

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

DISERTAČNÍ PRÁCE

2023

Ing. Marcel Švagr

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: P0715D270024 – Teorie a stavba strojů

DISERTAČNÍ PRÁCE

Metoda hodnocení dynamických vlastností portálových obráběcích strojů

Autor: **Ing. Marcel Švagr**
Školitel: **doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Konzultant specialista: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**

Akademický rok 2023/2024

PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ

Předkládám tímto k posouzení disertační práci zpracovanou na téma:

Metoda hodnocení dynamických vlastností portálových obráběcích strojů

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně, dle Studijního a zkušebního řádu Západočeské univerzity v Plzni, pod odborným dohledem školitele a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne:.....

.....

Podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat firmě TYC Strojírna s.r.o. za umožnění provedených měření na strojích v jejich závodě, především panu Miroslavu Kolářovi. Můj vděk patří také panu doc. Ing. Josefovi Formánkovi, Ph.D. a Ing. Jiřímu Sikovi, Ph.D. za pomoc při experimentálních měřeních. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat mému školiteli doc. Ing. Zdenku Hudcovi, CSc. za odbornou podporu a vstřícnost. Nakonec děkuji konzultantovi Ing. Petrovi Bernardinovi, Ph.D. za věcné připomínky a rady.

ANOTACE DISERTAČNÍ PRÁCE

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI

ak. rok odevzdání: 2023

AUTOR	<i>Příjmení (včetně titulů)</i> Ing. Švagr	<i>Jméno</i> Marcel
STUDIJNÍ PROGRAM	Teorie a stavba strojů P0715D270024	
VEDOUCÍ PRÁCE	<i>Příjmení (včetně titulů)</i> doc. Ing. Hudec, CSc.	<i>Jméno</i> Zdeněk
PRACOVNÍŠTĚ VEDOUCÍHO	ZČU – FST – KKS	
NÁZEV PRÁCE	Metoda hodnocení dynamických vlastností portálových obráběcích strojů	

Počet stránek (A4 a ekvivalentů A4)

Celkem	207	Textová část	103	Grafická část (přílohy)	104
---------------	-----	---------------------	-----	--------------------------------	-----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Práce se zabývá určením vlastních frekvencí, vlastních tvarů kmitu, maximální amplitudy výkmitu při buzení vlastními frekvencemi v místě nástroje, negativní reálné orientované poddajnosti a jejich zhodnocení. Cílem je sestavit metodiku vedoucí k relativně rychlému stanovení dynamických vlastností stroje ve fázi návrhu stroje a tím zefektivnit návrh stroje či zhodnotit změnu ve stávající konstrukci stroje.
KLÍČOVÁ SLOVA	Statická a dynamická poddajnost, modální vlastnosti, záporná reálná část dynamické poddajnosti, přenositelný výkon, kmitání

SUMMARY OF DISSERTATION WORK

FAKULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
UNIVERSITY OF WEST BOHEMIA

Submitted: 2023

AUTHOR	<i>Surname (including of Degrees)</i> Ing. Švagr	<i>Name</i> Marcel
STUDY PROGRAM	Theory and design of machines P0715D270024	
SUPERVISOR	doc. Ing. Hudec, CSc.	Zdeněk
INSTITUTION / DEPARTMENT	ZČU – FST – KKS	
TITLE OF THE WORK	A method of evaluating the dynamic properties of gantry machine tools	

Number of pages

Total	207	Part of Text	103	Attachment	104
--------------	-----	---------------------	-----	-------------------	-----

BRIEF DESCRIPTION OF THE THEME, FINDINGS AND BENEFITS	The thesis deals with determination of eigenfrequencies, eigenshapes, maximum oscillation amplitude at the cutting tool location, negative real-oriented compliance and their evaluation. The goal is to compile a methodology leading to a determination of the dynamic properties of the machine in the design phase and thereby improve the design of the machine or evaluate a change in the existing design of the machine.
KEY WORDS	Static and dynamic compliance, modal properties, negative real part of dynamic compliance, transferable power, oscillations

1 Obsah

Seznam obrázků.....	9
Seznam tabulek.....	12
Seznam použitých zkratk a symbolů	13
Seznam příloh	16
Úvod.....	17
2 Cíle disertační práce.....	18
3 Vibrace a obráběcí stroje	19
4 Kmitání – teorie	20
4.1 Volné kmitání.....	20
4.2 Vynucené kmitání	21
4.3 Samobuzené kmitání (při obrábění)	21
5 Tlumení	23
5.1 Vnitřní tlumení (materiálové tlumení – strukturální tlumení)	24
5.1.1 Elastické materiály	24
5.1.2 Viskózní materiály	24
5.1.3 Viskoelastické materiály	24
5.2 Útlum vibrací odrazem v sestavě dílů (spoje, vedení, rozhraní)	24
6 Modální analýza – teorie	25
6.1 Numerická simulace modální analýzy.....	25
6.2 Experimentální měření modálních vlastností	25
7 Současné metody stanovování statických a dynamických vlastností obráběcích strojů	26
7.1 Současné metody stanovování statických vlastností obráběcích strojů	27
7.2 Současné metody zjišťování dynamických vlastností obráběcích strojů	27
8 Stanovení využitelného výkonu stroje	28
8.1 Stanovení vazeb a submodelů výpočtového modelu	29
8.1.1 Náhrada hmotným bodem.....	29
8.1.2 Kluzná vedení	40
8.1.3 Valivá vedení	43
8.1.4 Hydrostatická vedení	44
8.1.5 Posuvové mechanismy.....	45
8.1.6 Šroubová spojení a náhrada kotevních prvků.....	46
8.2 Referenční poloha.....	47
8.2.1 Statická stabilita	49

8.2.2	Dynamická stabilita	50
8.3	Maximální výsuv smykadla	53
8.3.1	Statická stabilita	54
8.3.2	Dynamická stabilita	54
8.4	Stanovení přenositelného výkonu	56
9	Analýza vlivu tuhosti jednotlivých dílů stroje na celkovou tuhost vztaženou do místa nástroje	57
9.1	Smykadlo	57
9.2	Saně	59
9.3	Příčnick	62
9.4	Podélníky	65
9.5	Stojany	67
9.6	Zhodnocení	69
10	Stanovení hodnotícího kritéria dynamické stability obráběcího stroje	71
10.1	Charakteristické parametry dynamické stability obráběcího stroje	72
10.2	Výchozí kritérium	73
10.3	Zpřísněné hodnotící kritérium	75
11	Aplikace metodiky	76
11.1	Aplikace metodiky na reálný stroj	78
11.2	Experimentální měření pro validaci výsledků	85
11.2.1	Experimentální měření statické poddajnosti	85
11.2.2	Experimentální zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu	87
12	Dosažené cíle	96
	Závěr	97
	Citovaná literatura	99
	Seznam prací autora	102
	Seznam prací autora vztahující se k tématu disertace	102
	Seznam prací autora nevztahující se k tématu disertace	102

Seznam obrázků

Obr. 1 - Kmitající soustava stroj-nástroj-obrobek, vznik samobuzeného kmitání dle regenerativního principu [3].....	21
Obr. 2 - Princip polohové vazby.....	22
Obr. 3 - Vlevo sériové řazení pružin, vpravo paralelní řazení pružin.....	23
Obr. 4 – Schéma činnosti při návrhu/výrobě obráběcího stroje.....	26
Obr. 5 - Výpočtový model zjednodušeného portálového stroje – zjištění vlivu náhrady frézovací hlavy hmotným bodem.....	29
Obr. 6 - Zjednodušený výpočtový model s náhradou frézovací hlavy hmotným bodem.....	30
Obr. 7 - Vlastní tvar kmitu 2. vlastní frekvence (vlevo model s 3D frézovací hlavou, vpravo model s náhradou frézovací hlavy hmotným bodem).....	31
Obr. 8 - MAC matice – korelace na základě vlastního tvaru kmitu.....	31
Obr. 9 - Vlastní tvary kmitu 4. páru (vlevo s 3D fr. hlavou, vpravo s fr. hlavou nahrazenou hmotným bodem).....	33
Obr. 10 - Průběh absolutních hodnot amplitud výkmitu v závislosti na budící frekvenci pro model s 3D frézovací hlavou.....	33
Obr. 11 - Průběh absolutních hodnot amplitud výkmitu v závislosti na budící frekvenci pro model s hmotným bodem.....	34
Obr. 12 - Výpočtový model zjednodušeného portálového stroje – zjištění vlivu náhrady frézovací hlavy hmotným bodem.....	35
Obr. 13 - MAC matice – výsledek korelace vlastních frekvencí dle vlastního tvaru kmitu.....	36
Obr. 14 – Průběh absolutních hodnot amplitud výkmitu pro sestavu s 3D frézovací hlavou.....	37
Obr. 15 – Průběh absolutních hodnot amplitud výkmitu pro sestavu s frézovací hlavou nahrazenou hmotným bodem.....	37
Obr. 16 - Obložení Bi-Plast [15].....	40
Obr. 17 - Definice rozměrů kluzné plochy.....	42
Obr. 18 - Schéma valivé jednotky [18].....	43
Obr. 19 - Schéma modelu Mass-Spring-Maxwell [22].....	44
Obr. 20 – Orientační 3D model obráběcího stroje FPPC500.....	47
Obr. 21 - Upravený 3D model saní s označenými plochami vodících drah (oranžová).....	48
Obr. 22 - Výpočtový model obráběcího stroje FPPC500 v referenční poloze.....	49
Obr. 23 - Zobrazení deformovaného modelu stroje při zatěžování silou 1 000 N ve směru osy X (vlevo) a osy Y (vpravo).....	50
Obr. 24 - Graf velikosti amplitudy výkmitu v místě nástroje v závislosti na budící frekvenci 1 - 250 Hz (Linear Sweep) buzení ve směru osy X.....	52
Obr. 25 - Graf velikosti amplitud výkmitu v místě nástroje v závislosti na budící frekvenci 1 - 250 Hz (Linear Sweep) buzení ve směru osy Y.....	52
Obr. 26 - Výpočtový model obráběcího stroje FPPC 500 v poloze maximálního výsuvu smykadla.....	53
Obr. 27 - Reálná absolutní amplituda výkmitu při buzení 1 - 250 Hz s krokem 1 Hz (Linear-Sweep) – buzení ve směru osy X.....	55
Obr. 28 – Reálná absolutní amplituda výkmitu v místě nástroje v pásmu frekvencí 1 - 250 Hz - buzení ve směru osy Y.....	55
Obr. 29 - Výpočtový model smykadla.....	57
Obr. 30 - Výpočtový model smykadla se saněmi v referenční poloze.....	59
Obr. 31 - Výpočtový model příčnicku, saní a smykadla v referenční poloze stroje.....	62

Obr. 32 - Výpočtový model pro stanovení vlivu podélníků na celkovou tuhost v místě nástroje při referenční poloze stroje	65
Obr. 33 - Graf vlivu jednotlivých dílů na deformaci v místě nástroje vyjádřený v procentech (vůči celkové deformaci).....	69
Obr. 34 - Graf vlivu jednotlivých dílů se zahrnutím tuhosti koncové vazby na deformaci v místě nástroje [%].....	69
Obr. 35 - Implementace analýzy dynamických vlastností do procesu výroby/návrhu stroje	71
Obr. 36 - Relativní tuhost kr_1 vztažená k charakteristickému rozměru soustruhu D [13].....	73
Obr. 37 - Relativní tuhost kr_1 vztažená k charakteristickému rozměru frézovacího stroje L [13].....	74
Obr. 38 - Relativní tuhost kr_2 vztažená k výkonu soustruhu [13].....	74
Obr. 39 - Relativní tuhost kr_2 vztažená k výkonu frézovacího stroje [13]	75
Obr. 40 - Vývojový diagram sestavení výpočtového modelu pro nový návrh stroje	76
Obr. 41 - Vývojový diagram kontroly dynamických parametrů návrhu konstrukce	77
Obr. 42 - Amplitudo-frekvenční charakteristika absolutní deformace X při buzení silou F_x	79
Obr. 43 - Amplitudo-frekvenční charakteristika absolutní deformace Y při buzení silou F_y	80
Obr. 44 - Reálná část deformace X závislá na frekvenci buzení silou 1 000 N ve směru osy X	81
Obr. 45 - Reálná část deformace Y závislá na frekvenci buzení silou 1 000 N ve směru osy Y	81
Obr. 46 - Reálná část deformace Z závislá na frekvenci buzení silou 1 000 N ve směru osy Z	81
Obr. 47 - Absolutní amplitudo-frekvenční charakteristika deformace ve směru osy X v místě nástroje od síly F_x	83
Obr. 48 - Absolutní amplitudo-frekvenční charakteristika deformace ve směru osy Y v místě nástroje od síly F_y	83
Obr. 49 - Orientovaná dynamická poddajnost G_{xx} (zatížení směrem X deformace X) v $\mu\text{m}/\text{N}$	83
Obr. 50 - Orientovaná dynamická poddajnost G_{yy} (zatížení ve směru Y deformace Y) v $\mu\text{m}/\text{N}$	84
Obr. 51 - Orientovaná dynamická poddajnost G_{zz} (zatížení ve směru Z deformace Z) v $\mu\text{m}/\text{N}$	84
Obr. 52 - Měřicí stanoviště pro měření statické deformace ve směru osy X.....	85
Obr. 53 - Graf nárůstu deformace ve směru osy X při zatěžování směrem X.....	85
Obr. 54 - Měřicí stanoviště pro měření deformaci ve směru osy Y – zatěžování přes upínač nástrojů vlevo, zatěžování přes smykadlo vpravo	86
Obr. 55 - Průběh deformace ve směru osy Y - vlevo zatížení přes upínač, vpravo zatížení přes smykadlo	86
Obr. 56 - Drátový model pro měření (zobrazení v NX)	88
Obr. 57 - Naznačená pozice úderů rázovým kladivem a jejich směr kopírující pohybové osy stroje.....	88
Obr. 58 - Měřicí stanoviště – měření vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu.....	89
Obr. 59 - Odezva ze všech snímačů ve směru X při buzení ve směru X	89

Obr. 60 - Odezva ve směru X na buzení ve směru X ze všech snímačů ve frekvenčním pásmu 0 - 50 Hz	90
Obr. 61 - Odezva ve směru Y na buzení ve směru Y ze všech snímačů.....	90
Obr. 62 - Odezva ve směru Y na buzení ve směru Y ve frekvenčním pásmu 0 -100 Hz	91
Obr. 63 - Odezva ve směru Z na buzení ve směru Z ze všech snímačů ve frekvenčním pásmu 0 - 1 600 Hz	91
Obr. 64 – Odezva ve směru Z na buzení ve směru Z ze všech snímačů ve frekvenčním rozmezí 0 – 100 Hz.....	92
Obr. 65 - Koherence odezev ve směru X pro smykadlo při buzení ve směru X	92
Obr. 66 - Koherence odezev ve směru Y pro smykadlo při buzení ve směru Y.....	93
Obr. 67 – Koherence odezev ve směru Z pro smykadlo při buzení ve směru Z	93
Obr. 68 – Vlastní tvary kmitu dominantní směr X – vlevo z experimentálního měření, vpravo z výpočetní modální analýzy	94
Obr. 69 - Vlastní tvar kmitu dominantní směr Y - vlevo z experimentálního měření, vpravo z výpočetní modální analýzy	94
Obr. 70 - Vlastní tvar kmitu dominantní směr Z - vlevo z experimentálního měření, vpravo z výpočetní modální analýzy	95

Seznam tabulek

Tab. 1 - Rozměrové parametry zkoumaného portálového stroje FPPC 500.....	28
Tab. 2 - Vlastní frekvence zjednodušené sestavy – určení vlivu náhrady hmotným bodem	30
Tab. 3 - Páry vlastních frekvencí získané na základě korelace dle vlastního tvaru kmitu .	32
Tab. 4 - Hmotnostní ovlivnění modelu příslušnou frekvencí	32
Tab. 5 - Vypočtené vlastní frekvence zjednodušené sestavy portálového obráběcího stroje	35
Tab. 6 - Spárované vlastní frekvence dle kritéria MAC shoda větší než 0,8	36
Tab. 7 - Hmotnostní ovlivnění párů vlastních frekvencí vůči celkové hmotnosti výpočtového modelu	36
Tab. 8 - Vlastní frekvence zkoumané sestavy při max. výsuvu smykadla v závislosti na přidané hmotě na konec smykadla.....	38
Tab. 9 - Vlastní frekvence zkoumané sestavy v referenční poloze v závislosti na přidané hmotě na konec smykadla	39
Tab. 10 - Procentuální hmotnostní ovlivnění výpočtového modelu v referenční poloze příslušnou vlastní frekvencí	51
Tab. 11 – Procentuální hmotnostní ovlivnění výpočtového modelu od příslušných vlastních frekvencí (max. vysuv smykadla)	54
Tab. 12 - Přehled výsledků analýz provedených na modelu smykadla.....	58
Tab. 13 - Přehled výsledků získaných analýzami sestavy smykadla se saněmi	60
Tab. 14 - Výpočet rozdílu deformací – Smykadlo/Saně	61
Tab. 15 - Výpočet deformace připadající na okrajové podmínky – Smykadlo/Saně.....	61
Tab. 16 - Přehled výsledků získaných analýzami sestavy smykadla, saní a příčnicku.....	63
Tab. 17 - Výpočet rozdílu deformací - Smykadlo/Saně/Příčnick	64
Tab. 18 - Výpočet deformace připadající na okrajové podmínky - Smykadlo/Saně/Příčnick	64
Tab. 19 - Přehled výsledků získaných analýzami na výpočtovém modelu zahrnujícím podélníky	66
Tab. 20 - Výpočet rozdílu deformací - Smykadlo/Saně/Příčnick/Podélníky	66
Tab. 21 - Výpočet deformace připadající na okrajové podmínky - Smykadlo/Saně/Příčnick/Podélníky.....	67
Tab. 22 - Přehled vybraných výsledků analýz provedených na výpočtovém modelu celého stroje.....	67
Tab. 23 - Výpočet rozdílu deformací - Smykadlo/Saně/Příčnick/Podélníky/Stojany.....	68
Tab. 24 - Výpočet deformace připadající na okrajové podmínky - Smykadlo/Saně/Příčnick/Podélníky/Stojany	68
Tab. 25 - Naplněná matice poddajností obecného modelu G^{**} [$\mu\text{m}/\text{N}$] – pro frekvence 0 – 250 Hz	80

Seznam použitých zkratk a symbolů

ZKRATKA/SLOVO Popis

TDisP	Teze disertační práce
DisP	Disertační Práce
FE model	Finite Element model – Model s konečným počtem prvků
FEM	Finite Element Method – Metoda konečných prvků
M-S	Master-Slave
MAC	Modal Assurance Criterion – Kritérium modální shodnosti
MKP	Metoda konečných prvků
Gantry	Podpurná nadzemní konstrukce portálu s vedením
Rigid	Prvek s nekonečně velkou tuhostí
Beam	Nosníkový prvek s definovatelnými vlastnostmi

SYMBOL	Jednotky	Popis
E_k	[J]	Kinetická energie
E_p	[J]	Potenciální energie
R	[N]	Tlumící (disipační) síla
Q	[-]	Vektor zobecněných souřadnic
q	[m]	Zobecněná souřadnice deformací
m	[kg]	Matice hmotnosti / hmotnost / hmota
c	[kg/s]	Tlumení
k	[N/mm]	Tuhost
$F(t)$	[N]	Zobecněná síla
k_p	[N/mm]	Tuhost v posunutí
F	[N]	Deformační síla
s	[mm]	Deformace posunutí
k_t	[N/mm]	Tuhost v natočení
M	[N·m]	Moment natočení
φ	[mm]	Deformace natočení
δ	[rad]	Fázový posun
\bar{Q}	[-]	Sloupcová matice amplitud harmonických kmitů

Ω	[rad/s]	Úhlová frekvence kmitání / Vlastní frekvence
t	[s]	Čas / Doba děje
K	[-]	Matice tlumení
M	[-]	Matice hmotnosti
f	[Hz]	Frekvence
$\alpha_{jk}(\omega)$	[kg ⁻¹ ·s ²]	Harmonická odezva v místě x_j od síly f_k .
x_j	[-]	Souřadnice v místě j
f_k	[N]	Osamělá harmonická síla v místě k
ω	[s ⁻¹]	Budící frekvence
Φ_j^r	[-]	j-tý prvek r-tého vlastního vektoru
λ_r	[s ⁻¹]	λ_r je vlastní číslo r-tého módu
k_N	[N/mm]	Normální tuhost stykové plochy
k_{st}	[N/mm]	Styková tuhost
$k_{\phi X}$	[N/mm]	Klopná tuhost vodící dráhy kolem osy X
A_p	[mm ²]	Plochy vodící dráhy (kluzná plocha)
l	[mm]	Délka kluzné plochy
b	[mm]	Šířka kluzné plochy
K_{st}	[N·s·mm ⁻³]	Stykové tlumení kluzných ploch v normálním směru
K_N	[N·s·mm ⁻¹]	Tlumení vodící dráhy v normálním směru
$K_{\phi X}$	[s·N·m]	Tlumení vodící dráhy v naklopení podle osy X
m_f	[kg]	Hmotnostní koeficient
$x(t)$	[mm]	Deformace / stlačení olejové vrstvy
M_{D1}	[N/m]	Přenositelný moment frézou o průměru D_1
F_o	[N]	Obvodová síla
k_c	[N/mm]	Celková tuhost
k_{min}	[N/mm]	Minimální tuhost
\vec{X}	[-]	Vektor souřadnic deformací
G	[-]	Matice poddajností
\vec{F}	[-]	Vektor sil
$G_{F_{xX}}$	[μm/N]	Dynamická poddajnost ve směru osy X od síly F_x
$G_g(j\omega)$	[μm/N]	Orientovaná dynamická poddajnost
$x_d(j\omega)$	[mm]	Orientovaný posuv (deformace)
$F(j\omega)$	[N]	Orientovaná síla

D	[m]	Charakteristický rozměr stroje – soustruhy
D_L	[m]	Oběžný průměr nad ložem
D_s	[m]	Oběžný průměr na suportem
L	[m]	Charakteristický rozměr stroje – frézky
X_{max}	[m]	Maximální pojezd ve směru osy X
Z_{max}	[m]	Maximální pojezd ve směru osy Z
k_1	[kN/mm]	Tuhost stroje určená charakteristickým rozměrem
k_{r1}	[N/μm·m]	Relativní tuhost stroje dle rozměru stroje
k_2	[kN/mm]	Tuhost stroje určená výkonem stroje
k_{r2}	[N/μm·kW]	Relativní tuhost stroje dle výkonu stroje
b_{cr}	[mm]	Šířka třísky
b_{cr_min}	[mm]	Kritická šířka třísky
k_{cb}	[N/mm ²]	Specifická dynamická tuhost řezu
$Re\{G_g(jf)\}_{neg}$	[μm/N]	Reálná záporná část orientované dynamické poddajnosti
P_X	[kW]	Přenositelný výkon ve směru osy X
k_{1Xdyn}	[kN/mm]	Referenční dynamická tuhost ve směru osy X

Seznam příloh

- | | |
|---------------|--|
| Příloha č. 1. | Výňatek z tezí disertační práce – Vlastní výzkum (na CD) |
| Příloha č. 2. | Výsledky provedených modálních analýz, výsledky statických deformací v místě nástroje a hmotnostní ovlivnění příslušných variant výpočtu (na CD) |
| Příloha č. 3 | Záznam měření statické deformace (na CD) |

Úvod

Motivací této disertační práce je začlenění analýzy dynamických vlastností stroje již ve fázi návrhu a vyhnout se tak problematice dodatečných konstrukčních úprav na vyrobeném stroji. Neméně podstatnou částí je zjednodušení a stanovení postupu pro tvorbu výpočtového modelu pro ověření dynamických charakteristik. Tento postup by měl konstruktérovi přinést možnost ověření dynamické poddajnosti stroje ve fázi návrhu, ale také umožnit rychlé ověření vlivu změny parametrů (změna příslušenství, změna řezných podmínek, konstrukční změny atd.) již stávajícího stroje z hlediska dynamického chování.

V tezích této DisP byly získány zkušenosti s experimentálním měřením statické a dynamické poddajnosti na obráběcích strojích. Znalosti byly získávány postupně zvyšováním komplexnosti měření. V počáteční fázi byl dynamicky prověřen jednoduchý nosník za využití jednoduchého analogového přístroje. Obdobné měření s využitím staršího typu měřicí stanice bylo provedeno na menším stroji s horním gantry.

V hlavní části tezí této práce byly staticky a dynamicky prověřeny jednotlivé hlavní nosné části portálového obráběcího centra s horním gantry FPPC 500 od společnosti Strojírna TYC s.r.o. (stojan, podélník, příčník, saně a smykadlo) a některé ze sestav těchto dílů. Na těchto dílech byla ověřena funkčnost výpočtových nástrojů pro získání dynamických charakteristik (vlastní frekvence a vlastní tvar kmitu).

Následně již po uzavření tezí této disertační práce bylo provedeno měření dynamické odezvy na rázové buzení celého stroje FPPC 500 stojícího přímo v závodech Strojírna TYC s.r.o. v Mýtě. Na tomto stroji bylo taktéž provedeno měření statické deformace v místě nástroje a na konci smykadla při největším výsuvu smykadla. Tato naměřená data slouží k verifikaci vypočtených hodnot a ověření navržených postupů.

Na začátku této práce je ve zkrácené formě shrnuta matematická teorie ohledně kmitání a tlumení, nastíněna teorie modálních analýz jak výpočetní tak experimentální a v krátkosti okomentován způsob určení statických a dynamických vlastností stroje.

Dále v hlavní kapitole „8 Stanovení využitelného výkonu stroje“ jsou popsány a doporučeny způsoby nahrazení vazeb mezi díly od náhrad vedení a spojů, po náhradu částí stroje hmotnými body. Tak aby bylo možné efektivně bez dlouhé přípravy vytvořit věrohodný výpočtový model. Postupně se v podkapitolách stanoví statická tuhost v místě nástroje pro maximální výsuv smykadla a referenční polohu stroje. Na stanovení statické tuhosti navazuje analýza dynamických vlastností výpočtového modelu s předpokladem na stanovení přenositelného výkonu.

V druhé sekci hlavní části této práce je prověřen vliv jednotlivých hlavních nosných dílů konkrétního portálového obráběcího stroje s horním gantry na statickou tuhost a dynamickou odezvu v místě nástroje.

V další části se práce zabývá stanovením kritérií pro hodnocení dynamické stability obráběcího stroje v návaznosti na zjištěných skutečnostech. Práce popisuje metodiku vytvoření výpočtového modelu, na který je možné aplikovat metodiku posouzení dynamického chování. V závěrečné části je přednesená metodika aplikována na konkrétní stroj a výsledky jsou konfrontovány s experimentálním měřením. Závěrem jsou shrnuty dosažené cíle a stanoveny oblasti, kterými by se mohl ubírat další výzkum navazující na tuto práci.

2 Cíle disertační práce

Cílem této disertační práce je stanovit metodiku, s pomocí které bude konstruktér relativně rychle schopný výpočtově ověřit dynamické vlastnosti navrhovaného stroje. Respektive určit kritické hodnoty vlastních frekvencí, statických a dynamických tuhostí a stanovit kritický přenositelný výkon. Díky těmto údajům zkontroluje zda navrhovaná konstrukce či konstrukční změna vyhoví nejen z hlediska přenášených sil (statické poddajnosti), ale i při řezném procesu blízkém vlastním frekvencím stroje (dynamická stabilita). Dále pak poskytnout náhled na problematiku určení mezních hodnot pro statické a dynamické tuhosti v místě nástroje.

Byly stanoveny dílčí cíle DisP pro dosažení hlavního cíle.

- Vybrat a stanovit vhodné náhrady vazeb a submodelů výpočtu dynamických vlastností stroje ve fázi návrhu stroje
- Provéřit vliv nahrazení dílů/příslušenství hmotným bodem na dynamické vlastnosti stroje v místě nástroje
- Stanovit vliv hlavních nosných dílů a jejich spojení na výslednou tuhost stroje v místě nástroje
- Výpočtově prověřit dynamické vlastnosti konkrétního stroje
- Stanovit kritickou šířku třísky pro konkrétní stroj
- Experimentální měření statické tuhosti v místě nástroje
- Experimentální měření dynamických charakteristik stroje

3 Vibrace a obráběcí stroje

Kmitání v podobě vibrací se nevyhnutelně objeví při řezném procesu u všech obráběcích strojů, u kterých dochází ke kontaktu nástroje a obrobku. Jedná se o vibrace vznikající v sestavě stroj-nástroj-obrobek. Nelze tedy žádnou z těchto částí kmitajícího systému ignorovat. I sebetužší stroj se při volbě špatného řezného nástroje (řezných podmínek) rozkmitá, stejně tak při špatném upnutí obrobku.

Problém vznikajících vibrací během řezného procesu se nejčastěji řeší změnou řezné rychlosti, posuvu či průřezu třísky, čímž dochází ke snížení produktivity obrábění a nárůstu strojních časů. Proto jsou všechny efektivní metody pro snížení vibrací na obráběcím stroji přínosem nejen pro výrobce, ale i pro uživatele těchto strojů. V mnoha případech řeší vznik vibrací správná volba nástroje, kterých je v dnešní době nepřehledné množství, a i jejich výrobci se zabývají snižováním vibrací způsobených řezným nástrojem, respektive vlivem geometrie břitů (břitových destiček) na dynamické zatížení nástroje.

Nástroj a řezné podmínky se nechají relativně jednoduše měnit dle obrobku, ale se změnou konstrukce stroje na již existujícím exempláři je to obtížné. Proto je velice důležité při návrhu konstrukce stroje, nebo jeho nových komponent, brát v potaz vliv dynamických vlastností navrhované struktury na řezný proces. Respektive prověřit dle obráběcích operací, pro které je stroj koncipován, budící frekvence a vlastní frekvence konstrukce rámu stroje tak, aby nedocházelo k jejich překrytí a tím k rezonanci stroje.

Vibrace mají vliv na výsledný povrch obrobku, a to nejen v podobě drsnosti, ale i v jejich rozměrové přesnosti. Existence vibrací během řezného procesu snižuje živostnost řezného nástroje, v některých případech velice radikálně (snížení až o 80 %). Při obrábění s vibracemi o větších amplitudách výkmitu dochází k poškození vodících ploch stroje a v krajních případech až k porušení konstrukce stroje. Navíc dochází k rychlejší únavě všech materiálů struktur, kterými se vibrace přenáší.

Snaha nalézt stabilní dynamický systém (amplituda vibrací má v čase stále klesající tendenci) stroj-nástroj-obrobek začíná u správného návrhu konstrukce stroje. Tu lze prověřit už ve fázi návrhu, například modální analýzou v MKP softwarech a vyhnout se tak dalším úpravám na odlitcích/svařencích hlavních dílů stroje, které se největší měrou podílejí na dynamické stabilitě stroje. Existuje sice mnoho kompenzačních softwarů, které dokáží upravit řezné podmínky, ale tím se ve většině případů sníží produktivita výroby. Taktéž je možné využít kompenzačních členů, které ať už aktivně nebo pasivně kompenzují vznikající vibrace. V obou případech dochází ke zvýšení složitosti (prodražování) výrobního procesu, popřípadě ke zvýšení prostorových nároků stroje. Nalezení správného konstrukčního provedení rámu již v návrhu stroje je později nenahraditelné.

4 Kmitání – teorie

U obráběcích strojů se jedná o kmitání mechanických soustav, což je proces charakteristický střídavým zvyšováním a snižováním hodnot fyzikálních veličin (např. síla, napětí, rychlost, zrychlení atd.) v čase. Z pohledu celkové energie soustavy se jedná o střídání formy kinetické a potenciální energie. U obráběcích strojů hovoříme o čtyřech základních druzích kmitání, a to o volném kmitání (vlastní), vynuceném kmitání (buzené), samobuzeném kmitání a tzv. trhavých pohybech (Slip Stick), které jsou díky moderním kluzným materiálům a hydrostatickým vedením téměř zanedbatelné. [1] První přiblížení matematického modelu kmitajícího obráběcího stroje je model s jedním stupněm volnosti. Obecná matematická pohybová rovnice kmitající soustavy vyplývá z Lagrangeovy rovnice druhého druhu (1). [2]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q} = Q(q, \dot{q}, t) \quad (1)$$

Doplněním Lagrangeovy rovnice o zobecněnou kinetickou energii (E_k), zobecněnou potenciální energii (E_p), zobecněnou hmotnost (m) a zobecněnou tlumící (disipační) sílu (R) při konstantním tuhosti a tlumení dostaneme (2). [2]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_p}{\partial q} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}} = F(t) \quad (2)$$

Vyjádřením E_k , E_p a R vznikne pohybová rovnice soustavy ve tvaru:

$$m\ddot{q}(t) + c\dot{q}(t) + kq(t) = F(t) \quad (3)$$

Kde m je matice hmotnosti, c je matice tlumení, k je matice tuhosti, tyto matice jsou konstantní, q je zobecněná souřadnice (deformací) a $F(t)$ je zobecněná budící síla. [2]

4.1 Volné kmitání

Volnými kmity se označuje kmitavý pohyb soustavy, na kterou nepůsobí žádné vnější síly ($F(t) = 0$), přičemž samotná soustava je ukotvena v klidu nebo se pohybuje přímočaře konstantní rychlostí. Obecný matematický model kmitající soustavy s jedním stupněm volnosti (obecný rys mechanismů) s viskózním tlumením pro volné kmitání vypadá následovně:

$$m\ddot{q}(t) + c\dot{q}(t) + kq(t) = 0 \quad (4)$$

Při uvažování nulového tlumení dostáváme rovnici volného kmitání bez tlumení (5). [2]

$$m\ddot{q}(t) + kq(t) = 0 \quad (5)$$

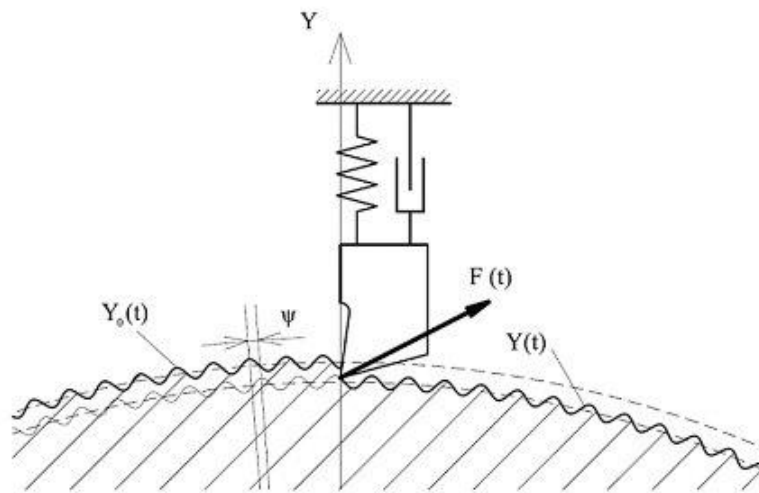
4.2 Vynucené kmitání

Jak již z názvu vyplývá, jedná se o kmitání, které je vyvoláváno vnější budící silou. Do rovnice (3) vstupuje nenulová zobecněná budící síla $F(t)$. Vynucené kmitání se dělí dle způsobu buzení na: silové buzení (síla působící ve směru výchylky kmitání), kinematické buzení (nevývažek rotující součásti apod.). Nebo dle matematického tvaru budící frekvence na harmonické buzení (lineární kombinace goniometrických funkcí), periodické buzení, neperiodické buzení, buzení skokem (konstantní pravá strana rovnice) a impulsní buzení (vysoká hodnota síly v krátkém časovém intervalu – rychlý nárůst síly od nuly do maxima a rychlý pokles zpět k nule). [2]

4.3 Samobuzené kmitání (při obrábění)

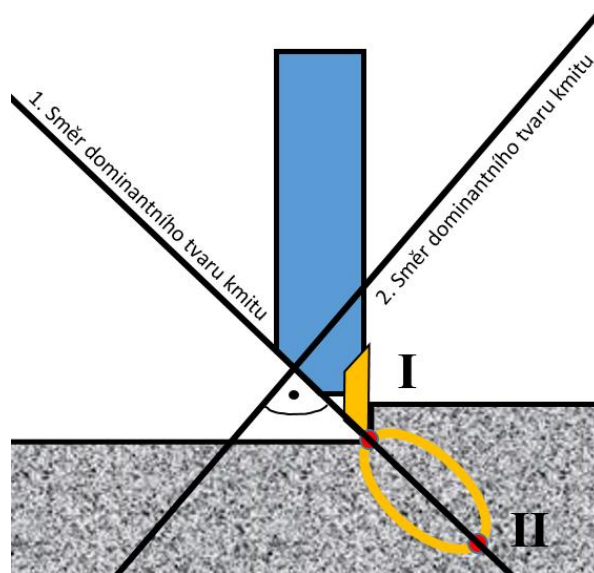
Při obrábění je toto kmitání následkem změn velikosti řezných sil v soustavě „obrobek – nástroj – stroj“. Samobuzené kmitání při obrábění vzniká dle dvou základních principů.

Podle **regenerativního principu**, kde dochází ke vzniku kmitání při obrábění „nerovného“ povrchu, který vznikl při předchozím obrábění. Zvlnění povrchu periodiky mění hloubku řezu (průřez třísky) a tím mění velikost řezné síly, která v následku těchto změn budí kmitání systému. Kmitání se objevuje díky existenci fázového posunu mezi vlnitostí obrobeného povrchu a kmity nástroje, což vede k modulování řezné síly. Vznik samobuzeného kmitání dle regenerativního principu je znázorněn na Obr. 1, kde $Y(t)$ zobrazuje tvar vlny obrobeného povrchu, $Y_0(t)$ tvar vlny obráběného povrchu a Ψ značí fázový posun mezi nimi. Kmitající systém stroje byl nahrazen pružinou a tlumičem a řezné síly byly nahrazeny obecným vektorem $F(t)$. [3]



Obr. 1 - Kmitající soustava stroj-nástroj-obrobek, vznik samobuzeného kmitání dle regenerativního principu [3]

Dle **principu polohové vazby** je vznik samobuzených kmitů podmíněn existencí dvou hlavních tvarů kmitů mezi nástrojem a obrobkem, tyto tvary musí být na sebe kolmé a musí mít rozdílnou vlastní frekvenci. Následkem rozkmitání systému v obou směrech s konstantní vzájemnou fází dochází k pohybu nástroje (břítu) po eliptické dráze (z bodu I do bodu II Obr. 2). Tento pohyb spotřebovává různé množství energie během svého cyklu, tím se periodicky mění řezná síla a dochází k postupnému nárůstu amplitudy kmitání. O vzniku chvění a dalším zvětšování amplitudy kmitů rozhoduje směrová orientace řezné síly vůči orientaci kmitavého systému stroje. Z toho plyne, že samobuzené kmitání může vzniknout i při obrábění hladkého povrchu. [4]



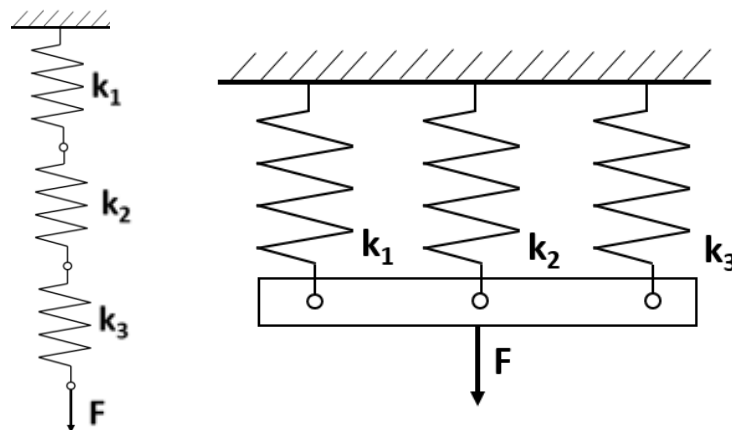
Obr. 2 - Princip polohové vazby

5 Tlumení

Po rozkmitání stroje (dílu) budící silou a jeho odstavení od zdroje buzení, dochází ke zmenšování amplitud výkmitů v čase, což označujeme jako útlum. Tlumení vzniklých vibrací (kmitů) bez přídatných zařízení můžeme rozdělit na vnitřní tlumení (materiálové), strukturální tlumení a kapalinové tlumení. Při využití externího tlumení se hovoří o pasivním tlumení a aktivním tlumení.

Pasivní tlumiče jsou zařízení, která rozptylují energii vzniklou kmitáním pomocí pohybu, aniž by potřebovala externí zdroj energie nebo aktivační členy. Aktivní tlumiče mají aktuátory, které vyvozují pohyb tlumiče za využití externího zdroje energie. Pracují tak, že aktivně řídí pohyb systému v reálném čase na základě dat z měřících sond. [1]

Tlumení je především ovlivňováno celkovou tuhostí stroje. Hovoříme o statické tuhosti (zatížení stálé velikosti / deformace) a dynamické tuhosti (amplituda zatížení / amplituda deformace). Dle druhu zatížení je tuhost rozdělena na tuhost v posunutí $k_p = F/s$ (F - síla; s - deformace posunutí) a tuhost v natočení $k_t = M/\varphi$ (M - moment síly; φ - deformace natočení - zkroucení). Celková tuhost je složena z dílčích tuhostí (tuhosti jednotlivých součástí stroje). Lze vytvořit zjednodušený model z pružin (pružných těles, spojů, vedení), které mají tuhost příslušného dílu a v návaznosti na další díl jsou buď sériově, nebo paralelně řazeny. Náhradní pružiny mají směry hlavních tuhostí. Jsou-li tělesa uspořádána sériově (lineárně za sebou - Obr. 3 - vlevo), pak výsledná tuhost je: $1/k = 1/k_1 + 1/k_2 + 1/k_3 + \dots + 1/k_n$ (n - počet pružných těles v sérii). [5]



Obr. 3 - Vlevo sériové řazení pružin, vpravo paralelní řazení pružin

Jsou-li uspořádána tělesa paralelně (vedle sebe - Obr. 3 - vpravo) mají výslednou tuhost: $k = k_1 + k_2 + k_3 + \dots + k_n$ (n - počet pružných paralelně řazených těles)

Kombinací paralelně a sériově řazených pružin se vytvoří komplexní model pro celý stroj, který uvažuje soustavu absolutně tuhých hmotností a lineární charakteristiky pružin. [5]

5.1 Vnitřní tlumení (materiálové tlumení – strukturální tlumení)

Hovoříme o tzv. viskoelasticitě materiálů, která souvisí se schopností materiálů tlumit mechanické vibrace. Materiály jsou dle disipace energie při dynamickém namáhání rozděleny do tří základních skupin: Elastické, Viskózní a Viskoelastické. [6]

Ke změnám přenosu vibrací dochází i při nehomogenitě materiálu, respektive na přechodu mezi různými strukturami materiálu. Stejně tak tvar součásti má vliv na šíření vibrací, respektive na velikost jejich útlumu. [5]

5.1.1 Elastické materiály

Platí zde Hookův zákon, respektive lineární závislost mezi napětím a poměrnou deformací. Nedochází u nich k disipaci vložené mechanické energie, z čehož plyne, že mezi poměrnou deformací a napětím není fázový posun při harmonickém namáhání. [6]

5.1.2 Viskózní materiály

Jsou opakem elastických materiálů, tedy veškerá vložená energie se přemění na teplo. Nezbyvá tedy žádná energie na zpětné odlehčení deformovaného vzorku. Napětí a poměrná deformace nejsou ve fázi a fázový posun je dán takto $\delta = \pi/2$. [6]

5.1.3 Viskoelastické materiály

Jsou materiály, které se při namáhání chovají částečně elasticky a částečně viskózně. Jinými slovy, část energie vynaložená při harmonickém namáhání se přemění v tepelnou energii a část se spotřebuje na následné odlehčení. Stejně jako u viskózních materiálů napětí předbíhá poměrnou deformaci, ale fázový posun δ je v intervalu $(0; \pi/2)$. U viskoelastických materiálů, díky nelinearitě poměru mezi napětím a poměrnou deformací, neplatí Hookův zákon. [6]

5.2 Útlum vibrací odrazem v sestavě dílů (spoje, vedení, rozhraní)

Každé rozhraní (přechod) mezi díly stroje má vliv na přenos vibrací skrz strukturu stroje. V místě spoje součástí dochází k diskontinuitě. Vibrační energie se v tomto místě částečně předá navazujícímu dílu a část energie je odražena zpět ke zdroji kmitání. Čím dokonalejší (tužší) spojení mezi díly je, tím lépe se realizuje přenos vibrací mezi díly, čímž se mění i celková vlastní frekvence stroje, respektive tvar kmitu sestavy dílů se chová více kontinuálně i přes rozhraní. [7]

Spojení rozlišujeme na pevné (pomocí spojovacích prvků či mechanismů) a pohyblivé (vedení). Vedení se obecně dělí na kluzná, valivá a zvláštním případem vedení jsou hydrostatická vedení, která mají díky vrstvě kapaliny mezi pohyblivými částmi stroje téměř minimální pasivní odpor (koeficient tření) při vysokých útlumech vibrací a vysoké tuhosti. [8]

6 Modální analýza – teorie

Pod modální analýzou je skryté jak numerické, tak experimentální stanovení dynamických vlastností tělesa, respektive jeho vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů.

6.1 Numerická simulace modální analýzy

Výpočtové programy využívají ve většině případů k určení vlastních frekvencí metodu konečných prvků (MKP), pro které se v návaznosti na rovnici (4) určují modální charakteristiky na základě tvaru a materiálu elementu. Obecně je do rovnice (4) dosazeno harmonické kmitání $Q = \bar{Q}e^{i\Omega t}$, kde \bar{Q} je sloupcová matice amplitud harmonických kmitů a Ω je úhlová frekvence kmitání. Po dosazení a úpravě dostáváme rovnici (6). [2] [9]

$$(K - \Omega^2 M) \cdot \bar{Q} = 0 \quad (6)$$

Jedná se o tzv. řešení vlastního problému. Vlastní frekvence plynou z podmínky nulového determinantu (7). [2]

$$\det|K - \Omega^2 M| = 0 \quad (7)$$

Tímto způsobem je získána vlastní úhlová frekvence a jako výstup ve většině MKP softwarů dostáváme vlastní frekvenci v podobě kmitočtu, který je vyjádřen takto (8). [9]

$$f = \Omega/2\pi \quad (8)$$

6.2 Experimentální měření modálních vlastností

Proces stanovení modálních vlastností reálné struktury měřením a následným zpracováním naměřených dat. Měřením získáváme tzv. frekvenční odezovou funkci. Existují tři základní typy frekvenčních odezových funkcí dle odezových parametrů (výchylka, rychlost a zrychlení). Prvek matice frekvenční odezové funkce vypadá následovně (9).

$$\alpha_{jk}(\omega) = \frac{x_j}{f_k} = \sum_{r=1}^N \frac{\Phi_j^r \cdot \Phi_k^r}{\lambda_r^2 - \omega^2} \quad (9)$$

„Prvek $\alpha_{jk}(\omega)$ “ představuje harmonickou odezvu v místě x_j způsobenou osamělou harmonickou silou působící v jiném místě f_k . Φ_j^r je relativní výchylka v j-tém bodě při kmitání na r-tém tvaru, λ_r je vlastní číslo r-tého módu a N je počet módů. Rovnice (9) představuje základ modálních zkoušek a zobrazuje přímé spojení mezi odezovými charakteristikami a modálními vlastnostmi téhož systému. [10]

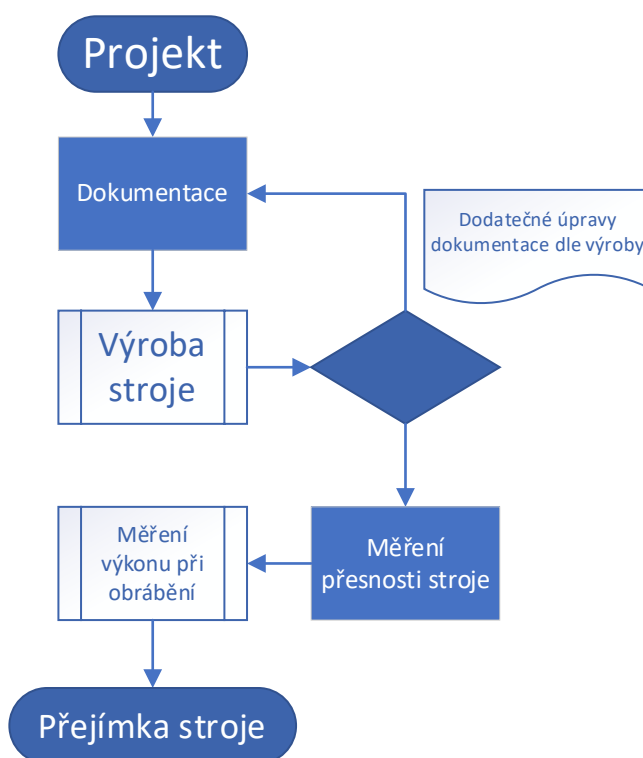
Tato rovnice (9) dokládá i fakt, že měření odezvy je možné provádět v jednom bodě a budít např. rázovým kladívkem ve všech ostatních bodech (matice frekvenčních odezových funkcí se plní po řádcích) nebo měřit odezvy ve všech bodech a budít kmitání pouze v jediném bodě (matice frekvenčních odezových funkcí se plní po sloupcích). Výsledná frekvenční odezová matice bude totožná. [10]

7 Současné metody stanovování statických a dynamických vlastností obráběcích strojů

Pro statické a dynamické vlastnosti platí, že jsou stěžejním údajem o obráběcím stroji. Oba tyto soubory vlastností je možné přesněji zjistit až experimentálním měřením na skutečném finálním obráběcím stroji. Nynější snaha konstruktéra je tyto soubory vlastností predikovat co nejpřesněji již ve fázi návrhu stroje použitím výpočetní techniky.

Měření dynamických vlastností stroje přináší konstruktérovi cenné informace o dynamickém chování stroje a jeho slabých místech, avšak plnohodnotně je lze provádět až při ukotvení stroje na základu, tj. ve většině případů až u zákazníka po instalaci stroje. Vlivem toho jsou tato měření nákladná a provádějí se zřídka. Data z těchto měření jsou k dispozici s velkým odstupem po zpracování výrobní dokumentace stroje a další úpravy konstrukce jsou obvykle nerealizovatelné. Změny konstrukce nelze efektivně ověřit a získané údaje lze využít až při další konstrukci shodného či podobného stroje. Proto je nesporně zapotřebí implementovat predikci dynamických vlastností do návrhu stroje a tím co nejvíce předcházet nákladným úpravám již vyrobeného stroje.

V současnosti jsou projekty ve většině případů realizované dle schématu níže.



Obr. 4 – Schéma činnosti při návrhu/výrobě obráběcího stroje

7.1 Současné metody stanovování statických vlastností obráběcích strojů

Stanovení statické poddajnosti stroje, respektive jeho schopnosti přenášet řezné síly je neodmyslitelnou součástí konstrukčního návrhu stroje již od počátku strojírenství. Teorie deformací a napětí v kovových materiálech je již notnou řádku let hluboce prozkoumanou problematikou. V dnešní době jsou návrhy strojů zpracovávány především v prostředí 3D modelářů, které nezdávka poskytují tvorbu FE modelu a následné využití FEM pro stanovení deformací a napětí. Tyto metody pro výpočty jsou již natolik propracované, že výsledné statické poddajnosti se při stanovení správných okrajových podmínek liší od skutečnosti pouze v řádech jednotek procent.

Měření statické poddajnosti je poměrně rychlé a může být prováděno mnoha způsoby. Nejběžnějším způsobem je zatížení nástroje silou v jednom směru a sledování deformace v tomtéž či opačném směru. Další možností je stroj polepit tenzometry a sledovat deformace v závislosti na řezných podmínkách, či využít sofistikovanějších měřících zařízení, např. optické a laserové extenzometry, video extenzometry a další. [11] Výsledky z měření jsou obvykle ve snadno zpracovatelné formě a dávají jasnou představu o možnostech přenosu sil.

7.2 Současné metody zjišťování dynamických vlastností obráběcích strojů

Stanovení dynamických vlastností v době návrhu obráběcího stroje ve většině případů končí u zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu. Pomocí MKP výpočtové úlohy se provede modální analýza. Výsledkem jsou vlastní frekvence a vlastní tvar kmitu. Tyto vlastní frekvence se konstruktér snaží naladit tak, aby nedocházelo ke konfliktu s předpokládanými budícími frekvencemi. Snaha posunu vlastních frekvencí mimo spektrum budících frekvencí daných otáčkami vřetene či obráběcí operací často vede k vyztužování nosné struktury více než je ekonomicky výhodné. Zřídka se provádí analýza odezvy na buzení v místě nástroje tak, jako tomu je v této práci.

Kontrola proti samobuzenému regenerativnímu kmitání se v návrhové části stroje téměř neobjevuje a přesto je tu velká snaha tomuto jevu předejít. Při řezném procesu to znamená změnu řezných podmínek, tím se ve většině případů sníží produktivita a nezdávka životnost nástroje. Samobuzeným kmitáním se zabývají i výrobci řezných nástrojů, protože geometrie a tuhost nástroje má na samotný vznik regenerativního kmitání velký vliv. Zvyšování tuhosti a tlumení je hlavním nástrojem v boji proti tomuto jevu, avšak k relevantním výsledkům je zapotřebí měření na reálném stroji. [12]

Měření dynamických vlastností stroje obnáší dva druhy zkoušek. První je zkouška rozkmitávání, ze které se vyhodnocují matice statické a dynamické poddajnosti kmitavého systému, matice reálných částí dynamické poddajnosti, porovnávají se matice statických a kvazistatických poddajností, tvary vlastních kmitů a vypočítává se orientovaná poddajnost pro hodnocení využitelného výkonu. Druhá je zkouška obráběním, při které se hodnotí mezní hloubka třísky v porovnání s příslušnými frekvencemi zjištěnými při zkoušce rozkmitávání a analyzuje se příčina odchylek. [13]

8 Stanovení využitelného výkonu stroje

Pro zjištění výkonových parametrů stroje se provádí standardní zkoušky využití jmenovitého výkonu při obrábění v referenční poloze, která zajišťuje vysokou tuhost systému stroj – obrobek – nástroj. V této poloze je předpoklad nevyššího možného využitelného řezného výkonu a obvykle je zde využit jmenovitý výkon stroje. Další polohy nástroje v pracovním prostoru stroje se obvykle z hlediska maximálního přenositelného řezného výkonu nezkoumají. Nižší využitelný výkon v ostatních polohách obvykle předpokládá jak výrobce, tak zákazník (uživatel). Aby bylo možné docílit co nejpříznivějších hodnot přenositelného výkonu, při zachování ekonomičnosti konstrukce, je vhodné provést kontrolu konstrukce pomocí výpočetních nástrojů již během návrhové fáze stroje. [14]

Pro stanovení využitelného výkonu výpočtem je hlavním předmětem zkoumání referenční poloha a následně „nejměkčí“ poloha nástroje, tedy při maximálním výsuvu smykadla. Aby bylo možné stanovit využitelný výkon stroje je zapotřebí získat nebo stanovit charakteristické parametry dynamické stability obráběcího stroje.

Případová studie byla provedena na 3D modelu portálového obráběcího stroje FPPC500 s horním gantry od společnosti TYC Strojírna s.r.o. s rozměrovými parametry uvedenými v následující tabulce.

PORTÁLOVÉ CENTRUM HORNÍ GANTRY – FPPC 500	
Zdvih osy X	6 000 mm
Zdvih osy Y	5 000 mm
Zdvih osy Z	1 500 mm
Délka stolu	6 200 mm
Šířka stolu	4 800 mm
Vzdálenost mezi stojany	6 050 mm

Tab. 1 - Rozměrové parametry zkoumaného portálového stroje FPPC 500

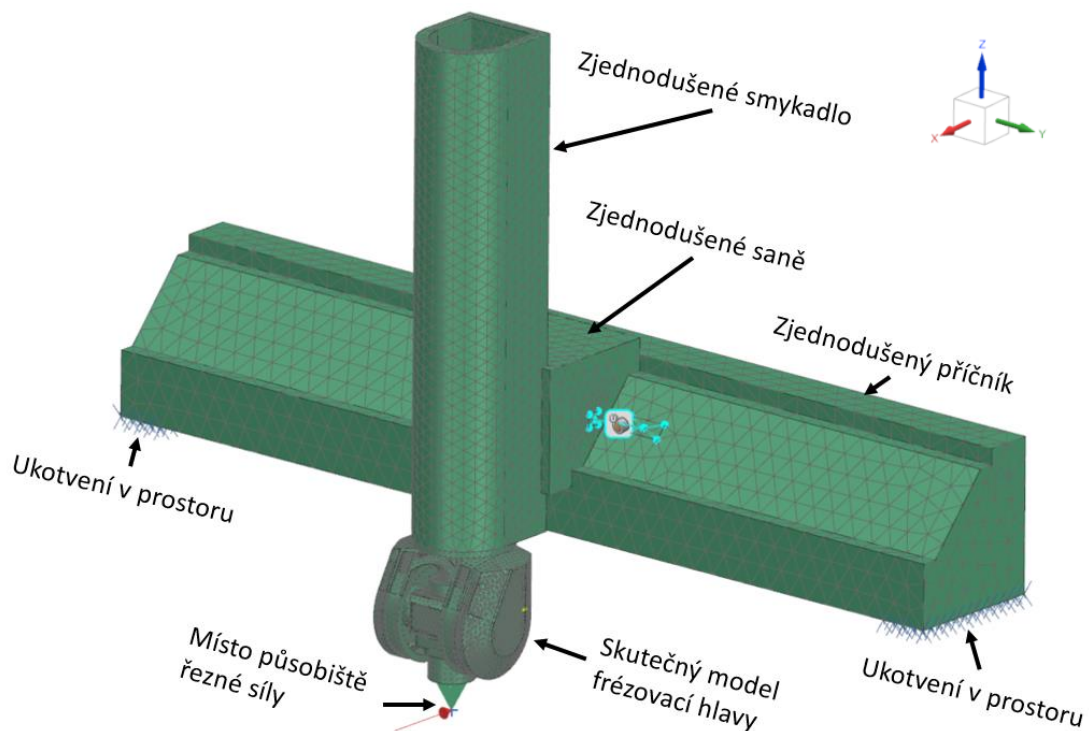
8.1 Stanovení vazeb a submodelů výpočtového modelu

Obecně se výpočtář snaží nastavit vazby (submodely vazeb) mezi díly sestavy výpočtového modelu tak, aby co nejvíce reflektovaly realitu. Avšak mnohdy existují způsoby zjednodušení, které do výpočtu vnášejí minimální chybovost či odchylku, nebo ovlivňují stav, který není pro budoucí stroj relevantní. Některé vazby jsou akceptovány, ačkoliv neodpovídají skutečnosti. Ve většině případů to platí pro vazby, které jsou z nějakého důvodu neznámé nebo naopak je dobře znám vliv jejich použití na výpočetní model. V dalších podkapitolách jsou nastíněny způsoby zjednodušení vazeb či částí stroje ve výpočtovém modelu portálového obráběcího centra a vliv tohoto zjednodušení na výsledné hodnoty.

8.1.1 Náhrada hmotným bodem

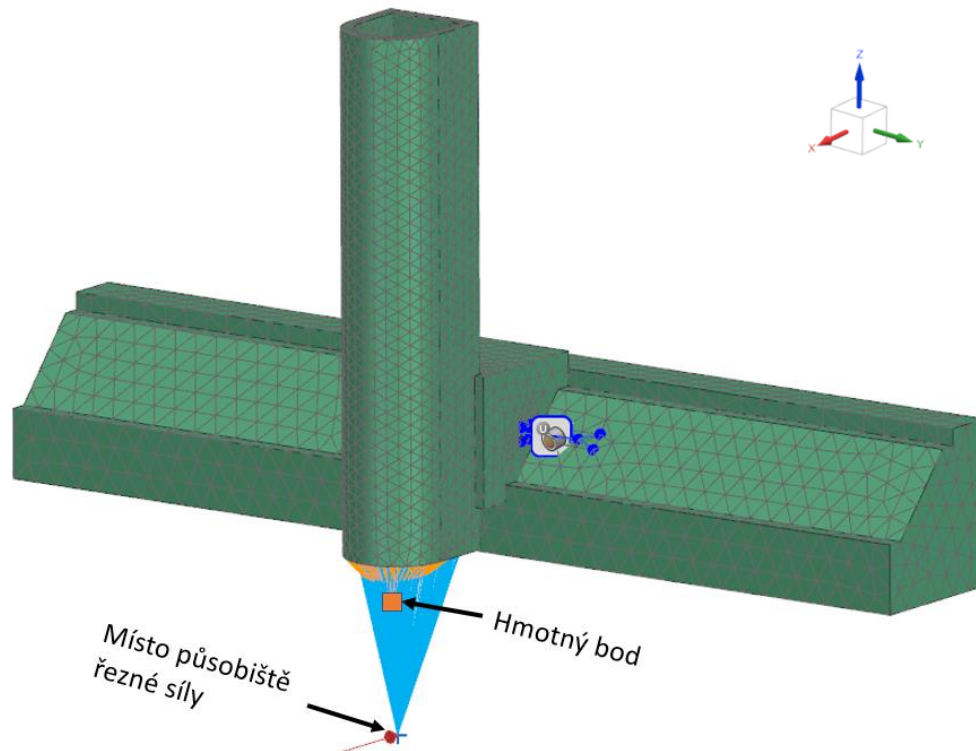
Nahrazení hmotným bodem se využívá na části stroje, které mají na výslednou statickou poddajnost zanedbatelný nebo predikovatelný vliv a zároveň je jejich hmotnost zanedbatelná pro dynamické chování stroje. Náhrada hmotným bodem může být použita i na místa, kde je struktura části stroje příliš složitá a ve výpočtovém modelu by docházelo k nadměrnému nárůstu počtu elementů bez výsledného efektu na hlavní nosné struktury. Stejně tak z hlediska dynamické stability může tato náhrada přinést výrazné zjednodušení, avšak musíme si uvědomit následky této změny ve struktuře rozkmitávané hmoty. Nejčastěji se náhrady hmotným bodem využívají jako ekvivalent k výměnnému příslušenství jako jsou například frézovací hlavy. Vliv náhrady frézovací hlavy hmotným bodem byl prověřen na zjednodušeném modelu stroje.

Byl vytvořen zjednodušený model portálového stroje s horním gantry obsahující zjednodušené modely příčnicku, saně a smykadla (Obr. 5). Stojany s podélníky byly pro tento výpočet zanedbány, respektive nahrazeny odebráním posuvů v místech vedení příčnicku po podélnících. Frézovací hlava byla zachována dle reálných výrobních 3D dat.



Obr. 5 - Výpočtový model zjednodušeného portálového stroje – zjištění vlivu náhrady frézovací hlavy hmotným bodem

Stejným způsobem byl sestaven model s nahrazenou frézovací hlavou hmotným bodem (Obr. 6). Tento bod byl umístěn do těžiště frézovací hlavy a byla mu přiřazena odpovídající hmotnost.



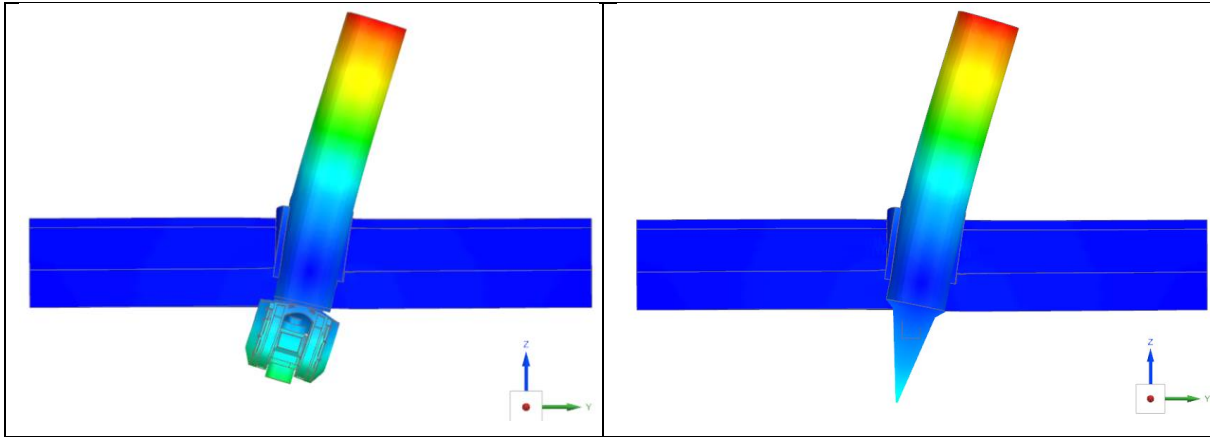
Obr. 6 - Zjednodušený výpočtový model s náhradou frézovací hlavy hmotným bodem

Tyto dva modely byly podrobeny statickým a dynamickým výpočtům. Byly zkoumány výsledky v místě nástroje (místo působitě řezné síly) a v bodě na spodní hraně smykadla. Vlastní frekvence jsou uvedeny v Tab. 2.

	Hlava 3D	Hmotný bod
	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]
1.	40,51	40,79
2.	49,68	50,63
3.	69,42	70,87
4.	73,67	93,38
5.	83,04	94,11
6.	108,79	217,08
7.	135,29	227,24
8.	218,11	257,47
9.	231,13	257,92
10.	251,08	264,69

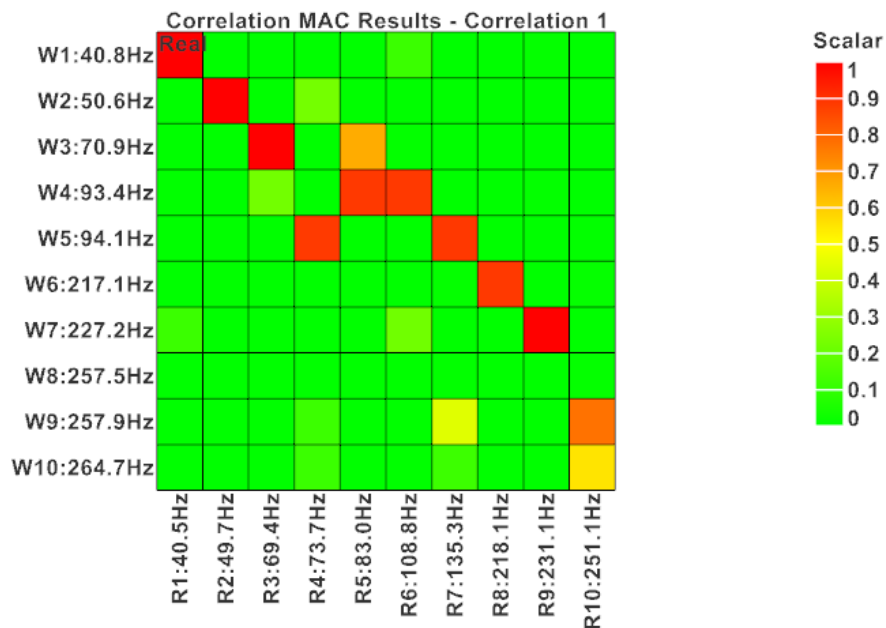
Tab. 2 - Vlastní frekvence zjednodušené sestavy – určení vlivu náhrady hmotným bodem

Jak bylo zjištěno v tezích této disertační práce není možné u složitějších dílů (sestav) přiřazovat k sobě hodnoty vlastních frekvencí pouze pomocí jejich velikosti. Z Tab. 2 je zřejmé, že první tři vlastní frekvence jsou si velice blízké (Obr. 7), ale od čtvrté vlastní frekvence se hodnoty výrazně liší. K tomu, aby bylo možné určit, zda a jak přesně si vlastní frekvence odpovídají, je vhodné využít například korelaci výsledků na základě vlastního tvaru kmitu. Pozadí korelace je dobře popsáno v Příloze č. 1 – Výňatek z tezí DisP.



Obr. 7 - Vlastní tvar kmitu 2. vlastní frekvence (vlevo model s 3D frézovací hlavou, vpravo model s náhradou frézovací hlavy hmotným bodem)

Provedením korelace výsledků modální analýzy obou modelů dostáváme MAC matici, která ukazuje, které vlastní frekvence si odpovídají tvarem. Na Obr. 8 je tato MAC matice zobrazena. Vodorovná osa obsahuje hodnoty s označením R1 – R10, to jsou vlastní frekvence získané modální analýzou modelu s 3D frézovací hlavou. Svislé hodnoty (W1 - W10) jsou vlastní frekvence získané modální analýzou s frézovací hlavou nahrazenou hmotným bodem. Stupnice „Scalar“ souvisí s mírou podobnosti vlastních tvarů kmitu, přičemž 1 (červená) znamená absolutní shodnost a 0 (zelená) znamená žádnou shodnost.



Obr. 8 - MAC matice – korelace na základě vlastního tvaru kmitu

Využitím párování na základě MAC matice se shodností alespoň 0,8 dostaneme sobě odpovídající vlastní frekvence. Z těchto párů vlastních frekvencí je možné určit odchylku výpočtu vlastních frekvencí modelu s 3D frézovací hlavou a hlavou nahrazenou hmotným bodem (Tab. 3). Tyto získané vlastní frekvence jsou všechny dominantními tvary kmitu (ohyb a krut) hlavních nosných částí sestavy (smykalo, saně, příčnick). Ostatní vlastní frekvence, které nejsou uvedeny v Tab. 3 oproti Tab. 2, jsou frekvence související s tvarem kmitu frézovací hlavy.

	Fr. hlava 3D	Hmotný bod	
<i>Pár</i>	<i>Frekvence [Hz]</i>	<i>Frekvence [Hz]</i>	<i>Odchylka [%]</i>
1.	40,51	40,79	+0,69
2.	49,68	50,63	+1,91
3.	69,42	70,87	+2,09
4.	108,79	93,38	-14,16
5.	218,11	217,08	-0,47
6.	231,13	227,24	-1,68

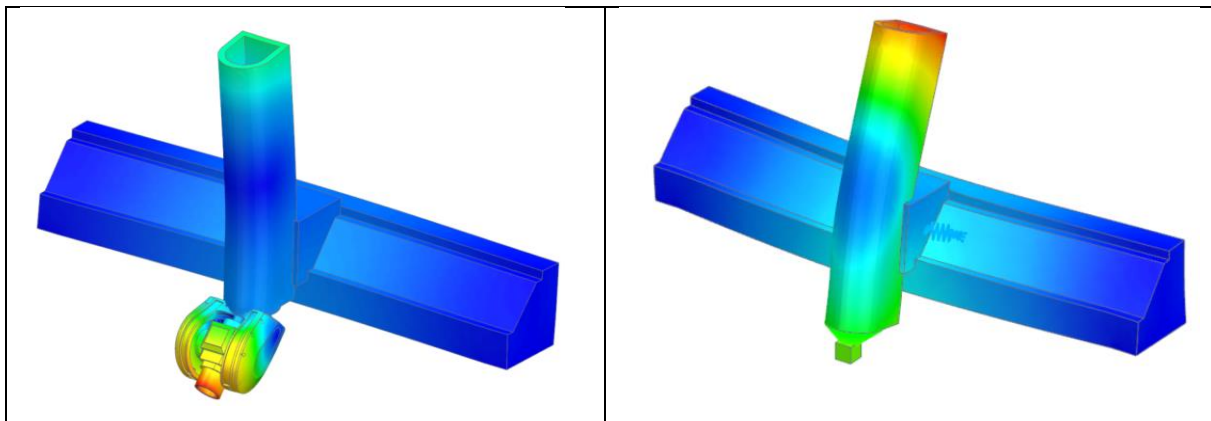
Tab. 3 - Páry vlastních frekvencí získané na základě korelace dle vlastního tvaru kmitu

Z Tab. 3 je patrné, že odchylky hodnot vlastních frekvencí dominantních tvarů kmitu jsou zanedbatelné. Porovnáním těchto vlastních frekvencí z hlediska hmotnostního ovlivnění (kolik procent hmoty daná frekvence rozkmitává, vůči celkové hmotě modelu - Tab. 4), je dokázáno, že si i v tomto aspektu zhruba odpovídají. Výrazná neshoda hmotnostního ovlivnění nastává u 4. páru, který má i největší odchylku hodnot frekvencí.

<i>Pár</i>	Frézovací hlava 3D model			Frézovací hlava náhrada hmotným bodem		
	<i>Hmotnostní ovlivnění X [%]</i>	<i>Hmotnostní ovlivnění Y [%]</i>	<i>Hmotnostní ovlivnění Z [%]</i>	<i>Hmotnostní ovlivnění X [%]</i>	<i>Hmotnostní ovlivnění Y [%]</i>	<i>Hmotnostní ovlivnění Z [%]</i>
1.	11,78	$4,14 \times 10^{-07}$	12,02	12,65	$4,06 \times 10^{-07}$	12,15
2.	$2,27 \times 10^{-06}$	6,33	$3,05 \times 10^{-07}$	$2,10 \times 10^{-06}$	0,83	$2,95 \times 10^{-07}$
3.	49,77	$8,59 \times 10^{-06}$	7,39	44,94	$5,53 \times 10^{-07}$	10,54
4.	13,21	$8,06 \times 10^{-09}$	0,43	20,17	0,16	4,74
5.	$1,50 \times 10^{-07}$	10,66	$1,64 \times 10^{-08}$	$1,43 \times 10^{-07}$	10,15	$1,78 \times 10^{-07}$
6.	0,15	$9,05 \times 10^{-07}$	6,28	0,55	$1,58 \times 10^{-08}$	3,41

Tab. 4 - Hmotnostní ovlivnění modelu příslušnou frekvencí

Pohledem na Obr. 9, kde jsou zobrazené vypočtené vlastní tvary kmitu 4. páru, je objasněno proč si frekvence neodpovídají, a přesto byly k sobě spárovány. Tento tvar kmitu příčnicku a smykadla si odpovídají, jsou pouze v opačné fázi, což párování do MAC matice neovlivňuje. Zatímco tvar kmitu frézovací hlavy je „divoký“ oproti hmotnému bodu, který je pouze mírně vychýlený. Potom většina bodů pro párování je shodných a liší se pouze hmotný bod a body frézovací hlavy, což představuje méně než 20 % celkového počtu shodných bodů pro vyhodnocení MAC.

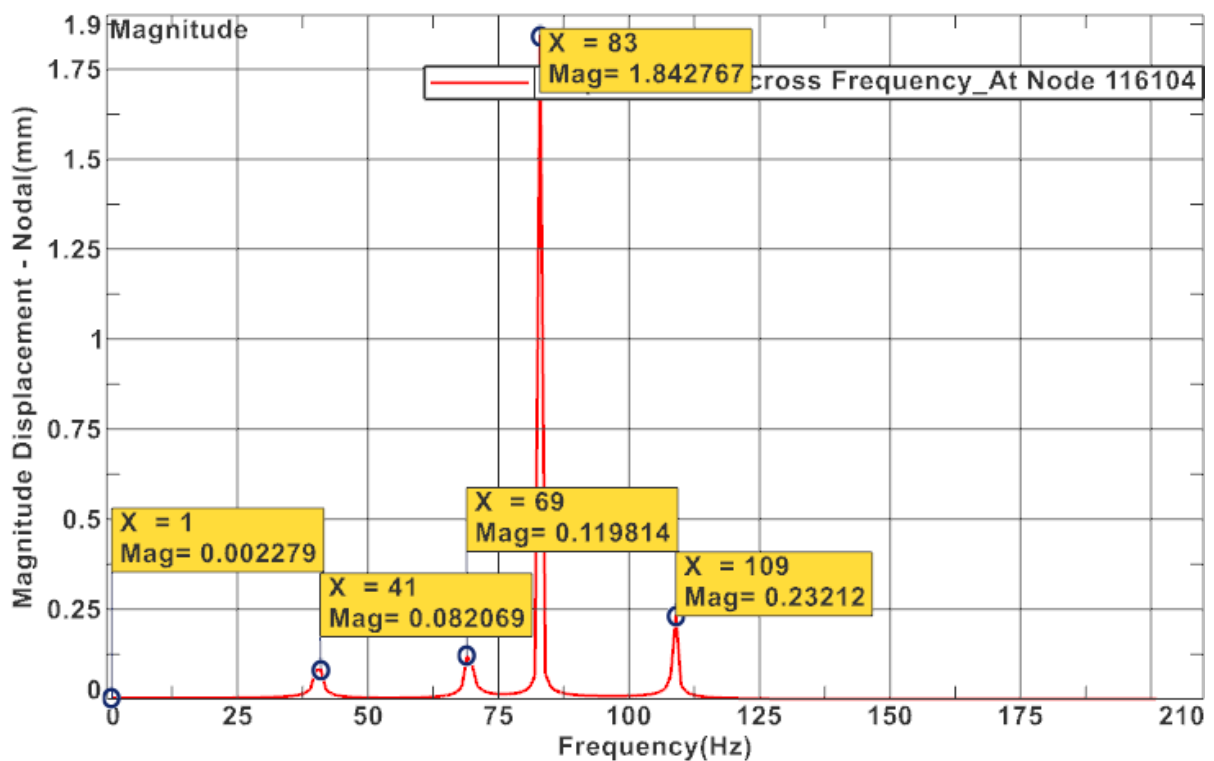


Obr. 9 - Vlastní tvary kmitu 4. páru (vlevo s 3D fr. hlavou, vpravo s fr. hlavou nahrazenou hmotným bodem)

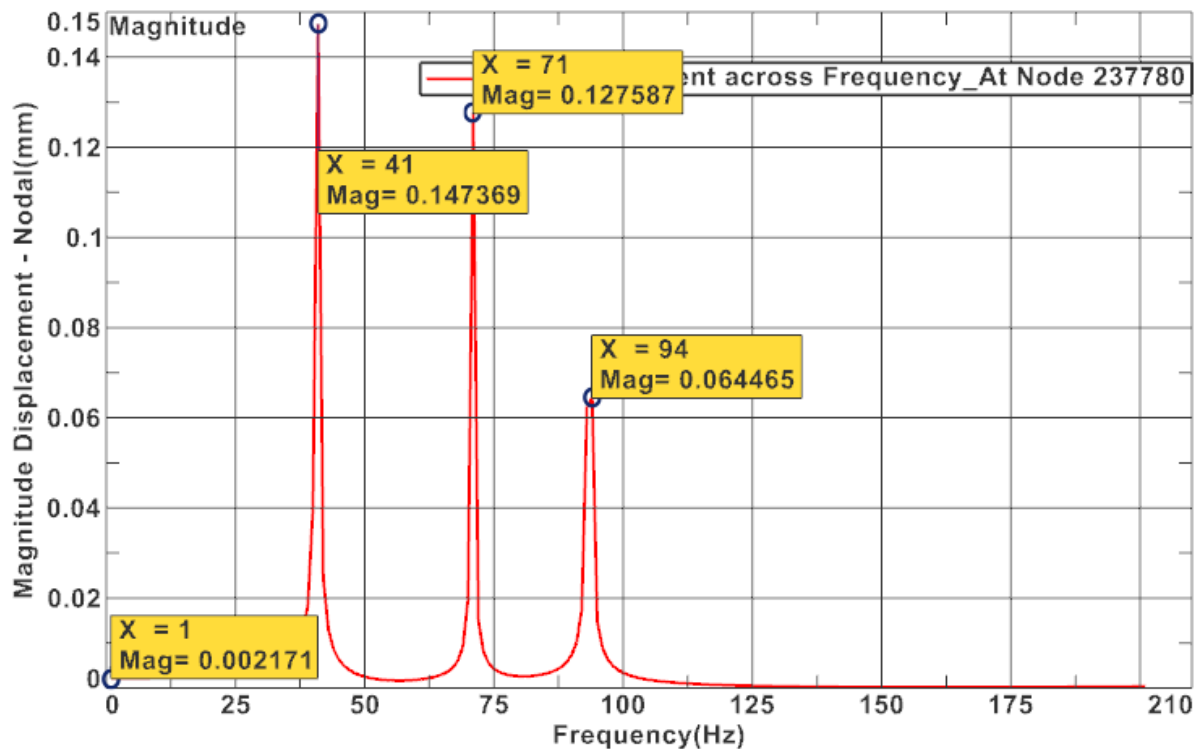
Jako další byl prověřen vliv náhrady hmotným bodem při výpočtu s frekvenčním buzením silou v místě nástroje. Výpočtový model zůstává shodný, jen do výpočtu navíc vstupuje budící síla 1000 N ve směru X. Touto silou je provedeno buzení s krokem 1 Hz s počátkem na 1 Hz a počtem kroků 200.

Je zřejmé, že deformace v místě nástroje bude ovlivněna primárně tuhostí frézovací hlavy. Oproti náhradě frézovací hlavy hmotným bodem, kde je přenos síly z místa působení přes rigidovou růžici, která je nekonečně tuhá a nevznáší do výpočtu další deformační člen. Z toho důvodu vyhodnocování deformací bude provedeno na spodní hraně smykadla.

Z výpočtu byl získán průběh reálných amplitud skrz spektrum frekvencí (Obr. 10 a Obr. 11). Výběžky (nárůstky amplitud výkmitu) jsou shodné s vypočtenými vlastními frekvencemi v předešlém kroku, což podtrhuje význam jednotlivých vlastních frekvencí.



Obr. 10 - Průběh absolutních hodnot amplitud výkmitu v závislosti na budící frekvenci pro model s 3D frézovací hlavou

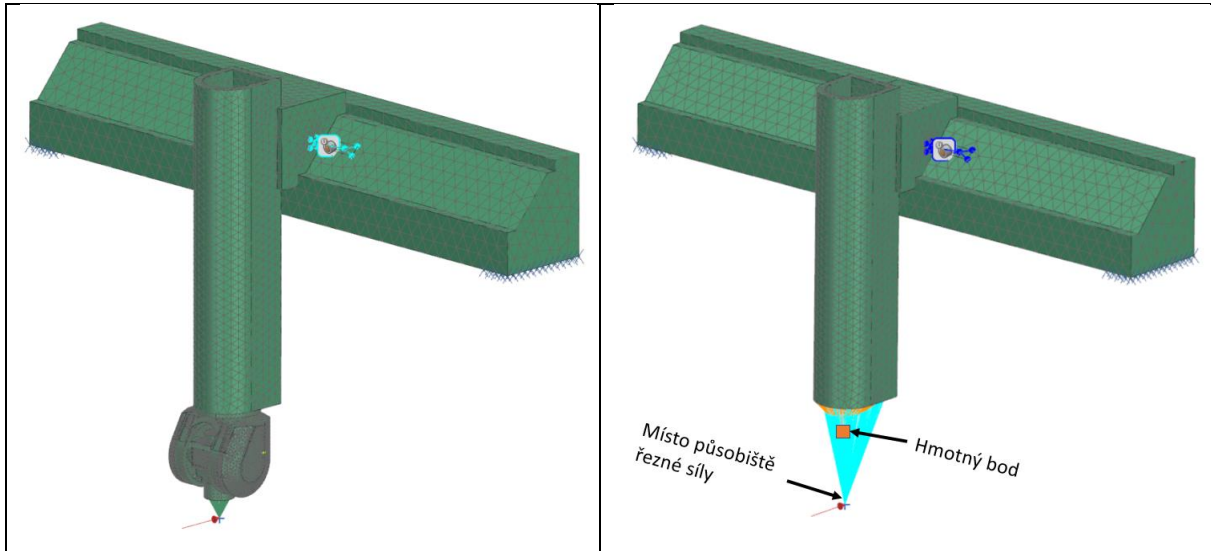


Obr. 11 - Průběh absolutních hodnot amplitud výkmitu v závislosti na budící frekvenci pro model s hmotným bodem

Svislá osa na grafech (Obr. 10 a Obr. 11) je amplituda výkmitu (deformace). Nutno poznamenat, že každý graf má jiné měřítko svislé osy. Na vodorovné ose jsou vyneseny budící frekvence. Na prvním grafu je průběh poznamenán vlastní frekvencí frézovací hlavy (83Hz), při které má zkoumaný bod největší amplitudu výkmitu 1,8 mm. Vliv 3D modelu frézovací hlavy se projeví i ve větších útlumech v ostatních frekvencích, které nesouvisí s vlastními frekvencemi frézovací hlavy oproti modelu s náhradou frézovací hlavy hmotným bodem. Druhý graf průběhu amplitud je o poznání přehlednější a jednoznačnější, největší výkmit dosahuje pouze 0,147 mm. Zkoumaný bod zde neovlivňují vlastní frekvence přidané frézovací hlavy, protože je zde reprezentovaná pouze hmotným bodem.

Kvazistatická tuhost v obou případech souhlasí se statickou tuhostí, jinými slovy deformace ve zkoumaném bodě je stejná při statickém zatěžování i při zatěžování stejnou silou s frekvencí 1 Hz (na grafech hodnota $X=1$). Odchylka deformací modelu s 3D frézovací hlavou a frézovací hlavou nahrazenou hmotným bodem je méně než 5 %.

Stejný postup, který byl popsán výše v této kapitole, byl aplikován na totožný model při maximálním vysunutí smykadla (Obr. 12).



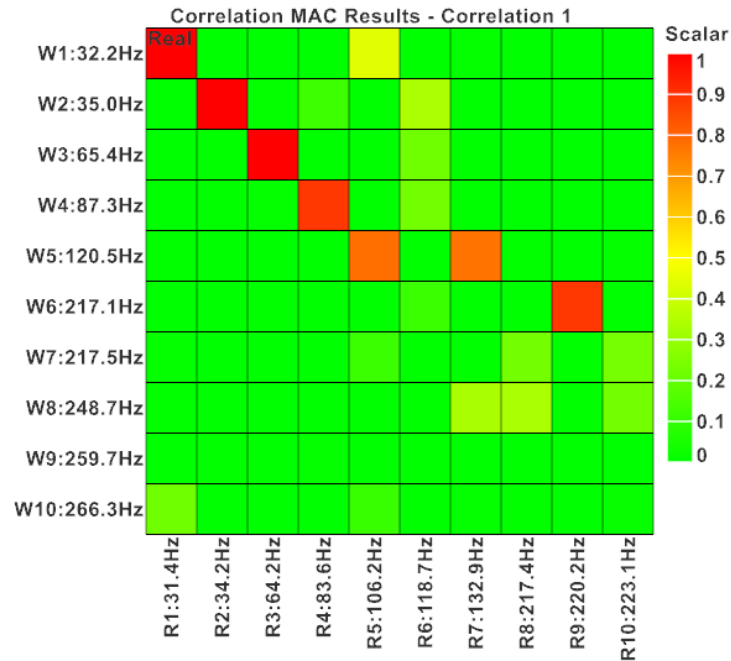
Obr. 12 - Výpočtový model zjednodušeného portálového stroje – zjištění vlivu náhrady frézovací hlavy hmotným bodem

Při maximálním vysunutí dostáváme vlastní frekvence s hodnotami v tabulce níže.

	Hlava 3D	Hmotný bod
	Frekvence	Frekvence
1.	31,38Hz	32,25Hz
2.	34,16Hz	35,04Hz
3.	64,21Hz	65,37Hz
4.	83,62Hz	87,25Hz
5.	106,20Hz	120,46Hz
6.	118,75Hz	217,12Hz
7.	132,86Hz	217,49Hz
8.	217,35Hz	248,69Hz
9.	220,22Hz	259,71Hz
10.	223,10Hz	266,32Hz

Tab. 5 - Vypočtené vlastní frekvence zjednodušené sestavy portálového obráběcího stroje

Stejně jako v předešlém případě se při vyšších frekvencích začne lišit pořadí vypočtených hodnot vlastních frekvencí pro sestavu s 3D frézovací hlavou a sestavu s frézovací hlavou nahrazenou hmotným bodem. I pro model s maximálním výsuvem smykadla byla použita korelace na základě vlastního tvaru kmitu. MAC matice z této korelace je na následujícím obrázku.



Obr. 13 - MAC matice – výsledek korelace vlastních frekvencí dle vlastního tvaru kmitu

Z korelace vzniklo pět párů přiřazených vlastních frekvencí uvedených v této tabulce:

	Fr. hlava 3D	Hmotný bod	
Pár	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Odchylka [%]
1.	31,38	32,25	+2,77
2.	34,16	35,04	+2,58
3.	64,21	65,37	+1,81
4.	83,62	87,25	+4,34
5.	220,22	217,12	-1,41

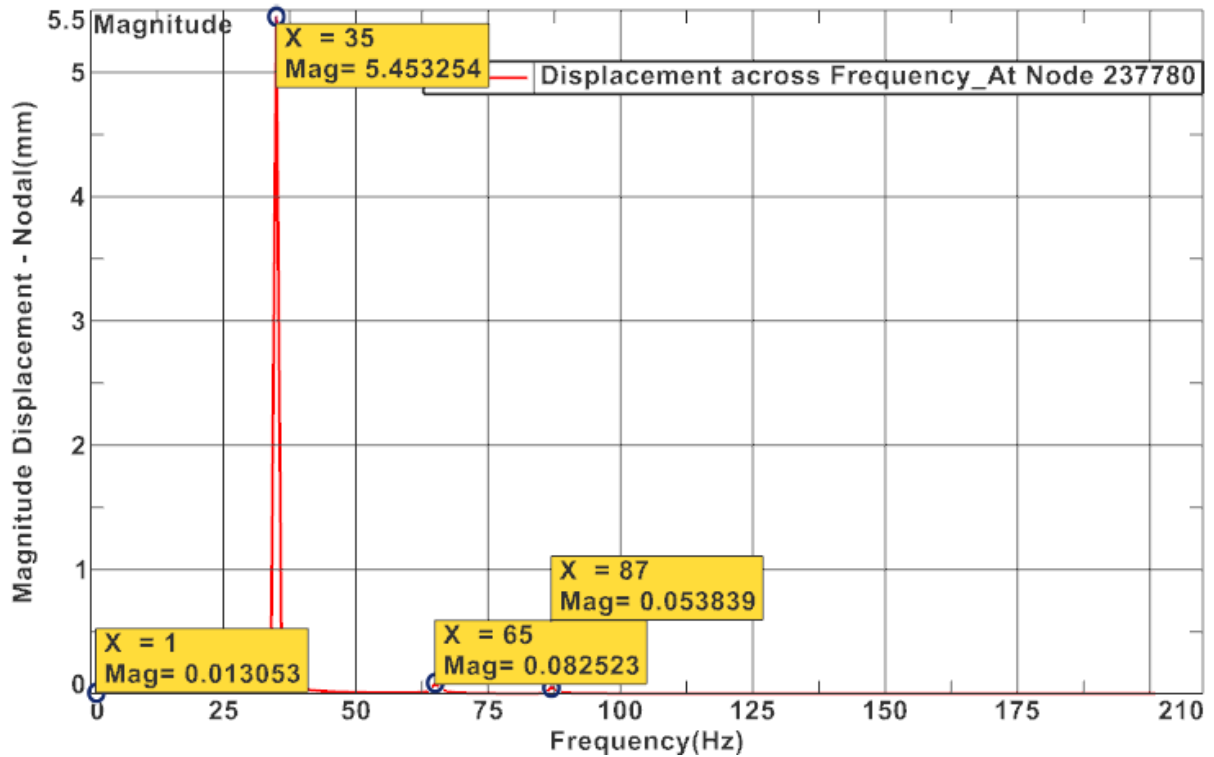
Tab. 6 - Spárované vlastní frekvence dle kritéria MAC shoda větší než 0,8

Hmotnostní ovlivnění spárovaných vlastních frekvencí je uvedeno v Tab. 7.

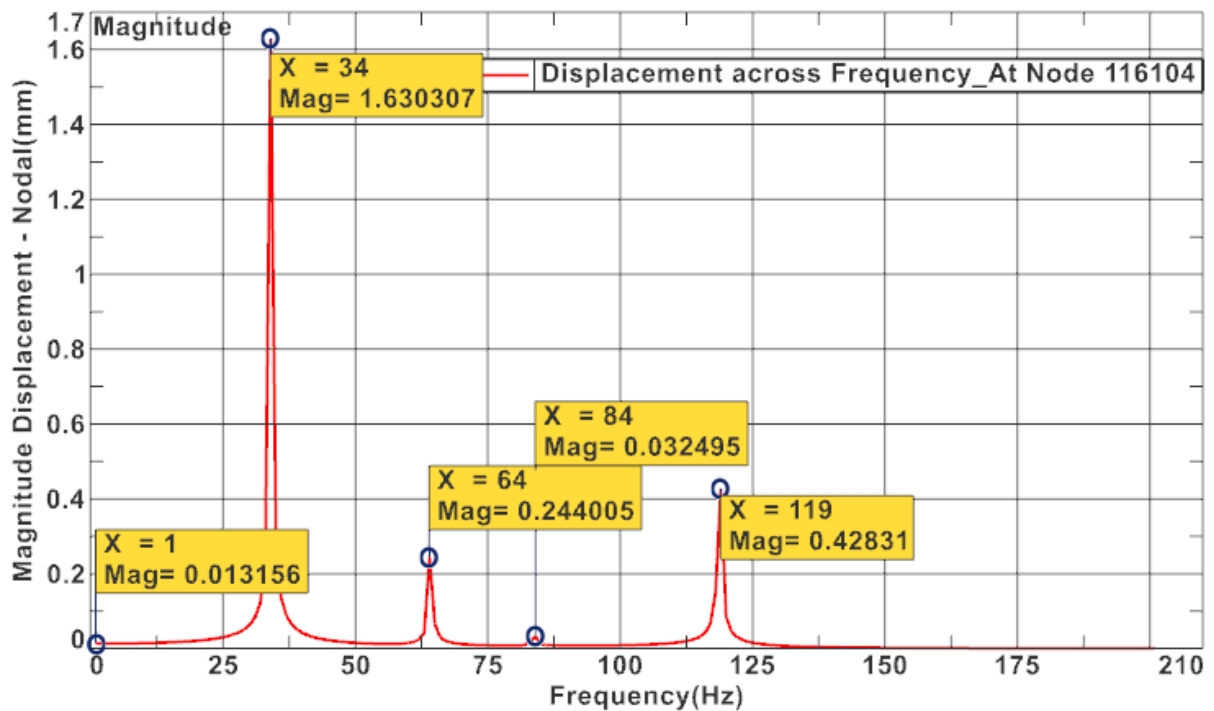
Pár	Frézovací hlava 3D model			Frézovací hlava náhrada hmotným bodem		
	Hmotnostní ovlivnění X [%]	Hmotnostní ovlivnění Y [%]	Hmotnostní ovlivnění Z [%]	Hmotnostní ovlivnění X [%]	Hmotnostní ovlivnění Y [%]	Hmotnostní ovlivnění Z [%]
1.	$4,61 \times 10^{-08}$	15,54	$5,35 \times 10^{-08}$	$8,91 \times 10^{-08}$	16,27	$4,53 \times 10^{-08}$
2.	11,29	$2,93 \times 10^{-07}$	5,86	11,59	$3,77 \times 10^{-07}$	6,59
3.	20,14	$1,37 \times 10^{-11}$	19,36	26,28	$5,56 \times 10^{-08}$	17,80
4.	45,32	$3,42 \times 10^{-07}$	2,17	40,53	$8,89 \times 10^{-08}$	3,66
5.	$2,69 \times 10^{-04}$	$7,45 \times 10^{-05}$	5,45	$3,76 \times 10^{-06}$	$2,80 \times 10^{-04}$	4,25

Tab. 7 - Hmotnostní ovlivnění párů vlastních frekvencí vůči celkové hmotnosti výpočtového modelu

V tomto případě sítím omezení shody nad 0,8 neprošel žádný pár vlastních frekvencí, který by se výrazněji lišil i v hmotnostním ovlivnění výpočetního modelu. Na následujících obrázcích jsou uvedeny reálné průběhy amplitud výkmitu bodu na spodní hraně smykadla.



Obr. 14 – Průběh absolutních hodnot amplitud výkmitu pro sestavu s 3D frézovací hlavou



Obr. 15 – Průběh absolutních hodnot amplitud výkmitu pro sestavu s frézovací hlavou nahrazenou hmotným bodem

I při vysunutém smykadle se projeví vliv vlastních frekvencí 3D frézovací hlavy na velikost amplitudy výkmitu zkoumaného bodu. Nicméně vlastní frekvence nosné struktury (smykadlo, saně a příčník) se znovu projeví v obou případech.

Kvazistatická tuhost při buzení s frekvencí 1 Hz odpovídá statické tuhosti. Deformace ve zkoumaném bodě se mezi modely liší méně než o 1 %.

Lze tedy říci, že pro potřeby zjednodušení do výpočtu modálních vlastností (tvarů kmitů) hlavních nosných struktur portálového obráběcího centra je náhrada hmotným bodem akceptovatelná. Protože hlavní tvary kmitu, ovlivňující většinu kmitající hmoty, zůstanou téměř nezměněny, stejně tak i hodnota jejich vlastní frekvence. Po vyloučení vlivu tuhosti vlastní skříně frézovací hlavy z deformačního řetězce jsou i deformace téměř stejné, respektive rozdílné do 5 %.

Pro další výpočty bude uvažována náhrada frézovací hlavy hmotným bodem, jelikož předmětem dalšího zkoumání jsou hlavní nosné části portálového obráběcího stroje.

8.1.1.1 Vliv přidané hmoty na dynamické vlastnosti

Zkoumání vlivu přidané hmoty na konci smykadla (místo přídavného zařízení např. frézovací hlavy) při maximálním výsuvu bylo provedeno na stejném zjednodušeném modelu se stejnými okrajovými podmínkami tak jak je popsáno výše. Východí model se shoduje s náhradou skutečné frézovací hlavy (1 000 kg), která byla prověřena výše. Statické deformace se při zavěšení větší hmoty nemění, respektive změna deformace vlivem přidané hmoty je zanedbatelně malá. Konkrétně výpočtový nárůst deformace mezi 0 kg (0,013048 mm) a 2 000 kg (0,013059 mm) zavěšenými na smykadlo je pouhých 0,000011 mm což je méně než 0,1 %.

	Hmotný bod (2 000 kg)	Hmotný bod (1 500 kg)	Hmotný bod (1 000 kg)	Hmotný bod (500 kg)	Hmotný bod (0 kg)
	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]
1.	25,78	28,51	32,25	38,22	48,87
2.	28,46	31,29	35,04	40,68	49,34
3.	59,20	62,10	65,37	69,24	73,26
4.	84,98	85,81	87,25	90,49	99,76
5.	118,94	119,53	120,46	122,24	126,39
6.	213,56	215,06	217,12	218,49	219,79
7.	216,18	216,75	217,49	220,44	226,36
8.	243,12	245,41	248,69	252,98	256,23
9.	259,25	259,43	259,71	260,19	261,15
10.	263,05	264,07	266,32	273,14	289,20

Tab. 8 - Vlastní frekvence zkoumané sestavy při max. výsuvu smykadla v závislosti na přidané hmotě na konec smykadla

V Tab. 8 jsou uvedené vlastní frekvence zkoumané sestavy při maximálním výsuvu smykadla při změně hmotnostního zatížení. Z této tabulky je dobře vidět postupné posouvání vlastních frekvencí k nižším hodnotám, což naznačuje zhoršení dynamických vlastností při zvyšování přidané hmoty.

Stejným podmínkám byl podroben tento model i v referenční poloze. V Tab. 9 jsou uvedené vlastní frekvence zkoumané v referenční pozici (min. výsuv smykadla) v závislosti na přidané hmotě na konec smykadla. I v této tabulce je dobře znatelný vliv přidané hmoty na pokles hodnot vlastních frekvencí, tedy čím více hmoty je zavěšeno tím „horší“ dynamické vlastnosti zkoumaný systém vykazuje.

	Hmotný bod (2 000 kg)	Hmotný bod (1 500 kg)	Hmotný bod (1 000 kg)	Hmotný bod (500 kg)	Hmotný bod (0 kg)
	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]	Frekvence [Hz]
1.	38,72	39,75	40,79	41,89	42,96
2.	49,87	50,29	50,63	50,91	51,14
3.	66,78	68,64	70,87	73,73	77,30
4.	76,96	84,21	93,38	97,58	102,03
5.	86,31	89,71	94,11	109,13	131,26
6.	215,55	216,24	217,08	218,13	219,34
7.	217,68	223,08	227,24	230,23	232,22
8.	245,60	250,16	257,47	259,46	260,65
9.	250,78	254,49	257,92	264,40	264,49
10.	264,57	264,60	264,69	273,72	293,73

Tab. 9 - Vlastní frekvence zkoumané sestavy v referenční poloze v závislosti na přidané hmotě na konec smykadla

Statická deformace vzniká zatěžováním silou 1 kN ve směru X při přidané hmotě 0 kg je 0,002170 mm a při přidané hmotě 2 000 kg je to 0,002171 mm. Změna statické deformace je menší než 0,05 %.

Tato skutečnost byla prověřena i na modelu reálného stroje. Tento model je popsán v kapitole 8.3.. I v tomto případě neměla přidaná hmota téměř žádný vliv na statickou deformaci, a i vlastní frekvence se s přidanou hmotou snížily. Pokles hodnot vlastních frekvencí byl obdobný jako u zkoumané sestavy v této kapitole.

8.1.2 Kluzná vedení

Ve výpočetních programech je ve většině případů více možností, jak tuto vazbu nahradit. Například v NX Nastran je možné tuto vazbu vytvořit pomocí slepení kluzných ploch s podmíněnou tuhostí v radiálním směru při nastavení tangenciální tuhosti blížíci se nule. Tato vazba zachovává velikost kluzné plochy a tuhost okolních dílů. Hodnota tuhosti se zvětšuje s deformací vůči počátečnímu stavu. [9] Tento typ vazby je vhodný pro suchý kluzný spoj, kde není zapotřebí příliš řešit stav kontaktní plochy.

Další možností je využít výpočtové analýzy kontaktních ploch. V této úloze je již možné nastavit tření mezi kluznými plochami. Výpočet zachovává velikost styčné plochy s přihlédnutím na deformace od vnějších sil. Obecně kontaktní výpočetní analýzy zvyšují náročnost výpočetního modelu, protože deformace elementů v kontaktní ploše znamená další cykly výpočtu pro kontaktní analýzu, dokud se deformace neustálí. [9] Tento typ výpočtu je vhodný pro plochy, které se o sebe „volně“ třou, nebo se o sebe opírají s možností prokluzu.

Oba uvedené způsoby náhrady kluzného vedení neberou v potaz moderní provedení kluzných vedení. Kluzná vedení na moderních obráběcích strojích jsou obvykle obložena kluznými materiály „bi-plasty“, které se vyznačují nízkým koeficientem tření, při vysoké stálosti na otěr a tlak. Navíc toto obložení je podpořeno mazáním tukem či olejem skrz drážky na povrchu styčných ploch. Mazivo je do drážky vtlačováno tak, aby byl povrch vždy celý dobře smáčený. Takovéto kluzné vedení se blíží svými vlastnostmi hydrostatickým vedením, avšak při ukončení tlakové dodávky maziva nedojde ke změně spáry mezi díly, protože kluzné plochy jsou po celou dobu v kontaktu. [15] Při větších/delších vedeních je zapotřebí posouvané díly stroje vůči sobě předepnout, aby nedocházelo k odlehávání styčných ploch.



Obr. 16 - Obložení Bi-Plast [15]

Pro tento případ by se lépe hodila teorie na základě styčné tuhosti ve spáře smáčeného šroubového spoje a dat získaných empiricky obráběcích strojích s kluzným vedením uvedených v časopisech [16] a [17]. Na základě plošného tlaku, smáčení, dynamického zatížení a párování kontaktních ploch byly stanoveny charakteristické hodnoty tuhostí šroubových spojů. Bylo zjištěno, že měrná tuhost spojů roste s rostoucím povrchovým tlakem. Největší změna tuhosti byla zaznamenána při malých povrchových tlacích menších než 10 N/mm^2 . Při podmínkách ve spáře až do tlaku přibližně 15 N/mm^2 může vést použití různých olejů k výraznému zvýšení tuhosti ve srovnání se suchým spojem. Z párování kontaktních ploch vyplynulo, že lepším opracováním kontaktních ploch např. broušením lze dosáhnout až 20 % nárůstu styčné tuhosti oproti páru broušená/frézovaná kontaktní plocha. Potom je i nárůst tuhosti vlivem smáčení velmi vysoký a viskozita oleje poté hraje roli pouze při nízkém tlaku okolo 1 N/mm^2 . Zjištěná hodnota styčné tuhosti, která již při zvyšování tlaku neroste je 3000 N/mm^3 pro všechny kombinace opracování (broušení, frézování) smáčených ploch. [16] [17]

Stejně jako tuhost je i konstanta tlumení smáčeného spoje závislá na velikosti dynamických relativních pohybů. Při použití oleje s nízkou viskozitou dochází ke zlepšení hodnoty tlumení, bez ohledu na povrchový tlak. [16] [17]

Nedostatečné znalosti tuhosti a tlumících vlastností spojů, které se aktivují při normálních relativních pohybech ve spoji, výrazně omezují kvantitativní výpočty dynamických vlastností stroje pomocí metody konečných prvků pro analýzu slabých míst již ve fázi návrhu. Proto byla vytvořena závislost specifické tuhosti kluzného vedení jako funkce kluzné rychlosti při použití oleje se střední viskozitou. Specifická tuhost vedení je v rozmezí 20 N/mm/mm^2 až 120 N/mm/mm^2 . Počínaje nejnižšími hodnotami v klidu, s konstantním povrchovým tlakem. Zpočátku lze pozorovat zvýšení tuhosti s rostoucí rychlostí posuvu. Nejvyšší hodnoty tuhosti se vyskytují v rozsahu rychlostí od $v = 0,25$ do $0,5 \text{ m/min}$. Tento vývoj naznačuje, že při těchto rychlostech je kombinace kontaktu pevného tělesa a hydrodynamického zatížení optimální z hlediska tuhosti. S rostoucí rychlostí posuvu je však zaznamenán více či méně silný pokles tuhosti, protože se snižuje podíl pevného kontaktu. [16] [17]

Byla zkoumána tuhost a tlumící vlastnosti kluzného páru plast-kov. Podobně jako to, co bylo zjištěno při zkoumání šroubových spojů, mělo zvýšení dynamického zatížení spoje také za následek snížení tuhosti plastových vedení. Snížení tuhosti o 20 až 30 % je téměř nezávislé na rychlosti posuvu a plošném tlaku. Podobně jako u tuhosti se konstanty tlumení zpočátku zvyšují při povrchových tlacích $p > 0,125 \text{ N/mm}^2$ s rostoucí kluznou rychlostí, protože se v důsledku relativních pohybů vytváří mazací film. Maximální hodnoty se vyskytují v rozsahu rychlostí $v = 0,25$ až $0,5 \text{ m/min}$. Další zvýšení rychlosti pak vede ke snížení hodnot tlumení, přičemž každá z hodnot směřuje k mezní hodnotě, která je však stále vyšší než odpovídající hodnota zjištěná v klidu. Pokles hodnot lze vysvětlit Vanherckovou závislostí konstanty tlumení $c = l/h^3$ na tloušťce mazacího filmu (h). To také vysvětluje nárůst konstanty tlumení s povrchovým tlakem. [16] [17]

Na základě těchto poznatků byly vytvořeny vztahy pro stanovení normální a klopné tuhosti stykové plochy a směrového tlumení stykových ploch. Při předpokladu tlaku ve spáře $p = 0,4 \text{ MPa}$ (N/mm^2) a z toho vyplývající stykové tuhosti $k_{st} = 120 \text{ N/mm}^3$. Potom je normální tuhost stykové plochy dána vztahem:

$$k_N = k_{st} \cdot A_p \quad (10)$$

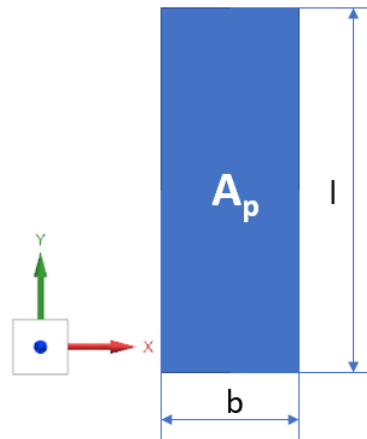
Kde A_p je styková plocha. Klopné tuhosti jsou potom dány vztahy (11) a (12). Klopná tuhost vodící dráhy kolem osy X je:

$$k_{\phi X} = \frac{k_N}{12} \cdot l^2 \quad (11)$$

Klopná tuhost vodící dráhy kolem osy Y je:

$$k_{\phi Y} = \frac{k_N}{12} \cdot b^2 \quad (12)$$

Rozměry styčné plochy a směr os jsou dle Obr. 17.



Obr. 17 - Definice rozměrů kluzné plochy

Stykové tlumení kluzných ploch v normálním směru vyplívající z uvedených poznatků je $K_{st} = 0,05 \frac{N \cdot s}{mm^3}$ potom tlumení vodící dráhy v normálním směru:

$$K_N = K_{st} \cdot b \cdot l \quad (13)$$

Tlumení vodící dráhy v naklonění podle osy X:

$$K_{\phi X} = \frac{K_N}{12} \cdot l^2 \quad (14)$$

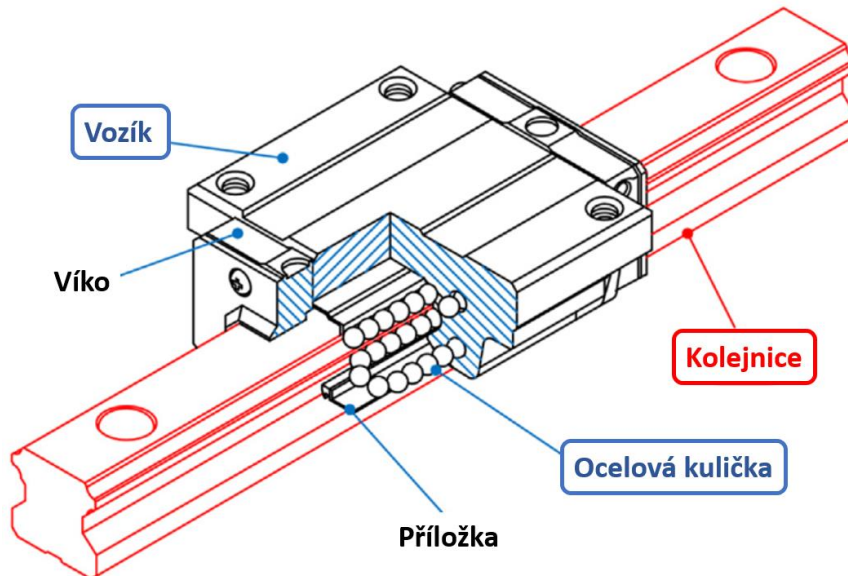
Tlumení vodící dráhy v naklonění podle osy Y:

$$K_{\phi Y} = \frac{K_N}{12} \cdot b^2 \quad (15)$$

Tímto způsobem jsou získány normální tuhost, klopné tuhosti vodící dráhy a jejich odpovídající stykové tlumení, které je možné použít jako vstupní hodnoty do výpočtových programů, jako náhrada kluzných vedení s obložení bi-plasty s mazáním. Tyto hodnoty se použijí pro spoj mezi stykovými plochami přes vazbu vztahující vlastnosti těchto styčných ploch do jednoho bodu. Je nutné si uvědomit, že náhrada plochy jedním bodem ne vždy správně přenáší deformace (respektive naklonění) z jedné plochy na druhou. Proto je vhodné styčné plochy rozdělit do několika menších a vytvořit tak odpovídající počet bodů s vlastnostmi dané části plochy. Čím delší (l) styčná plocha kluzného vedení je, tím více je vhodné tuto plochu rozdělit na větší počet menších ploch.

8.1.3 Valivá vedení

Valivými vedeními na obráběcích strojích se v dnešní době ve většině případů myslí valivé jednotky (někdy také nazývané jako domky/tanky/vozíky) s lineární dráhou (kolejnicí). Obecné schéma takovéto valivé jednotky je na Obr. 18.

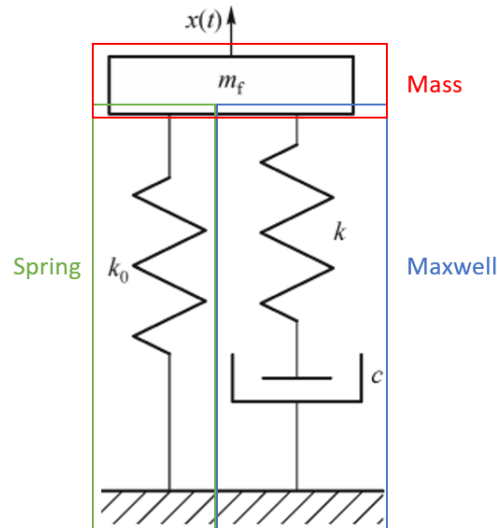


Obr. 18 - Schéma valivé jednotky [18]

Protože se tyto jednotky vyznačují vysokou tuhostí v radiálních směrech, byly v praxi běžně nahrazovány ve výpočtových modelech jako prvky s nekonečně velkou tuhostí (rigid). V posledních letech se mnoho prací zabývalo statickými a dynamickými vlastnostmi těchto lineárních valivých vedení. Například Sun a Kong a kolektiv vyvinuli přesný model konečných prvků s ohledem na nelineární kontakty mezi valíci se kuličkami a drážkami. Představili dynamický model pro nelineární vibrační analýzu tuhého vozíku. Nicméně jejich navrhovaný model byl omezen na jediný vertikální směr lineárního vedení [19] [20]. Nebo Xu a kol. vytvořili dynamický model lineárního vedení s pěti stupni volnosti v souladu s metodou transformace souřadnic a zachytili nelineární chování pomocí numerické simulace [21]. Taktéž nedávno publikovaný článek stanovující analytický model pro analýzu nelineárního vibračního chování poddajného lineárního vodícího systému při vícesměnném harmonickém buzení od Xu a kol. [18]. Všechny tyto a další výzkumy potvrzují, jak moc nedostatečná je výpočtová náhrada absolutně tuhým prvkem. Zároveň je většina těchto výzkumů zaměřena na správný přístup k analýze samotného valivého vedení, nikoliv jeho konečnému vlivu na strukturu výpočtového modelu celého stroje. Pro návrh stroje či změnu jeho příslušenství nebo parametrů, a s tím spojená potřeba rychle zodpovědět otázku, zda stroj bude dynamicky stabilní, či nikoliv, bude dostačující pracovat z informací, že je vhodné lineární vedení výpočtově modelovat jako poddajné. Jednou cestou může být využít 3D data lineárního vedení, což vede k navyšování počtu konečných elementů, dalších vazeb a koncentrátorů napětí. Druhý „jednodušší“ způsob je náhrada prvkem s definovanou tuhostí v konkrétních směrech, dle směrových tuhostí uváděné výrobcem. Tento prvek je navázán mezi dva body, které jsou spojeny s příslušnými dosedacími plochami vozíku/kolejnice, odpadá tedy 3D model vozíku i kolejnice. Útlum valivého vedení je obecně velmi malý, empiricky získané hodnoty větších valivých vedení se pohybují okolo 20 N·s/mm. Tyto hodnoty tlumení jsou vůči vlivu tuhosti těchto vedení na dynamické chování stroje zanedbatelné.

8.1.4 Hydrostatická vedení

Obdobným vývojem ve výpočtovém prostředí jako valivá vedení prošla i hydrostatická vedení. Z počátku byla nahrazována elementy s nekonečnou tuhostí bez respektování výšky olejového filmu a tlumení spoje. Později se přidal vliv tlumení a tuhosti. V pozdější době se začala řešit i výška olejového filmu a tlak ve spáře mezi vodícími plochami. V posledních výzkumů vyplynulo, že nejlepší výpočetní náhradou hydrostatického vedení je tzv. Mass-Spring-Maxwell model [22]. Maxwellův matematický model je jednoduchou idealizací viskoelastických charakteristik skutečného materiálu, který nahrazuje stlačovaný plyn (kapalinu) pružinou a tlumičem v sériovém zapojení [23].



Obr. 19 - Schéma modelu Mass-Spring-Maxwell [22]

Na Obr. 19 je schématicky zobrazen model Mass-Spring-Maxwell, kde m_f je hmotnostní koeficient, k_0 je statická tuhost ložiska, k je tuhost ve stlačení, c je tlumení a $x(t)$ je stlačení olejové vrstvy [22].

Matematicky vyjádřená síla vznikající v olejové vrstvě:

$$F(t) = m_f \cdot \ddot{x} + \left(k_0 + \frac{k\omega^2}{(k/c)^2 + \omega^2} \right) \cdot x + \frac{k^2/c}{(k/c)^2 + \omega^2} \cdot \dot{x} \quad (16)$$

Kde z již neuvedených ω je frekvence vibrací.

Pro takovouto výpočtovou náhradu je vhodné použít prvek, kde lze definovat tuhost (sílu) v závislosti na stlačení použitého elementu, jinými slovy lze řídit jeho parametry funkcí. Ve většině případů bude dostačující využít lineární závislost tuhosti a tlumení na stlačení daného elementu.

Tlumení hydrostatického lineárního vedení v obdobném provedení jako valivé lineární vedení má až 15x vyšší tlumení [24]. Což podporuje obecně známý fakt, že hydrostatická vedení mají vysokou tuhost a dobré útlumové vlastnosti.

8.1.5 Posuvové mechanismy

Dva nejtypičtější posuvové mechanismy na obráběcích strojích jsou pohybový šroub a pastorek/hřeben.

Pohybové šrouby

V oblasti pohybových šroubů bylo vytvořeno mnoho výzkumů a analýz. Výsledky z 266 různých výzkumných zpráv a článků zabývajících se pohybovými osami s valivými elementy jsou shrnuty v článku „A review of static and dynamic analysis of ball screw feed drives, recirculating linear guideway, and ball screw“. Ve většině případů je náhrada uložení kuličkového šroubu tvořena bezhmotnou pružinou s tuhostí dle katalogu výrobce ložisek. Tělo šroubu je modelováno jako nosníkový prvek o průměru dříku šroubu a matice je nahrazena 3D tělem domku matice znovu s nahrazením styku se šroubem bezhmotnou pružinou se statickou tuhostí spoje (dle výrobce) [25]. Stejným způsobem je prováděna náhrada tohoto posuvového mechanismu i v následujících výpočtech, protože se jedná o hrubý návrh stroje či kontrolu již navrženého (použitého) mechanismu.

Nicméně z výzkumů vyplývá, že tato náhrada je již překonána a pro vysoce přesné modelování tohoto posuvného mechanismu je nedostačující, protože nerespektuje změny při pohybu matice (kolísání tuhosti) a nelineárnost styčných ploch kuliček v pohybovém šroubu. Těmito veličinami je doplňován uvedený výpočtový model a tím je zpřesňován výsledek odezvy na dynamické buzení. Na statickou únosnost je vliv takovýchto změn velmi malý.

Pastorek – Hřeben

Jedná se o pohybový mechanismus, kde dochází k přeměně rotačního pohybu na posuvný. Přeměna krouticího momentu na posuvnou sílu se realizuje přes záběr ozubení a tak by se mělo k nahrazení pastorku s hřebenem přistupovat. Stanovit tuhost záběru pastorku z hřebenem může být obtížný úkol, protože s natočením se mění silové poměry a styčné plochy. [26]

V případě, že je využit Master-Slave (dále jen M-S) a mechanismus je předepnutý, lze předpokládat ideální přenos sil a nahradit tuhost záběru tuhostí pohonné hřídele pastorku, respektive tuhostí jejího uložení. Pro tlumení záběru ozubených kol bylo vytvořeno mnoho experimentálních měření, ze kterých lze v době návrhu stroje (i pro kontrolu změny parametrů) využít střední hodnotu jako vstupní údaj do výpočtového modelu.

8.1.6 Šroubová spojení a náhrada kotevních prvků

Šroubová spojení je možné vnášet do výpočtového modelu pomocí 3D dat, kde může být problém zanášet předepjetí šroubového spoje. Ve většině FE výpočetních programů existuje pro náhradu šroubového spoje funkce, která vymění šroub za nosíkový prvek (Beam) o průřezu dířku šroubu spojený s dosedacími plochami pod maticí a pod hlavou šroubu. Pro takto definovaný prvek již není problém vnést jeho předepnutí. Předepínací síla zvyšuje hodnoty vlastních frekvencí sestavy spojovaných dílů [27]. Problémem u použití jak 3D modelu šroubu, tak náhrady pomocí nosíkového prvku je nutnost vnesení kontaktu mezi spojovanými díly do výpočtového modelu, což výrazně prodlužuje výpočetní čas.

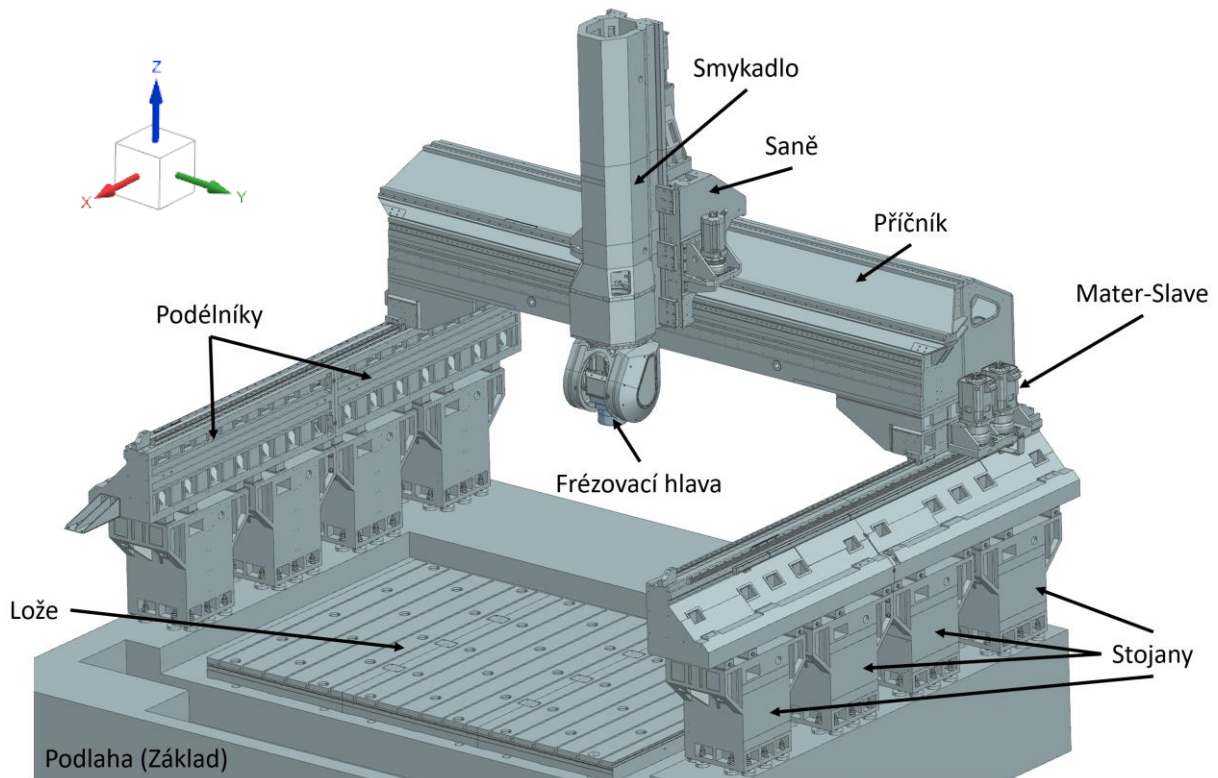
V případě, že se jedná o velké množství šroubových spojů v jedné rovině na velmi tuhém dílu (typicky příruba) je v některých případech možné šrouby z výpočtu vlastních frekvencí vynechat a vytvořit mezi těmito plochami „slepení“ se zachováním rozhraní mezi díly tak, aby stále docházelo k tlumení v přechodové vrstvě. V případě spojování velkých odlitků (svařenců) platí tato možnost náhrady při dostatečném množství a síle šroubových spojů (nedochází-li k odlehnutí spoje) taktéž. V takovém případě vliv na vlastní frekvence velkého odlitku bude mít především umístění spoje, tuhost a hmota připojovaného dílu.

Kotevní prvky jsou povětšinou z části šroubovým spojem, jako například fixátory nebo vyrovnávací patky (nohy) a další. Náhrada takovýchto kotevních prvků do výpočtu je prováděna pomocí prvků s definovatelnou směrovou tuhostí a tlumením v závislosti na předepnutí tohoto spoje. Hodnoty tuhostí jsou uváděny výrobcem nebo vychází z deformační charakteristik, tlumení kotevních prvků nejsou vždy v dokumentaci uvedeny, ale například v literatuře *Werkzeugmaschinen 1* [28] je možné pro nejběžnější typy ukotvení do základu tyto hodnoty nalézt. V případě neznalosti charakteristik ukotvení do základu je možné výpočtově nahradit tento spoj pouhým odebráním posuvů v tomto místě ovšem za předpokladu, že si je výpočtář vědom vnášené chyby a možného vlivu tuhosti/tlumení na výslednou deformaci/modální odezvy u konkrétního typu stroje.

8.2 Referenční poloha

Jak již bylo uvedeno na začátku 8. kapitoly další výpočty budou provedeny na 3D modelu obráběcího stroje FPPC 500, který byl poskytnut od společnosti Strojírna TYC, s.r.o.

Referenční polohou se rozumí stav obráběcího stroje, kdy je předpokládáno využití maximálního výkonu stroje pro obrábění. Obvykle se jedná „nejtužší“ polohu nástroje v pracovním prostoru stroje. Ve zkoumaném případě je to ve stavu, kdy smykadlo má minimální výsuv. Nástroj je tedy nejbližší příčnicku, ale také v nevyšší pozici v obráběcím prostoru. Tato pozice je zachycena na následujícím obrázku.

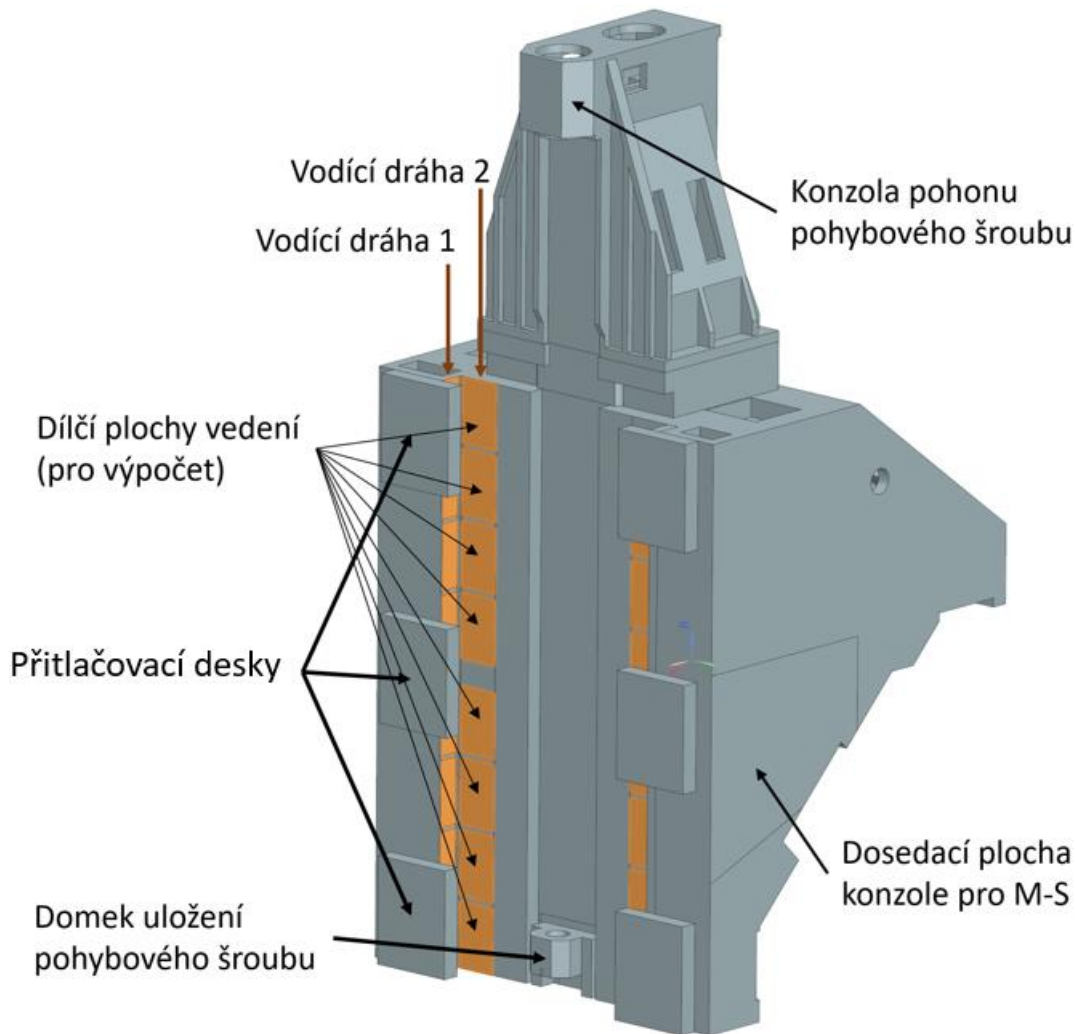


Obr. 20 – Orientační 3D model obráběcího stroje FPPC500

Výpočtovému modelu byly stanoveny vazby a okrajové podmínky, dle popsaných postupů v předešlých kapitolách. Konkrétně ukotvení stojanů do základu bylo nahrazeno odebráním posuvů v místech ukotvení do základu. Na každém spodku stojanu je deset náhrad těchto kotev. Tato náhrada byla zvolena na základě neznalosti mechanických vlastností betonového základu a předpokladu vysoké tuhosti tohoto spoje.

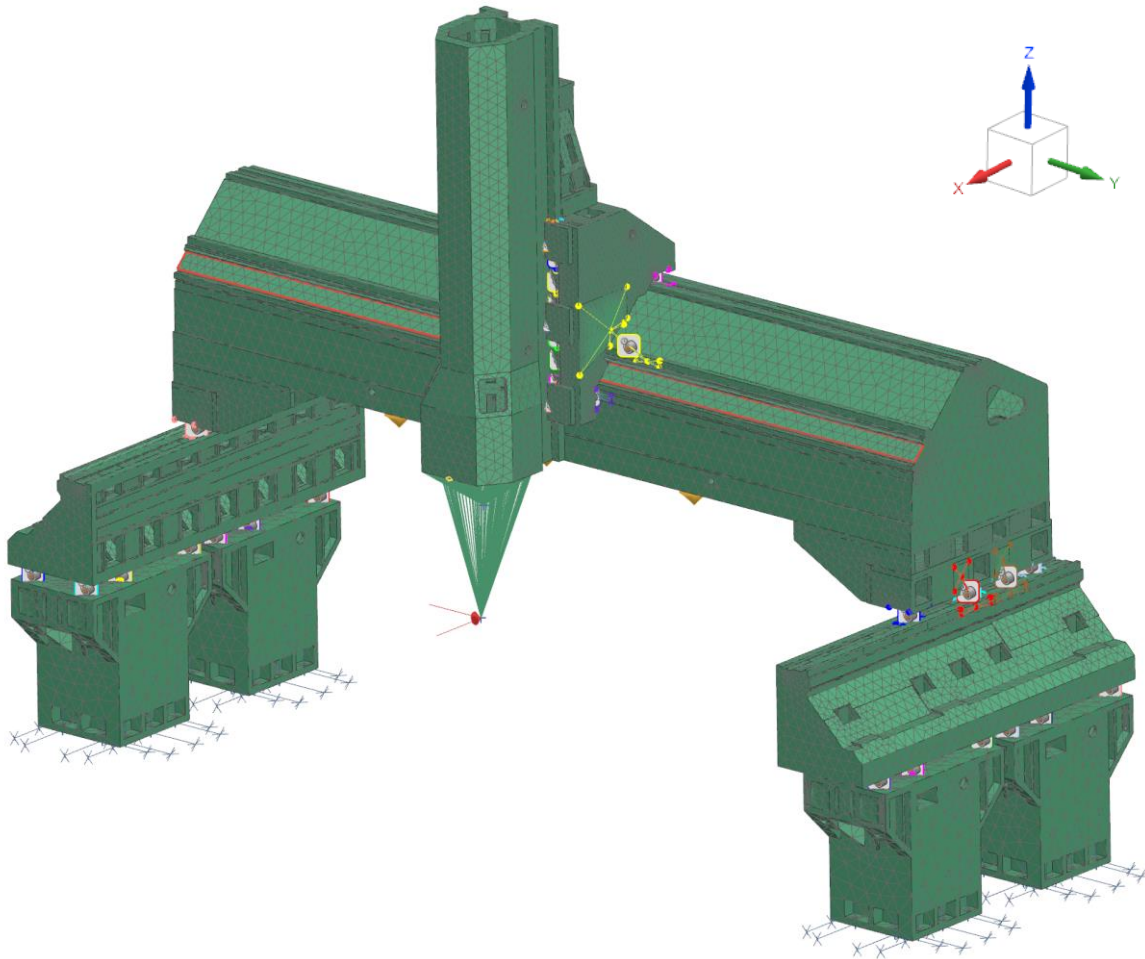
Fixátory (FIXING LEVELLERS WSP III) mezi stojany a podélníky jsou nahrazeny jejich směrovými tuhostmi. Náhradou elementem se směrovými tuhostmi jsou řešeny i valivé jednotky (SCHNEEBERGER MONORAIL MR 65) lineárního vedení mezi podélníky příčnickem. Směr posuvu podél osy X je ponechán v této náhradě bez tuhosti. Tlumení valivých jednotek je nastaveno na obecné empiricky získané hodnoty (20 N·s/mm). Posuv příčnicku ve směru osy X je odebrán vazbou nahrazující pohon M-S. Náhrada M-S je spoj mezi plochou příruby pohonu M-S a výsekem plochy na podélníku pod místem, kde dochází k přenosu kroutícího momentu z pastorku na hřeben. Tuhost záběru zubů je zanedbána, protože se jedná o předepnutý mechanismus dvou pastorků, respektive je nahrazena tuhostí uložení hřídele pastorku. Tlumení záběru zubů je nastaveno dle empiricky získaných hodnot (20 N·s/mm) [14]. Valivé

vedení mezi saněmi a příčnickem je také nahrazeno směrovými tuhostmi dle katalogových hodnot (SCHNEEBERGER MONORAIL MR 55). Pro náhradu vedení saní po příčnicku je ponechán volný posuv ve směru osy Y. Obdobně jako je nahrazen M-S pro posuv příčnicku po podélnících je vytvořena náhrada M-S posuvu saní po příčnicku. Náhrada kluzného vedení mezi smykadlem a saněmi je provedena dle kapitoly 8.1.2. s rozdělením kluzné plochy na osm menších ploch v každé vodící dráze (4x vodící dráha).



Obr. 21 - Upravený 3D model saní s označenými plochami vodících drah (oranžová)

Způsob náhrady pohybového šroubu k posuvu smykadla v ose Z je popsán v kapitole 8.1.5. Dřík šroubu byl rozdělen na deset „nosíkových“ segmentů (1D prvků) pro lepší sledování vlastního tvaru kmitu. Frézovací hlava je nahrazena hmotným bodem v těžišti této frézovací hlavy. Místo nástroje je vyneseno pomocí růžice 1D prvků z upevňovací plochy frézovací hlavy. Celý výpočtový model je zobrazen na obrázku níže.



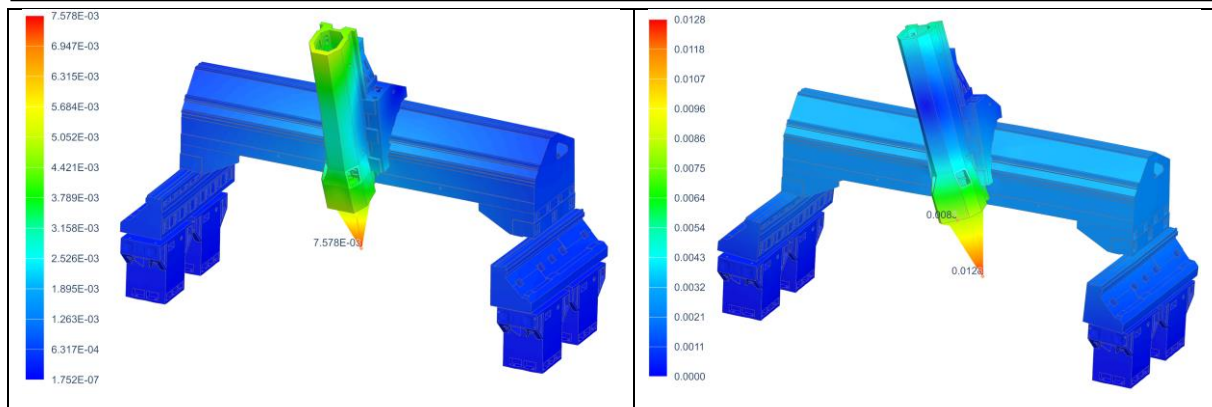
Obr. 22 - Výpočtový model obráběcího stroje FPPC500 v referenční poloze

8.2.1 Statická stabilita

Je vlastností stroje přenášet statickou sílu (bez změny v čase) v konkrétním směru. Zkoumaná oblast je v místě řezného procesu, tedy v místě nástroje. Ve výpočtovém modelu byla zadána síla $1\,000\text{ N}$ ve směru osy X a stejně velká síla ve směru osy Y jako druhé řešení. Byl použit řešič Nastran NX a řešení SOL 101 Linear Statics.

Při zatěžování ve směru osy X byla výsledná celková (magnitude) deformace v místě nástroje $7,578 \times 10^{-3}\text{ mm}$. Pro srovnání byla odměřena i deformace ve prostřední spodní přední hraně smykadla, která zde činí $5,011 \times 10^{-3}\text{ mm}$. Což odpovídá tuhosti $131,96\text{ kN/mm}$ v místě nástroje a $199,56\text{ kN/mm}$ na spodní hraně smykadla.

Pro druhé řešení (zatížením ve směru osy Y) vyšla celková deformace v místě nástroje $0,0128\text{ mm}$ a na spodní hraně smykadla $0,0083\text{ mm}$. Neboli $78,125\text{ kN/mm}$ vyčísleno v tuhosti v místě nástroje a $120,48\text{ kN/mm}$ na spodní hraně smykadla.



Obr. 23 - Zobrazení deformovaného modelu stroje při zatěžování silou 1 000 N ve směru osy X (vlevo) a osy Y (vpravo)

8.2.2 Dynamická stabilita

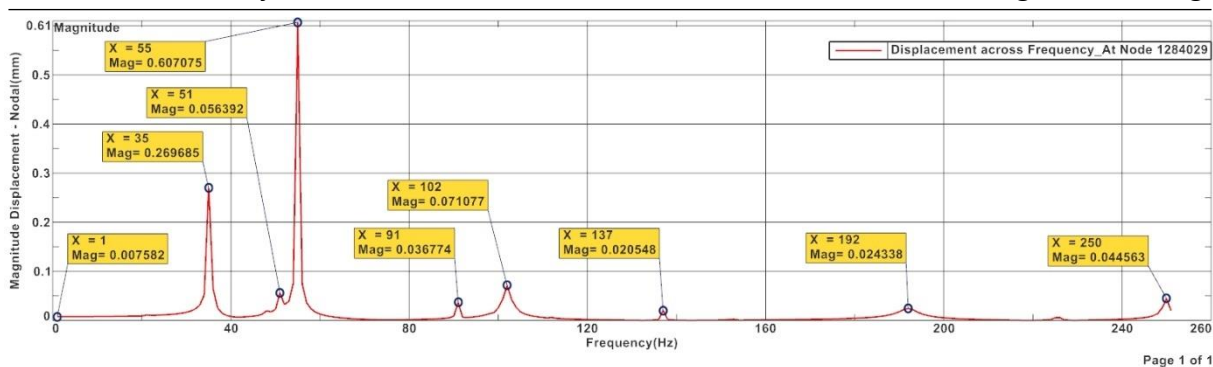
Dynamická stabilita zde znamená schopnost stroje přenášet a tlumit vibrace vznikající během řezného procesu. Prvním krokem ke zjištění dynamické stability stroje je stanovení jeho vlastních frekvencí. Byl použit stejný výpočtový model jako pro určení statických deformací. Byla využita úloha řešení SOL 103 Real Eigenvalues, ze které byly získané vlastní frekvence této sestavy. Tento výpočet umožňuje v nastavení zvolit možnost vypočtení hmotnostního ovlivnění modelu příslušnou frekvencí. Výsledky hmotnostního ovlivnění jsou vypsány do textového souboru jako dílčí ovlivnění celkové hmoty příslušnými frekvencemi. Pro přehlednost byly tyto hodnoty přeneseny do tabulky (Tab. 10). V této tabulce jsou vyznačeny barevně hodnoty hmotnostního ovlivnění nad 1 % a nad 10 %.

První sloupec udává pořadí vypočtených vlastních frekvencí a druhý sloupec jejich hodnoty. Další sloupce se vztahují k hmotnostnímu ovlivnění podílu hmoty vůči celkové hmotě výpočtového modelu vždy v daném směru (osy X, Y a Z). Tzn. sloupce pod označením „Osa X“ dávají údaje o rozkmitané hmotě do směru osy X. Konkrétně sloupec „Frakce“ udává vždy procentuální hodnotu rozkmitané hmoty danou frekvencí v konkrétním směru a sloupec „Suma“ udává již rozkmitanou hmotu všemi předešlými vlastními frekvencemi včetně vlastní frekvence na příslušné řádce. Tento sloupec dává informaci i o tom, jestli bylo správně nastaveno omezení počtu kontrolovaných vlastních frekvencí. Pokud by na poslední řádce ve sloupci „Suma“ bylo malé procento využití celkové hmoty značí to skutečnost, že všechny vyšší vlastní frekvence než poslední spočtená (uvedená v tabulce) ovlivňují přesně tolik hmoty, kolik zbývá do sta procent celkové hmoty. V takovém případě by bylo vhodné zvýšit počet počítaných vlastních frekvencí nebo horní hranici vlastních frekvencí, které jsou předmětem výpočtu. Nicméně je nutné si uvědomit, že pokud jsou výpočtu uděleny jakékoliv okrajové podmínky odebírající stupně volnosti není možné dosáhnout sta procent. Protože v místě okrajových podmínek respektive element, na který je aplikovaná takováto okrajová podmínka, zůstává „nerozkmitán“. Hodnoty nad 80 % lze považovat za uspokojivé u složitějších sestav a modelů s větším počtem elementů (vůči celkovému počtu elementů výpočtového modelu), kterých se týkají okrajové podmínky odebírající stupně volnosti. Z toho plyne, že prvních 20. vlastních frekvencí je v tomto případě dostatečně velký vzorek pro hodnocení dynamických vlastností zkoumaného stroje.

	Frekvence [Hz]	Osa X		Osa Y		Osa Z	
		Frakce [%]	Suma [%]	Frakce [%]	Suma [%]	Frakce [%]	Suma [%]
1.	20,6353	56,475	56,475	0,013	0,013	1,141	1,141
2.	22,4931	6,667x10 ⁻⁴	56,476	82,326	82,339	0,003	1,144
3.	35,2107	11,489	67,966	0,008	82,347	34,445	35,589
4.	47,6993	0,082	68,048	0,010	82,357	0,030	35,619
5.	51,3045	0,578	68,625	0,129	82,486	0,904	36,523
6.	55,0032	8,129	76,754	0,020	82,505	16,154	52,677
7.	81,7314	0,004	76,758	0,533	83,038	0,005	52,682
8.	90,8657	8,168	84,926	3,895x10 ⁻⁵	83,038	1,199	53,880
9.	98,8635	0,019	84,944	0,001	83,040	0,009	53,889
10.	99,1980	1,146x10 ⁻⁶	84,944	9,933x10 ⁻⁵	83,040	3,422x10 ⁻⁶	53,889
11.	101,9787	2,658	87,602	0,002	83,042	1,224	55,113
12.	103,7628	0,055	87,658	1,161	84,203	3,612	58,725
13.	111,4711	0,504	88,161	1,229	85,432	0,005	58,730
14.	111,8228	7,771x10 ⁻⁴	88,162	2,828	88,260	1,507	60,238
15.	126,4394	1,790	89,952	0,023	88,283	3,412	63,650
16.	137,0052	6,775x10 ⁻⁴	89,953	0,190	88,473	11,315	74,965
17.	141,0476	0,010	89,963	1,050	89,523	1,552	76,517
18.	148,9538	0,002	89,965	1,120	90,643	0,650	77,167
19.	152,6248	6,831x10 ⁻⁶	89,965	0,218	90,861	2,250	79,417
20.	163,7228	0,016	89,981	0,638	91,499	0,052	79,469

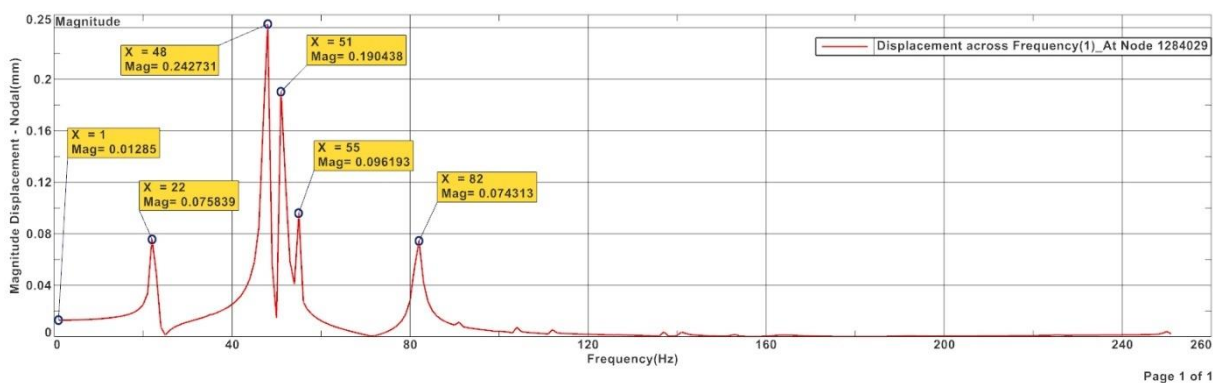
Tab. 10 - Procentuální hmotnostní ovlivnění výpočtového modelu v referenční poloze příslušnou vlastní frekvencí

Údaj o hmotnostním ovlivnění stroje příslušnou vlastní frekvencí je důležitý, ale bezpochyby nejpodstatnějšími hodnotami pro hodnocení dynamické stability stroje jsou amplitudy výkmitu v místě nástroje při dané frekvenci. Pro stanovení velikosti amplitud výkmitů byl použit taktéž řešič Nastran NX tentokrát s úlohou SOL 111 - Modal Frequency Response. V této úloze byl výpočtový model podroben analýze velikosti výkmitu v místě nástroje při působení silou 1 000 N v tomtéž bodě. Nejprve ve směru osy X a pak ve směru osy Y. Tato úloha byla nejprve použita s buzením funkcí „Linear Sweep“, které byla nastavena počáteční hodnota budící frekvence 1 Hz, velikost kroku 1 Hz a počet kroků 250. Tím byla získána náchylnost výpočtového modelu k rozkmitávání v místě nástroje při přechodu vlastních frekvencí v rozmezí 1 – 250 Hz. Následně byl proveden výpočet frekvenčního ovlivnění výpočtového modelu přímo jeho vlastními frekvencemi (funkce „individual frequencies“). Z tohoto výpočtu jasně plyne, zda má stroj respektive výpočtový model dostatečně velké útlumové vlastnosti na to, aby nedocházelo ke zvyšování oscilace při dosažení vlastních frekvencí. Výsledky vykreslí „reálnou“ amplitudu výkmitu při buzení vlastní frekvencí v místě nástroje. Pokud vyjdou nesmyslně velké amplitudy výkmitu znamená to, že stroj není dostatečně dynamicky stabilní ve zkoumané poloze s danými okrajovými podmínkami.



Obr. 24 - Graf velikosti amplitudy výkmitu v místě nástroje v závislosti na budící frekvenci 1 - 250 Hz (Linear Sweep) buzení ve směru osy X

Na Obr. 24 je vidět průběh amplitudy výkmitu v místě nástroje skrz budící frekvenční spektrum 1 – 250 Hz ve směru osy X. Z tvaru průběhu je možné odvodit, že stroj je dynamicky stabilní při buzení směrem osy X, protože nemá tendenci kmitat s velkými amplitudami v širokých pásmech okolo vlastních frekvencí (ostré strmé špičky v oblasti vlastních frekvencí). V případě, že by špičky výkmitů amplitud v grafech měly pozvolné stoupání a zabíraly by tak široké pásmo frekvencí, nastal by problém s hledáním řezných podmínek pro konkrétní operace, které by svým buzením byly v tomto pásmu frekvencí. Takto dynamicky chovající se stroj by byl neproduktivní a tím svým způsobem nepoužitelný. Z grafu lze také vyčíst, že při frekvenci 1 Hz je amplituda výkmitu totožná se statickou deformací (tzn. kvazistatická tuhost a statická tuhost jsou shodné), což ukazuje na správnou konstrukci jak stroje tak výpočtového modelu. Při bližším pohledu na tento graf a na něm označené frekvence je dobře vidět, kterým vlastním frekvencím je nutné věnovat větší pozornost. Obdobně lze analyzovat i graf velikosti amplitud výkmitu v místě nástroje při buzení ve směru osy Y na Obr. 25. Tam lze pozorovat více špiček amplitud blíže sobě, to je způsobeno vybuzením vlastních frekvencí, které jsou svými hodnotami blízko sobě. I přesto, že jsou tyto frekvence hodnotami blízké mají ostré jasně viditelné vrcholy a jsou tedy frekvenčně odděleny tzn. stroj dobře tlumí frekvence blízké vlastním frekvencím (konkrétně 48, 51 a 55 Hz odečteno z následujícího grafu) a dá se prohlásit za dynamicky stabilní i při buzení ve směru osy Y.



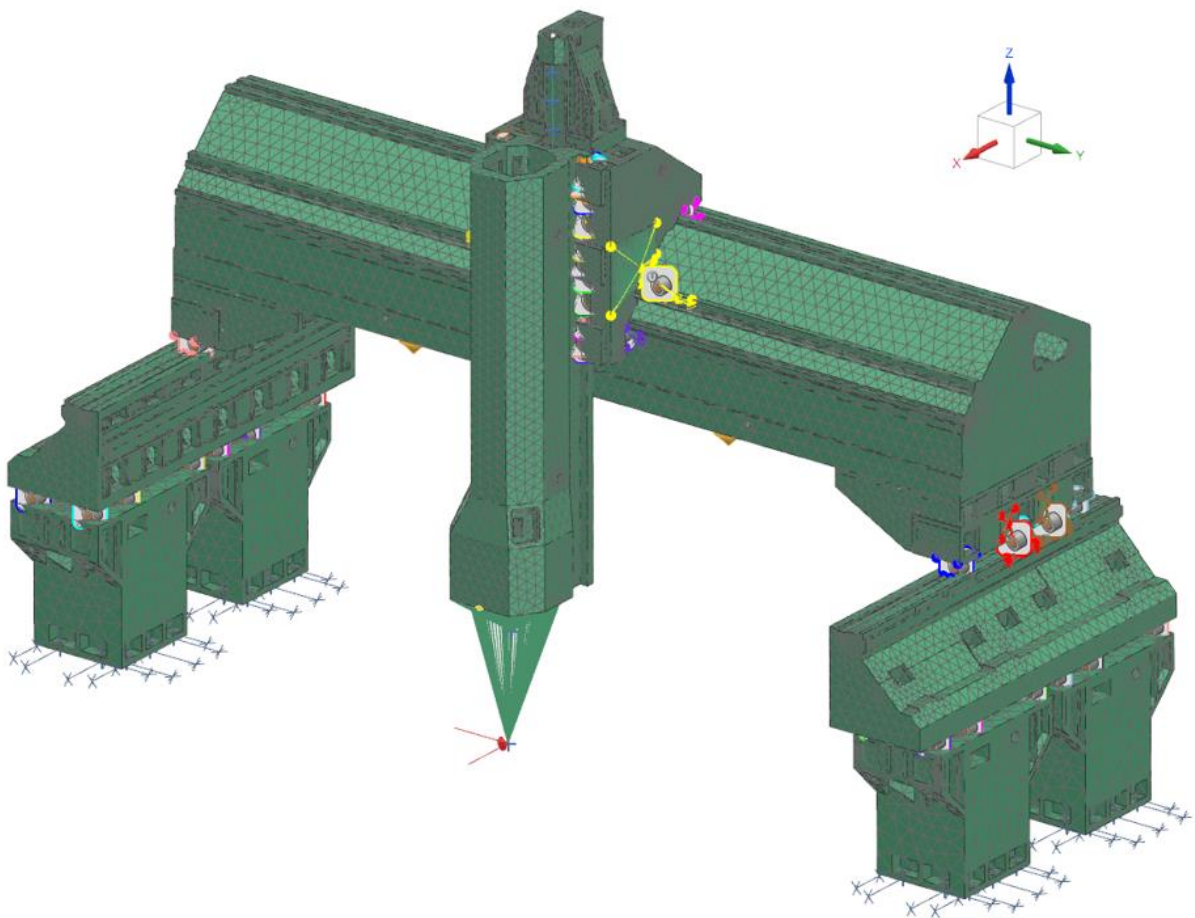
Obr. 25 - Graf velikosti amplitud výkmitu v místě nástroje v závislosti na budící frekvenci 1 - 250 Hz (Linear Sweep) buzení ve směru osy Y

Z analýzy amplitud při buzení vlastními frekvencemi vyplynulo, že nejvíce se stroj rozkmitá při buzení ve směru osy Y frekvencí 22,49 Hz. To je překvapivě jiná vlastní frekvence, než která se projevila s maximální amplitudou výkmitu pro analýzu buzením funkcí linear-sweep. Je to způsobenou velikostí (jemností) kroku výpočtu a přiblížením se k vypočteným vlastním

frekvencím. I tento fakt, že krok o velikosti 1 Hz nezobrazí plný vliv vlastní frekvence svědčí o dobrých útlumových vlastnostech stroje, protože i méně než jeden hertz může být rozdíl mezi problematickým buzením (rozkmitáváním) a „klidným“ stavem při obrábění. Z toho plyne, že pokud dochází k rezonancím během obrábění je možné tento jev odstranit i malou změnou řezných podmínek (řezná rychlost, posuvy, otáčky).

8.3 Maximální výsuv smykadla

Struktura a poloha modelu stroje zůstává stejná jako v referenční poloze, rozdíl je ve výsuvu smykadla. Nyní se zkoumané místo (nástroj) nachází v nejnižší pozici pro obrábění. Výpočtový model takovéto sestavy je zobrazen na obrázku níže.



Obr. 26 - Výpočtový model obráběcího stroje FPPC 500 v poloze maximálního výsuvu smykadla

Ostatní vazby a okrajové podmínky zůstávají stejné jako v předešlém případě. Zatěžování je také stejné, pouze místo zátěžných sil se posunulo s pozicí smykadla dolů. Buzení je nastaveno pro možné porovnání obdobně jako u referenční polohy, tedy 1 000 N do směru osy X a jako druhé řešení 1 000 N do směru osy Y. Provedené analýzy se shodují. Tzn. byl proveden výpočet statické deformace v místě nástroje pro zatěžování v obou směrech, také byla provedena modální analýza s hmotnostním ovlivněním. Odezvy na buzení byly provedeny nejprve pomocí funkce „Linear-Sweep“ v intervalu 1 – 250 Hz s krokem 1 Hz a poté za využití vlastních frekvencí z modální analýzy.

8.3.1 Statická stabilita

Statická deformace v místě nástroje při zatížení silou 1 000 N ve směru osy X byla vypočtena na hodnotu 0,0254 mm. To odpovídá tuhosti 39,37 kN/mm. Pro porovnání deformace na spodní hraně smykadla byla vypočtena na 0,0176 mm (tuhost 56,82 kN/mm).

Při zatížení stroje v místě nástroje silou 1 000 N do směru osy Y byla vypočtená deformace 0,0367 mm v místě nástroje a 0,0257 mm na spodní hraně odlitku smykadla. Tyto hodnoty odpovídají tuhosti 27,25 kN/mm v místě nástroje respektive tuhosti 38,91 kN/mm na spodní hraně odlitku smykadla.

8.3.2 Dynamická stabilita

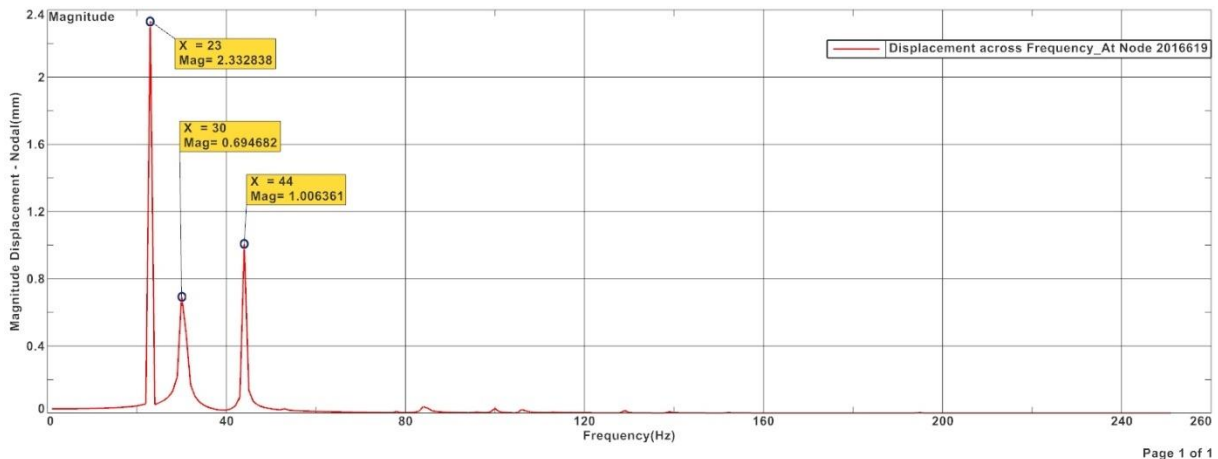
Stejně jako u referenční polohy byly pro přehlednost vyneseny vlastní frekvence a jejich hmotnostní ovlivnění do tabulky (Tab. 11).

	Frekvence [Hz]	Osa X		Osa Y		Osa Z	
		Frakce [%]	Suma [%]	Frakce [%]	Suma [%]	Frakce [%]	Suma [%]
1.	21,3135	0,009	0,009	73,783	73,783	8,470 x10 ⁻⁴	8,470 x10 ⁻⁴
2.	22,9956	58,056	58,065	4,173 x10 ⁻⁵	73,783	1,136	1,137
3.	30,4173	14,186	72,250	0,002	73,786	12,908	14,045
4.	32,9741	0,006	72,256	8,998	82,783	0,011	14,056
5.	44,0873	0,091	72,347	1,486 x10 ⁻³	82,785	37,145	51,201
6.	52,8092	0,025	72,372	1,371 x10 ⁻³	82,786	0,096	51,297
7.	78,0792	0,484	72,856	1,642 x10 ⁻⁴	82,786	0,026	51,323
8.	78,2323	7,704x10 ⁻⁴	72,857	0,008	82,794	6,155 x10 ⁻⁵	51,323
9.	84,3745	12,545	85,402	0,004	82,798	1,837	53,160
10.	95,7195	0,160	85,562	0,083	82,881	0,042	53,202
11.	99,7697	2,061	87,624	0,115	82,996	0,059	53,261
12.	106,2634	0,467	88,090	2,308	85,304	5,143	58,405
13.	112,4461	0,115	88,206	2,582	87,886	4,453	62,858
14.	116,6069	0,272	88,477	0,359	88,245	0,005	62,863
15.	128,9627	0,866	89,343	0,011	88,256	1,789	64,652
16.	137,5009	8,942x10 ⁻⁴	89,344	1,155	89,411	1,399	66,051
17.	139,2019	0,079	89,423	0,103	89,514	10,411	76,462
18.	149,0726	0,023	89,446	0,683	90,197	0,028	76,490
19.	152,2475	0,263	89,709	0,049	90,245	2,980	79,470
20.	156,4338	0,118	89,827	1,129	91,374	2,875x10 ⁻⁴	79,470

Tab. 11 – Procentuální hmotnostní ovlivnění výpočtového modelu od příslušných vlastních frekvencí (max. vysuv smykadla)

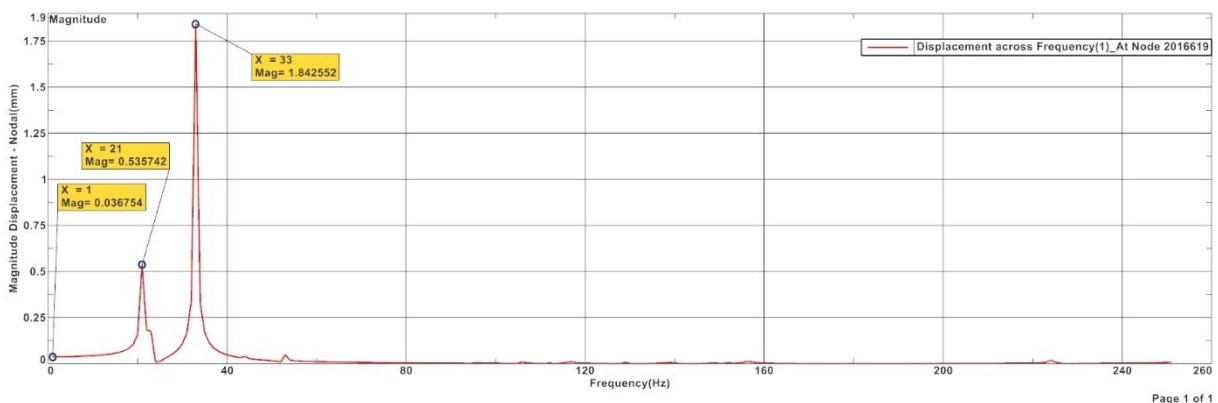
Značení sloupců a řádků odpovídá popisu v přechozí kapitole. Oproti referenční poloze lze pozorovat změnu mezi hmotnostním ovlivněním první a druhé vlastní frekvence. To je způsobeno prohozením dominantního tvaru kmitu. U referenční polohy je logicky první dominantní tvar kmitu průhyb příčnicku ve směru osy X a u této varianty je to ohyb smykadla ve směru Y (+ ohyb stojanů s podélníky) následovaný ohybem příčnicku ve směru osy X při druhé vlastní frekvenci.

Dále byla provedena analýza odezvy na buzení v místě nástroje pomocí funkce „Linear-Sweep“ silou 1 000 N ve směru osy X. Výsledné amplitudy výkmitu jsou vyneseny do grafu na Obr. 27.



Obr. 27 - Reálná absolutní amplituda výkmitu při buzení 1 - 250 Hz s krokem 1 Hz (Linear-Sweep) – buzení ve směru osy X

Stejná analýza odezvy byla provedena i pro buzení ve směru osy Y, výsledné amplitudy výkmitu jsou vyneseny do grafu na následující obrázku.



Obr. 28 – Reálná absolutní amplituda výkmitu v místě nástroje v pásmu frekvencí 1 - 250 Hz - buzení ve směru osy Y

Stejně jako u referenční polohy i zde se objevuje několik frekvencí, kterým je třeba věnovat větší pozornost. Když se porovnají výsledky hmotnostního ovlivnění a odezvy na buzení ve směru osy X a Y, je možné najít shodu v uváděných vlastních frekvencích. Např. na Obr. 27 je dobře patrná frekvence 23 Hz a při pohledu do Tab. 11 s hmotnostním ovlivněním tato frekvence odpovídá druhému řádku, kde se nachází největší hmotnostní ovlivnění výpočtového modelu pro směr osy X. Stejně tak to platí pro první dobře viditelný vrchol vyneseny v grafu amplitud výkmitu při buzení ve směru osy Y na Obr. 28, nebo-li 21 Hz odpovídá první řádce v Tab. 11, kde se nachází největší hmotnostní ovlivnění výpočtového modelu ve směru osy Y. Po provedení analýzy odezvy na buzení v místě nástroje vlastními frekvencemi získanými z modální analýzy tohoto výpočtového modelu bylo zjištěno, že k největší amplitudě výkmitu dochází při frekvenci 30,42 Hz při buzení ve směru osy X a při frekvenci 21,31 Hz při buzení ve směru osy Y. Obě frekvence se shodují s maximálním hmotnostním ovlivněním v tomtéž směru jako bylo prováděno buzení.

Kompletní přehled výsledků z provedených analýz jak modelu v referenční poloze tak v poloze s maximálním výsuvem smykadla jsou k nahlédnutí na konci přílohy č. 2.

8.4 Stanovení přenositelného výkonu

Z hlediska statiky přenositelný výkon závisí na dovolené deformaci nástroje a síle, která bude vyvozena na nástroj. U portálových obráběcích center se ve většině případů jedná o frézovací operace. Tato síla potom vychází v přenášeného momentu a velikosti užitého nástroje, respektive průměru zvolené frézy.

Pro zjednodušení bude uvažována dovolená deformace 0,5 mm v místě nástroje. Z výpočtů vyplynulo, že největší deformace vznikají při zatěžování ve směru osy Y, proto bude porovnávána deformace s tímto stavem. V referenční poloze byla vypočtena tuhost v místě nástroje 78,125 kN/mm při zatěžování ve směru osy Y, tzn. že maximální řezná síla směřující podél osy Y může být 39,063 kN. Největší silou vznikající při frézování je obvodová síla, která vychází právě z momentu a průměru frézy. Prohlásí-li se stanovená maximální řezná síla za obvodovou sílu a zvolí se průměr frézy, je možné stanovit potenciálně přenositelný moment v místě nástroje. Byla zvolena fréza o průměru $D_1 = 160$ mm, která se využívá na hrubovací operace. Poté stanovení přenositelného momentu vypadá následovně:

$$M_{D1} = \frac{F_o \cdot D_1}{2} = \frac{39\,063 \cdot 0,16}{2} = 3\,125,04 \text{ Nm} \quad (17)$$

Dle návrhového prostředí fréz od společnosti Sandvik Coromat při využití frézy s průměrem 160 mm (CoroMill A490-160J50.8-14M) odpovídá operace s momentem 3 110 Nm hrubování materiálu s vysokou tvrdostí (350 HB) při nízkých otáčkách 55,8 ot/min. Z toho vyplývá řezný výkon 18,2 kW.

Využitím stejného nástroje při jiných řezných podmínkách je možné dosáhnout mnohem většího řezného výkonu. Například pro operaci hrubování materiálu s tvrdostí 175 HB, hloubkou řezu 10 mm, s posuvem na zub 0,28 mm, s pracovním záběrem frézy 145 mm, s momentem 2 000 Nm a otáčkami 455 ot/min dosahuje řezný výkon 95,1 kW (zdroj Sandvik Coromat – toolguide CoroMill A490-160J50.8-14M).

Z toho plyne, že přenášený výkon je daný obráběcí operací, respektive silami, které při ní vznikají. Přenositelný výkon je poté reprezentovaný tuhostí v místě nástroje, která byla vyčíslena pro zkoumaný stroj FPPC 500 v předchozích kapitolách pro referenční polohu a pro polohu stroje s maximálním výsuvem smykadla.

Z hlediska dynamiky je třeba určit předpokládané zátěžné stavy, respektive předpokládané budící frekvence. Tyto frekvence prověřit výpočtem odezvy na buzení v konkrétním místě, kde vznikají. Bude-li odezva (deformace) v místě nástroje zhruba odpovídat kvazistatické tuhosti lze považovat výsledky ze statických výpočtů jako určující. V případě, že se hodnoty násobně liší je třeba prověřit, zda mírná změna řezných podmínek (v tomto případě především otáček vřetene) nezlepší situaci natolik, že bude možné znovu uvažovat statické tuhosti. Pokud jsou deformace (amplitudy výkmitu) v únosných mezích stanoví se nová „dynamická“ tuhost pro tento zátěžný stav.

9 Analýza vlivu tuhosti jednotlivých dílů stroje na celkovou tuhost vztaženou do místa nástroje

Metodou hodnocení je analýza statické tuhosti v místě nástroje, která umožňuje stanovit celkovou hodnotu porovnatelnou s mezní, a dále dílčí hodnoty tuhosti součástí stroje. Celková tuhost na nástroji je pak dána vztahem:

$$\frac{1}{k_c} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \quad (18)$$

Ze vztahu lze odvodit:

$$k_c < k_{min} \quad (19)$$

Celková tuhost k_c je menší než minimální dílčí tuhost k_{min} . Při optimalizaci konstrukce podle statické tuhosti je nutné především věnovat pozornost součástem s minimální tuhostí.

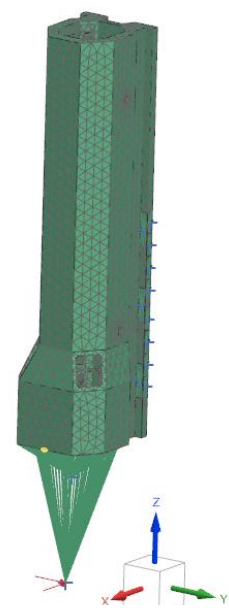
Dynamická tuhost je převrácenou hodnotou absolutní hodnoty dynamické poddajnosti (receptance). Dynamická tuhost je vztažena k místu nástroje, kde působí budící síla a ve stejném místě je snímána odezva (amplituda výkmitu). Vypočtené statické a dynamické tuhosti musí být větší než mezní hodnoty v referenční poloze nástroje. Tj. v poloze, kde se plně využije jmenovitý výkon hlavního pohonu stroje.

Pro všechny následující podkapitoly platí, že byly provedeny analýzy statické a dynamické tuhosti. Nejprve byly vypočteny deformace v místě nástroje od zatěžovací síly 1 000 N ve směru osy X a poté stejnou silou do směru osy Y. Následně byly stanoveny vlastní frekvence a hmotnostní ovlivnění příslušnou vlastní frekvencí. Pro každou variantu byly taktéž vypočteny absolutní amplitudy výkmitu v místě nástroje při použití budící funkce „Linear-Sweep“ a absolutní amplitudy výkmitu při buzení vlastními frekvencemi. Všechny analýzy byly prováděny pro referenční polohu i při maximálním výsuvu smykadla a platí pro ně, že frézovací hlava byla nahrazena hmotným bodem.

9.1 Smykadlo

Smykadlo je svařovaný díl z oceli, který je neblíže frézovací hlavě. Frézovací hlava byla v těchto analýzách nahrazena hmotným bodem. Výpočtům statické a dynamické tuhosti bylo podrobeno smykadlo jak v referenční poloze, tak v poloze při maximálním výsuvu. Pro obě polohy byly provedeny tři varianty s různými okrajovými podmínkami.

První varianta obsahuje náhradu kluzných vedení tuhostmi vypočtenými dle postupu uvedeného v kapitole 8.1.2 a náhradu kuličkového šroubu pomocí 1D prvků s charakteristikami tohoto šroubu. Druhá varianta má v místech kluzných vedení zakázané posuvy v příslušných směrech. Třetí varianta má odebraný posuv ve směru osy Z ve středu domku matice pohybového šroubu na smykadle.



Obr. 29 - Výpočtový model smykadla

	Referenční poloha			Maximální výsuv smykadla		
	Varianta I.	Varianta II.	Varianta III.	Varianta I.	Varianta II.	Varianta III.
Deformace X [mm]	$2,507 \times 10^{-3}$	$1,574 \times 10^{-3}$	$2,508 \times 10^{-3}$	0,0121	$9,781 \times 10^{-3}$	0,0121
Deformace Y [mm]	$4,190 \times 10^{-3}$	$1,954 \times 10^{-3}$	$4,196 \times 10^{-3}$	0,0183	0,0126	0,0184
1. Vl. fr. [Hz]	68,85	68,85	88,77	43,98	56,77	43,94
2. Vl. fr. [Hz]	68,95	68,97	108,91	54,55	61,79	54,69
3. Vl. fr. [Hz]	83,95	86,95	131,86	61,79	61,89	173,49
Fr. Max. ampl. X	83,95 Hz	240,73 Hz	192,25 Hz	108,65 Hz	63,26 Hz	54,69 Hz
Max. ampl. X [mm]	0,0356	3,3815	0,0130	0,6921	54,2267	0,3949
Fr. Max. ampl. Y	88,93 Hz	173,87 Hz	88,77 Hz	43,98 Hz	56,77 Hz	43,94
Max. ampl. Y [mm]	0,0159	8,3423	0,0190	0,4367	145,243	0,4348
Fr. Max. hm. ovl. X	88,93 Hz	265,24 Hz	88,77 Hz	54,54 Hz	63,26 Hz	54,69 Hz
Max. hm. ovl. X [%]	60,17	43,25	60,58	51,04	48,94	52,19
Fr. Max. hm. ovl. Y	127,48 Hz	173,87 Hz	108,91 Hz	43,98 Hz	56,77 Hz	43,94 Hz
Max. hm. ovl. Y [%]	60,81	50,71	53,27	55,98	51,67	56,42

Tab. 12 - Přehled výsledků analýz provedených na modelu smykadla

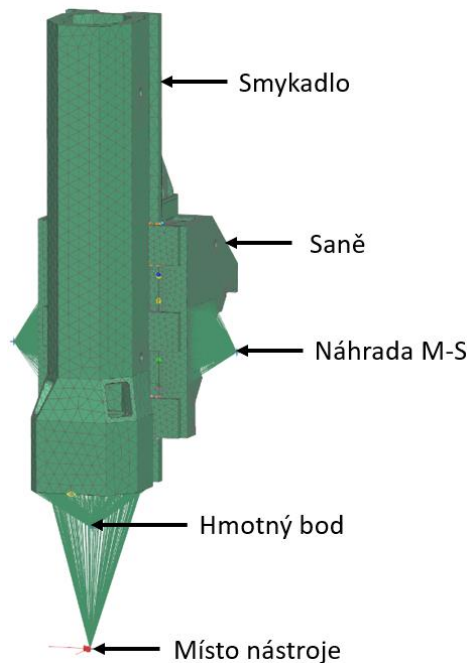
V tabulce výše jsou uvedeny některé výsledky z provedených analýz, kompletní výsledky všech analýz jsou v příloze č. 2. Řádka „Deformace X“ udává deformaci v místě nástroje při zatěžování modelu v tomtéž místě silou 1 000 N, obdobně to platí pro řádku „Deformace Y“. Označení „Vl. fr.“ je zkratka pro vlastní frekvence. Řádka „Fr. Max. ampl. X“ udává frekvenci, při které bylo dosaženo maximální absolutní hodnoty amplitudy výkmitu obecným směrem při buzení ve směru X silou 1 000 N, obdobně toto platí pro „Fr. Max. ampl. Y“. Potom řádka „Max. ampl. X“ jsou právě maximální absolutní amplitudy výkmitu v místě nástroje při frekvencích uvedených o řádku výše. Maximální procentuální hmotnostní ovlivnění příslušnou frekvencí je uvedeno na řádcích „Max. hm. ovl. X/Y“ a jejich frekvence na řádcích „Fr. Max. hm. ovl. X/Y“.

Z Tab. 12 je patrné jak zásadní může být správné použití okrajových podmínek. Varianta I. s Variantou III. mají téměř stejné výsledky deformací v místě nástroje. Z toho lze usuzovat, že pro hodnocení statických deformací/tuhosti v místě nástroje je náhrada pohybového šroubu odebráním pouze posuvového stupně volnosti ve směru osy Z dostatečná. I při pohledu na frekvence, hmotnostní ovlivnění a amplitudy výkmitu lze hovořit o uspokojivé náhradě, nicméně ve výsledcích se nepromítnou vlastní frekvence pohybového šroubu. Odebrání posuvů v místě kluzných vedení vykazuje výrazné zvýšení tuhosti v místě nástroje, ale také zhoršení dynamických vlastností (dynamické poddajnosti v místě nástroje), zřejmě způsobené vytvořením pevného uzlu ve struktuře výpočtového modelu.

Stavu smykadla, který je použitý v celkovém modelu stroje nejvíce odpovídá Varianta I. Pro stanovení podílu pouze modelu (svařence) smykadla na celkové statické deformaci jsou použity výsledky z Varianty II., protože v této variantě se na výsledné deformaci v místě nástroje nepodílí tuhost vazeb.

9.2 Saně

Saně pojíždí po příčnicku (směr osy Y) a vedou smykadlo pro jeho svislý pohyb (směr osy Z). Pro analýzu vlivu saní na tuhost v místě nástroje byl do výpočtové sestavy vložen svařenec smykadla a saní. Tuhost kluzného vedení mezi nimi je nahrazeno dle kapitoly 8.1.2. Pohybový kuličkový šroub pro posuv smykadla ve směru osy Z je nahrazen 1D prvky. Na jednom konci jsou prvky spojeny s konzolou uložení pohonu pohybového šroubu na saních, na druhém konci jsou prvky spojeny s domkem uložení pohybového šroubu (popis odpovídá Obr. 21) a „uprostřed“ s domkem matice pohybového šroubu na smykadle, tím je zajištěn stupeň volnosti ve směru osy Z. U Varianty I. jsou ponechané tuhosti valivých jednotek vedení saní po příčnicku. Náhrada pohonu M-S je prvek se směrovou (osa Y) obecnou tuhostí tohoto mechanismu vztažený do bodu z plochy připevňovací příruby pohonu M-S. Varianta II. zakazuje posuvy ve směru osy X a Z v místech středů valivých jednotek a posuv ve směru osy Y v místě náhrady M-S. Varianta III. odebírá posuvy ve směru osy X a Z v místech středů valivých jednotek a zachovává tuhosti náhrady M-S. Varianta IV. ponechává náhradu valivých jednotek s jejich směrovou tuhostí a v místě náhrady M-S odebírá posuv ve směru osy Y.



Obr. 30 - Výpočtový model smykadla se saněmi v referenční poloze

Kompletní přehled výsledků v provedených analýz je k dispozici v příloze č2. Přehled některých výsledků je v Tab. 13. Popis jednotlivých řádků v tabulce odpovídá vysvětlivkám v přechodí kapitole.

	Referenční poloha			
	<i>Varianta I.</i>	<i>Varianta II.</i>	<i>Varianta III.</i>	<i>Varianta IV.</i>
Deformace X [mm]	4,230x10 ⁻³	3,070x10 ⁻³	3,070x10 ⁻³	4,230x10 ⁻³
Deformace Y [mm]	8,078x10 ⁻³	5,598x10 ⁻³	5,699x10 ⁻³	7,978x10 ⁻³
1. Vlastní frekvence [Hz]	55,76	68,07	68,06	55,88
2. Vlastní frekvence [Hz]	58,73	71,67	71,49	58,73
3. Vlastní frekvence [Hz]	90,57	98,74	98,74	94,64
Frekvence s Max. ampl. X	58,73 Hz	68,07 Hz	68,07 Hz	58,73 Hz
Max. amplituda X [mm]	0,2254	0,0978	0,0974	0,2251
Frekvence s Max. ampl. Y	55,76 Hz	71,67 Hz	71,49 Hz	55,88 Hz
Max. amplituda Y [mm]	0,1827	0,0529	0,0510	0,1862
Frekvence s Max. hm. ovl. X	157,10 Hz	71,67 Hz	181,75 Hz	157,11 Hz
Max. hm. ovlivnění X [%]	69,04	50,45	44,87	69,04
Frekvence s Max. hm. ovl. Y	90,57 Hz	107,79 Hz	106,13 Hz	95,15 Hz
Max. hm. ovlivnění Y [%]	50,64	42,28	57,93	32,61
	Maximální výsuv smykadla			
	<i>Varianta I.</i>	<i>Varianta II.</i>	<i>Varianta III.</i>	<i>Varianta IV.</i>
Deformace X [mm]	0,0168	0,0137	0,0137	0,0168
Deformace Y [mm]	0,0286	0,0222	0,0223	0,0285
1. Vlastní frekvence [Hz]	33,29	39,08	38,85	33,42
2. Vlastní frekvence [Hz]	43,50	50,24	50,24	43,50
3. Vlastní frekvence [Hz]	78,13	78,18	78,18	78,13
Frekvence s Max. ampl. X	43,50 Hz	50,24 Hz	50,24 Hz	43,50 Hz
Max. amplituda X [mm]	1,1245	0,5784	0,5785	1,1237
Frekvence s Max. ampl. Y	33,29 Hz	39,08 Hz	38,85 Hz	33,42 Hz
Max. amplituda Y [mm]	1,5905	0,7466	0,7608	1,5724
Frekvence s Max. hm. ovl. X	192,84 Hz	50,24 Hz	50,24 Hz	192,86 Hz
Max. hm. ovlivnění X [%]	46,26	27,81	27,81	46,27
Frekvence s Max. hm. ovl. Y	33,29 Hz	256,82 Hz	201,22 Hz	33,42 Hz
Max. hm. ovlivnění Y [%]	28,31	34,48	33,69	27,26

Tab. 13 - Přehled výsledků získaných analýzami sestavy smykadla se saněmi

Výsledky uvedené v Tab. 13 ukazují vliv užitých okrajových podmínek na statickou i dynamickou tuhost stroje. Pro stanovení vlivu saní na celkovou statickou tuhost v místě nástroje je zapotřebí dát do poměru celkovou deformaci v místě nástroje, deformaci v místě nástroje pouze pro smykadlo (předchozí kapitola) a deformaci vypočtenou v této kapitole. Od deformace Varianty II. byla odečtena deformace v místě nástroje vypočtená pro smykadlo Varianta I. (předchozí kapitola). Tím byla získána čistá deformace připadající na saně s konzolou upevnění pohybového šroubu.

Referenční poloha		
<i>Deformace X (saně Var. II) – Deformace X (smykadlo Var. I) = Deformace saně X</i>		(20)
$3,070 \times 10^{-3} - 2,507 \times 10^{-3} = 0,563 \times 10^{-3} \text{ mm}$		
<i>Deformace Y (saně Var. II) – Deformace Y (smykadlo Var. I) = Deformace saně Y</i>		(21)
$5,598 \times 10^{-3} - 4,190 \times 10^{-3} = 1,408 \times 10^{-3} \text{ mm}$		
Maximální výsuv smykadla		
<i>Deformace X (saně Var. II) – Deformace X (smykadlo Var. I) = Deformace saně X</i>		(22)
$0,0137 - 0,0121 = 0,0016 \text{ mm}$		
<i>Deformace Y (saně Var. II) – Deformace Y (smykadlo Var. I) = Deformace saně Y</i>		(23)
$0,0222 - 0,0183 = 0,0039 \text{ mm}$		

Tab. 14 - Výpočet rozdílu deformací – Smykadlo/Saně

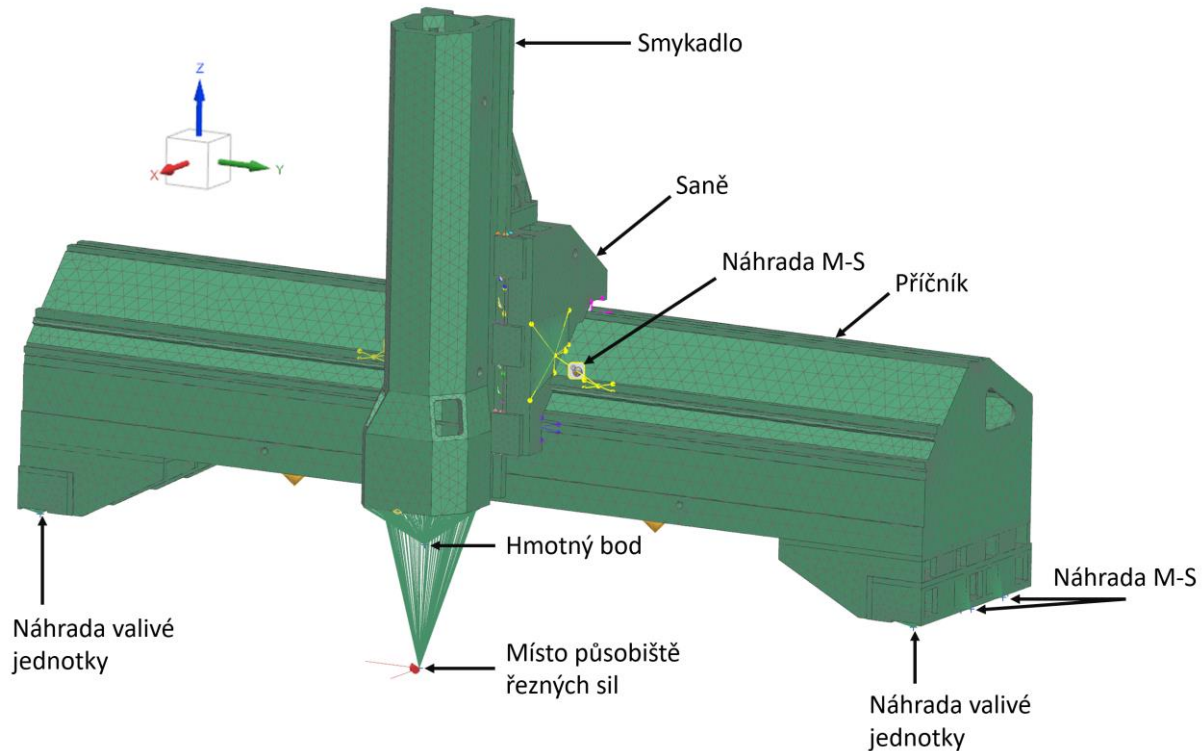
Pokud se odečte statická deformace z Varianty II., kde není uvažována tuhost „koncových“ vazeb (nahrazení valivých jednotek a pohonu M-S) od statické deformace z Varianty I. vyjde deformace připadající na použité okrajové podmínky s definovanou tuhostí.

Referenční poloha		
<i>Deformace X (saně Var. I) – Deformace X (saně Var. II) = Deformace X (okr. podmínky)</i>		(24)
$4,230 \times 10^{-3} - 3,070 \times 10^{-3} = 1,160 \times 10^{-3} \text{ mm}$		
<i>Deformace Y (saně Var. I) – Deformace Y (saně Var. II) = Deformace Y (okr. podmínky)</i>		(25)
$8,078 \times 10^{-3} - 5,598 \times 10^{-3} = 2,480 \times 10^{-3} \text{ mm}$		
Maximální výsuv smykadla		
<i>Deformace X (saně Var. I) – Deformace X (saně Var. II) = Deformace X (okr. podmínky)</i>		(26)
$0,0168 - 0,0137 = 0,0031 \text{ mm}$		
<i>Deformace Y (saně Var. I) – Deformace Y (saně Var. II) = Deformace Y (okr. podmínky)</i>		(27)
$0,0286 - 0,0222 = 0,0064 \text{ mm}$		

Tab. 15 - Výpočet deformace připadající na okrajové podmínky – Smykadlo/Saně

9.3 Příčnick

Stejně jako pro saně jsou i pro příčnick zachované hlavní díly stroje přenášející síly z místa nástroje až do uložení příčnicku. Tato úloha tedy obsahuje smykadlo, saně a příčnick. Příčnick pojíždí ve směru X na dvou valivých vodících drahách, každá je na jedné straně na podélnících.



Obr. 31 - Výpočtový model příčnicku, saní a smykadla v referenční poloze stroje

Vazby mezi jednotlivými díly byly nahrazeny tak, jak je popsáno výše v této práci. Pro referenční polohu i pro polohu s maximálním výsuvem smykadla byly vytvořeny čtyři varianty okrajových podmínek (ukotvení v prostoru).

První varianta obsahuje náhrady se směrovými tuhostmi valivých jednotek (SCHNEEBERGER MONORAIL MR 65) dle katalogu výrobce a směrovou tuhost náhrady M-S (osa X). Varianta II. naopak odebrává ve stejných místech příslušné posuvy úplně. Varianta III. zachovává obecnou tuhost náhrady M-S ve směru osy X a v místě valivých jednotek je zafixován posuv ve směru os Y a Z. Varianta IV. ponechává směrové tuhosti valivých jednotek a v místě náhrady M-S je zakázán posuv ve směru osy X. Toto je prováděno, aby byl prověřen i vliv těchto náhrad lineárních vedení a pohonu M-S. Vybrané výsledky z těchto analýz jsou uvedeny v Tab. 16. Kompletní přehled výsledku je v příloze č. 2.

	Referenční poloha			
	<i>Varianta I.</i>	<i>Varianta II.</i>	<i>Varianta III.</i>	<i>Varianta IV.</i>
Deformace X [mm]	7,016x10 ⁻³	6,845x10 ⁻³	6,891x10 ⁻³	6,970x10 ⁻³
Deformace Y [mm]	1,045x10 ⁻²	1,035x10 ⁻²	1,036x10 ⁻²	1,044 x10 ⁻²
1. Vlastní frekvence [Hz]	30,95	37,36	37,23	31,15
2. Vlastní frekvence [Hz]	47,63	48,29	48,29	47,99
3. Vlastní frekvence [Hz]	47,98	55,61	53,66	48,60
Frekvence s Max. ampl. X	47,63 Hz	37,36 Hz	53,66 Hz	31,15 Hz
Max. amplituda X [mm]	2,0399	1,3913	1,4427	1,9289
Frekvence s Max. ampl. Y	60,70 Hz	48,29 Hz	48,29 Hz	47,99 Hz
Max. amplituda Y [mm]	0,3649	0,3132	0,3121	0,3024
Frekvence s Max. hm. ovl. X	47,63 Hz	55,61 Hz	53,66 Hz	48,60 Hz
Max. hm. ovlivnění X [%]	42,28	55,18	59,98	41,32
Frekvence s Max. hm. ovl. Y	60,70 Hz	64,11 Hz	63,85 Hz	60,91 Hz
Max. hm. ovlivnění Y [%]	55,08	46,55	45,91	55,75
	Maximální výsuv smykadla			
	<i>Varianta I.</i>	<i>Varianta II.</i>	<i>Varianta III.</i>	<i>Varianta IV.</i>
Deformace X [mm]	0,0243	0,0236	0,0236	0,0243
Deformace Y [mm]	0,0339	0,0338	0,0338	0,0339
1. Vlastní frekvence [Hz]	29,64	29,77	29,76	29,65
2. Vlastní frekvence [Hz]	31,56	33,21	33,17	31,56
3. Vlastní frekvence [Hz]	40,73	51,91	50,52	41,79
Frekvence s Max. ampl. X	31,56 Hz	33,21 Hz	33,17 Hz	31,56 Hz
Max. amplituda X [mm]	5,3441	3,9242	3,9294	5,3419
Frekvence s Max. ampl. Y	29,64 Hz	29,77 Hz	29,76 Hz	29,65 Hz
Max. amplituda Y [mm]	2,6279	2,5842	2,5880	2,6247
Frekvence s Max. hm. ovl. X	40,73 Hz	51,91 Hz	50,52 Hz	41,79 Hz
Max. hm. ovlivnění X [%]	75,34	45,46	54,24	71,75
Frekvence s Max. hm. ovl. Y	72,32 Hz	81,81 Hz	81,69 Hz	72,47 Hz
Max. hm. ovlivnění Y [%]	61,37	39,48	37,71	61,54

Tab. 16 - Přehled výsledků získaných analýzami sestavy smykadla, saní a příčniku

Z Tab. 16 je dobře vidět, že vliv okrajových podmínek v místě valivých jednotek vedení příčnicku ve směru osy X je zanedbatelný (méně než 3 %). To je důsledkem vysoké tuhosti použitých valivých vedení. Z hlediska dynamických vlastností stroje jsou si Varianta I. a Varianta IV. velmi podobné, stejně tak Varianta II. s Variantou III. Jedná se vždy o stejný způsob náhrady valivých vedení (směrové tuhosti vs zákaz posuvů v konkrétním směru). Z toho plyne, že pro hodnocení statické tuhosti nehraje způsob náhrady valivých jednotek téměř žádnou roli, ale pro dynamické chování stroje může mít i zásadní vliv. V tomto případě náhrad M-S jsou rozdíly mezi statickými tuhostmi zanedbatelné (nejvíce vypovídající je porovnání Varianty II. s Variantou III. mezi nimiž je rozdíl pouze v této vazbě). Stejně tak dynamické tuhosti těchto variant jsou srovnatelné. Rozdílem je vlastní frekvence, při které dojde k maximální absolutní amplitudě výkmitu v místě nástroje při dynamickém buzení.

Aby bylo možné stanovit vliv příčnicku na celkovou statickou deformaci byly provedeny následující rozdíly deformací výpočtových variant pro saně a smykadlo.

Referenční poloha		
<i>Deformace X (příčnick Var. II) – Deformace X (saně Var. I) = Deformace příčnick X</i>		(28)
$6,845 \times 10^{-3} - 4,230 \times 10^{-3} = 2,615 \times 10^{-3} \text{ mm}$		
<i>Deformace Y (příčnick Var. II) – Deformace Y (saně Var. I) = Deformace příčnick Y</i>		(29)
$1,035 \times 10^{-2} - 8,078 \times 10^{-3} = 2,272 \times 10^{-3} \text{ mm}$		
Maximální výsuv smykadla		
<i>Deformace X (příčnick Var. II) – Deformace X (saně Var. I) = Deformace příčnick X</i>		(30)
$0,0236 - 0,0168 = 0,0068 \text{ mm}$		
<i>Deformace Y (příčnick Var. II) – Deformace Y (saně Var. I) = Deformace příčnick Y</i>		(31)
$0,0338 - 0,0286 = 0,0052 \text{ mm}$		

Tab. 17 - Výpočet rozdílu deformací - Smykadlo/Saně/Příčnick

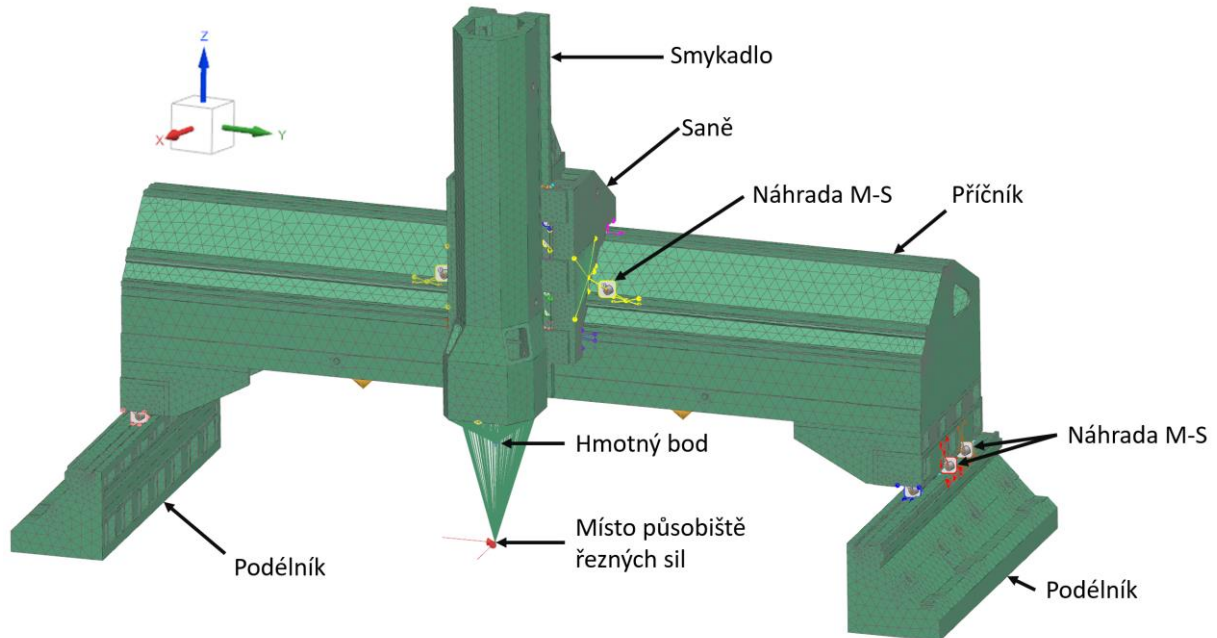
Pouhým odečtením hodnot deformací z Variant I. a II. je získán vliv okrajových podmínek na statickou deformaci v místě nástroje.

Referenční poloha		
<i>Deformace X (Var. I) – Deformace X (Var. II) = Deformace X (okr. podmínky příčnick)</i>		(32)
$7,016 \times 10^{-3} - 6,845 \times 10^{-3} = 0,171 \times 10^{-3} \text{ mm}$		
<i>Deformace Y (Var. I) – Deformace Y (Var. II) = Deformace Y (okr. podmínky příčnick)</i>		(33)
$1,045 \times 10^{-2} - 1,035 \times 10^{-2} = 0,010 \times 10^{-2} \text{ mm}$		
Maximální výsuv smykadla		
<i>Deformace X (Var. I) – Deformace X (Var. II) = Deformace X (okr. podmínky příčnick)</i>		(34)
$0,0243 - 0,0236 = 0,0007 \text{ mm}$		
<i>Deformace Y (Var. I) – Deformace Y (Var. II) = Deformace Y (okr. podmínky příčnick)</i>		(35)
$0,0339 - 0,0338 = 0,0001 \text{ mm}$		

Tab. 18 - Výpočet deformace připadající na okrajové podmínky - Smykadlo/Saně/Příčnick

9.4 Podélníky

Pro stanovení vlivu podélníku na celkovou tuhost v místě nástroje byl použit výpočtový model zachovávající všechny hlavní díly od podélníku po smykadlo (Obr. 32). Vazby zachovávají tuhosti spojů mezi těmito díly, tak jak bylo popsáno již v předchozích kapitolách.



Obr. 32 - Výpočtový model pro stanovení vlivu podélníků na celkovou tuhost v místě nástroje při referenční poloze stroje

Podélníky jsou ve skutečnosti připevněny přes fixátory (FIXING LEVELLERS WSP III) ke stojanům, které jsou přes kotevní šrouby připevněny do základu. Náhrada fixátorů je v tomto výpočtovém modelu provedena ve dvou variantách pro obě zkoumané polohy stroje (referenční poloha a poloha s maximálním výsuvem smykadla). Varianta I. zachovává v náhradách směrové tuhosti fixátorů (dle výzkumů provedených na ZČU v kombinaci s katalogovými daty), konkrétně 5 000 kN/mm ve směru osy Z (normálová tuhost) a 500 kN/mm v osách X a Y (boční tuhost). Varianta II. v místech fixátorů odebírá všechny posuvy („směrově vetknuto“).

Vybrané výsledky provedených analýz jsou uvedeny v Tab. 19. Všechny výsledky jsou uvedeny v příloze č. 2.

	Referenční poloha		Maximální výsuv smykadla	
	Varianta I.	Varianta II.	Varianta I.	Varianta II.
Deformace X [mm]	$7,198 \times 10^{-3}$	$7,186 \times 10^{-3}$	0,0251	0,0250
Deformace Y [mm]	$1,115 \times 10^{-2}$	$1,102 \times 10^{-2}$	0,0348	0,0347
1. Vl. fr. [Hz]	25,16	25,69	27,94	28,37
2. Vl. fr. [Hz]	38,97	41,22	28,31	28,65
3. Vl. fr. [Hz]	40,95	41,78	34,24	34,71
Fr. Max. ampl. X	40,95 Hz	25,69 Hz	27,94 Hz	28,37 Hz
Max. ampl. X [mm]	3,1638	2,6311	5,2200	3,8169
Fr. Max. ampl. Y	38,97 Hz	41,78 Hz	27,94 Hz	28,37 Hz
Max. ampl. Y [mm]	0,9027	0,5644	3,8951	3,5332
Fr. Max. hm. ovl. X	25,16 Hz	25,69 Hz	34,24 Hz	34,71 Hz
Max. hm. ovl. X [%]	41,97	40,16	51,36	54,04
Fr. Max. hm. ovl. Y	38,97 Hz	41,22 Hz	44,60 Hz	47,27 Hz
Max. hm. ovl. Y [%]	80,10	54,40	58,13	60,04

Tab. 19 - Přehled výsledků získaných analýzami na výpočtovém modelu zahrnujícím podélníky

Výsledky potvrzují, že pro statickou deformaci v místě nástroje tyto velmi tuhé náhrady nehrají téměř žádnou roli a výsledky statické tuhosti jsou pro obě varianty bezmála identické. Pro stanovení vlivu podélníků na celkové tuhost v místě nástroje byly provedeny obdobné výpočty rozdílů deformací jako v předchozích variantách.

Referenční poloha	
<i>Deformace X (podélníky Var. II) – Deformace X (příčnick Var. I) = Deformace podélníky X</i>	(36)
$7,186 \times 10^{-3} - 7,016 \times 10^{-3} = 0,152 \times 10^{-3} \text{ mm}$	
<i>Deformace Y (podélníky Var. II) – Deformace Y (příčnick Var. I) = Deformace podélníky Y</i>	(37)
$1,102 \times 10^{-2} - 1,045 \times 10^{-2} = 0,057 \times 10^{-2} \text{ mm}$	
Maximální výsuv smykadla	
<i>Deformace X (podélníky Var. II) – Deformace X (příčnick Var. I) = Deformace podélníky X</i>	(38)
$0,0250 - 0,0243 = 0,0007 \text{ mm}$	
<i>Deformace Y (podélníky Var. II) – Deformace Y (příčnick Var. I) = Deformace podélníky Y</i>	(39)
$0,0347 - 0,0339 = 0,0008 \text{ mm}$	

Tab. 20 - Výpočet rozdílu deformací - Smykadlo/Saně/Příčnick/Podélníky

Pro stanovení vlivu vazby nahrazující fixátory byla odečtena statická deformace v místě nástroje z Varianty II. od Varianty I.

Referenční poloha		
$Deformace X (Var.I) - Deformace X (Var.II) = Deformace X (okr. podmínky podélníky)$		(40)
$7,198 \times 10^{-3} - 7,186 \times 10^{-3} = 0,012 \times 10^{-3} \text{ mm}$		
$Deformace Y (Var.I) - Deformace Y (Var.II) = Deformace Y (okr. podmínky podélníky)$		(41)
$1,115 \times 10^{-2} - 1,102 \times 10^{-2} = 0,013 \times 10^{-2} \text{ mm}$		
Maximální výsuv smykadla		
$Deformace X (Var.I) - Deformace X (Var.II) = Deformace X (okr. podmínky podélníky)$		(42)
$0,0251 - 0,0250 = 0,0001 \text{ mm}$		
$Deformace Y (Var.I) - Deformace Y (Var.II) = Deformace Y (okr. podmínky podélníky)$		(43)
$0,0348 - 0,0347 = 0,0001 \text{ mm}$		

Tab. 21 - Výpočet deformace připadající na okrajové podmínky - Smykadlo/Saně/Příčnik/Podélníky

9.5 Stojany

Při ověřování vlivu stojanů se jedná o kompletní model celého stroje. Oproti již uvedeným skutečnostem je vytvořena varianta, kde náhrady ukotvení do základu odpovídají vetknutí s předpokládanou tuhostí a tlumením kotevních šroubů a základu. Znovu byla prověřena referenční poloha stroje a poloha s maximálním výsuvem smykadla.

	Referenční poloha		Maximální výsuv smykadla	
	<i>Varianta I.</i>	<i>Varianta II.</i>	<i>Varianta I.</i>	<i>Varianta II.</i>
Deformace X [mm]	$7,592 \times 10^{-3}$	$7,578 \times 10^{-3}$	0,0254	0,0254
Deformace Y [mm]	0,0129	0,0128	0,0368	0,0367
1. VI. fr. [Hz]	20,50	20,64	21,08	21,31
2. VI. fr. [Hz]	22,20	22,49	22,83	23,00
3. VI. fr. [Hz]	35,11	35,21	30,37	30,42
Fr. Max. ampl. X	35,11 Hz	35,21 Hz	22,83 Hz	30,42 Hz
Max. ampl. X [mm]	4,3984	4,4898	8,7689	5,4679
Fr. Max. ampl. Y	22,20 Hz	20,49 Hz	21,08 Hz	21,31 Hz
Max. ampl. Y [mm]	8,257	9,4424	9,4700	9,0472
Fr. Max. hm. ovl. X	20,50 Hz	20,64 Hz	22,83 Hz	23,00 Hz
Max. hm. ovl. X [%]	57,03	56,48	58,86	58,06
Fr. Max. hm. ovl. Y	20,22 Hz	22,49 Hz	21,08 Hz	21,31 Hz
Max. hm. ovl. Y [%]	82,57	82,32	74,55	73,78

Tab. 22 - Přehled vybraných výsledků analýz provedených na výpočtovém modelu celého stroje

Varianta II. odpovídá skutečností uvedeným v kapitole 8.2 respektive kapitole 8.3.

Aby bylo možné stanovit vliv stojanů, byly provedeny obdobné rozdíly deformací jako u ostatních prověřovaných dílů. Výsledky jsou uvedeny níže.

Referenční poloha	
<i>Deformace X (stojany Var. II) – Deformace X (podélníky Var. I) = Deformace stojany X</i>	(44)
$7,578 \times 10^{-3} - 7,198 \times 10^{-3} = 0,380 \times 10^{-3} \text{ mm}$	
<i>Deformace Y (stojany Var. II) – Deformace Y (podélníky Var. I) = Deformace stojany Y</i>	(45)
$1,280 \times 10^{-2} - 1,115 \times 10^{-2} = 0,175 \times 10^{-2} \text{ mm}$	
Maximální výsuv smykadla	
<i>Deformace X (stojany Var. II) – Deformace X (podélníky Var. I) = Deformace stojany X</i>	(46)
$0,0254 - 0,0251 = 0,0003 \text{ mm}$	
<i>Deformace Y (stojany Var. II) – Deformace Y (podélníky Var. I) = Deformace stojany Y</i>	(47)
$0,0367 - 0,0348 = 0,0019 \text{ mm}$	

Tab. 23 - Výpočet rozdílů deformací - Smykadlo/Saně/Příčník/Podélníky/Stojany

Pro zjištění vlivu vazby nahrazující kotevní šrouby při použití tuhostí a při fixaci posuvů byly provedeny následující rozdíly hodnot.

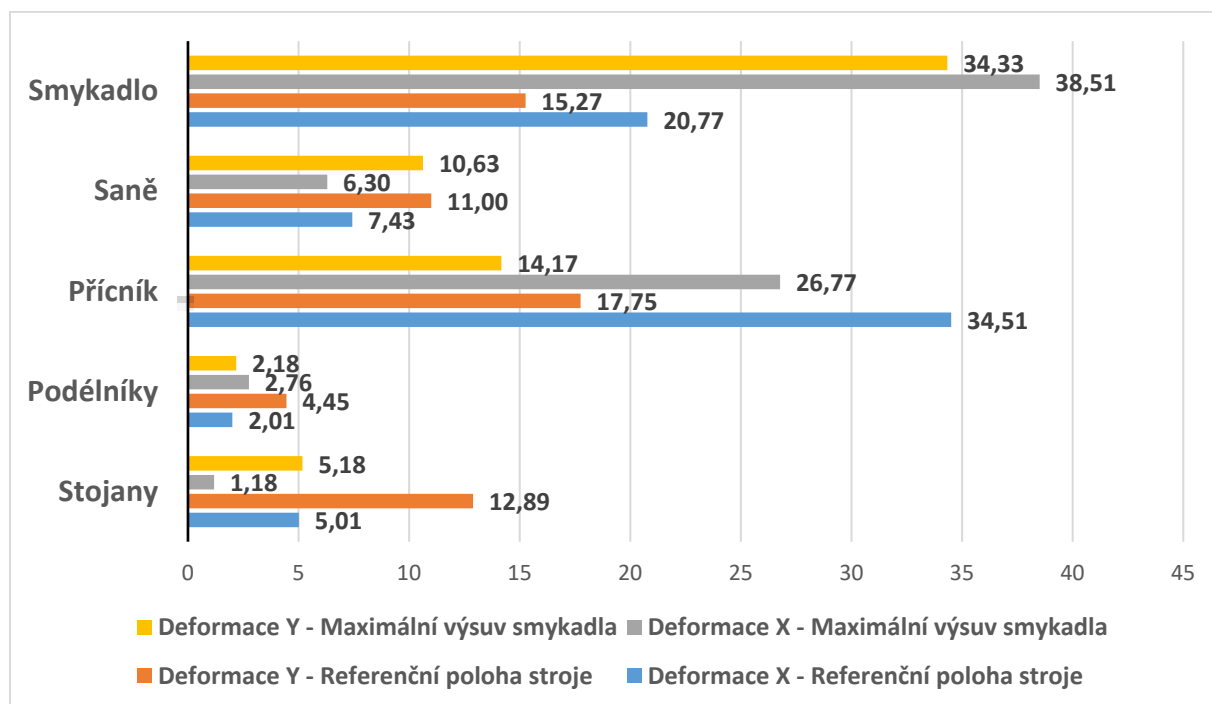
Referenční poloha	
<i>Deformace X (Var. I) – Deformace X (Var. II) = Deformace X (okr. podmínky stojany)</i>	(48)
$7,592 \times 10^{-3} - 7,578 \times 10^{-3} = 0,014 \times 10^{-3} \text{ mm}$	
<i>Deformace Y (Var. I) – Deformace Y (Var. II) = Deformace Y (okr. podmínky stojany)</i>	(49)
$0,0129 - 0,0128 = 0,0001 \text{ mm}$	
Maximální výsuv smykadla	
<i>Deformace X (Var. I) – Deformace X (Var. II) = Deformace X (okr. podmínky stojany)</i>	(50)
$0,0254 - 0,0254 = 0,0000 \text{ mm}$	
<i>Deformace Y (Var. I) – Deformace Y (Var. II) = Deformace Y (okr. podmínky stojany)</i>	(51)
$0,0368 - 0,0367 = 0,0001 \text{ mm}$	

Tab. 24 - Výpočet deformace připadající na okrajové podmínky - Smykadlo/Saně/Příčník/Podélníky/Stojany

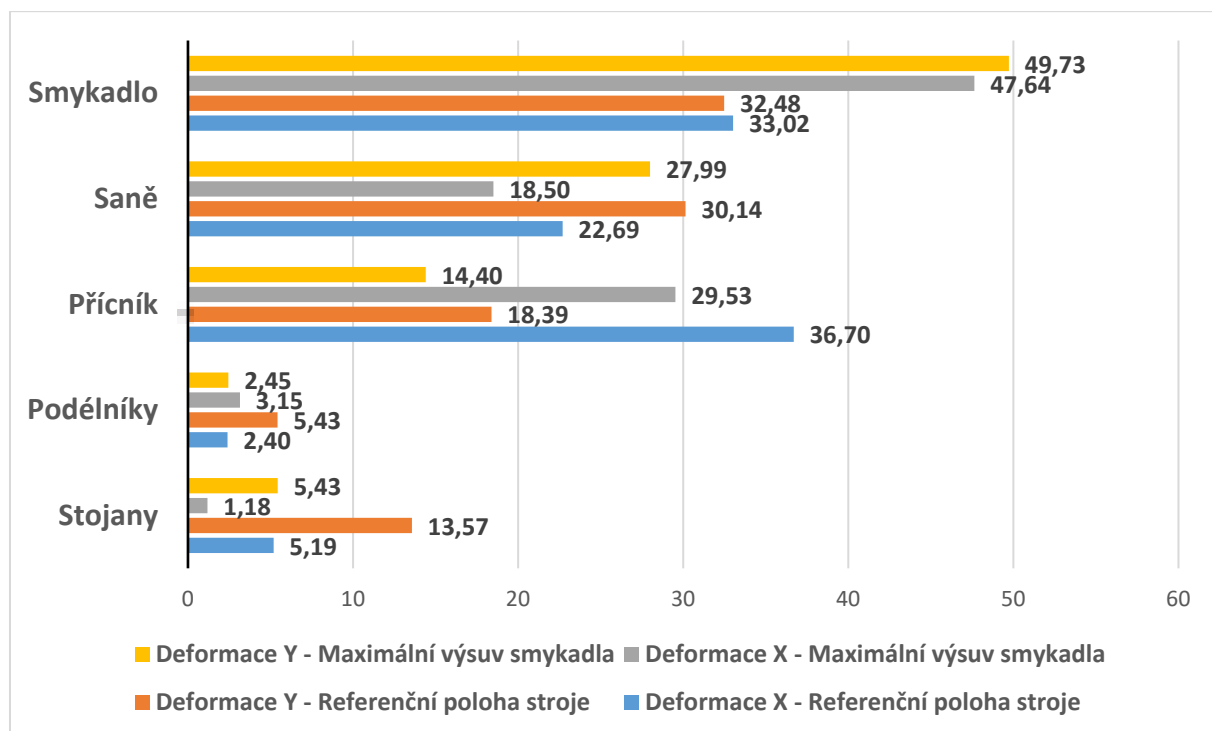
Z výsledných hodnot rozdílů variant plyne, že na statickou deformaci v místě nástroje má způsob náhrady ukotvení do základu zanedbatelný vliv.

9.6 Zhodnocení

Procentuální podíl na celkové deformaci v místě nástroje pro jednotlivé hlavní zkoumané díly portálového obráběcího stroje FPPC500 jsou uvedeny na následujících grafech.



Obr. 33 - Graf vlivu jednotlivých dílů na deformaci v místě nástroje vyjádřený v procentech (vůči celkové deformaci)



Obr. 34 - Graf vlivu jednotlivých dílů se zahrnutím tuhosti koncové vazby na deformaci v místě nástroje [%]

Na Obr. 33 je graf znázorňující vliv jednotlivých dílů na deformaci v místě nástroje vycházející z výpočtů deformací uvedených v předchozích kapitolách. Takto získaný podíl bere v potaz jen samotné tělo dílu (model) bez vazeb a okrajových podmínek. Oproti tomu na Obr. 34 je do podílu deformace zahrnuta i vazba (okrajová podmínka) nahrazující spoj s dalším tělesem (u stojanu se základem).

Z provedený analýz vyplývá, že největší vliv na statickou deformaci v místě nástroje mají smykadla a příčník, jejich vliv se převrací dle polohy stroje. Při maximálním výsuvu smykadla je největší podíl deformace právě na smykadle a v referenční poloze stroje připadá největší podíl deformace na příčník. Analýzy také ukazují na možnost zjednodušení v podobě odebrání některých dílů z výpočtového modelu (stojany, podélníky). Takovéto vynechání dílů zjednoduší výpočtový model, výpočet se zrychlí a zmenší se kumulativní chyba náhrad spojů mezi díly. Odchylka ve výsledné deformaci v místě nástroje je poté mezi 5 – 10 %.

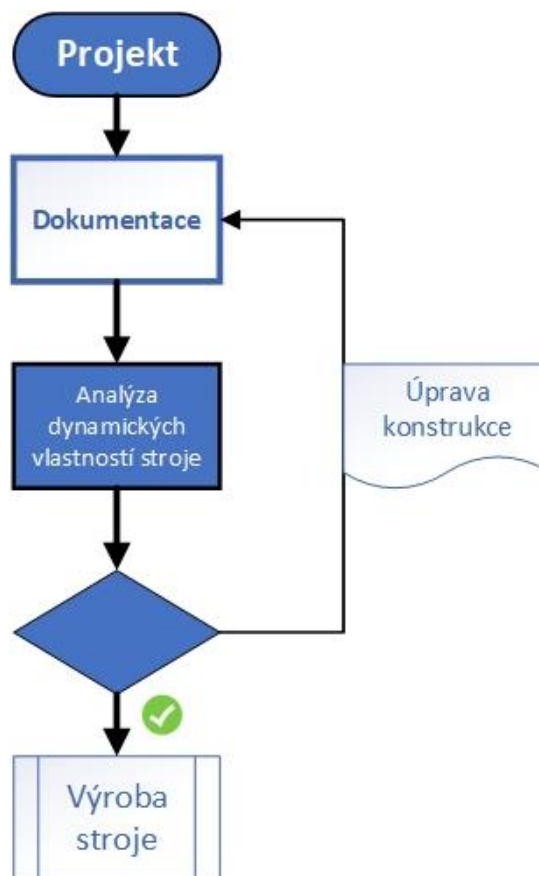
Pro hodnocení vlivu na dynamickou stabilitu stroje bylo uváděno hmotnostní ovlivnění, hodnoty třech prvních vlastních frekvencí a amplitudy výkmitu v závislosti na dynamické zatěžování. Během analýz bylo zjištěno, že velké procento hmotnostního ovlivnění při konkrétní vlastní frekvenci nemusí znamenat problém, stejně tak nízké procento ovlivnění hmoty nemusí zaručit stabilitu řezného procesu. Ověření struktury na odezvu vlivem buzení funkcí „linear-sweep“ (krok 1 Hz v rozsahu budících frekvencí 0 – 500 Hz) ukázala, že jednotlivé díly a jejich sestavy vykazují jednu až pět oblastí, kterým je třeba věnovat větší pozornost. Toto bylo podchyceno kontrolou odezvy struktury výpočtového modelu na budící frekvence o hodnotách vypočtených v modální analýze (vypočtené vlastní frekvence). Tato analýza často ukázala na jinou problematickou vlastní frekvenci než prověření pomocí funkce „linear-sweep“. Ve většině případů se tato vlastní frekvence shoduje s frekvencí, kde dochází k velkému hmotnostnímu ovlivnění.

Dalším poznatkem ohledně dynamického chování stroje je, že pokud některý z dílů není sám o sobě problematický, nemá tendenci nekontrolovatelně oscilovat při vlastní frekvenci, nemá hlubší význam jeho samostatné zkoumání. Vždy je pro díl určující jakým způsobem je spojen s dalším dílem, respektive vyplynulo, že každý díl je přímo ovlivněn jak tuhostí spoje tak tuhostí navazujícího dílu dále od místa působiště řezných sil. Tzn. například smykadla je nejvíce ovlivněno vazbou se saněmi a tuhostí samotných saní, saně jsou ovlivněny především tuhostí spoje s příčníkem a samotnou tuhostí příčníku. Z analýz bylo dále zjištěno, že podélníky a stojany není nutné uvažovat do výpočtu statických deformací, a to díky vysoké tuhosti těchto dílů. Náhradu je možné vytvořit pouze s tuhostí spoje mezi příčníkem a podélníky. Pro dynamické vlastnosti stroje toto ovšem neplatí. Je to způsobeno tím, že okrajové podmínky, tuhost spojů a vlastní útlumové charakteristiky dílů hrají výraznou roli v podobě dynamického chování stroje. To je hlavní důvod proč je u výsledků možné sledovat, že se první vlastní frekvence posouvá hodnotou níže s každým dalším dílem v prověřovaném výpočtovém modelu.

Zvyšování hodnot tlumení v prvcích nahrazujících spojení mezi díly, ať už pevné nebo pohyblivé, nehraje pro výsledné statické deformace žádnou roli, stejně tak nezmění hodnoty vlastních frekvencí, dokonce ani procentuální hmotnostní ovlivnění těmito frekvencemi. Nicméně správné nastavení tlumících koeficientů (hodnot tlumení v konkrétních směrech) je nezbytné pro hodnocení konstrukce z hlediska dynamické stability, respektive odolnosti proti samobuzenému regenerativnímu kmitání.

10 Stanovení hodnotícího kritéria dynamické stability obráběcího stroje

Kritériem je využití jmenovitého výkonu v pracovním prostoru stroje a při nasazení technologických zařízení. Metody k hodnocení konstrukce jsou statická a dynamická tuhost. Statická tuhost je dána odečtením deformací v místě nástroje po zatížení řeznými silami. U dynamické tuhosti se hodnotí maximální amplituda výkmitu v místě nástroje při buzení silou při vlastních frekvencích. Dále je třeba zhodnotit ovlivnění stroje předpokládaným spektrem buzení (obráběcími operacemi). Pro zajištění stability řezného procesu je třeba zhodnotit konstrukci proti regenerativnímu samobuzenému kmitání.



Obr. 35 - Implementace analýzy dynamických vlastností do procesu výroby/návrhu stroje

Užití analýzy dynamických vlastností při vývoji (Obr. 35) umožňuje optimalizovat konstrukci stroje ve vztahu užitné hodnoty k nákladům. Užitejšími hodnotami jsou zde výkon obrábění při hrubovacích operacích a přesnost při dokončování. Náklady i užitné hodnoty jsou určeny volbou materiálu (ocel, litina, kompozity), rozměry dílů a technologickou náročností (odlitek, svařenec, žebrování, tloušťky stěn), dále počtem a rozměrem použitých prvků (např. valivých jednotek).

10.1 Charakteristické parametry dynamické stability obráběcího stroje

Dynamická stabilita stroje při obrábění je určena:

- Statickou poddajností
- Dynamickou poddajností
- Směrovými faktory obrábění (směr řezné síly a pohybu nástroje)
- Řeznými podmínkami nástroje (otáčky nástroje nebo obrobku, hloubka třísky, velikost posuvu, materiál a geometrie břitu nástroje)
- Materiálem obrobku

Při konstrukci stroje je nutné dosáhnout co nejnižších hodnot statické a dynamické poddajnosti s přihlédnutím k technologickému určení stroje. Vyšší hodnoty tuhosti stroje je nutné zvolit v případě výkonného obrábění a při obrábění houževnatých materiálů.

Statická a dynamická poddajnost se určuje ve 3 souřadnicích v podobě přímé a nepřímé poddajnosti, obecný model dynamické poddajnosti stroje vpadá následovně:

$$\begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{FxX} & G_{FyX} & G_{FzX} \\ G_{FxY} & G_{FyY} & G_{FzY} \\ G_{FxZ} & G_{FyZ} & G_{FzZ} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} \quad (52)$$

$$\{\vec{X}\} = [G] \{\vec{F}\} \quad (53)$$

Kde \vec{X} je vektor posunutí (deformací) v souřadnicích X, Y, Z. Matice poddajností G se skládá z dílčích poddajností, kde na diagonále jsou tři přímé poddajnosti. Ostatní poddajnosti jsou nepřímé. Vektor sil \vec{F} je složen ze sil F_x, F_y, F_z . Pro projekt stroje jsou rozhodující přímé poddajnosti na diagonále, nepřímé poddajnosti mohou sloužit pro ověření linearity výpočtu případně pro výzkum vlastností stroje při zahrnutí směrových faktorů obrábění. [13]

Z hlediska regenerativního samobuzeného kmitání je vhodné prověřit odezvu systému na buzení v místě nástroje. V tomto místě zhodnotit absolutní hodnoty orientované dynamické poddajnosti a reálnou negativní část orientované dynamické poddajnosti. Orientovaná dynamická poddajnost popisuje relativní pohyb mezi obrobkem a nástrojem ve směru tloušťky třísky. Tento relativní pohyb vyvolává změnu tloušťky třísky ve směru kolmém na obráběnou plochu a tím způsobuje kolísání řezné síly. Předpokladem orientované dynamické poddajnosti $G_g(j\omega)$ jsou geometrické vztahy obrobku a nástroje, které pak určují polohu vektorů síly $F(j\omega)$ a posuvu $x_d(j\omega)$. [13]

$$G_g(j\omega) = \frac{x_d(j\omega)}{F(j\omega)} \quad (54)$$

10.2 Výchozí kritérium

Pro stanovení mezních hodnot statické a dynamické tuhosti obráběcího stroje jsou uvedeny vhodné údaje v literatuře *Werkeugmaschinen 5* [13], které jsou výsledkem experimentálního výzkumu. Hodnoty pro frézovací stroje a soustruhy se odvodí z diagramů 2 typů.

Diagram typu 1 vyjadřuje tuhost v závislosti na charakteristickém rozměru stroje. Pro soustruhy je tento rozměr dán následujícím vztahem.

$$D = \frac{D_L + D_S}{2} \quad (55)$$

Kde D_L je oběžný průměr nad ložem a D_S je oběžný průměr na suportem.

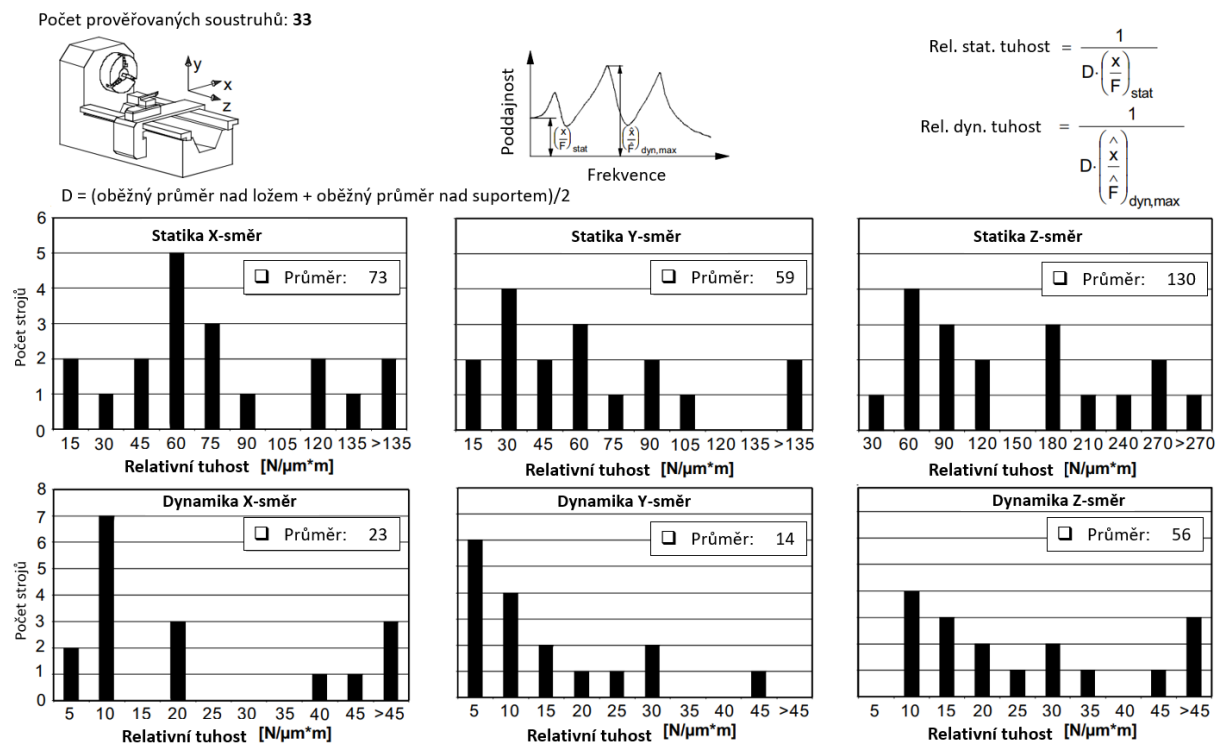
Pro frézovací stroje je tento charakteristický rozměr dán vztahem (56).

$$L = \sqrt{X_{max} \cdot Z_{max}} \quad (56)$$

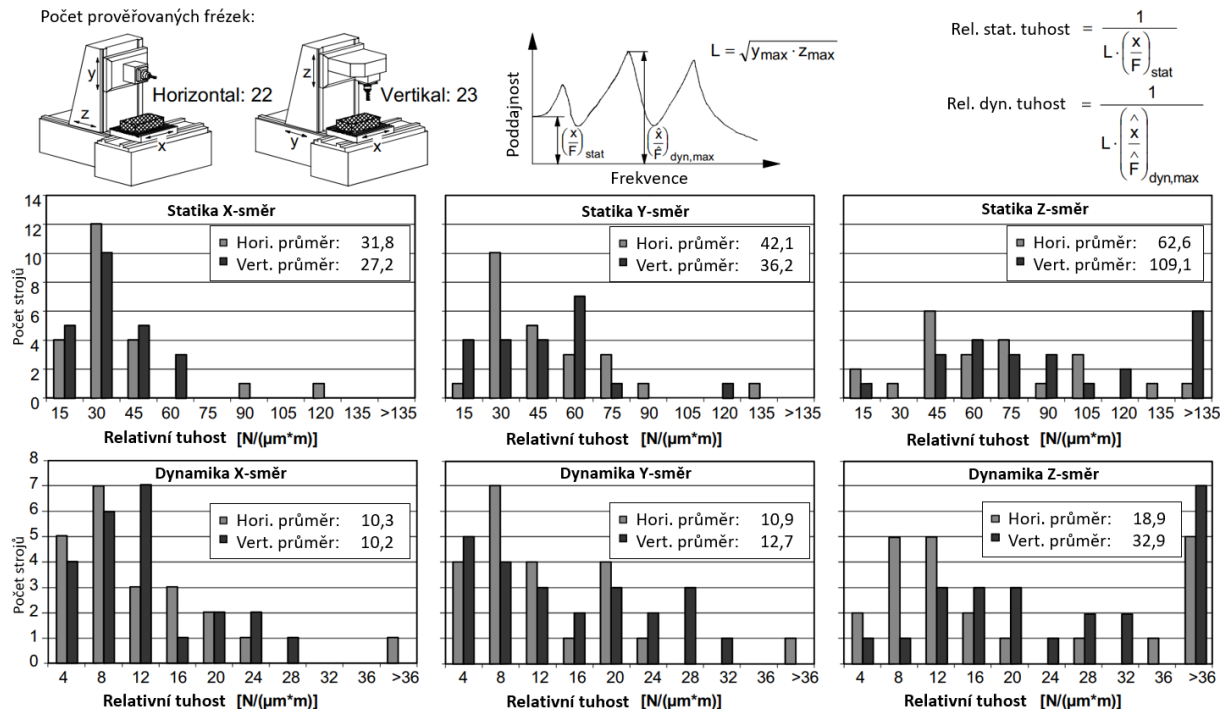
Kde X_{max} a Z_{max} jsou maximální pojezdy v souřadnicích X a Z. Pro portálové stroje jsou tyto rozměry brány jako příčný posuv a vertikální posuv (ve zkoumaném případě výsuv smykadla). Tuhost k_1 je násobkem charakteristického rozměru stroje (D nebo L) s relativní tuhostí k_{r1} .

$$k_1 = \text{relativní tuhost } k_{r1} [N/\mu m \cdot m] \cdot \text{Charakteristický rozměr stroje } [m] \quad (57)$$

Relativní tuhosti $kr1$ jsou obsaženy v Obr. 36 a Obr. 37 pro statickou a dynamickou tuhost v souřadnicích X, Y, Z.



Obr. 36 - Relativní tuhost $kr1$ vztahovaná k charakteristickému rozměru soustruhu D [13]

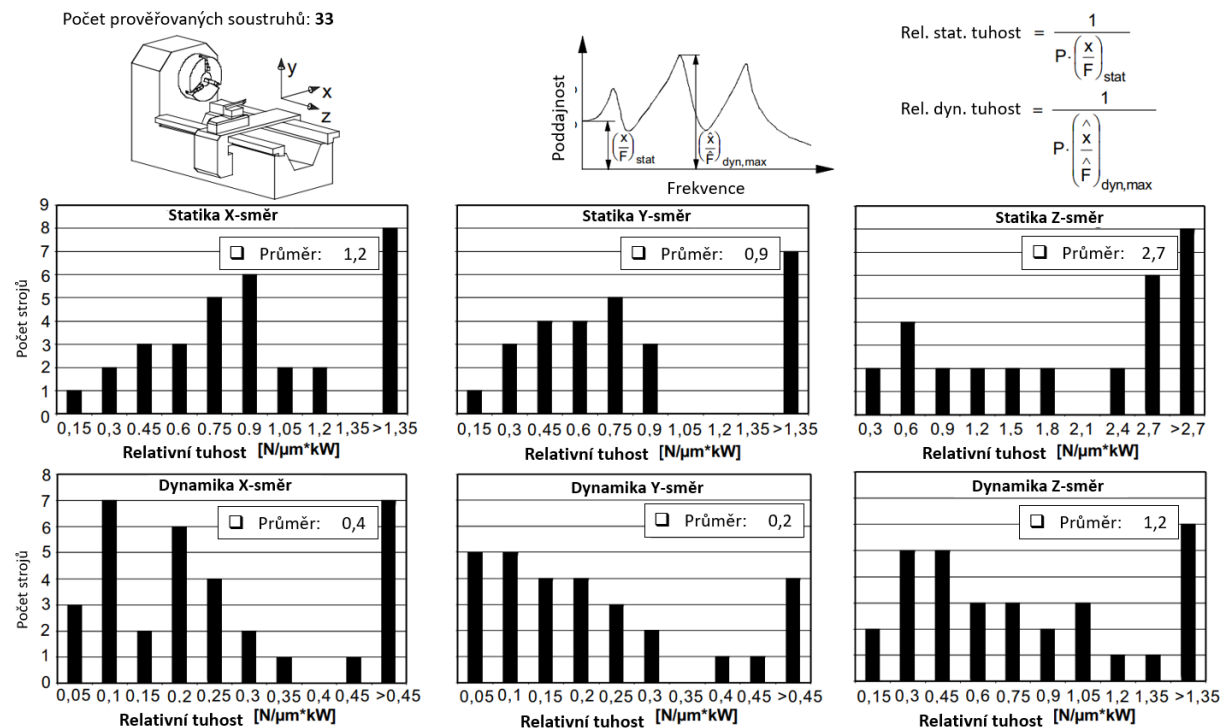


Obr. 37 - Relativní tuhost kr1 vztažená k charakteristickému rozměru frézovacího stroje L [13]

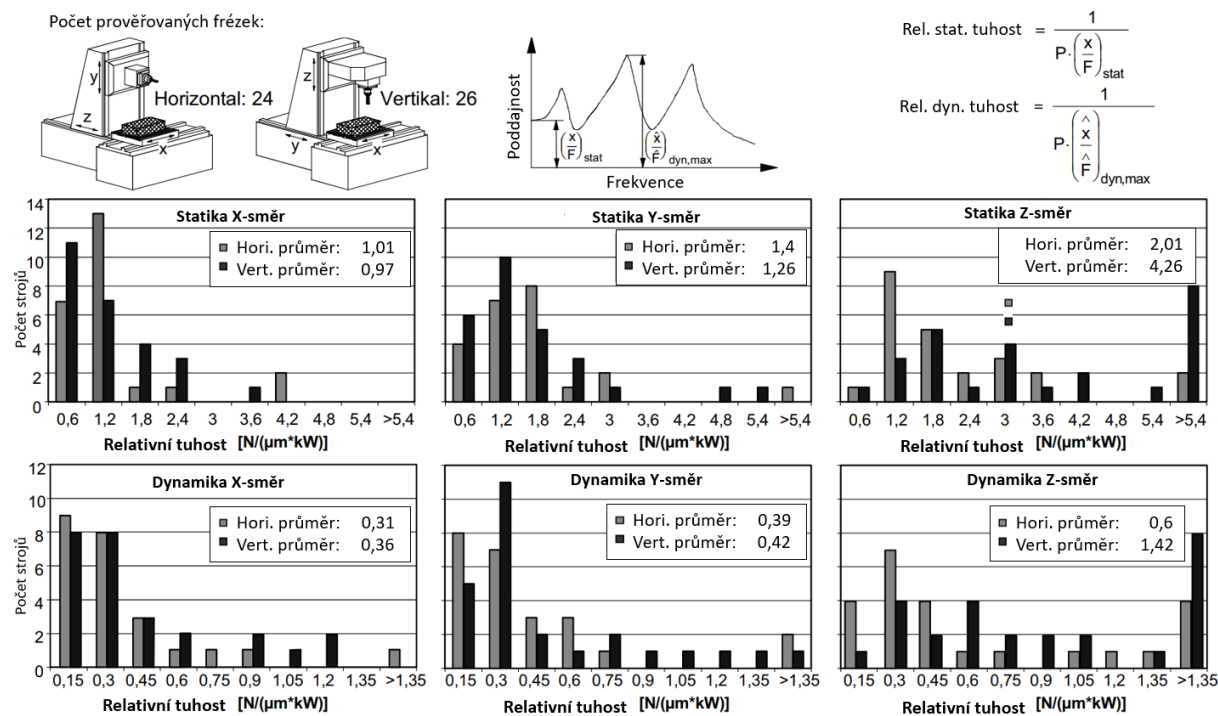
Diagram typu 2 vyjadřuje tuhost v závislosti na výkonu stroje. Výsledná tuhost k_2 je dána násobkem výkonu stroje a relativní tuhosti k_{r2} .

$$k_2 = \text{relativní tuhost } k_{r2} [N/\mu m \cdot kW] \cdot \text{výkon stroje } [kW] \quad (58)$$

Relativní tuhosti k_{r2} jsou obsaženy v Obr. 38 a Obr. 39 pro statickou a dynamickou tuhost v souřadnicích X, Y, Z.



Obr. 38 - Relativní tuhost kr2 vztažená k výkonu soustruhu [13]



Obr. 39 - Relativní tuhost kr2 vztahená k výkonu frézovacího stroje [13]

10.3 Zpřísněné hodnotící kritérium

Zpřísněné hodnotící kritérium je výchozí kritérium v kombinaci s prezentovanými dynamickými výpočty. Tzn. s přihlédnutím k hmotnostnímu ovlivnění, amplitudě výkmitu při buzení vlastními frekvencemi a ostrosti odezvy na buzení v pásu frekvencí. Výsledné hodnoty amplitud výkmitu je zapotřebí zhodnotit také z hlediska stability obrábění, respektive dle teorie samobuzeného regenerativní kmitání. K tomuto účelu poslouží zhodnocení matice obecného modelu (52). Dalším prvkem hodnocení bude záporná reálná část orientované poddajnosti dle teorie regenerativního samobuzeného kmitání. Stroj je dynamicky stabilnější, čím menší je absolutní negativní reálná část orientované dynamické poddajnosti $Re\{G_g(jf)\}_{neg}$. Tuto hodnotu lze dále použít pro stanovení mezní šířky třísky a zhodnotit tak produktivitu konkrétního řezného procesu. [13] [29]

Výraz pro mezní šířku třísky vyplývá z 1. Nyquistovy podmínky stability:

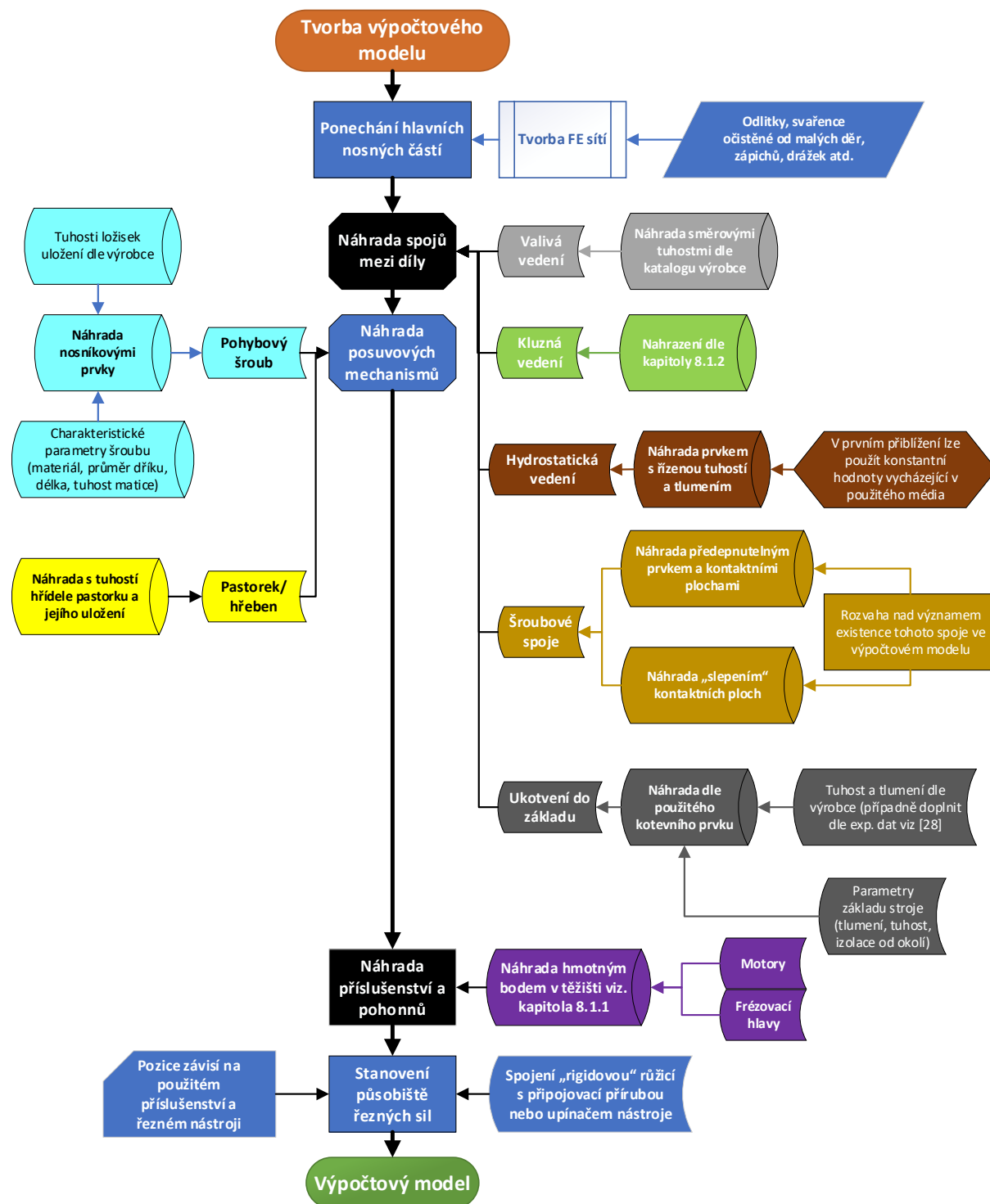
$$b_{cr} = \frac{1}{2k_{cb} \left| Re\{G_g(jf)\}_{neg} \right|} \quad (59)$$

Kritická šířka třísky tedy závisí na součiniteli k_{cb} (konstatnta obráběného materiálu - specifická dynamická tuhost řezu [N/mm^2]) a záporné reálné části orientované dynamické poddajnosti $Re\{G_g(jf)\}_{neg}$. Minimum tloušťky třísky je pak dáno maximální absolutní hodnotou negativní reálné části. [13] [29]

$$b_{cr_min} = \frac{1}{2k_{cb} \left| Re\{G_g(jf)\}_{neg} \right|_{max}} \quad (60)$$

11 Aplikace metodiky

Metodika je spojením tvorby modelu a stanovením určujících hodnot pro ověření statické a dynamické poddajnosti.

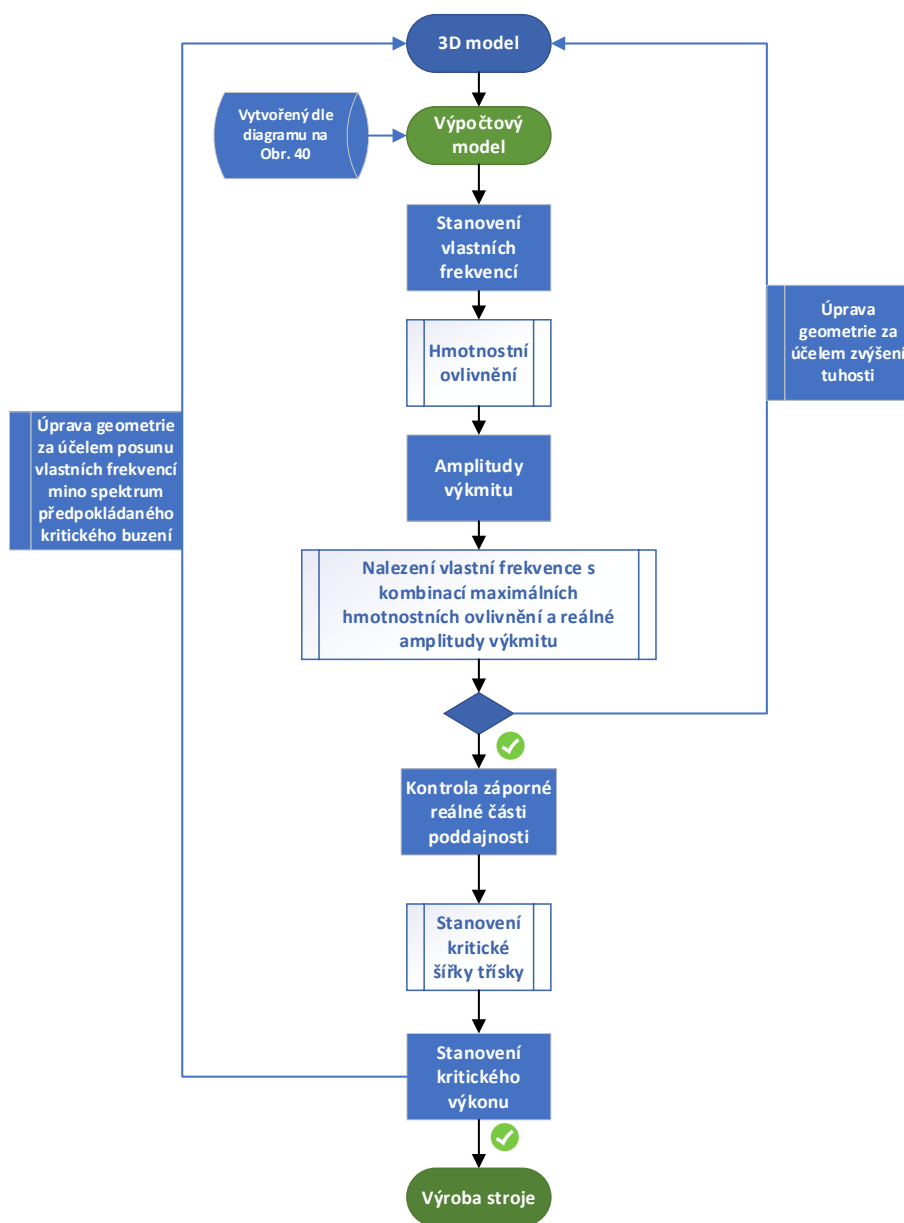


Obr. 40 - Vývojový diagram sestavení výpočtového modelu pro nový návrh stroje

Výpočtový model sestavený dle vývojového diagramu na Obr. 40 lze využít jak pro výpočet statické tak dynamické poddajnosti. Výsledky statických deformací z takto postaveného výpočtového modelu budou velice přesné, rozdíl od měření se bude nacházet v řádu jednotek procent. Dynamické chování takto sestaveného výpočtového modelu bude dávat uspokojivý pohled na vlastnosti budoucího stroje a především dovolí odhalit problematické oblasti konstrukce. V závislosti na znalosti a přesnosti zanesení tuhostí a tlumení spojů a vedení bude dána i velikost odchylky od měření dynamických vlastností stroje.

Hodnocení statické poddajnosti je posléze snadné. Po zatížení výpočtového modelu v místě nástroje a odečtení deformace v tomtéž místě lze snadno stanovit tuhost (síla potřebná na deformaci 1 mm). Poddajnost stroje je převrácená hodnota tuhosti v místě nástroje. Z předpokladů pro obrábění je možné tyto hodnoty porovnat s dovolenými deformacemi, či s tuhostmi z experimentálních měření, jak je to naznačeno ve stanovení výchozího kritéria.

Začlenění hodnocení dynamické stability do návrhu stroje bude provedené dle následujícího diagramu.



Obr. 41 - Vývojový diagram kontroly dynamických parametrů návrhu konstrukce

V případě, že je proces zaměřen na změnu konstrukce nebo parametrů stávajícího provedení stroje, celý postup je možno zjednodušit v podobě složitosti vazeb mezi díly. Vytvoří se dva shodně výpočtové modely s rozdílem provedené změny (výměna příslušenství - > změna hmotného bodu; změna výkonu - > změna zátěžné síly; změna otáček -> změna budící frekvence; změna konstrukce -> změna 3D dílu atd.). Vazby mezi jednotlivými díly je možné nastavit na obecné hodnoty, pokud budou stejně použité v obou modelech. Z výchozího modelu stávajícího provedení stroje dostáváme referenční hodnoty (statické deformace, vlastní frekvence, amplitudy výkmitu a maximální záporné reálné hodnoty dynamické orientované poddajnosti při buzení v místě nástroje). Tyto referenční hodnoty se porovnají s výchozím modelem, kde bude jasně viditelný rozdíl. Pro ověření výsledků je možné stanovit referenční kritický výkon stávající konstrukce (respektive výpočtového modelu) a následně nový kritický výkon po změně.

11.1 Aplikace metodiky na reálný stroj

Metodika byla aplikována na již zmíněný stroje FPPC 500. Výpočtový model byl sestaven dle diagramu na Obr. 40. Tvorba výpočtového modelu byla aplikována již během analýzy vlivu jednotlivých dílů na statickou poddajnost v místě nástroje.

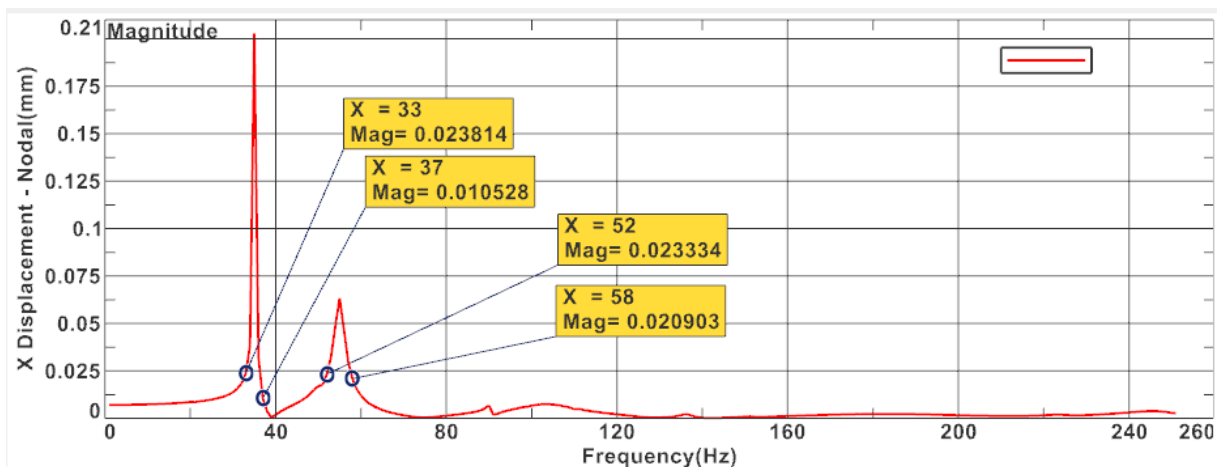
Statická tuhost v místě nástroje byla vypočtena pro referenční polohu 137,72 kN/mm ve směru osy X a 77,52 kN/mm ve směru osy Y (Varianta I. – kapitola 9.5), a pro maximální výsuv smykadla 39,37 kN/mm ve směru osy X a 27,25 kN/mm ve směru osy Y. Charakteristický rozměr stroje je $L = \sqrt{5 \cdot 1,5} = \sqrt{7,5} \text{ m}$. Ze způsobu umístění místa působitě řezných sil ve výpočtovém modelu budou hodnoty srovnávány s vertikálními frézovacími stroji (Obr. 37). Střední hodnota relativní tuhosti je zde stanovena jako 27,2 kN/($\mu\text{m} \cdot \text{m}$) pro směr X a 36,2 kN/($\mu\text{m} \cdot \text{m}$) ve směru osy Y, značení na výpočtových modelech v této práci je ovšem opačné, tedy směr X je Y a naopak. Tzn. referenční hodnota tuhosti pro výpočtový model ve směru osy X je dána vztahem $k_{1X} = L \cdot k_{rx1} = \sqrt{7,5} \cdot 36,2 = 99,14 \text{ kN/mm}$ a ve směru osy Y vychází referenční hodnota tuhosti $k_{1Y} = L \cdot k_{ry1} = \sqrt{7,5} \cdot 27,2 = 74,49 \text{ kN/mm}$. Obě referenční hodnoty tuhostí jsou dle výpočtu překonány, lze je tedy považovat za vyhovující. Dle katalogu výrobce prověřovaného stroje lze zavěsit frézovací hlavu s výkonem 93 kW. Pro kontrolu jsou stanoveny i hodnoty referenčních tuhostí vycházejících z výkonu stroje.

Referenční tuhost ve směru osy X je $k_{2X} = P \cdot k_{rx2} = 93 \cdot 1,26 = 117,18 \text{ kN/mm}$ a ve směru osy Y je to $k_{2Y} = P \cdot k_{ry2} = 93 \cdot 0,97 = 90,21 \text{ kN/mm}$. Hodnota referenční tuhosti ve směru osy X byla na zkoumaném výpočtovém modelu překonána. Hodnota referenční tuhosti pro směr osy Y je vyšší než spočtená, nicméně při pohledu do hodnot v grafu na Obr. 39 je vidět, že většina zkoumaných strojů měla tuhost nižší než průměrnou. Hodnota spočtené tuhosti v místě nástroje je nižší o necelých 15 %, lze tedy i tuto podmínku považovat za splněnou.

Pro maximální výsuv smykadla platí, že se problematika řídí pomocí koeficientů vztažených k řeznému výkonu. V této poloze stroje se nepředpokládá hrubování a silové operace s maximálním výkonem.

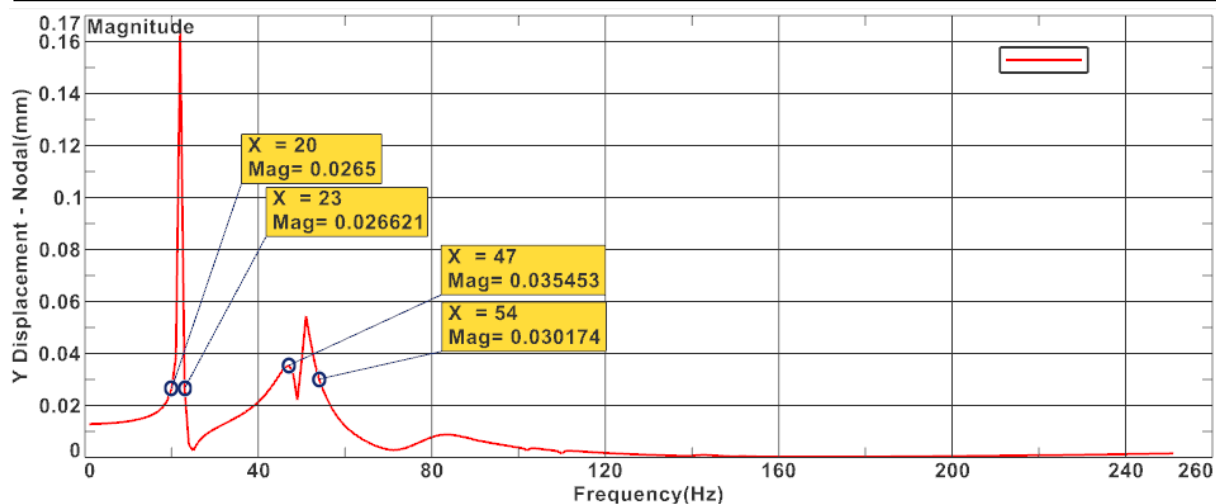
Teoreticky je možné prezentované vzorce pro stanovení referenčních tuhostí otočit a stanovit tak statický přenositelný výkon vysunutého smykadla. Poté přenositelný výkon do směru osy X je dán následovně $P_X \cdot 1,26 = 39,77 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \Rightarrow P_X = 31,56 \text{ kW}$ a do směru osy Y je teoretický přenositelný výkon stanoven $P_Y \cdot 0,97 = 27,25 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \Rightarrow P_Y = 28,09 \text{ kW}$.

Z hlediska dynamické stability je třeba odečíst z amplitudo-frekvenčního průběhu deformací v místě nástroje maximální absolutní orientovanou hodnotu deformace. Pro referenční polohu stroje nastává maximální absolutní deformace při buzení ve směru osy X při vlastní frekvenci 35,11 Hz. Hodnota deformace 0,2760 mm byla získána pomocí buzení spočtenými vlastními frekvencemi v modální analýze ve směru osy X, druhá nejvyšší hodnota pro směr X je 0,0637 mm při vlastní frekvenci 54,81 Hz, ostatní vlastní frekvence nezpůsobí amplitudu větší než 0,02 mm. Při buzení vlastními frekvencemi v místě nástroje směrem osy Y byla získána maximální absolutní hodnota amplitudy výkmitu o velikosti 0,2887 mm při vlastní frekvenci 22,20 Hz, druhá největší deformace byla při frekvenci 50,84 Hz s hodnotou 0,0552 mm. Pro buzení ve směru osy Z je maximální hodnota deformace 0,2974 mm při 35,11 Hz a druhá největší deformace nastane při vlastní frekvenci 22,20 Hz, ostatní vlastní frekvence nepřesáhnou hodnotu 0,012 mm. Tyto hodnoty udávají největší dynamickou poddajnost skrz spektrum frekvencí 0 – 250 Hz. Při využití diagramů pro určení referenční hodnoty dynamické tuhosti uvedených v kapitole „10.2 Výchozí kritérium“ vychází z charakteristického rozměru hodnota referenční tuhosti $k_{1Xdyn} = L \cdot k_{rx1dyn} = \sqrt{7,5} \cdot 12,7 = 34,78 \text{ kN/mm}$. Z této hodnoty je možné stanovit odpovídající deformaci 0,0288 mm pro buzení 1 000 N ve směru osy X. Jinými slovy všechny vzniklé deformace ve směru X větší než 0,0288 mm by nevyhověly podmínce dynamické tuhosti stroje. Referenční tuhost pro osu Y vypadá následovně $k_{1Ydyn} = L \cdot k_{ry1dyn} = \sqrt{7,5} \cdot 10,2 = 27,93 \text{ kN/mm}$. Tato hodnota pro směr Y odpovídá deformaci 0,0358 mm.



Obr. 42 - Amplitudo-frekvenční charakteristika absolutní deformace X při buzení silou F_x

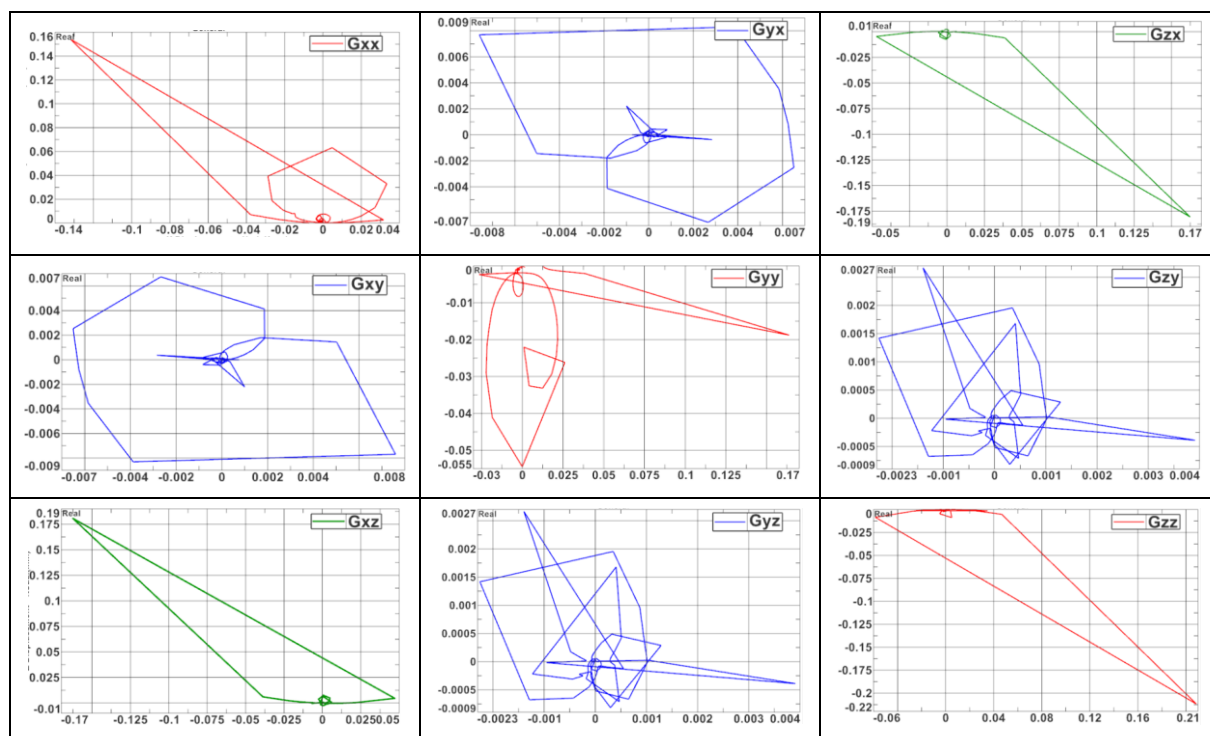
Na Obr. 42 jsou v grafu vyneseny hodnoty deformací, které byly vypočtené jako nejbližší nižší první pod hranicí danou předešlými výpočty (0,0288 mm). Z této amplitudo-frekvenční charakteristiky jsou vidět oblasti frekvencí, ve kterých není splněno výchozí kritérium pro osu X při buzení ve směru X. Jedná se o pásma frekvencí 33 – 37 Hz a 52 – 58 Hz.



Obr. 43 - Amplitudo-frekvenční charakteristika absolutní deformace Y při buzení silou F_y

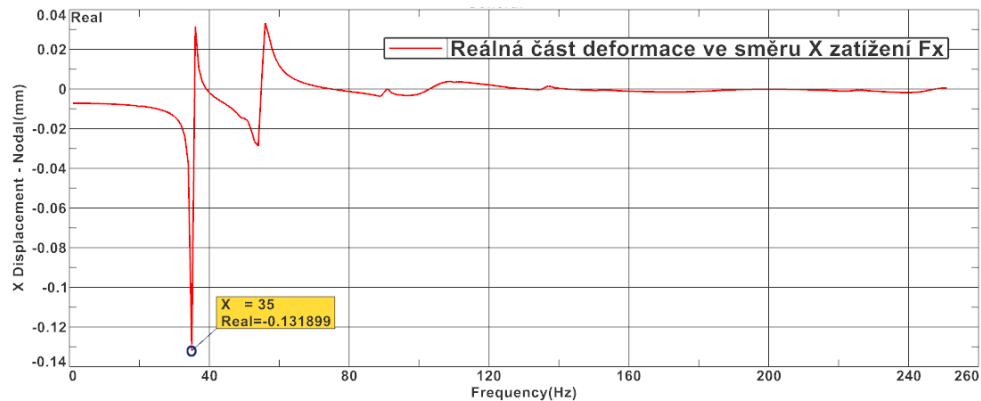
Pro osu Y jsou obdobně stanoveny pásma frekvencí, kde není splněno výchozí kritérium (0,0358 mm). Jedná se o frekvence 20 – 23 Hz a 47 – 54 Hz.

Pro kontrolu konstrukce na samobuzené regenerativní kmitání byl sestaven obecný model dynamické poddajnosti stroje v pásmu frekvencí 0 – 250 Hz (Tab. 25). V tabulce níže jsou graficky znázorněny přímé poddajnosti na diagonále (červená G_{xx} , G_{yy} , G_{zz}) a nepřímé poddajnosti na dalších pozicích. Symetrie matice kolem diagonály ukazuje na konzistentnost výsledků deformací při buzení do jednotlivých směrů. Na svislých osách grafů jsou vypočtené hodnoty imaginární orientované dynamické poddajnosti a na vodorovných osách jsou vypočtené hodnoty reálné orientované dynamické poddajnosti.



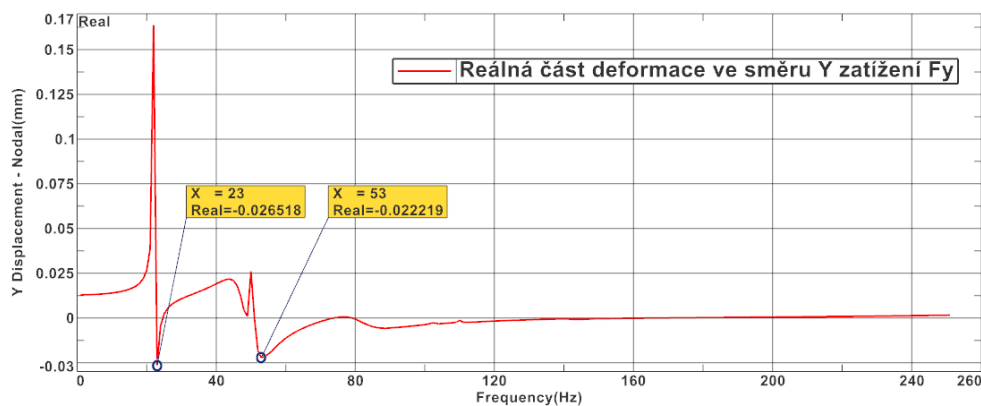
Tab. 25 - Naplněná matice poddajností obecného modelu G^{**} [$\mu\text{m}/\text{N}$] – pro frekvence 0 – 250 Hz

Pro lepší přehlednost jsou níže uvedeny jednotlivé reálné záporné deformace pro jednotlivé směry, ze kterých se snadno odvodí maximální záporná reálná část směrově orientované poddajnosti pro stanovení mezní šířky třísky.



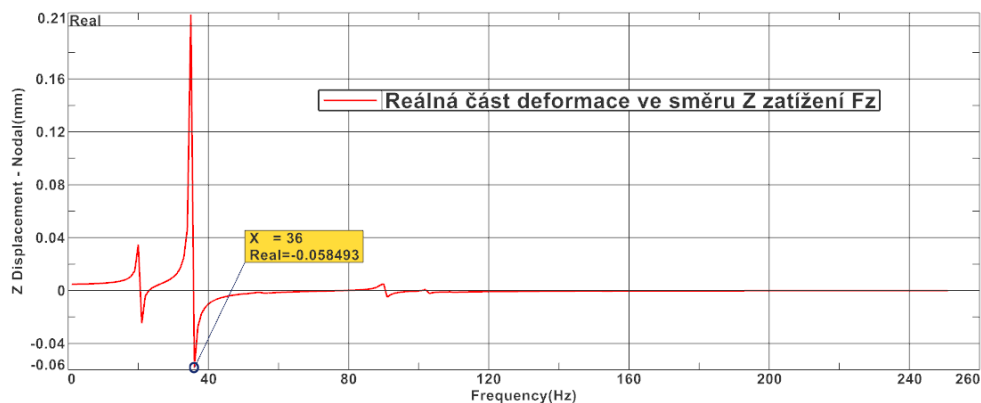
Obr. 44 - Reálná část deformace X závislá na frekvenci buzení silou 1 000 N ve směru osy X

Z Obr. 44 je odečtena hodnota záporné reálné deformace -0,131899 mm, která je způsobena buzení silou 1 000 N, potom poddajnost je $Re\{G_g(jf)\}_{neg} = -0,000131899 \text{ mm/N}$.



Obr. 45 - Reálná část deformace Y závislá na frekvenci buzení silou 1 000 N ve směru osy Y

Pro směr Y lze odečíst zápornou reálnou deformaci -0,026518 mm (Obr. 45) což odpovídá záporné orientované poddajnosti $Re\{G_g(jf)\}_{neg} = -0,000026518 \text{ mm/N}$.



Obr. 46 - Reálná část deformace Z závislá na frekvenci buzení silou 1 000 N ve směru osy Z

Obdobně pro směr osy Z je stanovena záporná orientovaná poddajnost dle Obr. 46 $Re\{G_g(jf)\}_{neg} = -0,000026518 \text{ mm/N}$. Maximální vypočtená hodnota záporné orientované poddajnosti byla odečtena pro směr osy X.

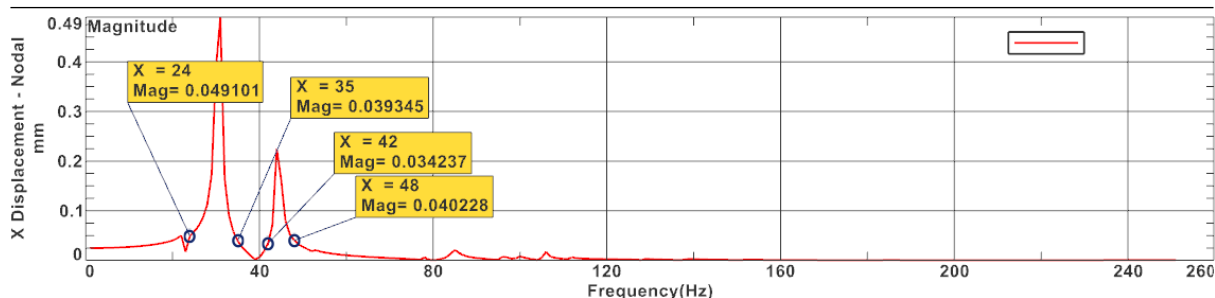
Pro výpočet mezní šířky třísky je zapotřebí znát obráběný materiál a jeho specifickou dynamickou tuhost řezu k_{cb} . Pro výpočet bude využita hodnota $k_{cb} = 1\,868 \text{ N/mm}^2$ [13] obyčejné nelegované ušlechtilé oceli k zušlechťování s označením C45. Dosazením hodnot do vzorce (60) vypadá následovně:

$$b_{cr_min} = \frac{1}{2k_{cb} \left| Re\{G_g(jf)\}_{neg} \right|_{max}} = \frac{1}{2 \cdot 1868 \cdot 0,000131899} = 2,029 \text{ mm} \quad (61)$$

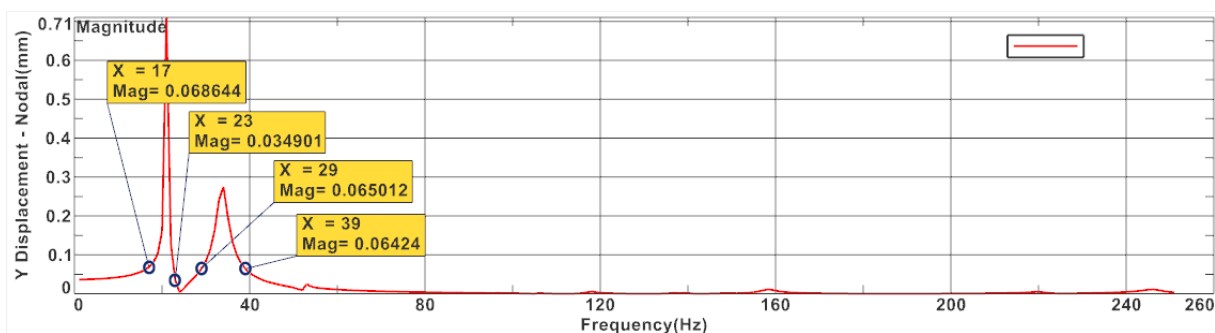
Tento výsledek udává maximální možnou šířku třísky dokud bude obrábění při vlastní frekvenci 35,11 Hz stabilní. Je ovšem nutné vzít v potaz, že dynamická tuhost pro tuto frekvenci je pouze 3,6 kN/mm (vychází z absolutní hodnoty amplitudy výkmitu). Pokud se předpokládá výkonová operace (hrubování) s buzením ve frekvenčních pásmech 20 – 23 Hz, 33 – 37 Hz a 47 – 58 Hz bude nutné změnit konstrukci stroje či řezné podmínky této operace (závisí zda je stroj v návrhové fázi, či fyzicky existuje). Při užití již zmiňované frézy CoroMill A490-160J50.8-14M, která má 12 zubů by se jednalo o otáčky vřetene 100 – 115 ot/min, 165 – 185 ot/min a 235 - 290 ot/min ($otáčky \text{ vřetene} = \frac{\text{frekvence} \cdot 60}{\text{počet zubů (břitů)}}$). Dle vypočtených hodnot pro ostatní otáčky vřetene by výkonové obrábění mělo vyhovět plnému výkonu užití frézovací hlavy. Obdobným způsobem by konstruktér měl prověřit ostatní obráběcí operace. V případě, že obráběcí operace spadá do pásma kritických otáček následuje odečtení absolutní směrové deformace a záporné reálné orientované poddajnosti, ze kterých se stanoví konkrétní šířka třísky a dynamická tuhost pro danou operaci.

Pro pozici maximálního výsuvu smykadla jsou provedené obdobné analýzy, jejich zápis bude dále ve zkrácené formě. Maximální amplituda výkmitu získaná buzením v místě nástroje pomocí vlastních frekvencí stroje s vysunutým smykadlem na maximum je 0,6394 mm při vlastní frekvenci 30,37 Hz ve směru osy X. Druhý největší vrchol nastává při frekvenci buzení 44 Hz ve směru osy X. Pro směr Y je tato hodnota 0,7354 mm při vlastní frekvenci 20,08 Hz druhý vrchol je při vl. fr. 32,89 Hz. Pro směr Z se objevil jediný výrazný vrchol amplitudy s hodnotou 0,3467 mm při frekvenci 22,83 Hz. Z toho plyne, že nejmenší dynamická tuhost nastává při vlastní frekvenci 20,08 Hz a má hodnotu 1,34 kN/mm.

Stanovením požadovaného přenášeného výkonu v pozici maximálního výsuvu smykadla, lze vytvořit obdobnou podmínku deformace jako u referenční polohy stroje. V této poloze se nepředpokládá výkonové obrábění nýbrž dokončovací operace s malými řeznými silami a vysokými otáčkami vřetene, proto byla zvolena hodnota výkonu $P = 15 \text{ kW}$. Dle vzorce (58) lze stanovit referenční tuhost $k_{2X} = P \cdot k_{rx2} = 15 \cdot 1,26 = 18,9 \text{ kN/mm}$, která odpovídá deformaci 0,0529 mm. Potom z amplitudo-frekvenční charakteristiky deformace v místě nástroje lze odečíst frekvence, které tuto podmínku nesplňují. Jedná se o pásma frekvencí 24 – 35 Hz a 42 – 48 Hz (Obr. 47) pro směr osy X. Obdobně se stanoví příslušné frekvence i pro směr Y. $k_{2Y} = P \cdot k_{ry2} = 15 \cdot 0,97 = 14,55 \text{ kN/mm} \rightarrow$ deformace 0,0687 mm a z toho bloky frekvencí 24 – 35 Hz a 42 – 48 Hz.



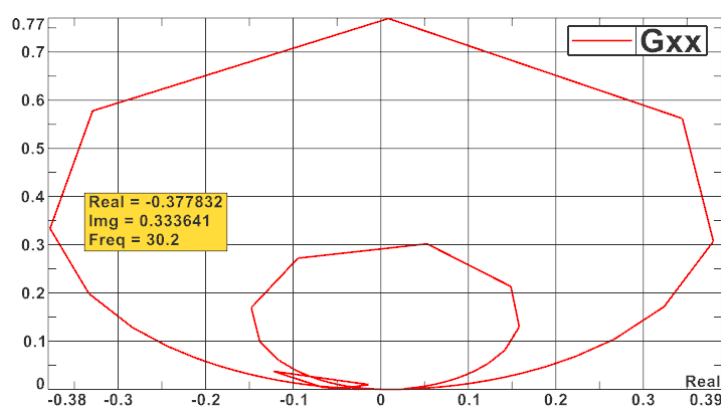
Obr. 47 - Absolutní amplitudo-frekvenční charakteristika deformace ve směru osy X v místě nástroje od síly F_x



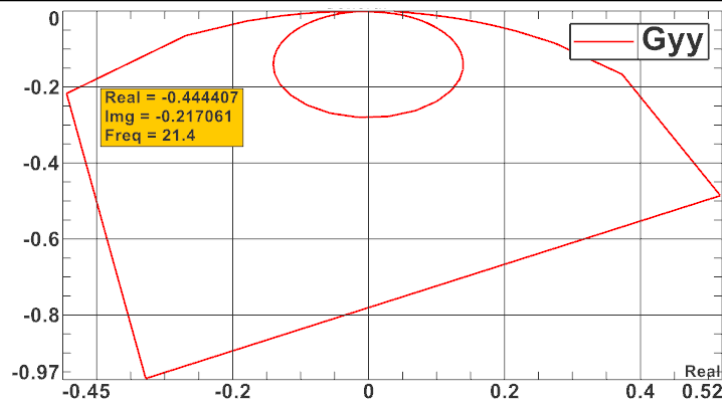
Obr. 48 - Absolutní amplitudo-frekvenční charakteristika deformace ve směru osy Y v místě nástroje od síly F_y

Z grafických charakteristik na Obr. 47 a Obr. 48 je dobře vidět, že při buzení nad 50 Hz se amplituda ustaluje na nízké hodnotě. Jelikož se pro tuto pozici stroje předpokládají vysoké otáčky vřetene (1 500 ot/min a více) nejsou znázorněné amplitudy výkmitu při frekvencích nižších než 50 Hz v problematické oblasti. Např. 1 500 ot/min znamená buzení 25 Hz při použití jednobřitého nástroje, které se dnes pro frézovací operace nevyužívají, vždy jsou na fréze minimálně dva břity, z toho plyne, že budící frekvence nebude nižší než 50 Hz.

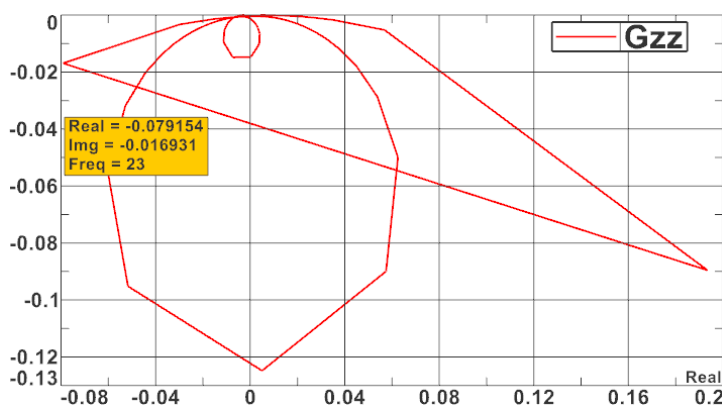
Dále budou uvedeny grafy orientované poddajnosti v místě nástroje z obecného modelu poddajností stroje (pouze diagonála – přímé poddajnosti), ze kterých budou odečteny hodnoty záporných reálných orientovaných poddajností pro stanovení mezní šířky řezu.



Obr. 49 - Orientovaná dynamická poddajnost G_{xx} (zatižení směrem X deformace X) v $\mu\text{m}/\text{N}$



Obr. 50 - Orientovaná dynamická poddajnost G_{yy} (zatižení ve směru Y deformace Y) v $\mu\text{m}/\text{N}$



Obr. 51 - Orientovaná dynamická poddajnost G_{zz} (zatižení ve směru Z deformace Z) v $\mu\text{m}/\text{N}$

Na Obr. 49, Obr. 50 a Obr. 51 jsou přímé orientované poddajnosti, na svislé ose těchto grafů jsou vyneseny imaginární složky poddajnosti a na vodorovné ose reálné složky poddajnosti. Z těchto grafů je nejmenší záporná orientovaná reálná složka poddajnosti rovna $-0,444407 \mu\text{m}/\text{N}$. Výpočet kritické šířky třísky pro materiál ocel C45 vypadá následovně:

$$b_{cr_min} = \frac{1}{2k_{cb} \left| \text{Re}\{G_g(jf)\}_{neg} \right|_{max}} = \frac{1}{2 \cdot 1868 \cdot 0,000444407} = 0,602 \text{ mm} \quad (62)$$

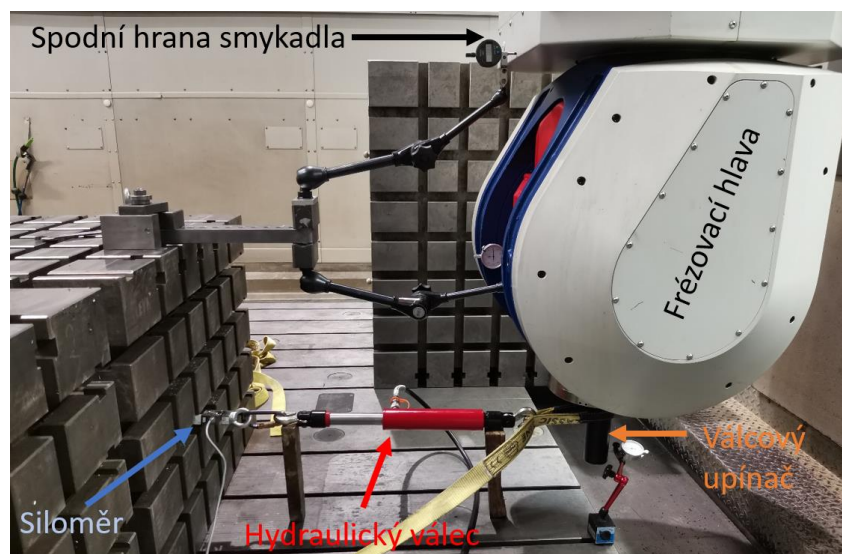
Tato šířka třísky odpovídá obrábění při frekvenci buzení 21,2 Hz, které s vysokou pravděpodobností nikdy nenastane (viz vysvětlení výše). Postup stanovení šířky třísky lze i převrátit, tzn. použít potřebnou šířku třísky pro produktivní obrábění a stanovit zápornou reálnou orientovanou poddajnost a eliminovat všechny budící frekvence, které by měly vyšší absolutní hodnotu negativní orientované poddajnosti. Nakonec zpětně ověřit přenositelnost řezné síly vůči dynamické poddajnosti při konkrétní budící frekvenci (obráběcí operaci).

11.2 Experimentální měření pro validaci výsledků

Veškerá provedená měření se odehrávala v závodech firmy Strojírna TYC s.r.o. v Mýtě. Konkrétně na portálovém obráběcí stroji s horním gantry FPPC 500.

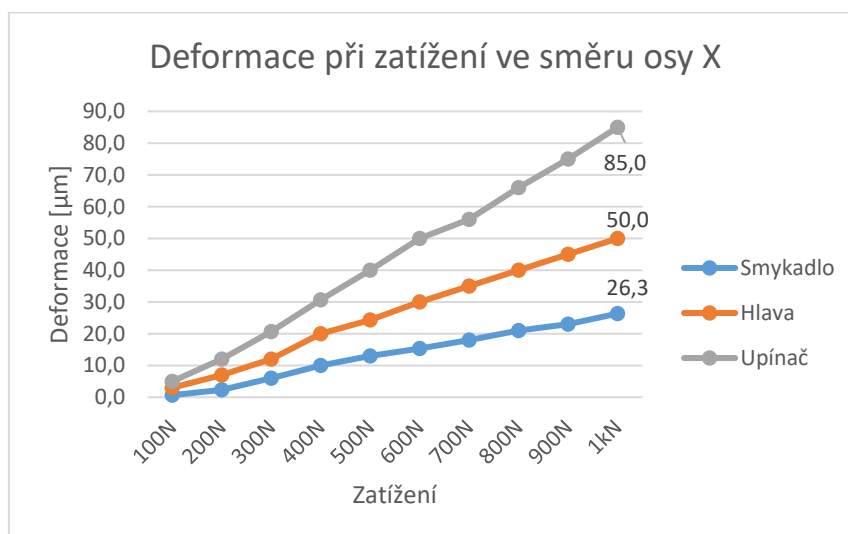
11.2.1 Experimentální měření statické poddajnosti

Měření proběhlo na stroji v pozici s maximálním výsuvem smykadla. Na smykadle byla pověšena prototypová souvisle řízená frézovací hlava HFE 15/300 (jmenovitý výkon 63 kW). Ve vřetenu hlavy byl válcový prodlužovací upínač. K vyvolání síly byl použit hydraulický tažný válec, do série s ním byl zapojen siloměr. Přes kotevní kostku byla vyvolávána síla v místě válcového upínače nástrojů. Uspořádání měření je vidět na Obr. 52. Měření deformací probíhalo ve třech místech, na válcovém upínači nástrojů (upínač), na středu kývací části frézovací hlavy (hlava) a na spodní hraně smykadla (smykadlo).



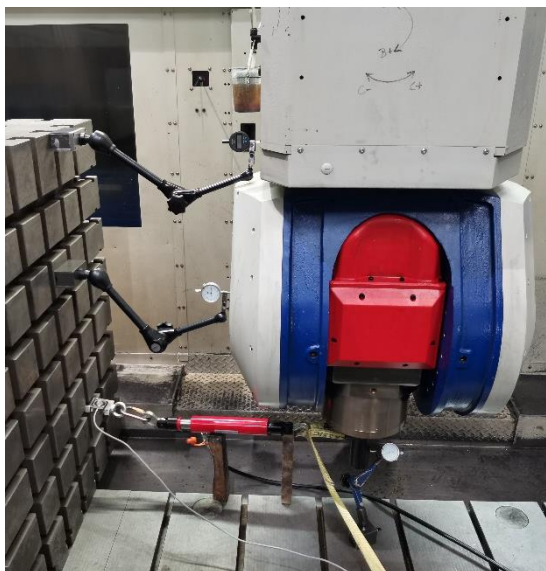
Obr. 52 - Měřicí stanoviště pro měření statické deformace ve směru osy X

Naměřené deformace jsou uvedeny v grafu na Obr. 53. Měření probíhala ve třech opakování při postupném zvyšování zátěžné síly s odlehčením na konci. Deformace uvedené v grafu jsou průměrem hodnot z těchto opakování.



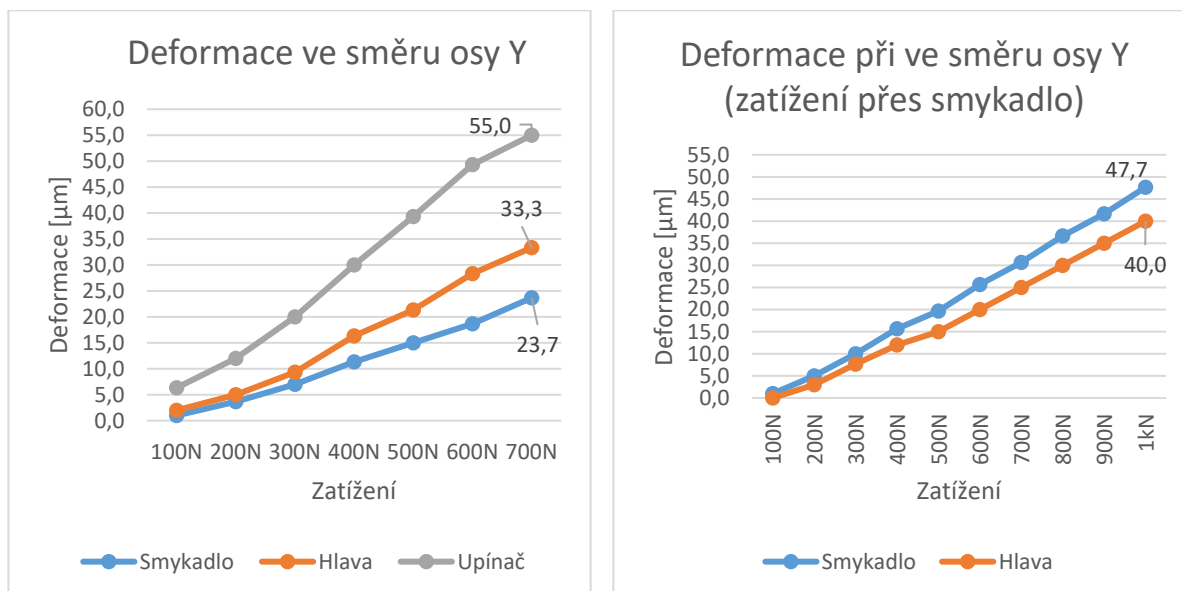
Obr. 53 - Graf nárůstu deformace ve směru osy X při zatěžování směrem X

Měření deformace ve směru osy Y bylo provedeno ve dvou variantách z důvodu skokového nárůstu deformace při zatěžování větší silou než 700 N přes upínač nástrojů. Tento jev byl bohužel až po měření objasněn informací, že vyložení frézovací hlavy je na konci své živostnosti a vedení smykadla v saních nebylo delší dobu kontrolováno a může zde být vůle, která by umožňovala posuv v ose Y. Deformace byla odměřena pro zatěžování přes upínač nástrojů a následně při zatížení přes spodní část smykadla (Obr. 54).



Obr. 54 - Měřicí stanoviště pro měření deformaci ve směru osy Y – zatěžování přes upínač nástrojů vlevo, zatěžování přes smykadlo vpravo

Naměřené deformace jsou uvedeny v následujících grafech.



Obr. 55 - Průběh deformace ve směru osy Y - vlevo zatížení přes upínač, vpravo zatížení přes smykadlo

Kompletní přehled výsledků ze všech zatěžování je v příloze č. 3.

Pro porovnání výpočetních a experimentálních deformací není možné použít výsledky získané měření na upínači a hlavě. Prvním důvodem je, že deformace v místě nástroje ve výpočtovém modelu nezahrnuje tuhost těchto dvou dílů a druhým důvodem je zmiňované opotřebení frézovací hlavy fyzicky přítomné při měření. Pro porovnání bude nutné odečíst deformaci z modelu na spodní hraně smykadla. Deformace na spodní hraně smykadla při zatěžování směrem osy X byla vypočtena na hodnotu 0,0176 mm a při experimentálním měření byla zjištěna hodnota 0,0237 mm. Výpočtový model by dle předpokladů měl ve většině případů vyjít výpočtově tužší, protože se jedná o idealizaci jak modelů hlavních nosných struktur, tak jejich spojení. Tento předpoklad byl naplněn. Odchylna 0,0061 mm je z části způsobena špatným technickým stavem vedení smykadla v saních, z části idealizací kluzného vedení, z části idealizací pohonu posuvu příčnicku po podélnících a z části rozdílem mezi 3D modely a skutečnými tělesy smykadla a příčnicku. I přes zřejmé nedostatky při měření je rozdíl v přijatelných mezích.

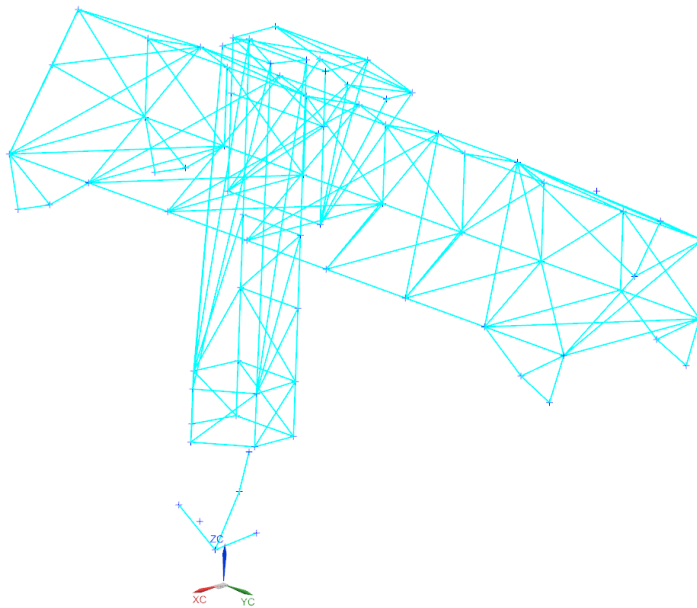
Pro směr osy Y byla vypočtena hodnota deformace na spodní hraně smykadla 0,0257 mm a experimentálně získaná deformace byla 0,0477 mm. Zde se nepopíratelně projevil vliv opotřebení kluzných ploch vedení smykadla v saních. Tyto vodící plochy jsou výrazně užší než vodící plochy, které přenáší řezné síly ve směru osy X, proto se zde rychleji projevuje opotřebení. Pokud nedojde k včasnému seřízení vzniklé vůle zvyšuje se poddajnost pro nižší řezné síly (před vymezením vůle – dosednutím ploch). Poddajnost je pak z větší části dána viskozitou vtačovaného média. Pokud bychom chtěli ověřit zda je tvrzení o opotřebení pravdivé, je možné zkontrolovat deformaci samotného smykadla na spodní hraně při nastavení okrajových podmínek v místě kluzného vedení jako absolutně tuhé směrové vetknutí. Z takového výpočtového modelu jsou získány deformace 0,0055 mm pro směr X a 0,0070 mm pro směr Y. Při pohledu na analýzu vlivu tuhosti jednotlivých dílů (Obr. 33 a Obr. 34) je vidět, že vazba mezi smykadlem a saněmi činí zhruba 15 % (10 % pro směr X) a vazba mezi saněmi a příčnickem zhruba 17 % (12 % pro směr X) celkové tuhosti stroje pro směr osy Y a ostatní vazby v modelu mají zanedbatelný vliv na celkovou deformaci. Ze stejných grafů lze vyčíst, že samotný model smykadla má zhruba cca 3x větší vliv na deformaci než ostatní modely nosných dílů. Dle těchto dat by poměr mezi deformací Y a X (Y/X) měl být mezi 1,2 – 1,5. Z těchto skutečností vyplývá, že deformace ve směru osy Y nemůže být takto velká jako byl naměřeno, aniž by v řetězci nebyl výrazně poddajnější člen. Kde v úvahu připadá pouze boční vedení smykadla v saních nebo vedení saní po příčnicku, které je realizováno přes M-S s motorem (pastorkem) na každé straně saní. Pohon M-S lze z úvahy vyloučit, protože se jedná o předepnutý mechanismus, tedy ze své podstaty vylučuje možnost existence vůle.

11.2.2 Experimentální zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu

Měření bylo provedeno na frézovací hlavě, smykadle, saních a příčnicku. Z řetězce hlavních odlitků/svařenců byly vynechány stojany a podélníky, kvůli špatnému přenosu signálu mezi příčnickem a podélníky. Špatný přenos signálu byl odhalen při prvním měření, kde se nepodařilo odstranit špatnou koherenci odezvového záznamu na stojanech/podélnících při buzení rázovým kladivem na smykadle, ani při buzení na saních, ani při buzení na příčnicku.

Měření tedy proběhlo v 78 bodech rovnoměrně rozmístěných po frézovací hlavě, smykadle, saních a příčnicku. Rozmístění bodů odpovídá drátovému modelu (Obr. 56), jehož uzlové body odpovídají umístění měřících snímačů. Velké množství měřících bodů neumožňovalo toto měření provést najednou ve všech bodech. Bylo tedy nutné postupně po setech/sadách snímačů oměřit celý stroj. Byly použity dvě spolupracující měřící karty s 12 kanály. Každý tříosý

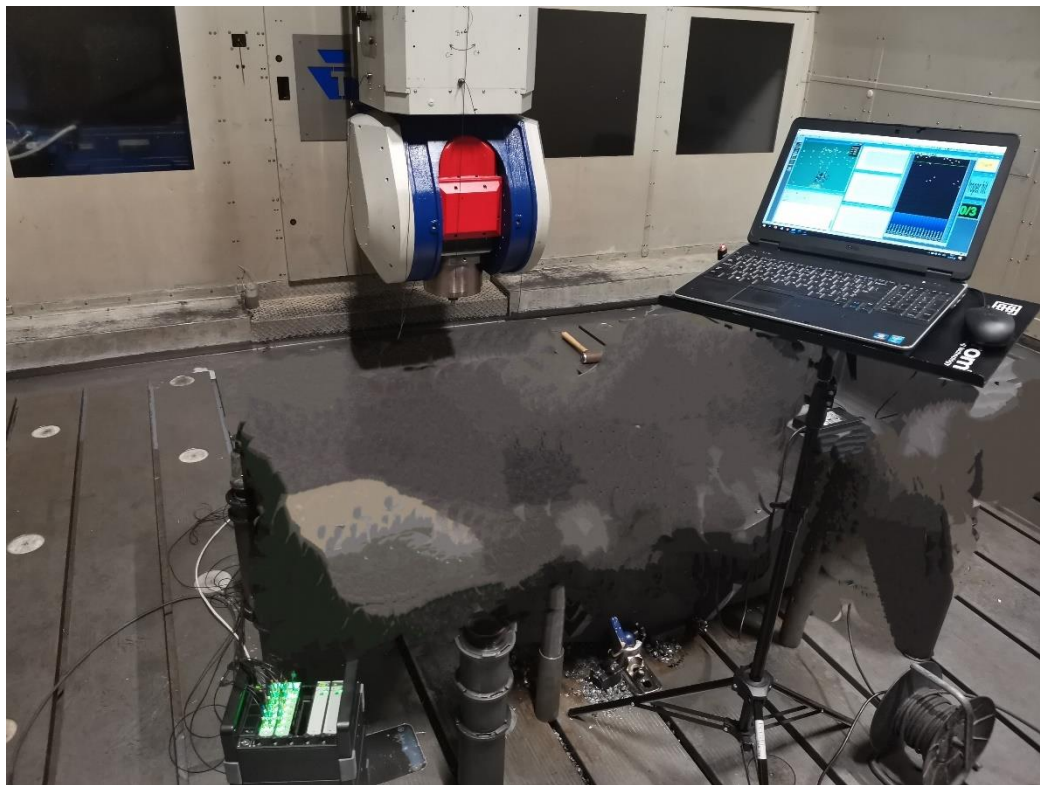
snímač potřebuje tři kanály (pro každou osu jeden) a rázové kladivo zabírá jeden kanál. Z toho plyne, že bylo možné použít sadu šesti snímačů najednou. Potom počet umístování sad snímačů odpovídá počtu bodů podělených počtem snímačů. Bylo potřeba 13x umístit sadu 6 snímačů. Celkový počet měření odpovídá počtu umístění sad snímačů vynásobených počtem měřených směrů a počtem opakování, tedy 39 měření pro každý směr. Rázovým kladivem byl prováděn úder ve třech směrech při třech opakováních ve spodní části kluzného vedení na smykadle, kde bylo možné provést úder ze směru X, Y i Z v zanedbatelné vzdálenosti od sebe (Obr. 57). Z uvedených skutečností plyne i velká časová náročnost provedeného měření, kterou zvyšoval velký rozměr stroje, s tím spojená zhoršená přístupnost některých měřích bodů a v neposlední řadě znečištění stroje vlivem užívání.



Obr. 56 - Drátový model pro měření (zobrazení v NX)

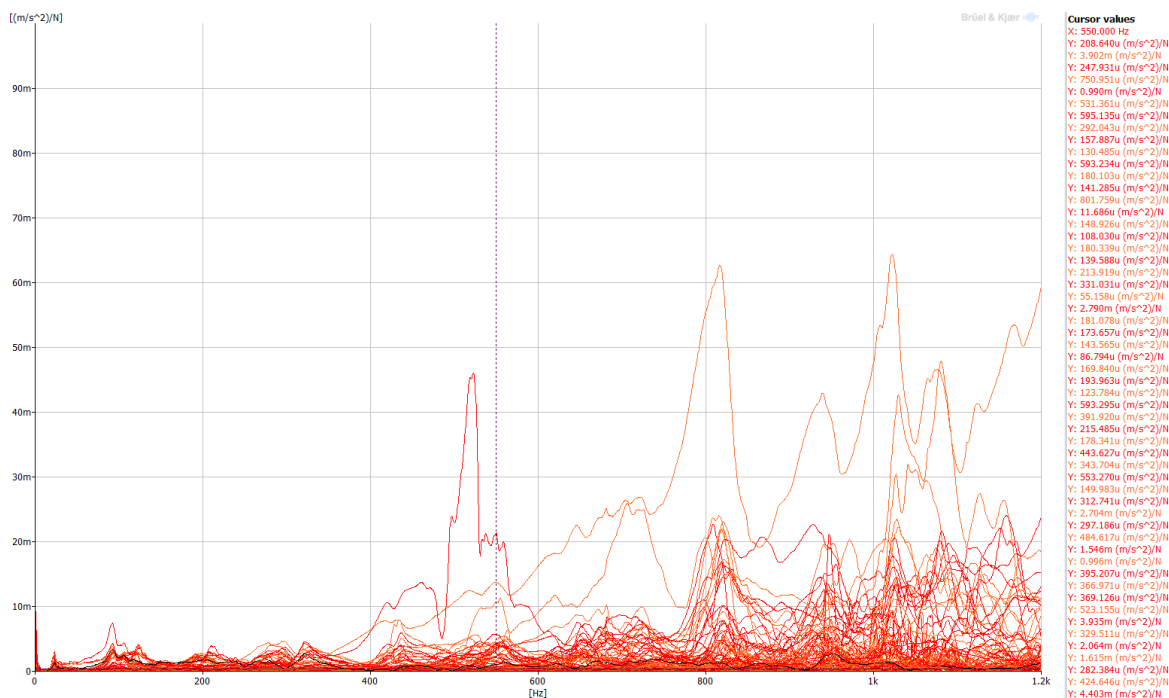


Obr. 57 - Naznačená pozice úderů rázovým kladivem a jejich směr kopírující pohybové osy stroje



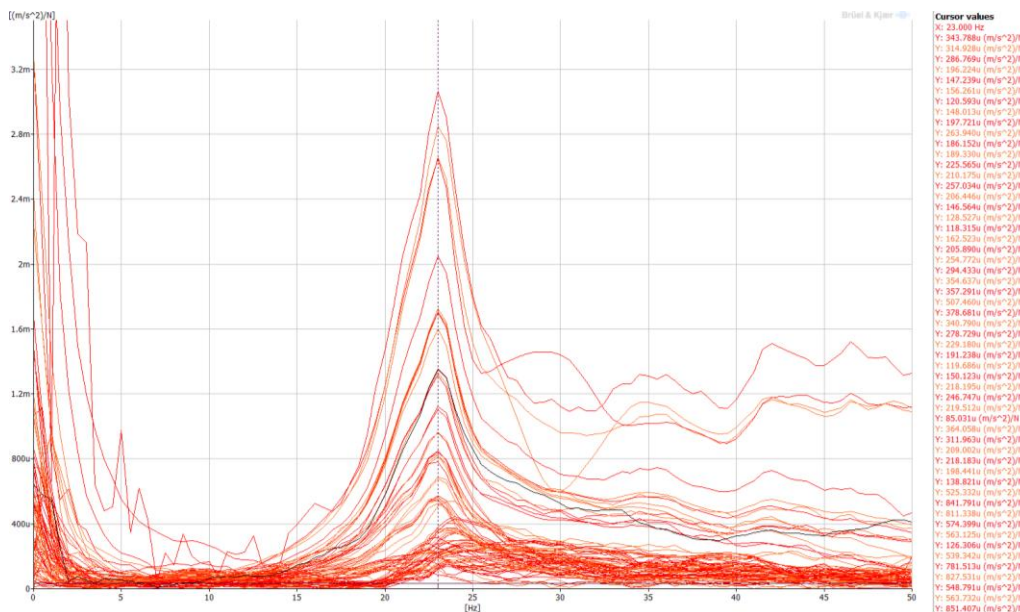
Obr. 58 - Měřící stanoviště – měření vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu

Na Obr. 59 je odezva ve směru X na buzení ve směru X. Odezvové křivky jsou ze všech bodů (snímačů) rozmístěných po stroji FPPC500 (fr. hlava, smykadlo, saně, příčnick). Zobrazeno je frekvenční pásmo od 0 - 1 200 Hz. U nižších frekvencí je dobře vidět shoda průběhu záznamů a u vyšších frekvencí lze pozorovat nepříliš jednoznačné vlastní frekvence, to souvisí s dobrou koherencí odezev v pásmu zhruba 0 – 900 Hz pro opakované buzení, respektive se zhoršenou koherencí odezev s frekvencí nad 1 200Hz. Měření probíhalo s přesností 0,5 Hz.



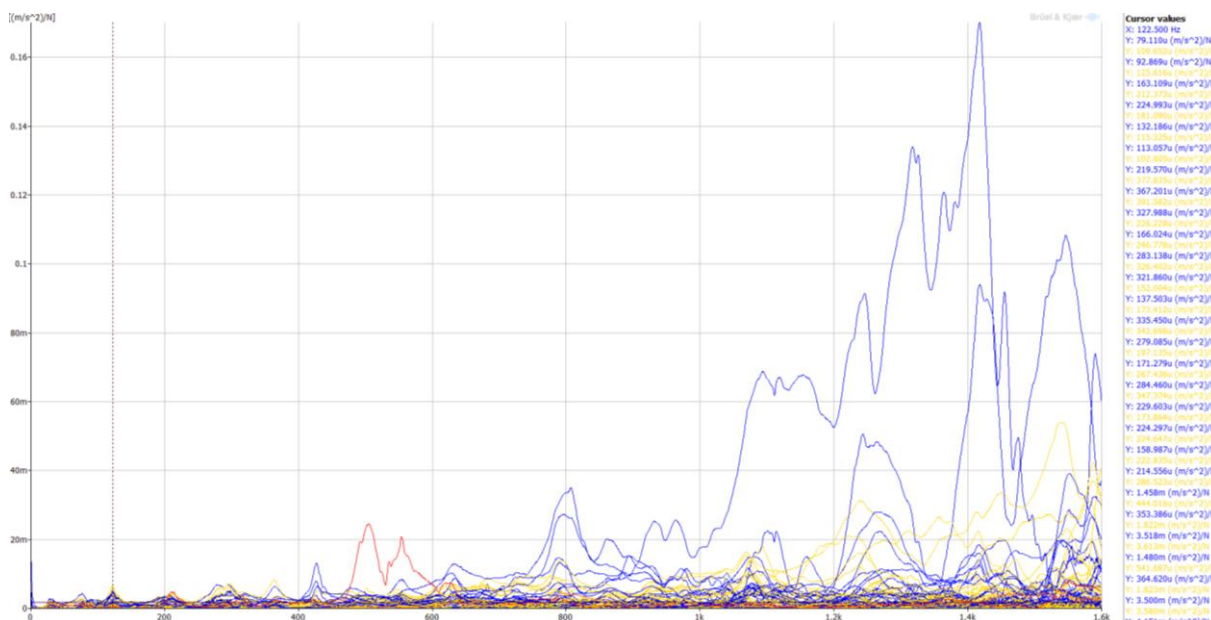
Obr. 59 - Odezva ze všech snímačů ve směru X při buzení ve směru X

Na Obr. 60 je pro přehlednost zobrazena část odezvy ve frekvenčním pásmu 0 - 50 Hz. Je zde dobře viditelná vlastní frekvence o hodnotě 23 Hz.



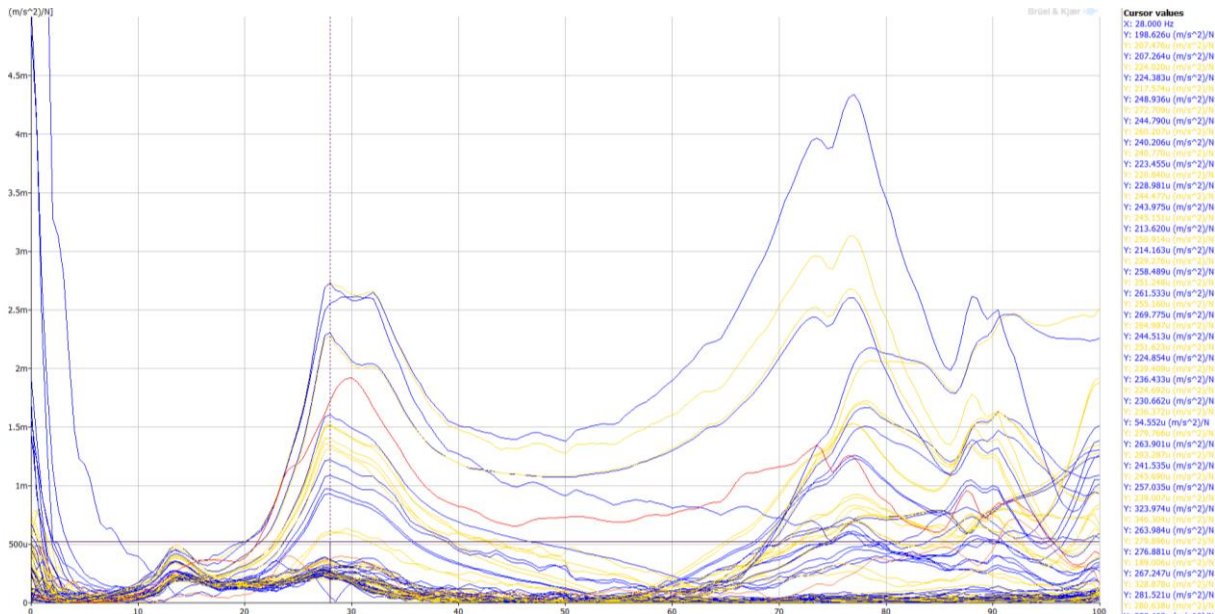
Obr. 60 - Odezva ve směru X na buzení ve směru X ze všech snímačů ve frekvenčním pásmu 0 - 50 Hz

Na Obr. 61 jsou uvedeny odezvy ve směru Y na buzení ve směru Y pro všechny snímače ve frekvenčním rozmezí 0 - 1600 Hz.



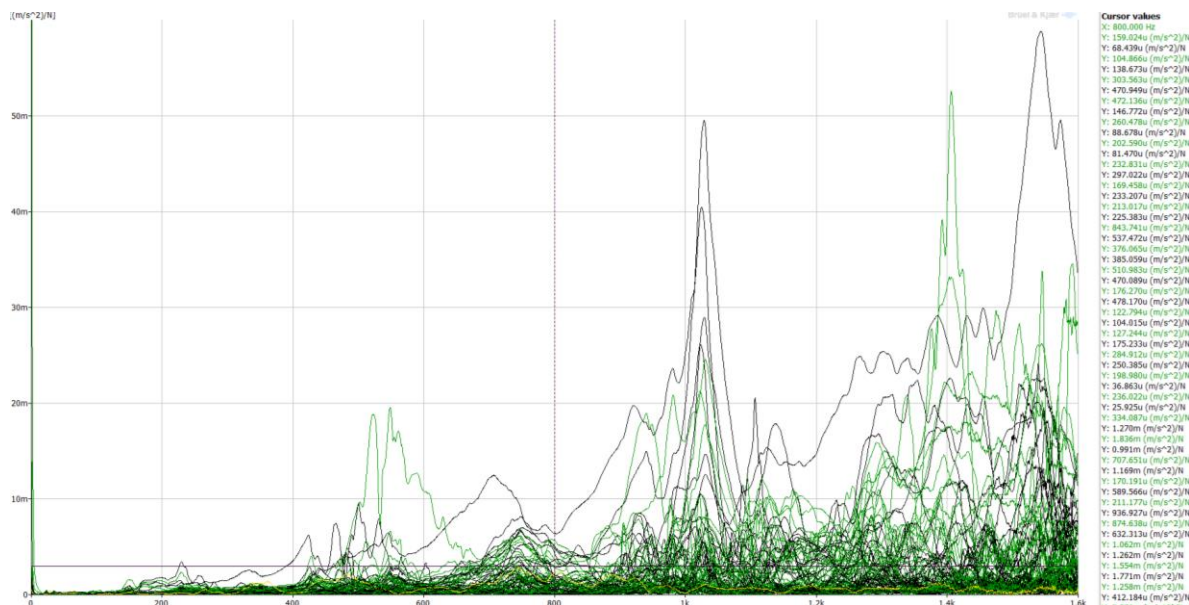
Obr. 61 - Odezva ve směru Y na buzení ve směru Y ze všech snímačů

Stejně jako u předchozího případu je na Obr. 62 pro lepší čitelnost zobrazena část pro odezvu ve frekvenčním pásu 0 - 100 Hz. Je zde dobře viditelná vlastní frekvence o hodnotě 28 Hz.



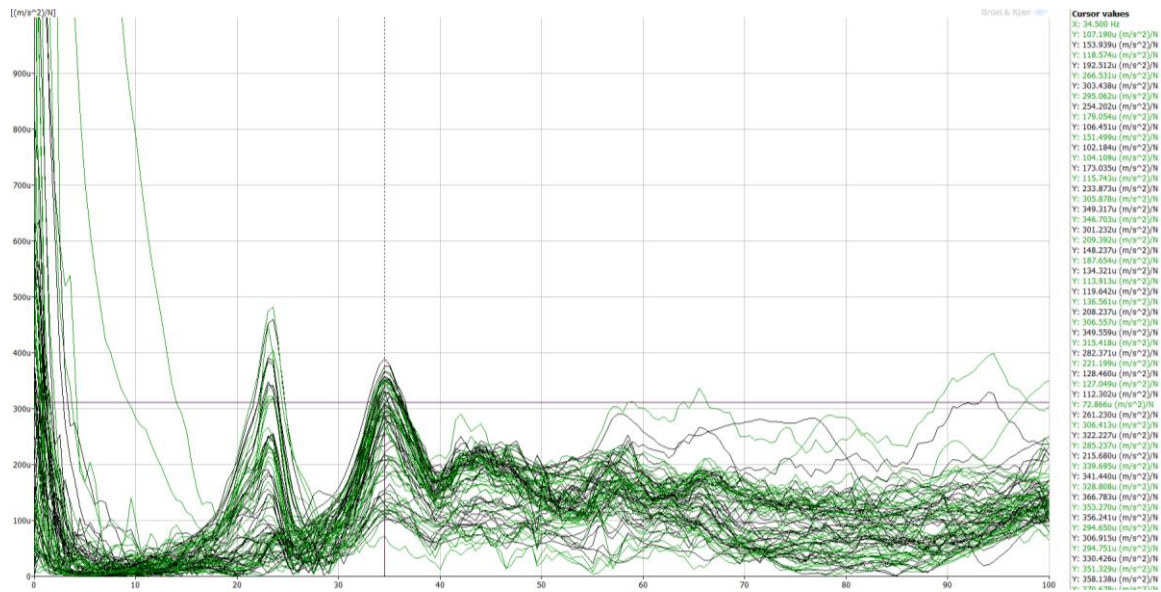
Obr. 62 - Odezva ve směru Y na buzení ve směru Y ve frekvenčním pásu 0 -100 Hz

Na Obr. 63 jsou zobrazeny odezvy ve směru Z ze všech snímačů na buzení ve směru Z ve frekvenčním rozmezí 0 – 1 600 Hz.



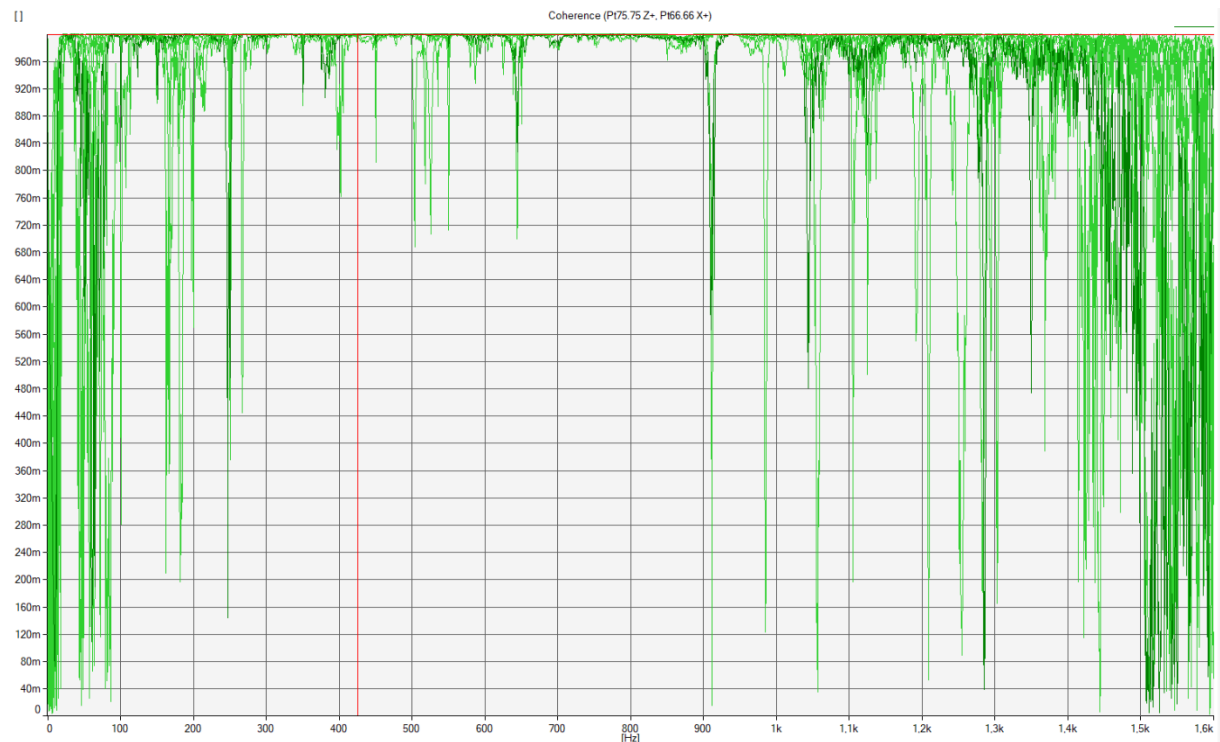
Obr. 63 - Odezva ve směru Z na buzení ve směru Z ze všech snímačů ve frekvenčním pásu 0 - 1 600 Hz

Tak jako u odezvy ve směru X a Y je zde na Obr. 64 uvedena pro přehlednost odezva ve frekvenčním pásmu 0 - 100 Hz, kde je dobře viditelná první vlastní frekvence o hodnotě 23 Hz a druhá vlastní frekvence 34,5 Hz.

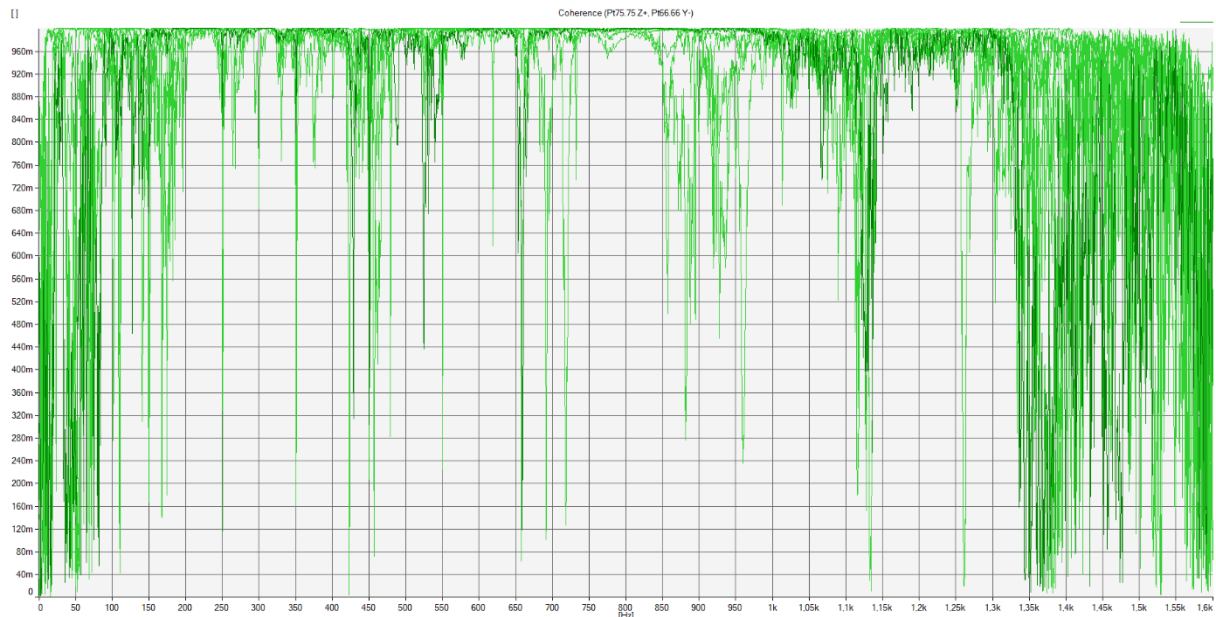


Obr. 64 – Odezva ve směru Z na buzení ve směru Z ze všech snímačů ve frekvenčním rozmezí 0 – 100 Hz

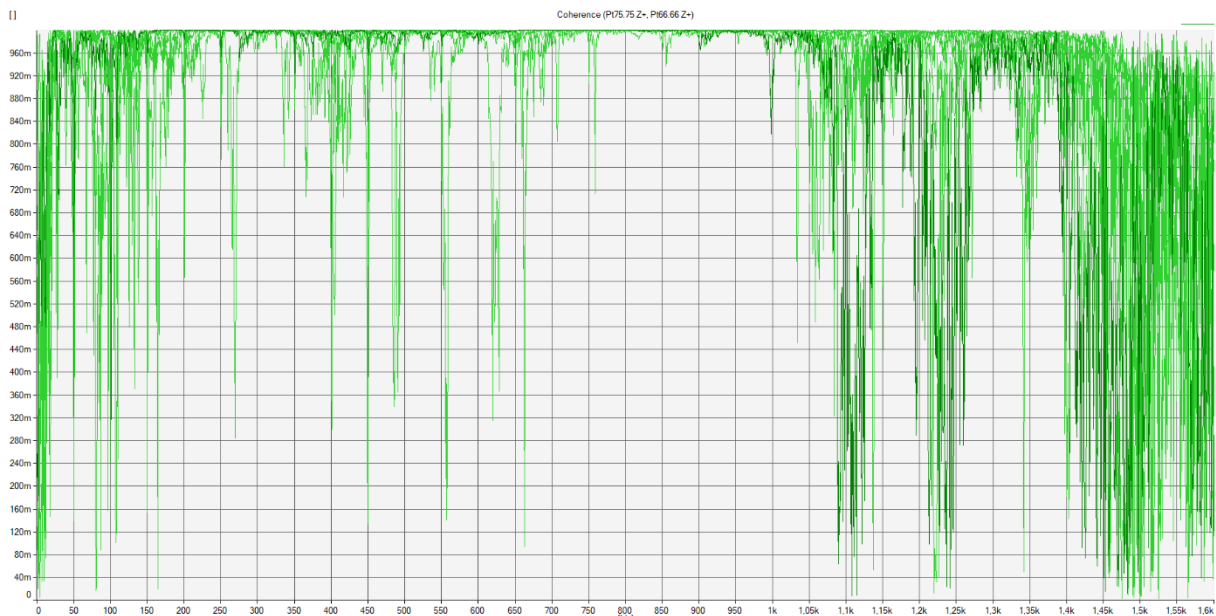
Je nutné poznamenat, že prostup signálu skrz strukturu byl nejčistší ve směru X při buzení ve směru X (Obr. 65). Směr Y (Obr. 66) a směr Z (Obr. 67) prokazuje zhoršenou koherenci, přesto výsledná koherence všech odezev je na slušné úrovni.



Obr. 65 - Koherence odezev ve směru X pro smykadlo při buzení ve směru X



Obr. 66 - Koherence odezev ve směru Y pro smykadlo při buzení ve směru Y

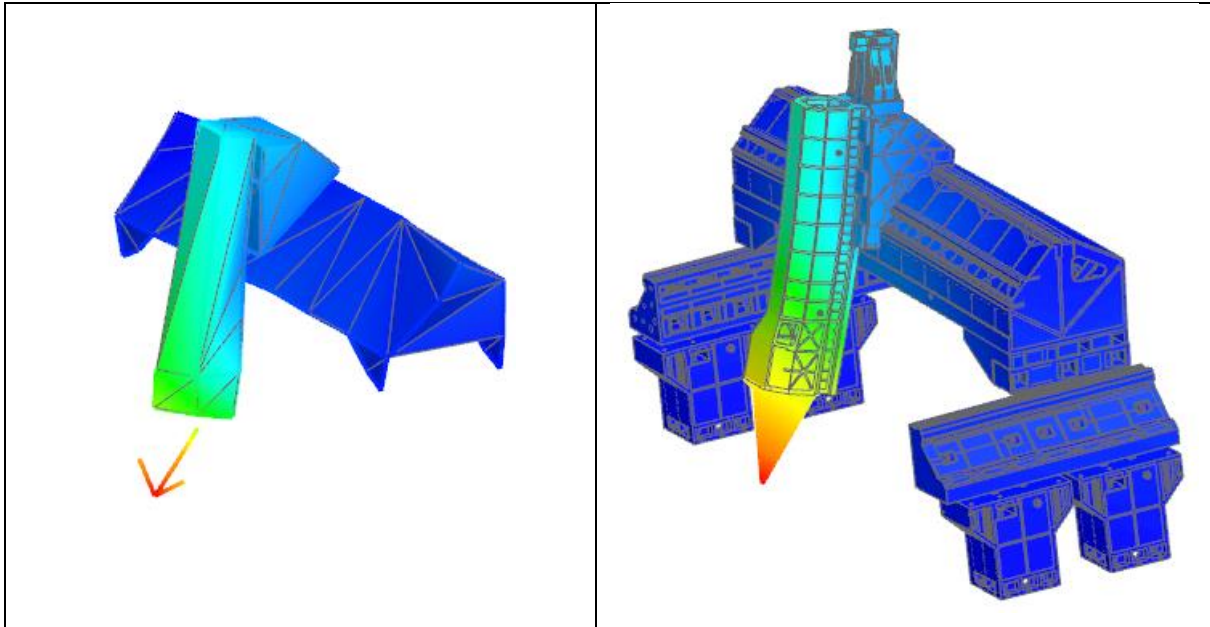


Obr. 67 – Koherence odezev ve směru Z pro smykadlo při buzení ve směru Z

Vlastní frekvence čitelné na Obr. 59 až Obr. 64 nemusí znamenat pro strukturu problematickou frekvenci. Nejprve je potřeba prověřit jejich hmotnostní ovlivnění struktury stroje, porovnat velikost výkmitu jednotlivých naměřených vlastních frekvencí a v neposlední řadě zhodnotit negativní reálnou část dynamické poddajnosti při těchto frekvencích.

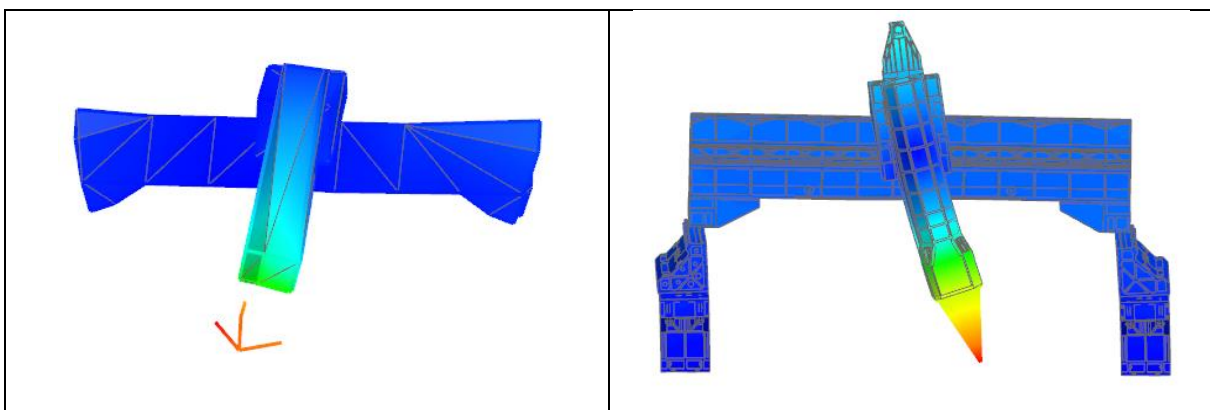
Pro zjištění shodnosti měření s výpočty byla provedena korelace na základě vlastních tvarů kmitů. Z uvedených amplitudo frekvenčních charakteristik byly hodnoceny především nejviditelnější vlastní frekvence. Z provedené analýzy vyplynulo několik hlavních párů frekvencí, u nich je možné hodnotit shodnost výpočtu s měřením. Kritériem byla shodnost tvaru vlastního tvaru více než 70 %.

Ve většině případů odpovídají první vlastní frekvence některému z dominantních hlavních tvarů kmitu (ohyby do jednotlivých směrů). Stejně tomu platí i u první naměřené vlastní frekvence 23 Hz, která byla spárována s vypočtenou frekvencí 22,83 Hz. Jedná se o ohyb do směru osy X. Na obrázku níže je vidět vlevo naměřený vlastní tvar kmitu při 23 Hz a vpravo je vypočtený tvar kmitu pro frekvenci 22,83 Hz. Shodnost těchto tvarů kmitu je 75,6 % a odchylka ve stanovených vlastních frekvencích je 0,7 %.



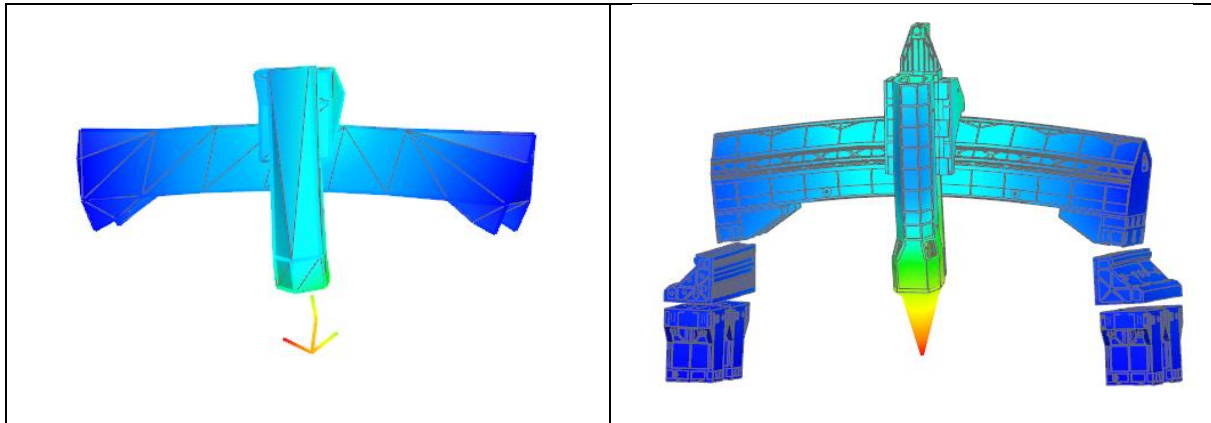
Obr. 68 – Vlastní tvary kmitu dominantní směr X – vlevo z experimentálního měření, vpravo z výpočetní modální analýzy

Další pár je dominantní do směru osy Y. Z výsledků měření při buzení ve směru Y je vidět hodnota první vybuzevané vlastní frekvence 28 Hz, která byla spárována s výpočtovou vlastní frekvencí 30,37 Hz. Shodnost těchto vlastních tvarů kmitu je 83,9 % a odchylka mezi stanovenými hodnotami vlastních frekvencí je 7,8 %. Tyto vlastní tvary kmitu jsou uvedeny na obrázku níže, tvary kmitu jsou v převrácené fázi, což na vyhodnocení shodnosti nemá vliv.



Obr. 69 - Vlastní tvar kmitu dominantní směr Y - vlevo z experimentálního měření, vpravo z výpočetní modální analýzy

Pro směr osy Z byl nalezen také pár vlastních tvarů kmitu při nízké vlastní frekvenci. Konkrétně byla spárována hodnota frekvence 34,5 Hz z experimentálního měření s vypočtenou frekvencí 32,89 Hz. Shodnost těchto vlastních tvarů kmitu je 78,7 % a odchylka hodnoty spárovaných vlastních frekvencí je 4,9 %. Vlastní tvary kmitu jsou uvedeny na Obr. 70.



Obr. 70 - Vlastní tvar kmitu dominantní směr Z - vlevo z experimentálního měření, vpravo z výpočetní modální analýzy

Z uvedených záznamů experimentálního měření modálních vlastností stroje, vypočtených vlastních frekvencí a jejich vzájemné shodnosti lze usuzovat, že model je na dobré úrovni pro hodnocení modálních charakteristik. Uvedené dominantní vlastní frekvence z měření odpovídají vlastním frekvencím z výpočtové analýzy, které měly největší negativní reálnou část dynamické poddajnosti. Odchylka vlastních frekvencí a jejich vlastního tvaru kmitu je dána především absencí kompletního osazení stroje (kryty, ochozy, těla motorů) a zjednodušením frézovací hlavy hmotným bodem. Díky tomu posouzení je tu předpoklad správného hodnocení i dalších dynamických vlastností pomocí navrženého výpočtového modelu. Bohužel výkonové zkoušky obráběním a zkoušky rozkmitáváním nebylo možné provést vzhledem k velké vytíženosti stroje a vysoké časové náročnosti potřebných měření.

12 Dosažené cíle

Úvodem byla ověřena využitelnost výpočetního MKP softwaru Simcenter NX Nastran pro kontrolu statických a dynamických vlastností stroje při vývoji či inovaci výrobního stroje.

Byly stanoveny vhodné vazby mezi díly a okrajové podmínky výpočtového modelu. Konkrétně bylo nastíněno řešení pro náhradu valivého vedení, kluzného vedení a hydrostatického vedení i s odkazem na literaturu či zdroje, kde získat potřebné vstupní hodnoty tuhosti a tlumení pro konkrétní řešení. Byla komentována náhrada šroubových spojů. Stejně tak byl navržen vhodný postup pro náhradu pohybových mechanismů (kuličkový šroub, pastorek/hřeben). Dále byl ověřen vliv náhrady příslušenství hmotným bodem. Kde bylo prokázáno, že pro stanovení vlastních frekvencí (modálních vlastností) tato náhrada oproti 3D modelu nevykazuje významné odchylky, pouze se ve výstupu neobjeví dominantní vlastní frekvence nahrazeného dílu. Vzhledem k tomu, že tato práce se zabývá dynamickými vlastnostmi stroje, u kterého je možné toto příslušenství měnit, je náhrada hmotným bodem považována za vhodnou, právě kvůli snadnému přenastavení na jiné příslušenství. V práci byl nastíněn a aplikován postup vytvoření celého výpočtového modelu portálového obráběcího stroje.

Tvorba výpočtového modelu byla aplikována na další výzkumy, které byly prováděny na 3D modelu portálového obráběcího centra s horním gantry FPPC500 od společnosti Strojírna TYC s.r.o. Prověření vlivu jednotlivých hlavních nosných dílů na tuhost v místě nástroje přineslo cenné informace spíše pro budoucí optimalizace stroje. Byl porovnán vliv dílů a dílů s jejich konečnou vazbou, což rozšiřuje možnosti hodnocení vlivu těchto nosných struktur. Porovnání je přehledně zpracováno na grafů na Obr. 33 a Obr. 34. Pro jednotlivé díly, respektive postupné sestavy byly taktéž provedeny modální analýzy, stanovení maximální absolutní amplitudy výkmitu při buzení vlastními frekvencemi a vytvořen amplitudo-frekvenční diagram při postupném buzení. Z těchto analýz vyplynulo, že největší přírůstek dynamické deformace nastane po vložení příčnicku do sestavy. To je způsobeno velkým rozměrem tohoto dílu (6 m na délku) ukotveného pouze na koncích.

Postupným přidáváním hlavních nosných dílů byl nakonec sestaven výpočtový model pro celý stroj. Pro který byla následně stanovena statická i dynamická poddajnost v místě nástroje. Byl výpočtově vytvořen obecný model dynamické poddajnosti, který se obvykle stanovuje experimentálním měřením. Dále byly stanoveny maximální amplitudy výkmitu v závislosti na budících frekvencích. Taktéž byly výpočtově zjištěny záporné reálné hodnoty orientované dynamické poddajnosti v místě nástroje. Na základě zjištěných údajů byl navržen postup hodnocení dynamických charakteristik. Tento postup byl aplikován na zkoumaný stroj FPPC 500.

V poslední části jsou uvedeny experimentální měření na stroji FPPC 500. Konkrétně měření statické tuhosti v místě nástroje a měření modálních vlastností. Naměřené hodnoty jsou porovnány s vypočtenými daty. Porovnání naznačuje dobrou úroveň vytvořeného výpočtového modelu, i přesto, že navržený postup obsahuje velkou míru zjednodušení především v části náhrad pohybových mechanismů a lineárních vedení. Díky relativní jednoduchosti výpočtového modelu jsou výsledky dosažitelné v řádu minut, proto i další úpravy/varianty/změny konstrukce či příslušenství neznamenaají přílišný nárůst výpočetního času.

Vytvořením postupu tvorby výpočtového modelu a ukázkou hodnocení dynamických vlastností stroje byl naplněn hlavní cíl této DisP, tedy vytvořit metodiku kontroly dynamických vlastností stroje ještě ve fázi návrhu stroje.

Závěr

V tezích této DisP byly ověřeny výpočetní možnosti softwaru Simcenter NX Nastran pro modální analýzy. Z počátku byly prověřeny modálních vlastnosti jednoduchého nosníku, které byly porovnávány s experimentálním měřením. Vysoká shodnost výsledků z provedených analýz jasně ukazovala na možnost využití tohoto nástroje pro složitější modely. Z analýz byl taktéž dobře pozorovatelný vliv okrajových podmínek výpočtového modelu vs ukotvení skutečného dílu (nosníku) v prostoru.

Následovalo experimentální měření statické poddajnosti a modálních vlastností na obráběcím centru FPCC 250. Toto měření bylo provedeno pomocí starší aparatury, ale přesto dávalo jasný přehled o statické tuhosti v místě nástroje a vlastních frekvencích měřitelných v konkrétních místech stroje. Shodou okolností ve vlastních prostorách Strojírny TYC s.r.o v Mýtě započala stavba nového stroje FPCC 500, u které byla přislíbena možnost měřit modální vlastnosti jednotlivých hlavních dílů stroje. Zdokumentováno bylo smykadlo, stojan, podélník, příčnick s osazenými saněmi a podélníky se stojany ukotvenými do základu. Z výpočetních analýz a porovnávání výsledků vyvstala problematika se správným spárováním naměřených a vypočtených vlastních frekvencí. V té době již měření byla prováděna pomocí modernějšího vybavení, které umožňovalo při správném rozmístění senzorů získat vlastní tvar kmitu konkrétního dílu. Díky znalosti vlastního tvaru kmitu z měření a z výpočtu byl nalezen způsob jak spárovat vypočtené a experimentálně získané vlastní frekvence a možnost zhodnotit jejich odchylky. Nalezený vhodným způsob je korelace na základě vlastního tvaru kmitu s využitím tzv. MAC (kritérium modální shodnosti). Korelace umožňuje proložení naměřených dat s vypočtenými daty a na základě shodnosti vlastního tvaru kmitu pro všechny měřené body spárovat všechny frekvence, které si s určitou mírou (70 %) odpovídají. To vše bylo ověřeno ještě v tezích této DisP, zmiňované analýzy jsou uvedeny v příloze č. 1.

V první části hlavní statě této práce byl sestaven výpočtový model stroje a nastíněn postup stanovení přenositelného výkonu na základě statické poddajnosti. Dále byl analyzován vliv jednotlivých hlavních nosných dílů stroje na tuhost v místě nástroje. Z analýzy vlivu jednotlivých dílů na tuhost v místě nástroje vyplynulo, že největší vliv má pro referenční pozici ve směru osy X příčnick následovaný smykadlem. Pro směr Y taktéž v referenční poloze stroje je již vliv příčnicků a smykadla srovnatelný. Pokud bude brán v potaz i vliv vazeb na další díl, tak pro směr osy X zůstává s největším podílem příčnick jen s mírným náskokem před smykadlem a vliv saní se téměř ztrojnásobí. Při uvažování vlivu vazeb v referenční poloze i pro směr osy Y má smykadlo největší podíl vlivu na tuhosti v místě nástroje, těsně následované saněmi (znovu téměř trojnásobné zvětšení vlivu) a příčnick se dostává až na třetí místo s téměř polovičním vlivem oproti smykadlu. Z toho plyne, že saně jsou výrazně tužší než jejich vedení po příčnicku a bylo by zde vhodné provést optimalizaci z hlediska složitosti žebrování a možnost výrazné úspory hmoty. Pro polohu stroje s vysunutým smykadlem na maximum má pro směr X i Y největší vliv na deformaci v místě nástroje smykadlo.

V druhé části hlavní statě byla představena metoda hodnocení dynamických vlastností stroje. Tato metoda byla aplikována na výpočtový model sestavený v první části a byly vyhodnoceny dynamické charakteristiky stroje. Byly zdokumentovány a ověřeny statické tuhosti v místě nástroje, dynamická tuhost v místě nástroje s největší amplitudou výkmitu při buzení vlastní frekvencí. Byly stanoveny kritické frekvence s maximální negativní reálnou částí dynamické poddajnosti a byla vypočtena předpokládána mezní šířka třísky, která udává přenositelný výkon stroje ve vztahu k samobuzenému kmitání.

V závěrečné části statě byly vypočtené hodnoty statické tuhosti a výsledky modálních analýz konfrontovány s výsledky experimentálního měření provedeného na obráběcím portálovém centru s horním gantry FPPC500. Porovnání ukázalo přijatelnou míru odchylky mezi měřeními a výpočty, tím byla potvrzena vhodnost takto vytvořeného výpočtového modelu k analýzám dynamických vlastností portálového stroje.

Podněty pro budoucí výzkum

Pro potvrzení hodnocení dynamických vlastností výpočtového modelu by bylo dále vhodné výzkum podpořit experimentálním měření dalších dynamických vlastností stroje. Tedy provést zkoušky rozkmitáváním a zkoušky výkonovým obráběním. Z těchto experimentálních zkoušek stanovit obecný model dynamické poddajnosti a nalézt všechny negativní reálné části dynamické poddajnosti s příslušnými vlastními frekvencemi. Následně porovnat naměřená data s vypočtenými, zda nedochází k nějakému rozporu mezi skutečností a výpočty. Tyto zkoušky jsou ovšem velice časově náročné a provádějí se na existujících strojích ukotvených do základu. Tím pádem jsou dosti finančně nákladné jak pro osobu měření provádějící, tak pro společnost, která zkoumaný stroj ponechává nevyužitý z důvodu prováděného měření. Nicméně potvrzením navržených výpočtových postupů naměřenými daty by byla validována míra využitelnosti stanovení dynamických vlastností v návrhové fázi stroje.

Dále by bylo vhodné aplikovat obdobný postup pro tvorbu výpočtového modelu a pro hodnocení dynamických vlastností na typově jiné obráběcí stroje, jako jsou např. soustruhy a stojanové frézky. V ideálním případě znovu ověřit výpočty experimentálními měřeními. V případě, že by se vytvořil dostatečně velký vzorek měření pro konkrétní typ stroje, bylo by možné stanovit i mezní hodnoty pro amplitudy výkmitu a záporné reálné části orientované dynamické poddajnosti, tak aby se náročnost hodnocení budoucích strojů či úprav ještě více zjednodušila.

Citovaná literatura

- [1] J. MAREK, „Všeobecně o vibracích v obráběcích strojích,“ Technický týdeník, 2013. [Online]. Available: <https://www.t-support.cz/kat/vseobecne-o-vibracich-v-obrabecich-strojich-6>. [Přístup získán 8. 9. 2018].
- [2] V. ZEMAN a Z. HLAVÁČ, Kmitání mechanických soustav, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, ISBN 978-80-7043-337-9.
- [3] O. SVOBODA a P. BACH, „MM průmyslové spektrum,“ [Online]. Available: <http://www.mmspektrum.com/clanek/adaptivnipotlacovani-chveni-pri-frezovani.html>. [Přístup získán 7. 7. 2020].
- [4] P. FOJTŮ, „Problematika samobuzeného kmitání při obrábění,“ [Online]. Available: <http://stc.fs.cvut.cz/history/2009/sbornik/Papers/pdf/FojtuPetr-304483.pdf>. [Přístup získán 10. 10. 2019].
- [5] P. BRENÍK a J. PÍČ, OBRÁBĚCÍ STROJE Konstrukce a výpočty, Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1982.
- [6] Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, „6. Viskoelastická materiálu,“ [Online]. Available: http://ufmi.ft.utb.cz/texty/env_fyzika/EF_06.pdf. [Přístup získán 10. 10. 2019].
- [7] R. NOVÝ, Hluk a chvění, Praha: ČVUT, 2009, ISBN 978-80-04347-9.
- [8] V. LAŠOVÁ, *Spojení částí stroje - Pohyblivé a pevné - Podklady k předmětu ZSVS*, 2010.
- [9] Siemens PLM Software, „Basic Dynamic Analysis User's Guide,“ Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., 2014.
- [10] A. BILOŠOVÁ, „Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část Modální zkoušky,“ VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2012.
- [11] 4. s.r.o., „EXTENSOMETER - PRŮTAHOMĚR - přesný snímač prodloužení,“ 4testingequipment s.r.o., [Online]. Available: <https://www.4testingequipment.cz/extensometr/>. [Přístup získán 15. 1. 2023].
- [12] Z. Swaczyna, *Diplomová práce: Návrh přeladitelného nástrojového držáku*, Praha: ČVUT v Praze, 2015.
- [13] M. Weck a C. Brecher, *Werkzeugmaschinen 5 - Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität; 7. Auflage*, Springer Vieweg, 2006.
- [14] Z. Hudec, *Přednáška z předmětu Konstrukce obráběcích strojů KKS/KOS*, Plzeň: ZČU, 2012.
- [15] VEEM TRADING, s.r.o., „Obložení kluzných ploch BIPLAST,“ VEEM TRADING, s.r.o., 2023. [Online]. Available: <http://veemtrading.cz/25-oblozeni-kluznych-ploch-biplast>. [Přístup získán 6. 6. 2023].

- [16] M. Weck a G. Petuelli, „Statische und dynamische Kennwerte normal belasteter Fugestellen,“ *Industrie Anzeiger*, č. 66, pp. 21, H. 6, 1983.
- [17] M. Weck a G. Petuelli, „Steifigkeit und Dämpfungskennwerte verschraubten Fugestellen,“ *Konstruktion*, č. 33, pp. 241 - 245, H. 6, 1981.
- [18] M. Xu, H. Zhang, C. Li, G. Yao, Y. Zhang a Yang Gao, „An analytical nonlinear dynamic model for linear guide with carriage,“ *Journal of Non-Linear Mechanics*, sv. 148, č. 104251, 2023, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2022.104251>.
- [19] W. Sun, X. Kong, B. Wang a X. Li, „Statics modeling and analysis of linear rolling guideway considering rolling balls contact,“ *Journal of Mechanical Engineering Science*, sv. Vol. 229(1), pp. 168-179, 2015, DOI:10.1177/0954406214531943 .
- [20] X. Kong, W. Sun, B. Wang a B. Wen, „Dynamic and stability analysis of the linear guide with time-varying, piecewise-nonlinear stiffness by multi-term incremental harmonic balance method,“ *Journal of Sound and Vibration*, sv. Vol. 346, pp. 265-283, 2015, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.02.021> .
- [21] M. Xu, C. Li, Y. Sun, T. Yang, H. Zhang, Z. Liu, H. Liu, Z. Li a Y. Zhang, „Model and nonlinear dynamic analysis of linear guideway subjected to external periodic excitation in five directions,“ *Journal of Nonlinear Dynamics*, sv. 105, pp. 3061-3092, 2021, DOI:10.1007/s11071-021-06796-3 .
- [22] Y. Du, K. Mao, Y. Zhu, F. Wang, X. Mao a B. Li, „Dynamic modeling of hydrostatic guideway considering compressibility and inertia effect,“ *Front. Mech. Eng*, sv. 10(1), pp. 78-88, 2015, DOI:10.1007/s11465-015-0331-4 .
- [23] Wikipedia, „Maxwell material,“ Wikipedia, [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Maxwell_material. [Přístup získán 25 11 2023].
- [24] T. Lazák, E. Stach a M. Sulitka, „Effect of Hydrostatic Guideway on Reduction of Machine Tool Ram Vibration,“ CTU in Prague, 2018.
- [25] C. Li, M. Xu, W. Song a H. Zhang, „A review of static and dynamic analysis of ball screw feed drives, recirculating linear guideway, and ball screw,“ *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, sv. 188, č. 104021, 2023, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2023.104021>.
- [26] K. S. Ahmed, A. K. Keng a K. C. Ghee, „Stress and stiffness analysis of a 7-teeth pinion/rack jacking system of an Offshore jack-up rig,“ *Engineering Failure Analysis*, sv. 115, č. 104623, September 2020, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104623>.
- [27] G. Zhao, Z. Xiong, X. Jin, L. Hou a W. Gao, „Prediction of contact stiffness in bolted interface with natural frequency experiment and FE analysis,“ *Tribology International*, sv. 127, p. 157–164, 2018, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.05.044>.
- [28] M. Weck, *Werkzeugmaschinen 1 - Maschinenarten und Anwendungsbereiche 6. Auflage*, ISBN : 978-3-642-38744-9: Springer Vieweg, 2005.

- [29] P. Souček a A. Bubák, *Vybrané statě z kmitání v pohonech výrobních strojů*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008.
- [30] The Mechanical Engineering Blog, „Correlation Simulation & Modal Test Results with Simcenter 3D,“ Maya HTT, [Online]. Available: <https://mechanicalengineeringblog.tumblr.com/post/167269842509/correlating-simulation-modal-test-results-with>. [Přístup získán 26. 11. 2019].

Seznam prací autora

Seznam prací autora vztahující se k tématu disertace

- [A1] LAŠOVÁ, V. BERNARDIN, P. ŠVAGR, M. KUBÍČEK, J. ALTERNATIVE SOLUTION OF A MILLING HEAD HOUSING USING THE COMPUTER AIDED SYSTEMS. *MM Science Journal*, 2021, roč. 2021, č. March 2021, s. 4304-4309. ISSN: 1803-1269
- [A2] SEDLÁČEK, F. LAŠOVÁ, V. BERNARDIN, P. JANDA, P. ŠVAGR, M. Optimization of main parts of a heavy duty cnc machine centre using a topological optimization. In *Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium*. Danube Adria Association for Automation and Manufacturing, DAAAM, 2019. s. 525-532. ISBN: 978-3-902734-22-8, ISSN: 1726-9679, DOI: 10.2507/30th.daaam.proceedings.071
- [A3] ŠVAGR, M. SEDLÁČEK, F. SIKÁ, J. Determining the dynamic properties of a cutting machine tool ram. In *Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium*. Zadar, DAAAM International Vienna, October 2019, s. 929 – 935; ISBN 978-3-902734-22-8, ISSN 1726-9679, DOI: 10.2507/30th.daaam.proceedings.129

Seznam prací autora nevztahující se k tématu disertace

- [B01] BERNARDIN, P. ŠPIRK, S. JANDA, P. HÁJÍČEK, Z. ŠVAGR, M. LAŠOVÁ, V. ŠEDIVÝ, O. KAŠPAR, J. Aretační přípravek pro 3d tisk. Praha, 2023. (PRŮMYSLOVÝ VZOR)
- [B02] BERNARDIN, P. ŠVAGR, M. LAŠOVÁ, V. Konstrukční práce s PEŠEK Machinery s.r.o.. PEŠEK Machinery s.r.o., 2022. (ZPRÁVA)
- [B03] BERNARDIN, P. LAŠOVÁ, V. ŠVAGR, M. JANDA, P. SOUHRNNÝ PŘEHLED VÝSLEDKŮ SPOLUPRÁCE SE ŠMT a.s. v roce 2022. ŠMT a.s. dříve ŠKODA Machine Tool a.s., 2022. (ZPRÁVA)
- [B04] BERNARDIN, P. LAŠOVÁ, V. JANDA, P. HÁJÍČEK, Z. ŠVAGR, M. POLÁK, R. Kontrolní obrobek pro horizontální vyvrtávačky s více vřetenovou hlavou. Praha, 2022. (PRŮMYSLOVÝ VZOR)
- [B05] BERNARDIN, P. ŠPIRK, S. ŠVAGR, M. LAŠOVÁ, V. ŠEDIVÝ, O. KAŠPAR, J. Testovací díl s pracovním názvem BATMAN 30. 2022. (FUNKČNÍ VZOREK)
- [B06] KAŠPAR, J. ŠVAGR, M. BERNARDIN, P. LAŠOVÁ, V. ŠEDIVÝ, O. DIMENSION REDUCTION USING THE INVERSE STAMPING METHOD. *MM Science Journal*, 2021, roč. 2021, č. October, s. 4810-4817. ISSN: 1803-1269; DOI : 10.17973/MMSJ.2021_10_2021089
- [B07] HLAVATÝ, V. KUBÍČEK, J. LIŠKA, Z. LAŠOVÁ, V. BERNARDIN, P. JANDA, P. HÁJÍČEK, Z. SEDLÁČEK, F. ŠVAGR, M. Soustružnická hlava multifunkčního soustružnického zařízení. Praha, 2021. (PRŮMYSLOVÝ VZOR)
- [B08] POLÁK, R. LAŠOVÁ, V. BERNARDIN, P. JANDA, P. ŠVAGR, M. Development of machine monitoring system. In *Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium*. Vídeň: DAAAM International Vienna, 2020. s. 310-314. ISBN: 978-3-902734-29-7, ISSN: 1726-9679

- [B09] HLAVATÝ, V. KUBÍČEK, J. LIŠKA, Z. LAŠOVÁ, V. BERNARDIN, P. JANDA, P. HÁJÍČEK, Z. SEDLÁČEK, F. ŠVAGR, M. *Frézovací věž soustružnického centra SM 200 T*. 2020. (PROTOTYP)
- [B10] HLAVATÝ, V. KUBÍČEK, J. LIŠKA, Z. LAŠOVÁ, V. BERNARDIN, P. JANDA, P. HÁJÍČEK, Z. SEDLÁČEK, F. ŠVAGR, M. *Zařízení pro obrábění boků zubů*. Praha, 2020. (PRŮMYSLOVÝ VZOR)
- [B11] BERNARDIN, P. ŠVAGR, M. *Návrh planetové převodovky pro upínač na výrobu závitů*. GUHRING s.r.o., 2019. (ZPRÁVA)
- [B12] HLAVATÝ, V. KUBÍČEK, J. LIŠKA, Z. LAŠOVÁ, V. BERNARDIN, P. JANDA, P. HÁJÍČEK, Z. SEDLÁČEK, F. ŠVAGR, M. *Stojan těžkého multifunkčního soustružnického centra*. Praha, 2019. (PRŮMYSLOVÝ VZOR)
- [B13] BERNARDIN, P. LAŠOVÁ, V. JANDA, P. ŠVAGR, M. *Výpočtové posouzení variant stolu portálového pracoviště WP*. Škoda Machine Tool, a.s., 2019. (ZPRÁVA)
- [B14] ŠVAGR, M. KALINA, T. CHVAL, Z. *Vývoj nové generace pohonu dveřního zámku*. BONNEL TECHNOLOGIE s.r.o., 2017. (ZPRÁVA)