
Následující tabulka Tab. 14 zobrazuje porovnání jednotlivých variant vzhledem k průměrné rychlosti na začátku užitné délky ZUD pro plavidlo o ponoru t_s = 2.2 m a při posunu plavidla o 10 % l_k (označeno jako začátek posunuté užitné délky ZPUD), kde byly na fyzikálním modelu identifikovány nejvyšší rychlosti. Pokud rychlost na začátku užitné délky v_{zud} a rychlost na začátku posunuté užitné délky v_{zpud} ve sledovaném profilu nabývá záporných hodnot, pak celková složka síly vzniklá nárazem proudu F_{jet} je nulová.

Tab. 14 Průměrné rychlosti a jejich kvadrát na začátku užitné délky plavební komory (ZUD) a ve vzdálenosti 0.1l_k od ZUD (ZPUD) (pro možnost porovnání s fyzikálním modelem)

Varianta	***ZUD***		***ZPUD***	
	V_{zud} [m·s^{-1}]	V_{zud}^2 [-]	V_{zpud} [m·s^{-1}]	V_{zpud}^2 [-]
Var1	*0.79*	*0.63*	*1.15*	*1.32*
Var2	*-0.68*	*0*	*0.64*	*0.41*
Var3	*2.23*	*4.97*	*2.17*	*4.70*
Var4	*-0.59*	*0*	*0.56*	*0.32*

Z porovnání jednotlivých variant je zřejmé, že nejnižší síly vzniklé vlivem nárazu proudu dosahují varianty Var2 a Var4. Pro Var3 je síla nárazu proudu 15x větší, než pro nejnižší hodnotu u Var 4.

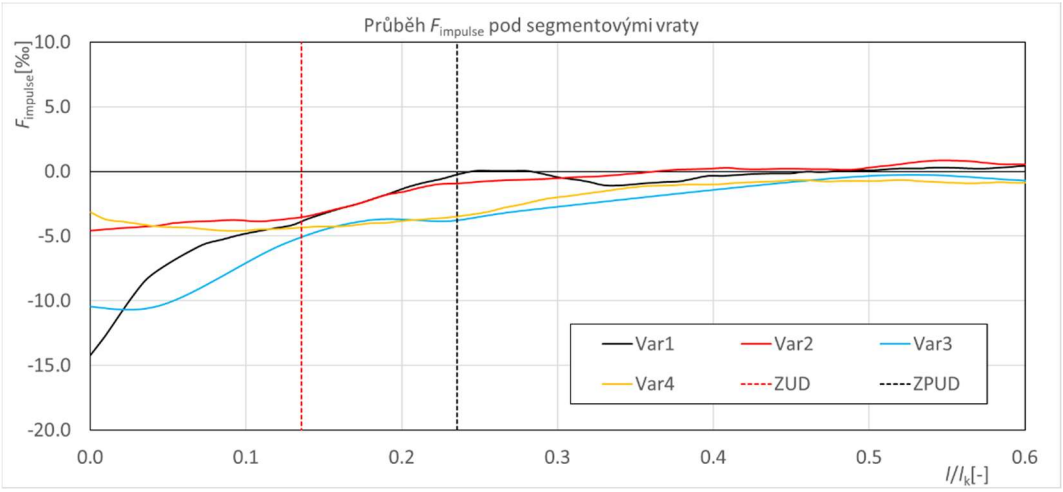
Dále byl sledován průměrný průběh rychlostí po výšce ponoru, který je počítán od hladiny, která odpovídá dolní okrajové podmínce. Graf na Obr. 6.6 zobrazuje průběh průměrných rychlostí po výšce ponoru (časově vyhlazená složka).



Obr. 6.6 Průměrné rychlosti po výšce ponoru pro jednotlivé varianty

Na grafu je patrné, že velikosti podélných rychlostí v_{zud} a v_{zpud} se po celé výšce ponoru liší maximálně o 50 % s výjimkou Var 3, kde tento rozdíl je téměř 300 %. To bylo způsobeno vznikem značných vln na hladině a tím i velkých hladinových rychlostí, které jsou patrné na Obr. 6.4.

Hodnocení síly vzniklé poklesem hladiny $F_{impulse}$ probíhalo na základě identifikace průměrované hladiny v podélném směru. Síla $F_{impulse}$ je určena dle poklesu hladiny na přídi a zádi návrhového plavidla délky l_s = 41.5 m. Silové namáhání bylo určeno dle relativní délky PK, která byla dána poměrem l/l_k, kde l reprezentuje polohu přídě plavidla vůči délce PK l_k. Na grafu (Obr. 6.7) je tak zobrazen průběh $F_{impulse}$ pro všechny testované varianty.



Obr. 6.7 Průběh silového namáhání vlivem poklesu hladiny

V grafu je dále zobrazen začátek užitné délky ZUD a její posun o 10 % l_k (ZPUD). Z grafu je zřejmé, že hodnota silového namáhání v místě ZUD byla pro všechny varianty téměř totožná. Pokud je hodnocení provedeno v místě ZPUD (ZUD + 0.1 l/l_k), dochází k tomu, že Var1 a Var2 jsou téměř identické, a Var3 a Var4

dosahují hodnot poklesu hladiny v úrovni 5 ‰ I_s. Při hodnocení Var2 a Var3, které se od sebe liší pouze ve sklonu závěru vývaru, je zřejmé, že čím je menší sklon závěru vývaru, tím dál dosahuje vliv $F_{impulse}$.

K hodnocení vlivu vývaru na velikost $F_{impulse}$ tak nelze sledovat pouze polohu hladiny v jednom místě, ale je důležité se zaměřit na průběh silového namáhání po délce komory a také sledovat maximální hodnotu silového namáhání. Z tohoto hodnocení vyplývá, že nejúčinnější tlumení energie dosahuje vývar Var2.

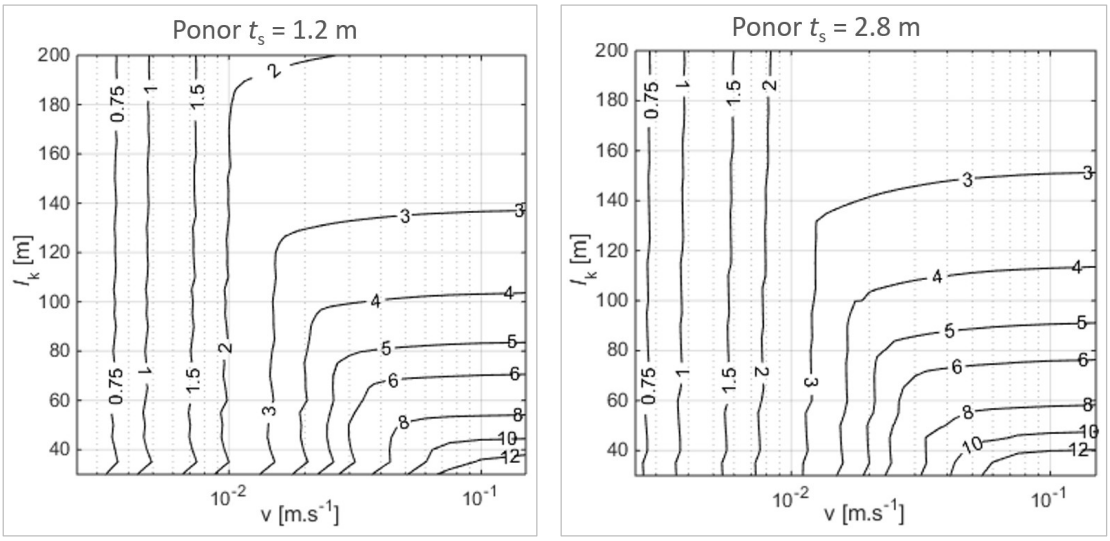
6.2 Vliv základních parametrů plavební komory na silové namáhání plavidel

6.2.1 Parametrická studie

Pro parametrickou studii byla na základě verifikace (dle kapitoly 5.2 Verifikace 1D modelu) vybrána metoda 1D modelu superpozice vln, která dosahovala lepší shody s fyzikálním modelem. Studie byla provedena v prostředí Matlab, pomocí kterého byl dávkově spouštěn výpočet superpozice vln simulovaný v programu Lockfill.

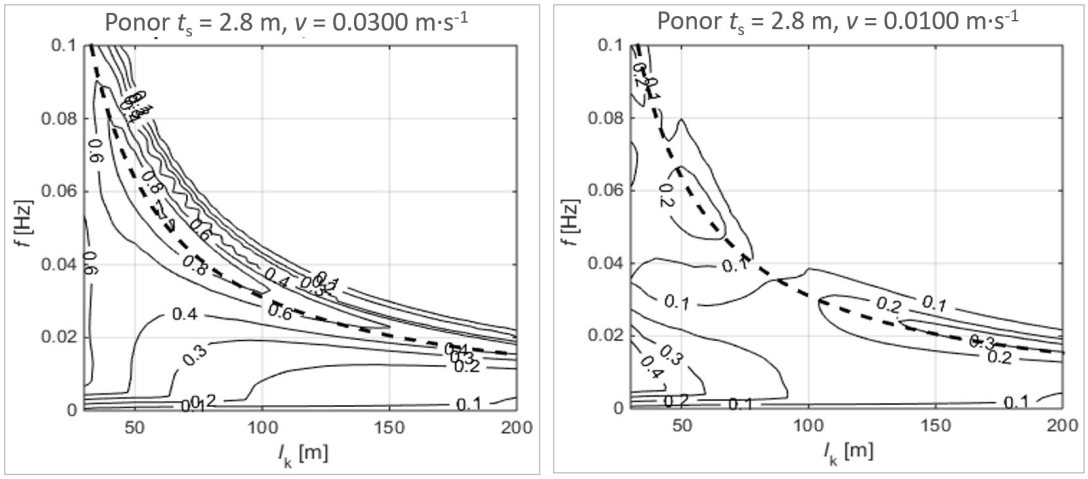
Jako základní parametry studie byly vybrány ponor lodě t_s, délka PK l_k a rychlost otvírání vrat v. Celkem bylo vybráno šest ponorů plavidel od 1.2 do 2.8 m. Ponory byly vybírány na základě klasifikace evropských vodních cest (CEMT). Délka PK byla volena od 30 do 200 m s krokem po 5 m, celkem tak bylo voleno 35 délek, které reflektují celou škálu vodních cest od regionálních v ČR až po třídu VIb dle CEMT. Délka plavidla byla v rámci parametrické studie uvažována vždy o 10 m kratší, než délka komory (x_s = 5 m). Rychlost otvírání plnicího otvoru byla nastavena od 0.0025 do 0.1500 $m \cdot s^{-1}$. Dle jednotlivých parametrů bylo sestaveno celkem 10710 kombinací výpočtů.

Hodnotícím parametrem je maximální relativní síla F_{max} zaznamenaná během celé doby plnění. Z grafů na Obr. 6.8 je dobře patrný vliv ponoru plavidel na F_{max}, kdy se vzrůstajícím ponorem roste silové namáhání, které lze kompenzovat odpovídajícím snižováním rychlosti otvírání uzávěru. Obr. 6.8 znázorňuje závislost F_{max} na základních parametrech PK. Z grafu je patrné, že délka PK l_k nemá vliv na maximální velikost relativní síly pro malé rychlosti otvírání uzávěru $v < 0.0100$ $m \cdot s^{-1}$.

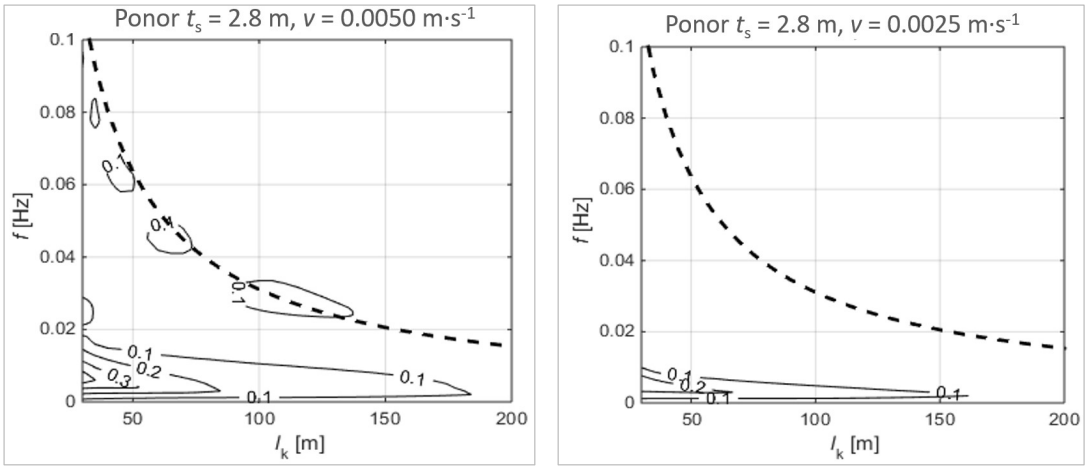


Obr. 6.8 Izolinie F_{max} dle jednotlivých parametrů výpočtu pro ponor lodí t_s = 1.2 a 2.8 m

V následujících grafech (Obr. 6.9 a Obr. 6.10) jsou znázorněny izolinie intenzity signálu *A*(*f*) pro různé frekvence silového namáhání *f*, délky PK l_k a rychlosti otvírání uzávěru *v* pro ponor lodě t_s = 2.8 m.



Obr. 6.9 Izolinie síly signálu A(f) pro rychlosti otvírání uzávěru v = 0.0300 m·s^{-1}(vlevo) a v = 0.0100 m·s^{-1}(vpravo)



Obr. 6.10 Izolinie síly signálu A(f)

V grafech je čárkovaně znázorněn průběh maximální síly signálu $A_{max}(l_k,f)$, který odpovídá základní periodě průběhu relativní síly T_k. Tato perioda vyplývá z rychlosti šíření tlakové vlny PK. Pokud c_s je rychlost tlakové vlny v části PK, kde je plavidlo a c_k je rychlost tlakové vlny bez plavidla, potom dle Deltares (2016) platí:

$$c_s = \sqrt{g\frac{(h_k - z_k)b_k - t_s b_s}{b_k}}, \tag{44}$$

$$c_k = \sqrt{g(h_k - z_k)}\,. \tag{45}$$

Základní frekvence relativní síly f [Hz] je dána převrácenou hodnotou základní periody podle vztahu:

$$f = \frac{1}{T_k} = \frac{1}{2\left(\frac{l_k - l_s}{c_k} + \frac{l_s}{c_s}\right)}. \tag{46}$$

Z Obr. 6.8 vyplývá velmi dobrá shoda vypočtené hlavní frekvence oscilačního průběhu silového namáhání dle vztahu (46) dle čárkované linky a kulminačních hodnot izolinií síly signálu. Tato hlavní frekvence vychází z rychlosti šíření tlakové vlny během plnění PK a délky komory a proplavovaného plavidla. Vedle hlavní frekvence si lze v grafu na Obr. 6.8 všimnout také další kulminace síly signálu v oblasti malých frekvencí, které jsou výsledkem komplexnějších superpozicí dílčích translačních vln v PK.

6.2.2 Tlumený harmonický pohyb

Za předpokladu, že při plnění PK není plavidlo umístěno příliš blízko plnícímu otvoru ($F_{impulse} \doteq 0$) a je dostatečně vyřešeno tlumení energie pod vraty ($F_{jet} \doteq 0$),

pak je možné uvažovat jako dominantní složku maximálního silového namáhání F_{max} pouze sílu vyvolanou translační vlnou F_{transl}. Pro určení F_{max} poté platí vztah:

$$F_{\mathrm{long}} \doteq F_{\mathrm{transl}}. \tag{47}$$

Síla F_{transl} pak vzniká v důsledku šíření translační vlny, způsobené nerovnoměrným přítokem do PK. Výpočet velikosti translační vlny (sklonu hladiny) je určená dle vztahu (Deltares, 2016):

$$F_{\mathrm{transl}} = \frac{h_{\mathrm{bow}} - h_{\mathrm{stern}}}{l_s C_{\mathrm{b}}}, \tag{48}$$

kde C_b je koeficient vyblokování komory plavidlem a h_{bow} je hladina na přídi plavidla a h_{stern} je hladina na zádi.

Pro stanovení mezí průběhu F_{long} lze vyjít z parametrické studie a Stockstill (2003), který uvádí, že silové namáhání F_{long} osciluje s exponenciálním poklesem amplitudy. Meze silového namáhání F_{lim} v čase pak mají předpis dle rovnice (49) (Stockstill, 2003):

$$F_{\mathrm{lim}} = a \cdot \mathrm{e}^{(b)}, \tag{49}$$

kde *a* a *b* jsou koeficienty exponenciálního průběhu a lze je odvodit z průběhu plnění CPK.

Meze silového namáhání F_{lim} lze pomocí koeficientu *a* stanovit jak pro horní mez (kladná část podélné síly F_{long}), tak i pro dolní mez (záporná část podélné síla F_{long}). Pro kladnou část podélné síly F_{long} je koeficient $a = F_{max}$. Pro zápornou část podélné síly F_{long} je koeficient $a = F_{min}$, kde F_{min} je minimální hodnota podélné síly F_{long}.

Koeficient *b* je závislý na průběhu času výpočtu *t*, hydrodynamickém koeficientu C_h a výtlaku plavidla *W* (Stockstill, 2003) a šířce komory b_k. Koeficient *b* je pak dán rovnicí:

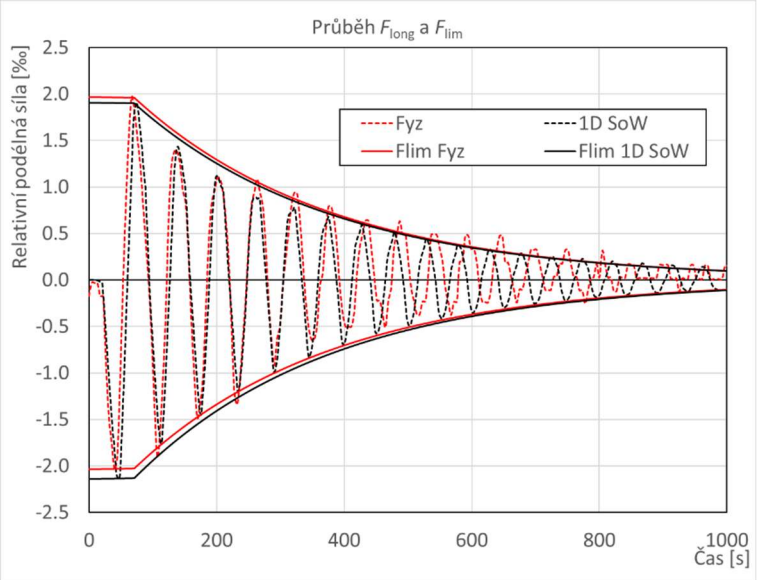
$$b = t \cdot -\frac{C_{\mathrm{h}} b_{\mathrm{k}}}{W}. \tag{50}$$

Výsledné meze průběhu F_{long} jak pro kladný průběh, tak pro záporný průběh, jsou dány výslednou rovnicí:

$$F_{\mathrm{lim}} = F_{\mathrm{max/min}} \cdot \mathrm{e}^{\left(-\frac{C_{\mathrm{h}} b_{\mathrm{k}}}{W} \cdot t\right)}. \tag{51}$$

Hydrodynamický koeficient C_h je nutné stanovit experimentálně, dle Stockstill (2003) se bezrozměrný hydrodynamický koeficient pro běžné americké PK pohybuje kolem hodnoty 0.5. Pro plnění CPK v naší studii byl hydrodynamický

koeficient stanoven $C_h = 0.53$. Následující graf na Obr. 6.11 zobrazuje průběh podélné síly F_{long} a jeho mezí F_{lim} pro kladnou a zápornou část silového namáhání dle stanoveného vzorce (51).



Obr. 6.11 průběh F_{long} a F_{lim} pro plnění CPK

Z grafu je zřejmé, že průběh mezí silového namáhání F_{lim} je nutné rozdělit na dva intervaly, které jsou dány délkou periody T_k tlumeného harmonického pohybu F_{long}, který je dán vztahem v rovnici (46). První interval $t = 0$ až $t = T_k$ je $F_{lim} = F_{max/min}$. Druhý interval ($t > T_k$) je dán rovnicí (51).

Z předchozích průběhů F_{max} na Obr. 6.11, Obr. 4.17 a Obr. 5.3, ve kterých je zastoupena zejména síla F_{transl}, je zřejmé, že se jedná o tlumený průběh, který má podobu tlumeného harmonického oscilátoru. Tlumený harmonický oscilátor je možné definovat rovnicí:

$$y_m = e^{(-\frac{b\,t}{2m})} \cdot y_{m0} \cdot \sin(\omega_0 \cdot\ t\ + \varphi_0), \tag{52}$$

kde y_m je poloha oscilátoru v čase, b je konstanta úměrnosti mezi odporovou silou a rychlostí tělesa, m je hmotnost tělesa, y_{m0} je počáteční amplituda výchylky, ω je úhlová frekvence a φ_0 je fázový rozdíl.

Při stanovení průběhu F_{long} je možné vyjít z mezí silového namáhání F_{lim}, kde:

$$e^{(-\frac{b\,t}{2m})} = e^{(-\frac{C_h b_k}{W} t)}. \tag{53}$$

Počáteční amplitudu výchylky y_{m0} lze stanovit jako F_{max}. Úhlovou frekvenci ω_0 je možné na základě parametrické studie stanovit jako:

$$\omega_0 = \frac{c_s}{T_k}. \tag{54}$$

Pro stanovení fázového rozdílu φ_0, který udává počátek oscilačního průběhu, je možné zjednodušeně uvažovat:

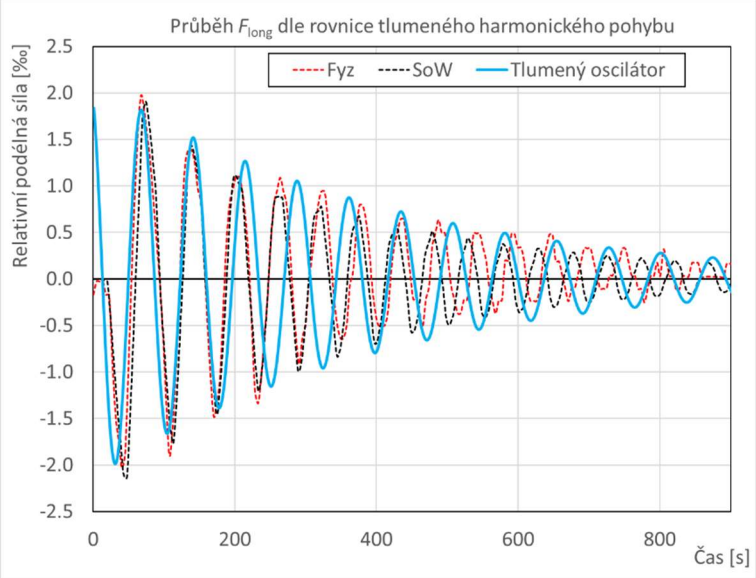
$$\varphi_0 = \pi \cdot \frac{T_z}{T_k}. \tag{55}$$

Fázový rozdíl φ_0 má pouze omezenou platnost, kdy čas otvírání uzávěru T_z musí být menší, než je délka periody T_k. Tato podmínka ($T_z < T_k$) platí pro celý průběh tlumeného oscilačního průběhu silového namáhání F_{long}. Tento fakt je dán právě superpozicí vln, kde při $T_z > T_k$ dochází k pohybu více translačních vln a průběh F_{long} se pak liší.

Výsledný průběh silového namáhání při dodržení všech omezujících podmínek pak lze stanovit jako:

$$F_{long} = -F_{max} \cdot e^{\left(-\frac{c_h b_k}{W} \cdot t\right)} \cdot \sin\left(\frac{c_s}{T_k} \cdot t + \pi \cdot \frac{T_z}{T_k}\right). \tag{56}$$

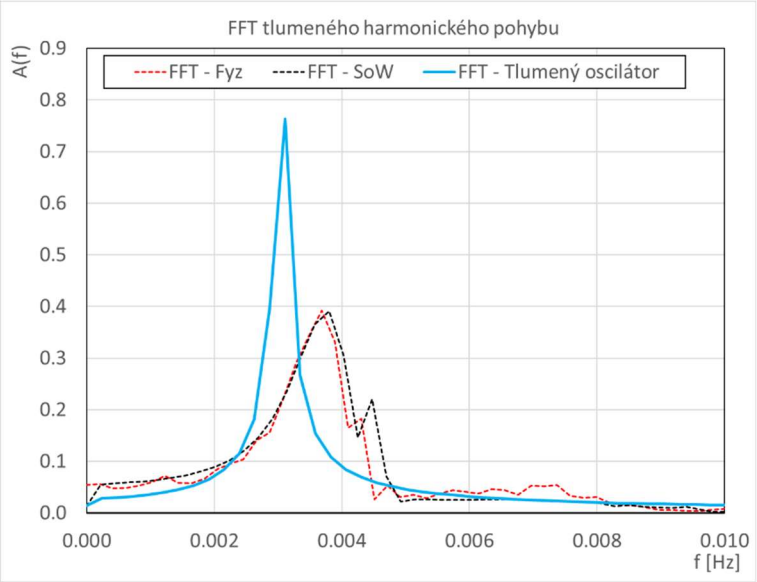
Výsledný průběh F_{long} pomocí fyzikálního modelu, 1D superpozice vln a průběhu tlumeného oscilátoru pro CPK, v = 0.0009 m·s^{-1} (T_z = 25 s), je zobrazen v grafu na Obr. 6.12.



Obr. 6.12 Průběh F_{long} dle jednotlivých přístupů pro plnění CPK

Průběh tlumeného oscilátoru velice dobře koreluje s fyzikálním modelem a 1D SoW v prvních 250 s. Dále dochází k fázovému posunu, který je s největší pravděpodobností způsoben větší změnou frekvence silového namáhání, která je vyvolána plavidlem v PK.

Při porovnání frekvenční analýzy jednotlivých průběhů F_{long} (Obr. 6.13) je zřejmé, že dominantní frekvence tlumeného oscilátoru je menší, než na fyzikálním modelu a 1D SoW. Perioda tlumeného pohybu pro fyzikální model a 1D SoW je $T_k \doteq 60$ s. Pro tlumený oscilátor dle rovnice (56) je pak délka hlavní periody $T_k = 72$ s. Tento rozdíl je daný zejména velkou citlivostí výpočtu rychlosti šíření tlakové vlny c_s, která má hlavní vliv na periodu T_k.



Obr. 6.13 FFT pro jednotlivé přístupy

Rovnici tlumeného oscilátoru (56) lze použít pro první odhad průběhu F_{long} při návrhu PK, kde je možné kromě určení F_{max} stanovit i průběh hydrodynamického zatížení.

7 DISKUZE A ZÁVĚRY

7.1 Diskuze

Disertační práce se věnovala tématu silového namáhání plavidel při proplavování plavebními komorami. Na základě rešerše české a zejména zahraniční literatury byly prozkoumány soudobé přístupy, které se používají k určování a hodnocení silového namáhání plavidel v plavebních komorách. Rešerše ukázala, že silové účinky proudící vody na plavidla v plavebních komorách se ve světové literatuře nejčastěji hodnotí pomocí relativní podélné síly, která je daná polohou vodní hladiny na přídi a zádi plavidla. Hodnocení silových účinků pouze na základě sklonů hladiny není kompletní, protože ze svého principu nemůže zahrnovat všechny složky síly působící na plavidla. S tímto faktem je vhodné při hodnocení silového namáhání plavidel počítat a je vhodné jej do celkové síly zahrnout, pokud tyto složky silového namáhání nejsou zanedbatelné.

Fyzikální modelování je stále nejrobustnější přistup k určení silového namáhání plavidel i přes značný rozvoj výpočetní techniky a dostupnosti jednotlivých matematických modelů. U fyzikálních modelů je důležité dbát na vhodně zvolené měřítko a na zachování mezních podmínek mechanické podobnosti při modelování daných fyzikálních jevů. Stejná pozornost by také měla být věnována měřící aparatuře, a to zejména její přesnosti a frekvenci záznamů. V případě fyzikálního modelu je nutné počítat s měřítkem času, které při vyhodnocení negativně ovlivňuje frekvenci záznamů. Přesnost měření je důležitá zejména při pomalém plnění, kde je podélný sklon hladiny velmi malý a nemusí být při vyhodnocení patrný. U fyzikálních modelů je také vhodné použít pokročilé zobrazovací metody, mezi které se řadí např. metoda PIV (Particle Image Velocimetry), PTV (Particle Tracking Velocimetry) a jiné optické metody ke sledování charakteru proudění a tvaru hladiny. U použití těchto zobrazovacích metod ale hraje velkou roli dostupnost z hlediska finanční náročnosti a také náročnost vyhodnocení jednotlivých měření.

V případě použití jakéhokoliv matematického modelu je stále vhodné prvotní výpočty verifikovat buď pomocí fyzikálního modelu, nebo s využitím měření in-situ na podobném vodním díle (plavební komoře). Bez správné verifikace se žádný matematický model nedá považovat za věrohodný a veškeré výsledky tak mají omezenou vypovídající hodnotu. I přes správnou verifikaci matematických modelů nejsou většinou komerční modely vhodné k sestavení dalších specializovaných analýz, o čemž svědčí například nemožnost optimalizace nelineárních manipulací s uzávěry plnícího/prázdnícího systému pomocí běžně používaných 1D

matematických modelů nebo ověření citlivosti jednotlivých parametrů pomocí parametrických studií.

U 3D CFD modelů by bylo vhodné veškeré simulace provádět s plavidly umístěnými v plavební komoře stejně jako u 1D modelů a na fyzikálních modelech. Korelace mezi průběhem podélných sklonů bez plavidla a s umístěným plavidlem není totiž zcela zřejmá. V případě eulerovských modelů je však velice složité simulovat plující plavidlo. A to především z důvodů nutnosti změny velké části výpočetní sítě během výpočtu a také stability výpočtu, která vyžaduje velice malý časový krok výpočtu. Z tohoto důvodu byly všechny CFD výpočty prováděny bez plavidel. I tyto výpočty pomáhají k ověření vhodnosti a správnosti CFD modelů pro složité hydraulické úlohy, mezi které se proces plnění plavebních komor řadí.

3D CFD modely je nejvhodnější používat zejména v rámci optimalizačních úloh, kdy je možné model verifikovat a dále používat k variantnímu řešení. V tomto případě CFD modely mohou být mnohem rychlejší, než přestavby na fyzikálních modelech a také mohou mít lepší prezentační schopnost.

7.2 Závěry

V návaznosti na rešerši, která byla zpracována na téma silového namáhání plavidel při proplavování plavebními komorami, byly stanoveny cíle disertační práce:

1) získání experimentálních dat z fyzikálních modelů,
2) ověření možností minimalizace silového namáhání plavidel během přímého plnění pro různé uspořádání ohlaví pomocí metody fyzikálního modelování,
3) možnosti použití a správnost 1D a 3D matematických modelů,
4) ověření dalších možností využití matematických modelů.

Dále bylo specifikováno konkrétní téma silového namáhání plavidel při proplavování plavebními komorami, kterému se disertační práce věnovala. Práce se tak cíleně věnovala pouze úzké problematice silového namáhání plavidel vlivem proudící vody při přímém plnění plavebních komor středních spádů (spád do 5 m). Přímé plnění plavebních komor se ve světě používá zejména pro komory s nízkými spády do 3 m.

Hodnocení silového namáhání plavidel během proplavování plavebními komorami bylo hodnoceno výhradně pomocí relativní podélné síly F_{long}, která byla vyjádřena v ‰ podélného sklonu hladiny mezi přídí a zádí plavidla, respektive pomocí její maximální hodnoty F_{max}.

Disertační práce dle stanovených cílů dospěla k těmto závěrům:

1) Získání experimentálních dat z fyzikálních modelů:

V první části disertační práce byly představeny dva fyzikální modely, které byly v letech 2015–2018 umístěny ve vodohospodářské laboratoři. Oba modely byly postaveny v měřítku l_r = 20. Měřítko délek 1:20 umožňovalo dle všech omezení plynoucích z Froudova zákona mechanické podobnosti spolehlivě modelovat celý proces přímého plnění plavebních komor středního spádu. Plavební komoru na objektovém modelu bylo možné středními vraty rozdělit celkem na tři různé plavební komory s dvěma druhy uzávěrů umožňující přímé plnění. Veškerá měření probíhala jak bez umístěných plavidel, tak i s plavidly s různými ponory. Pro výzkum v rámci disertační práce tak byly využity výsledky kompletní sady experimentálně měřených dat, které umožnily ověření různých metodických přístupů a jejich zobecnění.

Na obou modelech bylo provedeno více než 120 ustálených a neustálených simulací, které umožňovaly stanovit průběh relativního silového namáhání F_{long} během celého procesu přímého plnění. Z průběhu F_{long} bylo možné stanovit pro všechny neustálené pokusy maximální silové namáhání F_{max}, které je rozhodujícím faktorem pro hodnocení přípustného silového namáhání plavidel při proplavování plavebními komorami.

V případě přímého plnění segmentovými vraty byly sledovány rychlosti na počátku plavební komory a tvar proudového pole pro různé varianty uspořádání vývaru. Tato měření sloužila jak k minimalizaci silového namáhání, tak i k verifikaci 3D matematických modelů a kritickému zhodnocení jejich použitelnosti pro úlohy tohoto typu. Na objektovém modelu byla dále ověřena možnost přímého plnění otvory ve vzpěrných vratech, které zahrnovalo nelineární manipulace s uzávěry plnících otvorů.

Veškerá měření byla využita ke kalibraci a verifikaci 1D a 3D matematických modelů a k formulaci následných metodických postupů pro optimalizaci konstrukčních a provozních podmínek plavebních komor s ohledem na minimalizaci silového namáhání proplavovaných plavidel.

2) Ověření možností minimalizace silového namáhání plavidel během přímého plnění PK pomocí vybraných konstrukčních a provozních opatření s využitím metody fyzikálního modelování:

V rámci tohoto cíle se práce věnovala optimalizaci čtyř různých opatření, která si kladla za cíl snížit silové namáhání plavidel při přímém plnění plavebních komor středního spádu do 5 m.

První optimalizace spočívala v optimalizování vývaru pod segmentovými vraty. Dle různě umístěných rozražečů je možné snížit rychlost na začátku užitné délky plavební komory, která má přímý vliv zejména na sílu způsobenou nárazem proudu F_{jet} a sílu způsobenou poklesem hybnosti v podélném směru $F_{impulse}$. Rychlost proudící vody je možné snížit úpravou vývaru s rozražeči až 3x. Úpravou vývaru je možné sílu F_{jet}, která je dána kvadrátem rychlosti, snížit až 9x.

Při vyhodnocení proudového pole bylo možné u jednotlivých variant sledovat vliv zpětného proudění, který může být nebezpečný zejména pro rekreační plavidla. Tento jev je nutné při návrhu plavebních komor sledovat, aby nedocházelo k zvětšování silového namáhání malých plavidel pohybem směrem k vratům plavební komory.

Druhá optimalizace se věnovala vlivu rychlosti otvírání segmentových vrat při plnění PK na maximální silové namáhání F_{max}. Na základě měření byl prokázán přímý vliv rychlosti otvírání uzávěru v na maximální silové namáhání F_{max}. Na základě malého počtu měření rychlostí uzávěrů je tak možné stanovit závislost mezi rychlostí otvírání v a maximálním silovým namáháním F_{max}. Tímto způsobem je možné spolehlivě určit optimální rychlost otvírání pro požadovanou hodnotu F_{max}. Rychlost otvírání uzávěru má značný vliv na maximální silové namáhání F_{max}, ale jen nepatrný vliv na délku plnění.

Na základě optimalizace přímého plnění pomocí otvoru pod segmentovými vraty je možné vhodnou kombinací uspořádání vývaru, rychlosti otvírání plnícího otvoru a polohy plavidla v komoře dosáhnout srovnatelných časů plnění a silového namáhání, jako při nepřímém plnění plavebních komor středních spádů pomocí systému krátkých nebo dlouhých obtoků.

Třetí optimalizace se věnovala provozním manipulacím při otvírání stavítek plnících otvorů ve vzpěrných vratech při plnění PK. V tomto případě byly testovány nelineární manipulace otvírání plnících uzávěrů. Stejně jako u segmentových vrat lze vhodnou volbou režimu manipulace s uzávěrem redukovat silové namáhání plavidel až na pětinu původní síly F_{max}, při zachování srovnatelné doby plnění PK.

Čtvrtá optimalizace spočívala v úpravě polohy plnících otvorů ve vzpěrných vratech při plnění PK. Měření ukázala, že tvar a poloha plnícího otvoru ve vzpěrných vratech má zásadní vliv na velikost F_{max}, respektive na složku podélné síly $F_{impulse}$, která je způsobená poklesem hladiny vlivem změny hybnosti v podélném směru. Optimalizací polohy a tvaru plnících uzávěrů je možné snížit maximální podélnou sílu až o jednu třetinu.

3) Možnosti použití a věrohodnost 1D a 3D matematických modelů:

Použití matematických modelů bylo ověřováno pro 1D a 3D modely. Z 1D modelů byly testovány dvě metody 1D modelování (Saint-Venant a metoda superpozice vln). Na základě fyzikálního modelování přímého plnění celé plavební komory byly výpočty verifikovány s velice dobrými výsledky. V první řadě byly 1D modely verifikovány pro potřeby průběhu plnícího průtoku a průběhu hladiny v komoře během přímého plnění otvorem pod segmentovými vraty. Obě metody ukázaly velice dobrou shodu 1D modelů s měřenými daty. Maximální odchylky hodnoty kulminačního plnícího průtoku q_{max} dosahovaly rozdílů do 2.5 %. Na základě verifikace jednotlivých modelů bylo možné stanovit průběh podélné relativní síly F_{long}. U průběhu F_{long} dosahovala lepší shodu s fyzikálním modelem metoda superpozice vln. V případě porovnání frekvenční analýzy oscilačního pohybu sklonů hladiny simulovaného jednotlivými modely docházelo u všech metod k šíření silového namáhání F_{long} s prakticky shodnou frekvencí. V případě pomalého plnění PK nebyla u fyzikálního modelu znatelná dominantní frekvence, což bylo přisouzeno limitům měření na fyzikálním modelu.

Neustálený 3D model s dynamickou sítí byl verifikován pro přímé plnění celé plavební komory bez umístěných plavidel. V první fázi byly testovány různé velikosti sítí, kde na základě určení maximálního silového namáhání F_{max} a součinitele výtoku μ_s, bylo možné stanovit doporučení pro volbu vhodné velikosti výpočetní sítě. Pro simulaci přímého plnění by maximální velikost elementu měla být menší nebo rovna 0.2 m. Dále byly testovány různé turbulentní modely. Na základě této verifikace se ukázaly jako nejvhodnější modely turbulence k-ε Realizable a SST. SST model je však náročnější na výpočetní kapacitu, a tak lze pro 3D modely přímého plnění plavebních komor doporučit zejména model turbulence k-ε Realizable. CFD modely nedokázaly zcela přesně vyhodnotit frekvenci průběhu F_{long}, ale jsou vhodné k určení maximálního silového namáhání F_{max}.

4) Ověření dalších možností využití matematických modelů:

Matematické modely se dají použít jak k detailnímu hodnocení variant prvků plavebních komor, tak k citlivostní analýze silového namáhaní pomocí parametrické studie. S použitím matematického modelování lze také zobecnit průběh silového namáhání F_{long} v závislosti na geometrických a provozních charakteristikách plavební komory s využitím aparátu pro tlumený harmonický pohyb.

3D matematické modely jsou nejvhodnější k optimalizacím jednotlivých prvků plavebních komor. Pro optimalizaci vývaru (stejně jako u fyzikálního modelu) byl využit 3D ustálený matematický model, který simuloval danou průtokovou situaci při přímém plnění malé plavební komory. V první fázi byl 3D model verifikován,

s fyzikálním modelem. Takto verifikovaný model umožňuje spolehlivé vyhodnocení jak složky síly $F_{impulse}$, tak i složky F_{jet}. Složka síly $F_{impulse}$ byla hodnocena na základě polohy hladiny po délce plavební komory. Složka F_{jet} byla hodnocena na základě identifikace rychlostí v místě přídě plavidla. Dále byla stanovena celková průměrná rychlost proudění a také průměrná rychlost proudění po výšce ponoru plavidla. Na základě těchto hodnot je možné hodnotit jednotlivé varianty uspořádání vývaru pod horními vraty pomocí kvadrátu rychlostí před přídí plavidel. Optimalizací uspořádání vývaru je možné dosáhnout až 15x menší zatížení na plavidla sílou F_{jet} než u jiných variant. Konkrétní hodnotu síly F_{jet} je následně možné určit pro konkrétní plavidlo, u kterého je třeba stanovit součinitel tvaru lodě C_d.

Výzkum ukázal, že pro dostatečně spolehlivé posouzení silového namáhání plavidel ve fázi počátečního návrhu je vhodné použití 1D matematických modelů na principu Saint-Venantových rovnic nebo superpozice vln. Při správné kalibraci 1D modelu lze doporučit zpracování parametrické studie citlivosti vlivu základních parametrů plavební komory a plavidel na jejich silové namáhání. Parametrická studie pak může sloužit k optimalizaci prvního návrhu plavební komory. Pro další zpřesnění výsledků lze doporučit realizaci fyzikálního modelu. Význam 3D matematických modelů pak lze spatřovat zejména v možnosti časově méně náročném postupu optimalizace dílčích částí PK. Možnosti simulace plavidel v PK během plnění na 3D modelu jsou stále ještě velmi omezené a kladou značné nároky na výpočetní výkon a pracnost preprocessingu výpočtu.

Parametrická studie také potvrdila závislost základní periody silového namáhání plavidel na délce plavební komory a plavidla, a na rychlosti šíření tlakové vlny v plavební komoře během plnění. Při určitých rychlostech otvírání plnícího otvoru bylo možné v komoře sledovat šíření vln o více frekvencích.

Dále bylo možné využít matematické modely a zejména parametrickou studii k odvození rovnice silového namáhání během celé doby plnění plavební komory, která je založena na analýze tlumeného harmonického pohybu. Tuto rovnici lze pak použít pro přibližný průběh F_{long} při prvních fázích návrhu.

8 LITERATURA

8.1 Publikační činnost vztahující se k disertační práci

I. Kašpar, T. et al. Parametric study of direct filling system of medium-head navigation locks. *Pollack Periodica, An International Journal for Engineering and Information Sciences*. 2021, Volume 16(2), 43-49. ISSN 1788-1994. DOI 10.1556/606.2020.00261. Podíl autorství 60 %.

II. Fošumpaur, P. et al. *Optimalizace provozních režimů pro zvýšení spolehlivosti plavební komory Děčín*. [Výzkumná zpráva] 2018. Podíl autorství 25 %.

III. Kašpar, T. Tlumení kinetické energie při přímém plnění plavební komory. In: Bláhová, A. et al., eds. *Zborník súťažných prác mladých odborníkov*. Konferencia mladých vodohospodárov, Bratislava, 2018-11-08. Bratislava: Slovenský hydrometeorologický ústav, 2018. ISBN 978-80-88907-98-5. Podíl autorství 100 %.

IV. Fošumpaur, P. et al. Plavební komora Dečín - výzkum na fyzikálním modelu. In: Novák, V., ed. *XXIX. Plavebné dni*. Patince, 2017-09-19/2017-10-21. Bratislava: Slovenská technická univerzita v Bratislavě, 2017. s. 35-44. ISBN 978-80-227-4729-5. Podíl autorství 20 %.

V. Fošumpaur, P. et al. *Fyzikální hydraulický modelový výzkum plavební komory Děčín – závěrečná zpráva*. [Výzkumná zpráva] Praha 3: Ředitelství vodních cest ČR, 2016. Podíl autorství 20 %.

VI. Kašpar, T. Hydraulický model plavební komory Děčín. In: *Zborník súřažných prác mladých odborníkov*. 28. konferencia mladých hydrologov; 15.konferencia mladých vodohospodárov; 17. konferencia mladých meterologov a klimatologov, Bratislava, 2016-11-09. Bratislava: Slovenský hydrometeorologický ústav, 2016. s. 1-13. ISBN 978-80-88907-94-7. Podíl autorství 100 %.

VII. Fošumpaur, P. et al. *Fyzikální hydraulický modelový výzkum plavební komory Děčín - výzkum na výsekovém modelu*. [Výzkumná zpráva] 2015. Podíl autorství 20 %.

VIII. Kašpar, T. Optimalizace přímého plnění plavební komory Děčín. In: *Zborník prác mladých odborníkov*. Konferencia mladých odborníkov 2015, Bratislava, 2015-11-05. Bratislava: Slovenský hydrometeorologický ústav, 2015. ISBN 978-80-88907-89-3. Podíl autorství 100 %.

8.2 Použitá literatura

1. Aquatis, a.s. (2015). *Koncepce plavebního stupě Děčín.* Projektová dokumentace.
2. Ansys, Inc. (2016). *Turbulence Modeling Introduction to ANSYS Fluent*. Ansys. Inc.: Canonsburg, PA, USA. 42s.
3. Ansys, Inc. (2020). *ANSYS Fluent Theory Guide*. Ansys. Inc.: Canonsburg, PA, USA.
4. Belzner F, Thorenz C (2014). Hybrid Modelling of a Filling and Emptying System of a Navigation Lock. *ICHE 2014*, Hamburg - Lehfeldt & Kopmann (eds), s 967-974.
5. Belzner F (2015). Entwicklung von Verfahrensweisen zur Simulation bewegter Objekte mit OpenFOAM. *Bundesanstalt für Wasserbau Forschungskompendium Verkehrswasserbau 2015*, s. 202-204.
6. Čábelka J, Novák P (1964). *Hydrotechnický výzkum 1 – Modelový výzkum*. SNTL-SVTL, 338 s.
7. Čábelka J (1976). *Vodní cesty a plavba*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n.p., 668 s.
8. Čábelka J, Novák P (1987). *Matematické a fyzikální modelování v hydrotechnice (1) - Výzkum na hydraulických dílech a ve skutečnosti*. Academia Praha, 303 s.
9. Dawsey J, Huvel C, Blanton W (1965). *Prototype hawser-force measurements Jackson lock, Tombigbee river Alabama*. Technical report no. 2-685. August 1965
10. De Mulder T, Verelst K, Vercruysse J, De Cock W, Haegeman M (2010). On hawser force criteria for navigation lock design: case study of maritime locks in port of Antwerp. *PIANC MMX Congress* Liverpool UK 2010
11. De Mulder T (2011). Computational Fluid Dynamics (CFD) in lock design: Progress and challenges. *International Workshop, PIANC*, New Orleans, Sept. 2011
12. De Mulder T, Vantorre M (2011). Mooring forces and vessel behaviour in locks - Experience in Belgium. *International Workshop, PIANC*, New Orleans, Sept. 2011.
13. Deltares (2016). *Lockfill, user and technical manual*, Technical Report, Deltares, Delft, The Netherlands, 2016.

14. Dorrepaal SG (2016). *Closure of the New Waterway - An adaptive and innovative design of a lock complex in Rotterdam*. Master of Science in Civil Engineering at the Delft University of Technology. July 2016

15. Ferziger J H, Perić M, Street R L (2002). *Computational methods for fluid dynamics* (Vol. 3, pp. 196-200). Berlin: springer.

16. Fošumpaur P, Zukal M, Králík M (2008). *Hydraulický výzkum plnění a prázdnění plavební komory České Vrbné*. Závěrečná zpráva. ČVUT v Praze, Fakulta stavební.

17. Fošumpaur P, Zukal M, Králík M, Picek T (2012). *Verifikace a optimalizace provozních parametrů zdymadla Hluboká nad Vltavou ve vazbě na navazující vodní cestu - 2. etapa. Dokončení vltavské vodní cesty v úseku Hluboká nad Vltavou – VD Hněvkovice*. ČVUT v Praze, Fakulta stavební.

18. Fošumpaur P, Zukal M, Králík M, Picek T, Kučerová J (2012). *Verifikace a optimalizace provozních parametrů zdymadla Hluboká nad Vltavou ve vazbě na navazující vodní cestu - 3. etapa. Plavební stupeň Hluboká nad Vltavou*. ČVUT v Praze, Fakulta stavební.

19. Fošumpaur P, Kašpar T, Králík M, Kučerová J, Zukal M (2016). *Fyzikální hydraulický modelový výzkum plavební komory Děčín*. Závěrečná zpráva. ČVUT v Praze, Fakulta stavební.

20. Fošumpaur P, Kašpar T, Králík M, Kučerová J, Zukal M (2018). *Optimalizace provozních režimů pro zvýšení spolehlivosti plavební komory Děčín*. Závěrečná zpráva. ČVUT v Praze, Fakulta stavební.

21. Frigo A L, Zentgraf R, Berward Bleninger T (2019). Two-Dimensional vessel–current interaction model for Inland WATERWAYS ASSESSMENT. *Journal of Waterway, Port, Coastal, and Ocean Engineering, 145*(1), 04018036. doi:10.1061/(asce)ww.1943-5460.0000494

22. Gabriel P, Tesařová J, Beneš J (1985). *Účinky neustáleného proudění v otevřených korytech na plavidla - Etapová zpráva*.

23. Hammack A, Stockstill RL (2011). *Computational flow model of a reverse tainter valve*. Army Engineer Research and Development Center,Coastal and Hydraulics Laboratory.

24. Heinzelmann C, Thorenz C (2014) Methodeneinsatz im Binnenverkehrswasserbau am Beispiel des Neubaus der Weser-Schleuse Minden. *Internationales Wasserbau-Symposium 2014 Koumoutsakos P* (2005). Multiscale flow simulations using particles. Annu. Rev. Fluid Mech., 457–487.

25. Liao P (2018). Improved analytical model for estimating the capacity of a Waterway Lock. *Journal of Waterway, Port, Coastal, and Ocean Engineering*, 144(6), 04018021. doi:10.1061/(asce)ww.1943-5460.0000473.

26. Kumning engineering (2015). *Pak Beng hydropower project - Hydraulic Physical Model Investigation of Filling and Emptying Systém*. September 2015.

27. Matsson J (2020). *An Introduction to ANSYS Fluent 2020*. SDC Publications.

28. Medřický V, Valenta P (2009) *Vodní cesty – Navrhování plavebních komor*. ČVUT v Praze. ISBN: 978-80-01-04390-5

29. Možiešik Ľ (2012). *Rejdy plavebních komor na splavnených vodných tokoch*. STU v Bratislave. ISBN: 978-80-227-3847-7

30. Nogueira H I, Van der Ven P, O'Mahoney T, De Loor A, Van der Hout A, Kortlever W (2018). Effect of density differences on the forces acting on a moored vessel while operating navigation locks. *Journal of Hydraulic Engineering*, 144(6), 04018021. doi:10.1061/(asce)hy.1943-7900.0001445

31. Novák P, Guinot V, Jeffrey A, Reeve D E (2018). *Hydraulic modelling: An introduction: Principles, methods and applications*. CRC Press.

32. O'Mahoney, De Loor A. (2015). Computational Fluid Dynamics simulations of the effects of density differences during the filling process in a sea lock. *SMART RIVERS 2015*, Buenos Aires, September 2015

33. Rigo P (2010) Innovations in navigation lock design. *40th IWASA*, Aachen, Germany. January 2010

34. Partenscky H W (1957). *Der Einfluß der Schleusenfüllung auf den Wasserstand und die Schiffahrt in einer Kanalhaltung*. Arbeit aus dem Theodor-Rehbock-Flußbaulaboratorium, Diss. TH Karlsruhe 1957

35. Partenscky H W (1986). *Hydraulic engineering for inland navigation – Lock constructions* (in German: Binnenverkehrswasserbau – Schleusenanlagen). Springer-Verlag, Berlin.

36. Peng W (2011). Mooring forces and vessel behaviour in locks - Experience in China. *International Workshop, PIANC*, NewOrleans, Sept. 2011.

37. Příhoda J, Louda P (2007). *Matematické modelování turbulentního proudění.* ČVUT v Praze, 111 s.

38. Roumieu P, Panamax CCP, Roux S, De Regge J, Panamax TCP, Wong J (2008). Physical Model for the Filling and Emptying System of the Third Set of Panama locks. *Project Flood Defence HCMC*, Page, 183, 184.

39. Roux S, Roumieu P, De Mulder T, Vantorre M, De Regge J, Wong J (2010). Determination of hawser forces using numerical and physical models for third set of Panama locks studies. *PIANC MMX Congress Liverpool*, UK 2010

40. Roux S, Pecot F (2011). Mooring forces and vessel behaviour in locks - Experience in France. *International Workshop, PIANC*, NewOrleans, Sept. 2011.

41. Rustico E et al. (2014). Modelling the Holtenau Ship Lock with SPH. *ICHE 2014*, Hamburg - Lehfeldt & Kopmann (eds)

42. Schulze L, Rusche H, Thorenz C (2015). Development of a Simulation Procedure for the 3D Modelling of the Filling Process in a Navigation Lock Including Fluid Structure Interaction. *SMART RIVERS 2015 Buenos Aires*, September 2015

43. Sieber G (2002). *Numerical simulation of fluidstructure interaction using loose coupling methods*. TU Darmstadt, Darmstadt. Fachbereich Maschinenbau.

44. Smetana J (1957). *Hydraulika 1*. Nakladatelství Československé Akademie věd, 544 s.

45. Součková N, Kolář P, Tuček A (2013). *Simulace proudění tekutin pomocí CFD*. IT CAD.

46. Stockstill RL (2002). *Mooring Model for Barge Tows in Lock Chamber. U.S. Army Engineer Research and Development Center*, Vicksburg, MS

47. Stockstill RL (2003). Mooring Model Coefficients for Barge Tows in a Navigation Lock. *Journal of waterway, port, coastal and ocean engineering*. doi: 10.1061/(ASCE)0733-950X(2003)129:5(233)

48. Stockstill RL (2009). *Computational Model of a Lock Filling Systém*. US Army Corps of Engineers, January 2009

49. Stockstill RL (2011). Mooring forces and vessel behaviour in locks - Experience in USA. *International Workshop PIANC*, NewOrleans, Sept. 2011.

50. Šulek P, Kinczer T (2018). Expert control system for increase of safety of shipping operation on the Gabcikovo project on the Danube. In *18th International Multidisciplinary Scientific GeoConferences SGEM 2018* (pp. 297-304). doi: 10.5593/sgem2018/3.1/S12.039

51. Šulek P, Kinczer T (2019). Expert control system of shipping operation on the gabcikovo project. *Pollack Periodica*, 14(1), 139-150. doi:10.1556/606.2019.14.1.14

52. Thorenz C (2009). Computational Fluid Dynamics in lock design- State of the art. Innovations in Navigation Lock Design, *International Workshop, PIANC – Brussels*, Oct. 2009

53. Thorenz C (2011). Mooring forces and vessel behaviour in locks - Experience in Germany. *International Workshop, PIANC*, NewOrleans, Sept. 2011.

54. Thorenz C (2012). Ein neuartiges Füllsystem für Sparschleusen großer Höhe. *35. Dresdner Wasserbaukolloquium*, s. 504-512.

55. Urba V (2009). *Turbulence*. ČVUT v Praze, 141 s.

56. USACE (1995). *Planning and design of navigation locks*. Engineer Manual 1110-2-2602, Washington, D.C. 130s.

57. USACE (2006). *Hydraulic Design of Navigation Locks*. US Army Corps of Engineers. 196s.

58. Van Der Ven PPD, Van Velzen G, O'Mahoney TSD, De Loor A (2015). Comparison of Scale Model Measurements and 3D CFD Simulations of Loss Coefficients and Flow Patterns for Lock Levelling Systems. *SMART RIVERS 2015 Buenos Aires*, September 2015

59. Van Der Ven, Loon V (2018). The interaction of a lock's filling jet and the ship in the lock chamber, using scale model measurements. In *7th IAHR International Symposium on Hydraulic Structures*. ISHS (pp. 402-410).

60. Vercruysse J, Verelst K, De Mulder T (2018). Physical model research on breaking logs for through the gate filling of new Sint-Baafs-Vijve lock. In *34th PIANC World Congress*. PIANC.

61. Verelst K, Vercruysse J, De Mulder T, Fahner T, De Cock W, Pauwels H (2015) Hydraulic design of a filling emptying system for the new Royers lock in the port of Antwerp (Belgium). E-proceedings of the *36th IAHR World Congress*, July 2015.

62. Verelst K, Vercruysse J, Ramos P, De Mulder T (2016). Experimental investigation of the influence of breaking logs on the flow patterns induced by lock filling with gate openings. *Sustainable Hydraulics in the Era of Global Change*, 618-628. doi:10.1201/b21902-105.

63. Verelst K, Vercruysse J, De Mulder T (2018). Comparison of software for computation of longitudinal forces on a ship in a lock chamber during levelling with openings in the lock gate. In *7th IAHR International Symposium on Hydraulic Structures*. doi: 10.15142/T3KD2H (978-0-692-13277-7).

64. Vlček P (2013). *Modelování turbulentního proudění.* ČVUT v Praze, 21 s.

65. Vrijburcht A (1991). *Forces on ships in a navigation lock induced by stratified flows*. Delft Hydraulics Publication no. 448. 260 s.

66. Vrijburcht A et al. (2000). *Design of lock*. Ministry of Transport, Public Works and Water Management. ISBN 90-369-3305-6.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 Pozitivní a negativní síla při plnění a prázdnění PK 4

Obr. 2.2 Schéma sil působící na plavidlo na vnitrozemské plavební komoře.....6

Obr. 2.3 F_{long} při plnění otvory ve vratech (Vrijburcht et al., 2000).....6

Obr. 2.4 F_{long} při prázdnění otvory ve vratech (Vrijburcht et al., 2000) 7

Obr. 2.5 Vývoj průtoku napříč komorou (Dorrepaal, 2016).....8

Obr. 2.6 $F_{transverse}$ včetně všech složek (Dorrepaal, 2016).....9

Obr. 2.7 Prvky, které ovlivňují síly v úvazných lanech (De Mulder et al., 2010) 9

Obr. 2.8 Maximální síla v úvazném lanu typového plavidla v závislosti na sklonu hladin a délce úvazného lana podle rovnice (10) (Partensky, 1957).....19

Obr. 2.9 Průběh hladin po kalibraci 1D modelu (Belzner, Torenz, 2014) 21

Obr. 2.10 Průběh podélných sil na loď během plnění PK (Schulze et al., 2015).....24

Obr. 4.1 Schéma prostorového uspořádání modelů plavebních komor.....32

Obr. 4.2 Výsekový model segmentových vrat horního ohlaví.....33

Obr. 4.3 Schéma horního ohlaví plavební komory se segmentovými vraty.....33

Obr. 4.4 Foto objektového modelu 34

Obr. 4.5 Baterie přepadových žlábků 35

Obr. 4.6 Segmentová (vlevo) a vzpěrná (vpravo) vrata v horním ohlaví včetně lineárního motoru. 36

Obr. 4.7 Schéma příčného řezu a půdorysu vývaru, vlevo Var1, vpravo Var2 38

Obr. 4.8 Schéma příčného řezu a půdorysu vývaru, vlevo Var3, vpravo Var4 38

Obr. 4.9 Var1 – Proudnice pro rychlé plnění MPK.....40

Obr. 4.10 Var2 – Proudnice pro rychlé plnění MPK.....40

Obr. 4.11 Var2b – Proudnice pro rychlé plnění MPK.....41

Obr. 4.12 Var3 – Proudnice pro rychlé plnění MPK.....41

Obr. 4.13 Var4 – Proudnice pro rychlé plnění MPK.....41

Obr. 4.14 Rychlostní pole na začátku PK (h_k = 7.36 m) 42

Obr. 4.15 Pohled na model s umístěnými plavidly.....43

Obr. 4.16 Relativní silové namáhání F_{long} během přímého plnění v MPK, VPK a CPK (t_s = 1.4 m, v = 0.0025 m·s^{-1}) 43

Obr. 4.17 Vliv rychlosti otvírání uzávěru na celkovou velikost a průběh F_{long} v prostoru VPK při plnění CPK (otevřená střední vrata) 44

Obr. 4.18 FFT pro plnění CPK 45

Obr. 4.19 Závislost F_{max} na dobu otvírání uzávěru 45

Obr. 4.20 Průběh F_{long} s plavidly (t_s = 1.4 m) a bez plavidel pro v = 0.0025 m·s^{-1} v prostoru VPK při plnění CPK (otevřená střední vrata) 46

Obr. 4.21 Schéma vzpěrných vrat a plnících otvorů 47

Obr. 4.22 Průběhy F_{long} ve VPK při přímém plnění 48

Obr. 4.23 Nelineární manipulace N1, N2 a N3 49

Obr. 4.24 Schéma rovného otvoru (vlevo) a kónického rozšíření plnícího otvoru (vpravo) ve vzpěrných vratech VPK 51

Obr. 4.25 Detail úpravy plnících otvorů s horizontálním a vertikálním rozšířením na fyzikálním modelu – Varianta V6 51

Obr. 4.26 Průběh podélných rychlostí v ose VPK na počátku užitné délky v hloubce ponoru t_s = 1.4 m během plnění varianty V6 52

Obr. 5.1 Průběh průtoku q (plná) a hladiny h_l (čárkovaná) v čase pro jednotlivé přístupy 55

Obr. 5.2 Graf průběhu relativní síly F_{long} pro jednotlivé varianty v = 0.0050 m·s^{-1} 56

Obr. 5.3 Graf průběhu relativní síly F_{long} pro jednotlivé varianty v = 0.0025 m·s^{-1} 56

Obr. 5.4 Frekvenční analýza vlevo v = 0.005 m·s^{-1}, vpravo v = 0.0025 m·s^{-1} 57

Obr. 5.5 Graf průběhu relativní síly pro fyzikální model s 1D Superpozici vln. Pokles hladiny pod vraty vyvozuje sílu $F_{impulse}$. 58

Obr. 5.6 Průběh relativního silového namáhání pro nelineární manipulaci N3 59

Obr. 5.7 Porovnání průběhu F_{long} pro fyzikální a 1D model nelineárních manipulací 60

Obr. 5.8 Schéma funkce BLS k-ω a SST k-ω (Ansys, 2016) 65

Obr. 5.9 Schéma horního ohlaví plavební komory se segmentovými vraty 66

Obr. 5.10 Schéma rozložení jednotlivých částí plavební komory 67

Obr. 5.11 Průběh průtoků a hladin na fyzikálním modelu pro dvě verifikační měření 68

Obr. 5.12 Relativní podélná síla pro celou plavební komoru (vlevo) a pro malou plavební komoru (vpravo) 68

Obr. 5.13 Porovnání hustoty sítě pro CFD3 (nahoře) a CFD4 (dole) 70

Obr. 5.14 Detail dynamické sítě plnícího otvoru pro výpočet CFD3 – velikost sítě 0.2 m 71

Obr. 5.15 vlevo: PBS soubor pro dávkové spouštění úloh 72

Obr. 5.16 Skript pro spuštění úlohy ve Fluentu 72

Obr. 5.17 Vizualizace plnění při q_{max}, t = 55 s, výpočet CFD2 73

Obr. 5.18 Průběh F_{long} MPK pro jednotlivé sítě a pro prvních 400 s výpočtu 74

Obr. 5.19 Průběh F_{long} CPK pro jednotlivé sítě a pro prvních 400 s výpočtu 74

Obr. 5.20 Průběh F_{long} MPK (vlevo) a CPK (vpravo) s posunem výpočtu pro CFD3 a CFD4 75

Obr. 5.21 FFT analýza pro MPK (vlevo) a pro CPK (vpravo) 75

Obr. 5.22 Porovnání F_{long} pro CPK a pro jednotlivé turbulentní modely 76

Obr. 5.23 Porovnání F_{long} pro MPK a pro jednotlivé turbulentní modely 77

Obr. 5.24 Porovnání F_{long} pro VPK a pro jednotlivé turbulentní modely 77

Obr. 5.25 FFT pro jednotlivé turbulentní modely 78

Obr. 5.26 Přímé plnění MPK, porovnání F_{long} na fyzikálním modelu a CFD simulace 78

Obr. 5.27 FFT pro přímé plnění MPK 79

Obr. 6.1 CFD model Var2 81

Obr. 6.2 Proudnice na fyzikálním modelu Var2 (nahoře) a vektory rychlostí na CFD modelu (dole) 81

Obr. 6.3 Var1 – Proudnice pro rychlé plnění MPK, srovnej s obr. fyzikálního modelu na Obr. 4.9 82

Obr. 6.4 Var3 – Proudnice pro rychlé plnění MPK, srovnej s obr. fyzikálního modelu na Obr. 4.12 82

Obr. 6.5 Var4 – Proudnice pro rychlé plnění MPK, srovnej s obr. fyzikálního modelu na Obr. 4.13 82

Obr. 6.6 Průměrné rychlosti po výšce ponoru pro jednotlivé varianty 84

Obr. 6.7 Průběh silového namáhání vlivem poklesu hladiny 84

Obr. 6.8 Izolinie F_{max} dle jednotlivých parametrů výpočtu pro ponor lodí t_s = 1.2 a 2.8 m 86

Obr. 6.9 Izolinie síly signálu A(f) pro rychlosti otvírání uzávěru v = 0.0300 $m \cdot s^{-1}$(vlevo) a v = 0.0100 $m \cdot s^{-1}$(vpravo) 86

Obr. 6.10 Izolinie síly signálu A(f) 87

Obr. 6.11 průběh F_{long} a F_{lim} pro plnění CPK 89

Obr. 6.12 Průběh F_{long} dle jednotlivých přístupů pro plnění CPK 90

Obr. 6.13 FFT pro jednotlivé přístupy 91

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Limitní sklony pro síly v úvazných lanech (Vrijburcht et al., 2000) 10

Tab. 2 Hydraulické modely plavebních komor (Fošumpaur a kol., 2016) 12

Tab. 3 Síly naměřené na fyzikálním modelu PK Shihutang (rozměry komory 180.0 x 23.0 x 3.5 m) (Kumning engineering, 2015) 14

Tab. 4 Základní parametry zkoumaných plavebních komor 32

Tab. 5 Rychlost v místě ZUD 1 m pod hladinou 40

Tab. 6 F_{max} a doba plnění T_c v závislosti rychlosti otvírání uzávěru v pro CPK 44

Tab. 7 Nelineární manipulace pro tři vybrané varianty. 49

Tab. 8 Porovnání variant s úpravou plnících otvorů 51

Tab. 9 Základní parametry testované plavební komory VPK a umístěných plavidel . 57

Tab. 10 Základní parametry testované plavební komory 67

Tab. 11 Testované sítě 70

Tab. 12 Porovnání výsledků pro jednotlivé sítě 73

Tab. 13 Porovnání výsledků pro jednotlivé turbulentní modely 76

Tab. 14 Průměrné rychlosti a jejich kvadrát na začátku užitné délky plavební komory (ZUD) a ve vzdálenosti $0.1l_k$ od ZUD (ZPUD) (pro možnost porovnání s fyzikálním modelem) 83

SEZNAM SYMBOLŮ

a	[–]	–	Koeficient exponenciálního průběhu
a_h	[m^2]	–	Plocha plnícího otvoru
A	[m^2]	–	Příčný profil
$A(f)$	[–]	–	Síla signálu
A_{BB}	[m^2]	–	Plocha plnícího proudu
A_ω	[m^2]	–	Příčná plocha obtoku
b	[–]	–	Koeficient exponenciálního průběhu
b_h	[m]	–	Délka plnícího otvoru
b_k	[m]	–	Šířka plavební komory
b_s	[m]	–	Šířka plavidla
b_r	[m]	–	Šířka rozražeče
B_H	[m]	–	Šířka plnícího otvoru
c_k	[m·s^{-1}]	–	Rychlost tlakové vlny bez plavidla
c_s	[m·s^{-1}]	–	Rychlost tlakové vlny v části plavební komory s plavidlem
C_d	[–]	–	Součinitel tvaru lodě
C_h	[–]	–	Hydrodynamický koeficient
C_μ	[–]	–	Konstanta turbulentního modelu k-ε
$C_{\varepsilon 1}$	[–]	–	Konstanta turbulentního modelu k-ε
$C_{\varepsilon 2}$	[–]	–	Konstanta turbulentního modelu k-ε
D	[–]	–	Koeficient síly vlny
E	[t·cm^{-2}]	–	Modul pružnosti lana
f	[s^{-1}]	–	Frekvence
$f_č$	[m^2]	–	Příčná plocha hlavního žebra ponořené části plavidla
f_i	[m^2]	–	Průtoková plocha i-tého výtokového otvoru z obtoku
f_k	[m^2]	–	Příčná plocha vodní náplně komory
f_m	[m^2]	–	Průtoková plocha m-tého výtokového otvoru z obtoku
f_s	[–]	–	Bezpečnostní koeficient
f_t	[–]	–	Bezpečnostní koeficient
F	[m^2]	–	Plocha komory
F_{dens}	[kN; ‰]	–	Síla vlivem rozdílu v hustotě v podélném směru
F_{densw}	[kN; ‰]	–	Síla vlivem rozdílu v hustotě v příčném směru
F_{frict}	[kN; ‰]	–	Síla vyvolaná třením v podélném směru
F_{frictw}	[kN; ‰]	–	Síla vyvolaná třením v příčném směru
F_{jet}	[kN; ‰]	–	Síla vyvolaná odporovou silou
$F_{impulse}$	[kN; ‰]	–	Síla vyvolaná hybností v podélném směru

$F_{impulsew}$	[kN; ‰]	–	Síla vyvolaná hybností v příčném směru
F_{lim}	[‰]	–	Meze silového namáhání
F_{long}	[kN; ‰]	–	Podélná síla působící na plavidla
F_{max}	[kN; ‰]	–	Maximální podélná síla působící na plavidla
F_{min}	[kN; ‰]	–	Maximální podélná síla působící na plavidla
Fr	[–]	–	Froudovo číslo
F_{sg}	[–]	–	Amplituda translační vlny
F_T	[m^2]	–	Průřezová plocha lana
F_{transl}	[kN; ‰]	–	Síla vzniklá translačními vlnami
$F_{transverse}$	[kN; ‰]	–	Příčná síla působící na plavidlo
$F_{translw}$	[kN; ‰]	–	Síla vzniklá translačními vlnami v příčném směru
g	[$m \cdot s^{-2}$]	–	Tíhové zrychlení
h	[m]	–	Hloubka vody
h_i	[m]	–	Hladina během plnění PK
h_{bow}	[m]	–	Hladina na přídi plavidla
h_{stern}	[m]	–	Hladina na zádi plavidla
h_k	[m]	–	Počáteční hladina v plavební komoře
h_r	[m]	–	Výška rozražeče
h_u	[m]	–	Hladina vody v nadjezí
h_v	[m]	–	Hloubka vývaru
H	[m]	–	Maximální spád komory
i_{max}	[‰]	–	Maximální sklon hladiny v komoře
l	[m]	–	Délka
l_0	[m]	–	Prověšení lana
l_h	[m]	–	Šířka plnícího otvoru
l_k	[m]	–	Délky plavební komory
l_m	[m]	–	Délka na modelu
l_r	[m]	–	Měřítko geometrické podobnosti
l_s	[m]	–	Délka plavidla
l_{ud}	[m]	–	Užitná délka plavební komory
l_{CPK}	[m]	–	Užitná délka celé plavební komory
l_{MPK}	[m]	–	Užitná délka malé plavební komory
l_{VPK}	[m]	–	Užitná délka velké plavební komory
k	[$J \cdot kg^{-1}$]	–	Turbulentní energie
k_r	[–]	–	Koeficient zohledňující tvar obtoku
k_v	[–]	–	Součinitel stejnoměrnosti
m	[kg]	–	Hmotnost tělesa
m_v	[–]	–	Součinitel podmínek působení

M_{Fr}	[–]	–	Měřítko podle Froudova zákona podobnosti
M_g	[–]	–	Měřítko gravitačních zrychlení
M_l	[–]	–	Měřítko délek
M_Q	[–]	–	Měřítko průtoků
M_p	[–]	–	Měřítko měrných tlaků
M_P	[–]	–	Měřítko sil
M_t	[–]	–	Měřítko času
M_v	[–]	–	Měřítko rychlostí
M_γ	[–]	–	Měřítko měrných vah
M_ω	[–]	–	Měřítko úhlových otáček
N_{jm}	[kN]	–	Jmenovitá pevnost lana
p	[m]	–	Měrný tlak
P_1	[kN]	–	Síla vzniklá proudovým odpor
P_2	[kN]	–	Síla vzniklá podélným sklonem v komoře
P_3	[kN]	–	Síla vzniklá vlněním hladiny
P_0	[kN]	–	Předpínací síla lana
P_k	[–]	–	Produkce turbulentní energie
q	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	–	Specifický průtok
q_0	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	–	Boční přítok
q_{max}	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	–	Maximální specifický průtok
Q	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	–	Průtok
R_{max}	[kN]	–	Největší síla v úvazném lanu
R_{dov}	[kN]	–	Výpočtová (mezní) pevnost lana
Re	[–]	–	Reynoldsovo číslo
Re_m	[–]	–	Reynoldsovo číslo na modelu
Re_r	[–]	–	Měřítko Reynoldsova čísla
s	[m]	–	Délka lana
S_0	[–]	–	Sklon dna
S_e	[–]	–	Místní ztráta rozšířením/zúžením příčného průřezu
S_f	[–]	–	Ztráta třením
t	[s]	–	Čas od počátku plnění
t_s	[m]	–	Ponor plavidla
T_k	[s]	–	Základní perioda průběhu relativní síly
T_c	[s]	–	Délka plnění
T_u	[kN]	–	Minimální pevnost v tahu úvazného lana
T_z	[s]	–	Délka otvírání uzávěru
v	$[m \cdot s^{-1}]$	–	Rychlost otvírání uzávěru
v_{pd}	$[m \cdot s^{-1}]$	–	Rychlost na skutečném díle

v_{pm}	[m·s^{-1}]	–	Rychlost na modelu
v_p	[m·s^{-1}]	–	Střední průřezová rychlost
v_s	[m·s^{-1}]	–	Rychlost pohybu elementu
v_x	[m·s^{-1}]	–	Rychlost proudící vody v ose x
v_y	[m·s^{-1}]	–	Rychlost proudící vody v ose y
v_z	[m·s^{-1}]	–	Rychlost proudící vody v ose z
v_{zpud}	[m·s^{-1}]	–	Rychlost vody na začátku upravené užitné délky
v_{zud}	[m·s^{-1}]	–	Rychlost vody na začátku užitné délky
V	[m^3]	–	Objem
W	[t]	–	Výtlak lodě
x_s	[m]	–	Vzdálenost přídě od plnícího otvoru
y	[m]	–	Okamžitý spád v čase t
y_m	[–]	–	Poloha oscilátoru v čase
y_{m0}	[–]	–	Počáteční amplituda výchylky
z_f	[m]	–	Dolní hrana plnícího otvoru
z_k	[m]	–	Dno plavební komory
Z_{HMAXD}	[m]	–	Výška plnícího otvoru
α	[°]	–	Úhel, který svírá úvazné lano s podélnou osou
β	[–]	–	Boussinesq koeficient
β^*	[–]	–	Bezrozměrná konstanta
β^+	[–]	–	Bezrozměrná konstanta
γ	[–]	–	Bezrozměrná konstanta
Δx	[m]	–	Nejmenší velikost elementu
ε	[m^2·s^{-2}]	–	Disipace energie
θ	[–]	–	Úhel, který závislý na geometrii plavební komory
μ	[–]	–	Součinitel ztrát
μ_t	[Pa·s^{-1}]	–	Turbulentní vazkost
ρ	[kg·m^{-3}]	–	Objemová hmotnost
σ_ε	[–]	–	Turbulentní Prandltovo číslo pro ε
σ_k	[–]	–	Turbulentní Prandltovo číslo pro k
σ	[–]	–	Bezrozměrná konstanta
σ^*	[–]	–	Bezrozměrná konstanta
φ	[°]	–	Úhel, který závislý na systému vyvazování
φ_0	[–]	–	Fázový rozdíl
ω_0	[s^{-1}]	–	Úhlová frekvence