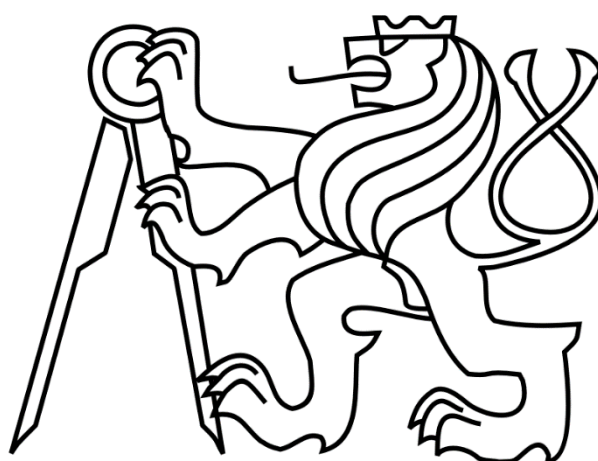


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh raklové komory flexotiskového stroje

2015

Michal Sivák





Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci s názvem: „Návrh raklové komory flexotiskového stroje“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jindřicha Sušně, MSc., a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu §60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 5. 6. 2015

.....

podpis



Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jindřichu Sušni, MSc. za odborné vedení této diplomové práce, jeho cenné rady a připomínky při jejím vypracování. Dále bych rád poděkoval konzultantům panu Ing. Matějovi Sulitkovi, PhD. a panu Ing. Pavlu Černohousovi, kteří mi byli ochotni zodpovědět případné dotazy, a v neposlední řadě děkuji své rodině za důvěru a podporu při studiu.

Anotace

Jméno autora:	Bc. Michal Sivák
Název DP:	Návrh raklové komory flexotiskového stroje
Číslo DP:	1717
Rozsah práce:	116 stran, 103 obrázků, 14 tabulek
Školní rok vyhotovení:	2014 - 2015
Škola:	ČVUT, Fakulta strojní
Ústav:	Ú 12135 Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí DP:	Ing. Jindřich Sušeň, MSc.
Konzultant:	Ing. Matěj Sulitka, PhD.
Zadavatel:	SOMA engineering
Využití:	Návrh nové raklové komory flexotiskové stroje pro potisk tenkých obalů
Klíčová slova:	flexotisk, raklová komora, raklové nože, rastrový a formový válec, štoček, sleeve, tisková forma, modální analýza, modální a fyzikální souřadnice, dynamické vlastnosti, vlastní frekvence, vlastní tvary kmitu, amplituda, stavový prostor, harmonická analýza, přechodová charakteristika, statická poddajnost, dynamická poddajnost, tuhost
Anotace:	Diplomová práce se zabývá zlepšením dynamických vlastností sestavy raklové komory flexotiskového stroje PREMIA s hlavním požadavkem na snížení hmotnosti samotného těla raklové komory a zajištění adaptabilního přitlaku raklových nožů k rastrovému válci. Při návrhu se zohledňují vlivy konstrikčních změn na dynamické chování soustavy. Výstupem diplomové práce je 3D sestava výsledného řešení s redukovanou hmotností raklové komory, grafy přenosových funkcí získaných harmonickou analýzou a samotná modální analýza provedena metodou konečných prvků pomocí softwarového programu Ansys.

Annotation

Author:	Bc. Michal Sivák
Title:	Design of Doctor Blade Chamber of a Flexographic Press
Number:	1717
Extent:	116 p., 103 fig., 14 tab.
Academic Year:	2014 - 2015
University:	CTU, Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú 12135 Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Jindřich Sušeň, MSc.
Consultant:	Ing. Matěj Sulitka, PhD.
Submitter of the Theme:	SOMA engineering
Application:	Design new doctor blade chamber of flexographic press for printing thin packages
Key words:	flexographic press, doctor blade chamber, doctor blades, anilox and sleeve, printing forme, modal analysis, modal and physical coordinate, dynamic properties, natural frequency, mode shapes, amplitude, state space, harmonic analysis, step response, static compliance, receptance, stiffness
Annotation:	This thesis is concerned with improving the dynamic properties of the assembly of the doctor blade chamber of flexographic press PREMIA with the main requirement to reduce weight of the body chamber and ensuring adaptable pressure doctor blades to anilox. To design new concept are taken into account influences of design changes to the dynamic properties of the system. Output the thesis is 3D model final solution with reduced weight doctor blade chamber, graphs frequency response function obtained harmonic analysis and modal analysis was made using a software program Ansys.



Obsah

Prohlášení.....	3
Anotační list.....	5
Obsah.....	7
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	9
1 Úvod.....	12
2 Grafické metody tisku.....	13
2.1 Ofsetový tisk.....	16
2.2 Flexotisk.....	17
2.3 Technologie výroby tiskových forem.....	22
2.4 Tiskové barvy pro flexotisk.....	24
2.5 Flexotiskové stroje.....	25
2.5.1 Flexotiskové stroje společnosti SOMA.....	27
2.5.2 Flexotiskové stroje konkurence.....	30
2.5.3 Raklové komory konkurence.....	31
3 Analýza řešeného problému.....	33
3.1 Vznik rázů a vibrací stroje.....	33
3.2 Regulace přítlaku raklových nožů.....	34
3.3 Požadavky společnosti SOMA engineering.....	35
3.4 Důsledek vibrací.....	36
4 Návrh postupu řešení.....	39
4.1 Kritéria hodnocení dynamických vlastností.....	40
5 Nástroje a metodiky řešení.....	42
5.1 Modální analýza.....	42
5.2 Modální transformace.....	44
5.3 Modální redukce.....	51
5.4 Stavový prostor.....	52
5.5 Harmonická analýza dynamického systému.....	55
5.6 Odezva na jednotkový skok.....	57
6 Návrhy úprav raklové komory.....	60
6.1 Varianta V0.....	61
6.1.1 Tuhost regulačních šroubů.....	64
6.1.2 Tuhost lineárního pneumotoru.....	64
6.1.3 Tuhost lineárního vedení.....	67
6.1.4 Výsledky modální analýzy.....	68
6.1.5 Frekvenční charakteristiky varianty V0.....	70
6.1.6 Odezva na skok síly.....	72
6.1.7 Zhodnocení stávající varianty.....	73
6.2 Varianta V1.....	74
6.3 Varianta V2.....	77



6.4	Varianty V3	79
6.4.1	Varianta V3 A – rotační pneumotor	79
6.4.2	Varianta V3 B – pákový mechanismus	81
6.4.3	Varianta V3 C – hydromotor	81
6.4.4	Varianta V3 D – vetknutá pístnice	82
6.4.5	Porovnání variant V3	82
6.4.6	Přítlačná síla k rastrovému válci	86
6.5	Varianta V4	88
6.6	Varianta V5	89
7	Celkové zhodnocení variant	91
8	Návrh výsledného řešení	93
8.1	Konstrukční řešení	93
8.1.1	Nová raklová komora	94
8.1.2	Přípevnění raklových nožů	96
8.1.3	Nosník pro přívod a odtok barvy	97
8.1.4	Volba pohonu	98
8.2	Dynamické vlastnosti nové verze	101
9	Závěr	108
	Seznam použité literatury	112
	Seznam obrázků	112
	Seznam tabulek	115
	Seznam příloh	116



Seznam symbolů

<i>A</i>	[–]	matice stavů stavového prostoru
<i>b</i>	[$kg \cdot s^{-1}$]	konstanta tlumení
<i>B</i>	[–]	matice vstupů stavového prostoru
<i>B</i>	[$kg \cdot s^{-1}$]	matice viskózního tlumení
<i>c_s</i>	[$kg^{-1} \cdot s^2$]	statická deformace, statická poddajnost pro 1N
<i>C_p</i>	[$kg \cdot s^{-1}$]	matice proporcionálního tlumení
<i>C</i>	[–]	matice výstupů stavového prostoru
<i>D</i>	[–]	matice přímého přenosu stavového prostoru
<i>E_k</i>	[$kg \cdot s^{-2}$]	modul objemové stlačitelnosti kapaliny
<i>E</i>	[$kg \cdot s^{-2}$]	modul pružnosti v tahu
<i>e</i>	[–]	Eulerovo číslo, $e \doteq 2,7183$
<i>E</i>	[–]	jednotková matice
<i>E</i>	[–]	jednotková matice
<i>f_p</i>	[s^{-1}]	frekvence pruhů
<i>F</i>	[$kg \cdot m \cdot s^{-2}$]	síla
<i>f</i>	[s^{-1}]	frekvence
<i>f</i>	[$kg \cdot m \cdot s^{-2}$]	sloupcový vektor vnějších sil
<i>H(ω)</i>	[$kg^{-1} \cdot s^2$]	matice dynamické poddajnosti
<i>j</i>	[–]	imaginární jednotka
<i>J</i>	[m^4]	kvadratický moment setrvačnosti
<i>k</i>	[$kg \cdot s^{-2}$]	konstanta tuhosti
<i>K</i>	[$kg \cdot s^{-2}$]	matice tuhosti
<i>M_k</i>	[$kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$]	krouticí moment
<i>m</i>	[kg]	hmotnost
<i>M</i>	[kg]	matice hmotnosti



n_{FV}	$[min^{-1}]$	otáčky formového válce
n_{RV}	$[min^{-1}]$	otáčky rastrového válce
n	$[min^{-1}]$	otáčky pohonu
n	$[-]$	počet stupňů volnosti
O_{FV}	$[m]$	obvod formového válce
O_{RV}	$[m]$	obvod rastrového válce
P	$[kg \cdot m^2 \cdot s^{-1}]$	výkon
p	$[kg \cdot s^{-2}]$	tlak
p	$[m]$	rozteč pruhů
q	$[m]$	modální souřadnice výchylky
\dot{q}	$[m \cdot s^{-1}]$	sloupcový vektor modální rychlosti
\ddot{q}	$[m \cdot s^{-2}]$	sloupcový vektor modálního zrychlení
\mathbf{q}	$[m]$	sloupcový vektor modální výchylky
S	$[m^2]$	plocha, průřez
t	$[s]$	čas
u	$[-]$	poměrná výchylka modální matice
v_p	$[m \cdot s^{-1}]$	obvod rastrového válce
\mathbf{V}	$[-]$	modální matice, matice vlastních tvarů kmitu
$x(t)$	$[m]$	fyzikální souřadnice, výchylka
$\dot{x}(t)$	$[m \cdot s^{-1}]$	sloupcový vektor rychlosti
$\ddot{x}(t)$	$[m \cdot s^{-2}]$	sloupcový vektor zrychlení
$\mathbf{x}(t)$	$[m]$	sloupcový vektor výchylek
\mathbf{Z}	$[kg \cdot s^{-1}]$	matice dynamické tuhosti
α	$[^\circ]$	úhel sklonu raklových nožů
α	$[-]$	konstanta konstrukčního tlumení
$\boldsymbol{\alpha}(\boldsymbol{\omega})$	$[kg^{-1} \cdot s^2]$	receptance, matice dynamické poddajnosti



β	$[-]$	konstanta materiálového tlumení
δ	$[s^{-1}]$	konstanta útlumu
ε	$[-]$	poměrná deformace, poměrné prodloužení
Λ	$[s^{-2}]$	spektrální matice vlastních čísel
ξ	$[-]$	poměrný útlum
σ	$[kg \cdot s^{-2}]$	normálové napětí
φ	$[^\circ]$	úhel, fázové zpoždění
ω	$[s^{-1}]$	úhlová frekvence
Ω	$[s^{-1}]$	vlastní kruhová frekvence systému

Seznam zkratk

EMA	experimentální modální analýza
FRF	frekvenční přenosová funkce
FV	formový válec
MDoF	systém s více stupni volnosti
MKP	metoda konečných prvků
RK	raková komora
RV	rastrový válec
SDoF	systém s jedním stupněm volnosti

1 Úvod

Cílem diplomové práce je navrhnout a optimalizovat raklovou komoru flexotiskového stroje včetně suportu uložení a jeho pohonu pro firmu SOMA engineering se sídlem v Lanškrouně v České republice. V práci se uvádí různé metody a technologie tisku, s kterými se dají potisknout nejrůznější materiály. Nejvíce se však pojednává o konkrétní technologii využívanou flexotiskovými stroji, které se konstruují ve zmíněné firmě SOMA engineering.

S technologií flexotisku se potiskuje většina spotřebitelských produktů se kterými přicházíme do styku na každém kroku, aniž bychom si to uvědomovali. Touto technologií se dnes potiskuje většina obalů a etiket výrobků, ale i různé fólie, především allobal. V dnešní době se klade velký důraz nejenom na vzhled samotného výrobku, ale také na vzhled jeho obalu, popř. balení, který musí hned na první pohled upoutat potenciálního zákazníka. To sebou přináší velké požadavky na kvalitu potisku obalů a zároveň snižování nákladů na tisk.

Firma SOMA engineering se zabývá nejenom konstrukcí flexotiskových strojů, ale nabízí také vysekávací automaty, laminátory, podélné a příčné řezačky a peletizační linky, které zpracovávají rostlinné pletivo k výrobě ekologického paliva ve formě pelet. Společnost SOMA engineering vznikla v roce 1992 privatizací konstrukčních a strojních dílen státního podniku Tesla Lanškroun, která se zabývala vývojem a výrobou řezaček pro výrobu svitkových kondenzátorů a jednoúčelových strojů pro elektrotechnický průmysl. Avšak v roce 1993, rok po založení, firma představila nový výrobní program v rychle rostoucím segmentu potisku a zpracování flexibilního obalového materiálu. Velký zlom nastal v roce 1995, kdy firma představila první flexotiskový stroj s centrálním válcem Soma Flex Central, který přinesl velký úspěch. Nyní firma nabízí ve výrobním portfoliu tři flexotiskové stroje s názvem IMPERIA, PREMIA a OPTIMA

SOMA engineering si je vědoma velké konkurence na trhu a chce vyhovět požadavkům zákazníka, což ji nutí své flexotiskové stroje neustále zdokonalovat. Na základě jejich požadavků pro zdokonalení flexotiskového stroje vzniklo dané téma diplomové práce. Hlavním požadavkem je navrhnout optimalizované raklové komory s ohledem na tuhost a útlum vibrací, které při daném tisku vznikají, s požadavkem minimalizace váhy raklové komory. Od toho se dále bude vyvíjet návrh suportu uložení této komory s takovými pohony, aby byla zaručena opakovatelnost najíždění definované polohy v případě výměny raklových nožů či samotné komory a nastavení adaptivního přítlaku raklových nožů k rastrovému válci. Raklová komora zajišťuje smáčení barvicího rastrového válce, prostřednictvím kterého se nanáší barva na štoček a následně na potiskovaný materiál. Podrobněji je daná problematika vysvětlena v kapitole 2.2. Prvním úkolem bude zjistit modální vlastnosti stávajícího provedení a na základě hodnotících kritérií a navrhovaných změn pro optimalizaci raklové komory se nalezne konečné řešení.

2 Grafické metody tisku

V dnešní době se naráží v různých sektorech průmyslu na výrobky, které mají na sobě spoustu etiket, obalů a různých druhů balení, které graficky zaujmou na první pohled. Obaly a etikety mohou být vyrobeny z různých materiálů. Dnešní technologie tisku nabízí několik možností, jak tyto obaly potisknout a proto je vhodné si některé metody tisku přiblížit a porovnat. Každá z metod má své výhody a nevýhody a každá z nich je vhodná na potisk jiných materiálů.

Jako nejběžnější prakticky užívaná v běžném životě je digitální technologie tisku. Pod touto metodou se skrývají různé domácí tiskárny, plotry, kopírky a další.

Nejprve se uvede základní rozdělení tiskařské techniky a přiblíží se jejich princip tisknutí.

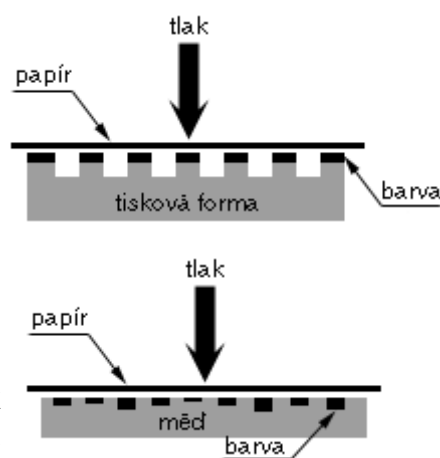
Grafické metody tisku [1]:

- Tisk z výšky
- Tisk z plochy
- Tisk z hloubky
- Průtlačný tisk – sítotisk
- Digitální tisk
- Tiskové rastry

Na obr. 1 je zobrazen schematický obrázek metody tisku z výšky i z hloubky. Tisk z výšky je způsob tisku, kdy tisknouce místa jsou na tiskové formě vyvýšena nad úroveň míst netisknoucích.

Pro představu se tato metoda dá představit, jako kdyby se tisklo pomocí razítka. Tisková forma neboli vzor se může a nemusí namáčet přímo do barvy, jak je tomu třeba u razítka, ale u některých metod se nejprve nanese barva na přenosný válec nebo desku, která nanese barvu na tiskovou formu a poté se teprve vzor formy obtiskne na papír. Do této kategorie tisku patří samotný knihtisk i flexotisk. Knihitisk byl vynalezen už ve starověké Číně a k jeho zdokonalení přispěl v roce 1450 Johann Gutenberg, který usnadnil metodu tisku a tím pomohl rozšířit písemnou kulturu lidstvu. Knihitisk je tiskovou technikou, která používá nepoddajnou tiskovou formu. Formy knihitisku jsou především z pevného kovového materiálu, tzv. litery, na které se nanáší barva. Knihitisk je obzvláště vhodný pro jednobarevný tisk. Hodí se tedy k tisku novin případně časopisů. Tato metoda je dnes již zastaralá a téměř se dnes nepoužívá [1]. Flexotisk naopak používá pružnou tiskovou formu a používá se k potisku obalů, hliníkových fólií, kartónů, lepenek a dalších materiálů. Flexotisková forma je ze speciální gumy a je natažena na formový válec, kterým se následnou rotací otiskne vzor na tisknouce se materiál. Více o flexotisku se nachází v kapitole 2.2.

Tisk z hloubky je opačnou metodou tisku z výšky. Tisknouce místa na tiskové formě jsou pod úrovní netisknoucích míst. Tisková místa jsou zaplněna řídkou



obr. 1 Tisk z výšky (nahore), tisk z hloubky (dole) [21]

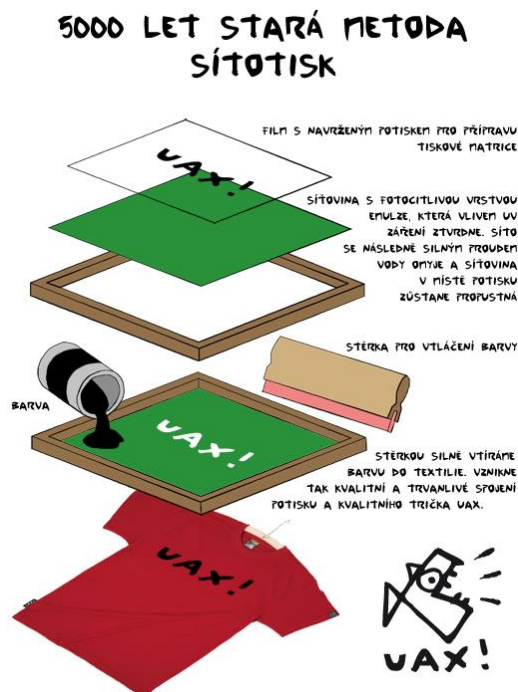
rychle zasychající barvou a při tisku dochází k převzetí barvy potiskovaným materiálem. K přilnutí barvy na materiál dochází odpařením těkavých rozpouštědel z barvy.

Další technologií tisku je metoda tisku z plochy, která patří k nejrozšířenější tiskové technice především díky ofsetu. V případě tisku z plochy se nevyužívá různé výšky tisknoucích a netisknoucích míst na formě, ale rozdílných chemických vlastností. Více se o této metodě pojednává v kapitole 2.1.

Sítotisk je založen na protlačování barvy průchodnými místy obrazové šablony na materiál. Síto se nejprve natře vhodnou barvou (fotocitlivou emulzí) z obou stran, čímž se zaručeně zakryjí všechna místa, která se nemají tisknout, poté se přiloží film s navrženým potiskem na chtěnou pozici, a následně se celé síto i s filmem ozáří UV světlem, což zapříčiní ztvrdnutí fotocitlivé barvy. Následným oplachem vody se na místech, kde se nacházel film s potiskem, vytvoří průchodná místa se vzorem potisku a pak pouhým rozetřením barvy stěrkou po sítu se otiskne vzor na daný materiál, např. na tričko. Tento základní princip sítotisku je vidět na obr. 2. Sítotiskem lze potisknout veškeré materiály v rovinném i prostorovém tvaru o rozdílných tloušťkách nánosů tiskové barvy, např. textil, kůži, fólii, kartón, lepenku [1],[15].

V současnosti nejběžnější metodou tisku je digitální tisk, který pokrývá naprostou většinu malosériových kusových tiskovin. Tiskové technologie, které potřebují tiskovou formu, se označují jako analogové (klasické) a technologie, které tiskovou formu nepotřebují, se skrývají pod názvem jako digitální. Digitální tisk je napojen přímo na počítač, v němž jsou uloženy informace o tisku v digitální podobě. Tisk probíhá přímo z digitálních podkladů přenesených z PC do tiskového stroje. Je použitelný v mnoha oborech polygrafické výroby, kde může doplňovat případně i nahrazovat konvenční tiskové techniky, které zde byly uvedeny. V současné době je využíváno několik technologií digitálního tisku, z nichž jsou nejrozšířenější elektrofotografie a inkjetový tisk [15].

Elektrofotografie je používána ve většině barevných laserových tiskárnách a kopírkách, které se nacházejí v domácnostech a kancelářích. Proces tisku laserových tiskáren je založen na nabíjení selenového válce, na který se pak

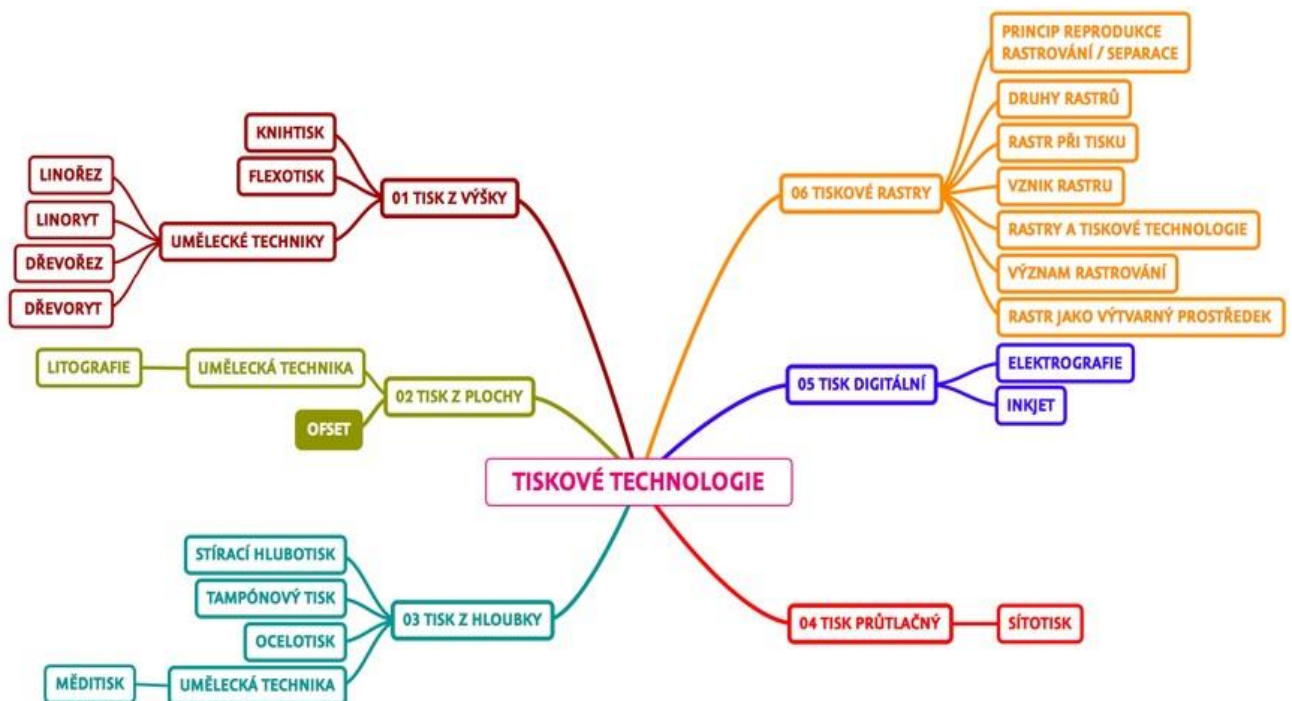


obr. 2 Princip sítotisku [14]

s opačnou polaritou přichytí toner (prášková barva), která se následně tepelně fixuje k papíru.

Inkjetový případně inkoustový či tryskový tisk je z hlediska vytvoření obrazu nejjednodušší digitální technikou. Princip inkoustového tisku spočívá v přesném nanášení velmi malých kapiček inkoustu, který je na papír bezkontaktně přenášen z tiskové hlavy.

V této kapitole se uvedly pro seznámení určité typy tisku, kterými se dá ledacos potisknout. Na závěr ještě na obr. 3 je zobrazen pavouk s podrobnějším rozdělením technologií tisku.



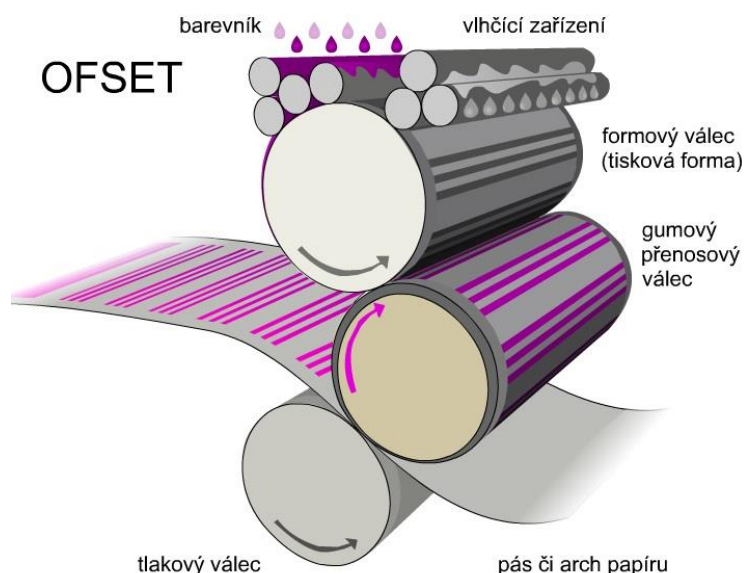
obr. 3 Rozdělení technologií tisku [13]

2.1 Ofsetový tisk

Ofsetový tisk byl vyvinut na konci 18. století z techniky litografie (kamenotisku), kterou vynalezl A. J. F. Senefelder, který se narodil v Praze. Za vynálezce ofsetu jsou považováni Američan W. Rubel a Němec K. Hermann, kteří nezávisle na sobě zkonstruovali ofsetový tiskový stroj. Rozšíření ofsetu nastalo až v 60. letech 20. století [1].

Ofsetový tisk je nepřímou technologií tisku, což znamená, že barva je nanášena na ofsetový válec prostřednictvím formového válce, který zanechá vzor na ofsetovém válci a tento válec ho následně otiskne na papír, jak je zobrazeno na obr. 4. Na formový válec se barva dostane pomocí barevníku. Barva se tedy přenáší dvakrát a předloha na tiskové formě není stranově převrácená, jak to bývá u některých z metod. V současné době patří ofsetový tisk k nejrozšířenějším metodám tisku.

Ofset patří do skupiny technologie tisku z plochy, kdy tisknouce prvky jsou prakticky ve stejné úrovni s netisknoucími prvky, které mají jiné fyzikální i chemické vlastnosti povrchu. Tisknouce místa jsou oleofilní, tedy schopna na sebe vázat barvu a odpuzovat vodu, zatímco netisknouce místa jsou hydrofilní, naopak absorbují vodu a odpuzují barvu. Pomocí vlhčicího prostředku se nejprve smáčí netisknouce místa formového válce, na který se poté nanáší barvy na bázi minerálních olejů [1], [15].



obr. 4 Schéma ofsetu [13]

Nepřímý přenos barvy přes ofsetový válec umožňuje potisknout různé druhy podkladů i méně kvalitní papír. Formový válec (tisková forma) je převážně zhotovena z monometalických tenkých plechů např. z hliníku, bimetalu nebo trimetalu, které se následně musí ještě povrchově upravit, tak aby netisknouce část byla hydrofilní a tisknouce vzor byl hydrofobní. Tato úprava povrchu se provádí pomocí ozářování UV světlem. Na místech vystavených UV záření dojde k fyzikální a chemické změně povrchu. Osvětlená místa jsou netisknouce a neosvětlená místa jsou tisknouce místa. Tisková forma se následně obepne kolem formového válce [1].

Touto metodou je na světě vytištěná většina knih, novin, časopisů, letáků, vizitek, plakátů a tím se řadí mezi dominantní tiskové technologie pro velkosériovou výrobu výtisků, samozřejmě se myslí počet výtisků na jedné formě. Hodně



nákladovou položkou tohoto tisku zaujímá předtisková příprava, která zahrnuje u ofsetového tisku výrobu tiskových matric (formových válců), přípravu a seřízení stroje pro tisk. Tedy samotná příprava tisku nové zakázky je nezanedbatelnou položkou, co se týče režijních nákladů stroje. Z tohoto důvodu je časově i finančně náročnější než digitální tisk. U digitálního tisku prakticky žádná příprava není. Pro kusovou produkci se ofsetový tisk vzhledem k technologickým postupům nevyplatí, ale pokud se tiskne velké množství tiskovin, tak výsledná cena je pak nižší než u digitálního tisku. Pro představu je ofsetový tisk výhodnější už při objemu tisku nad 500 ks formátu A4. Dnešní ofsetové stroje jsou napojeny na počítače a jsou vybaveny řídicími prvky, kde kvalita obslužného softwaru stroje rozhoduje o samotné kvalitě tisku. Ofset umožňuje tisknout velmi jemné detaily i při použití méně kvalitního papíru. Dá se říci, že ofset vykazuje vyšší kvalitu tisku, ale na druhou stránku není zase tak variabilní a pružný jako tisk digitální. Kvality tisku se dosahuje díky pryžovému ofsetovému válci, který je schopen přilnout i na hrubší povrch. Toho se využívá při tisku zejména letáků a billboardů, kde samotná kvalita papíru není rozhodujícím faktorem zákazníka [1], [15].

Konstrukční provedení ofsetových strojů je založeno na přesném vrstvení a nanášení barvy po válcích. Na každém ofsetovém tiskovém stroji se nachází tyto konstrukční uzly [15]:

- Nakladač
- Vlhčící systém
- Barevník
- Tisková jednotka
- Transportní jednotka
- Vykladač

2.2 Flexotisk

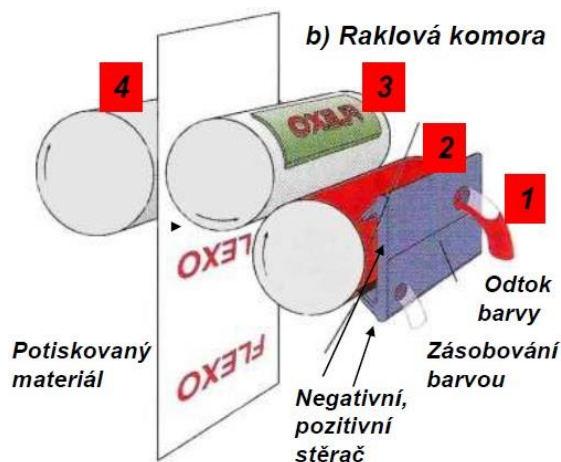
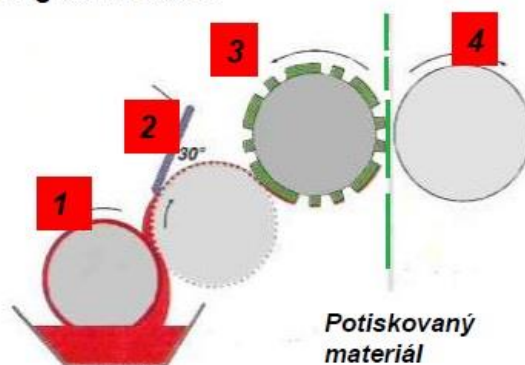
Tato tisková technologie prochází postupným vývojem již od konce 19. století, v této době se spíše jednalo o tzv. gumotisk, kde se k tisku používali gumové ručně vyřezávané knihtiskové válce, které byly později opatřeny gumovými potahy. Původním názvem této metody byl anilinový tisk, který byl zaveden v USA podle používaných dehtových barev na bázi anilinu. Termín anilinový tisk nevyhovoval z důvodu hrozby obsahu škodlivých látek obalů pro potravinářský průmysl, i když se později používali pigmentové barvy, které byly zcela neškodné. A proto se hledal nový název této metody pod iniciací firmy Mosstype Corporation, která následně přišla s označením této metody jako flexografie. Oficiální definice této nově nazvané technologie zněla: „*Flexografie je metoda tisku z výšky, při níž je použito gumových tiskových desek a tekutých rychleschnoucích barev.*“ [1, str. 70]

V posledních letech se flexotisk velice rychle rozvíjí a hned po ofsetu je nejpoužívanější konvenční tiskovou technikou. Díky své flexibilní tiskové formě a možnosti výběru typu barvy podle potiskovaného materiálu se uplatňuje především při potisku tenkých obalů, lepenek, papíru, plastů – samolepky, tašky, kelímky na mléčné výrobky, vosky, celofán, polyethylenové a polyamidové i kovové tenké fólie jako alobal a další materiály [1].

Přenos barvy na potiskovaný materiál se uskutečňuje prostřednictvím tiskových elementů formy, které jsou vyvýšené nad ostatními netisknoucími místy. Flexotisk patří do nepřímé metody tisku a přenos barvy na potiskovaný materiál začíná nanesením barvy na rastrový válec prostřednictvím brodicího válce nebo raklové komory. Rastrový válec poté přenáší barvu na formový válec, na kterém je tisková forma. Na tiskové formě se uchytí barva a přenesse se na tisknutý materiál. Samotný tiskový proces si vyžaduje pro spolehlivý přenos barvy z formového válce na potiskovaný materiál poměrně malý přítlak tlakového válce. Z tohoto důvodu je samotný tiskový proces velice citlivý na rušivé podněty způsobující změnu přítlačné síly tlakového válce. Potiskovaný materiál se odvíjí mezi štočkem a tlakovým válcem [1], [15].

Tisková jednotka flexotiskového stroje se skládá z formového válce a barevníku. Barevník je tvořen ze dvou prvků a v případě flexotisku se dělí na dvě varianty, které jsou zobrazeny na obr. 5. Barevník je tvořen brodicím válcem nebo raklovou komorou a rastrovým válcem. Barevník s brodicím válcem je jednodušší a levnější systém nanášení barvy pro nenáročné operace, ale v dnešní době se téměř nepoužívá. Barva se nanese na rastrový válec a následně se přebytečné množství barvy setře

a) Negativní stěrač



obr. 5 Schéma flexotisku:

a) s brodicím válcem b) s raklovou komorou;
1,2 – barevník, 3 – formový válec se štočkem,
4 – tlakový válec [15]



obr. 6 Raklová komara – SOMA engineering

stěrkou. Změna přenášeného množství barvy se uskutečňuje přitlakem brodicího válce k rastrovému válci. Velkou nevýhodou tohoto systému barevníku je odpařování ředidel z barev, což má za následek změnu jejich vlastností v průběhu tisku a tím se mění i samotná kvalita tisku.

Na základě této velké nevýhody otevřeného barevníku s brodicím válcem se vyvinul uzavřený systém barevníku s raklovou komorou, ke které se uchytily i stěrače, tzv. raklové nože stírající barvu z rastrového válce. Díky pozitivnímu a negativnímu noži a bočnímu těsnění je zajištěna uzavřenost systému, a proto nedochází k odpařování ředidel, čímž je zajištěna vysoká stabilita systému. Ke zvýšení kvality barvy dochází v raklové komoře k její neustálé kontinuální cirkulaci. Barva je tedy neustále přiváděna a zároveň odsávána pod určitým tlakem barvovými čerpadly. Na obr. 6 je vidět dnešní model raklové komory používané ve firmě SOMA engineering, která je dále vybavena systémem odvodu vzduchu.

Funkce rastrového neboli aniloxového válce spočívá nanášet v definovaném množství barvu na tiskovou formu. Rastrový válec aby mohl nanášet barvu na tiskovou formu, tak má na povrchu souvisle vytvořený rastr jamek s přesně definovanými tvary. Jádro rastrového válce je nejčastěji z nerezové nebo kompozitní oceli, na který se může ještě nanést speciální oddělovací vrstva, jež má za úkol ochránit jádro před korozí a dalšími vlivy okolního prostředí. Vrchní část válce je tvořena buď chromovou anebo keramickou vrstvou. Do této vrstvy jsou posléze mechanickým nebo laserovým gravírováním vytvořeny jednotlivé jamky, přenášející při tisku barvu. Plochy mezi jednotlivými jamkami se nazývají můstky nebo přepážky. Barva při nanesení na rastrový válec ulpí i na povrchu přepážky



obr. 7 Mikroskopické zvětšení jamek rastrového válce

a při špatném stírání se přenesou větší množství barvy než má a může dojít k nárůstu tiskového bodu, čímž se snižuje kvalita tisku. Na obr. 7 je zobrazen povrch válce v mikroskopickém měřítku. Množství přenášené barvy a kvalita nanesené vrstvy záleží na tvaru, hloubce a množství jamek a na samotné kvalitě stírání. Tvar jamek může být různý – pyramidový, kónický nebo ve tvaru šestihranu. Na obr. 8 jsou zobrazeny tvary jamek, které svým tvarem ovlivňují vyprazdňování a přenos barvy. Nejhorší vyprazdňování vykazuje jamka A, naopak jamka označená písmenem C zajišťuje nejlepší přenos tiskové barvy. Počet jamek je definováno tzv. lineaturou, která se většinou uvádí v jednotkách [lpi] (link per inch) nebo [cm⁻¹] udávající počet jamek na jednotku délky. Objem barvy je definován tzv. kubaturou udávanou většinou v jednotkách [cm³/m²] udávající kolik objemu pojmu jamky na jenom m². Způsob vytváření jamek se může vytvářet několika způsoby.

Dnes je nejčastější metoda laserového gravírování, která využívá plynného laseru CO₂ nebo pevnolátkového laseru YAG. Laserová technologie umožňuje specifické rytí jednotlivých tvarů jamek, např. firma APEX prezentuje tři základní technologie, se kterými lze dosáhnout vysoké lineatury (až 1000 linek·cm⁻¹) a to přináší navýšení přenášeného objemu. Na rastrový válec se po vytvoření jamek mohou dále aplikovat povrchové úpravy, které mají za úkol zvýšit jeho životnost a zlepšit jeho nanášecí schopnosti. Rastrové válce s chromovým povrchem jsou oproti válcům s keramickým povrchem mnohem levnější, ovšem jejich dosažitelná lineatura je zase třetinová oproti keramickým válcům. U rastrových válců je důležité sledovat jejich opotřebení během tisku, kdy dochází k obrušování ploch můstků raklovými noži a tím ke snížení hloubky jamek a tedy jejich objemu.

Velká pozornost se musí věnovat také stěračům barvy. Stěrač je v podstatě ocelový plát o tloušťce 0,1-0,3 mm, který stírá přebytečnou barvu z můstku rastrového válce, aby nedocházelo k nárůstu tiskového bodu. To s sebou přináší nutnost sledování přítlaku nožů k válci a jejich opotřebení [1].

Formový válec se nachází mezi rastrovým a tlakovým válcem, mezi kterými prochází potiskovaný materiál. Formový válec je většinou z oceli, na jehož plášti je upevněna tisková forma. Formové válce, dnes i rastrové válce, jsou provedeny ve formě návleků (sleevů), jak je vidět na obr. 9, což umožňuje velmi rychlou a snadnou výměnu tiskové formy pro jiné zakázky. To přináší s sebou určitou



obr. 8 Tvar jamek

flexibilitu zakázek a zároveň snížení nákladů na výrobu tiskové formy nebo rastru přímo na válcích. To znamená, že jádro válce se nemění a vymění se pouze tisková forma ve formě návleku. Systém návleků přináší velkou úsporu, přípravných časů flexotiskového stroje, snížení nákladů na výrobu tiskové formy a zvýšení produktivity tisku. Průměr formového válce resp. je určen tiskovou délkou s respektováním tloušťky lepeného štočku.



obr. 9 Výměna sleeveu SOMA [22]

Tisková forma flexotisku může být tvořena ze štočku nebo, příp. kombinací obojího, přičemž jejich tvrdost a tloušťka se přizpůsobuje dle potiskovaného materiálu. Tiskové formy pro flexotisk lze rozdělit do dvou skupin dle použitých elastických materiálů.

- Gumové tiskové formy

➤ Fotopolymerní tiskové formy

Dnes se štoček zásadně lepí na sleeve, z důvodu lepší, rychlejší výměny a zachování připravenosti štočku pro opakovaný tisk dané zakázky. Hlavním důvodem proč se zásadně nepoužívají pouze sleevey je cenový rozdíl mezi štočkem a sleeveem, který je podstatně dražší na výrobu. Volba z čeho bude tisková forma, záleží na požadované kvalitě tisku a velikosti zakázky. Montáž štočků buď na formový válec nebo sleeve se provádí na montážním zařízení, kde se lepí většinou pomocí oboustranné pásky. Nalepení štočku na formový válec musí být přesné, kvůli možnému zkreslení nebo posunutí tiskového vzoru a proto je nutné dbát na přesnost soutisku dílčích barev, což umožňují tzv. soutiskové značky (křížky, mikrotečky), dle kterých se štoček nalepí správně. Montážní zařízení jsou vybaveny optickým neboli kamerovým systémem pro snímání kontrolních bodů [15]. Dané stroje nabízí samotná firma SOMA engeneering pod obchodním označením MONTÁŽKY.

Štoček se v případě flexotisku vyrábí převážně z pryže nebo fotopolymeru ve tvaru desek, samozřejmě pro jiné grafické metody může být vyroben i z pevných materiálu např. z různých slitin, hořčíku nebo mosazi. Na obr. 11 je ukázka tiskové formy v podobě štočku vyrobeného z fotopolymeru od společnosti JET Europe.

Sleev je bezešvý obepínací válec, kde jeho vnitřní průměr má plochu s kompresibilní vrstvou, která se přisaje k povrchu formového válce. Kompresibilní vrstva představuje vzduchový polštář, který přívodem stlačeného vzduchu prostřednictvím formového válce zvětší vnitřní průměr, a po nasunutí na válec se přívod vzduchu vypne a tím se sleeve přimkne k válci. Sleeve může být vyroben z fotopolymeru, vulkanizační gumy nebo elastomeru a dalších materiálů. Jedním z mnoha výrobců je např. firma ROSSINI nebo jablonecká společnost Ligum, která v nedávné době uvedla na trh nový typ flexotiskových sleeveů pod obchodním názvem *Blue One Sleeves* (viz. obr. 10), jejichž cena je nižší než klasických sleeveů [17], [20].



obr. 11 Štoček flexotisku JET UVW [17]



obr. 10 Blue One sleeves vyvinuté společností Ligum [20]

2.3 Technologie výroby tiskových forem

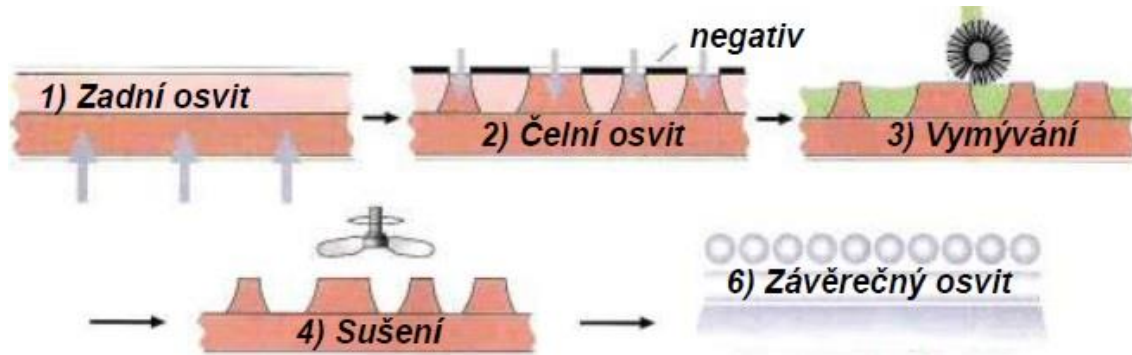
Tiskové formy jsou tedy ve tvaru rovinných desek (štočků) nebo návleků. Při výběru materiálu tiskové formy je nutné uvažovat, jaký druh barev bude k tisku použit. Nesmí dojít k naleptání či zkrěhnutí tiskové formy, což může zásadně ovlivnit velikost tisknoucího bodu. Gumové směsi se vyznačují dobrou afinitou k flexotiskovým barvám a mají dobrou schopnost tuto barvu přenést na potiskovaný materiál. Tiskové formy flexotisku jsou zhotoveny převážně z těchto pružných materiálů:

- Vulkanizovaná guma, pryž
- Silikon
- Fotopolymer
- Tekutý polymer

Gumový štoček je vyroben ve vulkanizačním lisu vulkanizací příslušné surové gummy. Podle požadovaných vlastností se používají tři hlavní typy kaučuku (přírodní kaučuk, akrylnitrylkaučuk a butylkaučuk), které se vyznačují různou tvrdostí vyjadřovanou ve stupních Shore [1]. Zatímco dříve se aplikovaly gumové štočky, tak dnes se zejména používají nejrůznější fotopolymery. K vytvoření tisknoucího motivu na fotopolymeru se v současnosti používají tři základní postupy:

- Konvenční zpracování
- Zpracování na CTP
- Přímé gravírování

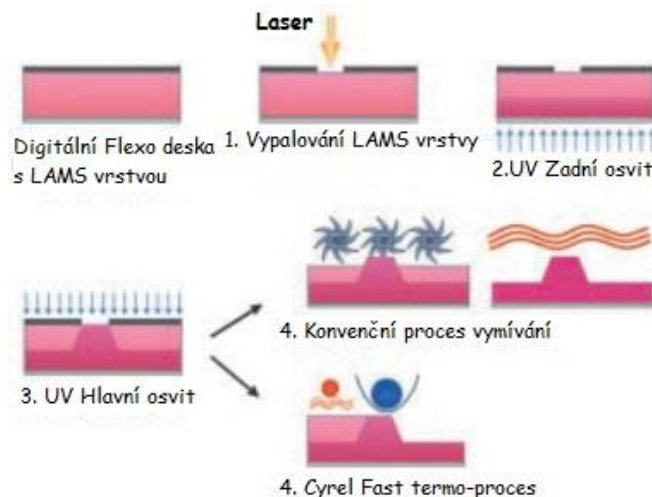
Princip vytváření motivu na fotopolymerní desce má v zásadě vždy dvě fáze. Přenos obrazu na desku a vyvolání obrazu. Konvenční zpracování aplikuje kontaktní film s negativem tisknoucího obrazu na fotopolymer. Následně je fotopolymer vystaven UV záření, které způsobí vytvrzení hmoty fotopolymeru v tiskových místech. Na obr. 12 je k vidění schéma této metody. Nejprve se osvítil spodní část desky pro vytvoření základny, poté se přiloží kontaktní film s negativem na vrchní část, aby se osvítila pouze tisknoucí místa. Po vytvrzení následuje vymývání a sušení. Pátým krokem je tzv. konzervační ošetření, které na obr. 12 není vidět. A posledním krokem je celkové vytvrzení tiskové formy, již se zhotoveným motivem [15].



obr. 12 Fotochemické zhotovení tiskové formy [15]

Při vymývání se netisknoucí místa fotopolymeru vymývají tzv. vyvolávacím roztokem, který obsahuje určité chemikálie. Kromě vymývání rozpouštědly se začínají prosazovat také jiné metody a to např. vymývání pomocí vody. Tato metoda s sebou přinesla spoustu výhod. Největší výhodou je, že se nemusejí používat další chemikálie, které se musejí podle přísných předpisů ekologicky likvidovat, a to přináší velkou finanční úsporu. Tuto finanční úsporu nabízejí vodou vymývatelné fotopolymerní tiskové formy (viz. obr. 11) [17].

Novější technologií vytváření motivu je metoda CTP (Computer to plate), která digitalizovala obraz motivu a negativní film nahradila tenkou černou vrstvou na povrchu fotopolymerní desky. Tato LAMS vrstva (Laser Ablation Mask Systém) plní funkci masky. LAMS vrstava svými specifickými vlastnostmi umožňuje absorbovat infračervené záření, tzn. že po procesu vypalování (gravírování) černé LAMS vrstvy vznikne požadovaný motiv (digitální film).



obr. 13 Princip CTP a CDI metody [16]

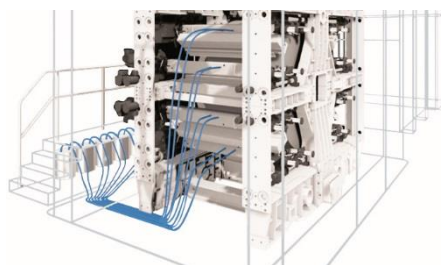
Tato metoda s sebou přináší velkou úsporu času, díky využití digitální podoby obrazu, který se přenáší z počítače do laseru. Na obr. 13 je vidět schéma dané metody. Laserové zařízení využívají buď pevnolátkového laseru Nd:YAG nebo plynového laseru CO₂. Metoda CDI se liší od CTP pouze tím, že metoda CTP netisknoucí, nevytvrzená místa vymývá, zatímco CDI je tepelně odpařuje. Deska se po vysušení ještě vloží do osvitového automatu pro celkové vytvrzení formy [16].

Nejnovější technologií je přímé gravírování obrazu tiskových forem aniž by se musel vyvolávat obraz. Jedná se o přímé gravírování flexotiskových sleeveů a štočků digitální cestou. Po konečném gravírování následuje už pouze mytí hotové tiskové formy vlažnou vodou s malým přídavkem saponátu a krátké vysoušení, po

kterém je forma připravena k tisku. Součástí tohoto procesu je pouze laserové gravírování a odsátí nespálených zbytků materiálu. Mytí a vysoušení se v tomto případě provádí pouze z hlediska očištění od neodsátých zbytků. Tento způsob výrazně zjednodušuje, zrychluje a zkvalitňuje výrobu tiskových forem. Odstraňuje potřebu dvojího osvětlení, vymývání nebo odpařování netisknoucích míst a následné sušení tiskové formy, což přináší vysokou produktivitu [16], [17].

2.4 Tiskové barvy pro flexotisk

Se zvyšujícími se nároky na kvalitu tisku rostou i nároky na kvalitu používaných tiskových barev. V současnosti musí mít flexotiskové barvy spoustu vlastností, které zaručí jejich kvalitu a zároveň nijak chemicky neovlivní tiskové válce a tiskovou formu. Musejí vykazovat velmi dobrou odolnost proti nejružnějším vnějším vlivům, mezi které se řadí odolnost proti otěru, vzdušné emise, denní světlo, UV záření apod. Dále s rostoucí rychlostí tisku flexotisku se zvyšují nároky na rychlost zpracování těchto barev, jejich zasychání, vytvrzování a přilnavost na jednotlivých typech potiskovaných materiálů. Je zřejmé, že vlastnosti barev se budou lišit na základě potiskovaného materiálu. Jiná barva se použije na potisk aluminiové fólie a jiná na potisk obyčejného papíru. Barvářské firmy se proto musejí zabývat vývojem barev pro daný tiskovací materiál, tak aby byla dodržena kvalita tisku [19]. Pro zvýšení kvality tisku a samotné barvy dochází v raklové komoře k neustálé cirkulaci barvy za pomoci barvových čerpadel (viz. obr. 14).



obr. 14 Zásobník barev- cirkulace [22]

Ve flexotisku rozlišujeme dva základní typy barev:

- Konvenční tiskové barvy
- UV barvy

Konvenční tiskové barvy představují především ředitlové (lihové) a vodou ředitelné barvy. Jedná se o barvy, které se používají k potisku široké škály materiálů – papíru, vlnité lepenky, fólie. Tyto barvy se vyznačují nízkou viskozitou, a z tohoto důvodu mohou být snadno přenášeny pomocí rastrových válců na flexotiskové štočky. Viskozitu barvy je nutné řídit také v závislosti na tiskové rychlosti stroje. S rostoucí rychlostí tisku, tedy vyšším mechanickým namáháním barvy viskozita klesá a barva řídne, zatímco s nižší rychlostí viskozita roste. Tato vlastnost kapalin se nazývá tixotropie. Při ředění těchto barev je nutné brát v úvahu tuto vlastnost a používat ta správná ředidla předepsaná od výrobce. Konvenční typy barev se dále vyznačují také dobrou přilnavostí, fixací k povrchu potiskovaného materiálu a poměrně rychlým schnutím. Barva zasychá odpařením ředidel a částečnou penetrací do potiskovaného materiálu, pokud se jedná o lihové barvy. Aby se dosáhlo optimálních tiskových výsledků je nutné sladit tiskovou rychlost,

viskozitu barvy a dobu schnutí. Doba schnutí je ovlivněna použitým typem a výkonem sušení. Pro velký obsah hořlavých látek v barvě to s sebou přináší spousta opatření, která jsou spojena jednak s finančními náklady a používanými především elektrickými komponenty stroje, které musí být opatřeny známkou ATEX. Tento certifikát prokazuje, že daná součást se může vyskytovat ve výbušném prostředí [19].

Do popředí se v současnosti dostávají již zmíněné UV barvy díky své universálnosti potiskovaných materiálů. Neobsahují žádná rozpouštědla, takže odpadá nebezpečí škodlivých a výbušných výparů. Také nezasychají na rastrovém válci jako ředidlové barvy, ale až po vytvrzení ultrafialovými paprsky již na tištěném podkladu a barvy při správném vytvrzení ztrácejí i svůj zápach. Natištěná vrstva barvy dále vykazuje dobrou odolnost proti otěru a vysokým teplotám. UV barvy mají nižší viskozitu než konvenční tiskové barvy, což je výhodné pro snížení nárůstu tiskového bodu. Proti většímu nasazení UV barev hovoří jejich vyšší cena, ale na druhou stranu zde odpadají problémy s náročným mytím aniloxových, formových válců a raklové komory, což do jisté míry může zkrátit přípravné časy a zvýšit produktivitu tisku [19].

Nevýhodou samotného principu tisku je nárůst teploty vlivem provozování stroje a to způsobuje klesání viskozity barev za provozu. Systém je velmi citlivý na viskozitu barev a proto se musí udržovat při tisku konstantní teplota celého stroje, to znamená barevníku, zásobníku barev a samotných válců [15].

Ve flexotisku se typicky používá barevný model CMYK jako u běžného tisku. CMYK je založený na subtraktivním míchání barev, kdy se bílý potiskovaný materiál zakrývá inkousty a tím se omezuje barevné spektrum světla, které se od povrchu potiskovaného materiálu částečně odrazí nebo pohltí. Jakýkoliv odstín barvy lze vytvořit vhodnou kombinací barevného pigmentu modelu CMYK. Na obr. 15 je vidět mikroskopické zvětšení soutisku jednotlivých barev barevného modelu, který nám následně vytvoří požadovanou barvu.



obr. 15 Mikroskopické zvětšení místa obrázku

2.5 Flexotiskové stroje

Flexotiskové stroje jsou stroje, které využívají k potisku technologii flexotisku. S rozšiřováním sortimentu výrobků a zpracovávaných materiálů flexotiskovou metodou se rozšiřuje také nabídka flexotiskových strojů. Flexotiskové stroje se dají dělit podle systému nanášení barvy na tiskovou formu a podle konstrukce tiskové jednotky.

Základní rozdělení podle systému nanášení barev se dělí hlavně na:

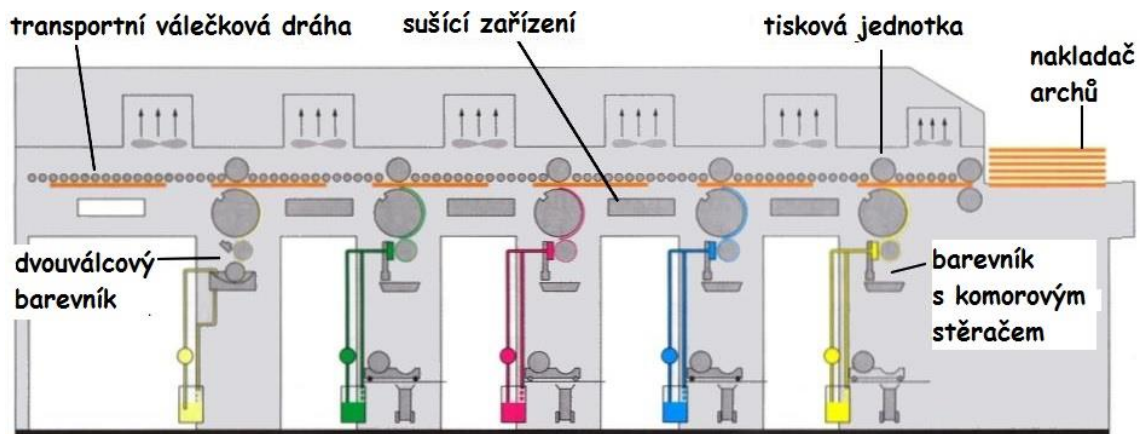
- S brodicím válcem
- S raklovou komorou

jak jsme se zmínili už v kapitole 2.2

Základní rozdělení podle konstrukce tiskové jednotky

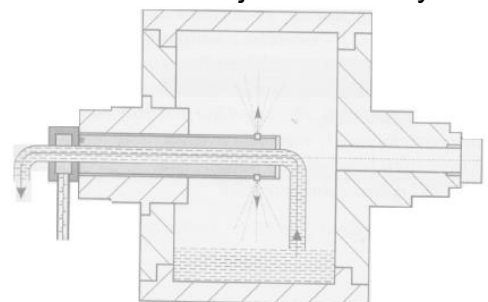
- Archové
- Kotoučové

Archové stroje zpracovávají především tuhé, neohebné materiály např. vlnitou lepenku. Na obr. 16 se můžeme podívat na danou koncepci stroje. Materiál se v podobě archů zakládá do zásobníků, ze kterého se pomocí podtlakového válečkového dopravníku přepravuje přes všechny tisknouce válce. Tato koncepce stroje je uzpůsobena tomu, aby nedocházelo k deformaci a ohýbání materiálu.



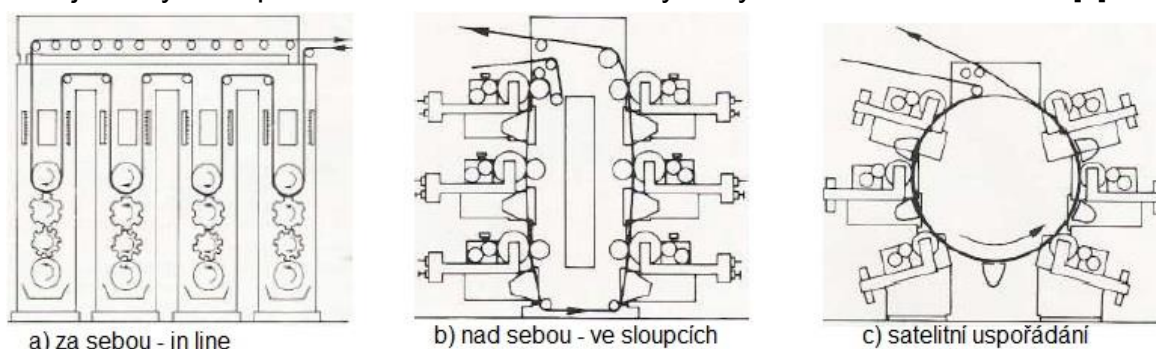
obr. 16 Schéma archového flexotiskového stroje

Kotoučové stroje jsou naopak určeny pro materiály, které se mohou ohýbat, aniž by se kvalita tisku zhoršila. Do této skupiny strojů se řadí kotoučové stroje s tiskovými jednotkami za sebou, ve sloupcích nebo se satelitním uspořádáním. Schéma tiskových kotoučových strojů je na obr. 18. Tiskové stroje s uspořádáním tiskových jednotek za sebou se vyznačují svojí značnou délkou, což klade vysoké nároky na zástavbový prostor, ale výhodou je jejich snadné rozšíření o další tiskovou jednotku, které se stavebnicově skládají za sebe. Za každou tiskovou jednotkou se nachází sušící a chladící systém. Aby se snížil zástavbový prostor stroje, tak byla vyvinuta koncepce kotoučového stroje ve sloupcích. Tato koncepce naopak roste do výšky, obzvláště s rostoucím počtem barevníků. Jako nejvýhodnější koncepcí se jeví satelitní uspořádání tiskových jednotek kolem centrálního válce, které přineslo zlepšení přesnosti soutisku a to zejména u tenkých rozměrových nestabilních materiálů. Potiskovaný materiál obepíná skoro celý tlakový, centrální válec, čímž je zajištěna jeho fixace a rozměrová stabilita. Tato koncepce strojů se využívá i v samotné firmě SOMA engineering. Průměr centrálního válce dosahuje i přes dva metry. Flexotisk používá při tiskovém procesu poměrně malé přitlaky a proto na centrální válec jsou kladeny přesné požadavky



obr. 17 Princip termostátování centrálního válce [1, str. 107]

geometrických tolerancí, zejména tolerance obvodového házení, která během tiskového procesu ovlivňuje kolísání tiskového tlaku. Velikost tolerance musí být zhruba 5 μm a teplota centrálního válce by měla být udržována v toleranci $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$. Konstantní teplota povrchu centrálního válce je důležitá hlavně z důvodu, aby tepelnou roztažností nedocházelo k nerovnoměrné roztažnosti materiálu a tak k nerovnoměrnému tisku. Centrální válce se udržují na cca konstantní teplotě 32 $^\circ\text{C}$. Princip termostátování válce je na obr. 17. U těchto strojů se běžně používá čtyř až osmi tiskových jednotek, mezi kterými se vždy nachází sušící zařízení pro částečné usušení barvy. K dokonalému usušení dojde až v centrálním sušícím tunelu. Jednotlivé barevníky najíždějí k centrálnímu válci pomocí kuličkových šroubů poháněných servomotory. Pro uložení formového a rastrového válce na bočnici stroje se využívá profilové valivé vedení nebo hydrodynamické kluzné vedení [1].



obr. 18 Kotoučová koncepce flexotiskových strojů:

a) za sebou – in line b) nad sebou – ve sloupcích c) satelitní uspořádání [15]

2.5.1 Flexotiskové stroje společnosti SOMA

Společnost Soma engineering ve svém výrobním portfoliu nyní nabízí tři flexotiskové stroje se satelitním uspořádáním válců, s využitím centrálního válce Soma Flex (viz. obr. 20). Nalezneme je pod obchodním názvem jako IMPERIA, PREMIA a OPTIMA. Stroje jsou vybaveny počítačem řídicí polohování barevníků, technologií sleeveů, přímými pohony válců, uzavřenými raklovými komorami se systémem FASTBLADE, automatickým mytím INKSTORM a unikátní technologií Q-shield, která představuje účinný systém tepelné stabilizace stroje [22].



obr. 19 Systém FASTBLADE, výměna nožů raklové komory

Systém FASTBLADE představuje velmi jednoduchou výměnu raklových nožů přímo ve stroji, což je dáno konstrukcí raklové komory. Nasunutím

excentrického klíče z boku raklové komory se uvolní přítlačné lišty a následným pootočením se vyklopí raklová komora do vodorovné polohy pro výměnu raklových nožů, jak je patrné na obr. 19.

System automatického mytí barevniců zajišťuje dokonalé odsátí zbytkové barvy ze všech částí a minimalizuje ztrátové množství barvy obecně spojeného



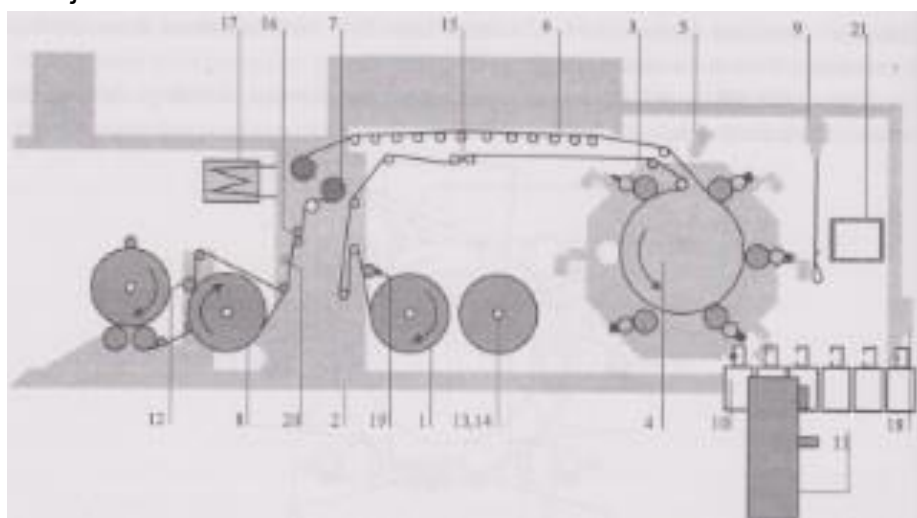
obr. 20 Flexotiskové stroje společnosti SOMA engineering [22]

s funkcí automatického mytí. Následně oplachuje celý systém včetně raklových komor, rastrových válců, hadic, sacího potrubí a filtračního koše. Nabízí možnost volby mezi několika standardními mycími programy a současně možnost nastavení individuálních programů odpovídající konkrétním potřebám zákazníka. Nejkratší cyklus mytí trvá 3 minuty a spotřebuje 6 litrů ředidla. Proces mytí může probíhat současně při tisku na nepoužívaných barevnicích. Všechny důležité části, které se podílejí na kvalitním tisku, jsou konstruovány s velkým důrazem na dynamické vlastnosti. Rám tiskové jednotky je vyroben z litiny a je tvořen čtyřmi monoblokovými bočnicemi se dvěma podpěrnými sloupy, které zajišťují tuhou podporu centrálního válce v litinovém uložení [22]. V tab. 1 se uvádí základní parametry těchto strojů.

Stroj	OPTIMA	PREMIA	IMPERIA
Počet barevníků	8	8	10 (8)
Šířka tisku	620/820 mm	820/1050/1270 mm	1050/1270 mm
Délka tisku	240 – 600 mm	300 – 915 mm	330 – 850 (1300) mm
Rychlost tisku	300 m/min	450 – 500 m/min	450 – 600 m/min

tab. 1 Porovnání flexotiskových strojů SOMA engineering

Na obr. 21 je vidět celé schéma koncepce flexotiskového stroje firmy SOMA engineering, kde si můžeme udělat představu o oběhu potiskovaného materiálu ve stroji.



obr. 21 Schéma řešení flexotiskového stroje SOMA engineering [1, str. 108]

Největší konkurencí společnosti SOMA engineering představují firmy COMEXI Group, BOBST – Fischer und Krecke, WindMüller und Hellschör, UTECO a BIELONI.

2.5.2 Flexotiskové stroje konkurence

I v této oblasti průmyslu se odehrává velký a významný konkurenční boj. Na obr. 22 s nacházejí flexotiskové stroje reprezentující každou konkurenční firmu. COMEXI Group je jednou z největších konkurencí společnosti SOMA engineering se sídlem ve Španělsku v Gironi. Tato firma nabízí širokou škálu nejenom flexotiskových strojů, ale také laminátovacích, převíjecích a řezacích strojů. Největším flexotiskovým strojem je Flexo F1 3010 CNC s 10 barevníky a průměrem největšího válce 2900 mm.

BOBST je přední světový dodavatel strojů a služeb pro firmy zabývající se výrobou různých typů balení. Má dceřiné společnosti na třech kontinentech ve více než 50 zemích a toto celosvětové pokrytí přispívá k tomu, že stojí v čele daného průmyslu. Její zastoupení pro naši zemi se nachází se sídlem v Brně. BOBST nabízí archové i kotoučové flexotiskové stroje všech typů. Poskytují stroje jak se satelitním uspořádáním válců tak i v řadě za sebou (in-line) i nad sebou řazených ve sloupcích.

WindMüller und Hellschör je německá firma založena v roce 1869 dvěma muži, Gottfriedem Windmüller a Hermannem Hölscher, v Lengerichu nabízející flexotiskové i hlubokotiskové stroje. Společnost nabízí celkem pět flexotiskových strojů s centrálním satelitním uspořádáním a nabízeným největším flexotiskovým strojem je VistaFlex.

UTECO a BIELONI jsou přední italské firmy nabízející flexotiskové stroje stejné třídy se stejným uspořádáním ve sloupcích, in-line i s centrálním satelitním uspořádáním. UTECO může konkurovat svým největším satelitním flexotiskovým strojem Diamond HP 808 a BIELONI se strojem s označením Axioma 8 SLV.



WindMüller und Hellschör



obr. 22 Flexotiskové stroje konkurence

Stroj	COMEXI FLEXP FI 3010 CNC	BOBST F&K 30SIX CI FlexoPress	WindMüller und Hellschör – VistaFlex
Počet barevníků	8	8 (10)	10 (8)
Šířka tisku	870 – 1670 mm	2300 mm	1300 – 2200 mm
Délka tisku	1250 mm	520 – 1350 mm	1250 mm
Rychlost tisku	600 m/min	500 – 1000 m/min	800 m/min

tab. 2 Flexotiskové stroje konkurence

2.5.3 Raklové komory konkurence

Raklová komora slouží jako nádoba pro uchování dodávané barvy a zachování uzavřeného systému nanášení barvy na rastrový válec. Raklová komora může nabývat nejrůznějších tvarů, ale vždy se většinou jedná o více či méně složitější tvarovaný profil obdélníkového charakteru. Výrobci se snaží raklové komory konstruovat, tak aby nabývali co nejmenších rozměrů a nejmenší hmotnosti. Hlavním důvodem bývá snadná manipulace při její výměně ve stroji.

Netradiční tvar a provedení raklové komory nabízí švédská firma AkeBoose Graphic Product, která se zabývá dávkovacími systémy inkoustu pro hlubotisk a flexotisk. Na obr. 23 představují raklovou komoru, nazývanou NOVA XLS, což je tenký vhodně zahýbaný plech, ve kterém jsou implementována boční těsnění i s pevně přichycenými raklovými noži.

Dalším představitelem již tradičního tvaru raklové komory je na obr. 24 firma Harris & Bruno International, která nabízí raklovou komoru se systémem s automatickou kompenzací opotřebení nožů, na základě hydraulického pohonu raklové komory, který umožňuje po celou dobu životnosti raklového nože zachovat stejný úhel vůči rastrovému válci.

Na obr. 25 je nakonec vidět raklová komora navržená firmou BOOBST z karbonových vláken.



obr. 23 Raklová komora NOVA XLS, vlevo s bočním těsněním, vpravo v řezu



obr. 24 Raklová komora Harris & Bruno



*obr. 25 Raklová komora z uhlíkových vláken
firmy BOBST*

3 Analýza řešeného problému

V předešlých kapitolách byla představena technologie flexotisku, kde byl vysvětlen princip této metody a přibližná konstrukce těchto strojů. Dále jsou uvedeny problémy, se kterými se potýkají výrobci flexotiskových strojů. Některé problémy již byly nastíněny v předchozích kapitolách. Hlavní část řešené problematiky souvisí s kvalitou samotného tisku tenkých obalů a raklovými komorami flexotiskových strojů společnosti SOMA engineering se satelitním uspořádáním tiskových jednotek, konkrétně flexotiskového stroje PREMIA.

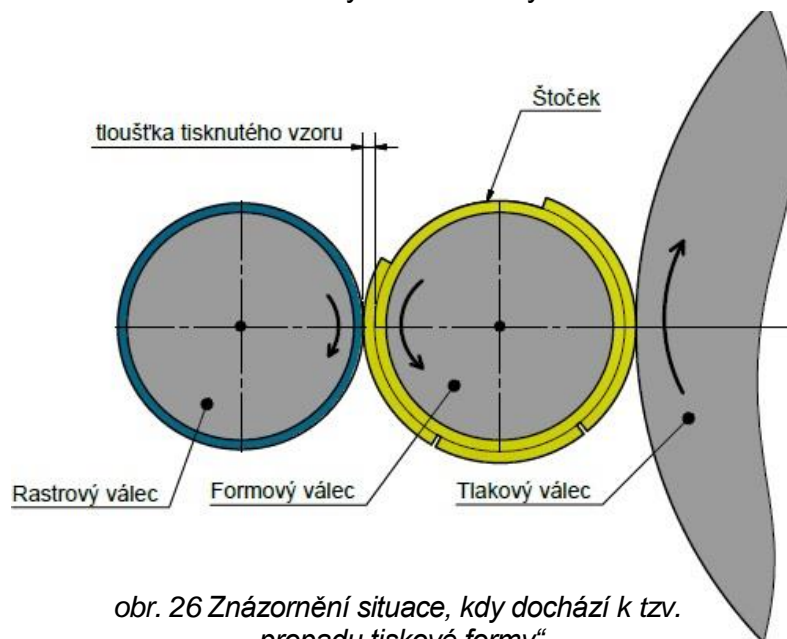
3.1 Vznik rázů a vibrací stroje

Hlavním zdrojem vibrací stroje se jeví být tisková forma, která je ve formě štočku nebo je umístěna na formovém válci. Tiskový motiv na štočku je zobrazen minimálně jednou, ale může být i vícekrát. Záleží na velikosti formového válce a délce tiskového vzoru. Pokud je délka tiskového vzoru krátká, tak se na obvodovou délku formového válce vytvoří vzor několikrát. A vlivem tisknouceho přitlaku válců dochází k tzv. „kopancům“ neboli „propadům tiskového vzoru“ na štočku tiskové mezery, což může způsobit kmitání některého válce a tyto vibrace se následně mohou přenést až na raklovou komoru. Objasnění tzv. „kopanců“ nabízí obr. 26. Ráz vzniká v okamžiku, kdy tisková mezera propadne do centrálního a následně rastrového válce. K tomuto jevu dochází minimálně jednou za otáčku, tzn. že budící frekvencí by mohla být otáčkovou frekvencí formového válce. Průměr formového válce se může měnit v závislosti na daném typu zakázky resp. délky tiskového vzoru, tím se změní i počet otáček. Pouze rychlost navíjení při tisku potiskovaného materiálu může být konstantní. Ta se pohybuje od nulových hodnot až do 500 m/min. V některých případech se vlastní frekvence vybudit nemusí a naopak někdy se některá část stroje dostane do rezonance díky otáčkové frekvenci formového válce.

Dalším zdrojem vibrací raklové komory a netěsnosti nožů může být házení rastrového válce. Tolerance házení rastrového válce se pohybuje kolem 0,02 mm. Z hlediska technologie výroby rastrového válce se lepšího házení těžko dosahuje.

Vibrace stroje velmi negativně působí na tiskový proces, tím že vznikají tiskové chyby, které se nejčastěji projevují až na výsledném tisku tmavšími a světlejšími pruhy odstínu jednotlivých barev. Vlivem vibrací také dochází k netěsnosti raklových nožů a protékání barvy, která stéká do vany pod raklovou komorou. Otázkou je, zda nedochází ke kmitání celé raklové komory nebo samotných raklových nožů. V těchto případech dochází k odlehnutí raklových nožů od rastrového válce a k nánosu většího množství barvy, které způsobí pruh jiného odstínu. Pokud bude na délce formového válce jeden tiskový vzor a bude se předpokládat pouze možnost, že nastane propad tiskové formy a nedojde k odlehnutí nožů, tak by na délce potisknutého vzoru měly být vidět pouze dva pruhy různého odstínu, které by se měly opakovat vždy o stejnou rozteč, délku

tiskového vzoru. Tyto dva pruhy by byly způsobeny pouze propadem tiskového vzoru, nikoliv vibracemi raklové komory nebo raklových nožů.



obr. 26 Znáznornění situace, kdy dochází k tzv. „propadu tiskové formy“

3.2 Regulace přítlaku raklových nožů

Nastavení správného přítlaku raklových nožů k rastrovému válci je důležité z hlediska těsnosti a opotřebením rastrového válce. Nedostatečným přítlakem nožů se nezabrání protékání barvy a naopak velkým přítlakem se snižuje životnost keramického rastru aniloxového válce a samotných nožů.

Na základě zkušeností je definovaný přítlak raklových nožů na hodnotě 3,5 – 4 barů v pneumatických motorech, kterými se raklová komora i s noži polohuje k rastrovému válci na dotek raklových nožů při plném vysunutí pístnice pneumotoru. Následně se regulačními šrouby, v případě plovoucího systému, nastaví předepnutí raklových nožů, a tím se dosáhne žádané polohy, která zabezpečí těsnost a správné stírání barvy z rastrového válce. Přítlačná síla nožů není přesně definovaná, ale je vždy nastavena předepnutím pomocí regulačních šroubů, tím že dojde k posunutí celého suportu s raklovou komorou. Správné předepnutí si vyžaduje 2,5 otáčky regulačním šroubem při nově vložených nožích, což představuje optimální přísuv (0,7-0,8 mm) a tím je zajištěn optimální přítlak nožů. Po určitém opotřebením raklových nožů je nutné regulačními šrouby opět vynutit správné předepnutí a zabránit tak špatnému stírání a protékání barvy. Plovoucí systém konstrukčního řešení je vidět na obr. 27.

SOMA engineering využívá dva systémy polohování raklové komory a vyvození přítlaku nožů:

- krokovací systém
- plovoucí systém
 - brzděný plovoucí systém

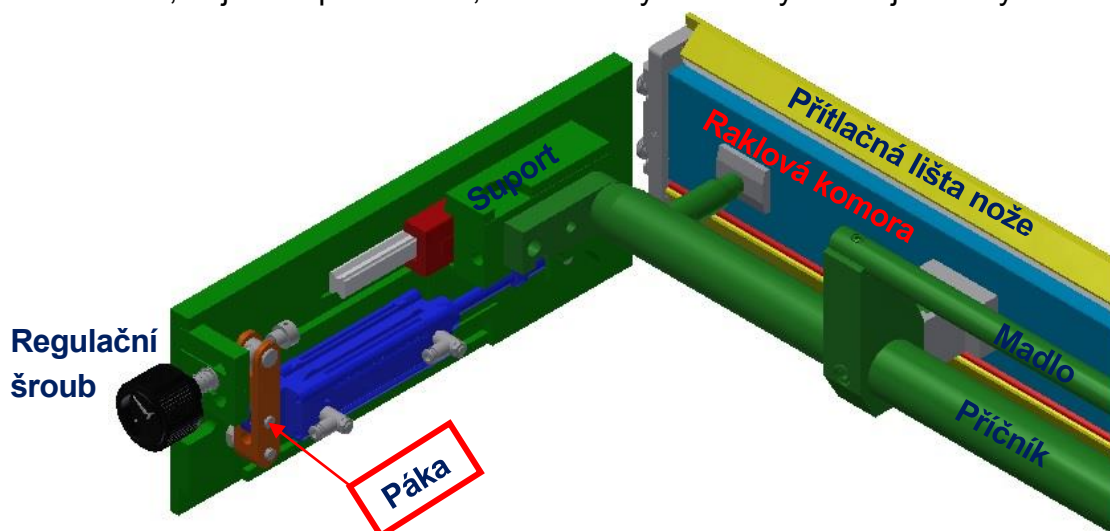
➤ nebrzděný plovoucí systém

Plovoucí systém má dvě varianty. Nebrzděný systém polohování představuje variantu, která se řeší a ke které byl poskytnut 3D model. Je tvořena lineárními pneumatickými motory od společnosti FESTO a regulačními šrouby jak je vidět na obr. 27. Pneumotory jsou zcela vysunuty a na redukčním ventilu pneumotorů je nastaven požadovaný tlak 3,5 – 4 bar.

Naopak brzděný systém polohování představuje obdobu plovoucího systému. Rozdíl je v nastaveném tlaku na redukčním ventilu, který je na 6 barech a regulačními šrouby se pouze reguluje síla přitlačovaných nožů, aby se neprohýbala. Vlivem vyššího tlaku na redukčním ventilu je dosaženo vyšší dynamické stability.

3.3 Požadavky společnosti SOMA engineering

Hlavním a nejdůležitějším požadavkem firmy je zvýšení tuhosti a snížení hmotnosti raklové komory. Snížením hmotnosti se usnadní manipulace s raklovou komorou, zejména při montáži, neboť se tyto komory montují i ve výšce 2-2,5 m



obr. 27 Polohování a uložení raklové komory ve stroji

nad zemí. Tuhost raklové komory je nyní tvořena především kruhovým nosníkem, ke kterému je komora uchycena a prostřednictvím něj je pak uložena v suportu, který se následně polohuje pro správný přitlak raklových nožů k rastrovému válci pomocí dvou pneumatických lineárních motorů a regulačních šroubů přitlaku. Na obr. 27 je tato koncepce provedení zobrazena pouze z jedné strany.

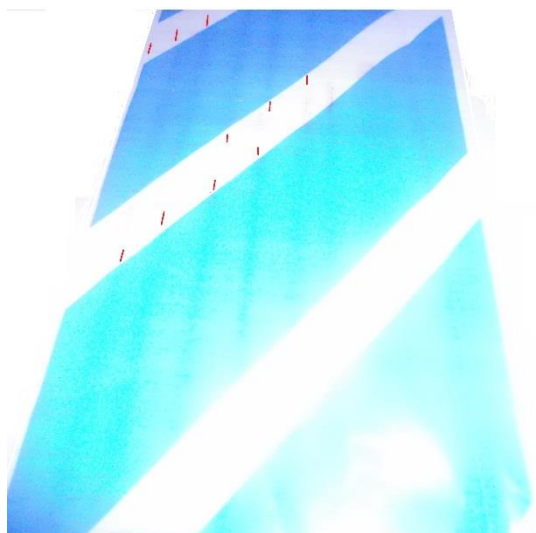
Dalším důležitým požadavkem je vytvořit adaptivní přitlak nožů k rastrovému válci v závislosti na stavu jejich opotřebení během provozu a zaručit stabilitu polohy raklové komory proti změnám tlaku barvy a vibracím při tisku. Vibrace při tisku jsou způsobeny chvěním celé raklové komory nebo raklových nožů, což zatím není zřejmé. Vibrace následně mohou být jednou z možných příčin vzniku světlejších a tmavších pruhů při tisku. Kmitání raklové komory souvisí s dynamickou poddajností. Dynamická poddajnost je poddajnost závislá na budící frekvenci. Hlavním úkolem bude zjistit vlastní frekvence a vlastní tvary kmitu

nyňějšího provedení a navrhnout takové konstrukční řešení, kterým se dosáhne nižší dynamické poddajnosti. Prakticky to znamená zvýšit hodnoty vlastních frekvencí mechanické struktury ve frekvenčním spektru. Snahou tedy je zvýšit tuhost nejpoddanějšího členu mechanické struktury a snížení hmotnosti raklové komory by mělo přinést užitečný příspěvek snížení dynamické poddajnosti. Vlastní frekvence soustavy by se neměly vyskytovat v takovém pásmu frekvencí, při kterých je stroj provozován.

Dalším požadavkem je zajistit opakovatelnost polohy raklové komory po jejím opětovném vložení, při výměně raklových nožů ponechat možnost jejich výměny přímo ve stroji jak tomu je nyní.

3.4 Důsledek vibrací

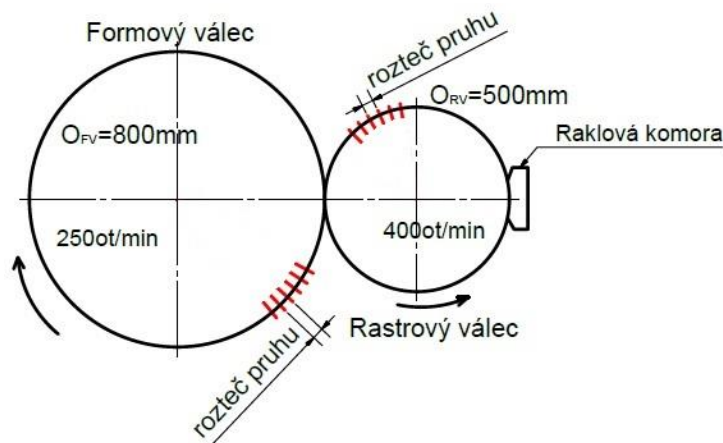
Na poskytnutém tiskovém vzoru (obalu) na obr. 28, se vyskytují pruhy jiného odstínu stejné barvy, které jsou pro lepší identifikaci na obrázku vyznačeny červenými čárkami. Jejich frekvence výskytu byla vyhodnocena dle obr. 29. Pokud se tato frekvence bude krýt s nějakou vlastní frekvencí raklové komory, dal by se tento problém vyřešit její úpravou. Jestliže se žádná taková přibližná frekvence nenajde, tak vznikající pruhy při tisku by mohly být částečně potlačeny zvýšením tuhosti raklové komory. Je ale možné, že větší vliv na jejich potlačení by měla úprava jiné části stroje.



obr. 28 Vzor špatného tisku

Pruhy na obalu mohou být také způsobeny samotným kmitáním raklových nožů. Na poskytnutém vzoru se vyskytují i místa s různou roztečí a intenzitou pruhů, u nichž by se dalo tvrdit, že se jedná o doznívání rázu. Pro místa, kde jsou jednotlivé pruhy na vzoru pravidelně se vyskytující průměrně po 10 mm, se cca stanovila frekvence pruhů. Tento vzorek byl zhotoven na čtvrtém barevníku flexotiskového stroje PREMIA s těmito parametry:

$O_{RV} = 500mm$	Obvod rastrového válce
$O_{FV} = 800mm$	obvod formového válce
$v_p = 200m/min$	rychlost tisku
$n_{RV} = \frac{v_p}{O_{RV}} = 400 \text{ ot/min}$	Otáčky rastrového válce
$n_{FV} = \frac{v_p}{O_{FV}} = 250 \text{ ot/min}$	Otáčky formového válce
$p = 10mm$	Rozteč pruhů



obr. 29 Frekvence vyskytujících se pruhů

Frekvence pruhů f_p :

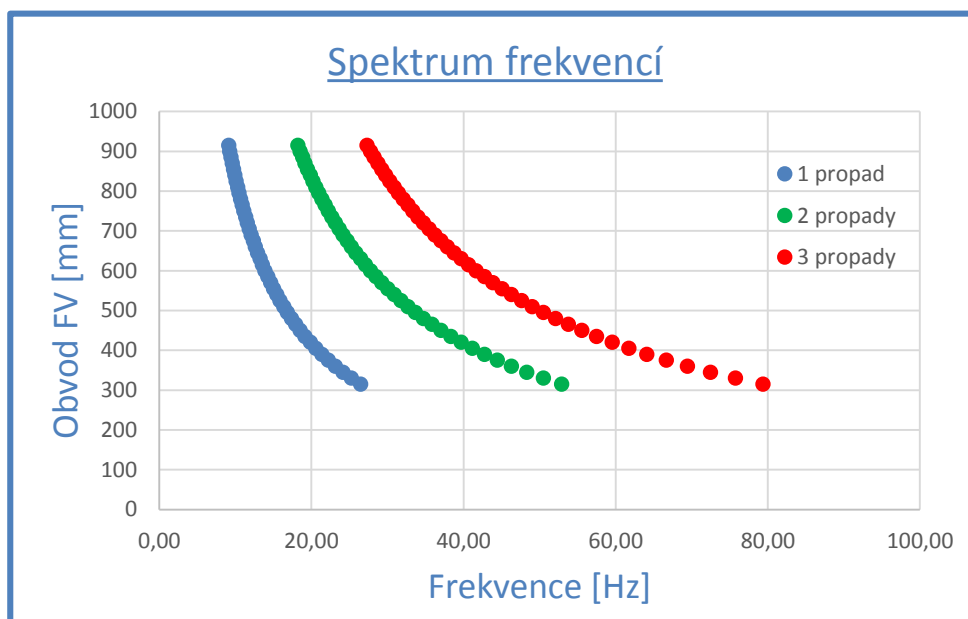
$$f_p = \frac{n_{RV} \cdot O_{RV}}{60 \cdot p} = \frac{400 \cdot 500}{60 \cdot 10} = 333,3 \text{ Hz}$$

Tisková forma může být na formovém válci obsažena maximálně třikrát, tudíž k propadu tiskové formy za jednu otáčku válce dojde také maximálně třikrát tzn., že budící frekvencí by mohl být násobek propadů otáčkové frekvence formového válce. Obvod formového válce se mění v závislosti na tiskové délce tiskové formy a jeho obvod může být v rozmezí 315-915 mm. Flexotiskový stroj může tisknout s různou tiskovou rychlostí v_p [m/min]. Maximální rychlost tisku na stroji PREMIA je rovna $v_p = 500 \text{ m/min}$. Uvažuje-li se škála možných obvodů formových válců, které jsou odstupňovány po 5 mm a max. rychlost tisku, tak v následující tab. 3. je uvedena základní budící otáčková frekvence a její násobky propadů tiskové formy na rastrovém válci.

Obvod FV [mm]	Otáčky FV [ot/min]	Otáčková frekvence FV [Hz]		
		Počet propadů tiskové formy		
		1	2	3
315	1587,3	26,46	52,91	79,37
400	1250	20,83	41,67	62,5
450	1111,11	18,52	37,04	55,56
500	1000	16,67	33,33	50
550	909,09	15,15	30,3	45,45
600	833,33	13,89	27,78	41,67
650	769,23	12,82	25,64	37,46
750	666,67	11,11	22,22	33,33
800	625	10,42	20,83	31,25
850	588,24	9,8	19,61	29,41
900	555,56	9,26	18,52	27,78
915	546,45	9,11	18,21	27,32

tab. 3 Budící frekvence v závislosti na obvodu formového válce

Pokud se dodrží maximální tisková rychlost a uváží se maximální počet propadů, tak nejvyšší budící frekvence je na 79 Hz. Dle obr. 30 je názorné, že možná budící frekvence je v rozsahu 9 – 80 Hz spojitě narůstající. Z předchozí tabulky je zřejmé, že frekvence pruhů na tiskovém vzoru nebude otáčkovou frekvencí formového válce, ale mohlo by se opravdu jednat o doznívání rázu. Na základě této informace se bude vyhodnocovat odezva na jednotkový skok síly. Postup řešení je popsán v následující kapitole.



obr. 30 Spojité spektrum buzení



4 Návrh postupu řešení

Pro analýzu vibrací mechanické struktury raklové komory a chování při nárazu štočku bude nejlepší využít FRF a odezvu na jednotkový skok síly. Přechodová charakteristika a přenosové funkce poslouží jako hodnotící kritéria pro posouzení dynamických vlastností. Pro získání daných charakteristik je vhodné využít modely ve stavovém prostoru, které se nejefektivněji získají modální redukcí modelu MKP. Pro modální redukcí je potřeba znát matici vlastních tvarů a matici vlastních čísel, které se získají modální analýzou, která také mimo jiné napovídá, jak konkrétní vlastní tvary vypadají.

Jedná se o 3D model konstrukčního uzlu polohování raklové komory flexotiskového stroje PREMIA. Modální analýza 3D sestavy bude vypočtena pomocí studentské verze softwarového programu ANSYS 15.0. Získáním vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů, které poskytují celkovou představu o chování mechanické struktury, bude vidět která část je dynamicky nejpoddajnější. Porovnáním vlastních frekvencí a otáčkového spektra rastrového a formového válce se zhodnotí možné vybudování vlastních tvarů kmitání mechanické struktury raklové komory. Při návrhu nové varianty bude snahou se vyhnout vlastním frekvencím, které by byly shodné s otáčkovými frekvencemi některých z válců.

Harmonickou analýzou modelu pomocí výpočetního softwaru MatLab se získají a vykreslí frekvenční přenosové funkce. Pro vynesení frekvenčních charakteristik do grafu je nutné nejprve exportovat z ansysu matici vlastních tvarů a spektrální matici MKP modelu. Poté se provede pomocí exportovaných matic v MatLabu modální transformace a modální redukce pro snížení celkového počtu stupňů volnosti. Z redukované soustavy se pro zjednodušení vytvoří stavový prostor, čímž se přechází ze soustavy diferenciálních rovnic druhého řádu do soustavy diferenciálních rovnic řádu prvního. Posledním krokem je vykreslení přechodové charakteristiky. Z odezvy na skok síly se vyhodnotí doba ustálení a maximální překmit ustálené hodnoty. Zmíněné charakteristiky slouží jako hodnotící kritéria pro porovnání původní varianty v provedení SOMA engineering s modifikovanými variantami.

Modifikované varianty představují výchozí variantu mechanické struktury raklové komory v provedení SOMA engineering s určitou konstrukční změnou, která by měla zlepšit dynamické vlastnosti. Pro každou modifikovanou variantu bude provedena modální analýza, budou vyexportovány modální matice a nechají se vykreslit frekvenční a přechodové charakteristiky, které se následně porovnají s výchozí variantou. Na základě tohoto postupu bude vidět dílčí příspěvek zlepšení dynamických vlastností pro určitou modifikaci výchozí varianty.

Zlepšením dynamických vlastností se rozumí posunutí vlastních frekvencí pokud možno mimo pracovní oblast nebo alespoň do oblasti vyššího frekvenčního spektra nebo snížení amplitudových výchylek. Zlepšení dynamických vlastností teoreticky ovlivňují tři parametry, které jsou vzájemně spjaty mezi sebou. Těmi

parametry jsou hmotnost, tuhost a tlumení. Cílem je snížit hmotnost, zvýšit tuhost a tlumení. Co, který parametr ovlivní, se uvádí v následující kapitole 4.1.

Výsledné řešení bude kombinací dílčích změn výchozí varianty, které nějak výrazně zlepší dynamické vlastnosti mechanické struktury. Výsledná konečná varianta se nakonec porovná s výchozí variantou, a tím bude vidět, v jakém měřítku se podařilo zlepšit celkové dynamické vlastnosti.

4.1 Kritéria hodnocení dynamických vlastností

Zlepšení dynamických vlastností znamená:

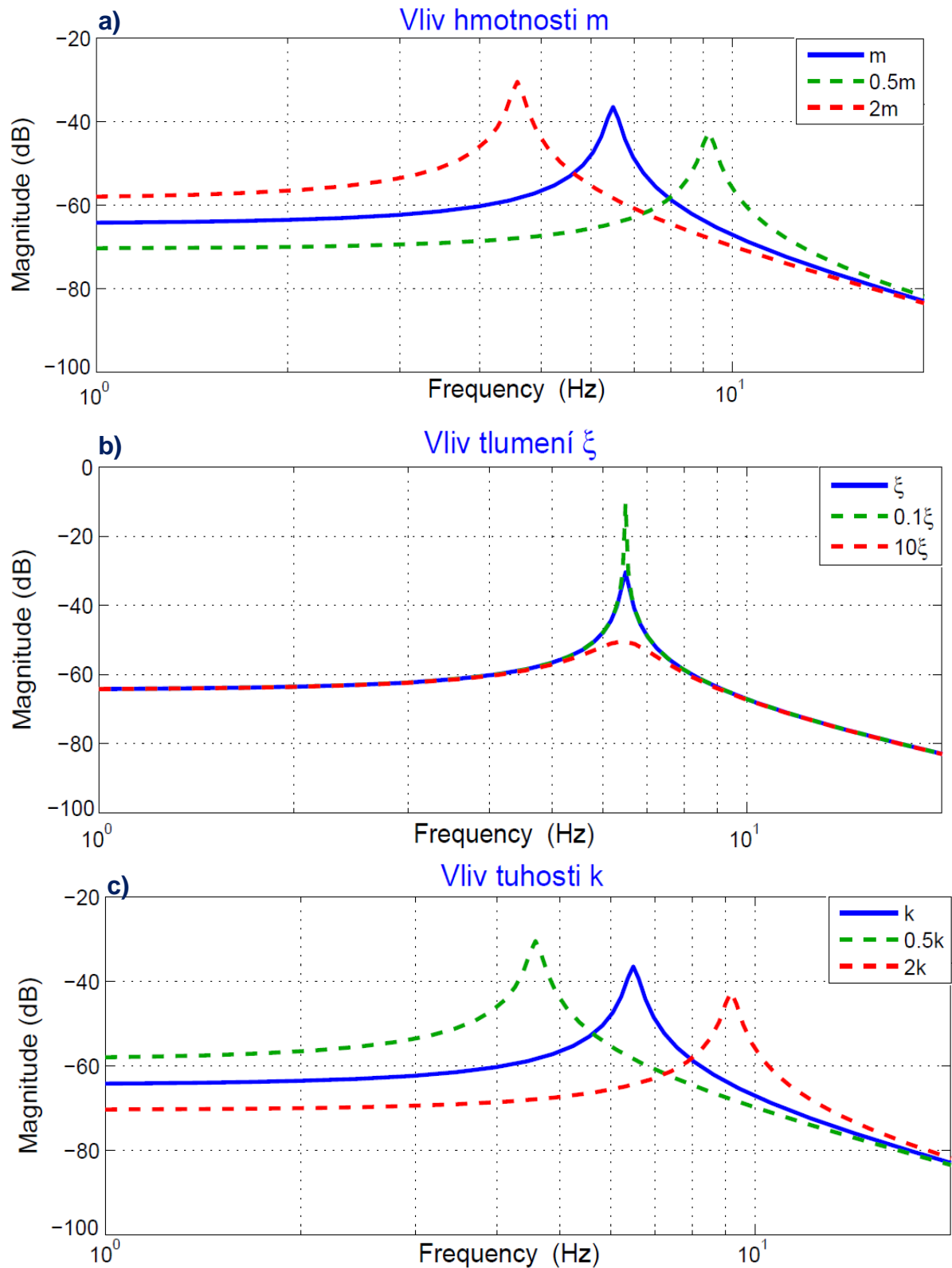
- a) posunout vlastní frekvence soustavy do vyššího frekvenčního spektra
- b) snížit amplitudy výchylek při vlastních frekvencích

V případě za a) to znamená zvýšit tuhost poddajných těles a snížit jejich hmotnost. Tyto dva parametry jsou dosti protichůdné, protože zvýšit tuhost tělesa většinou znamená přidat nějaké množství materiálu. Snahou je snížit hmotnost tělesa a přesto dodržet nebo ještě zvýšit jeho tuhost. V případě b) to znamená zvýšit tlumení konstrukce. Amplituda výchylky se může zmenšit pouhým vlivem změny tuhosti nebo hmotnosti, což je dáno setrvačnou silou, ale vliv tlumení má větší účinek. Následující obr. 31 zobrazuje vliv změny jednotlivých parametrů jednohmotového systému o hmotnosti $m = 30\text{kg}$, tuhosti $k = 50000 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ a s tlumením $\xi = 0,02$.

Pokud se zvýší hmotnost systému na dvojnásobek a ostatní parametry se zachovají, tak se sníží vlastní frekvence systému a zvýší se statická poddajnost (viz obr. 31a). V opačném případě se vlastní frekvence posune do vyšších hodnot a statická poddajnost klesne. V případě tlumení se ovlivní pouze amplituda.

Pokud je tlumení nulové tak amplitudy při rezonanci jsou nekonečné a s rostoucím tlumením amplitudy při rezonanci klesají (viz obr. 31b). Tuhost má opačný účinek oproti hmotnosti na dynamické vlastnosti systému. S vyšší tuhostí se zvýší vlastní frekvence a klesne statická poddajnost. Naopak se snížením tuhosti se sníží vlastní frekvence a zvýší statická poddajnost (viz obr. 31c).

Pro zhodnocení dynamického modelu raklové komory se budou vyhodnocovat frekvenční a přechodové charakteristiky modifikovaných variant v porovnání s výchozí variantou. Dále se budou sledovat nepříznivé vlastní tvary kmitu soustavy na určitých frekvencích, které by mohly způsobovat pruhy na potíštěných obalech nebo nerovnoměrný nános barvy na rastrový válec a bude se hodnotit, jak se podařilo tyto nepříjemné tvary posunout na vyšší frekvence. Dalším hodnotícím kritériem bude odezva na jednotkový skok síly, kde se bude sledovat doba ustálení a maximální překmit přechodové charakteristiky (viz. kapitola 5.6). V tomto případě se zohlední vlastnost systému, jak rychle utlumí možné vybuzení vibrací a odolnost proti rázovým silovým účinkům.



obr. 31 Vliv změny jednotlivých parametrů dynamického systému

5 Nástroje a metodiky řešení

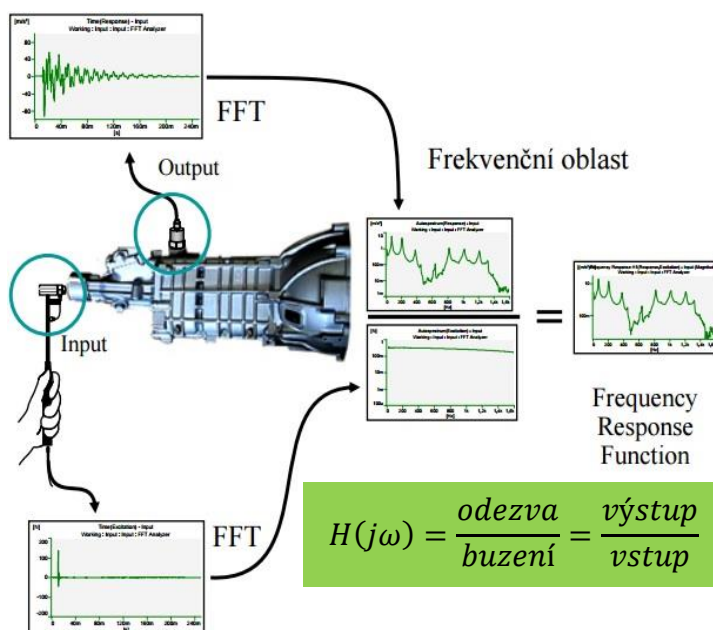
V této kapitole se uvádí základní poznatky z teorií, které se využijí pro řešení, vyhodnocení a optimalizaci modelu raklové komory.

5.1 Modální analýza

Modální analýza patří do oblasti dynamiky, která slouží k úplnému dynamickému popisu mechanické soustavy. Cílem modální analýzy je určení vlastních frekvencí, vlastních tvarů kmitání a popř. poměrného tlumení vyšetřované struktury [3, str. 2].

Modální analýza složitého kmitavého děje, o n stupních volnosti, rozloží kmitání celé struktury na soubor oddělených systémů s jedním stupněm volnosti, které jsou posléze charakterizovány vlastní frekvencí a vlastním tvarem kmitu [11, str. 4]. Informace získané z modální analýzy se souhrnně označují jako modální parametry soustavy, které poskytují celkovou představu o chování všech konstrukcí (strojů, lávek, mostů, stožárů a dalších). Modální analýza je rozdělena do dvou kategorií podle toho, jakým způsobem získávají informace o modálních vlastnostech mechanické struktury.

Experimentální modální analýza (EMA), též označována jako modální test, je experimentální technikou používanou pro vytvoření modálního modelu lineárních časově nezávislých vibračních skutečné konstrukce [10]. Teoretickým podkladem této metody je měření vztahu mezi vibrační odezvou na jednom místě a excitací (vybuzením) na tom samém nebo jiném místě silovým účinkem s budící frekvencí ω . Tento komplexní matematický vztah je označován



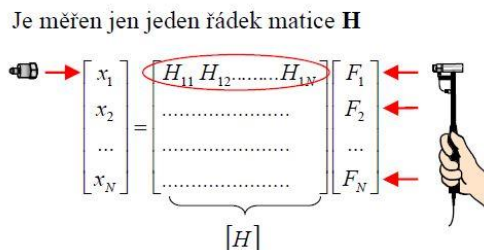
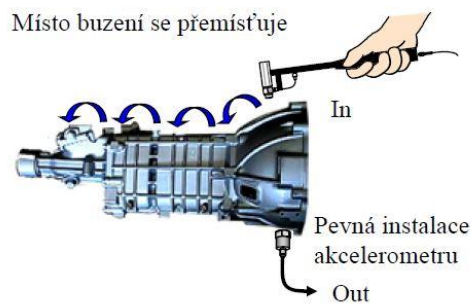
jako frekvenční přenosová funkce, ve zkratce FRF (angl. Frequency Response Functions). Kombinace buzení a měření odezvy na různých místech vedou ke kompletnímu souboru přenosových funkcí, které se mohou uspořádat do tzv. matice systému. Prakticky experimentální analýza znamená změřit časové průběhy vstupu (buzení) a výstupu (odezvy) a pomocí rychlé Fourierovy transformace (Fast Fourier Transform) se převedou do frekvenční oblasti a posléze se vytvoří přenosová funkce dle vztahu (5.1). EMA se může lišit zdrojem excitace, samotným

obr. 32 Experimentální modální analýza [11, str.13]

měřením, použitými snímači, ale princip této metody zůstává stejný (viz obr. 32). K měření odezvy na budící sílu se využívají snímače měřící výchylku, rychlost nebo zrychlení. Typ měřené odezvy nemá vliv na tvar nebo vlastní frekvenci kmitání. Nejčastěji se měří pomocí piezoelektrického akcelerometru amplituda zrychlení, přičemž výhodou tohoto snímače je nízká hmotnost, odolná konstrukce a snadné upevňování, které je většinou magnetické. Způsob jeho uchycení ovlivňuje jeho frekvenční pásmo, které je vždy do 1/3 jeho vlastní frekvence. Frekvenční pásmo snímače definuje rozsah možného měření. Akcelerometr představuje přidanou hmotu k měřené konstrukci, což může ovlivnit její dynamické vlastnosti. Z tohoto důvodu by hmotnost snímače neměla přesáhnout 10% hmotnosti měřené části konstrukce. Soustava se může budit modálním kladívkem nebo budičem, který většinou generuje tzv. bílý šum. Bílý šum je náhodný signál o konstantní amplitudě obsahující všechny frekvence většinou v rozsahu 20Hz až 20kHz. Pokud se konstrukce budí modálním kladívkem, tak měření vypadá dle obr. 33, měří se odezva na jednom místě a budící účinek je na různých místech. V tomto případě se změří jeden řádek matice přenosové funkce $H(j\omega)$. Naopak buzení generátorem vypadá dle obr. 34, buzení je na jednom místě a odezvy se měří na více místech struktury a vyplní se jeden sloupec matice přenosové funkce $H(j\omega)$ [10], [11].

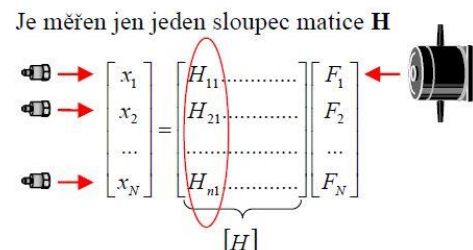
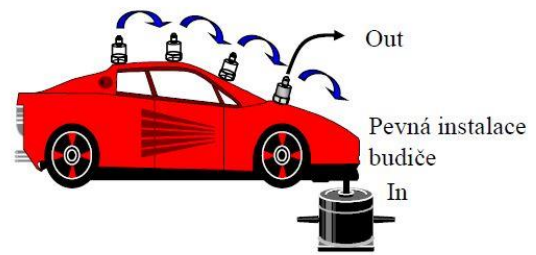
Přenosová funkce $H(j\omega)$:

$$H(j\omega) = \frac{\text{odezva}}{\text{buzení}} = \frac{\text{výstup}}{\text{vstup}} \quad (5.1)$$



obr. 33 Buzení modálním kladívkem [11, str. 18]

Mnohokanálové měření nebo přemísťování snímače



obr. 34 Buzení budičem [11, str. 18]

Numerická modální analýza je jednou z nejpoužívanějších analýz pro posouzení dynamického chování inženýrských konstrukcí. Nejpoužívanější numerickou metodou je metoda konečných prvků, které využívají softwaru jako Ansys, Abaqus, NX-Nastran a další. Metoda konečných prvků slouží k simulaci

průběhů napětí, deformací, vlastních frekvencí, proudění tekutin a tepla na vytvořeném fyzikálním modelu. Princip této metody spočívá v diskretizaci kontinua, což je rozdělení tělesa na určitý konečný počet podoblastí, ve kterých je elementární posuv interpolován z hodnot uzlových bodů [2]. MKP se využívá především pro kontrolu již navržených zařízení. Modální analýza složité struktury pomocí MKP řešiče znamená řešit mechanickou strukturu, která dosahuje řádově 10^5 - 10^6 stupňů volnosti. Tlumící síly se v porovnání s pružnými a setrvačnými silami nedají přesně odhadnout, tudíž přesná simulace tlumících prvků je nemožná. Přesto aby se braly v úvahu disipativní účinky sil, je nutné stanovit jisté předpoklady pro tlumící jevy ve struktuře, které jsou blíže popsány v kapitole 5.2

Modální analýza netlumeného systému představuje rovnice (5.19), která popisuje volné netlumené kmitání soustavy s n stupňů volnosti a modální analýza tlumeného systému je popsána rovnicí (5.35).

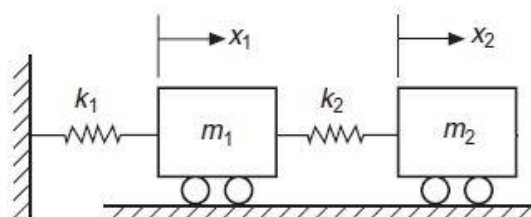
5.2 Modální transformace

Zkoumaný dynamický systém je možné popsat pomocí tří různých typů modelů, a to pomocí fyzikálního modelu, modálního modelu a tzv. odezvového modelu, z nichž každý využívá vlastní systémové matice [9].

Modální transformace je transformací fyzikálních souřadnic $x(t)$ do tzv. modálních souřadnic q , které se též označují jako hlavní souřadnice. Transformační maticí je modální matice V , která je maticí vlastních tvarů kmitů. Pro modální transformaci je důležité mít jeden ze zmíněných modelů. Postup modální transformace vyjadřují až následující vztahy (5.13), (5.14) a (5.15), které transformují model ve fyzikálních souřadnicích do modelu v modálních souřadnicích. Je vhodné ukázat nejdříve popis modelu pomocí fyzikálních souřadnic [6].

Fyzikální model popisuje dynamický systém pomocí fyzikálních souřadnic $x(t)$ a skládá se z hmotnosti m , pružiny k , a tlumení b . Složitá struktura dynamického systému je tvořena o n -hmotách, které jsou mezi sebou spojeny pružinkami a tlumícími prvky a představují soustavu s n stupni volnosti (v angl. označováno jako MDoF – Multi Degree of Freedom). Systém s jedním stupněm volnosti je v angl. literatuře označován jako SDoF (Single Degree of Freedom). Fyzikální model je popsán soustavou pohybových rovnic jednotlivých hmot, které obsahují již zmíněné parametry soustavy.

Nejsložitějším a nejdůležitějším krokem je vytvoření matematického modelu reálné konstrukce a stanovení tuhosti pružných členů a tlumících účinků mezi jednotlivými hmotami. V pohybových rovnicích soustavy je tlumení zastoupeno konstantou tlumení b a představuje tzv. viskózní tlumení, které je přímo úměrné rychlosti dle vztahu (5.9).



obr. 35 Výpočtový model netlumené 2-hmotové soustavy [6, str.117]

Samotný odhad konstanty tlumení je dosti problematický a tudíž se zprvu kmitající soustavy uvažují bez tlumení.

Na obr. 35 je vidět dvou-hmotová netlumená soustava s pružnými členy k_1 a k_2 , které jsou vždy nehmotné. Pro tuto soustavu byly sestaveny pohybové rovnice, které popisují její dynamické chování. Jedná se o volné netlumené kmitání se dvěma stupni volnosti.

Pozn.: Matice se v textu značí tučně, čtvercové matice velkými písmeny a sloupcové matice nebo-li vektory malými písmeny.

Pohybové rovnice netlumené 2-hmotové soustavy:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_2 (x_1 - x_2) &= 0 \end{aligned} \quad (5.2)$$

Zápis v maticovém tvaru:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

Obecný zápis netlumené soustavy v maticovém tvaru:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \mathbf{f} \quad (5.4)$$

Charakteristická rovnice systému:

$$|\mathbf{K} - \lambda \mathbf{M}| = 0 \quad (5.5)$$

Pro soustavu popsanou rovnicemi (5.2) je frekvenční determinant následující

$$\begin{vmatrix} k_1 + k_2 - \lambda m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \lambda m_2 \end{vmatrix} = 0 \quad (5.6)$$

Řešením frekvenčního determinantu se získají vlastní čísla λ , které odpovídají vlastním frekvencím systému Ω dle vztahu (5.7).

$$\lambda_1 = \Omega_1^2 \quad \lambda_2 = \Omega_2^2 \quad (5.7)$$

Z předchozích rovnic plyne pro volné kmitání o n stupňů volnosti, že řešením charakteristické rovnice systému se získá n vlastních frekvencí. Pro vlastní tvary kmitání to vede k řešení soustavy rovnic dané předpisem (5.8), které je nutno rozepsat pro každou vlastní frekvenci zvlášť. Z tohoto tvrzení plyne, že soustava má tolik vlastních tvarů kmitání, kolik má vlastních frekvencí, tedy kolik má stupňů volnosti. Problematika vlastních čísel a vlastních tvarů je složitější, poněvadž daným předpisem pro konkrétní vlastní tvar při určité frekvenci vede na nekonečně mnoho řešení. Je to dáno lineární závislostí rovnic. Matice vlastních tvarů vyjadřuje poměr amplitud a nezávisí na samotné hodnotě čísla, ale na poměru mezi jednotlivými hodnotami čísel daného tvaru, který se nemění. Modální matice se normují většinou na jedničku nebo na matici hmotnosti [3].

$$[\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M}] \mathbf{V} = 0 \quad (5.8)$$



Pro soustavu 2-hmotového systému dle obr. 35 se obdrží dva vlastní tvary:

Pro Ω_1 se získá 1. vlastní tvar kmitu v_1 :

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 - \Omega_1^2 m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \Omega_1^2 m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{11} \\ u_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Pro Ω_2 se získá 2. vlastní tvar kmitu v_2 :

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 - \Omega_2^2 m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \Omega_2^2 m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{21} \\ u_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Výsledná modální matice: $V = [v_1 \ v_2] = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{21} \\ u_{21} & u_{22} \end{bmatrix}$

Řešení rovnice (5.8) se skládá z n vlastních čísel a z n vlastních vektorů, které vyjadřují vlastní tvar kmitu při určité frekvenci. Jednotlivé sloupce modální matice tvoří vlastní tvary kmitu příslušné frekvence.

Pro obecný systém s n stupni volnosti je modální matice ve tvaru:

$$V = \begin{bmatrix} v_1 & v_2 & \dots & v_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Omega_1 & \Omega_2 & \dots & \Omega_n \\ u_{11} & u_{12} & \dots & u_{1,n} \\ u_{21} & u_{22} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ u_{n,1} & u_{n,2} & \dots & u_{n,n} \end{bmatrix}$$

Fyzikální model tlumené soustavy představuje obr. 37 a následující rovnice popisují chování 2-hmotové soustavy s viskózním tlumením.

Viskózní tlumení:

$$b \cdot v = b \cdot \dot{x} \quad (5.9)$$

Pohybové rovnice tlumené 2-hmotové soustavy:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + b_1 \dot{x}_1 + b_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - b_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_2 (x_1 - x_2) &= 0 \end{aligned} \quad (5.10)$$

Zápis v maticovém tvaru:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 + b_2 & -b_2 \\ -b_2 & b_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

Obecný zápis tlumené soustavy v maticovém tvaru:

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = f \quad (5.12)$$

\ddot{x} ...vektor zrychlení

\dot{x} ...vektor rychlosti

x ...vektor posuvu

M ... matice hmotnosti

B ... Matice tlumení

K ... matice tuhosti

f ...vektor vnějších sil, v případě volného kmitání dle obr. 37 se jedná o nulový vektor

Pro obecnou soustavu s n stupni volnosti jsou matice rozměrů $n \times n$.

$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & m_n \end{bmatrix}$; je symetrická, diagonální, čtvercová matice hmotnosti

$B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1,s} \\ b_{21} & b_{22} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & b_{r-1,s} \\ b_{r,1} & \dots & b_{r,s-1} & b_{r,s} \end{bmatrix}$; je symetrická, čtvercová matice tlumení

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1,s} \\ k_{21} & k_{22} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & k_{r-1,s} \\ k_{r,1} & \dots & k_{r,s-1} & k_{r,s} \end{bmatrix}; \text{ je symetrická, čtvercová matice tuhosti,}$$

kde r, s představují čísla řádků a sloupců. V případě čtvercové matice je počet řádků r roven počtu sloupců s , a ty jsou rovny počtu stupňů volnosti n , tedy:

$$r = s = n$$

Poté sloupcové matice, vektory x, \dot{x}, \ddot{x} mají tolik prvků, jaký je počet stupňů volnosti.

Modální transformace netlumeného systému spočívá v transformaci souřadnic. Pro modální transformaci je důležité pracovat s plnou maticí vlastních tvarů, aby se dodržela ortogonalita modální matice V vzhledem k matici hmotnosti M a tuhosti K . Díky ortogonalitě matice V a jejímu normování na matici hmotnosti M platí vztahy (5.16), (5.17) a (5.18). Modální matice obsahuje konstantní prvky, vyjadřující poměrné výchylky, tudíž se její vlastnosti s derivacemi nemění a následující substituce je možná i pro derivace [3], [6].

Substituce:

$$\mathbf{x} = \mathbf{V}\mathbf{q} \quad (5.13)$$
$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & \dots & u_{1,n} \\ u_{21} & u_{22} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ u_{n,1} & u_{n,2} & \dots & u_{n,n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_n \end{bmatrix}$$

kde \mathbf{q} je sloupcový vektor modálních souřadnic

Derivace souřadnic:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{V}\dot{\mathbf{q}} \quad (5.14) \quad \ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{V}\ddot{\mathbf{q}} \quad (5.15)$$

Vzhledem k ortogonalitě matice V platí tyto vztahy:

$$\mathbf{V}^T \mathbf{M} \mathbf{V} = \mathbf{E} \quad (5.16)$$

$$\mathbf{V}^T \mathbf{B} \mathbf{V} = \mathbf{C}_p \quad (5.17)$$

$$\mathbf{V}^T \mathbf{K} \mathbf{V} = \mathbf{\Lambda} \quad (5.18)$$

\mathbf{E} ...jednotková matice

\mathbf{C}_p ...diagonální matice modálního tlumení

$\mathbf{\Lambda}$... diagonální matice vlastních čísel, tzv. spektrální matice

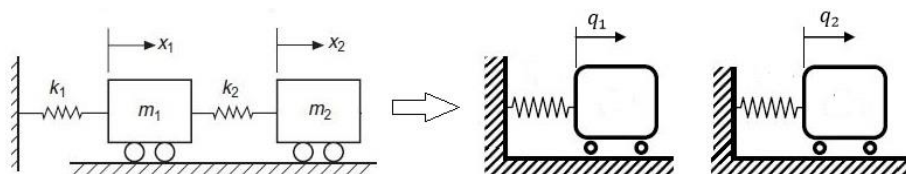
Dosazením substituce do rovnice (5.4) a vynásobením celé rovnice transponovanou maticí vlastních tvarů zleva získáme modální model soustavy popsanou rovnicí (5.21). Tato rovnice je tvořena diagonálními maticemi a to znamená, že soustava diferenciálních rovnic, tvoří nezávislou soustavu pohybových rovnic, kdy v každé rovnici je pouze jedna neznámá a tou je modální souřadnice q_i . Tímto se soustava s n stupni volnosti (MDoF) převedla na soustavu n nezávislých oddělených systémů s jedním stupněm volnosti (SDoF). Např. soustavu dle obr. 35 je možno převést na dva SDoF systémy (viz. obr. 36) a vztah mezi nimi je spjat prostřednictvím modální matice V dle vztahů (5.13), (5.14) a (5.15) [3].

$$MV\ddot{q} + KVq = f / V^T \quad (5.19)$$

$$V^T MV\ddot{q} + V^T KVq = V^T f \quad (5.20)$$

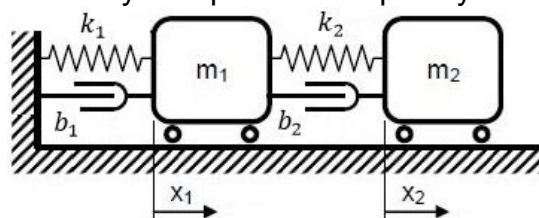
$$\ddot{q} + \Lambda q = V^T f \quad (5.21)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \vdots \\ \ddot{q}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Omega_1^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \Omega_2^2 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \Omega_n^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ \vdots \\ v_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{11} & u_{21} & \dots & u_{n,1} \\ u_{21} & u_{22} & \dots & u_{n,2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ u_{n,1} & u_{n,2} & \dots & u_{n,n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (5.22)$$



obr. 36 Modální rozklad systému se dvěma stupni volnosti

Modální analýza netlumeného MdoF systému je použitelná pro dynamické struktury, kdy je jejich tlumení zanedbatelné. Tlumící síly se v porovnání s pružnými a setrvačnými silami nedají přesně odhadnout, tudíž přesná simulace tlumících prvků je nemožná. Přesto aby se braly v úvahu disipativní účinky sil, je nutné stanovit jisté předpoklady pro tlumící jevy ve struktuře. Existuje několik modelů jak simulovat tlumení. Jedním z nich je již zmíněné viskózní tlumení, dalším modelem je tzv. hysterezní tlumení a nakonec proporcionální tlumení, které je pro modální analýzu zásadní. Pohybové rovnice netlumeného systému jsou na sobě závislé, ale na základě ortogonality matice hmotnosti a tuhosti pomocí modální transformace je mohou převést na nezávislé rovnice. Návrh proporcionálního tlumení umožňuje provést modální analýzu tlumeného systému a přiblížit se tak reálné konstrukci. Význam proporcionálního tlumení (Rayleighovo tlumení) v modální analýze se projeví tehdy, když si uvědomíme, že dynamický systém struktury s proporcionálním tlumením má identické vlastní tvary kmitu jako stejný dynamický systém bez tlumení. Pro modální transformaci tlumeného systému je nutné použít modální matice V a pak model proporcionálního tlumení, které umožní diagonalizovat matici B . V modálním prostoru je pak tato matice tlumení B v různé literatuře značena jinak, pro odlišení se většinou značí jako C_p a nazývá se jako modální matice tlumení. Model proporcionálního tlumení uvedl Rayleigh ve své práci v roce 1845, jako viskózní tlumení, které je úměrné hmotnosti a tuhosti [3].



obr. 37 Výpočtový model tlumené 2-hmotové soustavy

Model proporcionálního tlumení:

$$\mathbf{C}_p = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (5.23)$$

kde α a β jsou kladné reálné konstanty, $\alpha \mathbf{M}$ představuje tzv. konstrukční tlumení a $\beta \mathbf{K}$ tzv. materiálové tlumení [6].

Dosazením vztahu (5.23) do rovnice (5.12) se získá modální popis tlumeného systému:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + (\alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f} \quad (5.24)$$

$$\mathbf{V}^T \mathbf{M} \mathbf{V} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{V}^T (\alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K}) \mathbf{V} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{V}^T \mathbf{K} \mathbf{V} \mathbf{q} = \mathbf{V}^T \mathbf{f} \quad (5.25)$$

$$\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_p \dot{\mathbf{q}} + \Lambda \mathbf{q} = \mathbf{V}^T \mathbf{f} \quad (5.26)$$

Podle vztahů (5.16) a (5.18) platí:

$$\mathbf{V}^T \alpha \mathbf{M} \mathbf{V} = \alpha \mathbf{V}^T \mathbf{M} \mathbf{V} = \alpha \mathbf{E}$$

$$\mathbf{V}^T \beta \mathbf{K} \mathbf{V} = \beta \mathbf{V}^T \mathbf{K} \mathbf{V} = \beta \Omega^2$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \vdots \\ \ddot{q}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \alpha + \beta \Omega_1^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \alpha + \beta \Omega_2^2 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \alpha + \beta \Omega_n^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \vdots \\ \dot{q}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Omega_1^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \Omega_2^2 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \Omega_n^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_n \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{21} & \dots & u_{n,1} \\ u_{21} & u_{22} & \dots & u_{n,2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ u_{n,1} & u_{n,2} & \dots & u_{n,n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.27)$$

Pokud se uvedou známé vztahy, které se odvodí pro systém s jedním stupněm volnosti, dají se využít k popisu i pro systémy s více stupni volnosti.

Pohybová rovnice tlumeného systému s SdoF:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \quad (5.28)$$

Charakteristická rovnice:

$$m\lambda^2 + b\lambda + k = 0 \quad (5.29)$$

Řešením charakteristické rovnice získáme dva kořeny:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4mk}}{2m} = -\frac{b}{2m} \pm \sqrt{\frac{b^2 - 4mk}{4m^2}} = -\delta \pm \sqrt{\delta^2 - \Omega_0^2} \quad (5.30)$$

kde $\delta = \frac{b}{2m}$ je konstanta útlumu, $\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ vlastní kruhová frekvence netlumeného systému a $\xi = \frac{\delta}{\Omega_0}$ je poměrný útlum

Vytknutím Ω_0 před odmocninou se získají vlastní čísla ve tvaru:

$$\lambda_{1,2} = -\xi \Omega_0 \pm i \Omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad (5.31)$$

kde $\Omega_t = \Omega_0 \sqrt{1 - \xi^2}$ je vlastní frekvence tlumeného systému, která je o málo menší než vlastní frekvence netlumeného systému $\Omega_t < \Omega_0$.



Diferenciální rovnice (5.28) pak lze zapsat ve tvaru:

$$m\ddot{x} + 2\xi\Omega_0 m\dot{x} + kx = 0 \quad (5.32)$$

$$\ddot{x} + 2\xi\Omega_0\dot{x} + \Omega_0^2 x = 0 \quad (5.33)$$

Rovnice (5.26) je složena z n nezávislých rovnic, a systém s M dof se rozpadne na dílčí systémy s Sdof, tudíž lze požit vztah pro odhad vlastní tlumené frekvence i -tého módu (stavu) $\Omega_{ti} = \Omega_{0i}\sqrt{1 - \xi_i}$. Porovnáním vztahů $2\xi\Omega_0 = \alpha + \beta\Omega_0^2$ vychází poměrný útlum ξ roven:

$$\xi = \frac{\alpha}{2\Omega_0} + \frac{\beta\Omega_0}{2} \quad (5.34)$$

Ze vztahu (5.34) je zřejmé, že poměrný útlum systému je pro každý i -tý mód jiný. Vyjadřuje vztah mezi proporcionálním a viskózním tlumením. Za určitých předpokladů by i matice tlumení \mathbf{B} s viskózním tlumením mohla splnit podmínku ortogonality a být v modálním prostoru diagonální a modální model tlumeného systému by mohl být popsán následovně [3].

$$\mathbf{V}^T \mathbf{M} \mathbf{V} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{V}^T \mathbf{B} \mathbf{V} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{V}^T \mathbf{K} \mathbf{V} \mathbf{q} = \mathbf{V}^T \mathbf{f} \quad (5.35)$$

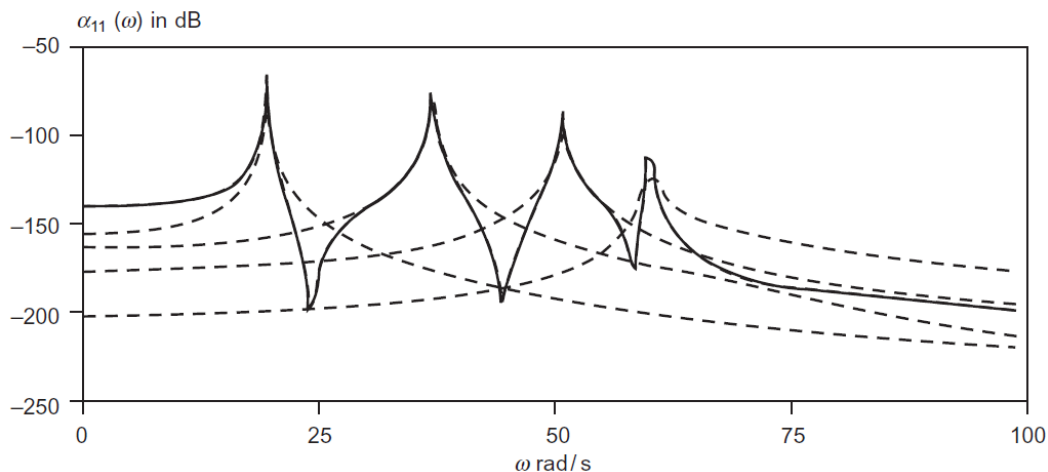
$$\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}_\xi \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{\Lambda} \mathbf{q} = \mathbf{V}^T \mathbf{f} \quad (5.36)$$

$$\mathbf{B}_\xi = \begin{bmatrix} 2\xi\Omega_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 2\xi\Omega_2 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 2\xi\Omega_n \end{bmatrix} \quad (5.37)$$

Kde poměrný útlum ξ je stejný pro všechny tlumící prvky systému. Pokud je třeba zjednodušeně simulovat tlumení běžných konstrukcí, používá se poměrné tlumení kolem 2% ($\xi = 0,02$). Pokud model je tvořen převážně z materiálu litiny, která má schopnost lépe pohltit vibrace, tak poměrný útlum se může uvažovat větší.

5.3 Modální redukce

Modální redukce slouží ke snížení počtu stupňů volnosti složité dynamické struktury. V případě modální analýzy řešené metodou konečných prvků, je počet stupňů volnosti diskretizovaného modelu v řádu $n = 10^5 - 10^6$. Modální redukcí se může snížit počet stupňů volnosti na libovolný počet, a to tím že se v plných maticích modálního modelu zanedbají řádky a sloupce matic jednotlivých souřadnic příslušné určitému stupni volnosti. Diagonalizace soustavy rovnic systému modální transformací znamená, že jsou rovnice na sobě nezávislé, tudíž zanedbáním



obr. 38 Výsledná frekvenční přenosové funkce modálního modelu [3, str. 107]

určitých rovnic lze pořád dosáhnout dobrých výsledků. Redukcí modelu se zanedbají hmoty, které jsou z hlediska vybuzení zanedbatelné. Redukce modelu vyjádřeného maticovým popisem (5.27) znamená vyškrtnutí určitých řádků a sloupců v maticovém zápisu. V modální analýze diskretizovaného modelu se nepočítají všechny vlastní frekvence, ale pouze určitý počet vlastních frekvencí, kterých lze reálně dosáhnout, počínaje první nejmenší. V tomto případě redukce spočívá v zanedbání příliš vysokých vlastních frekvencí a modální matice již není čtvercovou maticí ale obdélníkovou o rozměru $n \times m$, kde n je počet řádků vyjadřující počet stupňů volnosti a m je počet sloupců vyjadřující počet vlastních tvarů příslušné vlastní frekvenci. Modální analýzou systém s MDoF lze rozložit na soustavu SDoF jak vyjadřuje obr. 36 a využitím modální redukce zanedbáním příliš vysokých vlastních frekvencí se změní frekvenční přenosová funkce systému MDoF, tím že v grafu je zobrazeno pouze m vlastních frekvencí. Na obr. 38 jsou zobrazeny frekvenční přenosové funkce systému se čtyřmi vlastními frekvencemi, která byla vytvořena složením jednotlivých módů modálního modelu.

5.4 Stavový prostor

Stavový prostor je odlišnou prezentací vstupů a výstupů dynamického systému. Stavový prostor je definován jako n -dimensionální prostor, který je tvořen souřadnými systémy x_1, x_2, \dots, x_k kde x_1, x_2, \dots, x_k jsou jeho stavové veličiny. Stav dynamického systému je nejmenší množinou veličin (stavových proměnných), tak že znalost těchto proměnných v čase $t = t_0$ mohou se znalostí vstupů do systému v čase $t \geq t_0$ popsat chování dynamického systému, v jakémkoliv časovém okamžiku $t \geq t_0$. Z analytického hlediska tzn., že stav v čase t je jednoznačně určen stavem t_0 a vstupy pro čas $t \geq t_0$. V analýze stavového prostoru se pracuje se třemi proměnnými, které jsou zapojeny do modelování dynamických systémů a to se stavovými, vstupními a výstupními veličinami. Hlavní výhodou stavového prostoru je převod soustavy diferenciálních rovnic libovolného řádu na soustavu diferenciálních rovnic řádu prvního [4].

Pro MIMO systémy s více vstupy a více výstupy je definováno k stavových proměnných $x_1(t), x_2(t), \dots, x_k(t)$, které popisují vnitřní chování systému. Za předpokladu, že systém má r vstupů $u_1(t), u_2(t), \dots, u_r(t)$ a m výstupů $y_1(t), y_2(t), \dots, y_m(t)$, pak systém může být popsán stavovou rovnicí:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) \quad (5.38)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) \quad (5.39)$$

Rovnice (5.38) je stavovou rovnicí systému a rovnice (5.39) je tzv. rovnicí výstupů, kde \mathbf{f} a \mathbf{g} představují nelineární vektorové funkce [4].

Plný maticový zápis:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \dot{x}_k(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(x_1, x_2, \dots, x_k; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_k; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\ \vdots \\ f_n(x_1, x_2, \dots, x_k; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \end{bmatrix} \quad (5.40)$$

$$\begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \\ \vdots \\ y_m(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_1(x_1, x_2, \dots, x_k; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\ g_2(x_1, x_2, \dots, x_k; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\ \vdots \\ g_m(x_1, x_2, \dots, x_k; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \end{bmatrix} \quad (5.41)$$

Rovnice (5.38) a (5.39) popisují spojitý nelineární časově závislý systém. Pokud tyto rovnice budou linearizovány v okolí nějakého provozního stavu, tak stavová rovnice a rovnice výstupu má tvar následující:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}(t)\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}(t)\mathbf{u}(t) \quad (5.42)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}(t)\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}(t)\mathbf{u}(t) \quad (5.43)$$

Kde $\mathbf{A}(t)$ je nazývaná maticí stavů nebo maticí systému, $\mathbf{B}(t)$ je maticí vstupů, $\mathbf{C}(t)$ je maticí výstupu a $\mathbf{D}(t)$ je maticí přímého přenosu.

Pokud vektorové funkce \mathbf{f} a \mathbf{g} jsou časově nezávislé, neobsahují čas pak je systém časově nezávislý a stavový prostor je popsán soustavou rovnic:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \quad (5.44)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \quad (5.45)$$

Následně rovnice mohou být linearizací převedeny do tvaru:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (5.46)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad (5.47)$$

Rovnice (5.46) a (5.47) popisují spojitý lineární časově nezávislý systém a matice A , B , C , D jsou maticemi konstant. V mnoha případech dochází ještě k dalšímu zjednodušení, a to v případě pokud výstupní funkce g nezávisí na vstupních veličinách $u(t)$, poté je matice D nulová a rovnice výstupu je ve tvaru (5.52) 111[4], [12].

Dynamický systém popsaný soustavou diferenciálních rovnic libovolného řádu s , se pomocí stavového popisu převede na soustavu diferenciálních rovnic řádu prvního. Stavový prostor 2-hmotového systému dle obr. 37 popsaného rovnicemi (5.10) by vypadal dle následujícího postupu. Pouze pro odlišení stavových proměnných a fyzikálních souřadnic 2-hmotového systému, se fyzikální souřadnice v tomto případě označí pomocí písmenka z , tudíž pohybové rovnice mají tvar následující:

Pohybové rovnice tlumené 2-hmotové soustavy:

$$m_1\ddot{z}_1 + b_1\dot{z}_1 + b_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_1z_1 + k_2(z_1 - z_2) = f_1 \quad (5.48)$$

$$m_2\ddot{z}_2 - b_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - k_2(z_1 - z_2) = f_2 \quad (5.49)$$

Stavový popis

$$\begin{aligned} x_1 &= z_1 & \dot{x}_1 &= x_3 \\ x_2 &= z_2 & \dot{x}_2 &= x_4 \\ x_3 &= \dot{z}_1 & \dot{x}_3 &= \frac{1}{m_1} \{-b_1x_3 - b_2(x_3 - x_4) - k_1x_1 - k_2(x_1 - x_2) + f_1\} \\ x_4 &= \dot{z}_2 & \dot{x}_4 &= \frac{1}{m_2} \{b_2(x_3 - x_4) + k_2(x_1 - x_2) + f_2\} \end{aligned}$$

Tímto popisem se získal stavový vektor $x(t)$ dynamického systému se dvěma stupni volnosti popsaného dvěma diferenciálními rovnicemi druhého řádu. Vektor vstupů $u(t)$ je tvořen vždy pravou stranou diferenciální rovnice a představuje buzení dynamické soustavy.

$$x(t) = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T \quad u(t) = [u_1, u_2]^T = [f_1, f_2]^T$$

Sestavení matic A , B a maticový zápis stavové rovnice:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_1}(k_1 + k_2) & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{1}{m_1}(b_1 + b_2) & \frac{b_2}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{b_2}{m_2} & -\frac{b_2}{m_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1/m_1 & 0 \\ 0 & 1/m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{1}{m_1}(k_1 + k_2) & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{1}{m_1}(b_1 + b_2) & \frac{b_2}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{b_2}{m_2} & -\frac{b_2}{m_2} \end{bmatrix}$$
$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1/m_1 & 0 \\ 0 & 1/m_2 \end{bmatrix}$$

Matice \mathbf{A} je čtvercovou maticí o rozměru $k \times k$, kde k je obecně dáno počtem stupňů volnosti n a řádem diferenciálních rovnic s . Číslo k následně udává počet stavových proměnných. Matice \mathbf{B} je obdélníkovou maticí o rozměru $k \times r$, je dána počtem stavových veličin k a počtem vstupů r . Matice \mathbf{A} a matice \mathbf{B} se v případě dynamického systému mechanické struktury dají zapsat obecně dle předpisu (5.50) a (5.51), kde číslo $k = s \cdot n = 2 \cdot n$, poněvadž dynamika mechanických konstrukcí je popsána diferenciálními rovnicemi druhého řádu.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{B} \end{bmatrix} \quad (5.50)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1} \end{bmatrix} \quad (5.51)$$

Matice \mathbf{A} je pak složena ze čtvercových submatic o rozměru $n \times n$, kde $\mathbf{0}$ je nulová matice, \mathbf{E} je jednotková matice, \mathbf{M} je matice hmotnosti a \mathbf{K} je matice tuhosti systému, konečný rozměr matice \mathbf{A} je $2n \times 2n$. Matice \mathbf{B} je rozměru $2n \times r$.

Rovnice výstupu (5.47) je jednodušší, poněvadž matice \mathbf{C} je tvořena jednotkovou a nulovou maticí o rozměru $n \times n$ nebo může být tvořena pouze dvěma jednotkovými maticemi, záleží na počtu výstupních parametrů m , jejichž chování se chce sledovat. Konečný rozměr matice \mathbf{C} je obecně $m \times k$, ale pokud se chtějí pozorovat pouze některé parametry, např. v uvedeném případě se většinou sledují amplitudy výchylky z_1, z_2 tak matice \mathbf{C} je ve tvaru (5.54), pokud se sledují rychlosti tak je ve tvaru (5.55), pokud by se sledovali obě vlastnosti výchylka i rychlost, poté je matice \mathbf{C} ve tvaru (5.56). Matice \mathbf{D} je většinou nulová, jak bylo uvedeno výše a je všeobecně rozměru $m \times r$, je dána počtem výstupů a vstupů. Rovnice výstupu je pak ve tvaru (5.52) [4].

Rovnice výstupu:

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) \quad (5.52)$$

Maticový zápis

$$\begin{bmatrix} \mathbf{y}_1 \\ \mathbf{y}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (5.53)$$

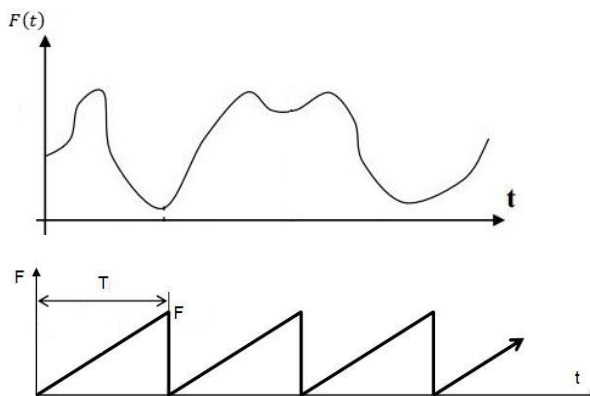
$$\mathbf{C} = [\mathbf{E} \quad \mathbf{0}] \quad (5.54)$$

$$\mathbf{C} = [\mathbf{0} \quad \mathbf{E}] \quad (5.55)$$

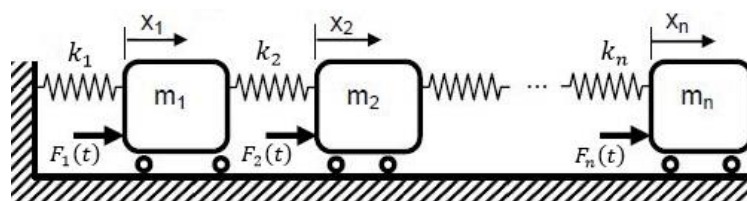
$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{E} \end{bmatrix} \quad (5.56)$$

5.5 Harmonická analýza dynamického systému

Harmonická analýza dynamického systému zkoumá odezvu konstrukce na zatížení harmonickým buzením. Modální analýza je většinou analýzou volného netlumeného kmitání struktury, ze které se získávají poměrné výchylky, zatímco harmonická analýza je analýzou vynuceného netlumeného nebo tlumeného kmitání dané struktury s harmonickým buzením. Výsledkem harmonické analýzy dynamického systému se mohou získat skutečné výchylky. Harmonické buzení představuje signál, resp. funkci se sinusovým nebo kosinusovým průběhem silového účinku s konstantní amplitudou. Ve skutečnosti soustava, ale nemusí být buzena harmonickou funkcí, nýbrž nějakou všeobecnou funkcí periodického nebo neperiodického průběhu dle obr. 39. Z Fourierovy řady se ví, že periodický signál resp. periodické kmitání libovolného průběhu je složeno z konečného počtu jednoduchých harmonických signálů (vibrací), jejichž frekvence jsou celistvé násobky základní frekvence signálu, jak je zobrazeno na obr. 41. Neperiodický signál je pak považován za periodický signál s nekonečnou periodou a využitím Fourierovy řady se dá vyšetřit odezva na libovolné neharmonické buzení. Na obr. 41 je vidět periodický pilovitý průběh s periodou T , který je nejprve složen ze dvou sinusových a následně z pěti sinusových průběhů.



obr. 39 Periodický a neperiodický signál

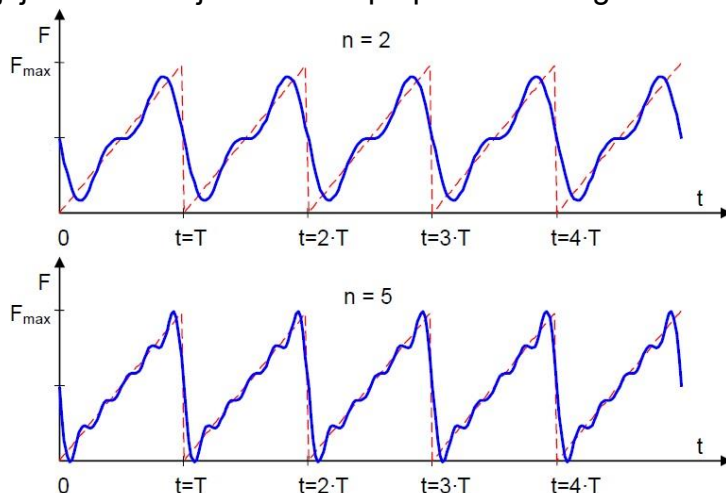


obr. 40 Vynucené kmitání netlumené soustavy s MDoF [6, str. 135]

Většina rotačních strojů je vystavena periodickému buzení. Harmonickou analýzou dynamického systému se rozumí, vystavit stroj nebo zařízení provoznímu buzení a zjistit jak se daná konstrukce při tom chová. Harmonická analýza z hlediska matematického popisu znamená mít na pravé straně pohybové rovnice harmonickou funkci s konstantní amplitudou představující provozní buzení struktury. V případě dynamického systému s jedním stupněm volnosti (SDoF) vypadá daný popis dle rovnice (5.57). Pokud se jedná o strukturu s více stupni volnosti (MDoF), tak její dynamický stav je určen soustavou diferenciálních rovnic, jak bylo uvedeno v předchozí kapitole 5.2. V porovnání s SDoF, kde existuje pouze jedna budící síla, tak u MDoF může existovat několik variant buzení.

Je možné mít různé působící síly s různou frekvencí, fází i amplitudou. V tomto případě je maticový zápis rovnic ve tvaru (5.58). Pro zjednodušení se většinou budící síly uvažují se stejnou frekvencí buzení, ale různou amplitudou a nulovou fází, jak je vidět dle vztahu (5.59). Výsledkem je pak sloupcový vektor výchylek. Jedná se o soustavu nehomogenních diferenciálních rovnic druhého řádu s konstantními koeficienty a jejich řešení je dáno superpozicí homogenního a partikulárního řešení.

Homogenní řešení představuje řešení volného kmitání s nulovou pravou stranou. Pokud se bude předpokládat dynamický netlumený systém s MDOF dle obr. 40, s předpokládaným řešením ve tvaru (5.61). Je vhodné pro řešení harmonické analýzy tlumeného systému nejprve vyřešit netlumený systém pro zjištění vlastních frekvencí netlumeného systému.



obr. 41 Pilový průběh složen ze sinusových průběhů [6, str. 50]

Vynucené tlumené kmitání systému s jedním stupněm volnosti:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t) = F_0 \sin(\omega t) \quad (5.57)$$

Obecné vynucené tlumené kmitání systému:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}_a \sin(\omega t + \varphi) = \mathbf{f}(t) \quad (5.58)$$

Kde matice \mathbf{M} , \mathbf{B} , \mathbf{K} jsou vyjádřeny v kapitole 5.2 a \mathbf{f}_a představuje sloupcový vektor amplitud silového buzení a $\sin(\omega t + \varphi)$ představuje matici harmonického buzení s různou frekvencí a fází pro jednotlivé hmoty [3], [6].

$$\mathbf{f}(t) = \begin{bmatrix} F_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1) \\ F_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_2) \\ \vdots \\ F_n \sin(\omega_n t + \varphi_n) \end{bmatrix}$$

Harmonická analýza s konstantní frekvencí buzení:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}_a \sin(\omega t) = \mathbf{f}(t) \quad (5.59)$$

$$\mathbf{f}(t) = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix} \sin(\omega t)$$

Buzení netlumené soustavy komplexní funkcí vyjádřené pomocí Eulerova vztahu představuje rovnice (5.60).

Eulerův vztah je dán předpisem: $e^{j\omega t} = \cos(\omega t) + j\sin(\omega t)$

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}_a e^{j\omega t} \quad (5.60)$$

Předpoklad partikulárního řešení se odhaduje pomocí stejné funkce buzení:

$$\mathbf{x} = \mathbf{x}_a \cdot e^{j\omega t} \quad (5.61)$$

$$\dot{\mathbf{x}} = j\omega \mathbf{x}_a \cdot e^{j\omega t} \quad (5.62)$$

$$\ddot{\mathbf{x}} = -\omega^2 \mathbf{x}_a \cdot e^{j\omega t} \quad (5.63)$$

$$-\mathbf{M}\mathbf{x}_a\omega^2 \cdot e^{j\omega t} + \mathbf{K}\mathbf{x}_a \cdot e^{j\omega t} = \mathbf{f}_a \cdot e^{j\omega t} \quad (5.64)$$

$$(-\mathbf{M}\omega^2 + \mathbf{K})\mathbf{x}_a = \mathbf{f}_a \quad (5.65)$$

$$\mathbf{x}_a = (\mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2)^{-1} \mathbf{f}_a \quad (5.66)$$

Kde $\mathbf{Z} = (\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})$ je matice dynamické tuhosti a $\mathbf{H} = \mathbf{Z}^{-1}$ je maticí dynamické poddajnosti obsahující tzv. přenosové funkce systému. V některé literatuře se matice dynamické poddajnosti označuje pomocí symbolu $\alpha(\omega)$ [3].

Harmonickou analýzu tlumeného systému je vhodné řešit v modálním prostoru. Využitím předchozích vztahů je možné dospět k rovnici (5.71).

$$-\mathbf{M}\mathbf{x}_a\omega^2 \cdot e^{j\omega t} + \mathbf{B}\mathbf{x}_a \cdot j\omega e^{j\omega t} + \mathbf{K}\mathbf{x}_a \cdot e^{j\omega t} = \mathbf{f}_a \cdot e^{j\omega t} \quad (5.67)$$

$$-\mathbf{M}\mathbf{x}_a\omega^2 + \mathbf{B}\mathbf{x}_a \cdot j\omega + \mathbf{K}\mathbf{x}_a = \mathbf{f}_a \quad (5.68)$$

$$-\mathbf{V}^T \mathbf{M} \mathbf{V} \mathbf{q}_a \omega^2 + \mathbf{V}^T \mathbf{B} \mathbf{V} \mathbf{q}_a \cdot j\omega + \mathbf{V}^T \mathbf{K} \mathbf{V} \mathbf{q}_a = \mathbf{V}^T \mathbf{f}_a \quad (5.69)$$

$$-\mathbf{q}_a \omega^2 + \mathbf{B}_\xi \mathbf{q}_a \cdot j\omega + \mathbf{\Lambda} \mathbf{q}_a = \mathbf{V}^T \mathbf{f}_a \quad (5.70)$$

$$\mathbf{q}_a = [-\omega^2 + j\mathbf{B}_\xi \omega + \mathbf{\Lambda}]^{-1} \mathbf{V}^T \mathbf{f}_a \quad (5.71)$$

Rozepsáním maticového zápisu rovnice (5.71) pro i -tý prvek se získá výsledek i -té modální souřadnice ve tvaru [3], [6]:

$$q_i = \frac{v_i f_a}{\Omega_i^2 - \omega^2 + j2\xi\Omega_i\omega} \quad (5.72)$$

A vztah mezi modální a skutečnou fyzikální souřadnicí je: $\mathbf{x}_a = \mathbf{V} \mathbf{q}$

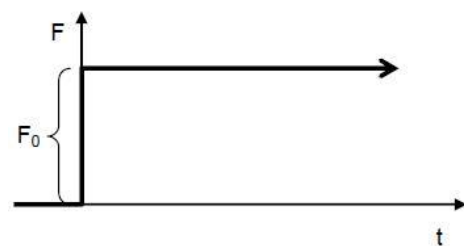
5.6 Odezva na jednotkový skok

Dynamické vlastnosti kmitající soustavy je možno posuzovat na základě její odezvy na skokovou změnu budící síly. Skoková změna silového účinku je zobrazena na obr. 42.

A znamená to, že vnější silový účinek z nulové hodnoty okamžitě nabyde nenulové konstantní

hodnoty, která se v čase nemění. Reakce dynamického systému na tuto změnu, se nazývá odezva na jednotkový skok nebo-li přechodová charakteristika systému.

Matematický popis přechodové charakteristiky vyjadřuje rovnice (5.80) pro systém s jedním stupněm volnosti a pohybovou rovnicí (5.73). Pro pozorování přechodových charakteristik různých dynamických systémů je běžné používat nulové počáteční podmínky [6].



obr. 42 Skoková změna silového účinku [6]

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F_0 \quad (5.73)$$

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \Omega_0^2 x = \frac{F_0}{m} \quad (5.74)$$

Substituce: $z = x - x_{stat}$, $\dot{z} = \dot{x}$, $\ddot{z} = \ddot{x}$

Dosazení do rovnice (5.73):

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + k(z + x_{stat}) = F_0 \quad (5.75)$$

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + kz + k\frac{F_0}{k} = F_0 \quad (5.76)$$

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + kz = 0 \quad (5.77)$$

$$z(t) = C \cdot e^{-\delta t} \cdot \sin(\Omega t + \varphi) \quad (5.78)$$

$$x(t) = x_{stat} + z(t) \quad (5.79)$$

$$x(t) = x_{stat} + e^{-\delta t} [A \cos(\Omega t) + B \sin(\Omega t)] \quad (5.80)$$

$$\dot{x}(t) = e^{-\delta t} [(B\Omega - A\delta) \cos(\delta t) - (A\Omega + B\delta) \sin(\Omega t)] \quad (5.81)$$

Integrační konstanty se určí z počáteční podmínky odpovídající klidovému stavu:

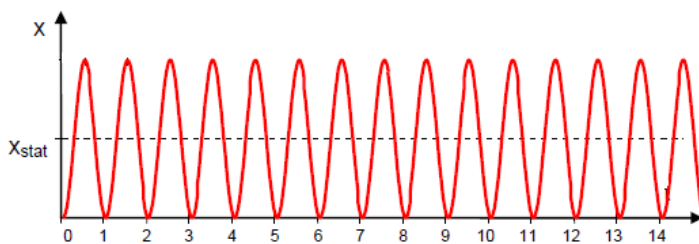
Pro $t = 0$: $x(0) = 0$ $\dot{x}(0) = 0$

Po dosazení počátečních podmínek do rovnic (5.80) a (5.81) vychází integrační konstanty:

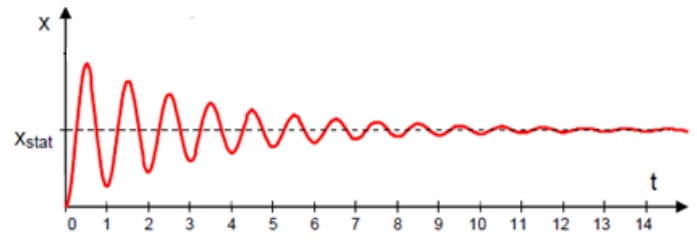
$$A = -x_{stat} \quad B = -x_{stat} \frac{\delta}{\Omega}$$
$$x(t) = x_{stat} \left[1 - e^{-\delta t} \left(\cos(\Omega t) + \frac{\delta}{\Omega} \sin(\Omega t) \right) \right] \quad (5.82)$$

Tato funkce vyjadřuje přechodovou charakteristiku tlumeného systému jako odezvu na jednotkový skok silového účinku. Zanedbá-li se tlumení bude mít funkce následující tvar:

$$x(t) = x_{stat} (1 - \cos(\Omega t)) \quad (5.83)$$



obr. 43 Přechodová charakteristika netlumeného systému [6, str. 54]



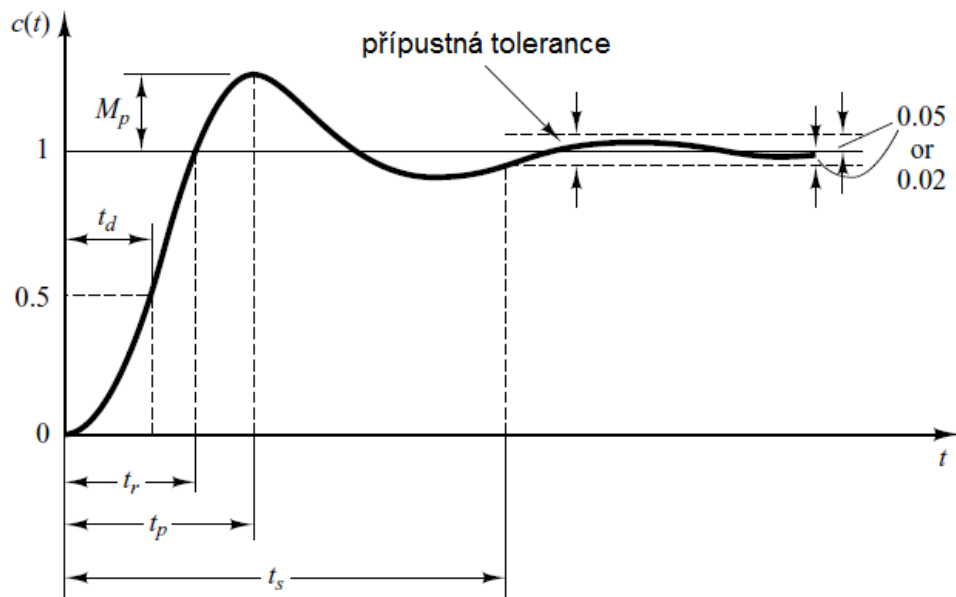
obr. 44 Přechodová charakteristika tlumeného systému [6, str. 54]

Při zhodnocení přechodové charakteristiky při skokové změně silového účinku je běžné specifikovat následující parametry dle obr. 45. Doba ustálení t_s je potřebný čas pro přechodovou křivku, aby dosáhla a zůstala v dovolené toleranci konečné ustálené hodnoty. Tolerance je obvykle v rozsahu 2% - 5% ustálené hodnoty. Maximální (procentuální) překmit M_p je maximální hodnota vrcholu přechodové křivky měřené z ustálené hodnoty. Zbylé parametry jsou časovými konstantami [4]:

t_p ... představuje čas dosažení maximálního vrcholu M_p

t_r ... představuje dobu náběhu na ustálenou hodnotu

t_d ... je tzv. čas zpoždění, kdy se dosáhlo 50% ustálené hodnoty



obr. 45 Zhodnocení přechodové charakteristiky [4]



6 Návrhy úprav raklové komory

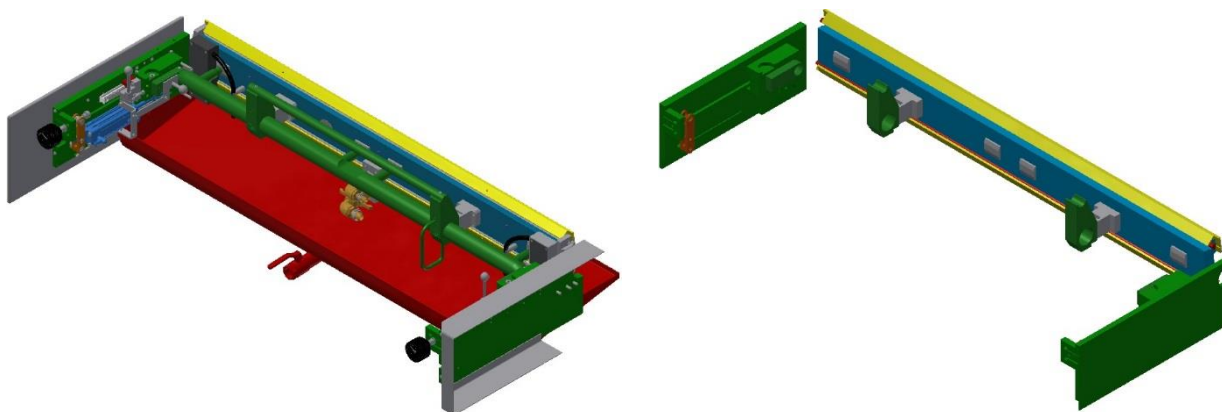
Vytvářený model MKP současného provedení sestavy raklové komory flexotiskového stroje PREMIA je zaměřen na modální vlastnosti soustavy. Pro řešení vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu dané soustavy těles se použije školní verze softwarového programu ANSYS 15.0. Pro správné výsledky a nenáročný výpočet je nutné nejprve poskytnutý 3D model sestavy zjednodušit. V modelu sestavy byly zanedbány veškeré šrouby s podložkami, kryty a komponenty, které nejsou podstatné a nijak neovlivní výsledky. Zbylé komponenty se dále zjednoduší tím, že se odstraní různá zaoblení, sražení, otvory a další nepodstatné technologické a konstrukční plochy, které svou velikostí neovlivní výsledky modální analýzy. Na obr. 46 je vidět 3D model před a po úpravách.

MKP programy obsahují určité knihovny elementů, které se dají využít k diskretizaci modelu. Poddajná tělesa mohou být formulována jako jedno dimenzionální (1D), dvojdimenzionální, rovinné (2D) nebo trojdimenzionální, prostorové prvky (3D). Ve skutečnosti všechny elementy reprezentují trojrozměrná tělesa a některá tělesa mají speciální geometrii, která umožňuje zjednodušit jejich model např. na úroveň plošné nebo liniové geometrie. Podle typu se dají třídít elementy na [2, str. 145]:

- *Objemové elementy (solid)* – dají se využít pro 3D, 2D a výjimečně pro 1D úlohy. Uzlovými parametry jsou obvykle složky vektoru posuvu ve dvou resp. trojrozměrném prostoru
- *Skořepinové elementy (shell)* – diskretizují plošná tělesa namáhaná ohybem. Uzlovými parametry jsou složky posuvu a natočení.
- *Nosníkové elementy (beam)* – diskretizují liniová tělesa namáhaná na ohyb, tah-tlak a krut. Uzlovými parametry jsou složky posuvu a natočení.
- *Membránové elementy* – diskretizují plošná tělesa, která nemají ohybovou tuhost ale mají pouze membránovou tuhost
- *Liniové membránové elementy (truss)* – diskretizují liniová tělesa, která nemají ohybovou a torzní tuhost, ale pouze membránovou tuhost. Uzlovými parametry jsou pouze složky posuvu
- *Tyčové elementy (link)* – jde o liniové elementy, které přenášejí pouze tah a tlak
- *Hmoty (mass)* – představují hmotu resp. setrvačný moment soustředěnou do jediného uzlu, který má vektor posuvu, resp. rotace
- *Pružiny (spring)* – představují silovou resp. momentovou vazbu mezi relativními posuvy resp. rotacemi dvou uzlů nebo uzlu a rámu. Vlastnost vazby je přiřazena přímo jako tuhost nebo u nelineárních pružin jako závislost síla-relativní posunutí.
- *Tlumiče (dashpot)* – představují silovou, resp. momentovou vazbu mezi relativními rychlostmi, resp. úhlovými rychlostmi dvou uzlů nebo uzlu

a rámu. Vlastnosti vazby nejsou vyjadřovány na základě asociovaného materiálu, ale jsou přiřazeny přímo, buď jako tlumení nebo u nelineárních tlumičů, jako závislost síla-relativní rychlost.

Uvedené typy elementů mají různé přednosti a využívají se pro různé zjednodušení jako náhrady komponent v modelu kontinua.



obr. 46 Raklová komora a její uložení na stroji PREMIA
vlevo – neupravený model; vpravo – připravený model pro MKP

Připravený model pro MKP reprezentující výchozí variantu V0 v provedení společnosti SOMA engineering se nyní importuje do geometrického modelu v Ansysu, kde budou následovat další úpravy geometrie, jako příprava pro strukturální model, kde se vytvoří kompletní síť celého modelu, definují se materiály a vloží se okrajové podmínky pro modální analýzu.

6.1 Varianta V0

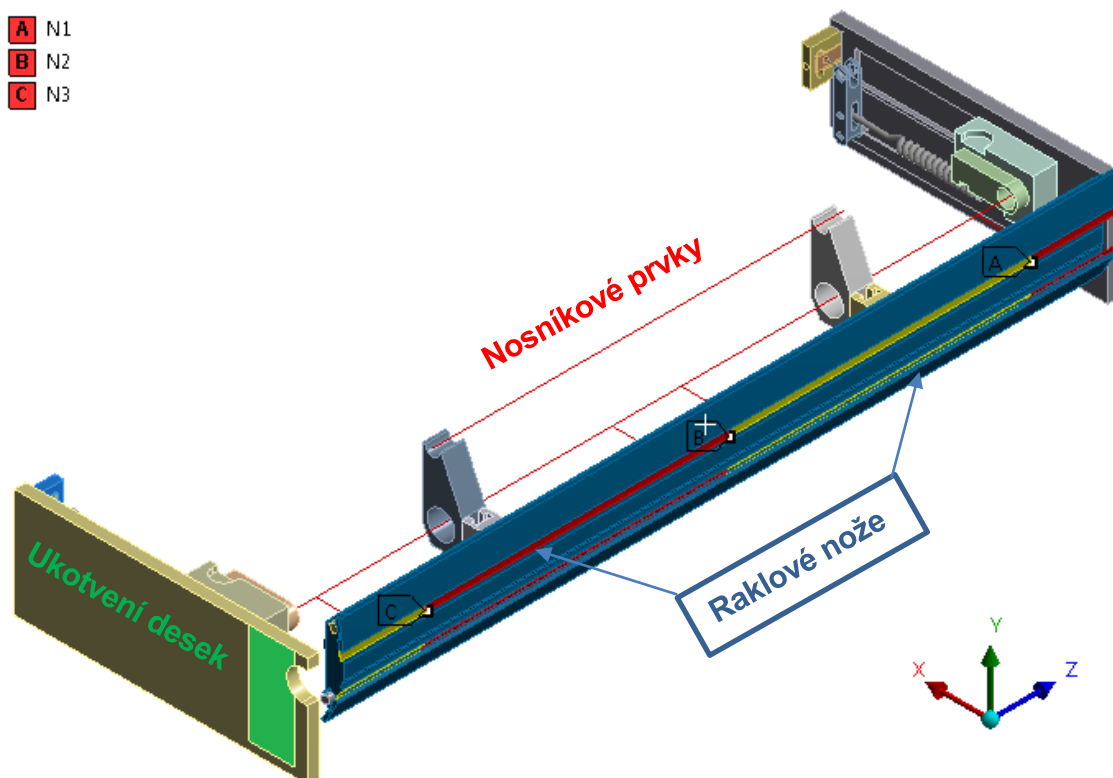
Výchozí varianta V0 představuje raklovou komoru uchycenou ke kruhovému nosníku, který je uložen v kluzných ložiskách v suportu. Celý suport je polohován lineárními pneumaty FESTO k rastrovému válci na dotek raklových nožů. Optimální přítlak je následně vyvozen regulačními šrouby, to již bylo vysvětleno v předchozí kapitole 3.2 a zobrazeno na obr. 27.

Na obr. 47 je vidět již připravená geometrie modelu pro strukturální model. Kruhový nosník, podpěry a madlo byly nahrazeny nosníkovým prvkem, ty jsou na obrázku reprezentovány červenými čárkami. Odvzdušňovací krabice byly nahrazeny v těžišti hmotnými body, kterým se definovala příslušná hmotnost a momenty setrvačnosti, ty byly získány z CADu. Pneumotor, regulační šroub i lineární vedení jsou nahrazeny pružinou resp. pružinami v případě lineárního vedení o patřičné tuhosti, které jsou uvedeny dále v textu. Raklové nože jsou rozděleny na dvě části. Na část horní staženou přítlačnou lištou pomocí excentru a část volnou. Volná část raklových nožů je tvořena solid shelly o tloušťce 0,2 mm. Solid-shell elementy tvoří třídu konečných prvků, které jsou na pomezí mezi prvky shell a solid. Mají stejné nody (uzly) a umožňují stejné posuvy a natočení jako prvky

solid, ale chování po tloušťce prvku uvažují jako shell [23]. Raklová komora, přítlačné lišty a horní části nože jsou modelovány jako jedno těleso.

Volná část nožů je dále rozdělena vytvořenými nody na další tři části. Na jednom z raklových nožů se vytvořili tři uzlové body N1, N2 a N3, pro které se vykreslují frekvenční přenosové funkce, pomocí kterých se bude sledovat tvar kmitání z důvodu rovnoměrného nanášení barvy na rastrový válec. Nody N1 a N3 jsou od okraje raklové komory ve vzdálenosti 150 mm a nod N2 je umístěn ve středu raklového nože (viz obr. 47). Další nody N4, N5 a N6 byly vytvořeny na zadní straně těla raklové komory, tak aby byly naproti nodům na noži (viz. obr. 48). Z těchto šesti bodů se bude moct zhodnotit, zda raklové nože a raklová komora kmitají se stejnou nebo různou fází a jaký mají vliv na vytváření pruhů na potištěném obalu. Tři body na každém tělese umožní sledovat, zda nedochází při nějaké frekvenci k vlnění samotného tělesa raklové komory nebo nože samotného a umožní také sledovat jejich vzájemný tvar vůči sobě.

Okrajové podmínky představují jednotlivé kinematické vazby těles mezi sebou. Většinou jsou použity rotační a fixní vazby. Pouze v případě vazby mezi suportem a objímky na nosníku je použit tzv. bonded (slepení), touto vazbou se zabránilo možnému vyklápění raklové komory do vodorovné polohy. Boční desky

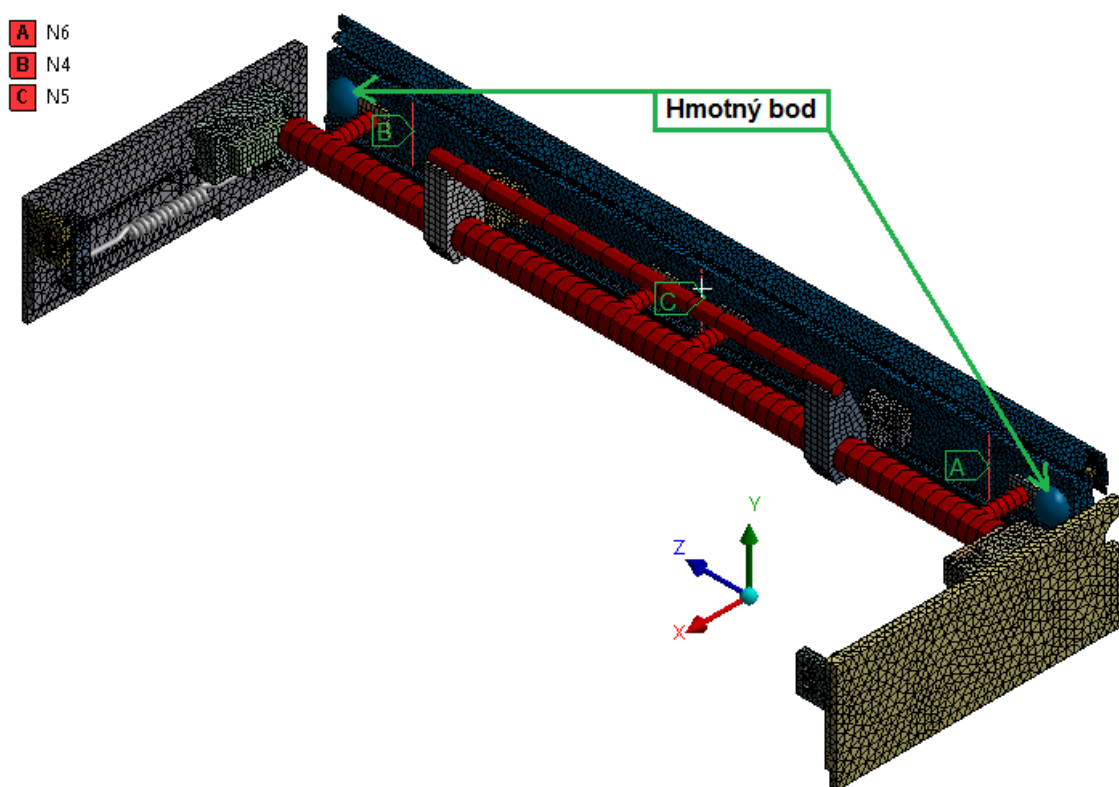


obr. 47 Připravený model raklové komory varianty V0 pro modální analýzu

nejdou identické a jsou uchyceny k rámu pomocí šroubů a kolíků. V modelu jsou proto vytvořeny kontaktní plochy, kde dochází ke spojení desky a rámu.

S kvalitou sítě a počtem elementů souvisí přesnost výsledků a doba výpočtu. Vzhledem k tomu, že hlavním cílem je zjistit vlastní tvary kmitu raklové

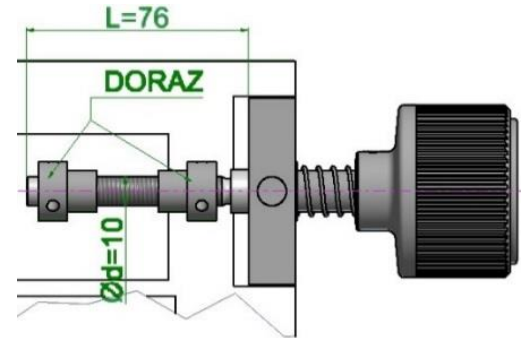
komory a nožů, tak nebyl důvod dělat podrobně jemnou síť, jak by tomu bylo v případě napěťové analýzy. Raklové nože jsou síťované velikosti elementu 3 mm. Raklová komora s přítlačnými lišty jako jedno těleso se síťují elementy 10 mm metodou automatic. Síť nosíkových prvků je vytvořena metodou sweep. Celkem bylo vytvořeno 249040 nodů a 140897 elementů. Téměř veškerá tělesa jsou z konstrukční oceli, kromě těla raklové komory, přítlačných lišt a raklových nožů. Raklová komora a přítlačné lišty jsou ze slitiny hliníku EN AW 7021 (AlZn5,5Mg1,5). Raklové nože jsou ze speciální uhlíkové oceli s označením Prime Blade Nano 900 I, jejíž materiálové vlastnosti nejsou snadno dostupné a v modelu jsou nahrazeny uhlíkovou ocelí ČSN 14260, jejíž mechanické vlastnosti by měli odpovídat skutečnému materiálu nože.



obr. 48 Síť raklové komory

6.1.1 Tuhost regulačních šroubů

Nahrazení regulačních šroubů pružinou o tuhosti k_1 . Tuhost regulačních šroubů se spočítá dle vztahu (6.4), který vychází z Hookova zákona. Na obr. 49 je zobrazen kotovaný šroub s definovanými parametry.



obr. 49 Regulační šroub - čep

Hookeův zákon:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (6.1)$$

$$\frac{F}{S} = E \frac{\Delta l}{l} \quad (6.2)$$

$$k = \frac{F}{\Delta l} = \frac{SE}{l} = \frac{\pi d^2 E}{4l} \quad (6.3)$$

$$k_1 = \frac{\pi d^2 E}{4L} = \frac{10^2 \pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot 76} \doteq 217018 \frac{N}{mm} \quad (6.4)$$

kde E je modul pružnosti v tahu, L je délka čepu, d jeho průměr.

6.1.2 Tuhost lineárního pneumotoru

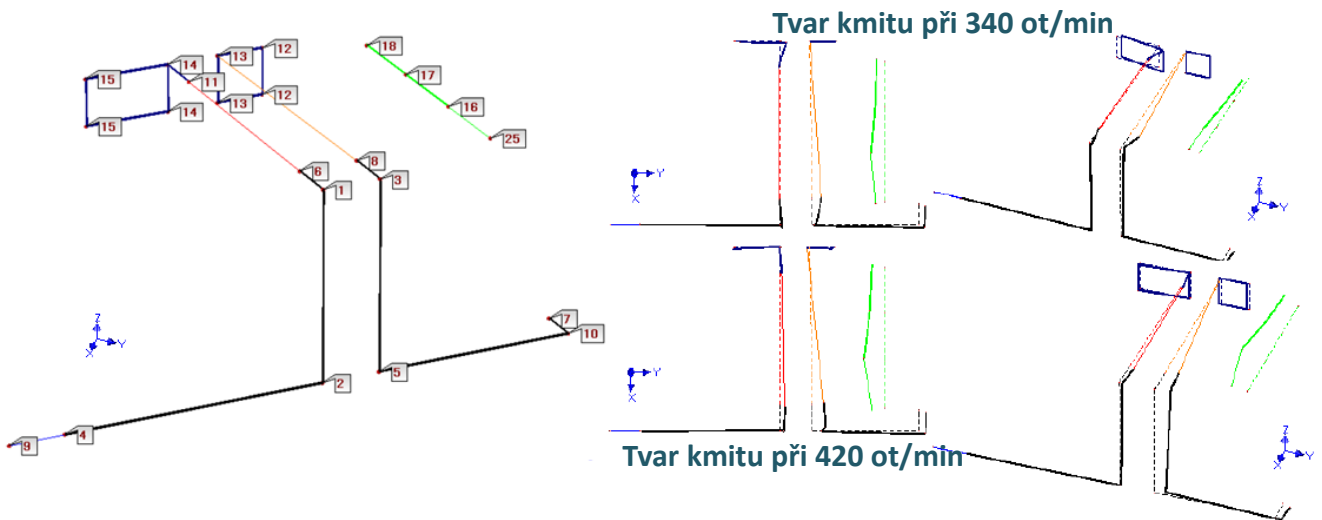
K polohování raklové komory používá firma SOMA engineering lineární pneumotory od společnosti FESTO, která mají označení:

DNC – 32 – 60 – PPV – A – ATEX. Pracovním médiem pneumotorů je stlačitelný vzduch, který se posuzuje podle fyzikálních zákonů, které platí pro plyny. Chování ideálních plynů charakterizuje stavová rovnice, která vyjadřuje vztah mezi tlakem, teplotou a objemem plynu v uzavřené nádobě nebo uzavřeném prostoru. Reálný plyn v pneumotoru se nechová jako ideální plyn a proto není jednoduché určit, jak se stlačitelný vzduch bude v pneumotoru chovat. Reálný plyn je navíc závislý na změně rychlosti stavových veličin. Na základě těchto vlastností reálného plynu je obtížné určit tuhost pneumatického válce v axiálním směru. Je zřejmé, že jejich tuhost bude závislá jak na stavových veličinách ideálního plynu, rychlosti jejich změny tak na zdvihu vysunuté pístnice. Tuhost v axiálním směru pneumatických motorů se v katalogu výrobců neudává, z důvodu její složitosti a nelinearity. Jenomže pro zjištění modálních vlastností daného systému je nutné nějak stanovit tuhost daného pneumotoru.

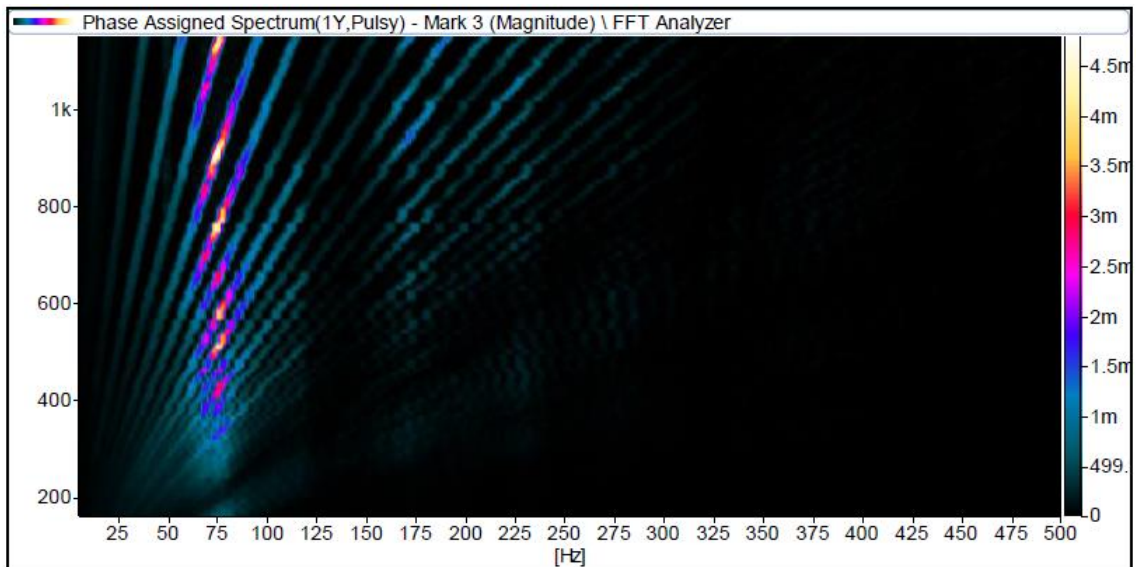
Tuhost lineárního pneumotoru byla odhadnuta podle poskytnuté zprávy z měření vibrací na flexotiskovém stroji OPTIMA. Tento stroj je stejné koncepce, jako stroj PREMIA a liší se šířkou tisku, tiskovou délkou a počtem barevníků, ale uložení a provedení raklové komory je v podstatě stejné. Polohování raklové komory na stroji OPTIMA zabezpečuje také lineární pneumotor od firmy FESTO



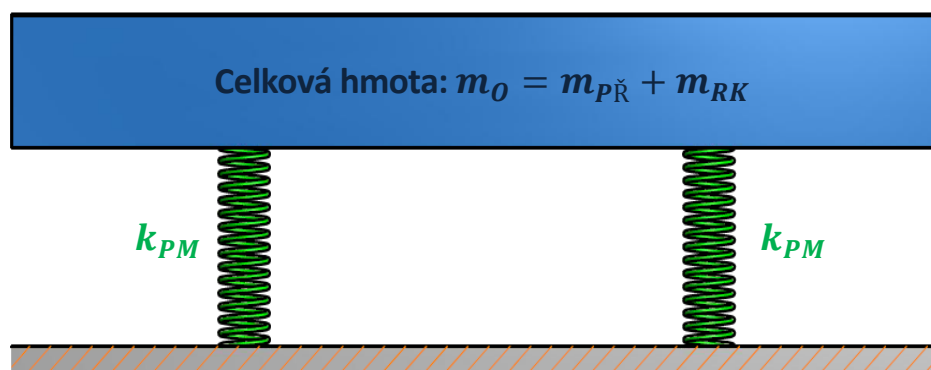
s označením: *DSNU-32-40-PPS-A-MQ-EX4*. Tento pohon se liší od pohonu na PREMII pouze svým zdvihem a způsobem nastavitelného tlumení. Prakticky se mohou tyto pohony označit za identické. Na základě tohoto předpokladu, se z poskytnuté zprávy společností SOMA engineering, kde se měřili vibrace čtvrtého barevníku odhadla tuhost pneumotoru, která se využila v modální analýze pro raklovou komoru stroje PREMIA. Ve zprávě je zobrazeno kmitání raklové komory při otáčkových frekvencích formového válce. Na základě vykreslených tvarů kmitu a ze spektra signálu měřeného bodu na raklové komoře se jeví kmitání raklové komory jako kmitání jedno-hmotového systému na pružině (dvou pneumotorů) na frekvenci 74Hz. Na obr. 51 je vidět jednoduchý drátový model konstrukce pro tvary kmitu měřeného stroje OPTIMA a na obr. 52 je vidět dané spektrum signálu z měřeného bodu na raklové komoře. Zelená čára s body 16,17 a 18 představují raklovou komoru. Bod 25 se netýká raklové komory ale vedlejší konzoly. K polohování se používají dva pneumotory, a tudíž kmitání jedno-hmotového systému vypadá dle obr. 50. Jedná se o paralelní řazení pružin, kde celková tuhost je dána součtem dílčích tuhostí systému. Celková hmota byla dána součtem dílčích hmot komponent na raklové komoře m_{RK} a komponent na příčnicku $m_{PŘ}$.



obr. 51 Drátový model konstrukce a 2 tvary kmitu z měření stroje OPTIMA



obr. 52 Spektra signálu z bodu č. 16, rezonanční pásmo 74 Hz



obr. 50 Model pro výpočet tuhosti pneumatiku

Výpočet tuhosti Pneumotoru na stroji OPTIMA:

Vlastní frekvence jedno-hmotového systému:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_0}} = 2\pi f = 2\pi \cdot 74 \doteq 465 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Celková hmotnost na pružině:

$$m_0 = m_{PŘ} + m_{RK} = 17,45 + 21,18 = 38,63 \text{ kg}$$

Celková tuhost obou pneumotorů:

$$k = \Omega_0^2 \cdot m_0 = 465^2 \cdot 38,63 = 8\,352\,771,8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tuhost jednoho pneumotoru při 4 bar, za provozu stroje:

$$k_{PM} = 4\,176\,385,9 \frac{\text{N}}{\text{m}} \doteq 4\,176,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Pokud byl předpoklad chování správný, tak první vlastní frekvenci modální analýzy raklové komory PREMIE lze určit analyticky, tak že místo celkové hmoty na OPTIMĚ se bude uvažovat celková hmota PREMIE.

Celková hmota na pružině PREMIE:

$$m_P = m_{PŘ} + m_{RK} = 31,2 + 22,6 = 53,8 \text{ kg}$$

První vlastní frekvence soustavy:

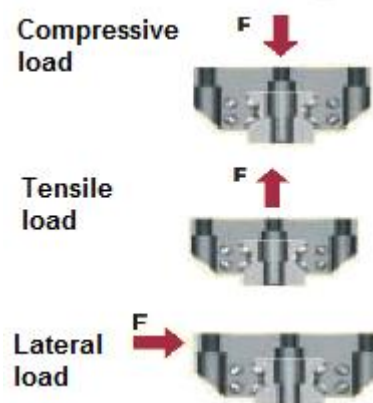
$$\Omega_P = \sqrt{\frac{k}{m_P}} = \sqrt{\frac{8\,352\,771,8}{53,8}} \doteq 394 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$f = \frac{\Omega_P}{2\pi} = \frac{394}{2\pi} = 62,7 \text{ Hz}$$

Teoreticky by první vlastní frekvence v modální analýze měla být 62,7Hz, ale pokud uvážíme nepřesnost stanovení hmot pomocí CADu a skutečnost, že se nejedná o stejné pohony použitých na strojích OPTIMA a PREMIE, tak by první vlastní frekvence měla vycházet cca kolem této hodnoty.

6.1.3 Tuhost lineárního vedení

Suport raklové komory je uchycen na lineárním vedení od společnosti Hiwin. Jedná se o kuličkové vedení typové řady HG velikosti 20. Použitá lineární vedení: kolejnice HGR 20HA, vozík HGH 20HA. Pro nahrazení lineárního vedení soustavou pružin resp. maticí tuhosti o rozměru 12x12, je nutné odečíst tuhost daného vedení v jednotlivých směrech dle obr. 53. Hiwin tuhosti svých vedení neudává a proto se našla podobná lineární vedení od výrobce Schneeberger, která jsou stejného provedení se stejnými rozměry, a tudíž by měli mít i obdobné tuhosti.



obr. 53 Zatížení lineárního vedení



Tuhost vedení Schneeberger BMD 20 se odečetla z příslušných grafů, které jsou uvedeny v elektronické příloze v katalogu Schneeberger BM:

$$\text{Tuhost v tlaku: } k_d = \frac{6000 N}{0,009 mm} = 666\,667 \frac{N}{mm}$$

$$\text{Tuhost v tahu: } k_t = \frac{4000 N}{0,007 mm} = 571\,428 \frac{N}{mm}$$

$$\text{Tuhost z boku: } k_b = \frac{3000 N}{0,006 mm} = 500\,000 \frac{N}{mm}$$

Z daných tuhostí se pomocí skriptu dopočítali torzní tuhosti vedení a následně se sestavila výsledná matice. Tato matice se vloží ve formě textového souboru do složky, odkud pomocí skriptu napsaného ve strukturálním modelu načítá její obsah. Nutné je mít v souladu souřadný systém pro vedení a souřadný systém, se kterým se uspořádaly jednotlivé tuhosti v matici.

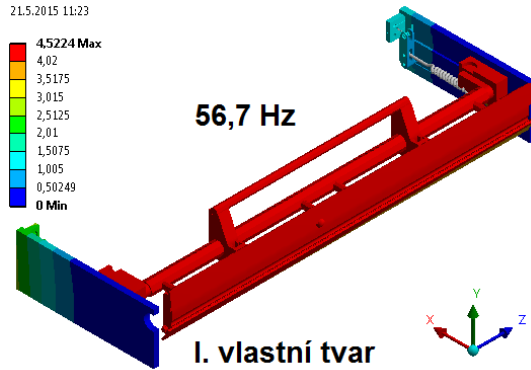
6.1.4 Výsledky modální analýzy

Na následujících obrázcích jsou znázorněny některé jednotlivé tvary kmitání nynější varianty V0 z modální analýzy vytvořené v Ansysu. Zbylé tvary kmitu z modální analýzy jsou společně s amplitudo-fázovými a přechodovými charakteristikami zobrazeny v elektronické příloze obrázků a grafů modální a harmonické analýzy.

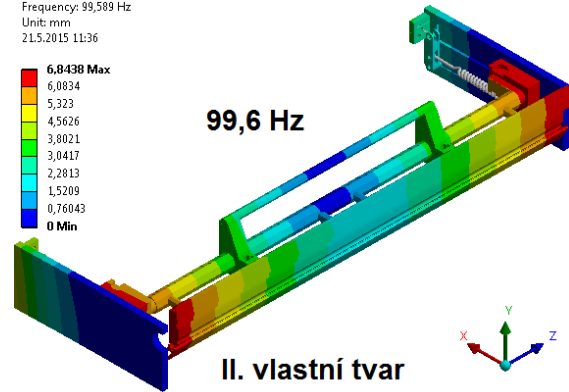
Stručný popis zobrazených tvarů:

- I. Vlastní tvar představuje kmitání celé pohyblivé jednotky suportu, nosníku a těla raklové komory na pohonech lineárního pneumotoru.
- II. Vlastní tvar je stejného typu jako I. vlastní tvar kmitu s rozdílem střídavého kmitání na jednom a druhém pohonu.
- III. Vlastní tvar se projevuje jako plandání jedné boční desky
- IV. Zde se projevuje již i dynamická poddajnost ostatních částí – bočních desek, torzní kmitání suportu a klopení raklové komory na lineárním vedení kolem osy z.
- VII. Zobrazuje torzní kmitání raklové komory a nosníku se suportem na lineárním vedení kolem osy x doprovázené s plandáním boční desky.
- VIII. Je stejného charakteru jako sedmý tvar kmitu.

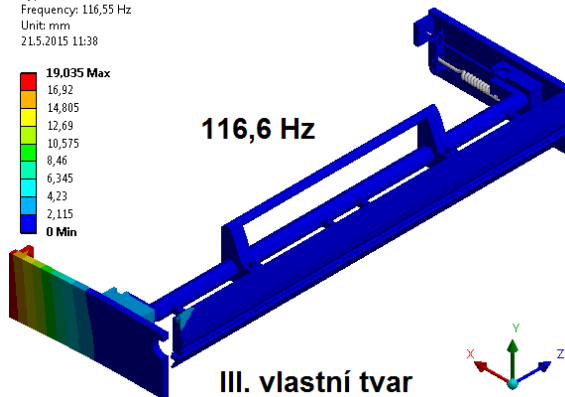
C: Modal výchozí varianta_V0
Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 56,684 Hz
Unit: mm
21.5.2015 11:23



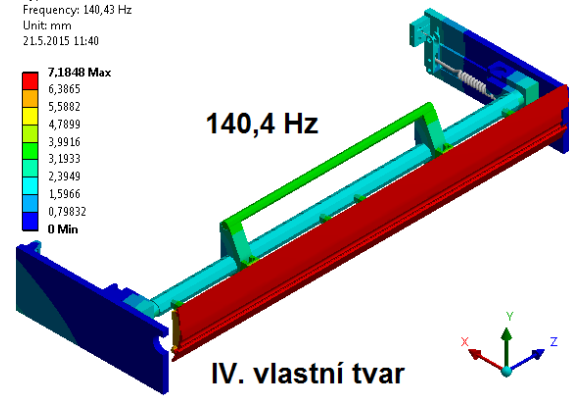
C: Modal výchozí varianta_V0
Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Frequency: 99,589 Hz
Unit: mm
21.5.2015 11:36



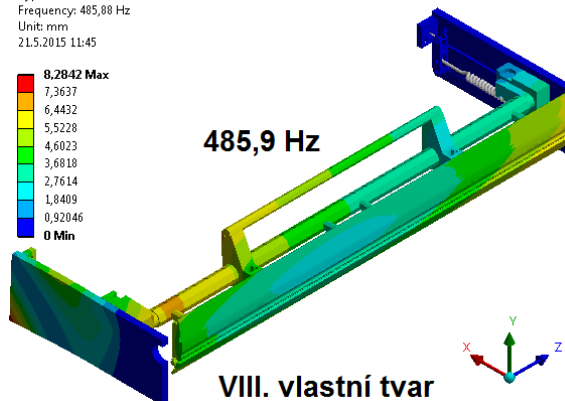
C: Modal výchozí varianta_V0
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Frequency: 116,55 Hz
Unit: mm
21.5.2015 11:38



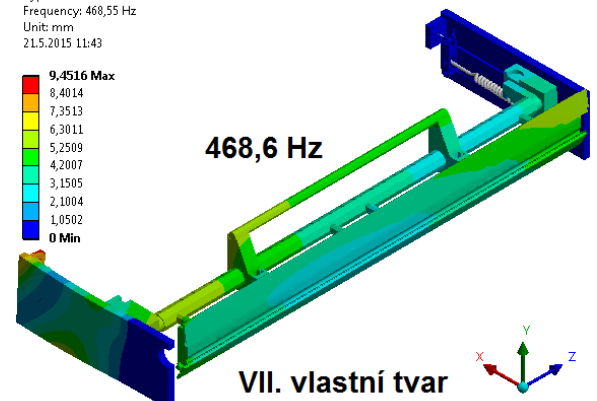
C: Modal výchozí varianta_V0
Total Deformation 4
Type: Total Deformation
Frequency: 140,43 Hz
Unit: mm
21.5.2015 11:40



C: Modal výchozí varianta_V0
Total Deformation 8
Type: Total Deformation
Frequency: 485,88 Hz
Unit: mm
21.5.2015 11:45



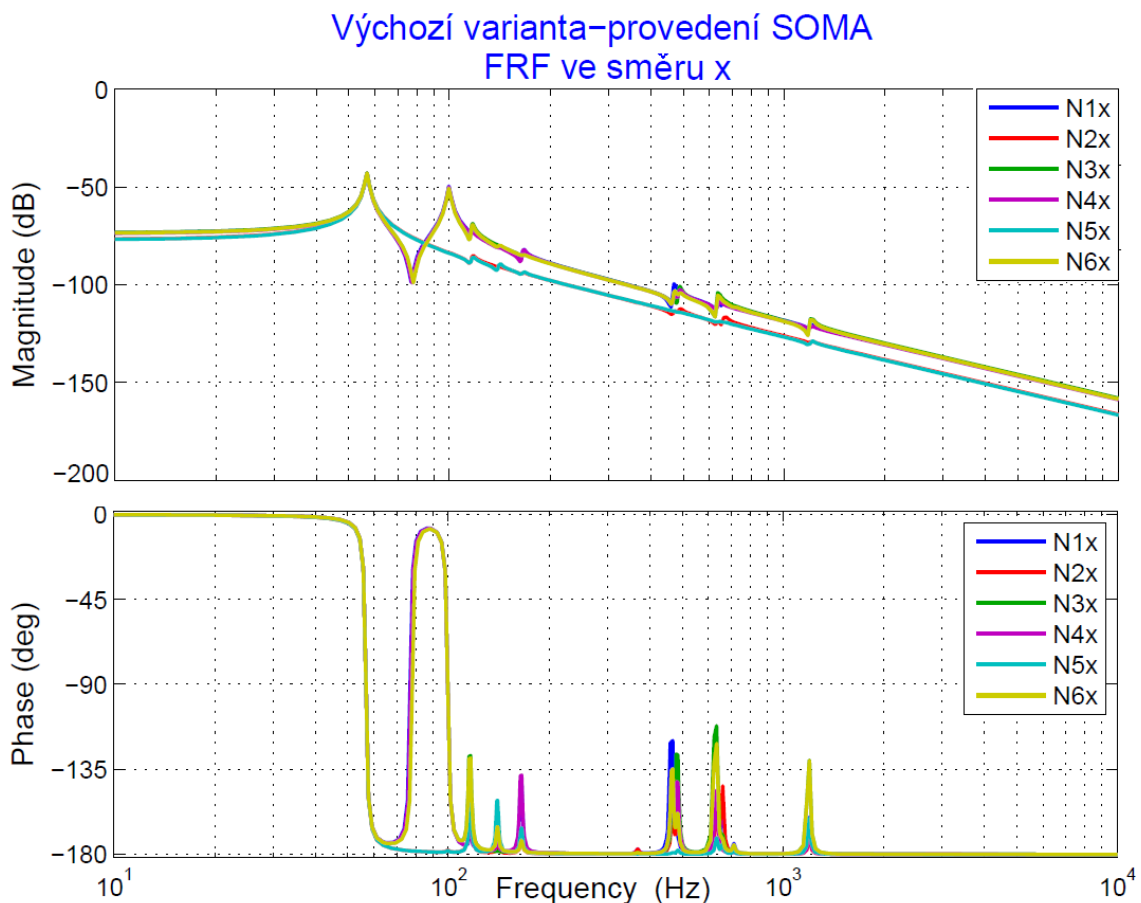
C: Modal výchozí varianta_V0
Total Deformation 7
Type: Total Deformation
Frequency: 468,55 Hz
Unit: mm
21.5.2015 11:43



obr. 54 Vlastní tvary kmitu varianty V0 – tzv. módy

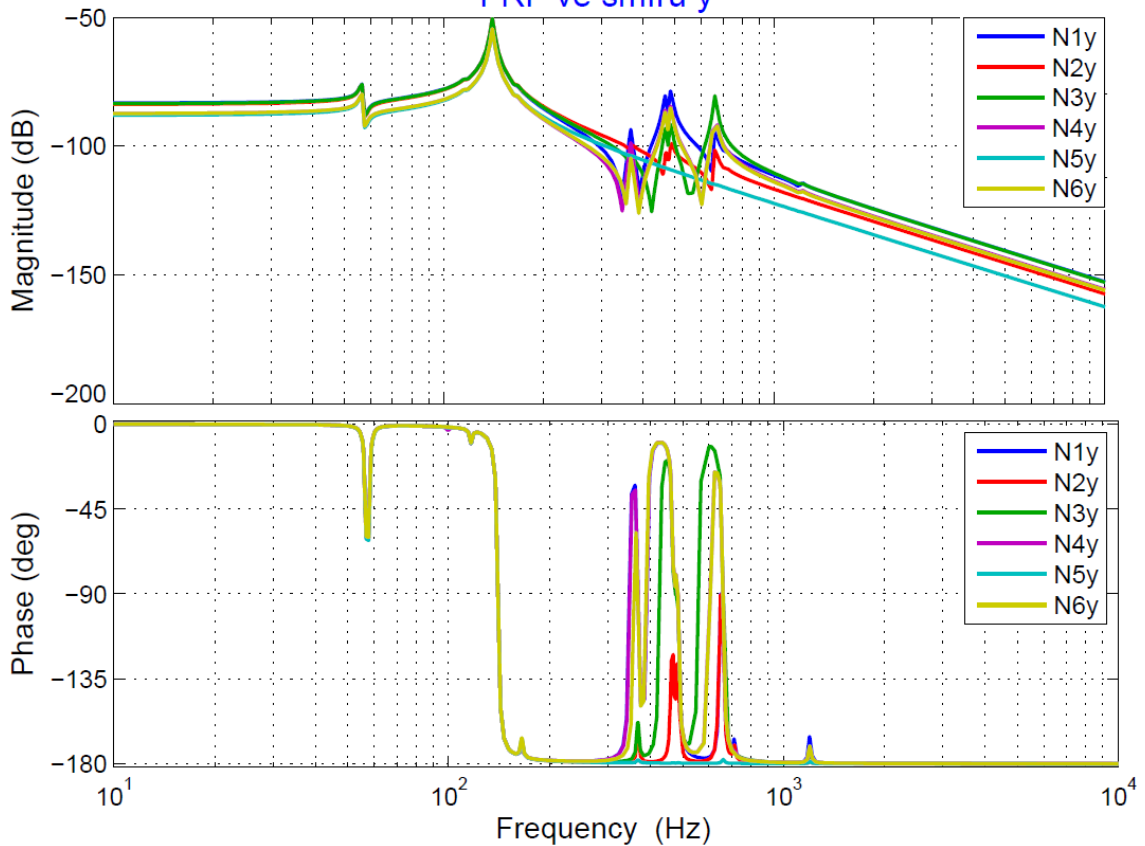
6.1.5 Frekvenční charakteristiky varianty V0

Vykreslením přenosových funkcí pro vytvořené uzlové body se zhodnotí, zda kmitají všechny uzlové body se stejnou nebo různou fází, jakých amplitud jednotlivé nody dosahují při rezonanci, a případně lze sledovat jejich statickou poddajnost. Na obr. 55 a obr. 57 jsou zobrazeny všechny přenosové funkce nodů ve směru x a y. Kmitání ve směru osy z není tak podstatné pro danou technologii tisku, a tudíž se zanedbává i z důvodu příliš velkého množství dat a přehlednosti. Z obr. 55 a obr. 57 se dá usoudit, že uzlové body na zadní straně raklové komory a na raklových nožích kmitají ve směru x se stejnou fází i amplitudou výchylky při všech frekvencích. Pouze ve směru y při vyšších frekvencích dochází u korespondujících nodů k nepatrným odlišnostem kmitání jednotlivých nodů na noži a na těle raklové komory.



obr. 55 Frekvenční přenosové funkce všech nodů ve směru x

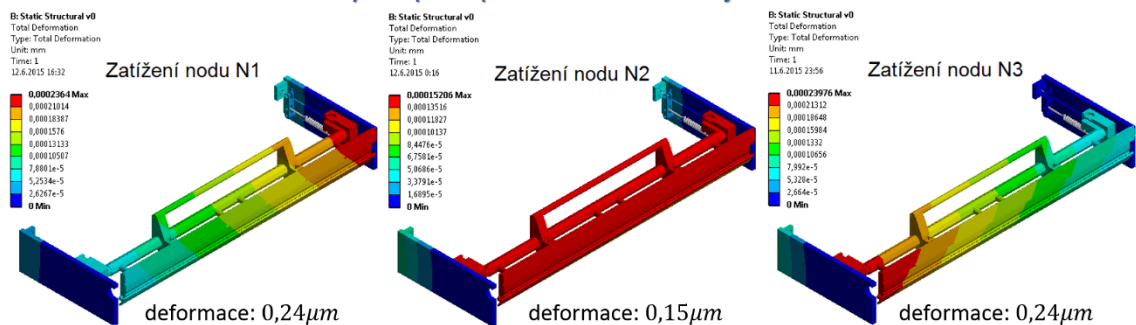
Výchozí varianta – provedení SOMA
FRF ve směru y



obr. 57 Frekvenční přenosové funkce všech nodů ve směru y

Z grafů se na první pohled jeví, že amplitudy výchylky ve směru x u prvního a druhého tvaru kmitu dosahují téměř stejných výchylek, zatímco ve směru y jsou výchylky při II. vlastní frekvenci výraznější. Druhý tvar kmitu představuje dle obr. 54 střídavé kmitání na jednom a pak druhém pohonu a zároveň se již při této frekvenci projevuje dynamická poddajnost vedení a tudíž jsou výchylky výraznější než při první vlastní frekvenci. Z grafů se dá vyčíst také, že prostřední nody (N2 a N5) na noži a těle raklové komory jsou o málo tužší než krajní nody. Z tohoto důvodu byla provedena statická analýza, ve které se postupně do každého nodu vložila jednotková síla působící ve směru x, polohování raklové komory a sledovala se

Statická analýza – postupné zatěžování nodů jednotkovou silou 1N



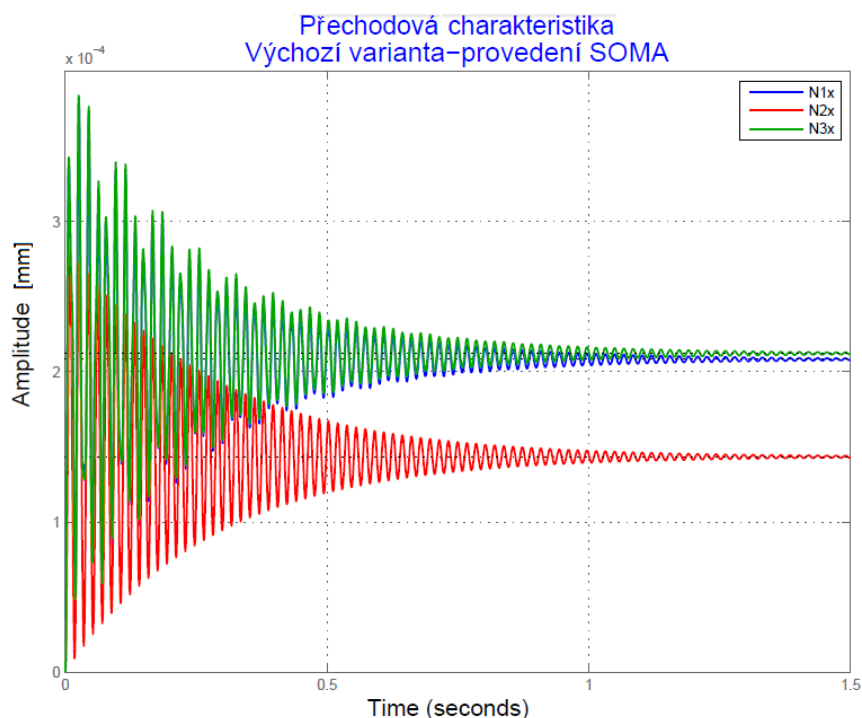
obr. 56 Statická analýza

deformace. Z výsledků deformací opravdu krajní místa jsou poddajnější než střední části nožů raklové komory. Je to dáno rozložením působící síly a výslednou reakcí. Síla v krajní poloze vyvine větší reakci na straně pohonu než ve střední a nejvzdálenější části a tím i větší deformaci (viz. obr. 56). Zatímco zatížení nodu N2 se rovnoměrně rozloží na oba pohony a vzniknou stejné velikosti reakcí, které jsou menší než při zatížení krajních nodů.

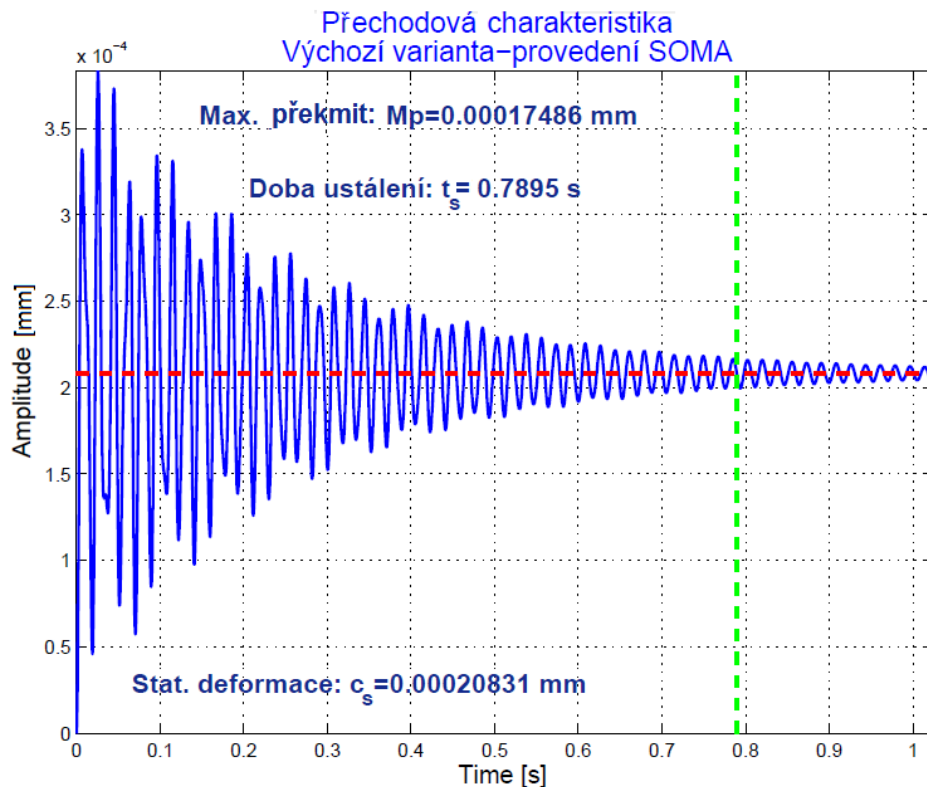
6.1.6 Odezva na skok síly

Pro rázové impulsy způsobené tzv. „kopanci“, propady tiskové formy na formovém válci, které by mohli vyvolat doznívání raklových nožů je vhodné si vykreslit přechodovou charakteristiku soustavy, alespoň pro některý uzlový bod. Přechodová charakteristika vyjadřuje reakci na impuls síly ve formě jednotkového skoku, jak bylo uvedeno v kapitole 5.6.

Na obr. 58 jsou vykresleny přechodové charakteristiky nodů na raklovém noži pouze ve směru x a na obr. 59 je pouze charakteristika nodu N1, pro který se posoudila doba ustálení a maximální překmit. Doba ustálení představuje čas kdy se hodnota kolem rovnovážné polohy (statické poddajnosti) neliší o více jak 5 %. Rovnovážná poloha je hodnotou deformace jednotkového zatížení a vyjadřuje statickou poddajnost při zatížení 1 N. Naopak maximální překmit představuje nejvyšší hodnotu rozdílu, která je nad ustálenou hodnotou, jak již bylo vysvětleno v kapitole 5.6.



obr. 58 Odezva na jednotkový skok síly nodu N1, N2 a N3 ve směru x



obr. 59 Přechodová charakteristika nodu N1 ve směru x

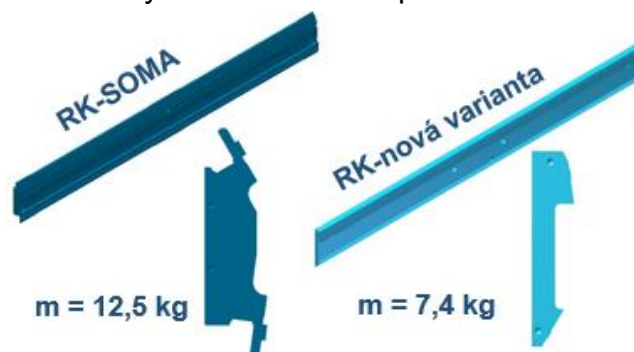
6.1.7 Zhodnocení stávající varianty

Z grafů přenosových funkcí je vidět, že všechny sledované body kmitají vždy ve fázi, takže ve sledovaném rozsahu budících frekvencí nedochází pouze ke kmitání nožů, ale celého těla raklové komory a tudíž vznikající pruhy při tisku nejsou způsobeny pouhým kmitáním raklových nožů. Z analýzy vyhodnocení špatného vzorku potištěného obalu v kapitole 3.4 plyne, že pruhy nejsou způsobeny ani kmitáním těla raklové komory, neboť jejich frekvence byla vyhodnocena na 333 Hz. Tím se dále potvrzuje domněnka, že pruhy spíše vznikají určitým dozníváním rázu od štočku vždy po náběhu a se běhu z tiskového vzoru, kdy dochází k tzv. propadům tiskové formy. Na tisknutém vzoru v určitých místech přeci jenom rozteč a tloušťka sousedních pruhů se liší, a to by mohlo znamenat, že pruhy jsou způsobovány více harmonickým kmitáním s určitou nosnou frekvencí, která se z daného vzoru nedá jednoduše určit. Je tedy důležité sledovat odezvu na jednotkový skok síly pro potlačení počtu výskytu pruhů v případě doznívání raklových nožů tím, že se zkrátí čas ustálení a překmit kolem ustálené hodnoty.

Výsledky modifikovaných variant budou porovnávány z hlediska hodnotících kritérií s původní variantou V0. Vzhledem k velkému množství grafů přenosových funkcí a přechodových charakteristik budou v této práci zobrazeny pouze porovnání přenosových funkcí a přechodových charakteristik v nodu N1 ve směru x s původní variantou V0, také z důvodu přehlednosti. Zbylé grafy jsou uvedeny v elektronické příloze obrázků a grafů z modální a harmonické analýzy.

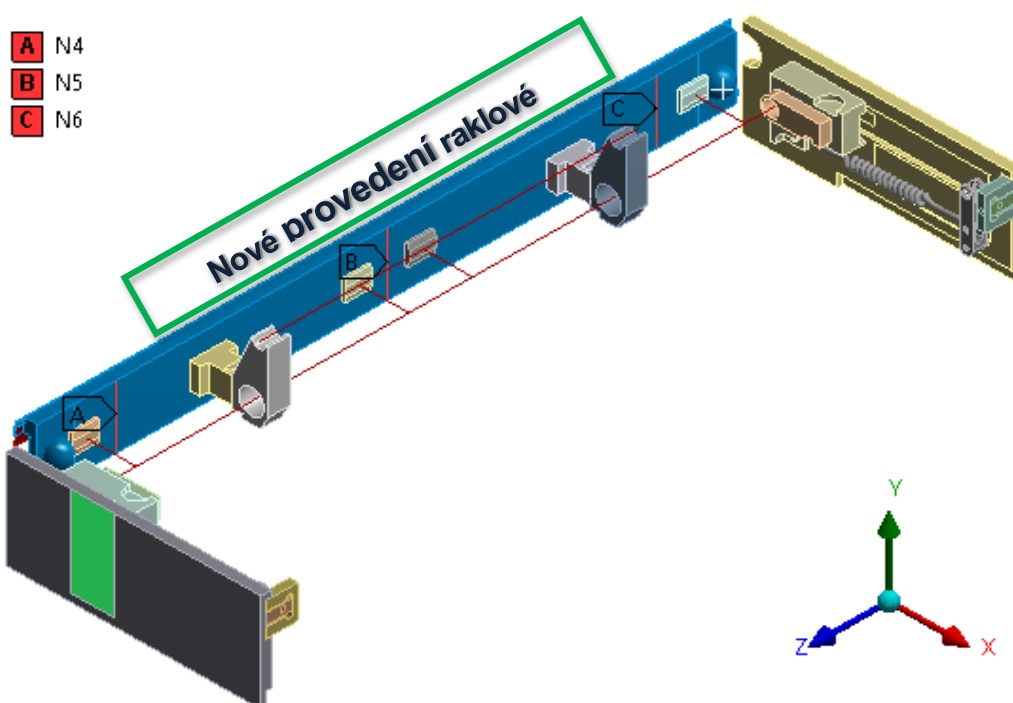
6.2 Varianta V1

Varianta V1 je modifikovanou variantou výchozí varianty V0. Modifikace spočívá v nahrazení raklové komory novou odlehčenou komorou v podstatě bez jakýchkoliv změn. Nová raklová komora byla navržena, tak aby se nezměnily úhly raklových nožů vzhledem rastrovému válci a bylo možné k ní upevnit i boční těsnění a nože. Jedná se o zlepšení dynamických vlastností snížením hmotnosti. Samotná raklová komora PREMIE váží zhruba 12,5 kg a nové provedení je o 40% lehčí (viz. obr. 61). Tato nová varianta není definitivní, slouží pouze k posouzení, jak se projeví samotná změna hmotnosti raklové komory na dynamických vlastnostech modelu.



obr. 61 Raklová komora v provedení SOMA s novou odlehčenou verzí

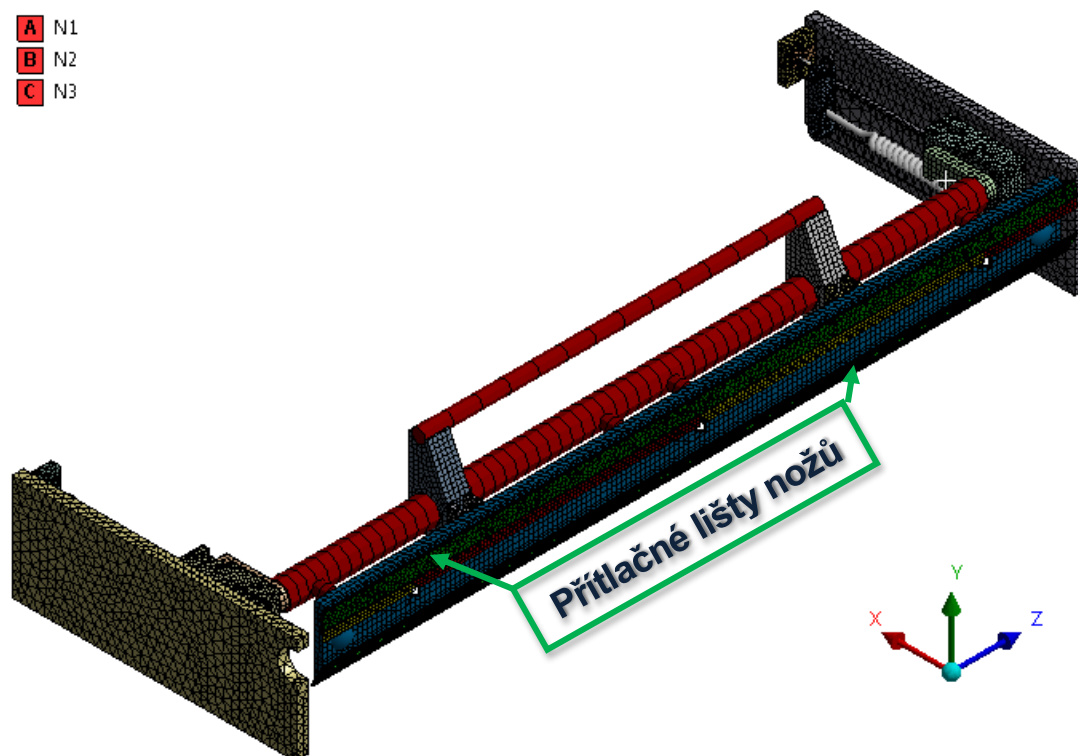
Ve výsledné variantě může ještě dojít ke změně hmotnosti a samotného tvaru raklové komory. V této variantě se ještě upravil tvar přítlačných lišt, které by nestahovaly nože pomocí excentru, ale byly by připevněny pomocí šroubů k raklové komoře, jak je vidět na obr. 62. Upravené přítlačné lišty jsou také lehčí oproti původním. Jenda přítlačná lišta v provedení SOMA váží cca 1,44 kg a upravené váží pouze 0,25 kg. Celkově se tedy snížila hmotnost o 48,6%.



obr. 60 Připravený model varianty V1

Pozn.: Jednotlivé hmotnosti těles se uvádí na základě fyzikálních vlastností definovaných a vypočtených v Inventoru 2015

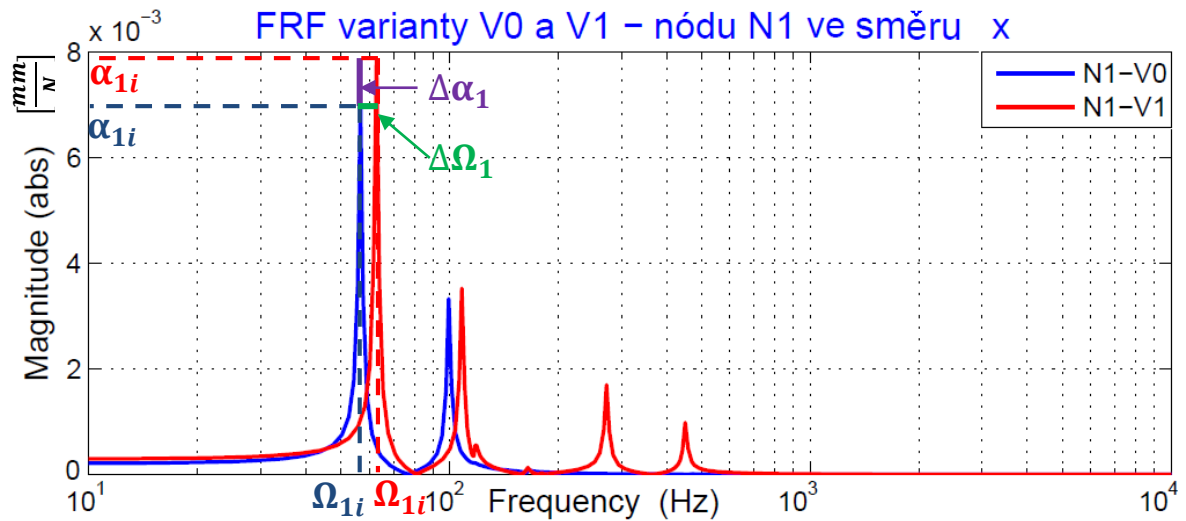
- A** N1
- B** N2
- C** N3



obr. 62 Síť varianty V1

Na obr. 63 je vidět porovnání přenosové funkce původní varianty s variantou V1 pro N1 ve směru x a na obr. 64 je přechodová charakteristika této varianty pro nod N1. Je vhodné, poznamenat, že amplitudové výchylky přenosových funkcí získaných harmonickou analýzou jsou výsledkem buzení s amplitudou budící síly o velikosti 1N.

Snížením hmotnosti došlo k posunutí vlastních frekvencí, ale také k nárůstu statické i dynamické poddajnosti. Vlastní tvary kmitu se nezměnily a jsou tedy shodné s tvary kmitu původní varianty. Z uvedených grafů přenosových funkcí se vyhodnotí, k posouzení s ostatními variantami, o kolik se posunula první vlastní frekvence a o kolik se zvýšila nebo snížila statická poddajnost c_s a amplituda výchylky na první vlastní frekvenci vůči původní variantě V0. Daný obr. 63 slouží také jako ilustrativní zobrazení pro sledování těchto změn pro všechny ostatní grafy přenosových funkcí modifikovaných variant. Index i u proměnných Ω , α představuje číslo varianty.

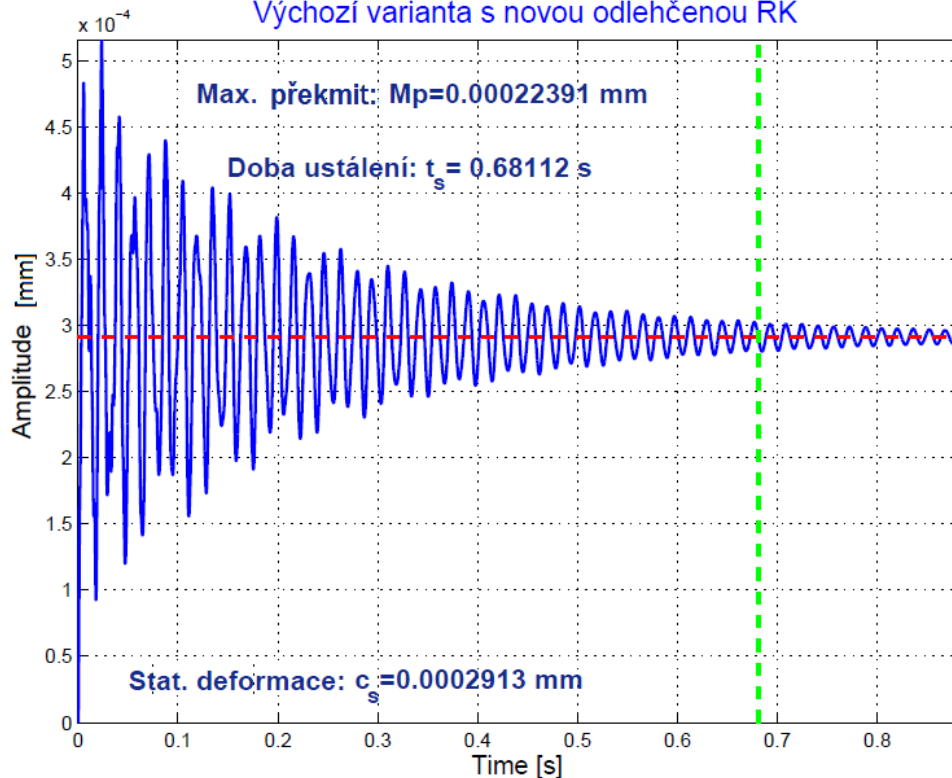


obr. 63 Srovnání FRF varianty V0 a V1 nodu N1

Varianta	Ω_{1i} [Hz]	$\Delta\Omega_i$ [%]	α_{1i} [$\frac{\mu\text{m}}{\text{N}}$]	$\Delta\alpha_i$ [%]	c_{si} [$\frac{\mu\text{m}}{\text{N}}$]	Δc_{si} [%]	t_s [s]
V0	56,7	-	7	-	0,21	-	0,79
V1	62,8	10,76 \oplus	7,85	12,1 \ominus	0,29	38,1	0,68

tab. 4 Srovnání varianty V0 a V1

Přechodová charakteristika
Výchozí varianta s novou odlehčenou RK



obr. 64 Přechodová charakteristika varianty V1

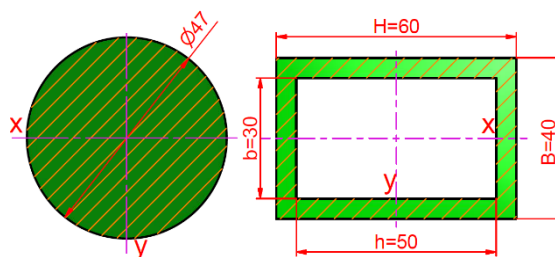
Pozn.: \oplus vyjadřuje kladný pozitivní přínos pro dynamické vlastnosti soustavy a \ominus vyjadřuje naopak záporný negativní vliv na dynamické vlastnosti

Celkovým odlehčením raklové komory a přitlačných lišt o 48,6% se posunula první vlastní frekvence o 6,1 Hz (téměř o 11%) výš a zároveň nepříznivě vzrostla statická a dynamická poddajnost. Naopak rovnovážné hodnoty se dosáhne rychleji o 0,11s. Navíc se více projeví kmitání na vyšších frekvencích oproti původní variantě.

Vlivem snížení hmotnosti raklové komory se nijak výrazně dynamické vlastnosti nezlepší, ale požadavek na snížení její hmotnosti je hlavně z důvodu lepší manipulace při montáži a také možnosti kazetového systému její výměny přímo ve stroji po opotřebení raklových nožů.

6.3 Varianta V2

Představuje variantu V0, kde se nahradil kruhový nosník o průměru 47 mm tenkostěnným čtvercovým profilem o rozměrech uvedených na obr. 65. Příčnick je stále modelován jako nosníkový prvek. V tomto případě se jedná o zlepšení dynamických vlastností náhradou kruhového příčnicku čtvercovým profilem za účelem zvýšení statické tuhosti, zvýšením kvadratického momentu setrvačnosti vzhledem k vertikální ose y.



obr. 65 Průřez příčnicku

Kvadratický moment setrvačnosti:

Kruh:

$$J_y = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (6.5)$$

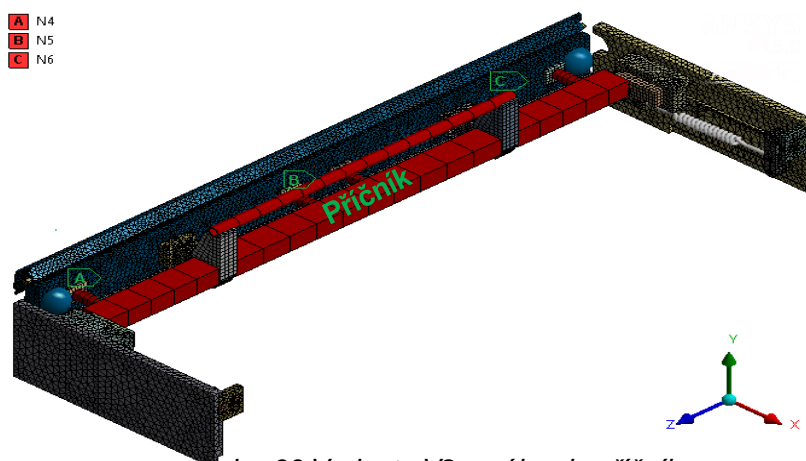
$$J_y = \frac{\pi \cdot 47^4}{64} = 239531 \text{ mm}^4$$

Obdélníkový profil:

$$J_y = \frac{1}{12} (BH^3 - bh^3) \quad (6.6)$$

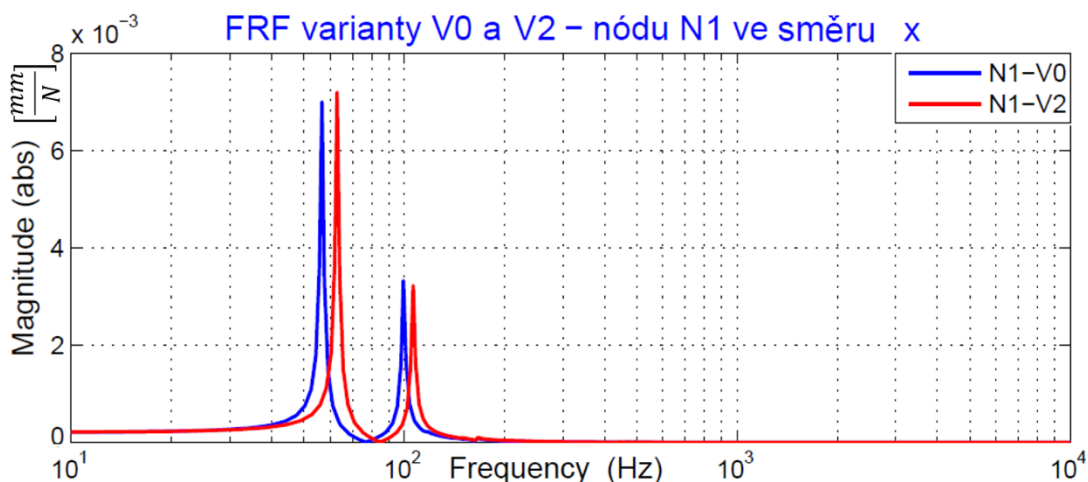
$$J_y = \frac{1}{12} (40 \cdot 60^3 - 30 \cdot 50^3) = 407500 \text{ mm}^4$$

A N4
B N5
C N6



obr. 66 Varianta V2 – náhrada příčnicku

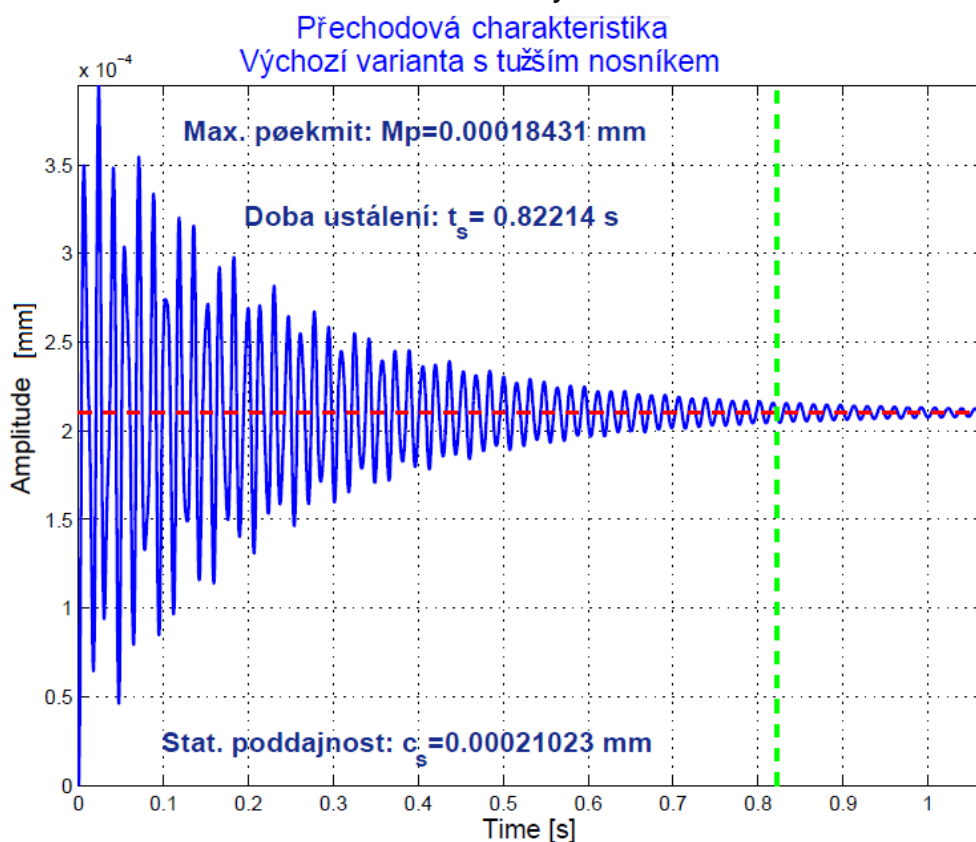
Na obr. 65 je vidět navržený příčník s již vytvořenou sítí a na obr. 68 je vidět porovnání původní varianty V0 s modifikovanou variantou V2.



obr. 67 Porovnání FRF varianty V0 a V2

Varianta	Ω_{1i} [Hz]	$\Delta\Omega_i$ [%]	α_{1i} [$\frac{\mu\text{m}}{\text{N}}$]	$\Delta\alpha_i$ [%]	c_{si} [$\frac{\mu\text{m}}{\text{N}}$]	Δc_{si} [%]	t_s [s]
V0	56,7	-	7	-	0,21	-	0,79
V2	63	11,1 ⊕	7,19	2,7 ⊖	0,21	0 ⊖	0,82

tab. 5 Srovnání varianty V0 a V2



obr. 68 Přechodová charakteristika nodu N2 varianty V2

Zvýšením kvadratického momentu setrvačnosti J_y a snížením hmotnosti nosníku se zvýší vlastní frekvence o 11,1% se zvýšenou amplitudou výchylky při první vlastní frekvenci. Statická poddajnost se nezměnila a dynamická poddajnost je nepatrně lepší. Vlastní tvary kmitu se také nezměnily oproti původní variantě a stále jsou amplitudově nejvýraznější první dva tvary.

6.4 Varianty V3

Varianty V3 představují modifikaci pohonu. Jedná se vždy o nahrazení lineárního pneumatického motoru simulovaného pružinou s tuhostí $4\,176,4 \frac{N}{mm}$ tužším pohonem resp. tužší simulovanou pružinou. Společnost SOMA engineering upřednostňuje využití pneumatických pohonů, z hlediska čistoty a pracovního media. Z důvodu výparů používaných barev při tisku a hrozbě vzniku výbušného prostředí se nesmí použít ve vnitřním prostoru stroje elektrický pohon. To je hlavní důvod proč se neuvažují servopohony, dalším důvodem je samotná cena. Zejména používané elektrické komponenty uvnitř stroje musí být opatřeny ochrannou známkou ATEX. Hydraulický pohon je méně nebezpečný vzhledem k možným výparům barev a musí se dbát na těsnost hydraulických prvků. Hydraulický pohon by pro společnost znamenal instalovat ke stroji navíc hydraulický agregát, a proto zprvu upřednostňují pneumatické pohony.

Celkem se jedná o tři varianty, kde došlo k této náhradě. Do této skupiny se zařadila ještě čtvrtá verze vyztužení pohonu a to na základě konzultace se společností SOMA engineering, kde vznikl požadavek simulovat použitý lineární pneumotor s vetknutou pístnicí. Tato verze by měla ukázat, kam se dá posunout vlastní frekvence systému, pokud by se vždy po dosažení polohy raklových nožů ukotvila pístnice pneumotoru sevřením a zabrzděním v dané poloze.

Návrhy pohonu za účelem zvýšení tuhosti:

- A) Rotační pneumotor s trapézovým šroubem
- B) Pákový mechanismus
- C) Hydromotor
- D) Vetknutá pístnice lineárního pneumotoru

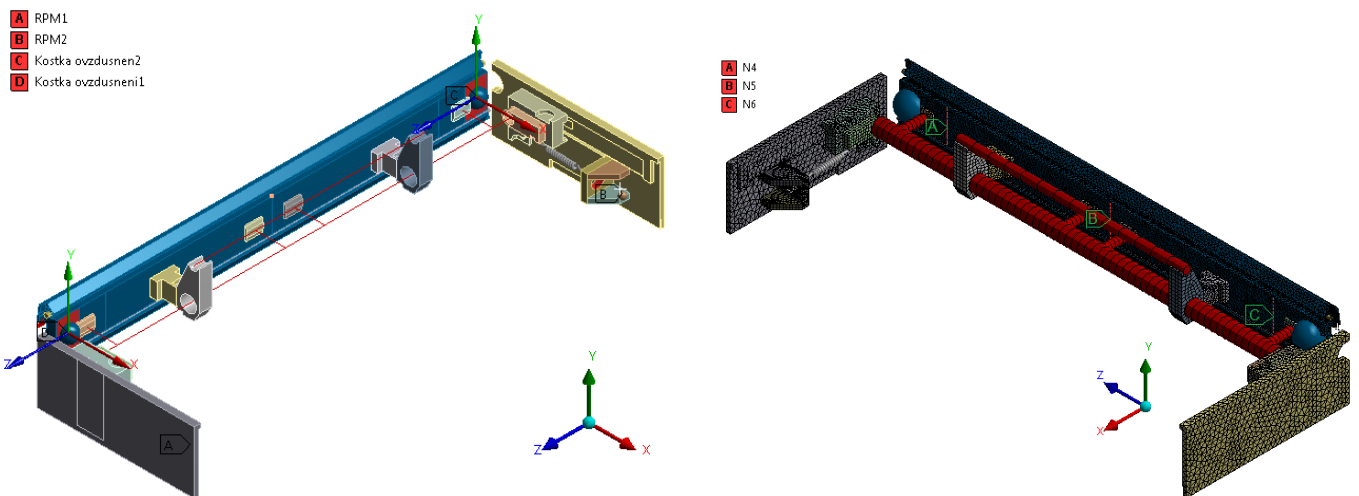
6.4.1 Varianta V3 A – rotační pneumotor

Na obr. 70 je vidět koncepce pohonu s použitím rotačního pneumotoru a trapézového šroubu. Základní představou této verze je nahradit tuhost stlačitelného vzduchu tuhostí samosvorného trapézového šroubu a zároveň docílit možnosti adaptabilního přísuvu raklové komory. Pro tento návrh se uvažoval rotační lamelový pneumotor s integrovanou planetovou převodovkou od německé firmy DEPRAG o daných parametrech uvedených při 6bar:

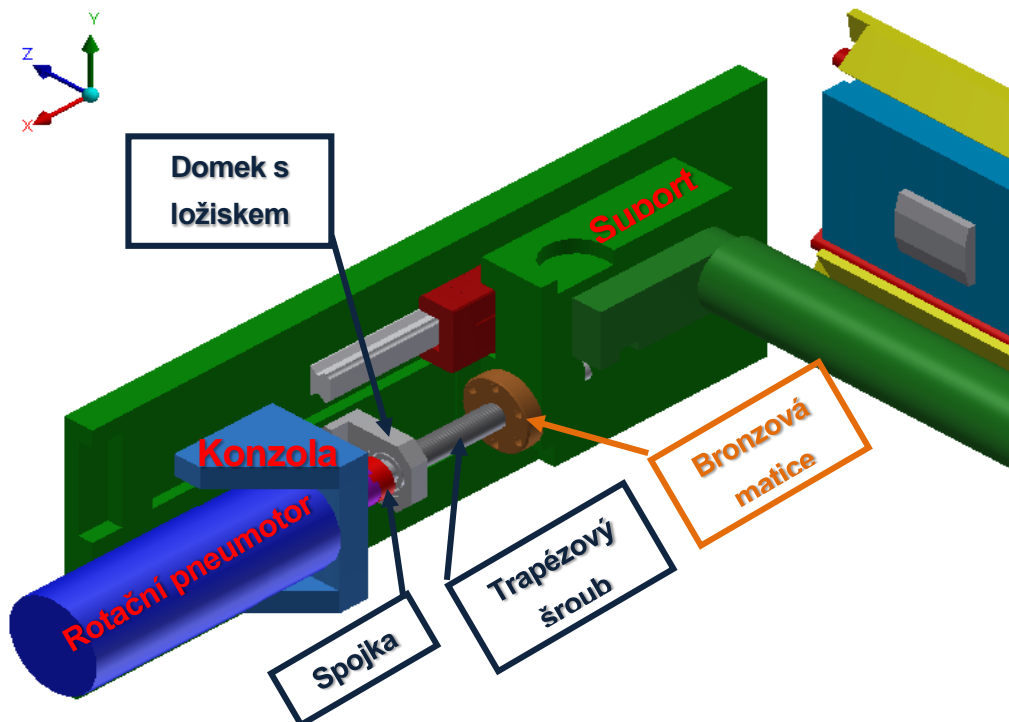
- výkon $P = 200W$
- výstupní otáčky $n = 170ot/min$
- krouticí moment $M_k = 11,2Nm$

➤ hmotnost $m = 2,8\text{kg}$

a trapézový šroub o velikosti Tr 16x3. Šroub se simuloval jako pružina o tuhosti $k = 337786\text{N/mm}$, která byla určena dle předchozího vztahu (6.4). Tuhost šroubu se mění s polohou matice, a proto se uvažovala tuhost v krajní poloze šroubu a za délku L se dosadila hodnota 125 mm. Trapézový šroub je uložen v radiálně axiálním ložisku s jedním volným koncem. Pro uchycení pohonu se vytvořila příslušná konzola a suport by prošel menší konstrukční úpravou pro uchycení matice šroubu. V modelu MKP se rotační pneumotor nahradil hmotným bodem, domek s ložiskem a matice se zanedbal a suport byl ponechán jako v původní verzi, jak je vidět na obr. 69. Přebytečné komponenty z výchozí varianty se odstranili (páky, regulační šrouby a jejich díly pro uchycení).



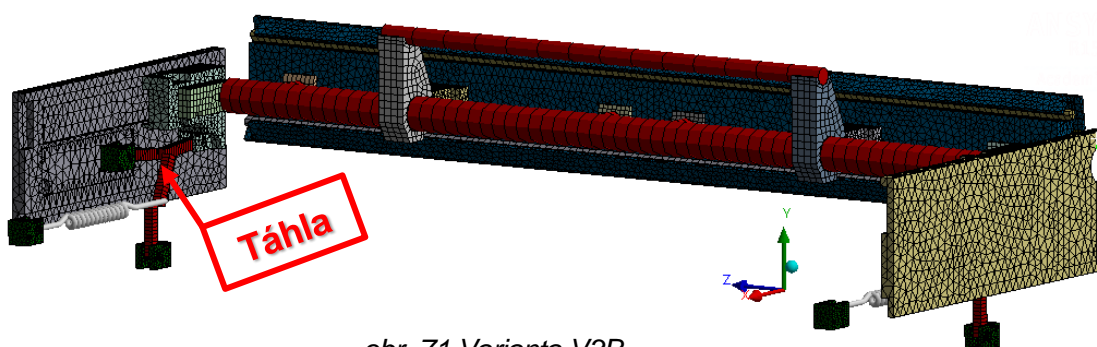
obr. 69 Vlevo – připravený model s hmotnými body, vpravo – vytvořená síť



obr. 70 Koncepte varianty V3 s rotačním pneumatickým pohonem

6.4.2 Varianta V3 B – pákový mechanismus

Pákový mechanismus není klasickým představitelem pro polohování, neboť se jedná o nelineární převod síly i rychlosti, ale v tomto případě by to mohlo pomoci zvýšit tuhost samotného lineárního pneumotoru, kterého využívá k polohování společnost SOMA engineering ve výchozí variantě V0. Na obr. 71 je vidět daná koncepce pákového mechanismu již i s vytvořenou sítí. Pružina představuje tuhost stlačitelného vzduchu v lineárním pneumotoru stejně jako ve výchozí variantě. Členy pákového mechanismu jsou tvořeny nosíkovými prvky obdélníkového průřezu o rozměru 15mmx12mm. Pro zjednodušení jsou táhla pákového mechanismu uložena v zelených vidlicích, které jsou pevně fixovány k rámu stroje.



obr. 71 Varianta V3B

6.4.3 Varianta V3 C – hydromotor

Tato verze tužšího pohonu je téměř shodná s výchozí variantou a liší se pouze náhradou lineárního pneumotoru lineárním hydromotorem stejných rozměrů pístu a pístnice. Dalo by se říci, že došlo pouze k záměně pracovního média, ale v této variantě se předpokládá možnost zajištění adaptability polohy raklové komory vzhledem k opotřebení raklových nožů, a je nesmyslné uvažovat tuhost regulačních šroubů stejně jako ve výchozí variantě. Simulované pružiny hydromotorů byly ukotveny v příslušném vytvořeném bodě v tzv. remote pointu.

Tuhost hydromotoru se mění v závislosti na okamžité poloze pístu. Zdvih hydromotoru pro možnost adaptability se uvažuje 70 mm. Posuv z výchozí polohy raklových nožů vlivem opotřebení může být až 11 mm. Hydromotor by v počáteční poloze měl být ve zdvihu $y = 59\text{mm}$.

Výpočet tuhosti hydromotoru [8]:

$$k = \frac{F}{\varepsilon} = E_k \left(\frac{S_1}{H_1 + y} + \frac{S_2}{H_2 + (H - y)} \right) \quad (6.7)$$

Zanedbáním mrtvých objemů H_1 a H_2 se zjednoduší na tvar:

$$k = E_k \left(\frac{S_1}{y} + \frac{S_2}{H - y} \right) \quad (6.8)$$

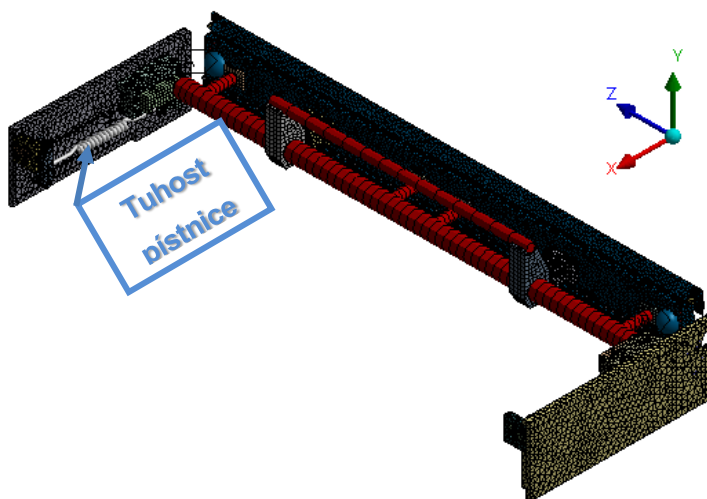
Tuhost hydromotoru pro zdvih $y = 59\text{mm}$:

$$k = 1,6 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{804,25}{59} + \frac{691,15}{70 - 59} \right) = 122\,341 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Ve výsledné variantě se může objevit hydromotor jiných parametrů, než se uvažoval v této verzi. Zde se pouze simuluje, jaký vliv může mít přechod z pracovního média stlačitelného vzduchu na téměř nestlačitelnou kapalinu oleje s modulem objemové stlačitelnosti $E_k = 1,6 \cdot 10^9 \text{Pa}$. Modul objemové stlačitelnosti závisí zejména na obsahu vzduchu v oleji. Jeho hodnota se pohybuje v rozmezí $E_k = (1 \div 1,6) \cdot 10^9 \text{Pa}$.

6.4.4 Varianta V3 D – vetknutá pístnice

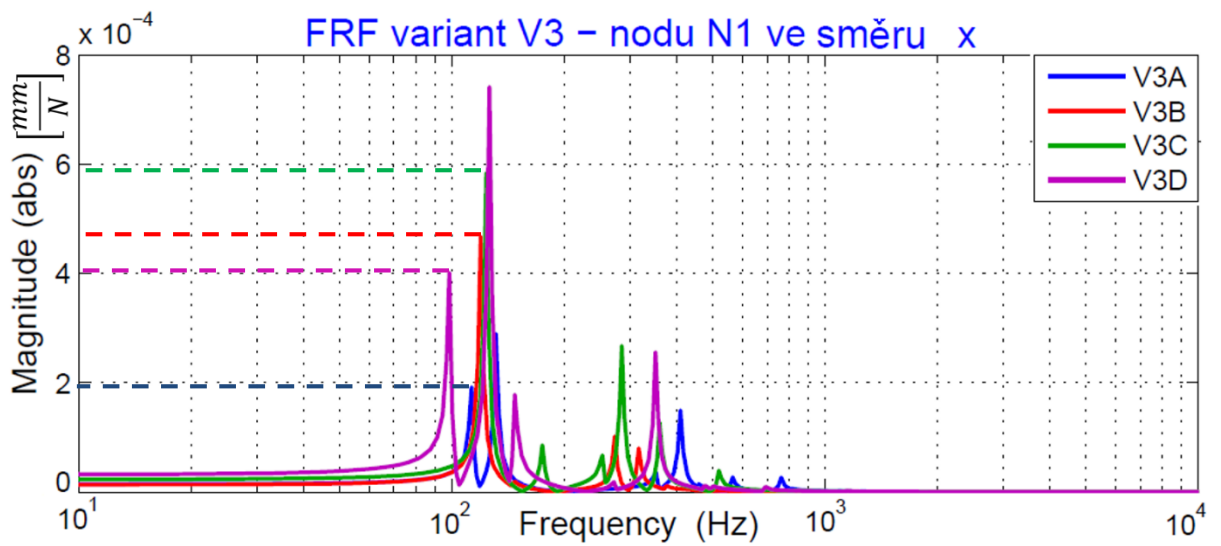
Tato verze byla uskutečněna na přání společnosti SOMA engineering, která si přála simulovat v podstatě výchozí variantu a nahradit tuhost stlačitelného vzduchu tuhostí pístnice. Smyslem této simulace je ukázat, kam se dá posunout první vlastní frekvence systému v daném provedení, pokud by se vždy po dosažení polohy raklových nožů ukotvila pístnice pneumotoru sevřením a zabrzděním v dané poloze. Na obr. 72 není vidět žádná změna oproti výchozí variantě, jedná se pouze o změnu parametru tuhosti.



obr. 72 Varianta V3 D – vetknutá pístnice

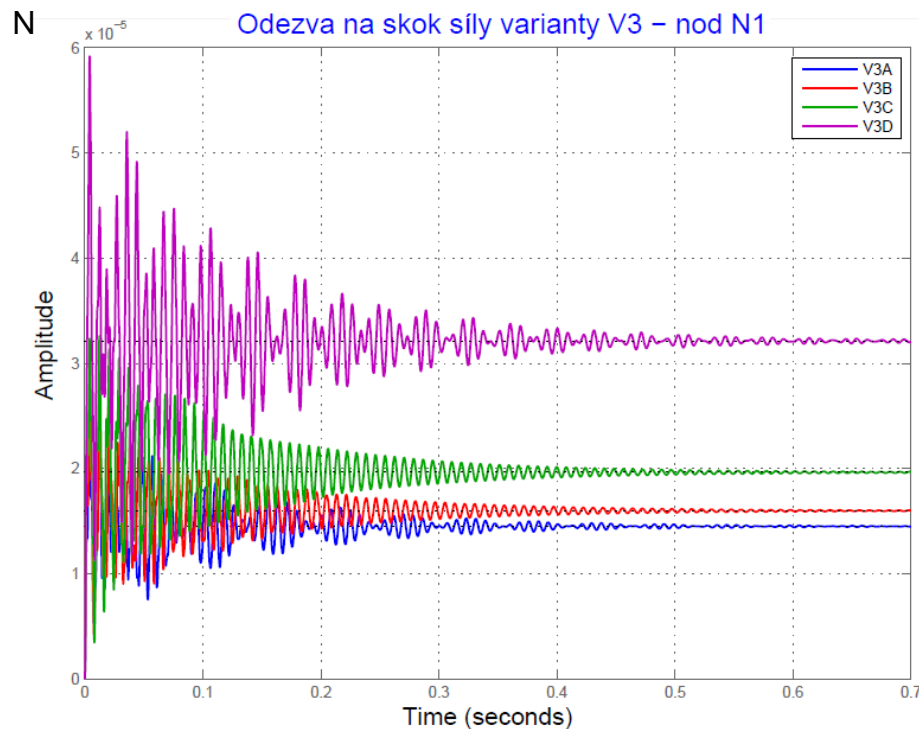
6.4.5 Porovnání variant V3

Na obr. 73 jsou vidět jednotlivé přenosové funkce nodu N1 ve směru x všech modifikovaných variant V3, které reprezentují zlepšení dynamických vlastností varianty V0 zvýšením tuhosti pohonu. Dle grafu je parné, že jakákoliv změna tuhosti pohonu má výrazný vliv na dynamické vlastnosti systému. Stačí tedy zvýšit nějak tuhost pohonu a vlastní frekvence se posunou mimo oblast buzení. Z grafu FRF je nejpoddanější varianta V3D vetknutá pístnice, je to dáno sériovým řazením pružin regulačního šroubu a pístnice. V ostatních modifikacích variant V3 se předpokládá možnost adaptivního přitlaku a simulovaná pružina regulačních šroubů se u těchto zbylých variant neuvažuje.



obr. 73 Srovnání FRF nodu N1 všech variant V3

V3A- roační pneumotor, V3B-pákový mechanismus, V3C- hydromotor V3D- vetknutá pístnice

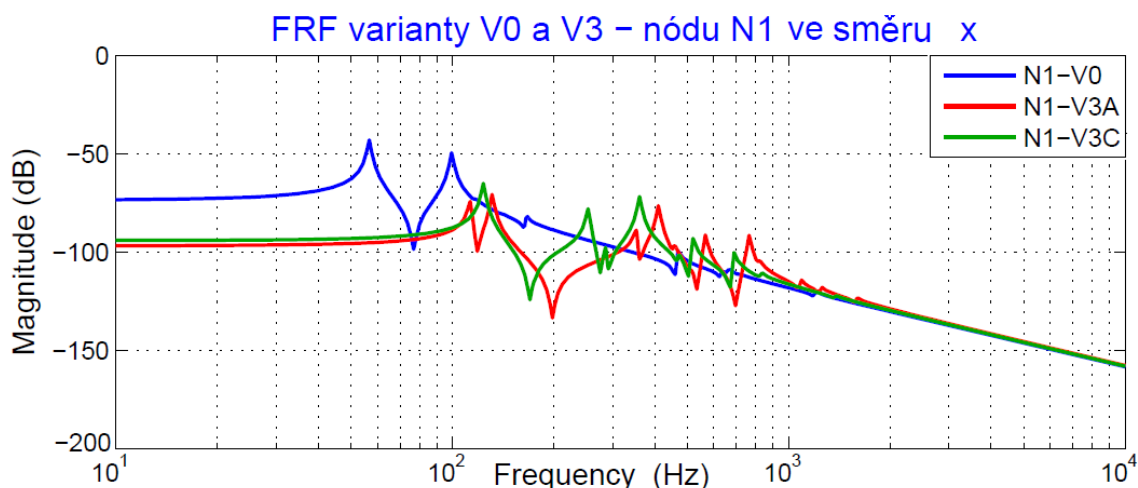


obr. 74 Přejchodové charakteristiky variant V3

Varianta	Rezonance	Amplituda	Max. překmit	Čas ustálení
	Ω_1 [Hz]	$\alpha(\Omega_1)$ [$\frac{\mu m}{N}$]	M_p [μm]	t_s [s]
V3A	113	0,192	0,1114	0,371
V3B	120	0,467	0,01115	0,337
V3C	124	0,534	0,01297	0,335
V3D	98,6	0,401	0,0271	0,457

tab. 6 Srovnání variant V3

Z těchto variant simulující tužší pohon vychází nejpříznivěji dle hodnotících kritérií varianta V3A – rotační pneumotor s trapézovým šroubem a varianta V3C s využitím lineárního hydromotoru. Pro srovnání s původní variantou se vybraly z těchto variant V3 pouze nejvhodnější verze V3A a V3C, jejichž přenosové funkce jsou na obr. 75 s původní variantou, tentokrát s amplitudou výchylky zobrazenou v decibelech pro lepší přehlednost a v tab. 7 je jejich porovnání s konkrétními hodnotami. Zvýšením tuhosti pohonu se výrazně zlepšily dynamické vlastnosti dané struktury. První vlastní frekvence se posunou o více jak 90% a dosahují hodnot již přes 100 Hz, tedy již překročily maximálně možnou frekvenci buzení dle tab. 3 v kapitole 3.4. Statická i dynamická poddajnost výrazně poklesnou a tudíž soustava se celkově stane tužší. Výrazně se zkrátí doba ustálení t_s (viz tab. 6). Nepříznivě se zvýrazní kmitání ve vyšším frekvenčním spektru cca v rozsahu (250 – 800) Hz, které je pro danou aplikaci a využití stroje méně důležité. Vlastní tvary kmitu se také změny, jak je vidět na obr. 76, kde jsou zobrazeny první tři tvary kmitu obou variant. První tvar v případě V3A představuje „plandání“ boční desky, které způsobuje výrazné jednostranné rozkmitání celého těla raklové komory i s daným suportem. Druhý tvar znázorňuje dynamickou poddajnost vedení, které způsobuje torzní kmitání celé raklové komory kolem osy z. Ve variantě V3C jsou tyto vlastní tvary kmitu prohozené, nejprve se projevuje torzní kmitání na vedeních a poté kmitání boční desky.

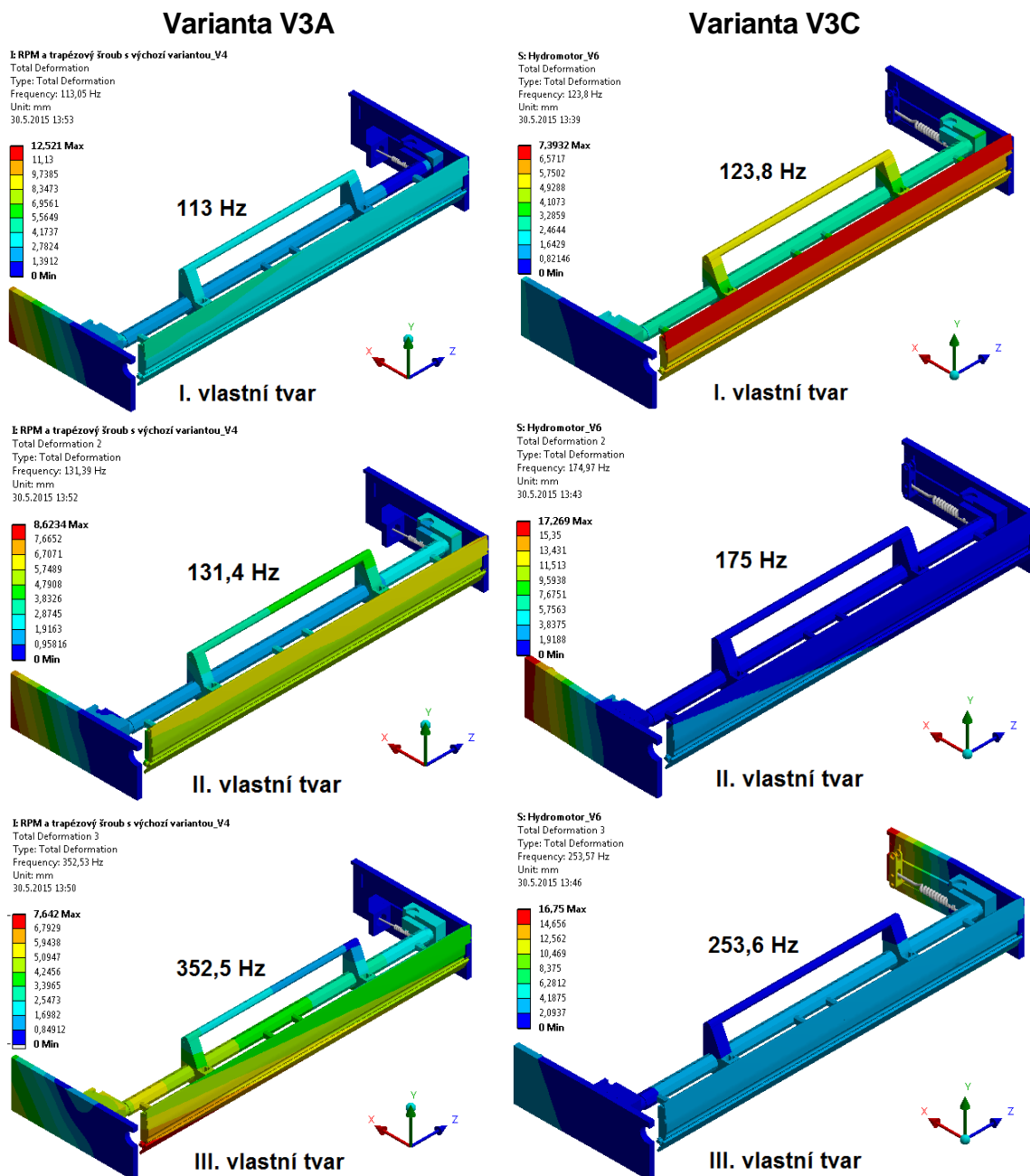


obr. 75 Porovnání FRF variant pohonu s původní variantou V0

Varianta	Ω_{1i} [Hz]	$\Delta\Omega_i$ [%]	α_{1i} [$\frac{\mu\text{m}}{\text{N}}$]	$\Delta\alpha_i$ [%]	c_{si} [$\frac{\mu\text{m}}{\text{N}}$]	Δc_{si} [%]	t_s [s]
V0	56,7	-	7	-	0,21	-	0,79
V3A	113	99,3 ⊕	0,192	97,3 ⊕	0,0145	93,1 ⊕	0,37
V3C	124	118,7 ⊕	0,553	92,1 ⊕	0,0197	90,1 ⊕	0,34

tab. 7 Srovnání varianty V0 s nejlepšími variantami V3

Třetí tvar kmitu varianty V3A je částečné kmitání na pohonech ve směru x s výraznými vibracemi levé části boční desky, tedy je v kombinaci s prvním tvarem kmitu této varianty. Třetí tvar varianty V3C je v podstatě obdobný s třetím tvarem V3A pouze je naopak doprovázen vibracemi pravé bočnice. Dalo by se říci, že první vlastní tvar kmitu původní varianty se objevuje až ve třetím tvaru s doprovodnými vibracemi ostatních částí.



obr. 76 Vlatní tvary kmitu varinat V3A a V3C

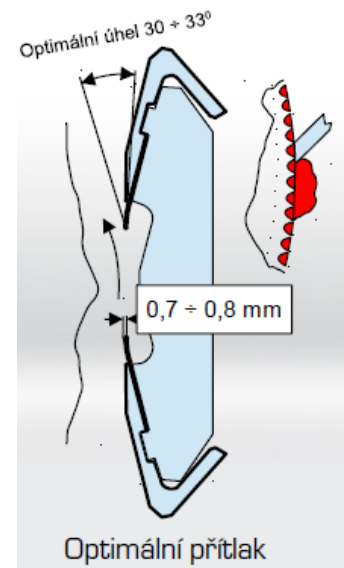
Pro možnost adaptibilního přitlaku raklových nožů k rastrovému válci, tedy pro zajištění kontinuálního přitlaku v závislosti na opotřebení nožů, je důležité zjistit optimální přitlačnou sílu k rastrovému válci a dle toho navrhnout případné pohony.

6.4.6 Přítlačná síla k rastrovému válci

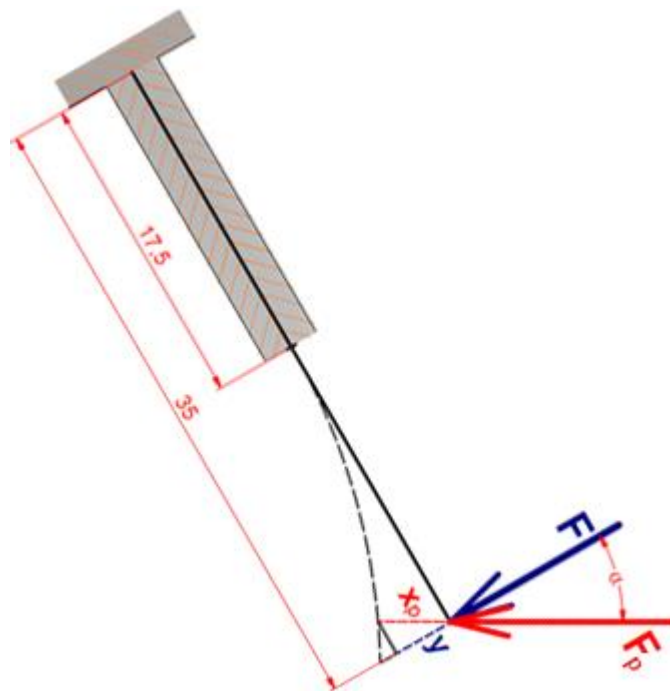
Pro návrh pohonu je nutné si uvědomit maximální možnou sílu, kterou lze vyvinout na raklové nože. Jak bylo popsáno v předešlých kapitolách, přítlačná síla raklových nožů k rastrovému válci v případě varianty V0 je vyvozena pouze optimálním předepnutím pomocí regulačních šroubů. Optimální přítlak vyplývá ze zkušeností společnosti SOMA engineering v hodnotách (0,7-0,8) mm. Velké předepnutí může způsobit nadměrné opotřebení rastrového válce nebo prohnutí nožů do takové míry, že už nedochází ke správnému stírání a není zaručena ani těsnost.

Přítlačná síla se stanovila pomocí iterativní metody. Raklový nůž se modeloval v ansysu jako vetknutý nosník vytvořený pomocí prvku shell a sledovala se deformace y pro různá zatížení F . Na obr. 78 je vidět jak je daný nůž zatěžován v aktuální poloze vzhledem k rastrovému válci.

Pro optimální přítlak x_p se stanoví sledovaná deformace y , pro kterou se odečte zatěžující síla F a výsledným přepočtem dle vztahu (6.9) se stanoví výsledná síla F_p , kterou musí vyvinout případný pohon.



obr. 77 Optimální předepnutí



obr. 78 Výpočet přítlačné síly F_p

$$y = x_p \cdot \cos \alpha \quad (6.9)$$

$$F_p = \frac{F}{\cos \alpha} \quad (6.10)$$

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty deformací y pro daný rozsah optimálního přitlaku x_p a sklonu raklových nožů α vzhledem k válci. Následně pro maximální a minimální deformaci se určí možný rozsah působící síly. Výsledné deformace y byly vypočteny jednak pomocí MKP, ale i pomocí analytického řešení dle vztahů z pružnosti a pevnosti pouze pro porovnání a ověření správnosti výsledku MKP modelu.

Analytické řešení:

Výpočet deformace pomocí Mohrova integrálu:

$$y = \frac{1}{EJ_z} \int_0^l M_o(x) m_o(x) dx \quad (6.11)$$

Průběh ohybového momentu:

$$M_o(x) = F \cdot x \quad (6.12)$$

Průběh od jednotkového momentu:

$$m_o(x) = "1" \cdot x \quad (6.13)$$

Dosazení do Mohrova integrálu:

$$y = \frac{1}{EJ_z} \int_0^l F \cdot x \cdot "1" \cdot x dx = \frac{1}{EJ_z} \left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^l = \frac{Fl^3}{3EJ_z} \quad (6.14)$$

Raklový nůž je ocelový plát o rozměrech: tloušťka $t = 0,2mm$, šířka $a = 35mm$ a délka $b = 1350mm$. Jeho kvadratický moment průřezu vzhledem k ohybové ose je roven:

$$J_z = \frac{1}{12} bt^3 = \frac{1}{12} \cdot 1350 \cdot 0,2^3 = 0,9 mm^4$$

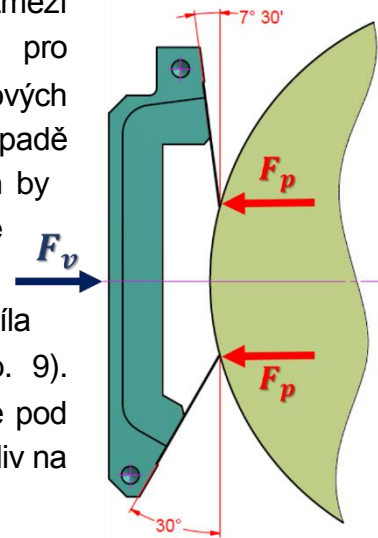
α [°]	30		33		7,5	
x_p [mm]	0,7	0,8	0,7	0,8	0,7	0,8
y [mm]	0,606	0,693	0,587	0,671	0,694	0,793

tab. 8 Hledané deformace y pro mezní hodnoty přitlaku

Zatížení F [N]	Deformace y [mm] numericky	Deformace y [mm] analyticky	Napětí σ_o [MPa] numericky	Napětí σ_o [MPa] analyticky	Výsledná síla F_p [N]
40	0,363	0,378	73,1	77,78	46,2
50	0,454	0,473	91,24	97,2	57,74
60	0,544	0,567	109,4	116,67	69,3
70	0,634	0,662	127,5	136,11	80,83
73,3	-	0,693	-	142,5	84,6
80	0,724	0,756	145,56	155,56	92,4
90	0,814	0,851	163,52	175	103,92

tab. 9 Výsledky iterace hledané přitlačné síly

Z tab. 9 pro daná zatížení odpovídající vyznačené deformaci y tab. 8 vychází pracovní rozsah sil pohonu přibližně v rozmezí $F_p = (69 \div 92)N$. Tato hodnota přítláčné síly platí pro tloušťku používaného nože 0,2 mm. Tloušťky raklových nožů mohou být v rozptylu 0,15 – 0,38 mm v případě PrimeBlade 900 Nano I. Pro nůž o tloušťce 0,38 mm by provozní síla byla v rozsahu $F_p = (519 \div 577)N$ dle používaného úhlu sklonu nožů. Pro používaný sklon a tloušťku nože vychází analyticky optimální přítláčná síla na jeden raklový nůž $F_p \doteq 85N$ (viz. červeně v tab. 9). Stejnou silou se musí působit i na vrchní nůž, který je pod jiným sklonem. Různý sklon nožů nemá téměř žádný vliv na výslednou sílu F_p vyvíjenou jedním z pohonů.



Celková přítláčná síla: $F_v = 2 \cdot F_p = 2 \cdot 85 = 170N$

obr. 79 Celková přítláčná síla

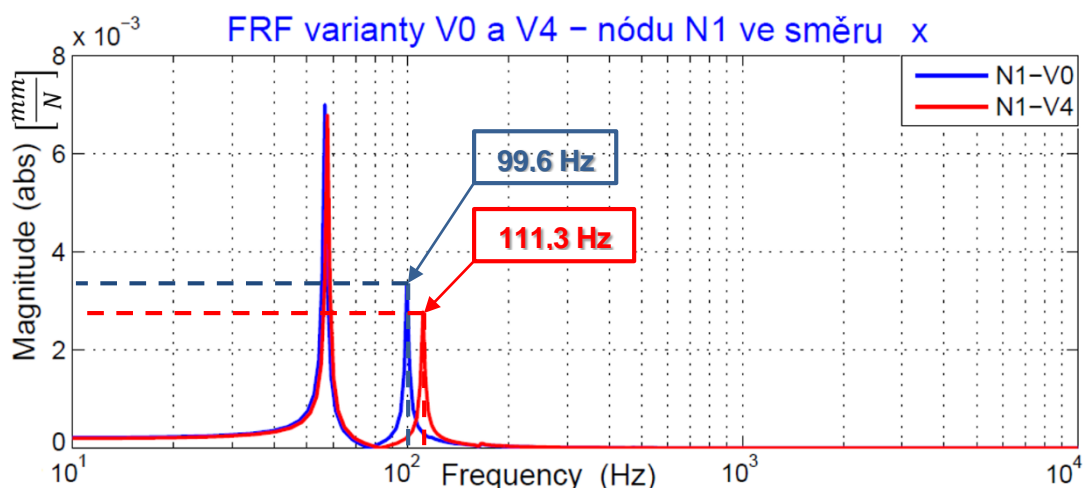
6.5 Varianta V4

Varianta V4 simuluje změnu lineárního kuličkového vedení BMD20, jejíž tuhosti byly převzaty z katalogu výrobce Schnerberger za válečkové vedení MRB 65. V této variantě se změnila pouze matice tuhosti lineárního vedení. Z přenosových funkcí se může usoudit, že tužším vedením se první vlastní frekvence soustavy varianty V0 téměř nikam neposunula. Vlivem tužšího vedení se posune vrchol až II. vlastní frekvence, na které se projevila již i dynamická poddajnost vedení ve variantě V0. Téměř 6x tužším lineárním vedením se dynamické vlastnosti vůbec nezmění. Vlastní tvary kmitu zůstávají také bez jakékoliv změny.

$$\text{Tuhost v tlaku:} \quad k_d = \frac{60000N}{0,015mm} = 4\,000\,000 \frac{N}{mm}$$

$$\text{Tuhost v tahu:} \quad k_t = \frac{64000N}{0,02\,mm} = 3\,200\,000 \frac{N}{mm}$$

$$\text{Tuhost z boku:} \quad k_b = \frac{60000\,N}{0,017\,mm} = 3\,529\,411 \frac{N}{mm}$$



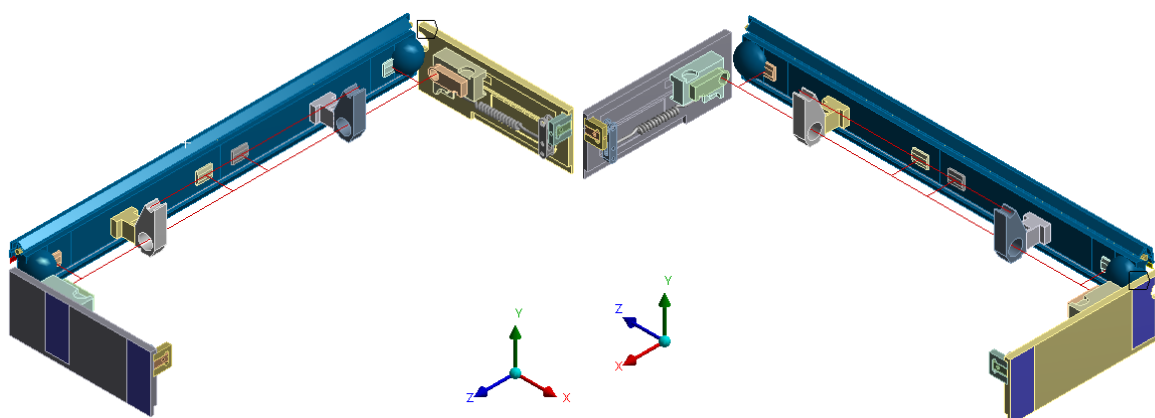
obr. 80 FRF varianty V0 a V1 v nodech N1, N2 a N3

Varianta	Ω_{1i} [Hz]	$\Delta\Omega_i$ [%]	α_{1i} [$\frac{\mu\text{m}}{\text{N}}$]	$\Delta\alpha_i$ [%]	c_{si} [$\frac{\mu\text{m}}{\text{N}}$]	Δc_{si} [%]	t_s [s]
V0	56,7	-	7	-	0,21	-	0,79
V4	57,7	1,8 ⊕	6,78	3,1 ⊕	0,196	6,7 ⊕	0,87

tab. 10 Srovnání varianty V0 a V4

6.6 Varianta V5

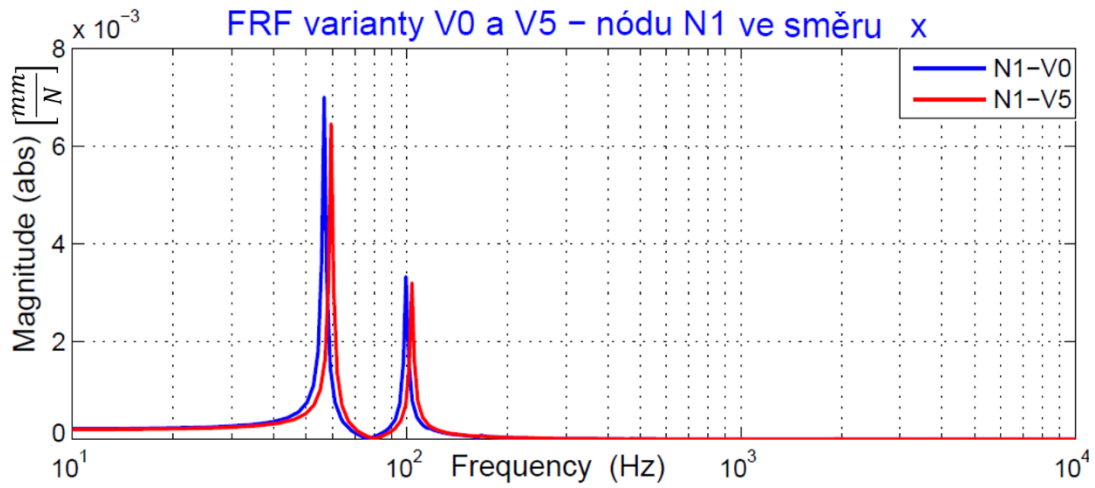
V této variantě se změnila okrajová podmínka tím, že se boční desky ukotvily ve dvou místech, jak vidět na obr. 81. Vše zůstalo zachováno, jako ve výchozí variantě V0. Na obr. 82 jsou opět přenosové funkce, ze kterých se dá usoudit, že lepším ukotvením bočních desek na více místech se nepatrně zvýší vlastní frekvence a sníží se dynamická poddajnost. Vlastní tvary se výrazně nezměnily, v podstatě zůstaly shodné s výchozí variantou, pouze se v určitých tvarech tolik neprojevuje kmitání bočnic.



obr. 81 Ukotvení bočních desek

Varianta	Ω_{1i} [Hz]	$\Delta\Omega_i$ [%]	α_{1i} [$\frac{\mu m}{N}$]	$\Delta\alpha_i$ [%]	c_{si} [$\frac{\mu m}{N}$]	Δc_{si} [%]	t_s [s]
V0	56,7	-	7	-	0,21	-	0,79
V5	59,5	4,9 ⊕	6,45	7,9 ⊕	0,197	6,7 ⊕	0,78

tab. 11 Srovnání varianty V0 a V5



obr. 82 FRF variant V0 a V5 nodu N1

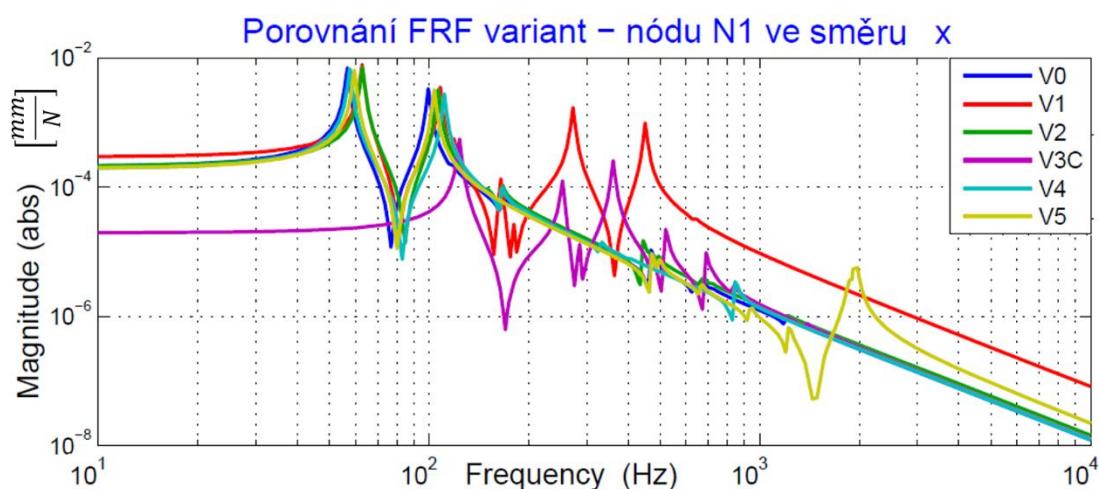
7 Celkové zhodnocení variant

Z uvedených charakteristik a srovnávacích tabulek v předešlé kapitole je zřejmé, že k největšímu vlivu zlepšení dynamických vlastností nejvíce přispívá zvýšení tuhosti pohonu raklové komory. Ostatní změny v porovnání se změnou tuhosti pohonu jsou zanedbatelné.

Změnou hmotnosti celé podskupiny raklové komory se nijak výrazně vlastní frekvence neposunou a cílem je dostat se s první vlastní frekvencí Ω_1 do oblasti mimo buzení, která mohou nastat za provozu stroje. Navíc při této změně došlo k navýšení dynamické poddajnosti, ale z vlastních tvarů kmitu a přenosových funkcí jednotlivých nodů vytvořených na raklovém noži a těle raklové komory je patrné, že stále dochází ke kmitání jako jednoho tělesa. Dynamická poddajnost nožů je tedy vyhovující vzhledem k tělu raklové komory. Na žádném z vlastních tvarů kmitu nedochází k výraznému rozfázování ani k vlnění nože nebo raklové komory. Což znamená, že by raklová komora mohla být ještě více odlehčena, což je příznivé proto, aby se usnadnila montáž a výměna celé raklové komory ve stroji při kazetovém systému výměny po opotřebení raklových nožů.

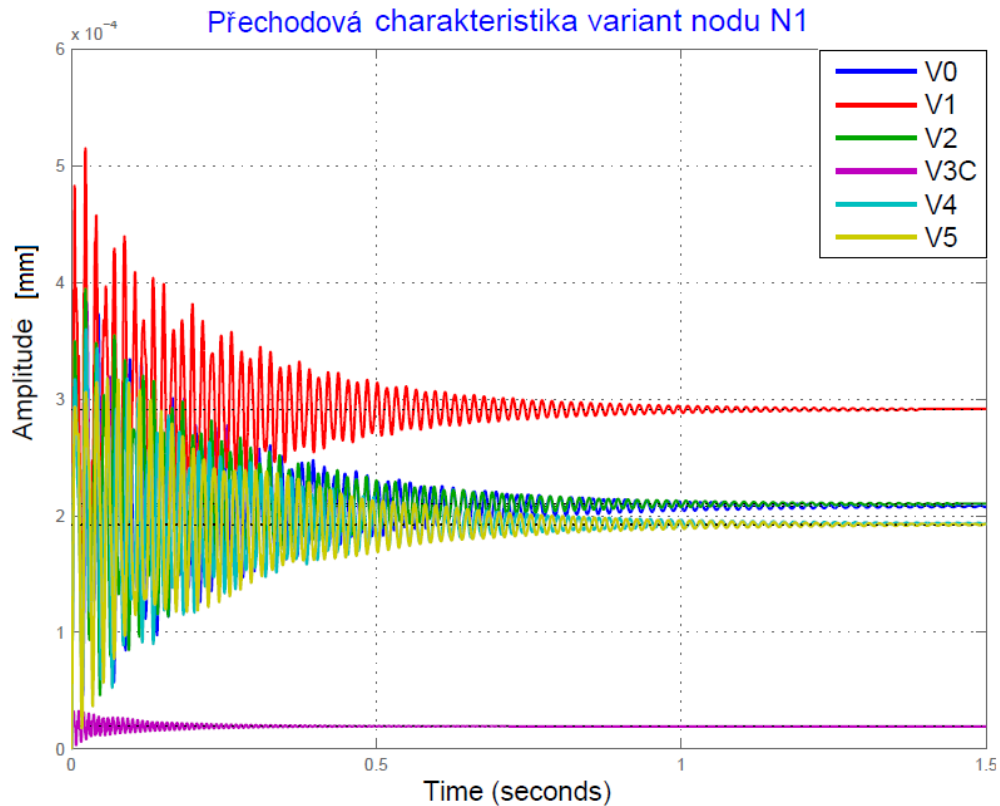
Zvýšením tuhosti příčnicku v případě varianty V2 se dosáhne aspoň téměř stejných výsledků, jako v případě odlehčení raklové komory, ale v případě náhrady lineárního kuličkového vedení ve variantě V4 za vedení válečkové, které je cca 6x tužší se dynamické vlastnosti v podstatě vůbec nezlepšily. Poslední modifikovanou variantou V5 se dosáhlo odstranění několika tvarů kmitu, kde docházelo pouze k samotnému kmitání bočnic, které navíc někdy způsobovalo nesymetrické rozkmitání raklové komory. Vlastní frekvence se také nikam neposunuly a většina vlastních tvarů se nezměnila.

Na obr. 84 jsou zobrazeny v zastoupení všech variant včetně původní varianty FRF, mezi zatížením v nodu N1 a posuvem ve stejném bodě. Modifikované varianty V3 mají svého jediného zástupce a to verzi V3C, jako



obr. 83 Frekvenční přenosové funkce nodu N1 všech variant

optimální možnost zvýšení tuhosti pohonu. Na obr. 83 jsou pro tyto varianty vyobrazeny jejich přechodové charakteristiky. Číselné a poměrné hodnoty sledovaných parametrů jsou uvedeny v tab. 12.



obr. 84 Přechodové charakteristiky všech variant

Varianta	Ω_{1i} [Hz]	$\Delta\Omega_i$ [%]	α_{1i} [$\frac{\mu m}{N}$]	$\Delta\alpha_i$ [%]	c_{si} [$\frac{\mu m}{N}$]	Δc_{si} [%]	t_s [s]
V0	56,7	-	7	-	0,21	-	0,79
V1	62,8	10,8 ⊕	7,85	12,1 ⊖	0,29	38,1 ⊖	0,68
V2	63	11,1 ⊕	7,19	2,7 ⊖	0,21	0 ⊖	0,82
V3C	124	118,7 ⊕	0,553	92,1 ⊕	0,0197	90,1 ⊕	0,34
V4	57,7	1,8 ⊕	6,78	3,1 ⊕	0,196	6,7 ⊕	0,87
V5	59,5	4,9 ⊕	6,45	7,9 ⊕	0,197	6,7 ⊕	0,78

tab. 12 Shrnutí dosažených výsledků

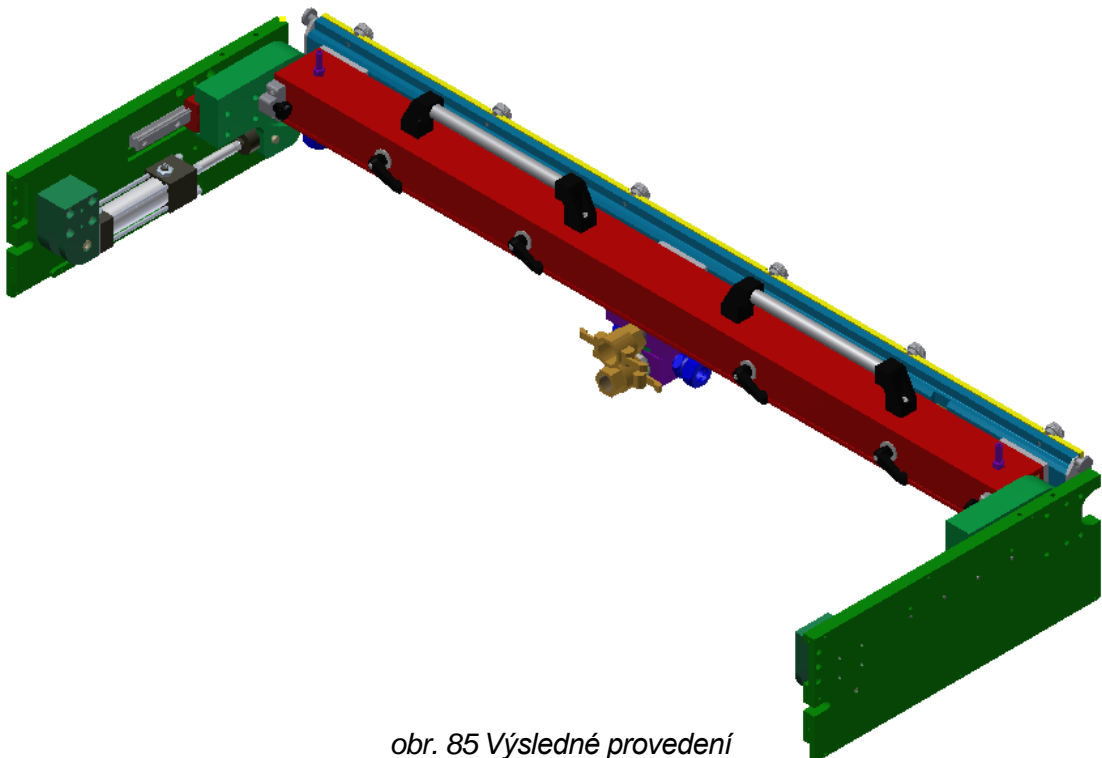
Pozn.: ⊕ vyjadřuje kladný, pozitivní přínos pro dynamické vlastnosti soustavy a ⊖ vyjadřuje naopak záporný, negativní vliv na dynamické vlastnosti

8 Návrh výsledného řešení

Pro optimální návrh raklové komory a celé podskupiny konstrukčního celku se vycházelo z výsledků dynamických vlastností modifikovaných variant a dalších kladených požadavků.

8.1 Konstrukční řešení

Výsledné řešení je složeno z konstrukčních úprav, které by měly zlepšit dynamické vlastnosti a splňovat další určité požadavky na raklovou komoru. Hlavním požadavkem je redukovat hmotnost samotné raklové komory, což by usnadnilo montáž ve stroji. Zároveň je důležité dbát na snadnou výměnu raklových

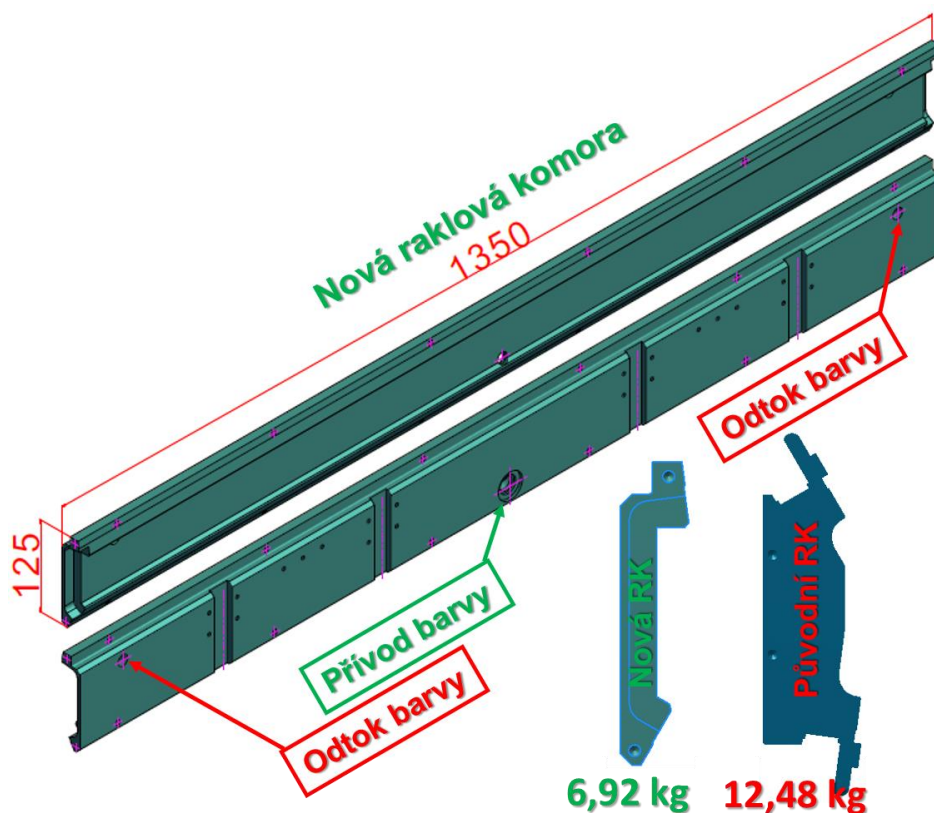


obr. 85 Výsledné provedení

nožů, které jsou uchyceny k tělu komory a dodržet jejich úhel sklonu. Zajištěním adaptabilního přitlaku nožů k rastrovému válci v závislosti na jejich opotřebení se vykompenzuje nynější protékání barvy, které nastávalo vždy po určitém množství výtisku právě z důvodu nadměrného opotřebení a nesprávného přitlaku, který se vyvodil pomocí regulačních šroubů. Dalším aspektem je zachovat uzavřenost systému nanášení barvy na rastrový válec, z důvodu odpařování ředidel a zhoršující se kvalitě barvy. Dále je třeba myslet na odvzdušnění barvy. Výsledné řešení je vidět na obr. 85, kde k polohování raklové komory a zajištění optimálního přitlaku se využívá lineárního hydromotoru, který zároveň svou regulací zajistí adaptabilní přitlak nožů po celou dobu jejich životnosti. Konstrukční úpravy jsou podrobněji rozebrány v následujících kapitolách.

8.1.1 Nová raklová komora

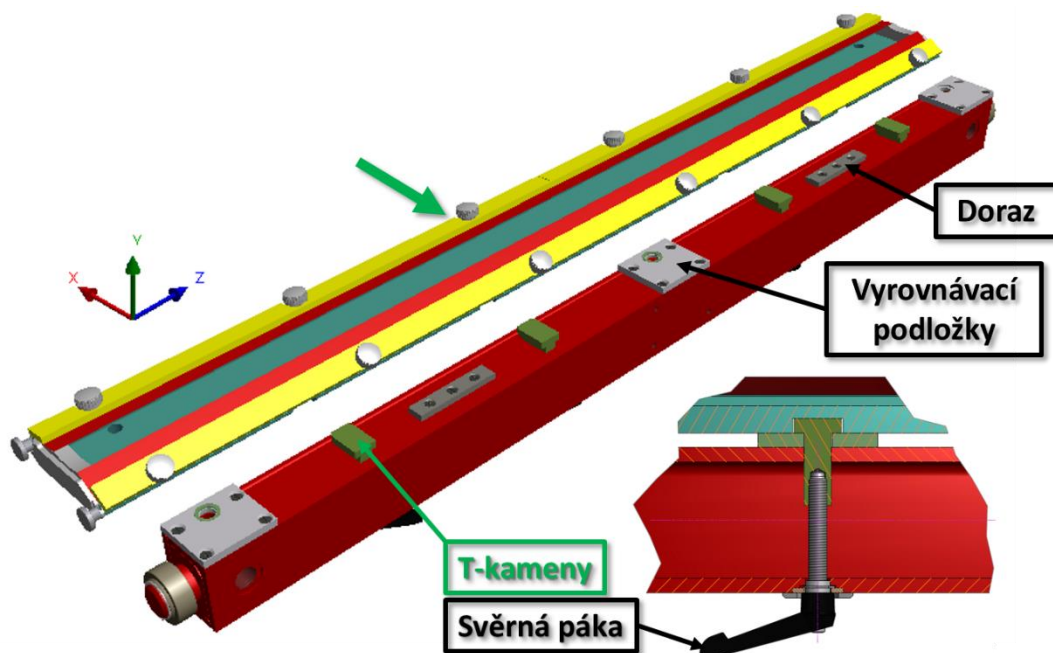
Raklová komora plní funkci „nádoby“ pro uchovávání cirkulující barvy k nanášení na rastrový válec. Samotný aspekt redukce hmotnosti raklové komory pro příznivý nárůst hodnot dynamických vlastností je miziví v porovnání se zvýšením tuhosti pohonu. Ale hlavním důvodem snížení hmotnosti je usnadnit montáž raklové komory ve stroji, která se montuje i ve výšce 2,5 m nad zemí. Dalším přínosem je eventuálně možnost nabízet kazetový systém výměny raklové komory v případě opotřebení nožů a zkrátit tak čas prodlevy, kdy stroj netiskne. Možnost kazetového systému výměny s sebou přináší spoustu konstrukčních změn, které musí urychlit její výměnu ve stroji a tudíž pak i samotnou montáž.



obr. 86 Nová odlehčená raklová komora

Návrh nové raklové komory vycházel z původní varianty, aby se dodržel správný sklon nožů, který používají ve firmě SOMA engineering. Samotné tělo nové raklové komory je o 44% lehčí než původní. To se sebou přináší úsporu materiálu a tedy i menší náklady na polotovary i samotné obrábění.

Na obr. 86 je vidět z přední a zadní strany, kde je naznačen přítok a odtok barvy. Upínání raklové komory je provedeno pomocí T-kamenů, pro které jsou na zadní straně raklové komory vyfrézovány drážky. Na obr. 87 je vidět systém upínání těla raklové komory pomocí čtyř svěracích pák. Výměna raklové komory ve stroji bude probíhat v horizontální poloze a bude se pouze zasouvat až na dorazy, které

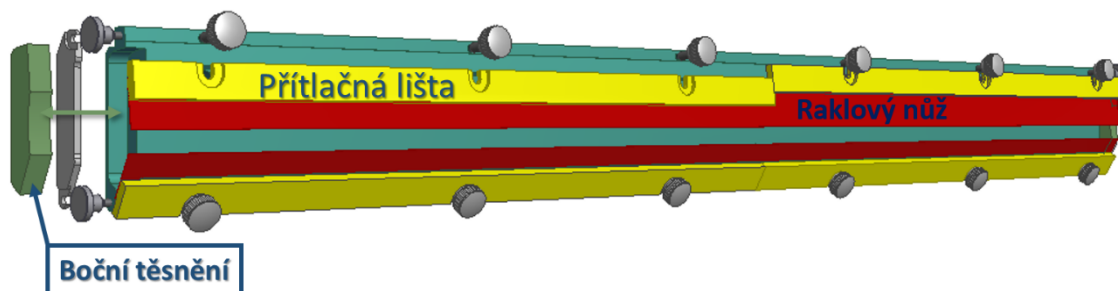


obr. 87 Upínání raklové komory

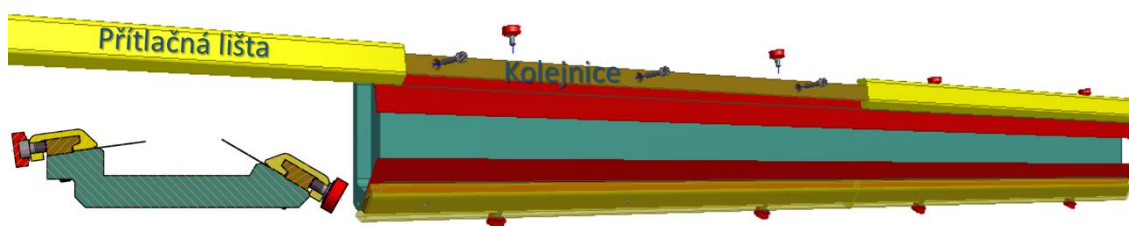
zajistí vertikální polohu. Po opětovném sklopení do výchozí pozice tisku se svěrací páky utáhnou a T-kameny přimknou tělo raklové komory ke třem broušeným podložkám, které zaručí rovnoběžnost s osou rastrového válce a rovinnost komory. Prostřední dva T-kameny zajistí i ustavení v ose z, které budou lícovány vždy k jedné hraně drážky na těle raklové komory. Pro vysunutí raklové komory je nutné nejprve odjistit přívodní trubku, povytáhnout ji směrem ven, povolit svěrné páky, vyklopit raklovou komoru do vodorovné polohy a poté ji celou vysunout. Pro opětovné vložení následuje opačný postup. Přívodní trubka je vidět až na dalších obrázcích v kapitole 8.1.3

8.1.2 Připevnění raklových nožů

Raklové nože stírají barvu z rastrového válce a zároveň jí zabraňují protékat. Proto je důležité zajistit nejenom jejich správné předeprnutí, ale i samotné upnutí k tělu raklové komory. Na obr. 19 a obr. 90 je vidět původní upínání nožů pomocí excentrické tyče, která svou excentricitou prostřednictvím přítlačných lišt sevřela raklové nože k tělu raklové komory. Na dalších obrázcích je vidět nový způsob upínání. V prvním případě (A) se jedná o utahovací šrouby s vroubkovaným



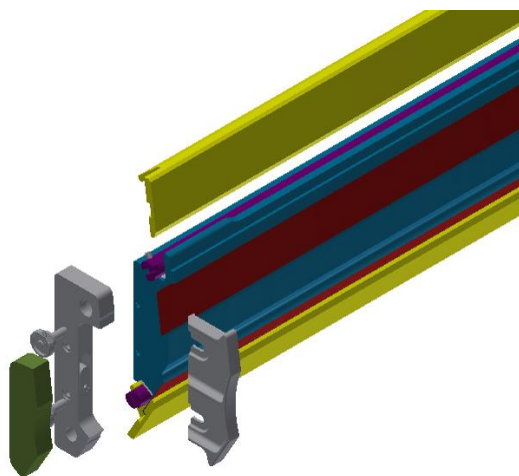
obr. 88 Upínání nožů pomocí nasouvacích lišt (A)



obr. 89 Upínání prostřednictvím klínových ploch (B)

okrajem a nasouvacími přítlačnými lištami. V druhém případě (B) je upnutí nožů zajištěno prostřednictvím klínových ploch kolejnici a přítlačné lišty.

V případě A pro výměnu obou raklových nožů to znamená povolit celkem 12 šroubů a pro lepší vložení nových nožů je vhodné přítlačné lišty vysunout, tudíž oproti původní výměně nožů pomocí excentru je zdouhavější, ale naopak ušetří na hmotnosti. V případě B se při výměně nožů stačí povolit pouze 8 šroubů a vyjmout staré nože



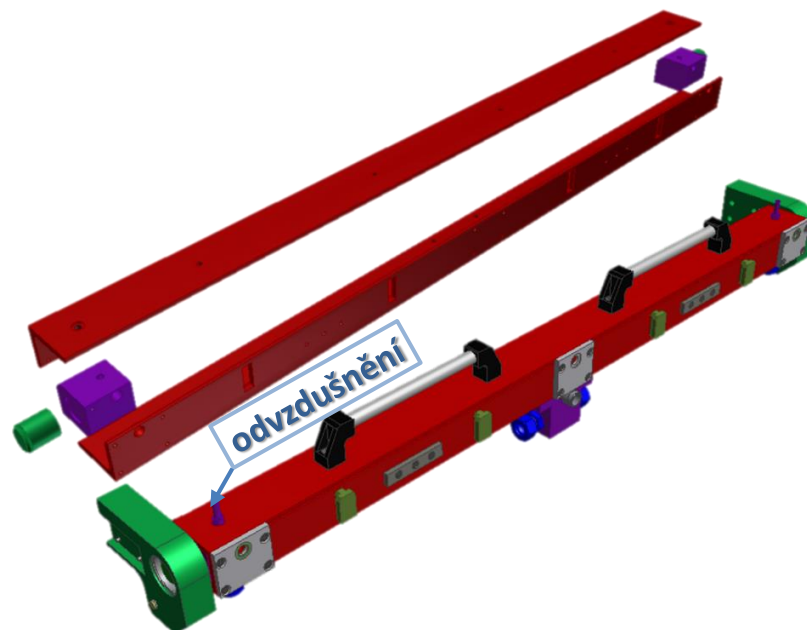
obr. 90 Původní upínání pomocí excentru

a nahradit je opětovným zasunutím nových nožů. Přítlačné lišty se nedají odnímat přímo ve stroji, neboť se musí nejprve mimo stroj nasunout na kolejnici, která již je upevněna na těle raklové komory. Toto provedení není vhodné používat při kazetovém systému výměny raklové komory, z důvodu poměrně velkého nárůstu hmotnosti téměř o 3,5 kg, v případě hliníkové přítlačné lišty a ocelové kolejnici.

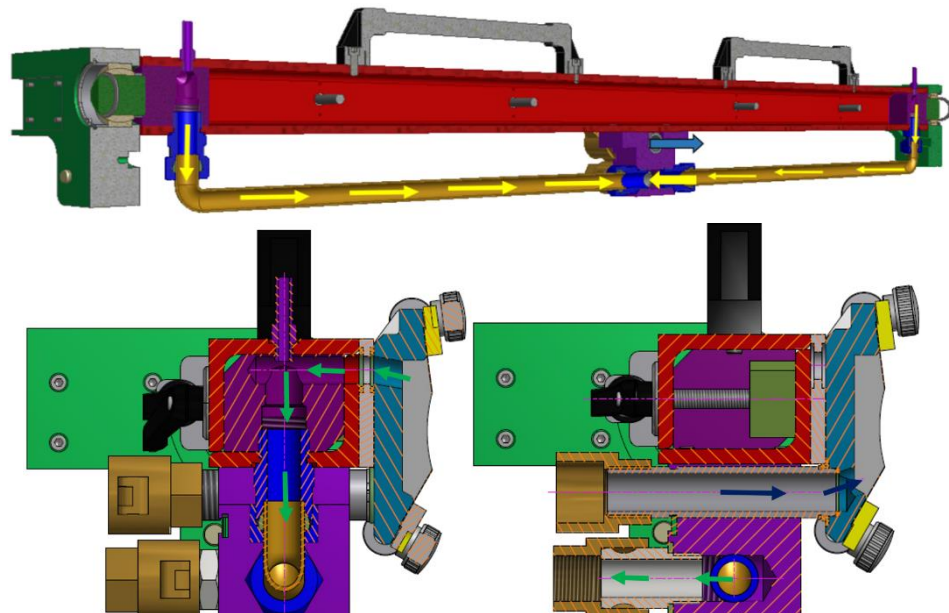
8.1.3 Nosník pro přívod a odtok barvy

Kruhový příčník se nahradil atypickým svařovaným nosníkem, který bude sloužit částečně i pro přítok a odtok barvy do raklové komory. Nosník je atypický, protože je složen ze dvou nerovnoramenných L – profilů o rozměru 80x60x8 mm, které vytvoří obdélníkový průřez, do kterého se implementují ocelové kostky, ke kterým se nakonec přivaří kruhové tyče o konečném průměru 35 mm. Upínání raklové komory je přizpůsobeno tak aby, nosník nesl co nejvíce dílů. Přítok barvy je posuvnou trubicí, z důvodu montáže raklové komory.

Pro vysunutí raklové komory je nutné nejprve odjistit přívodní trubku, povytáhnout ji směrem ven, povolit svěrné páky, vyklopit raklovou komoru do vodorovné polohy v odsunuté poloze od rastrového válce a poté ji celou vysunout.



obr. 91 Nosník



obr. 92 Přívod a odtok barvy

8.1.4 Volba pohonu

Podle srovnávací tabulky v kapitole 6.4.5 vychází k polohování raklové komory nejvhodněji z hlediska dynamických vlastností hydraulický pohon a rotační pneumotor s trapézovým šroubem. Dalším kritériem volby pohonu bude otázka řízení, nastavení polohy a vyvození přitlačné síly raklových nožů k rastrovému válci. V kapitole 6.4.6 se stanovila maximální přitlačná síla na jeden raklový nůž pro daný úhel sklonu a tloušťku nože na hodnotu $F_p = 85N$. Pro optimální přitlak je nutné vyvinout dvojnásobnou sílu F_p , poněvadž stejnou silou se musí působit i na druhý nůž. Vrchní nůž je pod jiným sklonem, ale síla F_p vychází cca stejná.

Celková optimální přitlačná síla vyvíjená pohony je rovna:

$$F_v = 2 \cdot F_p = 2 \cdot 85 = 170N$$

K polohování se využívá dvou shodných pohonů, a tak každý pohon bude vyvíjet právě sílu F_p .

V případě varianty V3A rotačního pneumotoru je nutné stanovit velikost krouticího momentu, tak aby axiální síla byla velikosti F_p . Přepočet krouticího momentu vyvíjeného rotačním pneumotorem na axiální posuvnou a zároveň přitlačnou sílu je dle vztahu:

$$M_k = F_p \cdot \frac{s}{2000\pi} \quad (8.1)$$

Kde s [mm] je stoupání šroubu a M_k je krouticí moment na šroubu resp. na výstupní hřídeli rotačního pneumotoru podle obr. 70. Tabulka ukazuje velikost momentu rotačního pneumotoru v závislosti na různých stoupání šroubu, aby se dodržela optimální přitlačná síla F_p jednoho pohonu. Je zřejmé, že dle nabízených pneumatických pohonů jsou nevhodné. Rotační pneumotory jsou známé tím, že umožňují velmi vysoké jmenovité otáčky, přičemž jejich krouticí momenty nejsou příliš vysoké. Pro použití této koncepce pohonu je třeba dosahovat nízkých otáček i točivých momentů. Ve variantě V3A se uvažoval lamelový pneumotor firmy DEPRAG, která je nabízí již s implementovanými planetovými převodovkami. Ostatní výrobci nabízejí tutéž možnost s vsazenými převodovkami, ale problém pak přechází z vysokých otáček pneumotorů na příliš vysoké výstupní momenty na hřídeli, které převodem šroubu by vyvinuli nadměrnou sílu, která by mohla vést až k samotnému zplastizování raklových nožů. Pro snížení krouticího momentu by se musel snížit napájecí tlak vzduchu a ani tak by se nedosáhlo potřebné velikosti momentu. Z tohoto důvodu je tato verze pohonu nevhodná. Samotný katalog rotačních pneumotorů firmy DEPRAG je k nalezení v elektronické příloze.

s [mm]	2	3	4	5	6	7	8	9
M_k [Nm]	0,027	0,04	0,054	0,068	0,081	0,095	0,11	0,12

tab. 13 Potřebné momenty v závislosti na stoupání šroubu

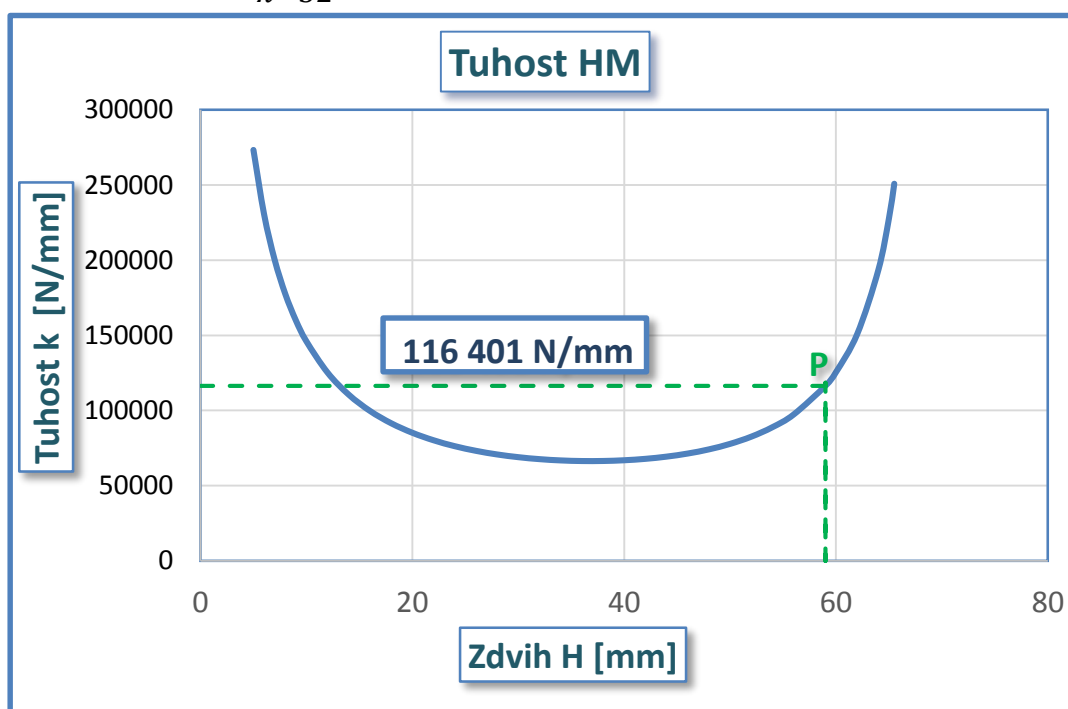
V případě V3C se simuluje lineární hydromotor se stejnými rozměry lineárního pneumotoru využívaného v původní variantě. Podle simulovaných rozměrů hydromotoru odpovídá skutečné verzi pohonu hydromotor nabízený firmou VEGA zastoupenou na českém trhu firmou SVOBODA. Jinak např. firma HYDRAULICS nabízí výrobu lineárního hydromotoru dle vlastních představ. Ve výsledném řešení se využije hydraulický válec s tímto označením: CR-032-014-J03-G-G-AM-070 a těmito parametry:

- Průměr pístu $D = 32 \text{ mm}$
- Průměr pístnice $d = 14 \text{ mm}$
- Zdvih hydromotoru $H = 70 \text{ mm}$

Na obr. 93 je vidět závislost tuhosti daného hydromotoru na jeho zdvihu s vyznačeným, pracovním, výchozím bodem tuhosti P. Tuhost hydromotoru byla stanovena dle vztahů uvedených již v kapitole 6.4.3. Optimální přitlačné síly jednoho pohonu se dosáhne pracovním tlakem p_1 , jehož velikost vychází dle vztahu (8.2) na $1,06 \text{ bar}$. Zde se nevyskytuje problém nadměrné síly jako v případě V3A, ale vlivem nízkého pracovního tlaku a pasivních odporů v celém hydraulickém obvodu může dojít ke špatné regulaci pohybu a opětovnému nastavení polohy. To je třeba ošetřit správným nastavením tlakových a škrťacích ventilů. Na obr. 94 je vidět přibližné hydraulické schéma, na kterém bude vysvětlena regulace přitlačné síly a dosažení opětovné polohy.

$$p_1 = \frac{F_p}{S} = \frac{4 \cdot F_p}{\pi D^2} \quad (8.2)$$

$$p_1 = \frac{4 \cdot 85}{\pi \cdot 32^2} = 0,106 \text{ MPa} = 1,06 \text{ bar}$$

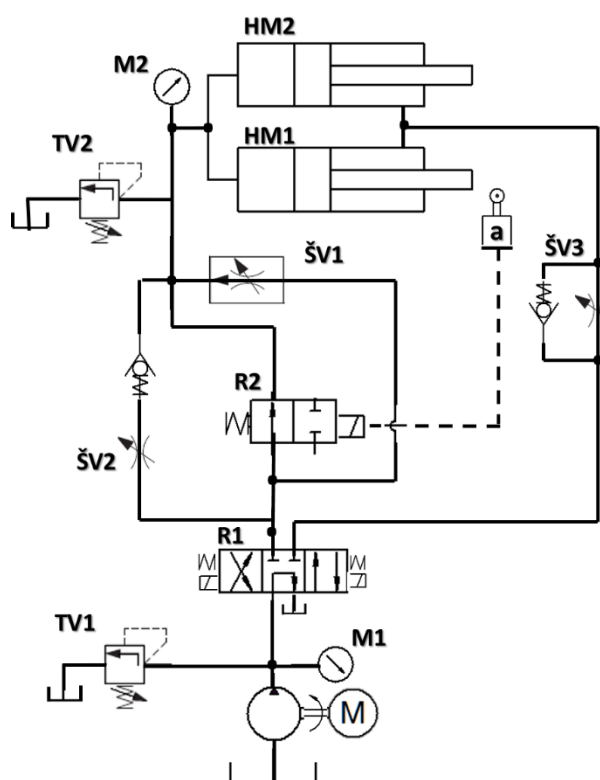


obr. 93 Závislost tuhosti lineárního hydromotoru na jeho zdvihu

K polohování raklové komory se využívají dva lineární hydromotory a jejich synchronizace je zajištěna mechanickou vazbou obou hydromotorů prostřednictvím lineárního vedení a těla raklové komory. Talkový ventil **TV1** plní funkci přepouštěcího ventilu, který by zajišťoval maximální tlak v obvodu a tlakový ventil **TV2** by byl nastaven na pracovní tlak p_1 pro vyvození přítláčné síly F_p . Rozvaděč **R1** s odlehčeným středem rozhoduje o řízení směru průtoku a rozvaděč **R2** slouží k vytvoření dvou přibližovacích rychlostí. Pokud je rozvaděč **R2** ve výchozí poloze, tak raklová komora se přibližuje větší rychlostí až do sepnutí mechanického spínače **a**, kdy dojde k přestavění rozvaděče **R2** a průtok škrtícím ventilem **ŠV1** se stabilizací tlakového spádu minimalizuje rychlost

tak, aby nedošlo k nárazu raklových nožů do válce. Po dosažení optimálního přítlaku se pohyb zastaví a poklesem tlaku na manometru **M2** vlivem opotřebení nožů se opět automaticky dopolohuje a vyvodí správný přítlak nožů k rastrovému válci. Je důležité mít tlakový ventil **TV2** s vysokou citlivostí, aby pro malou změnu tlaku na manometru **M2** byl schopen reagovat a dodávat stejný tlak a zajistit tak kontinuální přítlak a je vhodné tento ventil umístit co nejbližše k hydraulickým válcům. Opětovné polohy se dosáhne dosažením požadovaného tlaku p_1 na manometru **M2**. Je nutné optimalizovat tuhost hydromotorů a pracovního tlaku pro dosažení co nejlepších dynamických vlastností a regulace přítláčné síly F_p .

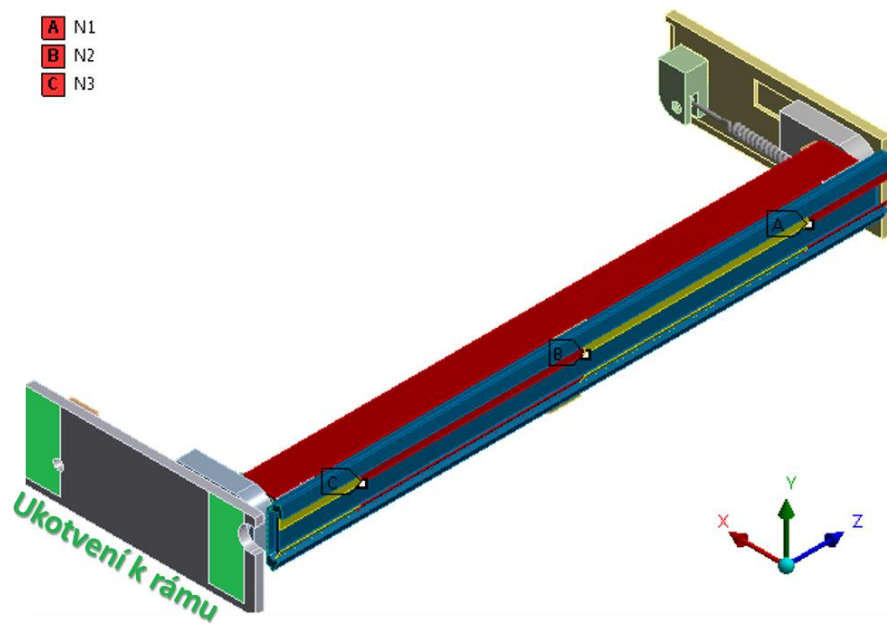
Hydraulické schéma na obr. 94 pouze naznačuje schéma ovládní přísuvu a přítlaku raklové komory jednoho barevníku. Celkový hydraulický obvod stroje bude třeba doplnit o další barevníky a funkce, které by daný obvod měl pro daný stroj splňovat. Flexotiskový stroj PREMIA může být vybaven až 10 barevníky a na každém barevníku je třeba dvou hydromotorů. Celkem na daném stroji by mohlo být až 20 hydromotorů, které je pak třeba ovládat z řídicího panelu stroje.



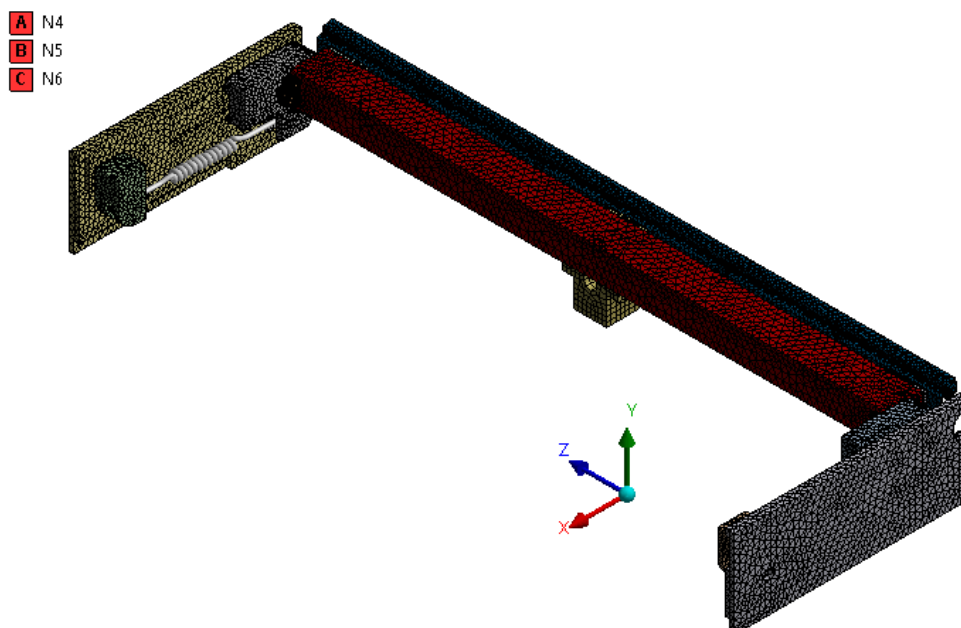
obr. 94 Přibližné hydraulické schéma adaptabilního přítlaku

8.2 Dynamické vlastnosti nové verze

Pro výsledné řešení složené z konstrukčních úprav vyložených v předchozích podkapitolách byl vytvořen zjednodušený modální model a vyšetřili se jeho modální vlastnosti, stejně jako pro předešlé varianty. Na obr. 95 je vidět strukturální model připravený pro modální analýzu se shodně vytvořenými nody, pro které se pak vykreslují frekvenční přenosové funkce. Tuhost pružiny simulovaného hydromotoru byla dosazena dle uvedeného grafu na obr. 93 v pracovním bodě P o hodnotě $k = 116\,401\text{ N/mm}$. Přítlačné lišty s raklovou komorou jsou modelovány jako jedno těleso. Raklové nože jsou modelovány shodně jako v původní variantě V0. Jsou rozděleny na dvě části. Na část horní



obr. 95 Strukturální model výsledného řešení



obr. 96 Síť výsledného řešení



a část volnou. Volná část raklových nožů je tvořena solid shelly o tloušťce 0,2 mm. Část horní je součástí těla raklové komory a tvoří tedy spolu jedno těleso. Nosník již není modelován pomocí nosníkových prvků, ale jako obyčejný solid.

Okrajové podmínky se rozšířili o ukotvení bočních desek k rámu na obou jejich koncích, čímž se zabránilo vlnění a prohýbání desek na nízkých frekvencích. Velikost a typ síťování se u většiny těles dodržela a bylo vytvořeno celkem 231572 uzlů a 107249 prvků. Materiálové vlastnosti všech komponent se nezměnili.

Na následujících obrázcích jsou znázorněny některé jednotlivé tvary kmitu výsledného řešení. Zbylé tvary kmitu z modální analýzy jsou společně s amplitudo-fázovými a přechodovými charakteristikami zobrazeny v elektronické příloze obrázků a grafů modální a harmonické analýzy.

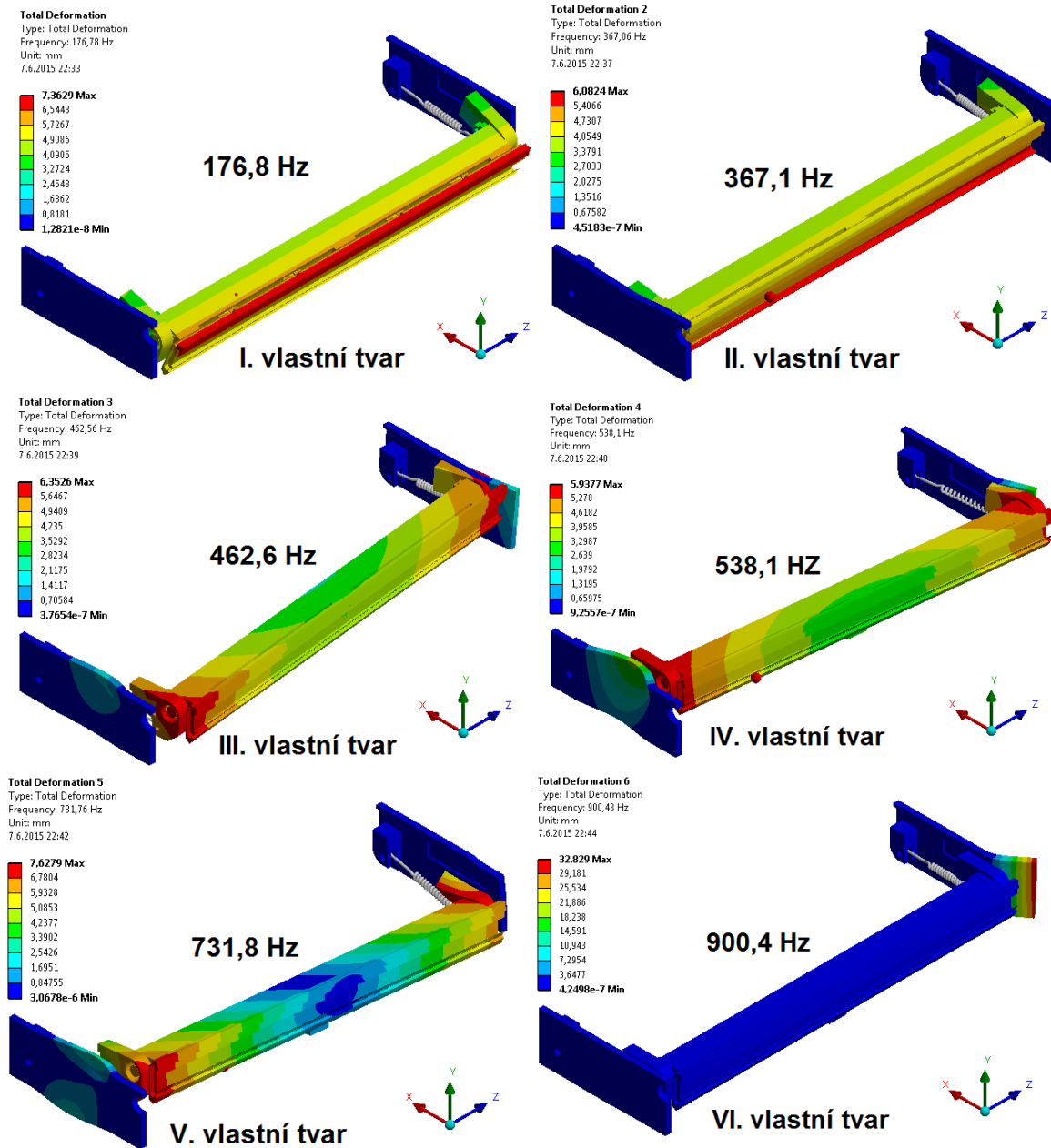
Stručný popis vlastních tvarů:

- I. Torzní kmitání kolem osy z na lineárním vedení.
- II. Torzní kmitání na lineárním vedení s doprovodným kmitáním v ose x na pohonech hydromotoru.
- III. Střídavé kmitání na pohonech s výraznými výkmity i do směru z; tento tvar částečně odpovídá II. tvaru původní varianty.
- IV. Jedná se o výraznější projev kmitání III. Vlastního tvaru; výraznější zejména ve vybočení do směru z.
- V. Zde se projevuje výrazná dynamická poddajnost lineárního vedení ve směru y, kde dochází i ke kroucení suportu kolem osy x.
- VI. Výrazné plandání konce boční desky

Volbou a sjednocením jednotlivých úprav modifikovaných variant ve výsledném řešení se podařilo posunout první vlastní frekvenci z 56,7 Hz na hodnotu 176,8 Hz. Zásadní vliv má změna pohonu, resp. navýšení jeho tuhosti v axiálním směru osy x. V tomto případě se zvýšila tuhost pohonu změnou používaného media. Místo stlačitelného vzduchu se použil hydraulický olej.

Pohon vykazuje značnou tuhost a tím úplně zanikl první vlastní tvar kmitu původní varianty, který spočíval v kmitání celé raklové komory se suporty na pohonech. Částečně zmizel i druhý tvar kmitu původní varianty, který se projevoval střídavým kmitáním na pohonech. Nyní se ve výsledné variantě projevuje podobný tvar kmitu na třetí vlastní frekvenci s doprovodným torzním kmitáním suportu.

Celkově se zlepšila dynamická stabilita soustavy i z hlediska velkých mezer ve frekvenčním spektru kde se neobjevují vlastní frekvence.

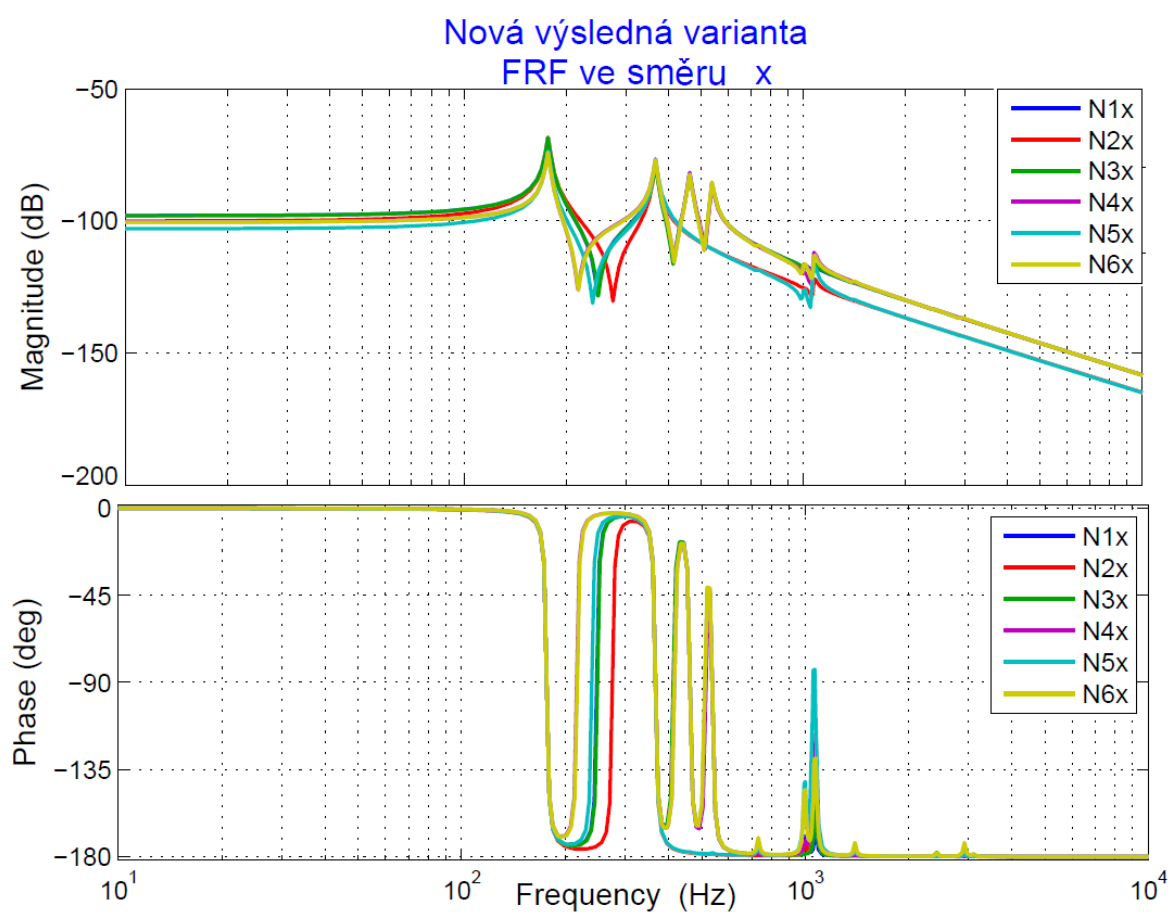


obr. 97 Vlastní tvary kmitu výsledného řešení

Na obr. 98 a obr. 99 jsou zobrazeny frekvenční přenosové funkce ve směru x a y ve všech nodech, jejichž amplitudy jsou vyjádřeny v decibelech, pro větší přehlednost. Z těchto grafů je patrné, že raklová komora i raklové nože kmitají se stejnou fází a nedochází k prohýbání těla raklové komory ani nožů (viz. obr. 97). Pouze u první vlastní frekvence ve směru x dochází k rozfázování nodu N2 a N5 vůči sobě i vůči ostatním nodům na příslušném tělese (N2 vůči N1a N3, N5 vůči N4 a N6). Zbylé korespondující nody N1 a N4, N3 a N6 ve směru x kmitají souhlasně se stejnou fází, tudíž nedochází k nějakému výraznému vlnění ani prohýbání raklové komory ani raklových nožů. Naopak ve směru y dochází k velkému rozptylu

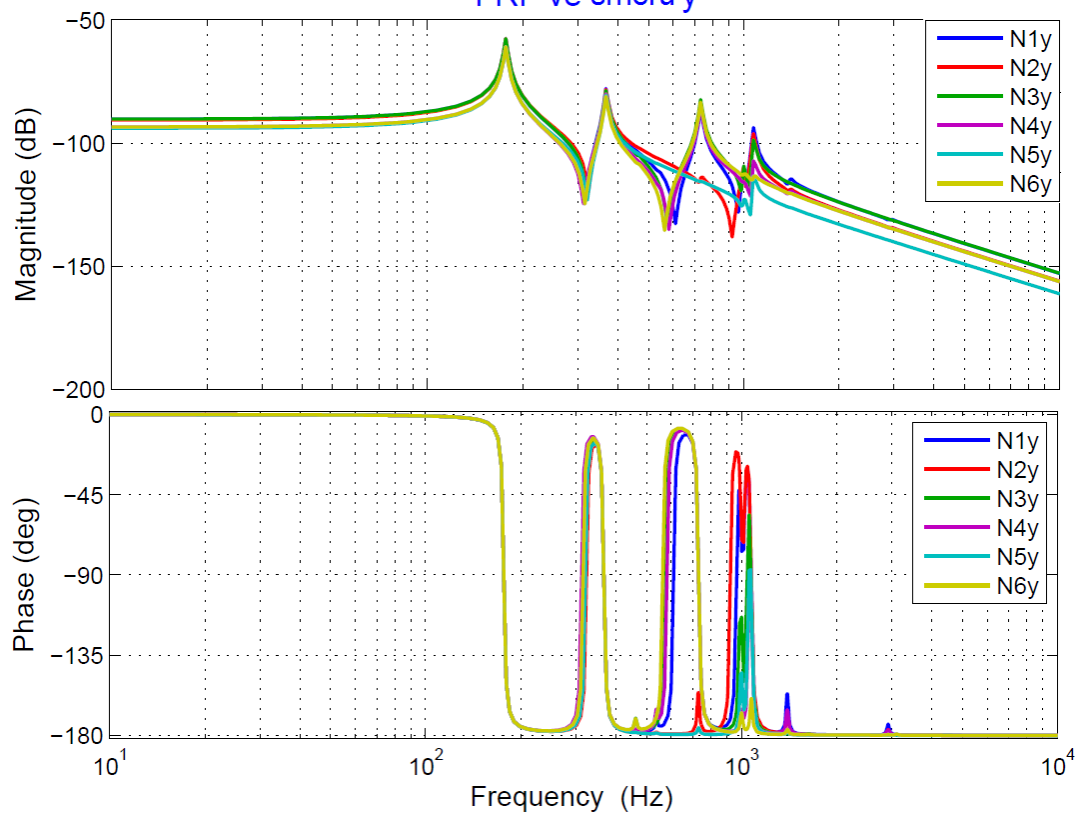
fází jednotlivých nodů, ale až při vysokých frekvencích. Z těchto výsledků plyne určitý závěr pro raklovou komoru a raklové nože. Nemá smysl je dále vyztužovat, ale naopak raklová komora by mohla být ještě více odlehčena pro snazší montáž a přechod na kazetový systém výměny komory při opotřebení nožů. Je vhodnější zabývat tuhostí pohonu a samotného lineárního vedení.

Na obr. 99 a obr. 101 jsou přechodové charakteristiky výsledného řešení. Je vidět, že nod N2 je staticky tužší než zbylé dva nody stejně jako v původní variantě. Pro tuto kuriozitu již byla provedena statická analýza původní varianty, u které bylo podáno vysvětlení, z jakého důvodu tomu tak je.



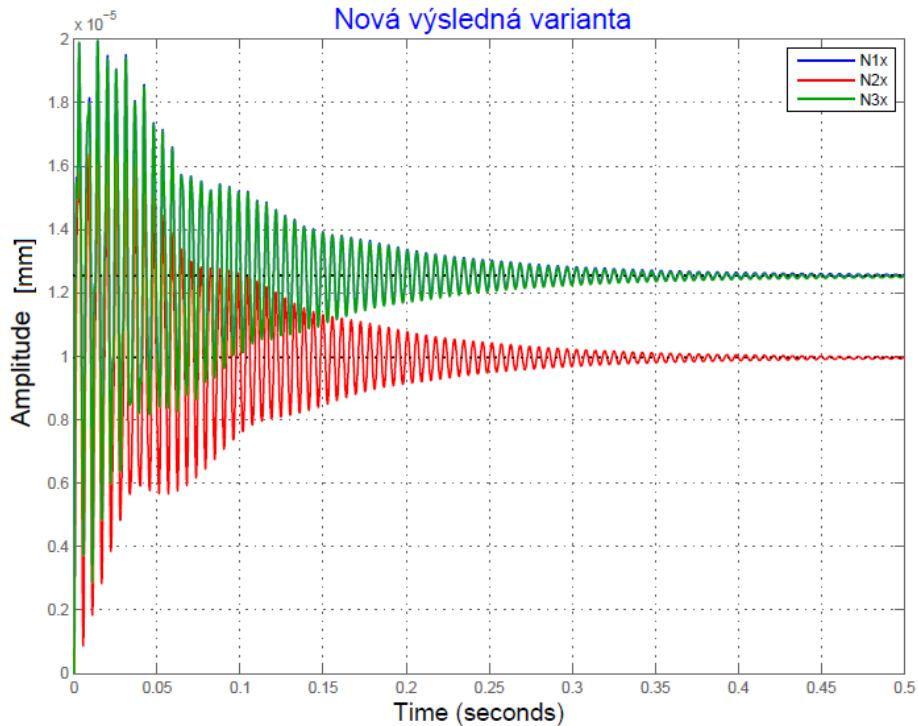
obr. 98 FRF ve směru x výsledného řešení

Nová výsledná varianta FRF ve směru y

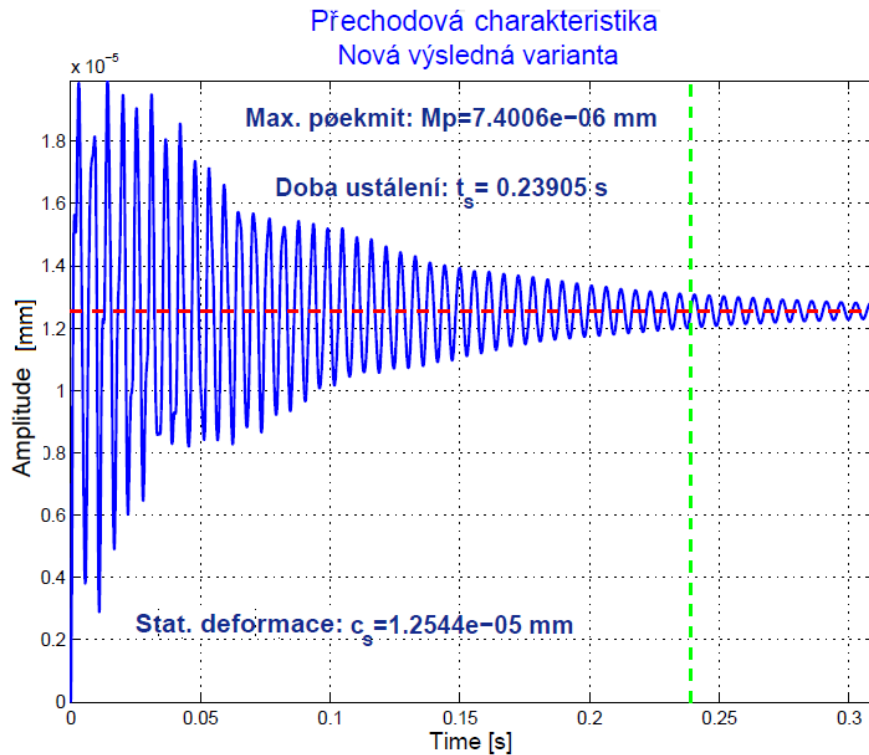


obr. 99 FRF ve směru y výsledného řešení

Přechodová charakteristika Nová výsledná varianta

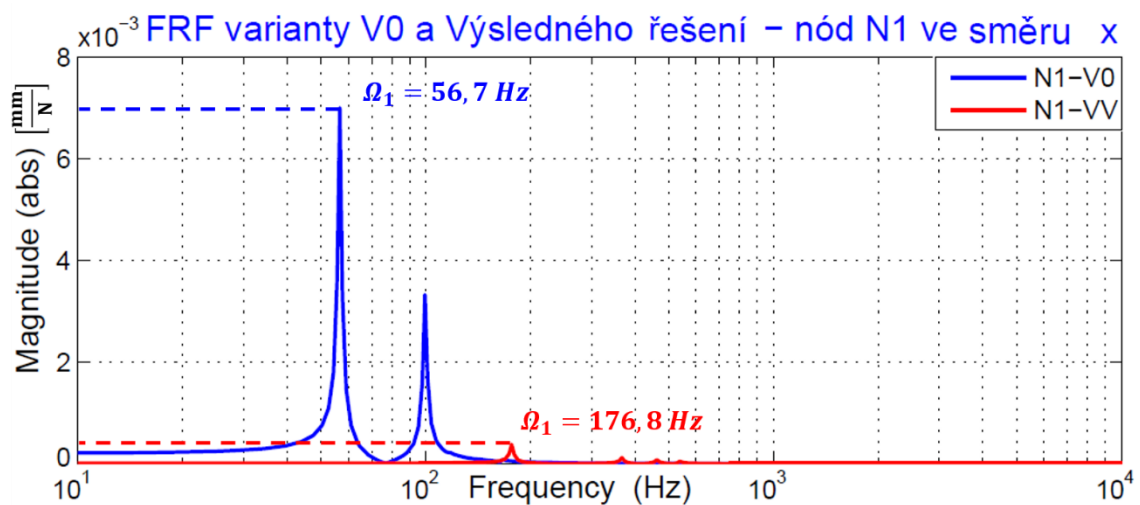


obr. 100 Odezva na skok síly ve směru x



obr. 101 Odezva na skok síly nodu N1

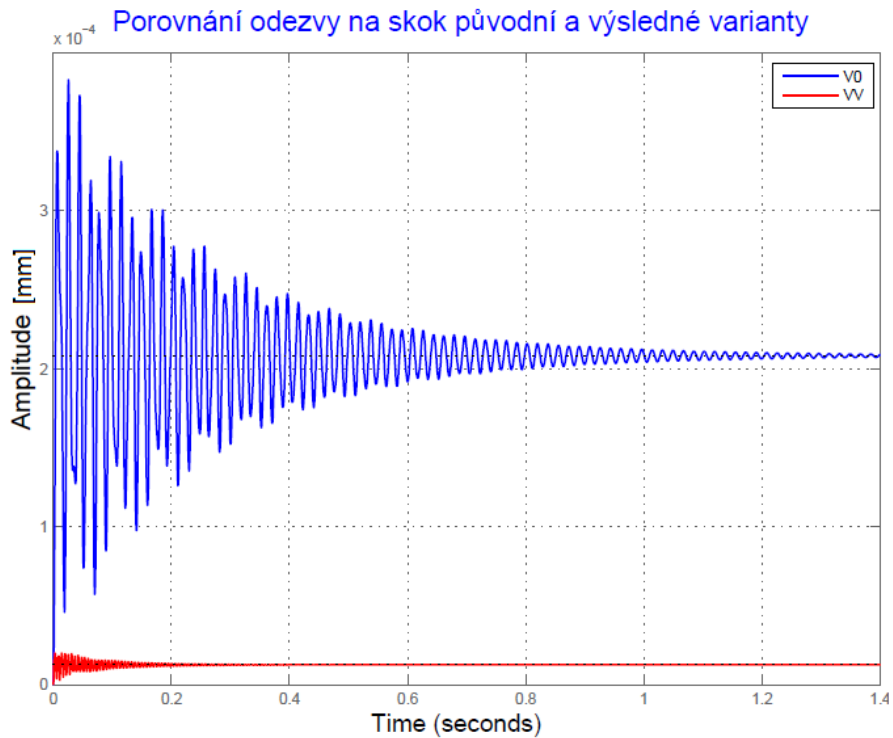
Z grafu na obr. 102 je zřejmé, že došlo k výraznému poklesu amplitud a posunutí vlastních frekvencí do vyššího frekvenčního spektra a k nárůstu statické tuhosti. Také se výrazně zkrátila odezva na jednotkový skok síly, to je příznivé pro rázové namáhání raklových nožů způsobené propadem tiskové formy, které je považováno za hlavní zdroj buzení. Nakonec byla zhotovena porovnávací tab. 14 hodnot sledovaných parametrů, ve které se nachází procentuální vyjádření přínosu daného parametru. První vlastní frekvence se posunula o více jak 200% a čas ustálení je pouhých 0,24 s.



obr. 102 Porovnání FRF nodu N1 původní a výsledné varianty

Varianta	Ω_{1i} [Hz]	$\Delta\Omega_i$ [%]	α_{1i} [$\frac{\mu m}{N}$]	$\Delta\alpha_i$ [%]	c_{si} [$\frac{\mu m}{N}$]	Δc_{si} [%]	t_s [s]
V0	56,7	-	7	-	0,21	-	0,79
VV	176,8	211,8 ⊕	0,379	94,6 ⊕	0,0125	94 ⊕	0,24

tab. 14 Porovnání výsledného řešení s původní variantou V0



obr. 103 Porovnání přechodové charakteristiky původní a výsledné varianty



9 Závěr

Ve spolupráci se společností SOMA engineering vyrábějící flexotiskové stroje se optimalizovala konstrukční podskupina raklové komory flexotiskového stroje PREMIA, z hlediska zlepšení dynamických vlastností. Hlavním požadavkem bylo také minimalizovat hmotnost samotné raklové komory a zajistit adaptivní přítlak raklových nožů k rastrovému válci. Byla provedena výpočetní modální analýza, na jejímž základě bylo celkem navrženo osm variant úprav výchozího řešení. SOMA engineering využívá k polohování raklové komory lineární pneumatikové pneumatiky. Náhradní tuhost těchto pohonů byla naladěna podle měření vibrací provedeného na stroji OPTIMA. Tím se dosáhlo korektního strukturálního modelu pro modální analýzu.

Z provozních stavů stroje se vyhodnotil hlavní zdroj buzení a jeho budící frekvence. Hlavním zdrojem buzení je otáčková frekvence formového válce, na kterém je navinuta tisková forma (štoček), která svým propad během jedné otáčky vlivem přítlaku tlakového válce způsobí ráz do rastrového válce, který může rozkmitat samotnou raklovou komoru. Na základě této informace se získala maximální možná budící frekvence na 80 Hz (viz tab. 3).

Prvním hodnotícím kritériem pro původní variantu a její modifikace bylo zjištění jejich modálních vlastností, na základě kterých se dále vytvořila harmonická analýza, kde se sledovali amplitudy výchylky a posunutí vlastních frekvencí. Dalším hodnotícím kritériem byla přechodová charakteristika, která vyjadřuje reakci na jednotkový skok síly. U této charakteristiky se sledoval maximální překmit rovnovážného stavu, statické poddajnosti a doba ustálení. Mít nejkratší dobu stálení je vhodné pro rázové namáhání konstrukcí, v tomto případě dozníváním po nárazu štočku.

Největší přínos pro zlepšení dynamických vlastností má zvýšení tuhosti pohonu v axiálním směru, tedy ve směru pohybu raklové komory. Z frekvenčních přenosových funkcí získaných harmonickou analýzou je patrné, že zvýšením tuhosti pohonu se výrazně posunou vlastní frekvence do oblasti kolem 100 Hz s výrazným snížením poměrných amplitud výchylky.

Snížením hmotnosti raklové komory se dynamické vlastnosti o málo zlepšily. První vlastní frekvence původní varianty se posune z 56,7 Hz na 62,8 Hz s celkovou redukcí hmotnosti komory a přítlačných lišt téměř o 50% původní varianty. Naopak mírně naroste dynamická i statická poddajnost. Z hlediska zlepšení dynamických vlastností je třeba výrazně snížit hmotnost raklové komory, aby se procentuální navýšení vlastních frekvencí výrazně projevilo. Význam redukce hmotnosti sebou přináší usnadnění manipulace se samotnou komorou při montáži ve stroji. Raklové komory flexotiskového stroje se někdy montují i ve výšce 2,5 m nad zemí a cílem je usnadnit a urychlit práci montáže. Ve výsledné variantě se dosáhlo 44% úspore pouze na hmotnosti těla raklové komory.



Zvýšením tuhosti nosníku narostla první vlastní frekvence o 11% na 63 Hz. Ve výsledném řešení se nevyužil daný nosník této modifikace pouze z důvodu posunutí vlastní frekvence, ale také z důvodu vazby pro možnost využití kazetového systému výměny raklové komory a také k přívodu a odtoku barvy, čímž se dosáhlo rychlejší montáže ve stroji a nabídky dalšího způsobu výměny celé raklové komory. Na to se váže i způsob upínání samotných nožů k tělu raklové komory. Pro kazetový systém výměny je vhodné upínat nože pomocí nasouvacích přítlačných lišt dle obr. 90, kde by jejich výměna ve stroji byla zdlouhavá. Naopak pro pouhou výměnu raklových nožů je vhodné použít upínání pomocí klínových ploch vytvořených na kolejnici a přítlačné liště. Tento způsob sebou přináší určitý nárůst hmotnosti oproti první uvedené variantě upínání, a tudíž se nehodí pro kazetový systém výměny raklové komory.

Ze čtyř uvedených možností pro zvýšení tuhosti pohonu vycházejí nejpříznivěji z hlediska dynamických vlastností varianty s rotačním pneumotorem a lineárním hydromotorem. Rotační pneumotor s implementovanou planetovou převodovkou a trapézovým šroubem vykazuje obrovskou přítlačnou sílu, která by mohla trvale zdeformovat raklové nože a tudíž je nevhodná pro danou aplikaci. Lineární hydromotor je vhodný pro libovolné nastavení velikosti přítlačné síly a umožňuje i příznivé jednoduché nastavení polohy a zajištění adaptivního přítlaku raklových nožů k rastrovému válci. Velkou nevýhodou je instalace hydraulického agregátu a hydraulického rozvodu ve stroji, poněvadž doposud se zásadně používá pneumatický rozvod.

Zvyšování samotné tuhosti pohonu do nekonečna ztrácí význam, neboť se začíná projevovat dynamická poddajnost lineárního vedení a ostatních částí sestavy raklové komory. U lineárního hydromotoru došlo ke 119% nárůstu první vlastní frekvence a výraznému poklesu doby doznívání. První tvar původní varianty se objevuje na třetí vlastní frekvenci 352 Hz. Z toho plyne určitý závěr, že by se ve výsledném řešení dalo využít menšího hydromotoru a dosáhlo by se téměř stejných výsledků. Ve výsledném strukturálním modelu se simuloval pohon nejvíce podobný lineárnímu pneumotoru, který se využil v modifikované variantě V3C. Je třeba zmínit, že pouhou modifikací tuhosti pohonu se dá posunout první vlastní frekvence mimo oblast budících frekvencí.

Další modifikací původní varianty bylo nahrazení lineárního kuličkového vedení tužším válečkovým vedením. Nahrazením téměř 6x tužšího vedení se první vlastní frekvence původní varianty nikam neposunula. Tato změna ovlivnila až vyšší frekvence a nemá žádný význam měnit doposud používané lineární vedení, pokud se upřednostňuje posunutí vlastních tvarů kmitu mimo pracovní oblast buzení.

Naopak pouhým ukotvením bočních desek na obou jejich koncích se posunula první vlastní frekvence o 3 Hz a výrazně se zlepšila dynamická poddajnost bočních desek při nízkých frekvencích, a tudíž nedochází k rozkmitávání raklové komory „plandáním“ bočnic.



Výsledné řešení bylo složeno z modifikovaných variant, které kladně ovlivnili dynamické vlastnosti dané soustavy. Tímto sjednocením se výrazně posunuli všechny vlastní frekvence původní varianty do vyššího frekvenčního spektra i se změnou vlastních tvarů kmitu. První vlastní frekvence výsledného řešení je na 176,8 Hz, tj. cca o 212% více (viz. obr. 97). Snížila se amplituda výchylky téměř o 95% a došlo k výraznému zkrácení odezvy na jednotkový skok síly na pouhých 0,24 s, tj. o 70% lepší. Ukázalo se, že tělo raklové komory je stále dosti tuhé a vylo by ho možné dále odlehčit. Raklová komora i raklové nože kmitají téměř vždy se stejnou fází ve všech stavech rezonancí a na žádném z tvarů kmitání do 1000 Hz nedochází k vlnění nebo prohýbání raklové komory nebo samotných nožů. Je také vhodné zabývat se optimalizací tuhostí pohonu a pracovního tlaku pro dosažení co nejlepších dynamických vlastností regulace nastavení přítlačné síly F_p na pohonu.

Konstrukční návrh výsledného řešení je ukázkou jak by se daly zlepšit dynamické vlastnosti s kladeným důrazem na redukci hmotnosti raklové komory a zajištění adaptibilního přítlaku raklových nožů k rastrovému válci. Adaptivní přítlak nožů je uskutečněn na základě hydraulického schématu pro zajištění přísuvu raklové komory (viz. obr. 94). V obvodu se dají nastavit dvě přibližovací rychlosti a pomocí redukčního ventilu se zajistí správný přítlak raklových nožů.

Seznam použité literatury

- [1] BARTOŇ, Jaroslav. *Tiskové techniky II. Část tiskové formy a technologie tisku*, vyd. Štětí: Střední odborná škola a Vyšší odborná škola obalové techniky, 1998, 269 s. ISBN 80-902540-0-4.
- [2] ŠPANIEL, Miroslav a HORÁK Zdeněk. *Úvod do metody konečných prvků*. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2011, 158 s. ISBN 978-80-01-04665-4
- [3] HE, Jimin a FU Zhi-Fang. *Modal analysis*. Boston: Butterworth-Heinemann, 2001, xiii, 291 p.
- [4] OGATA, Katsuhiko. *Modern control engineering*. 4th ed. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, c2002, xi, 964 p. ISBN 0130609072.
- [5] EWINS, D. *Modal testing: theory, practice, and application*. 2nd ed. Philadelphia, PA: Research Studies Press, c2000, xiii, 562 p. ISBN 0863802184.
- [6] ONDROUCH, Jan a PODEŠVA Jiří. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: teorie a příklady k předmětu Technické kmitání*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2012, ISBN 978-80-248-2762-9.
Dostupné z: http://www.337.vsb.cz/materialy/Podesva_kmitani.pdf.
- [7] MOAVENI, Saeed. *Finite element analysis: theory and application with ANSYS*. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, c1999, xv, 527 p. ISBN 0137850980.
- [8] SOUČEK, Pavel. *Elektrohydraulické servomechanismy*. 2. přeprac. Vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1990, 158 s.
- [9] BILOŠOVÁ, Alena. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: „Část modální zkoušky“*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2012, Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2758-2.pdf>.
- [10] BILOŠOVÁ, Alena. *Experimentální modální analýza*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Dostupné z:
- [11] TŮMA, Jiří. *Experimentální modální analýza, Diagnostika*. Dostupné z: http://www.kme.zcu.cz/jkana/soubory/Tuma_Modalni_analyza_mereni.pdf.
- [12] MATUŠŮ, Radek a DOSTÁL Petr. *Stavová algebraická teorie řízení*. Zlín: Universita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta informatiky, 2010, ISBN 978-80-7318-991-4. Dostupné z: www.utb.cz/file/15548_1_1/
- [13] iTutorial [online]. Plíšková Renata [22.4.2015] Dostupné z: <http://www.itutorial.cz/systemove/slovník/ofset.html>.
- [14] Sítotisk. In: UAX [online]. © 2015 UAX! All rights reserved. [22.4.2015] Dostupné z: <http://www.uax.cz/cs/uax/jak-se-tiskne-potisk/>



- [15] Střední škola polygrafická Praha. *Všeobecná polygrafie pro 2. ročník*. [22.4.2015]. Dostupné z: <http://www.sspp.cz/VSP/vsp.pdf>
- [16] RŮŽIČKA Miroslav In: *Novinky v technologii flexotisku* [online]. PANFLEX, 2003 [22.4.2015]. Dostupné z: http://www.packaging-cz.cz/printernet/Packaging/PAC022003/PDF/packa_02_bk08.pdf
- [17] THOMA, Patrik: *Vodou vymyvatelné flexotiskové štočky* [online]. Svět tisku, 2004 [22.4.2015]. Dostupné z: http://www.svettisku.cz/buxus/generate_page.php?page_id=3325&buxus_svettisku=bf1fa9734e153edb176451801d2ffb82
- [18] THOMA, Patrik: *Flexotisk* [online]. Svět tisku, 3/2005 [22.4.2015]. Dostupné z: http://www.svettisku.cz/buxus/generate_page.php?page_id=1960
- [19] THOMA, Patrik: *Barvy pro flexotisk* [online]. Svět tisku, 3/2005 [22.4.2015]. Dostupné z: http://www.svettisku.cz/buxus/generate_page.php?page_id=3476
- [20] DOLEŽAL, Ivan: *Nové flexotiskové sleevey* [online]. Svět tisku, 2004 [22.4.2015]. Dostupné z: http://www.svettisku.cz/buxus/generate_page.php?page_id=4367
- [21] DUDEK, Jan. *Techniky tisku* [online]. LN180. Dostupné z: <http://wiki.vavricek.cz/images/d/d7/ELP-prez-dud138-tisk.pdf>
- [22] SOMA engineering [online]. SOMA spol s.r.o. [22.4.2015]. Dostupné z: <http://www.soma-eng.com/cs/>
- [23] Sandia National Laboratory. *A Solid Shell Element* [online]. University of Colorado Boulder. [22.4.2015] Dostupné z: <http://www.colorado.edu/engineering/CAS/courses.d/AFEM.d/AFEM.Ch32.d/AFEM.Ch32.pdf>

Seznam obrázků

obr. 1 Tisk z výšky (nahore), tisk z hloubky (dole) [21]	13
obr. 2 Princip sítotisku [14].....	14
obr. 3 Rozdělení technologií tisku [13]	15
obr. 4 Schéma ofsetu [13].....	16
obr. 5 Schéma flexotisku:.....	18
obr. 6 Raklová komara – SOMA engineering	18
obr. 7 Mikroskopické zvětšení jamek rastrového válce.....	19
obr. 8 Tvar jamek	20
obr. 9 Výměna sleeveu SOMA [22]	20
obr. 10 Blue One sleeves vyvinuté společností Ligum [20]	21
obr. 11 Štoček flexotisku JET UVW [17]	21
obr. 12 Fotochemické zhotovení tiskové formy [15].....	23
obr. 13 Princip CTP a CDI metody [16]	23
obr. 14 Zásobník barev- cirkulace [22]	24
obr. 15 Mikroskopické zvětšení místa obrázku	25
obr. 16 Schéma archového flexotiskového stroje	26
obr. 17 Princip termostatování centrálního válce [1, str. 107].....	26
obr. 18 Kotoučová koncepce flexotiskových strojů:	27
obr. 19 Systém FASTBLADE, výměna nožů raklové komory	27
obr. 20 Flexotiskové stroje společnosti SOMA engineering [22]	28
obr. 21 Schéma řešení flexotiskového stroje SOMA engineering [1, str. 108].....	29
obr. 22 Flexotiskové stroje konkurence	30
obr. 23 Raklová komora NOVA XLS, vlevo s bočním těsněním, vpravo v řezu	31
obr. 24 Raklová komora Harris & Bruno.....	32
obr. 25 Raklová komora z uhlíkových vláken firmy BOBST	32
obr. 26 Znázornění situace, kdy dochází k tzv. „propadu tiskové formy“	34
obr. 27 Polohování a uložení raklové komory ve stroji.....	35
obr. 28 Vzor špatného tisku	36
obr. 29 Frekvence vyskytujících se pruhů	37
obr. 30 Spojité spektrum buzení	38
obr. 31 Vliv změny jednotlivých parametrů dynamického systému	41
obr. 32 Experimentální modální analýza [11, str.13].....	42
obr. 33 Buzení modálním kladívkem [11, str. 18].....	43
obr. 34 Buzení budičem [11, str. 18].....	43
obr. 35 Výpočtový model netlumené 2-hmotové soustavy [6, str.117].....	44
obr. 36 Modální rozklad systému se dvěma stupni volnosti	48
obr. 37 Výpočtový model tlumené 2-hmotové soustavy	48
obr. 38 Výsledná frekvenční přenosové funkce modálního modelu [3, str. 107].....	51
obr. 39 Periodický a neperiodický signál	55
obr. 40 Vynucené kmitání netlumené soustavy s MDoF [6, str. 135].....	55

obr. 41 Pilový průběh složen ze sinusových průběhů [6, str. 50].....	56
obr. 42 Skoková změna silového účinku [6].....	57
obr. 43 Přechodová charakteristika netlumeného systému [6, str. 54].....	58
obr. 44 Přechodová charakteristika tlumeného systému [6, str.54].....	58
obr. 45 Zhodnocení přechodové charakteristiky [4]	59
obr. 46 Raklová komora a její uložení na stroji PREMIA	61
obr. 47 Připravený model raklové komory varianty V0 pro modální analýzu	62
obr. 48 Síť raklové komory.....	63
obr. 49 Regulační šroub - čep	64
obr. 50 Model pro výpočet tuhosti pneumotoru.....	66
obr. 51 Drátový model konstrukce a 2 tvary kmitu z měření stroje OPTIMA	66
obr. 52 Spektra signálu z bodu č.16, rezonanční pásmo 74 Hz	66
obr. 53 Zatížení lineárního vedení.....	67
obr. 54 Vlastní tvary kmitu varianty V0 – tzv. módy	69
obr. 55 Frekvenční přenosové funkce všech nodů ve směru x	70
obr. 56 Statická analýza.....	71
obr. 57 Frekvenční přenosové funkce všech nodů ve směru y	71
obr. 58 Odezva na jednotkový skok síly nodu N1,N2 a N3 ve směru x	72
obr. 59 Přechodová charakteristika nodu N1 ve směru x.....	73
obr. 60 Připravený model varianty V1	74
obr. 61 Raklová komora v provedení SOMA s novou odlehčenou verzí.....	74
obr. 62 Síť varianty V1	75
obr. 63 Srovnání FRF varianty V0 a V1 nodu N1	76
obr. 64 Přechodová charakteristika varianty V1.....	76
obr. 65 Průřez příčnicku	77
obr. 66 Varianta V2 – náhrada příčnicku	77
obr. 67 Porovnání FRF varianty V0 a V2	78
obr. 68 Přechodová charakteristika nodu N2 varianty V2.....	78
obr. 69 Vlevo – připravený model s hmotnými body, vpravo – vytvořená síť.....	80
obr. 70 Koncepce varianty V3 s rotačním pneumatickým pohonem	80
obr. 71 Varianta V3B.....	81
obr. 72 Varianta V3 D – vetknutá pístitnice.....	82
obr. 73 Srovnání FRF nodu N1 všech variant V3	83
obr. 74 Přechodové charakteristiky variant V3.....	83
obr. 75 Porovnání FRF variant pohonu s původní variantou V0	84
obr. 76 Vlatní tvary kmitu varinat V3A a V3C	85
obr. 77 Optimální předepnutí	86
obr. 78 Výpočet přítláčné síly F_p	86
obr. 79 Celková přítláčná síla	88
obr. 80 FRF varianty V0 a V1 v nodech N1, N2 a N3.....	89
obr. 81 Ukotvení bočních desek.....	89



obr. 82 FRF variant V0 a V5 nodu N1	90
obr. 83 Frekvenční přenosové funkce nodu N1 všech variant	91
obr. 84 Přejchodové charakteristiky všech variant.....	92
obr. 85 Výsledné provedení.....	93
obr. 86 Nová odlehčená raklová komora	94
obr. 87 Upínání raklové komory	95
obr. 88 Upínání nožů pomocí nasouvacích lišt (A)	96
obr. 89 Upínání prostřednictvím klínových ploch (B)	96
obr. 90 Původní upínání pomocí excentru	96
obr. 91 Nosník.....	97
obr. 92 Přívod a odtok barvy.....	97
obr. 93 Závislost tuhosti lineárního hydromotoru na jeho zdvihu.....	99
obr. 94 Přibližné hydraulické schéma adaptabilního přitlaku.....	100
obr. 95 Strukturální model výsledného řešení.....	101
obr. 96 Síť výsledného řešení.....	101
obr. 97 Vlastní tvary kmitu výsledného řešení.....	103
obr. 98 FRF ve směru x výsledného řešení	104
obr. 99 FRF ve směru y výsledného řešení	105
obr. 100 Odezva na skok síly ve směru x	105
obr. 101 Odezva na skok síly nodu N1	106
obr. 102 Porovnání FRF nodu N1 původní a výsledné varianty.....	106
obr. 103 Porovnání přechodové charakteristiky původní a výsledné varianty	107



Seznam tabulek

tab. 1 Porovnání flexotiskových strojů SOMA engineering	29
tab. 2 Flexotiskové stroje konkurence	31
tab. 3 Budící frekvence v závislosti na obvodu formového válce	37
tab. 4 Srovnání varianty V0 a V1	76
tab. 5 Srovnání varianty V0 a V2	78
tab. 6 Srovnání variant V3	83
tab. 7 Srovnání varianty V0 s nejlepšími variantami V3	84
tab. 8 Hledané deformace y pro mezní hodnoty přitlaku	87
tab. 9 Výsledky iterace hledané přitlačné síly	87
tab. 10 Srovnání varianty V0 a V4	89
tab. 11 Srovnání varianty V0 a V5	90
tab. 12 Shrnutí dosažených výsledků	92
tab. 13 Potřebné momenty v závislosti na stoupání šroubu	98
tab. 14 Porovnání výsledného řešení s původní variantou V0	107



Seznam příloh

Elektronické přílohy na CD:

- Soubor modální analýzy z ANSYSu
- Příloha obrázků a grafů z modální a harmonické analýzy
- Model 3D sestavy výsledného řešení ve formátu .stp
- Katalog rotačních pneumotorů firmy DEPRAG
- Katalog lineárního vedení HGH 20, HGR 20
- Katalog lineárního vedení Schneeberger BM
- Návrh raklové komory flexotiskového stroje v .pdf