



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

**ANALÝZA CYKlické ÚNAVY TRUBKOVÉHO
SVAZKU VLIVEM PROUDĚNÍ PRACOVNÍHO
MÉDIA**

FLOW INDUCED VIBRATION FATIGUE ANALYSIS OF TUBE BUNDLE

TEZE DIZERTAČNÍ PRÁCE

THESES OF DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Jiří Buzík

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Ing. Stanislav Vejvoda, CSc.

BRNO 2017

Klíčová slova

Vibrace vyvolané prouděním, tepelné výměníky, trubkové svazky, únava, Kármánova vírová stezka, vztlaková síla, odporová síla, turbulentní excitace, vírové uvolňování, fluidně-elastická nestabilita, akustická rezonance, grafický návrh tepelného výměníku podle Poddara a Polleyho, metoda konečných prvků, numerické modelování proudění tekutin, uživatelem definované funkce

Keywords

Flow-induced vibration, heat exchanger, tube bundle, fatigue, Karman's vortex street, lift force, drag forces, turbulent excitation, vortex shedding, fluid-elastic instability, acoustic resonance, graphical design of heat exchanger by Poddar and Polley, finite element method, computational fluid dynamics, user define function

Místo uložení dizertační práce

Areálová knihovna Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně

ISBN 80-214-

ISSN 1213-418

© Jiří Buzík, 2017

Tato práce vznikla jako školní dílo na Vysokém učení technickém v Brně, Fakultě strojního inženýrství. Práce je chráněna autorským zákonem a její užití bez udělení oprávnění autorem je nezákonné, s výjimkou zákonem definovaných případů.

OBSAH

1	ÚVOD.....	4
2	NÁVRH TEPLOSMĚNNÉHO ZAŘÍZENÍ POMOCÍ METODY PODDARA A POLLEYHO A KONTROLA NA VIBRACE VYVOLANÉ PROUDĚNÍM.....	7
2.1	Návrh tepelného výměníku podle poddara a polleyho	7
2.2	Kontrola tepelného výměníku na vibrace vyvolané prouděním.....	10
3	NUMERICKÁ ANALÝZA PROUDĚNÍ UVNITŘ MEZITRUBKOVÉHO PROSTORU	10
3.1	numerické analýzy dynamiky tekutin uvnitř mezitrubkového prostoru	10
3.2	První analyzovaný případ	13
3.3	Druhý analyzovaný případ	15
3.4	Třetí analyzovaný případ	20
4	APLIKACE METODY KONEČNÝCH PRVKŮ NA VÝSLEDKY Z CFD	26
4.1	Výsledky z napětově-deformačních analýz.....	27
5	ZÁVĚR A BUDOUCÍ PRÁCE.....	32
6	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	34
	ŽIVOTOPIS.....	36

1 ÚVOD

Správná funkce zařízení na výměnu tepla je dána tepelně-hydraulickým návrhem, bezpečnost pro požadovanou životnost pak zajišťuje pevnostní návrh. Snaha o výměnu tepla je doprovázena intenzifikací přestupu tepla mezi jednotlivými médii. Nejúčinnějším způsobem, jak toho dosáhnout, je usměrnění toku do příčného proudění. Obecně platí fakt, že přenos tepla je tím efektivnější, čím je dosaženo většího zviření proudu u teplosměnné plochy. Jedním z významných faktorů, který ovlivňuje efektivitu přestupu tepla, je tedy turbulence. Turbulence zapříčiňuje rozrušování laminární mezní vrstvy (která se vyskytuje u stěny teplosměnné plochy jako izolace) a také k lepší teplotní homogenizaci proudu. K dosažení většího přestupu tepla obecně dochází se zvýšením Reynoldsova čísla pracovní tekutiny. Bohužel, zvyšování přestupu tepla, resp. turbulence má i své stinné stránky. Těmi jsou zvýšené odezvy tekutiny na teplosměnné plochy zařízení. Tyto odezvy jsou způsobeny proudící tekutinou, zejména pak vírovým uvolňováním v místech úplavu. Častým negativním důsledkem odezev jsou pak vibrace vyvolané prouděním (FIV - flow-induced vibration). Jedná se především o případy turbulentní excitace (turbulence excitation), vírového uvolňování (vortex shedding) a oblast fluidně-elastické nestability (fluid-elastic instability).

Interakce tekutiny a struktury teplosměnné plochy má negativní efekt zvláště v podobě zvyšování napětí v místech s odebranými stupni volnosti (místa uložení, podepření, vetknutí). Obecně lze tato místa nazvat jako koncentrátoři napětí [1]. V místech koncentrátorů napětí může docházet k poškození jak vlivem statické zátěže, tak vlivem únavy. V druhém případě může docházet k poškození trubkového svazku vibracemi (vyskytují se například jevy jako rezonance nebo fluidně-elastická nestabilita) v rámci několika hodin nebo dnů. V případě únavového poškození se jedná především o poškození způsobené tzv. „třepáním“ (buffeting) trubek svazku. [2], [3]

Z hlediska únavové pevnosti lze použít metodu konečných prvků (MKP) pro odhalení míst, které by mohly být poškozeny vlivem výše zmíněných vibrací. Tato metoda je použitelná za předpokladu správného začlenění silových okrajových podmínek. Ty se totiž mohou měnit z hlediska životnosti víru v úplavu v rozsahu od 1 do 10–4 sekundy. Jednou z reálných možností, jak získat silové okrajové podmínky, je použití dalšího modelu numerické analýzy, a to konkrétně simulací proudění tekutin (CFD – computational fluid dynamics). Interakce mezi tekutinou a pevnou strukturou lze řešit za pomoci metod vzájemné interakce (FSI – fluid

structure interaction). Tyto metody numerických analýz mohou být velmi přesné, avšak na úkor výpočtového času a hardwarové základny. FSI analýzy lze rozdělit podle počtu směrů těchto interakcí, a to konkrétně na jednosměrnou interakci (1-way interaction) a obousměrnou interakci (2-ways interaction) [4]. U jednosměrné interakce se uvažuje interakce tekutiny (CFD analýzy) resp. struktury (MKP analýzy) jako vstupní okrajové podmínky struktury, resp. tekutiny. Naopak u obousměrné interakce se zohledňuje působení jak tekutiny na pevnou strukturu, tak pevné struktury na proudění tekutiny. Jednosměrná interakce je použitelná u vysokocyklické únavy trubkového svazku právě proto, že u teplosměnných ploch lze předpokládat malý vliv pevné struktury na proudící tekutinu. Proudící tekutina působí na pevnou strukturu malými silami, tudíž nevyvolává takovou odezvu na pevné struktuře, která by zpětně významně interagovala s proudící tekutinou.

Navzdory vymezení lze použité metody aplikovat obecně pro případy interakce proudících tekutin a struktury. Výsledky uvedené v disertační práci jsou omezeny následujícími předpoklady:

- Jednofázové proudění
- Izotermní úloha
- CFD analýzy jsou řešeny ve 2D především v oblasti mezitrubkového prostoru pod vstupním hrdlem
- Zanedbání interakce tekutiny s trubkovými svazky v celém mezitrubkovém prostoru tepelného výměníku
- Trubkový svazek má pouze rovné trubky
- Použitelnost uživatelem definovaných funkcí (UDF) je omezena pouze na vybrané trubky
- Pro výpočet vlastní frekvence trubek je zanedbáno axiální napětí působící na trubce

Tři následující citace byly vybrány z publikací nejen za účelem doložení významných milníků poznání, ale také aby umožnily čtenáři lépe proniknout do problematiky vibrací vyvolaných prouděním.

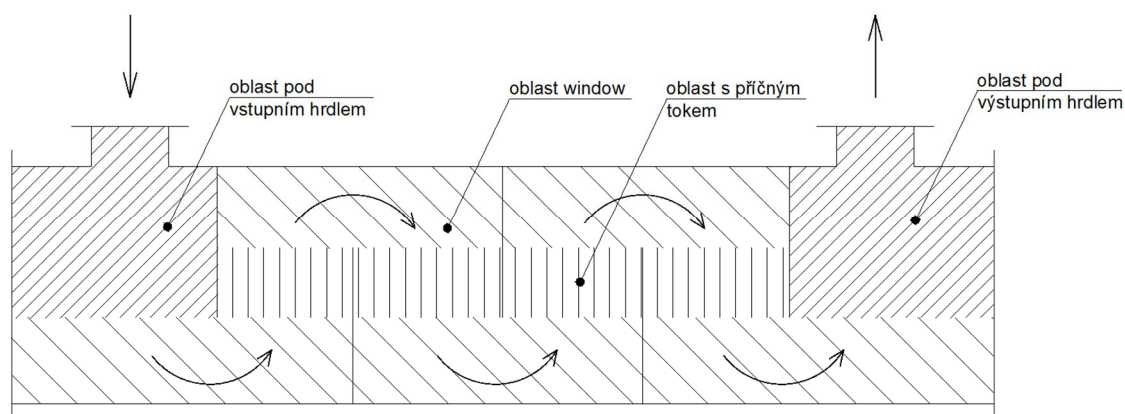
„Vibrace vyvolané prouděním se staly jedním z klíčových faktorů, na které se bere ohled při navrhování tepelných výměníků spolu s tradičními tepelně-hydraulickými a pevnostními faktory.“ [5]

„V mnoha tepelných výměnících se objevily vibrační problémy, jak jim zabránit je obecně známo. Co velmi často chybí je schopnost dostatečně popsat vliv skutečné

geometrie a podmínek proudění. V důsledku komplexnosti problému je schopnost přesně předpovědět intenzitu vibrací nebo pravděpodobnost poškození menší než jistá.“ [6]

„Vibrace způsobené prouděním tekutiny jsou velmi komplexním problémem a současný stav poznání neumožňuje přesně definovat řešení tohoto problému. Kvůli komplexnosti problému TEMA negarantuje výskyt vibračních poškození.“ [7]

Předchozí odstavce se snažily přiblížit potencionálnímu čtenáři význam jevu vibrací. Tyto odstavce popisovali vliv vibrací čistě jako mechanismus, kdy je geometrie obtékána tekutinou proudící kolmo na osu tohoto profilu. V průmyslu existuje více druhů vibrací právě podle směru obtékání geometrie např. vibrace od proudění podél povrchu geometrie nebo vibrace od proudění uvnitř geometrie. Jelikož se tato práce zabývá vibracemi především trubkových svazků, které jsou příčně obtékány tekutinou, je vhodné na tomto místě zobrazit směry toku v mezitrubkovém prostoru. Při použití přepážek v mezitrubkovém prostoru je tento prostor rozdělen do několika klíčových oblastí podle směru toku pracovní látky vůči trubkovému svazku. V oblasti window obrázek 1 dochází k podélnému obtékání trubkového svazku, v oblasti s příčným tokem pak k příčnému obtékání. Mimo tyto dvě oblasti se v mezitrubkovém prostoru objevují oblasti pod vstupním, resp. výstupním hrdlem. Tyto oblasti jsou specifické díky zvýšené rychlosti v místě vstupu, resp. výstupu tekutiny z/do hrdel. Obrázek 1 znázorňuje klíčové oblasti v mezitrubkovém prostoru.



Obrázek 1 - Znázornění oblastí v mezitrubkovém prostoru

2 NÁVRH TEPLOSMĚNNÉHO ZAŘÍZENÍ POMOCÍ METODY PODDARA A POLLEYHO A KONTROLA NA VIBRACE VYVOLANÉ PROUDĚNÍM

Návrh teplosměnných zařízení se provádí jak po stránce tepelně-hydraulické, tak i po stránce pevnostní. Součástí návrhu by bezpochyby mělo být i vyhodnocení míry zanášení a nebezpečí vibrací. Návrh dle Poddara a Polleyho [8] prozkoumává celou řadu parametrů průměrů mezitrubkového pláště, resp. počtu trubek v závislosti na délce trubek a na základě řídicích vztahů mezi tepelným výkonem, tlakovými ztrátami na mezitrubkové a trubkové straně pak určuje oblast návrhu tepelného výměníku s možným ekonomickým optimem [8]. To je určeno za předpokladu co nejmenšího počtu a délky trubek trubkového svazku.

Cílem uvedené metody je identifikovat právě ty geometrie, které splňují následující omezení [8]:

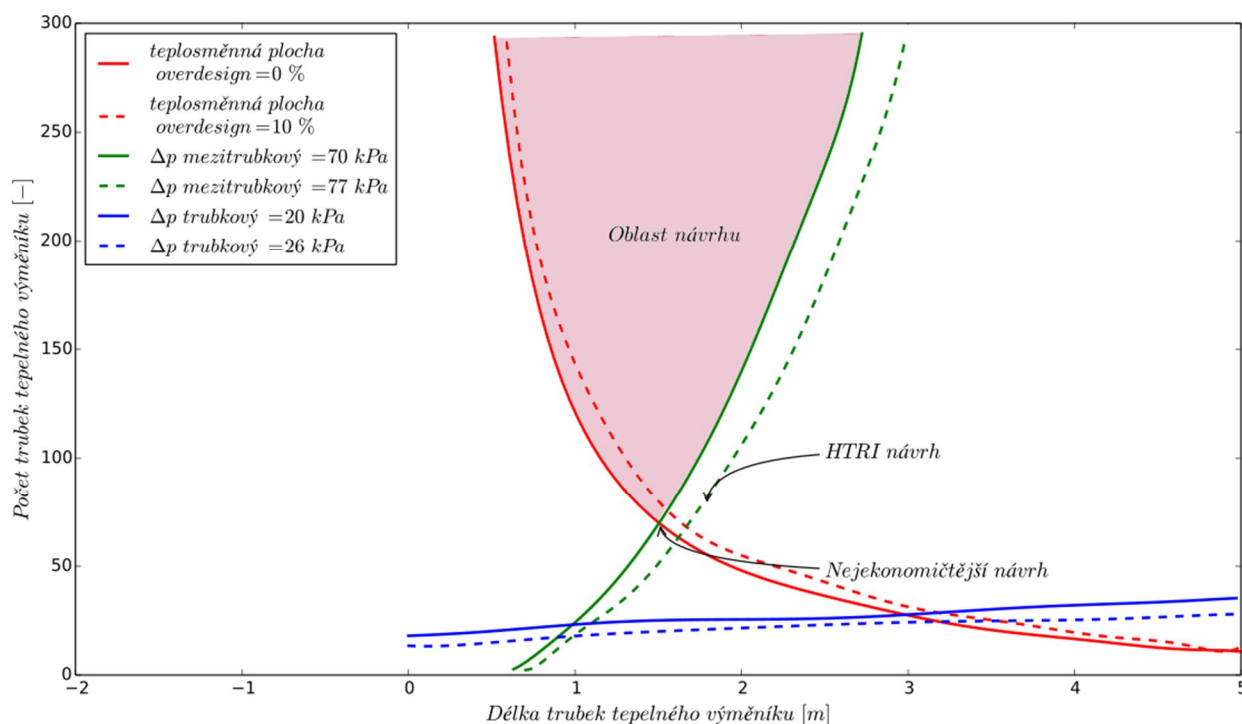
1. Výměník je schopen přenášet specifický výkon
2. Tlaková ztráta v trubkovém prostoru nepřesahuje maximální doporučenou hodnotu
3. Tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru nepřesahuje maximální doporučenou hodnotu
4. Rychlost na trubkové straně je menší než maximální hodnota a větší než minimální hodnota rychlosti
5. Délka trubek je menší než maximální specifická hodnota
6. Průměr skořepiny je menší než maximální specifická hodnota

Výše uvedený postup je nepřesný z několika důvodů. Za prvé, vygenerované návrhy jsou často předimenzovány a navzdory konvenčním znalostem nelze říci, že takovéto návrhy jsou mnohdy bezpečnými. Za druhé, návrh je tak přesný, jak přesná je použitá metoda pro tepelně-hydraulický výpočet (Kernova metoda, metoda Bell-Delaware, metoda proudové analýzy atd.) a rovnice popisující její závislosti např. mezi průměrem mezitrubkového prostoru a počtem trubek svazku. Za třetí, osoba provádějící návrh nemusí nutně zahrnout nejlepší varianty a rozsahy možných potenciálních geometrií polotovarů. [8]

2.1 NÁVRH TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU PODLE PODDARA A POLLEYHO

Obrázek 2 je definován křivkami teplosměnných ploch (resp. výkonu), dovolených tlakových ztrát v trubkovém a mezitrubkovém prostoru, které vymezují

oblast návrhu tepelného výměníku. Nejekonomičtější návrh podle Poddara a Polleye se pak nachází v průniku křivky teplosměnné plochy s 0% overdesignem a dovolené tlakové ztrátě v mezitrubkovém prostoru pro 70 kPa. Do jaké míry je tento návrh nejekonomičtější popisuje odstavec výše. Pro zajímavost a srovnání je v obrázku 2 znázorněn bod s HTRI návrhem.



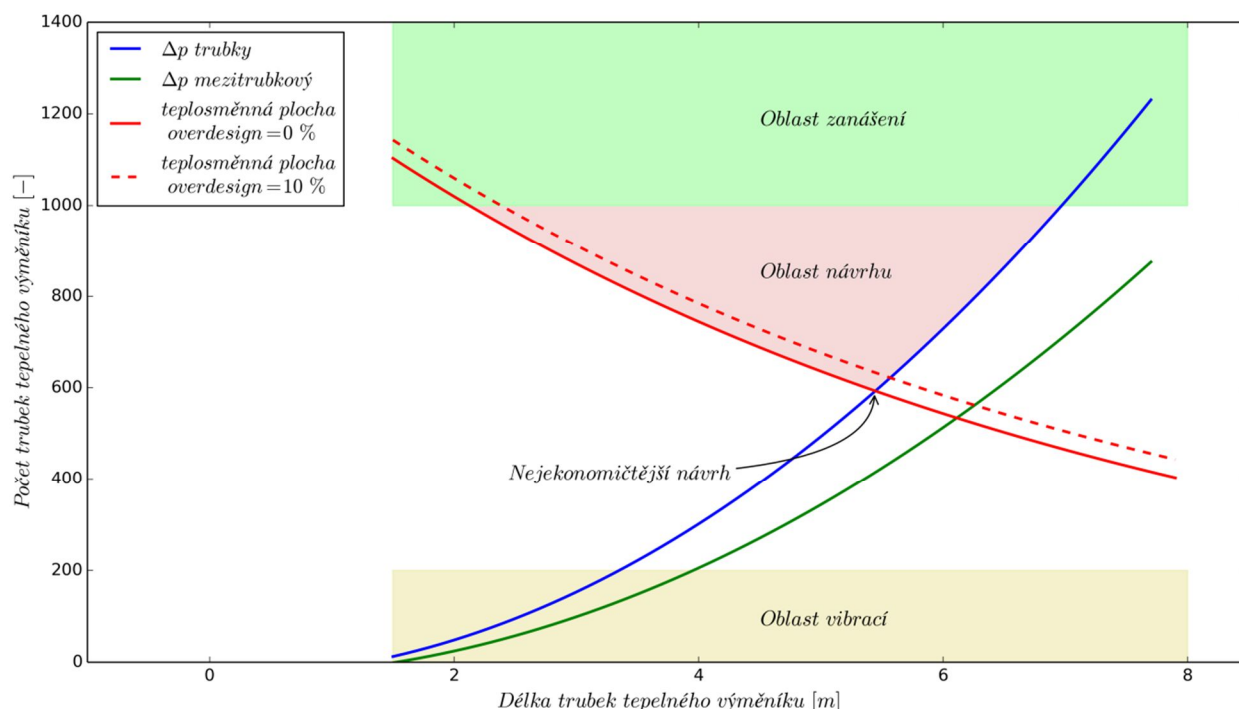
Obrázek 2 - Grafický návrh tepelného výměníku podle Poddara a Polleye pro tepelný výměník s pořadovým číslem 104

Grafický návrh podle Poddara a Polleye bývá často rozšířen o oblast zanášení a oblast vibrací znázorněných na obrázku 3 podle doporučených rychlostí v trubkovém a mezitrubkovém prostoru.

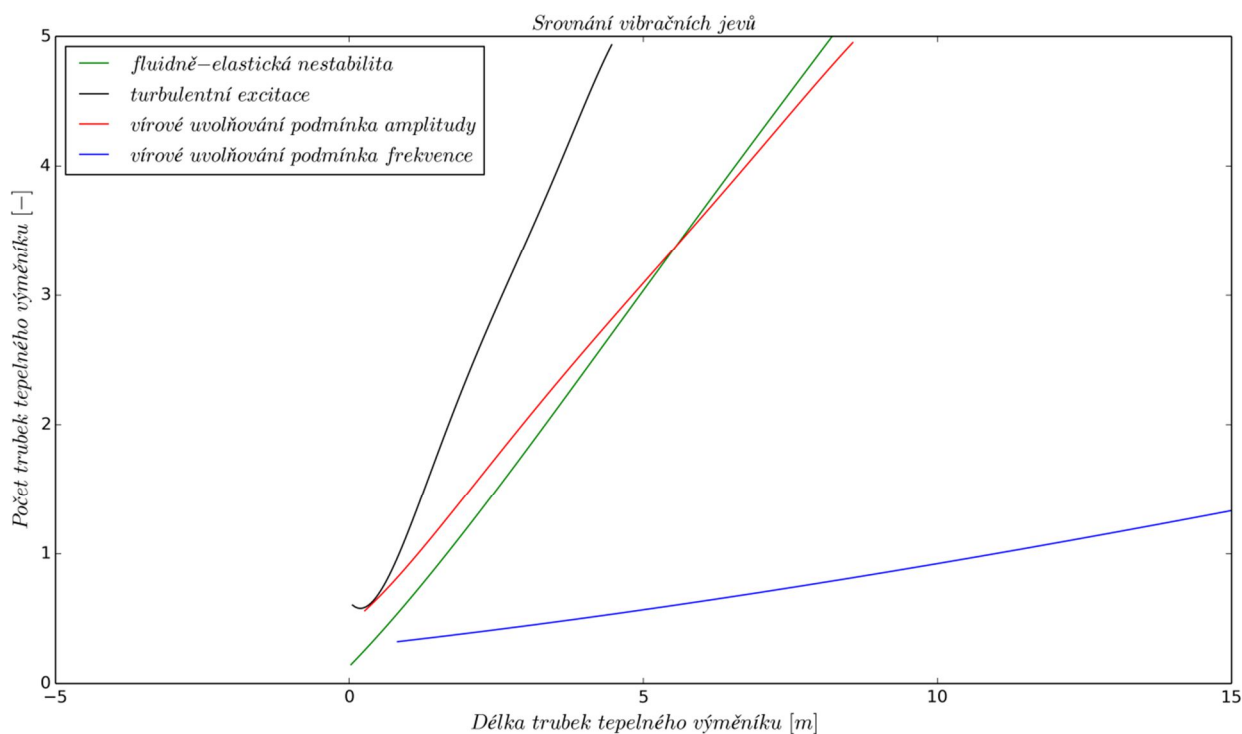
Dalším způsobem, jak omezit oblast návrhu oblastí vibrací, je za použití výpočtových metod současného stavu poznání. Tento způsob je jedním z přínosů této dizertační práce. Pro demonstraci příkladu byl použit současný stav poznání popsany v TEMA [7]. Výsledky z tohoto příkladu jsou znázorněny na obrázku 4. Obrázek 4 srovnává vibrační jevy v nejnebezpečnější oblasti, která nastává u trubky z jedné strany vetknuté (trubkovnicí), z druhé strany podepřené trubky (přepážkami) v oblasti příčného toku pod vstupním hrdlem.

Křivky, jež se v obrázku 4 srovnávají, jsou fluidně-elastická nestabilita, turbulentní excitace, podmínka amplitudy a podmínka frekvence u vírového uvolňování. Nejnebezpečnější z těchto tří podmínek pak je turbulentní excitace. Hodnoty u vibračních jevů na obrázku 4 jednoznačně nezasahují do oblasti návrhu

tepelného výměníku s číselným označením 104 při použití současného stavu poznání definovaného v TEMA [7]. Při výraznějším vibračním výskytu u jiných tepelných výměníků nebo jiných podmínek proudění pak mohou tyto podmínky vibračních jevů zasahovat do oblasti návrhu, a tudíž ho zprava omezovat.



Obrázek 3 - Příklad grafického návrhu tepelného výměníku podle Poddara a Polleye s vyznačenými oblastmi zanášení a vibrací



Obrázek 4 - Srovnání vibračních jevů pro tepelný výměník s pořadovým označením 104 pro z jedné strany vetknutou, z druhé podepřenou trubku v příčné oblasti

2.2 KONTROLA TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU NA VIBRACE VYVOLANÉ PROUDĚNÍM

Výsledky z kontroly tepelného výměníku na vibrace vyvolané prouděním poskytly přehled o možných vibračních jevech a způsobu jejich analytické predikce. Z výsledků vychází najevo, že k vibracím bude docházet díky vírovému uvolňování u trubek v oblasti window. Navíc, díky velké vstupní rychlosti média do mezitrubkového prostoru by bylo vhodné umístit za hrdlo do těsné blízkosti trubkového svazku narážecí plech pro ochranu trubek. Maximální nepodepřená délka v oblasti window je u výměníku s označením 104 rovna hodnotě 512 mm. Z výpočetních rovnic vychází maximální nepodepřená délka trubky na 1316 mm, tudíž je hodnota nepodepřené délky trubek 512 mm vyhovující.

3 NUMERICKÁ ANALÝZA PROUDĚNÍ UVNITŘ MEZITRUBKOVÉHO PROSTORU

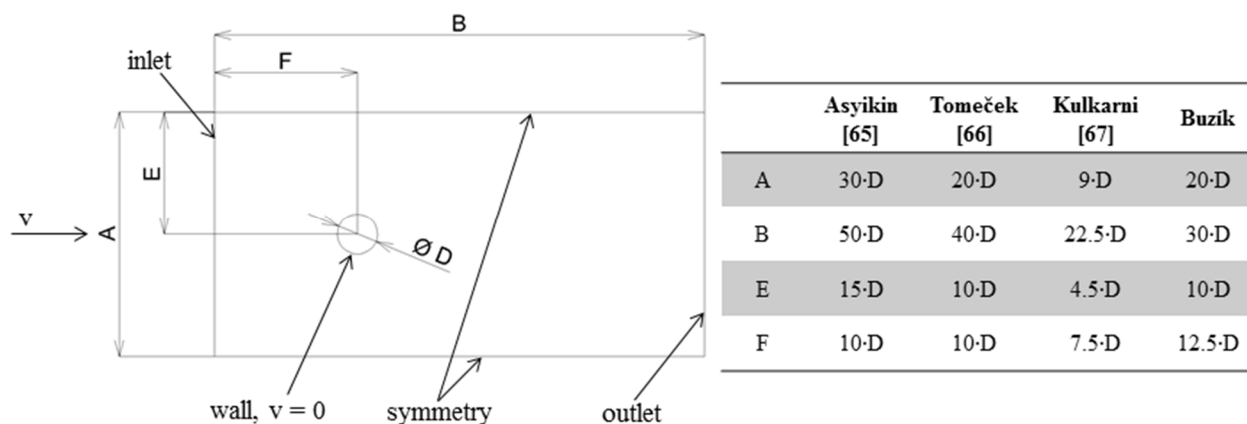
V současné době spolu s rozvojem výpočetní techniky dochází k častějšímu používání výpočtových metod založených na numerických analýzách. Numerické analýzy nejen že doplňují, ale mnohdy poskytují lepší a přesnější výsledky, než jaké jsou výsledky z analytických přístupů. Na druhou stranu mohou být numerické analýzy náročné jak na výpočtový čas, tak na samotnou výpočtovou techniku a v neposlední řadě také na kvalifikovanou obsluhu. Výsledky z těchto analýz mohou poskytovat podrobnější popis fyzikálního děje. Problémem ale zůstává pravdivost výsledků oproti reálnému stavu. V této kapitole jsou znázorněny výsledky numerických simulací při řešení problematiky vibrací vyvolaných prouděním.

3.1 NUMERICKÉ ANALÝZY DYNAMIKY TEKUTIN UVNITŘ MEZITRUBKOVÉHO PROSTORU

Numerická analýza dynamiky tekutin uvnitř mezitrubkového prostoru si klade za cíl vypočítat lokální hodnoty spojené s prouděním a zpřesnit výsledky z analytických výpočtů. Proudění v mezitrubkovém svazku bylo vytvořeno v programu ANSYS Fluent pro tři vybrané případy. Na všechny tři případy byla použita UDF typu DEFINE_SDOF_PROPERTIES, která zajišťuje pohyb trubky vlivem sil působících na trubku.

Prvním z nich je případ 2D proudění ve volném prostoru o tvaru obdélníku s dírou ve tvaru trubky uprostřed jak je znázorněno na obrázku 5. Na obrázku 5 je znázorněn směr rychlosti tekutiny v , vnější průměr trubky D jsou na něm

definovány okrajové podmínky vstupní (inlet), výstupní (outlet), symetrie (symmetry), stěny trubky (wall), ale také charakteristické rozměry domény (A, B, E, F) ve srovnání s podobnými příklady v publikacích [9], [10] a [11].

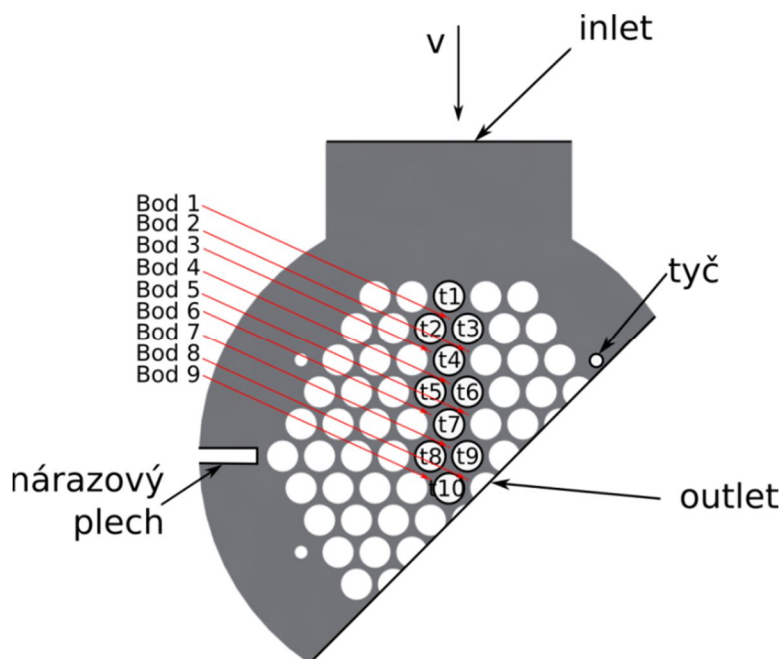


Obrázek 5 - Rozměry 2D domény s okrajovými podmínkami pro první případ

Okrajové podmínky byly nastaveny následovně dle hodnot vypočtených pomocí tepelně-hydraulického návrhu výměníku s označením 104: rychlost $v = 21.03$ m/s, celkový tlak $p = 780$ kPa, vstupní intenzita turbulence = 3.14 %, poměr turbulentní a laminární viskozity = 100, drsnost povrchu trubky = 1.5×10^{-6} m, hustota mezitrubkového média = 4.87 kg/m³ a dynamická viskozita = 2.9×10^{-5} Pa·s. Úloha byla řešena jako transientní a byl zde nastaven viskózní model k-omega SST. Z těchto podmínek lze stanovit velikost Reynoldsova čísla = 56476,2. Dle experimentů lze odečíst pro tohle Reynoldsovo čísla Strouhalovo číslo = 0,23 [12], [13]. Dle publikace Turbulence Effects on Some Aerodynamic Parameters of a Circular Cylinder at Supercritical Reynolds Number [14] pak Strouhalovo číslo odpovídá hodnotě 0,19. Na základě Strouhalova čísla 0,23 resp. 0,19 pak lze stanovit frekvenci vírového uvolňování na hodnotu 302,31 Hz resp. 249,73 Hz. Z těchto frekvencí lze stanovit dobu periody vírového uvolňování. Hodnota této doby byla podělena 20 pro získání jemnějšího časového kroku a přesnějšího zaznamenání celého procesu vírového uvolňování. Časový krok byl z výpočtu a následného zaokrouhlení stanoven na 0,0001 sekundy.

Druhým z nich je případ 2D proudění v mezitrubkovém prostoru pod vstupním hrdlem. Tento 2D prostor zahrnuje oblast příčného toku na vstupu do mezitrubkového prostoru. Doména z této analýzy je znázorněna na obrázku 6, kde vidíme směr a rychlost tekutiny, trubky v oblasti příčného toku, rozpěrné tyče a obtokové pásy pro usměrnění toku. V bodech 1 až 9 jsou zaznamenávány rychlosti tekutiny, které jsou následně vyhodnoceny pomocí rychlé Fourierovy transformace pro získání dominantních frekvencí v toku. Na trubky t1 až t10 jsou nasazeny UDF

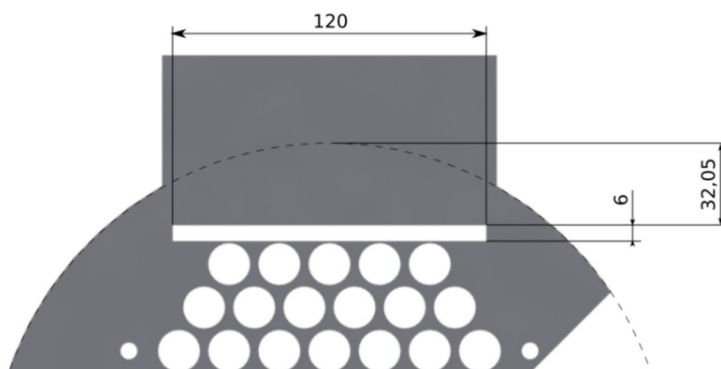
s názvem DEFINE_SDOF_PROPERTIES, na těchto trubkách je zaznamenáván pomocí UDF pohyb. Vnitřní průměr pláště domény je 260 mm, vnitřní průměr vstupního hrdla je 128,2 mm, rozpěrné tyče mají podle TEMA [7] průměr 9,525 mm. Celá doména je navržena podle tepelně-hydraulického návrhu tepelného výměníku s označením 104. Celá doména je seříznuta v místě přepážky (outlet), kde se tok otáčí. Vstupní okrajové podmínky byly nastaveny následovně: rychlost $v = 21,03 \text{ m/s}$, celkový tlak $p = 780 \text{ kPa}$, vstupní intenzita turbulence = 3,14 %, poměr turbulentní a laminární viskozity = 100, drsnost povrchu trubky = $1,5e-6 \text{ m}$, hustota mezitrubkového média = $4,87 \text{ kg/m}^3$ a dynamická viskozita = $2,9e-5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. Úloha byla řešena jako transientní a byl zde nastaven viskózní model k-omega SST. Dle publikace Flow-induced Vibration in Heat Exchanger [15] lze stanovit podle poměru rozteče ve vodorovném směru k vnějšímu průměru trubky $T/D = 1,2$ a poměru rozteče ve svislém směru k vnějšímu průměru trubky $P/D = 1,04$ Strouhalovo číslo v hodnotě 0,42 a podle výpočtu stanovit Strouhalovo číslo o hodnotě 0,482. Na základě Strouhalova čísla 0,42, resp. 0,482 lze dále stanovit frekvenci vírového uvolňování na hodnotu 552,04 Hz resp. 633,53 Hz. Z těchto frekvencí lze stanovit dobu periody vírového uvolňování s podělením 20 pro zpřesnění výsledků. Časový krok byl z výpočtu a následného zaokrouhlení stanoven na 0,00001 sekundy.



Obrázek 6 – Znázornění klíčových částí 2D domény druhého případu

Třetím případem je modifikovaný druhý případ 2D proudění v mezitrubkovém prostoru s umístěným nárazecím plechu, jak je znázorněno na obrázku 7. Tento případ je inspirován výsledkem, který doporučuje umístění nárazového plechu před

první řadu trubek trubkového svazku pod vstupním hrdlem. Rozměry a vzdálenosti nárazového plechu jsou určeny dle publikací [6] a [7].

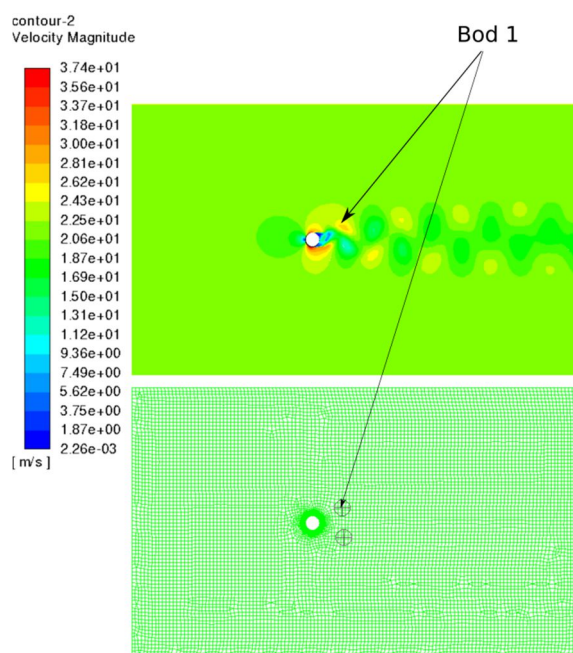


Obrázek 7 – Znázornění klíčových rozměrů 2D domény třetího případu

Výsledky z těchto uvedených případů jsou zhodnoceny níže v kapitole verifikace a validace numerické analýzy dynamiky tekutin.

3.2 PRVNÍ ANALYZOVANÝ PŘÍPAD

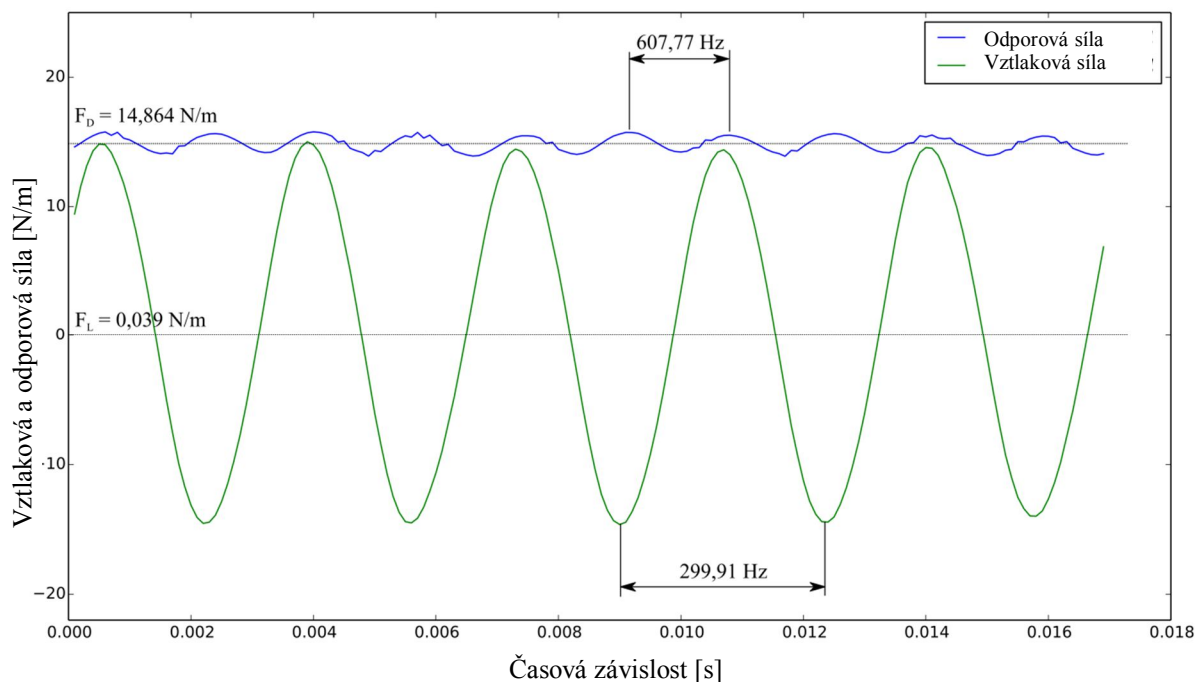
Doména prvního případu je prostý obdélník, v jehož přibližném středu je posazena trubka. Na obrázku 5 jsou schematicky znázorněny rozměry a okrajové podmínky pro CFD analýzu. Na obrázku 8 je pak znázorněno rychlostní pole při obtékání trubky vzduchem. Za trubkou je ukázkově znázorněna Kármánova vírová stezka vznikající v úplavu. Na spodním obrázku je znázorněna síť spolu s body, v kterých byla provedena rychlá Fourierova transformace (FFT) rychlostí pro získání dominantních frekvencí v úplavu. Tyto frekvence by měly být přibližně shodné s frekvencemi vírového uvolňování.



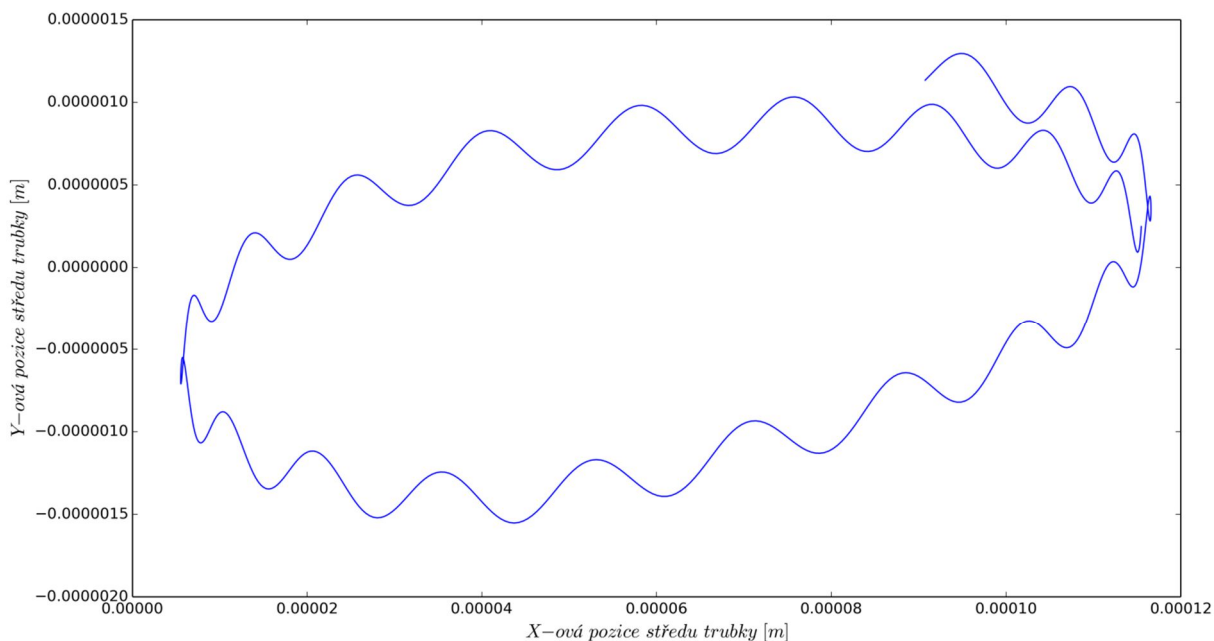
Obrázek 8 – 2D doména prvního případu obtékání trubky proudem tekutiny

Obrázek 9 znázorňuje oscilace vztlakové a odporové síly vztažené k jednotce délky v čase na osamoceně trubce. Síly na obrázku 9 jsou výsledkem z CFD analýzy prvního případu proudění kolem osamocené trubky. V obrázku 9 odporová síla přibližně poloviční velikost (frekvence je přibližně dvojnásobná 607,77 Hz) periody vírového uvolňování oproti vztlakové síle (frekvence je 299,91 Hz). Tyto frekvence se shodují s frekvencemi získanými ze Strouhalova čísla.

V dalším kroku se přistupuje ke zjištění amplitudy kmitu trubky z CFD analýzy za pomoci UDF znázorněné na obrázku 10 pro 22 period vírového uvolňování.



Obrázek 9 - Oscilace vztlakové a odporové síly v čase

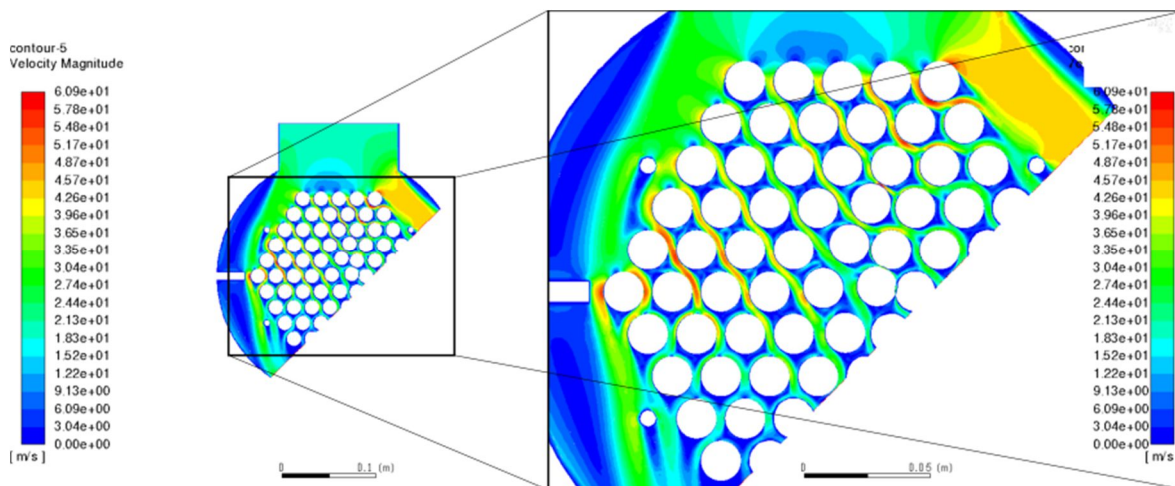


Obrázek 10 - Pohyb středu trubky ve směru osy x a y

3.3 DRUHÝ ANALYZOVANÝ PŘÍPAD

Druhý analyzovaný znázorněný na obrázku 6 popisuje 2D doménu umístěnou přesně pod vstupním hrdlem s jejími okrajovými podmínkami. Na stejné doméně je znázorněny deset trubek, na kterých je aplikována UDF s typem DEFINE_SDOF_PROPERTIES. Toto UDF zajišťuje pohyb trubek díky definování tuhosti a hmotnosti trubek.

Na obrázku 11 je znázorněno rychlostní pole při obtékání vzduchu kolem trubkového svazku uvnitř pláště. Dle reálného návrhu je doména upravena o 45° jako otočená přepážka, stejně jako umístění páru těsnících pásovin spolu s rozpěrnými tyčemi. Z těchto důvodů je proud tekutiny stočen směrem k výstupu z CFD domény. Vůle mezi trubkovým svazkem a vnitřním průměrem pláště je obrovská, tudíž velké množství tekutiny proudí právě touhle vůlí. Vzhledem k usměrnění toku již nelze uvažovat klasické vektory odporové a vztlakové síly (odporové ve směru proudění a vztlakové kolmé ke směru proudění). Kvůli tomu byly pojmy odporová a vztlaková síla nahrazeny pojmy síly v ose x namísto odporové síly a síly v ose y namísto vztlakové síly podle globálního souřadného systému. Usměrnění toku zřejmě ovlivňuje také tlakové rozložení kolem trubky.



Obrázek 11 - 2D doména druhého případu obtékání svazku trubek proudem tekutiny uvnitř pláště

U osamocené trubky je tlakové rozložení ovlivněno pouze samotnou trubkou (jakožto přepážkou) a mechanismy odtrhávání vírů. U trubkového svazku hraje významnou roli vliv lokálních tlaků, které jsou závislé na lokální geometrii. Za zmínku bezpochyby stojí zmínka o limitu použití UDF. Touto limitou je okamžik, ve kterém dojde k velkým amplitudám kmitu trubky do té míry, kdy se trubka dotkne druhé trubky. V těchto případech dochází při re-meshingu sítě k výskytu negativních objemů, což vede k jednoznačné divergenci výpočtu. Lze

tedy konstatovat, že předkládaný stav UDF neumožňuje zaznamenat vliv proudění při srážkách trubek.

Na obrázku 12, resp. obrázku 13 jsou znázorněny průběhy sil v ose x resp. y v čase na jednotlivých trubkách. Na jednotlivých časových průbězích jsou znázorněny frekvence uvolňování vírů od trubek. Obecně lze říci, že frekvence vírového uvolňování odpovídá rozmezí 62 až 70 Hz jak u sil v ose x, tak u sil v ose y.

Pro hodnoty sil v ose x a y znázorněných na obrázku 12 a obrázku 13 jsou vytvořeny průměrné ($\overline{C_x}$, $\overline{C_y}$) a fluktuační ($\widehat{C_x}$, $\widehat{C_y}$) hodnoty součinitelů v ose x a ose y. Tyto hodnoty jsou znázorněny v tabulce 1.

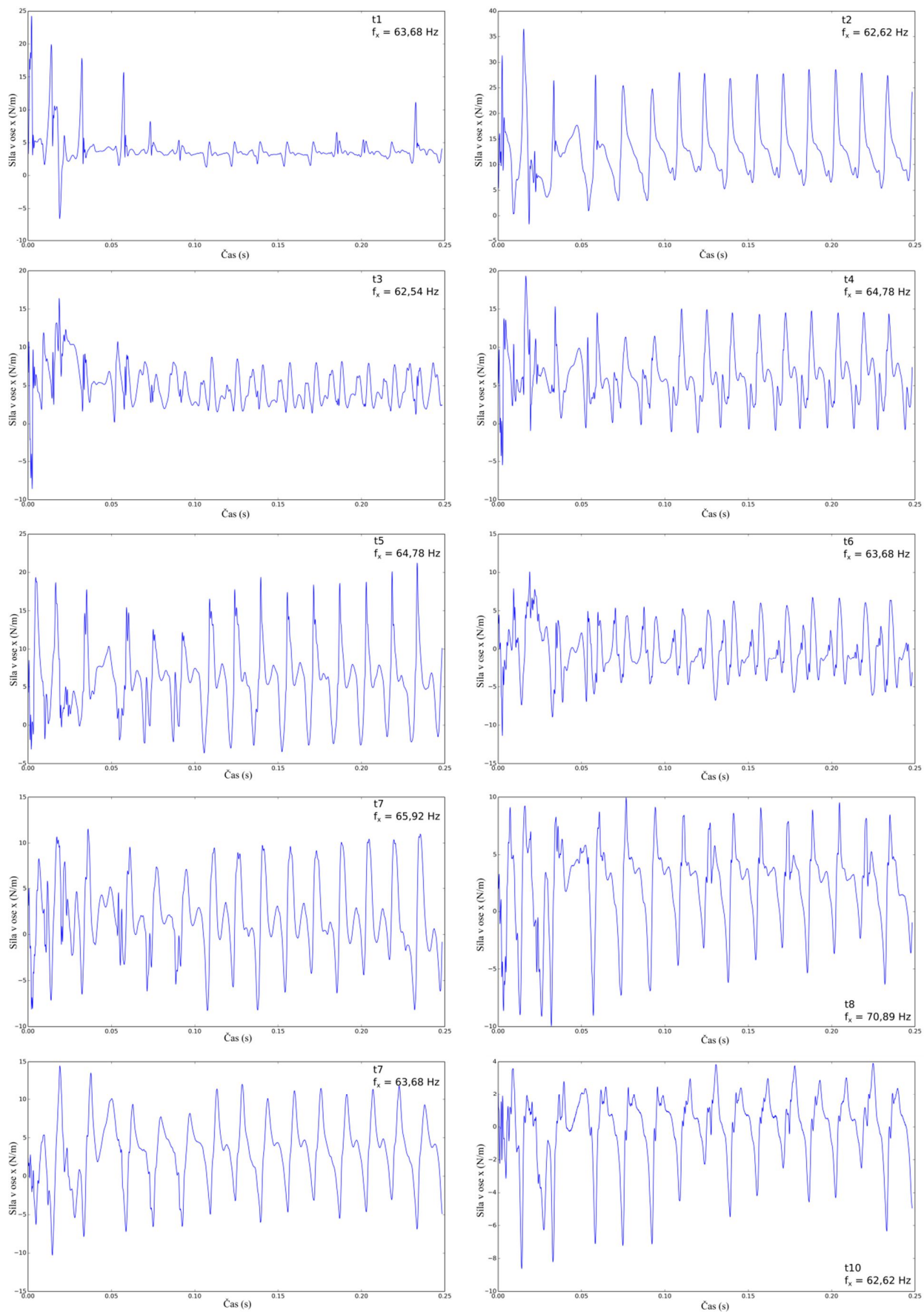
Tabulka 1 – Průměrné a fluktuační hodnoty součinitelů vztaku a odporu pro druhý případ

	$\overline{C_x}$	$\overline{C_y}$	$\widehat{C_x}$	$\widehat{C_y}$
t1	0,66	6,82	0,357	13,63
t2	1,95	2,2	0,84	4,4
t3	0,79	1,94	0,37	3,87
t4	0,988	0,95	0,514	1,85
t5	1,05	0,82	0,69	1,58
t6	0,454	0,72	0,66	1,4
t7	0,637	0,47	0,7	0,83
t8	0,613	0,44	0,603	0,66
t9	0,75	0,39	0,693	0,55
t10	0,31	0,71	0,447	1,4

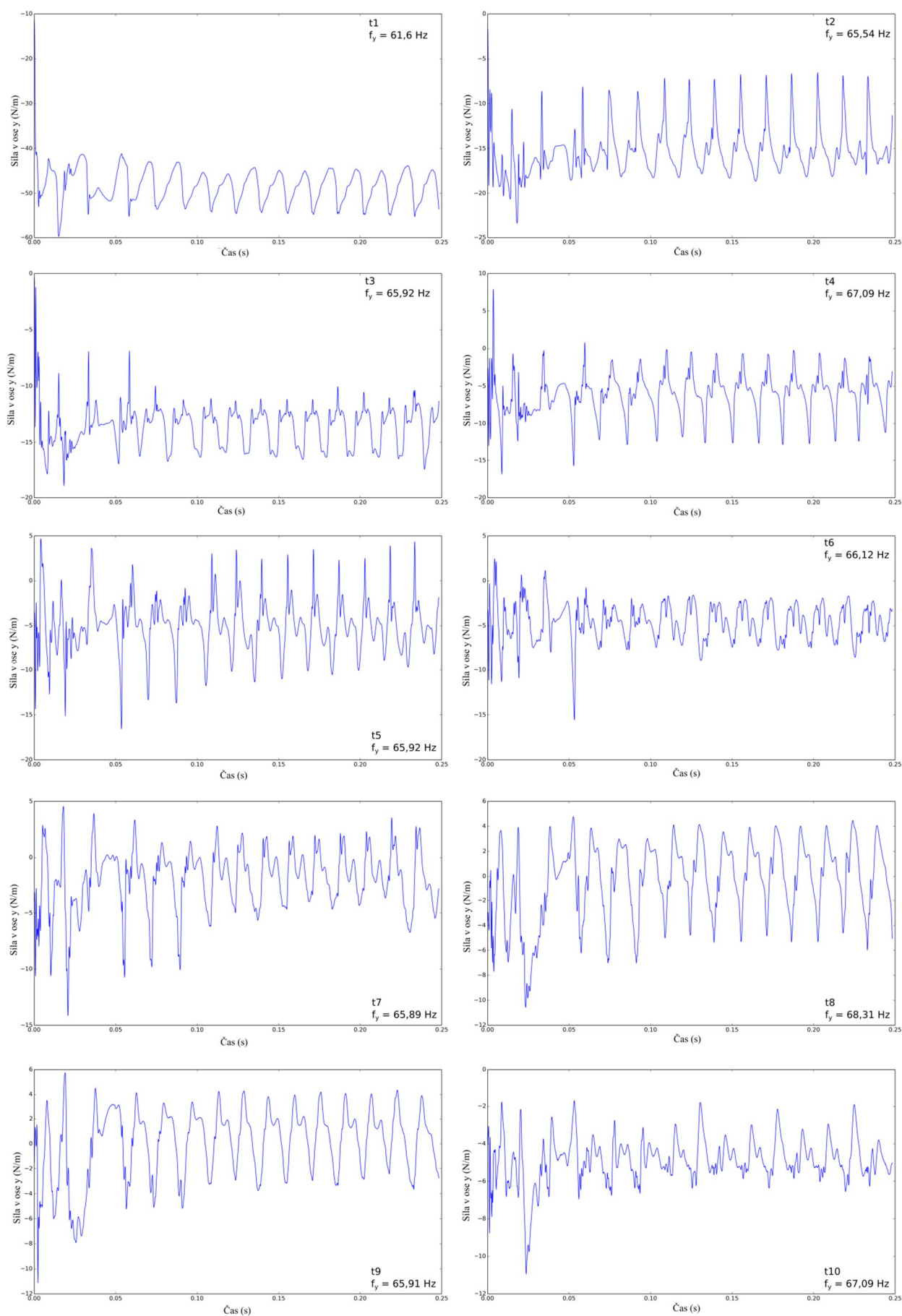
Jedním z dalších výsledků CFD analýzy při použití UDF v druhém případě je znázornění pohybu středu trubky v osách x a y. Tyto výsledky jsou uvedeny v obrázku 14. Z obrázku 14 lze vyčíst chování jednotlivých trubek vystavených proudu. Trubka t1 je přímo vystavena hlavnímu proudu a její pohyb je velmi pravidelný, elipticky točivý. Navíc se jako jediná nepohybuje kolem své původní polohy. U všech ostatních trubek je zaznamenána neustálá vzrůstající velikost amplitudy kolem své původní polohy. U trubek t2 a t3 je vzrůstání rovnoběžné jak v ose x, tak v ose y. U zbylých trubek převládá více či méně amplituda kolmá ke směru toku (tedy oblast pozitivní hodnoty x a y a negativní hodnoty x a y). Velmi zajímavým faktem zůstává to, že při působících silách o relativně stejných amplitudách a frekvencích neustále vzrůstá amplituda kmitu trubky. Z předložených průběhů amplitud kmitu trubky na obrázku 14 lze zjistit průběžný trend, z kterého lze následně odhadnout vývoj amplitud v čase. Současně lze zavést veličinu, která bude popisovat rychlost nárůstu amplitudy a tím definovat trubky, které budou

nejspíše podléhat poškození od otěru dvou trubek o sebe, přestřižení trubek o přepážku, případně vlivu únavy ve spoji trubky s trubkovnicí.

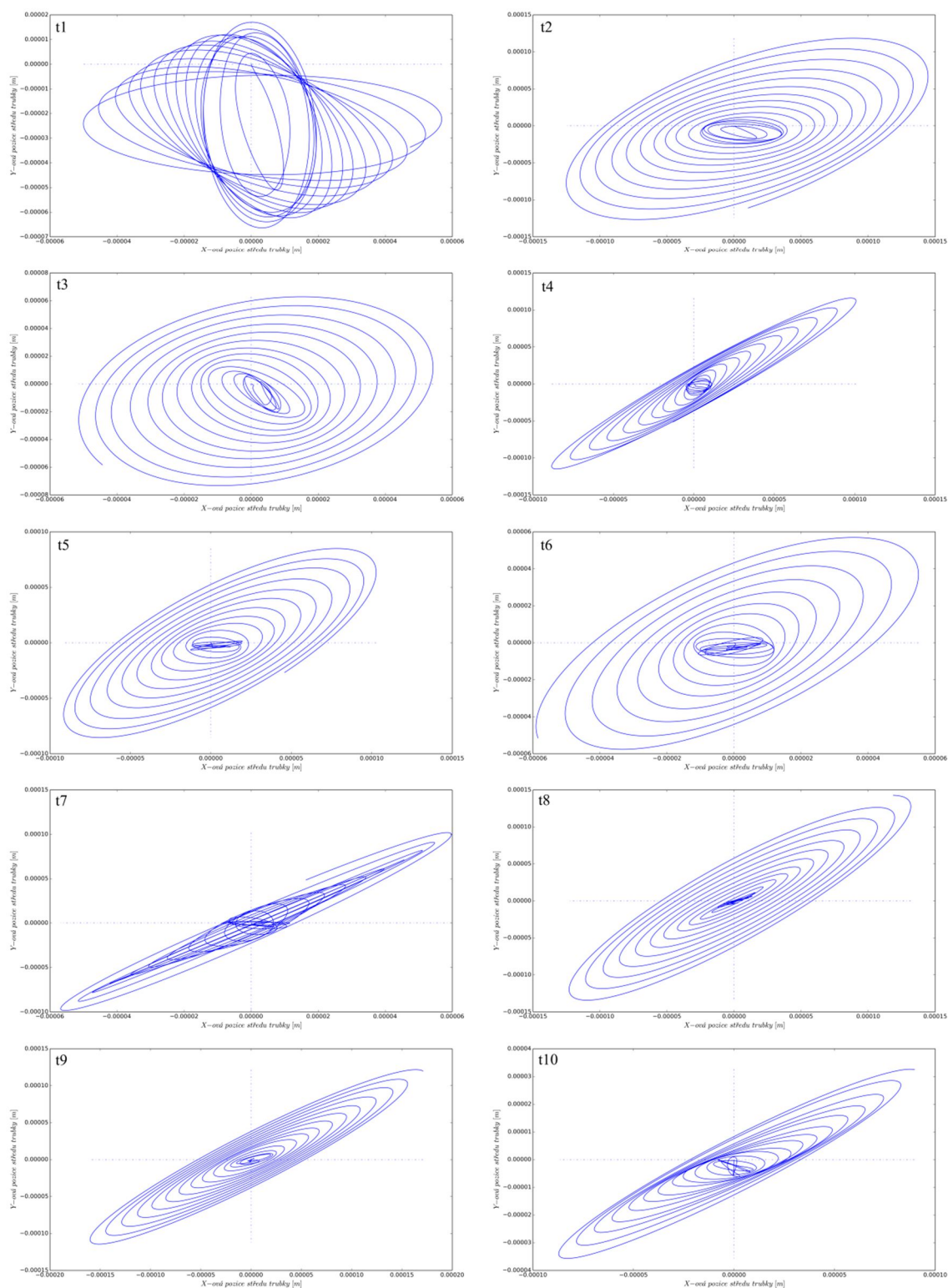
Hodnoty znázorněné na obrázcích 12, 13, 14 a v tabulce 1 nepostihují vliv vibrací všech trubek, ale pouze vybraných. Z tohoto hlediska lze velmi obtížně stanovit přesnější hodnoty sil v osách x a y a případný možný otěr mezi dvěma sousedními trubkami. Pokud by byla vytvořena uživatelem definovaná funkce, která by zabránila výskytu negativních objemů, bylo by možné zajistit konvergenci úlohy i přes srážky dvou trubek nebo zjistit velikosti sil, které vznikají při srážkách dvou trubek.



Obrázek 12 – Velikost síly v ose x v čase na jednotlivých trubkách a znázornění frekvencí z druhého případu



Obrázek 13 - Velikost síly v ose y v čase na jednotlivých trubkách a znázornění frekvencí z druhého případu

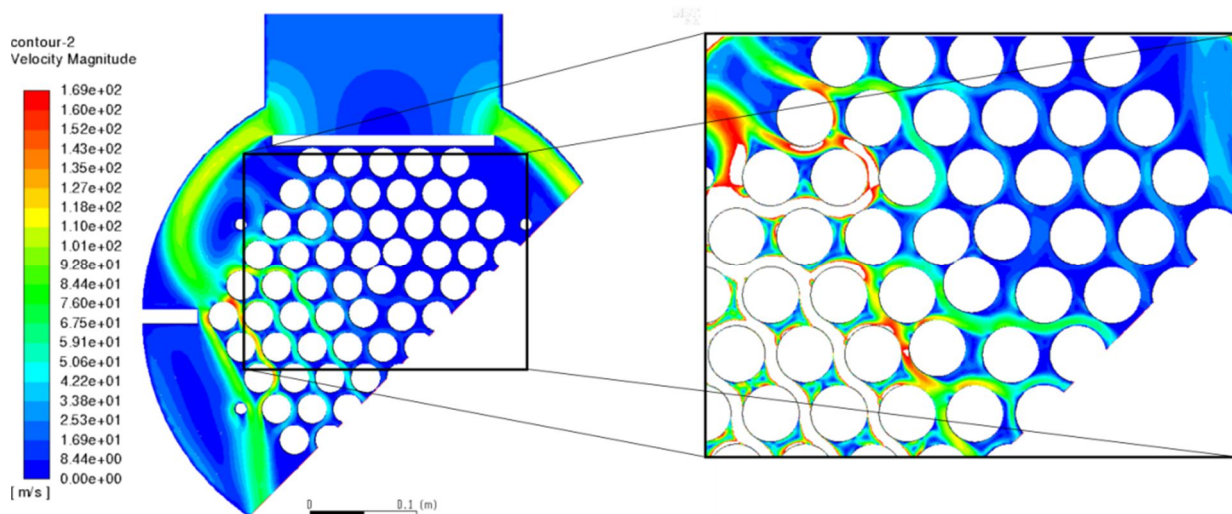


Obrázek 14 - Pohyb středu trubky v osách x a y pro druhý případ

3.4 TŘETÍ ANALYZOVANÝ PŘÍPAD

Třetí případ je na rozdíl od druhého rozšířen o vsazení nárazového plechu za vstupní hrdlo do mezitrubkového prostoru s rozměry, které jsou znázorněny na

obrázku 7. Stejně jako v druhém případě je v třetím označeno deset trubek, na kterých je aplikováno UDF s názvem DEFINE_SDOF_PROPERTIES.



Obrázek 15 – Rychlostní pole 2D domény třetího případu obtékání svazku trubek proudem tekutiny uvnitř pláště

Na obrázku 15 je znázorněno rychlostní pole z této analýzy. Stejně jako v předchozím případě je v třetím případě velká vůle mezi trubkovým svazkem a vnitřním průměrem pláště, což vede k velkému průtoku tekutiny právě touto vůlí. Současně umístění nárazového plechu omezuje proudění tekutiny kolem trubek ve směru osy y , ale je stočeno do kolmého směru vzhledem k výstupu tekutiny z domény. Stejně jako v předchozím případě nelze tedy uvažovat klasické vektory odporové a vztlakové síly (odporové ve směru proudění a vztlakové kolmé ke směru proudění). Z tohoto důvodu jsou zavedeny pojmy síly v ose x namísto odporové síly a síly v ose y namísto vztlakové síly. Tento fakt zřejmě ovlivňuje také tlakové rozložení kolem trubky. U trubkového svazku hraje významnou roli vliv lokálních tlaků, které jsou závislé na lokální geometrii. Stejně tak na obrázku 15 lze vidět několik významných proudů, které vznikly v mezitrubkovém prostoru a které mají významný vliv na posun trubek. Nejvýznamnější posuny lze zaznamenat na trubkách t_6 a t_7 .

Obrázek 16, resp. obrázek 17 zobrazuje průběhy sil v ose x , resp. y v čase na trubkách t_1 až t_9 . Trubka t_{10} byla úmyslně vynechána kvůli většímu počtu reverzních vírů v blízkosti okrajové podmínky na výstupu. Tato okrajová podmínka je v těsné blízkosti právě trubky 10, a tudíž by hrozilo zkreslení výsledků, z těchto důvodů je tedy vynechána. Obecně lze říci, že frekvence vírového uvolňování odpovídá přibližně rozsahu průměrných frekvencí od 58,71 Hz do 69,1 Hz jak u sil v ose x , tak u sil v ose y . Stejně jako v druhém případě lze tyto frekvence porovnat

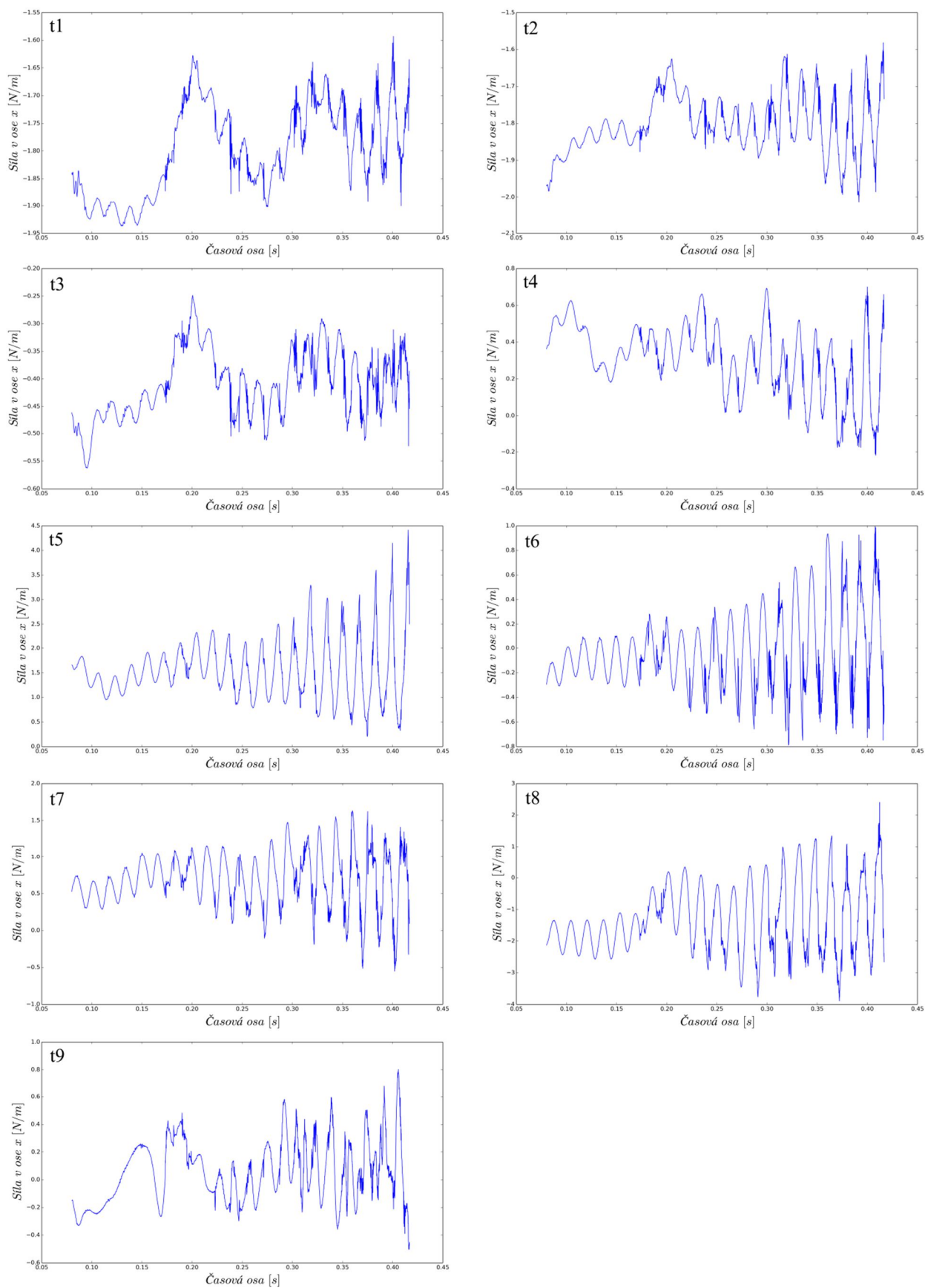
a konstatovat závěr, že frekvence získané ze Strouhalova čísla (552,04 Hz a 633,53 Hz) se hrubě neshodují s frekvencemi naměřenými v CFD výpočtu. Předpokládané vysvětlení těchto rozdílů bylo uvedeno v druhém případě. Za zmínku bezpochyby stojí fakt, že frekvence od sil působících v osách x a y jsou rozměrově shodné.

Důvodem, proč nejsou uvedeny výše zmíněné průměrné frekvence na jednotlivých trubkách na obrázcích 16 a obrázku 17, je fakt, že silové průběhy nevykazují ustálené odezvy s relativně konstantní amplitudou, jako tomu bylo v druhém případě. Amplitudy silových odezvy se navíc mění v řádech desetin nebo setin, jak lze vidět na trubkách t1 až t7 a t9. U trubky t8 dochází k větším silovým odezvám díky faktu, že je vystavena jednomu z hlavních proudů v mezitrubkovém svazku, které vznikly obtékáním nárazového plechu a těsnících pásů. Tyto hlavní proudy jsou znázorněny na obrázku 15 a jejich vliv do velké míry ovlivňuje nárazy trubky t7 do trubek t5 a t6. Silové odezvy ve směru osy fluktuují řádově v desetinách a setinách. Lze tedy konstatovat, že CFD analýza s nárazovým plechem významnou měrou zmenšila velikost amplitudy silových odezvy a lehce snížila frekvence uvolňování vírů. Dále ochránila první řadu trubek, které dle předchozího druhého případu nevykazovaly žádnou rostoucí amplitudu, ale spíše zapříčinila vznik nárazů trubek v místě trubek t5 až t7, což by bezpochyby vedlo k většímu opotřebení trubek otěrem, případně jejich přestřižení.

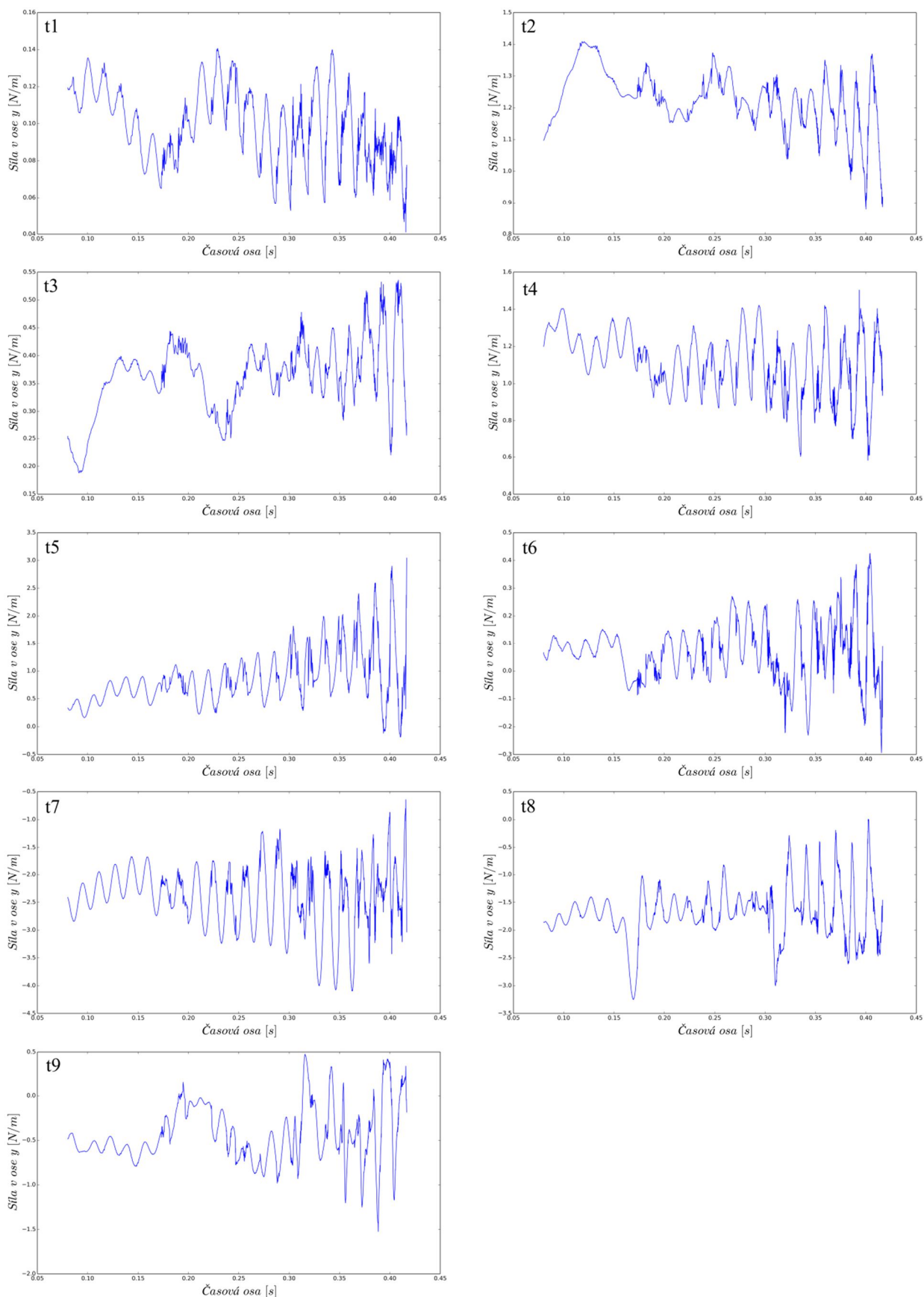
Pro hodnoty sil v ose x a y znázorněných na obrázku 16 a obrázku 17 jsou vytvořeny průměrné ($\overline{C_x}$, $\overline{C_y}$) a fluktuační ($\widehat{C_x}$, $\widehat{C_y}$) hodnoty součinitelů v ose x a ose y. Tyto hodnoty jsou znázorněny v tabulce 2.

Tabulka 2 - Průměrné a fluktuační hodnoty součinitelů vztlaku a odporu pro třetí případ

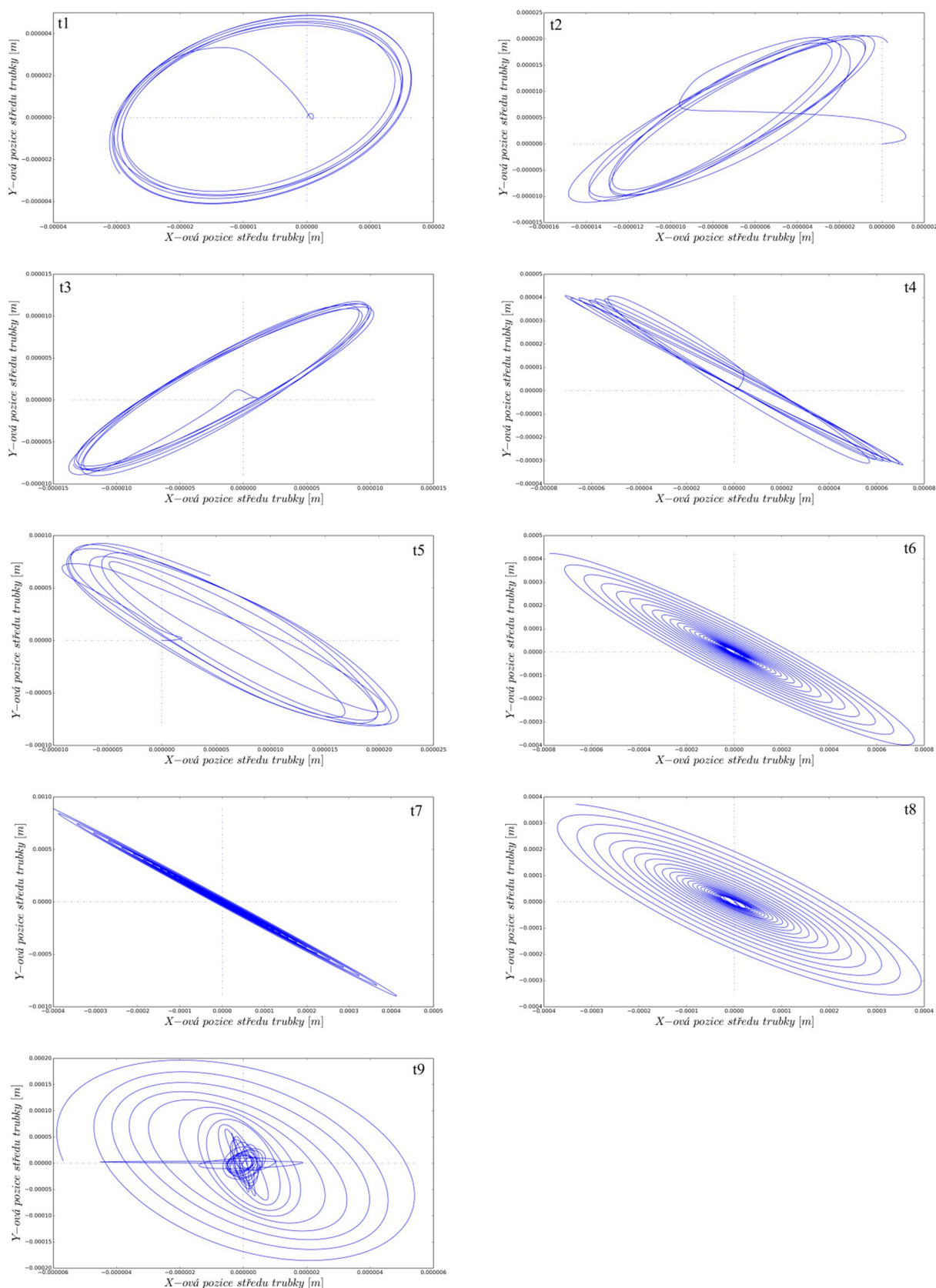
	$\overline{C_x}$	$\overline{C_y}$	$\widehat{C_x}$	$\widehat{C_y}$
t1	1,8	0,1	0,46	0,003
t2	1,8	1,23	0,46	0,01
t3	0,41	0,37	0,1	0,008
t4	0,43	1,13	0,025	0,021
t5	0,37	0,99	0,078	0,06
t6	1,68	0,12	0,057	0,015
t7	0,79	2,46	0,047	0,62
t8	1,69	1,76	0,4	0,44
t9	0,23	0,54	0,04	0,13



Obrázek 16 - Velikost síly v ose x v čase na jednotlivých trubkách a výpis průměrné frekvence z třetího případu



Obrázek 17 - Velikost síly v ose y v čase na jednotlivých trubkách a znázornění frekvencí z třetího případu



Obrázek 18 – Pohyb středu trubek v osách x a y pro druhý případ

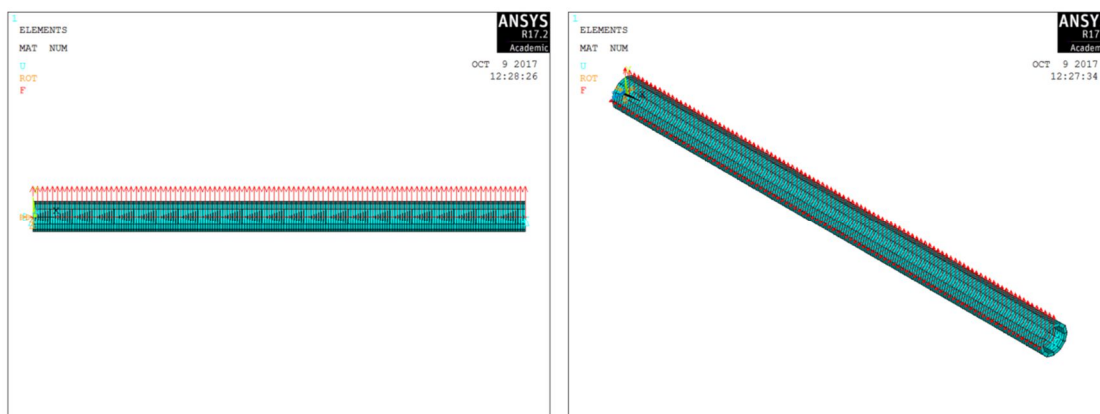
Jedním z dalších výsledků CFD analýzy při použití UDF v druhém případě je znázornění pohybu středu trubky v osách x a y. Tyto výsledky jsou uvedeny

v obrázku 18. Z obrázku 18 lze vyčíst chování jednotlivých trubek vystavených proudu. Trubka t1 již není díky nárazovému plechu vystavena přímo vstupnímu proudu a její pohyb je díky tomu mnohem pravidelnější než v předchozím případě, její amplituda je ustálena stejně jako u trubek t3 a t4. Pohyb dalších trubek vykazuje neustálý nárůst amplitudy především v záporném směru osy x a kladném osy y, resp. kladném osy x a záporném osy y. Výjimka nastává u trubek t1 až t3, které jsou díky rozložení tlakové distribuce chráněny od hlavních proudů znázorněných na obrázku 15. Stejně jako v předchozím případě se trubky, které jsou hlouběji v trubkovém poli, pohybují kolem svého počátku. Výjimka nastává u trubky t7, která je vystavena působení několika hlavních proudů a která se jeví v analyzovaných trubkách jako neaktivnější. V předchozím případě (bez nárazového plechu) při působení sil se stejnou amplitudou a frekvencí, docházelo k neustálému vzrůstání amplitudy kmitu trubky. V tomto případě je situace obdobná s tím rozdílem, že působení sil nemá konstantní amplitudu. Kvůli rozdílné výpočtové době bohužel nemůžou být porovnány ani amplitudy kmitu trubek s druhým případem, kdy bylo dosaženo divergence díky výskytu negativních objemů v CFD výpočtu od nárazu dvou trubek. Nicméně lze konstatovat, že u třetího případu došlo k divergenci mnohem dříve, přibližně v čase 0,42 sekund, zatímco v druhém případě v čase 1,3 sekundy.

4 APLIKACE METODY KONEČNÝCH PRVKŮ NA VÝSLEDKY Z CFD

Tato kapitola si klade za cíl využít výsledky z CFD analýz z předchozí kapitoly pro provedení pevnostních analýz na vybrané geometrii trubkového svazku. V předchozí kapitole byly analyzovány tři případy CFD analýz. První z nich byla osamocená trubka, druhá z nich je analýza trubkového svazku uvnitř pláště tepelného výměníku, třetí je pak analýza stejného svazku s nárazovým plechem. Všechny předešlé analýzy byly provedeny na 2D doméně. Výstup z CFD analýzy a je vstupem do MKP analýzy, jsou silové odezvy na vybraných analyzovaných trubkách. Silové odezvy jsou získávány z CFD ve dvou osách (v ose x a ose y). Tyto síly zaznamenává software ANSYS Fluent v uzlech po obvodu v čase do výstupních souborů. V rámci zpracování výsledků bylo vytvořeno makro, které tyto soubory načítá, sčítá síly po obvodu v ose x a y a následně v každém časovém kroku zaznamenává. Jelikož síly mají cyklický charakter, mohou být popsány rovnicemi s jistou odchylkou. Jako vstupní okrajové podmínky do MAPDL (Mechanical ANSYS Parametric Design Language) jsou zadávány právě tyto rovnice jako silové okrajové podmínky.

Jako geometrie pro napětově-deformační analýzu byla vybrána trubka, která je z jedné strany vetknutá (díky zavalcování do trubkovnice) a z druhé strany podepřená (díky podporám). Tato trubka se nachází ve svazku trubek mezitrubkové oblasti pod hrdlem. Jak geometrie trubky, tak její okrajové podmínky jsou pro výše zmíněnou oblast zidealizovány jednak proto, že silové odezvy pocházejí z dvourozměrné analýzy. Velikost těchto silových odezev je podělena adekvátním počtem po délce diskretizovaných uzlů, na které jsou upravené silové odezvy aplikovány. Další idealizací jsou samotné okrajové podmínky vetknutí a podepření. Tyto okrajové podmínky nastávají pouze ve výjimečných případech. Úplné vetknutí nastává pouze při zcela tuhém kontaktu zavalcované nebo přivařené trubky do trubkovnice. Naopak podepření nastává pouze v případě posuvu trubky ve směrech kolmých k ose o velikost 0,4864 mm. Dalším zjednodušením je omezení velikosti trubky pouze na délku mezi trubkovnicí a první přepážkou. Stejně tak za zjednodušení lze považovat samotnou trubku, která je definována pomocí jednoduchého prutu s trubkovou průřezovou charakteristikou. Poslední zjednodušení nastává v případě regrese, kdy jsou body prokládány trigonometrickou funkcí s jistou chybou.

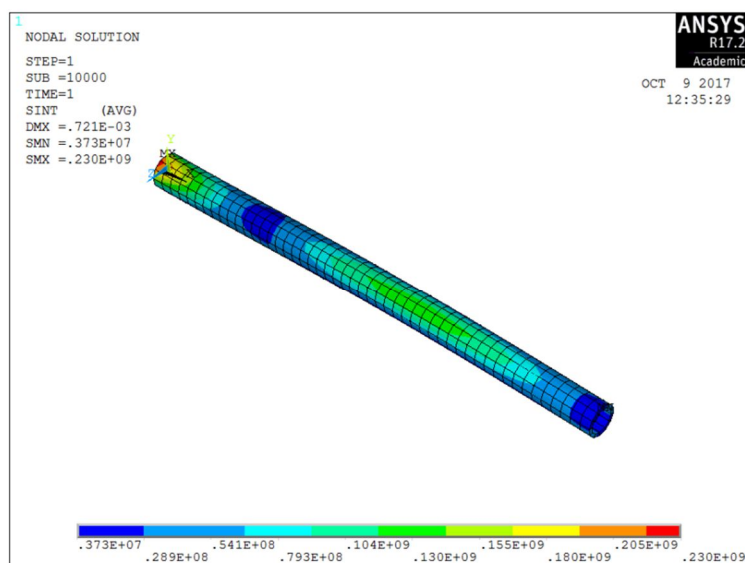


Obrázek 19 – Okrajové podmínky na modelu pro napětově-deformační analýzu

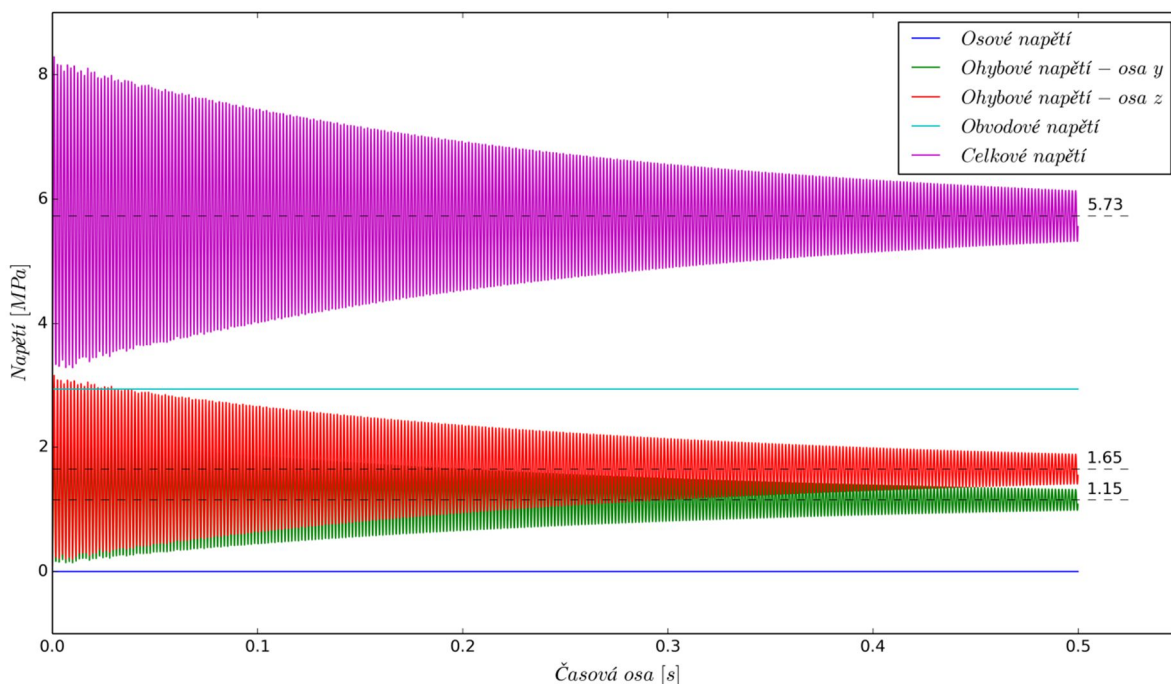
4.1 VÝSLEDKY Z NAPĚŤOVĚ-DEFORMAČNÍCH ANALÝZ

V předchozích odstavcích byly obecně popsány metody přípravy modelu pro napětově-deformační analýzu. V této kapitole budou tyto metody aplikovány a popsány výsledky. Pro všechny napětově-deformační úlohy je použit totožný model, který je znázorněn na obrázku 19. Součástí napětově-deformační analýzy je provedení vyhodnocení životnosti v místě spoje trubky s trubkovnicí. Pravdou zůstává, již podle výsledků z CFD analýz, že bude dříve docházet k otěru trubek při kontaktu trubka-trubka a k přestřižení trubek o přepážky díky relativně velkým amplitudám kmitu trubek, než vlivem únavy ve spoji trubka-trubkovnice.

Výsledky Trescova napětí po délce trubky pro první případ jsou znázorněny na obrázku 20, kde se právě maximální napětí nachází ve spoji trubka-trubkovnice, stejně tak jako u dalších příkladů. V bodě vetknutí prutu byly zaznamenávány síly a momenty, které jsou následně přepočítány na napětí. Ve výpočtu se konkrétně uvažuje napětí od osově síly (ve směru osy x), napětí od ohybových momentů (ke směru osy y a osy z) a obvodovém napětí od vnitřního tlaku. Všechna tato napětí včetně celkového jsou znázorněna na obrázku 21. Jelikož se tato napětí nachází v elastické oblasti, bude využito principu superpozice a jednotlivé příspěvky budou sečteny.

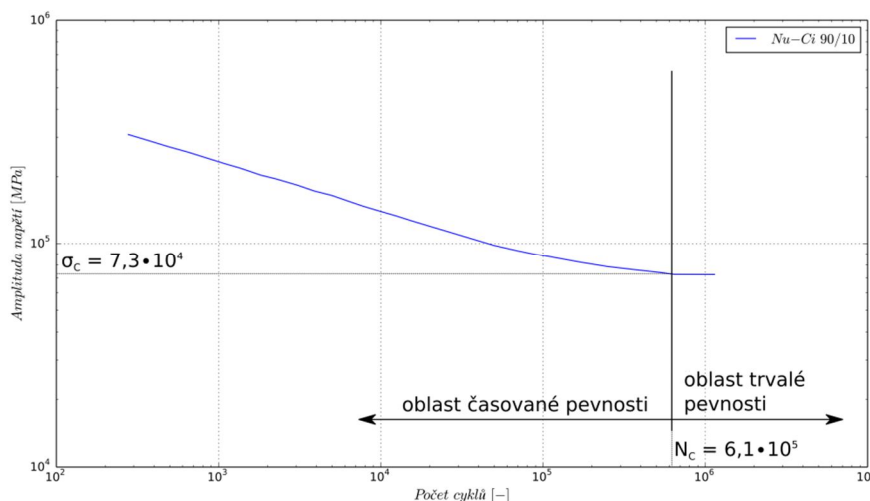


Obrázek 20 - Znázornění průběhu napětí po délce trubky z prvního případu



Obrázek 21 – Znázornění napětí v místě vetknutí trubky z obrázku 20 v čase v prvním případě

Na obrázku 22 je znázorněna Wöhlerova křivka pro materiál Nu-Ci 90/10 [16]. Z tohoto obrázku je vyčtena oblast trvalé pevnosti, která odpovídá počtu $6,1 \cdot 10^5$ cyklů a amplitudě napětí $7,3 \cdot 10^4$ MPa. Z obrázku 21 lze vyčíst, že největší amplituda napětí vzniká na začátku analýzy, a to přibližně o hodnotě 2,27 MPa, která pozvolna klesá ke střednímu napětí o hodnotě 5,73 MPa. Jak amplituda napětí, tak střední napětí leží hluboko pod amplitudou napětí pro oblast trvalé pevnosti.

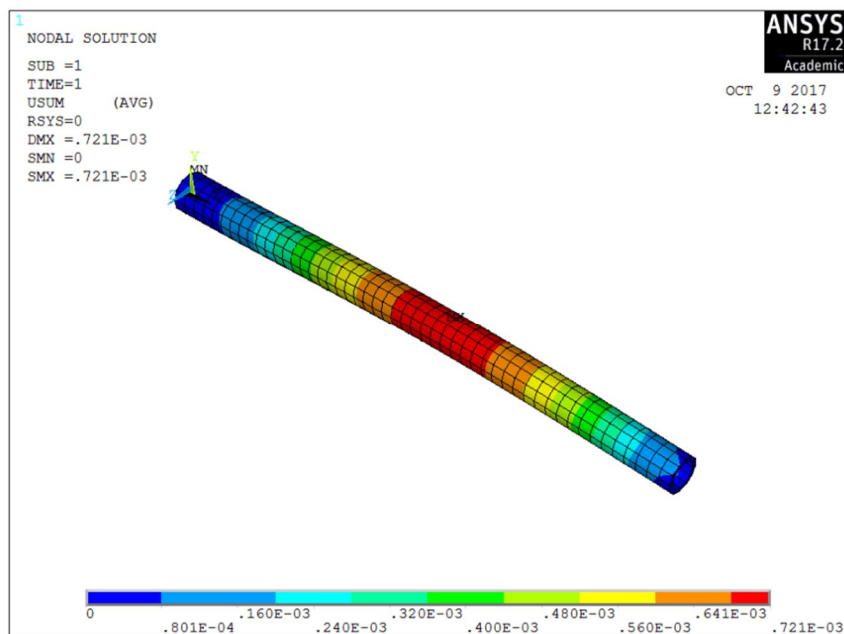


Obrázek 22 - Wöhlerova křivka pro materiál Nu-Ci 90/10 [16]

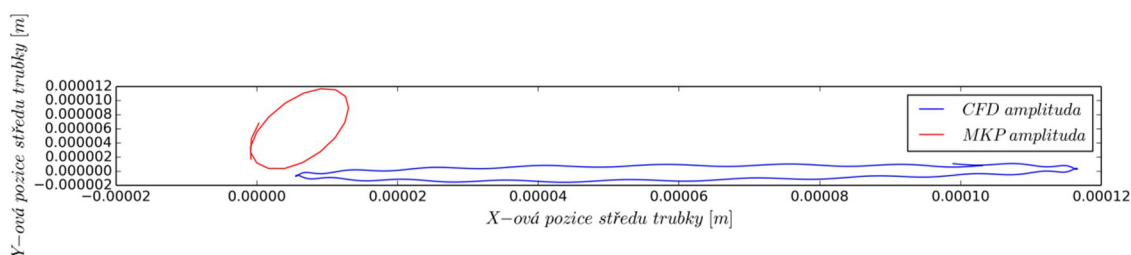
Velmi zajímavým srovnáním je bezpochyby amplituda kmitu trubky určená z CFD analýzy za podpory UDF a amplituda kmitu trubky vypočtená za pomoci MKP. Před samotným znázorněním těchto hodnot je vhodné uvést okolnosti, za kterých bylo srovnání provedeno. Posuvy, kterých je dosaženo díky 2D CFD analýzám, jsou získány za pomoci UDF na vybrané trubce. UDF snímá aktuální polohu středu trubky přes takzvaný vektor těžiště, který zaznamenává změnu těžiště v čase. Tato změna je přenásobena tuhostí, což odpovídá síle, která působí proti směru proudu tekutiny. Tyto amplitudy kmitu trubky berou v potaz tlumení tekutiny a setrvačnost trubky. Na druhou stranu, 3D MKP využívá silové odezvy jako okrajovou podmínku, která je získána z 2D CFD analýzy a která je zadána jako liniová síla na celou délku trubky podělená počtem uzlů na kterých je zadána. Hodnota amplitudy kmitu trubky je pak zaznamenána z míst největší hodnoty amplitudy. Tato hodnota je znázorněna na obrázku 23 u popisku maximum, její hodnota se nachází v 3/5 délky trubky (díky vetknutí a podepření trubky).

Toto srovnání je znázorněno v obrázku 24, maximální a minimální hodnoty jsou vepsány v tabulce 3. Rozměry znázorněné v tomto obrázku a tabulce přibližně řádově souhlasí, s výjimkou jejich rozdílného pohybu. Tento rozdíl může být zapříčiněn rozdílem mezi 2D a 3D úlohou, resp. aplikací síly z 2D CFD úlohy na 3D

MKP úlohu. Rozdíly mezi amplitudami těchto přístupů budou probádány v budoucnu.



Obrázek 23 - Znázornění průhybu trubky u prvního příkladu v čase 0,5 sekund



Obrázek 24 - Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro první případ

Tabulka 3 – Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro první případ

Zdroj a směr	Hodnota [m]
CFD, x-ová pozice středu trubky min/max	9,99e-6/1e-4
MKP, x-ová pozice středu trubky min/max	-9,46e-7/1,3e-5
CFD, y-ová pozice středu trubky min/max	-1e-6/9,98e-7
MKP, y-ová pozice středu trubky min/max	6,7e-8/1,2e-5

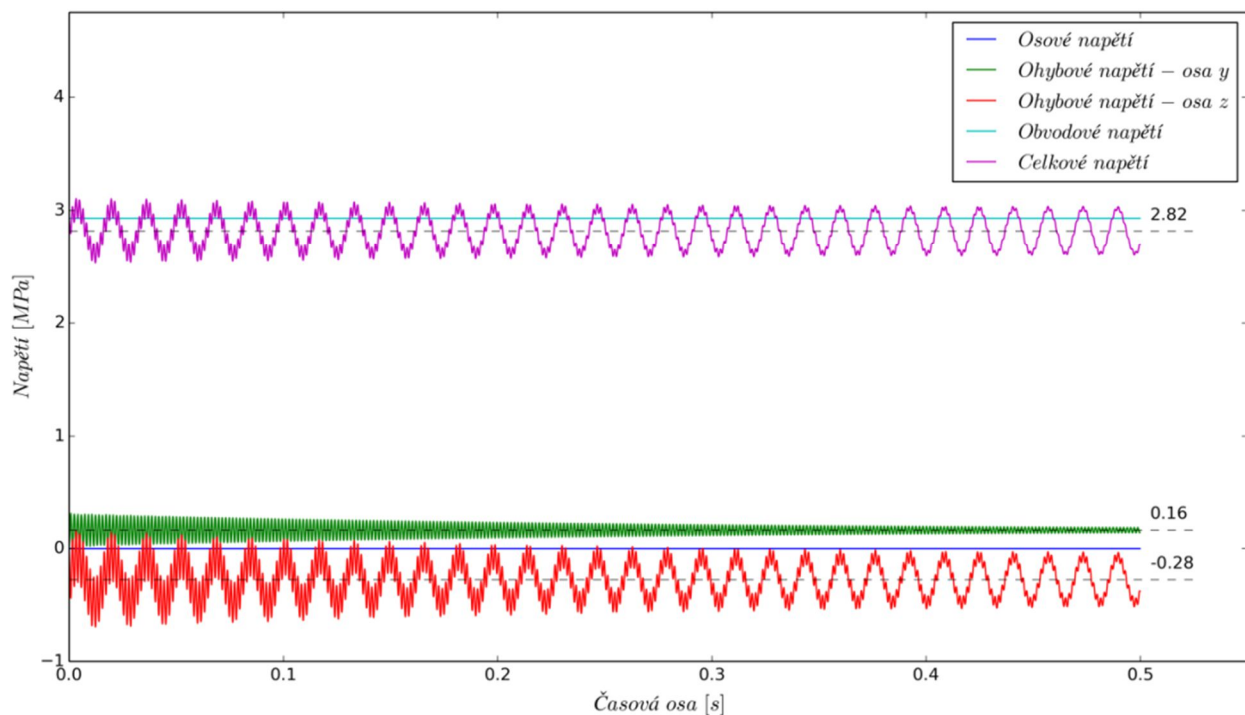
Dalším a posledním případem aplikace silové odezvy z 2D CFD analýzy na 3D MKP analýzu je trubka t7 z třetího případu, jelikož tato trubka vykazovala viditelné posuvy v krátkém časovém okamžiku, které vedly ke kontaktu sousedních trubek.

Výsledky napětí v místě maximálního napětí, tedy ve spoji trubka-trubkovnice, jsou znázorněny na obrázku 25. Ve výpočtu se opět uvažuje o napětí od osově síly, napětí od ohybových momentů a obvodové napětí od vnitřního tlaku. Celkové napětí je díky principu superpozice sečteno. Z obrázku 22 byla v předchozím případě

odečtena amplituda napětí na hranici oblasti trvalé pevnosti o hodnotě $7,3 \cdot 10^4$ MPa. Při přibližném výpočtu amplitudy napětí o hodnotě přibližně 0,3 MPa a středním napětí 2,82 MPa v místě vetknutí lze konstatovat, že jak amplituda napětí, tak střední napětí opět leží hluboko pod amplitudou napětí v oblasti trvalé pevnosti. Z tohoto faktu a z informace z CFD, kdy docházelo ke kontaktu dvou sousedních trubek během časového okamžiku 0,42 sekundy, lze usoudit, že bude spíše docházet k otěru trubek a přestřižení trubek o přepážky.

Poslední informací, která je v rámci MKP analýz provedena, je srovnání výsledků amplitudy kmitu trubky z 2D CFD analýzy a 3D MKP analýzy. Toto srovnání je uvedeno na obrázku 26 a tabulce

. Rozměry znázorněné v tomto obrázku řádově nesouhlasí, nicméně pozice pohybu je na stejné trajektorii. Tento rozdíl je, stejně jako v předchozím případě, zřejmě zapříčiněn aplikací síly z 2D CFD úlohy na 3D MKP úlohu. Rozdíly mezi amplitudami těchto přístupů budou probádány v rámci budoucí práce po skončení studia.

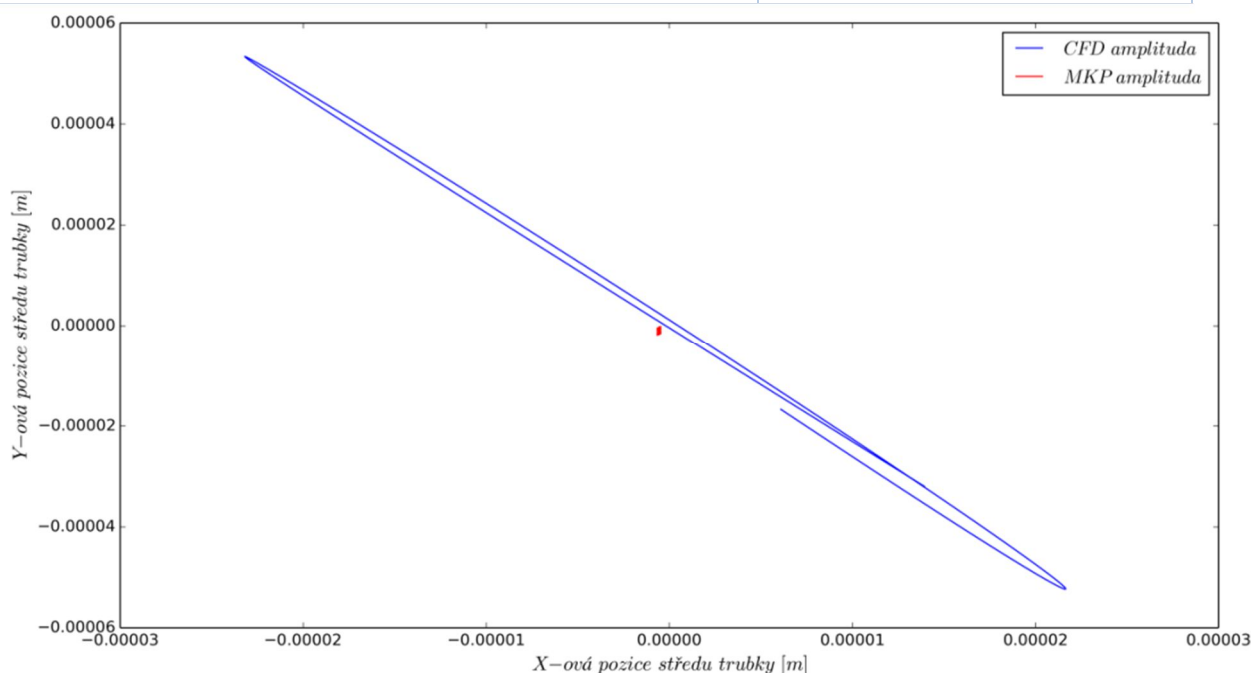


Obrázek 25 – Znázornění napětí v místě vetknutí trubky z obrázku 20 v čase pro trubku t7 v třetím případě

Tabulka 4 – Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro trubku t7 pro třetí případ

Zdroj a směr	Hodnota [m]
CFD, x-ová pozice středu trubky min/max	-4,99e-4/4,1e-4
MKP, x-ová pozice středu trubky min/max	-6,2e-9 /-1,1e-6

CFD, y-ová pozice středu trubky min/max	-8,9e-4/8,9e-4
MKP, y-ová pozice středu trubky min/max	-2,5e-6/6,2e-7



Obrázek 26 – Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro trubku t7 pro třetí případ

5 ZÁVĚR A BUDOUCÍ PRÁCE

Hlavním cílem dizertační práce je kontrola trubkového svazku na cyklickou únavu způsobenou prouděním pracovního média v mezitrubkovém prostoru tepelného výměníku. Únava způsobená prouděním je způsobena vibracemi vyvolanými prouděním. Současný stav poznání v této oblasti umožňuje predikovat především únosnost v oblasti statického, resp. kvazi-statického zatížení. Tyto predikce jsou založeny na metodách srovnání klíčových vibračních veličin, jako jsou frekvence, amplitudy a rychlosti. Tímto způsobem je možno rychle a relativně přesně určit výskyt vibračního jevu, nicméně neumožňují hodnotit vliv těchto vibrací na poškození trubkového svazku a predikovat tak jeho životnost. Stejně tak negarantuje výskyt vibračního poškození v případě vibračně pozitivního výsledku. Současné metody numerických analýz velmi dobře umožňují řešit tuto problematiku, avšak na úkor výpočtového času, výpočtové techniky a drahých licencí. Z tohoto hlediska se jeví znalost a existence dílčích modelů jako nezbytná pro popis složitých vazeb mezi oběma strukturami.

Prvním přínosem této práce je modifikace grafického návrhu podle Poddara a Polleyho je optimalizační, kdy se nepřímo hledá cenové minimum na základě minimální délky a počtu trubek (resp. průměru pláště) tepelného výměníku, což představuje konstrukční náklady a tlakové ztráty na mezitrubkové straně a trubkové

straně, což představuje provozní náklady. Výše zmíněným přínosem této práci je tedy zavedení oblasti vibrací na základě metody výpočtu vibračního poškození z publikace TEMA [7]. Tento přínos nepřímo představuje cenu, kterou by bylo nutné zaplatit za opravu a odstávku tepelného výměníku. Jen pro zajímavost je možné uvést, že bod neekonomičtějšího návrhu leží v těsné blízkosti HTRI návrhu.

Dalším přínosem této práce je aplikování UDF jakožto metody, která umožňuje napodobit interakci tekutiny a struktury v softwaru ANSYS Fluent. Pro konkrétní případy byly vybrány trubky, na které byla aplikována UDF, která zajišťuje pohyb trubky na základě sledování jejího vektoru těžiště v osách x a y . Tento vektor těžiště je vynásoben tuhostí trubky, čímž je získána síla, která působí proti směru proudění a tím simuluje odpor (tuhost) trubky vůči proudu tekutiny.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] VEJVODA, Stanislav. *Stavba procesních zařízení, hodnocení odolnosti materiálu tlakových nádob proti poškozování v provozních podmínkách*. Brno: CERM, 2002. ISBN 80-214-2302-1.
- [2] KANEKO, S., T. NAKAMURA, F. INADA, M. KATO a K. ISHIHARA. *Flow-induced Vibrations*. 2nd. Great Britain: Elsevier Science Ltd, 2014. ISBN 978-0-08-098347-9.
- [3] BLAKE, W. K. *Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration*. Orlando, Florida: Academic Press Inc., 1986. ISBN 0-12-103501-8.
- [4] SVS FEM S.R.O. *Multifyzikální analýza: FSI interakce CFD & FEM*. B.m.: ANSYS konference pro Českou republiku a Slovensko. 19-21. října
- [5] HALLE, H., J. M. CHENOWETH a M. W. WAMBSGANSS. *DOE/ANL/HTRI Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank*. B.m.: Argonne Natl. Lab. Tech. Memo, 1980.
- [6] HEWITT, G. *Heat exchanger design handbook*. New York, USA: Begell House, 1998. ISBN 15670009675.
- [7] TEMA. *Standards of the tubular exchanger manufacturers association*. 9th ed. B.m.: Tubular Exchanger Manufacturers Association. 2007.
- [8] PODDAR, T. K. a G. T. POLLEY. Heat exchanger design through parameter plotting. *Trans IChemE*. 1996, 74.
- [9] ASYIKIN, M. T. *Simulation of Vortex Induced Vibration of a Cylindrical Structure*. nedatováno.
- [10] TOMEČEK, P. *Analysis of wind effect on slender engineering structures*. B.m.: Institute of Structural Mechanics, Faculty of Civil Engineering, Brno University of Technology. 2014
- [11] KULKARNI, A. a S. MOEYKENS. *Flow Over a Cylinder*. B.m.: Ltd. Pune India, New Hampshire, USA. 2014
- [12] CHEN, S. S., J. A. JENDRZEJCZYK a M. W. WAMBSGANSS. Dynamics of tubes in fluid with tube-baffle interaction. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*. 1985, (107), 7–17.
- [13] GREGORIG, R., H. K. M. ANDRITZKY, P. GRASSMANN a A. KONIG. Vibration Criteria of a Tube in Crossflow, Part II, Experimental Set-up and Results of Tst. *Chemie-Ing. Techn.* 1968, (40), 483–488.

- [14] CHEUNG, J. C. K. a W. H. MELBOURNE. Turbulence Effects on Some Aerodynamic Parameters of a Circular Cylinder at Supercritical Reynolds Number. *Journal of Wind Engineering*. 1983, 14, 399–410.
- [15] FITZ-HUGH, J. S. Flow-induced Vibration in Heat Exchnager. *Proc. Int. Sym. on Vibration Problems in Industry*. 1973, 427.
- [16] BHONGBHIBHAT, Siwa. *Dehnugswechselkurven, Technologietransfer*. Stuttgart: Staatliche Materailprüfungsanstalt Universitat Stuttgart, 1980. Vorhaben Nr. 224.

ŽIVOTOPIS

Osobní informace

Příjmení, jméno Buzík, Jiří
Datum narození 27. února 1989
Místo narození Kyjov
Trvalé bydliště Louka, č. 1, 69676

Kontakt

Telefon +420 733 387 999
E-mail jiri.buzik@seznam.cz

Odborné vzdělání

2004-2008 SOŠ Strážnice
Strojírenství
2008-2011 Fakulta strojního inženýrství, VUT v Brně, bakalářské
studium, Obecné strojírenství
2011-2013 Fakulta strojního inženýrství, VUT v Brně, navazující
magisterské studium, Procesní inženýrství

Pracovní zkušenosti

2007-dosud Delta Technologie, s.r.o.
Konstruktor, výpočtář
2013-dosud Ústav procesního inženýrství, Fakulta strojního
inženýrství, Vysoké učení technické v Brně
Technický pracovník

Zahraniční stáže

09/2014-02/2015 Dresden University of Technology, Institute of Power
Engineering,
Chair of Thermal Power Machinery and Plants

Znalosti a dovednosti

Jazykové znalosti

anglický jazyk aktivně

Počítačová gramotnost

programovací jazyk Python (pokročilá), uživatelská znalost aplikací ANSYS
Fluent, ANSYS Structural, Maplesoft Maple, Autodesk Inventor, Autodesk
AutoCAD, SolidWorks, Microsoft Office

Abstrakt

Hlavním cílem dizertační práce je kontrola trubkového svazku na cyklickou únavu způsobenou prouděním pracovního média v mezitrubkovém prostoru. Únava způsobená prouděním je způsobena vibracemi vyvolanými prouděním. Zkoumané vibrace jsou vyvolány vzájemnou interakcí dvou fází (pevné a tekuté). Předkládaná práce je zaměřena především na interakci trubkových svazků s tekutinou. Současná úroveň poznání v této oblasti umožňuje predikovat především únosnost v oblasti statického, resp. kvazi-statického zatížení. Tyto predikce jsou založeny na metodách srovnávající klíčové vibrační veličiny, jako jsou frekvence, amplitudy, případně rychlosti (viz. TEMA [7]). Tímto způsobem je možno rychle a relativně přesně určit výskyt vibrací, není však možné kvantitativně hodnotit vliv těchto vibrací na poškození trubkového svazku a predikovat tak jeho životnost, k čemuž by bylo zapotřebí určit např. teplotní pole a rozložení sil od tekutiny na tomto svazku. Současné metody numerických analýz velmi dobře umožňují řešit tuto problematiku velmi přesně avšak na úkor výpočtového času, výpočetních prostředků a licencí.

Přínosem této práce je využití uživatelem definovaných funkcí (UDF) jakožto metody, která umožňuje napodobit interakci tekutiny a struktury v softwaru ANSYS Fluent. Tato práce klade velkou váhu na využití metod současného stavu poznání pro verifikaci a validaci výsledků, pro ověření výše zmíněné metody. Pro verifikaci a validaci výsledků jsou použity například experimentálně naměřené závislosti Reynoldsova a Strouhalova čísla, odporového součinitele nebo např. rozložení tlakového součinitele kolem trubky. Zároveň využívá metodu konečných prvků jakožto nástroje pro napětově-deformační výpočet klíčové části na trubce, jakou je spoj trubka-trubkovnice.

Dalším přínosem této práce je rozšíření grafického návrhu tepelného výměníku dle Poddara a Polleyho [8] o kontrolu na vibrační poškození dle metody popsané v publikaci TEMA [7]. Předkládaná práce upozorňuje na obrovský vliv rychlosti proudících tekutin jak na trubkové, tak mezitrubkové straně pro návrh tepelného výměníku. Jako etalon poškození si autor vybral výměník s označením 104 z publikace Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [3]. U tohoto výměníku bylo prokazatelně zjištěno vibrační poškození vlivem přestřižení trubek o přepážky. V poslední části jsou nastíněny možnosti a limity dalšího pokračování této práce.

Abstract

The aim of the dissertation thesis is to develop the current state-of-the-art in the area of flow-induced vibrations. These vibrations are caused by the fluid and structure interaction. The fluid structure interaction occurs in a wide range of engineering constructions such as cooling towers, chimneys, bridges, but also tube bundle heat exchangers and boilers. The current level of knowledge in this field allows to predict mainly static respectively quazi-static loading. These predictions are based on methods of comparing key vibration variables such as frequencies, amplitudes or speeds (see TEMA [7]). In this way, it is possible to determine quickly and relatively precisely the occurrence of a vibrational phenomenon, but it is not possible to quantitatively assess the effect of these vibrations on the damage of to the tube beam and to predict its lifespan, which would require the determination of the temperature field and the distribution of forces from the fluid on the beam. The aim of the work is to evaluate the-state-of-the-art, to perform a numerical simulation of the flow of fluids in the area of shell side under the inlet nozzle. Current methods of numerical analyses very well solve this problem, but at the expense of computing time, devices and expensive licences.

This list places great emphasis on the current of the-state-of-the-art of verifying and validation the results, such as the experimental determinations of the Reynolds and Strouhal numbers, the drag coefficients and for example magnitude of pressure coefficient around the tube. At the same time, it develops the application capabilities of user-defined functions to extend the ANSYS Fluent function to move bodies exposed to fluid flow. It also tries to use the finite element method as a tool for the stress-strain calculation of a key part on a pipe, such as tube-tubesheet connections.

Another benefit of this work is the extension of the graphical design of heat exchanger according to Poddar and Polley by vibration damages control according to the method described in TEMA [7]. In this section, the author points out the enormous influence of flow velocity on both the tube side and the shell side for design of the heat exchanger to ensure faultless operation. As an etalon of damage, the author chose a heat exchanger designated 104 from the Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [5]. With this heat exchanger, vibrational damage has been proven to be due to cutting of the tubes over the baffles.