

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

# **DISERTAČNÍ PRÁCE**

2021

Ing. Milan TANČIN

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: P2031 Strojní inženýrství

Studijní obor: Stavba strojů a zařízení

**DISERTAČNÍ PRÁCE**

Sendvičové konstrukce ve stavbě obráběcích strojů

Autor:

**Ing. Milan TANČIN**

Školitel:

**prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**

Akademický rok 2020/2021

## **PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě písemnou práci k obhajobě disertační práce, zpracovanou na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci na téma:

*Sendvičové konstrukce ve stavbě obráběcích strojů*

vypracoval samostatně, pod odborným dohledem školitele a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne: .....

.....

Podpis autora

## **PODĚKOVÁNÍ**

Především děkuji vedoucí mé práce prof. Lašové za vstřícný a odborný přístup k vedení mé práce, Ing. Viktoru Kulíškovi z ČVUT v Praze za poskytnutí dat, rad a tipů, kolegům z kateder konstruování strojů a mechaniky za cenné rady při sestavování výpočtových modelů a samozřejmě rodině, přítelkyni i blízkým, kteří mě při práci podporovali.

## ANOTACE

<b>AUTOR</b>	Příjmení (včetně titulů) Tančín, Ing.	Jméno Milan
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	Stavba strojů a zařízení	
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Lašová, prof., Ing., Ph.D.	Jméno Václava
<b>PRACOVÍŠTĚ VEDOUcíHO</b>	KKS	
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>disertační</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Sendvičové konstrukce ve stavbě obráběcích strojů	

Fakulta: Strojní  
Katedra: Stavba strojů a zařízení  
Rok odevzdání: 2021

### Počet stránek (A4 a ekvivalentů A4)

<b>Celkem</b>	104	<b>Textová část</b>	104	<b>Grafická část</b>	0
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Práce se zaměřuje zejména na pochopení problematiky sendvičových materiálů, možnosti jejich testování a použití pro konstrukci obráběcích strojů. Práce má za cíl přínos v oblasti použití těchto materiálů jako náhrady za konvenční při konkrétní aplikaci do obráběcího stroje a zmapování kritických oblastí při jejich použití.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	sendvičové materiály, modální analýza, obráběcí stroj, smykadlo

## SUMMARY

<b>AUTHOR</b>	Surname (including of Degrees) Tančín, Ing.	Name Milan
<b>FIELD OF STUDY</b>	Design of Machines and Equipment	
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (including of Degrees) Lašová, prof., Ing., Ph.D.	Name Václava
<b>INSTITUTION</b>	KKS	
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>dissertation</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Sandwich composite constructions used in the design of machine tools	

Faculty: Mechanical Engineering  
Department: Design of Machines and Equipment  
Submitted in: 2021

### Number of pages (A4 and eq. A4)

<b>Totally</b>	104	<b>Text part</b>	104	<b>Graphical part</b>	0
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This work relates to understand problematics of sandwich materials, opportunities for their testing and using for design of machining machines. The main goal of this work is a benefit in area of using these materials as substitute instead of conventional materials for concrete using in machining machine. Work also maps critical areas for their using.
<b>KEY WORDS</b>	Sandwich materials, modal analysis, machine-tool, ram

## Obsah

Seznam zkratk	11
Glosář	12
1 Úvod	13
2 Cíle disertační práce	14
3 Současný stav poznání zkoumané problematiky	15
3.1 Obecně	15
3.2 Základní rovnice sendvičové desky	15
3.3 Konstitutivní vztahy	19
3.4 Testy sendvičových materiálů	22
3.4.1 Tahová zkouška	22
3.4.2 Tlaková zkouška	22
3.4.3 Tříbodový ohyb	23
3.4.4 Cyklické zatěžování	24
3.4.5 Peel test	24
4 Výzkumný záměr	25
4.1 Vymezení řešené oblasti	25
4.2 Výzkumné otázky a hypotézy	25
4.3 Výsledky z pilotáže, předvýzkumu	26
4.3.1 Simulace sendvičového materiálu a ověření výsledků s experimentem – skladba 1	26
4.3.2 Simulace sendvičového materiálu a ověření výsledků s experimentem – skladba 2	36
4.3.3 Závěr	39
5 Implementace sendviče do konstrukce	40
5.1 Smykadlo – řešený díl	40
5.1.1 Výběr alternativního materiálu	42
5.1.2 Hliníková pěna	43
5.2 Simulace stávajícího smykadla	46
5.2.1 Sestavení výpočtového modelu	46
5.2.2 Výsledky – stávající smykadlo	50
5.2.3 Výsledky – stávající smykadlo – shrnutí	54
5.3 Nově navržené řešení – V1	54
5.3.1 Sestavení výpočtového modelu nově navrženého řešení	56
5.3.2 Výsledky – V1	59

---

5.3.3	Výsledky V1 – shrnutí.....	63
5.4	Nově navržené řešení – V2.1 a V2.2.....	63
5.4.1	Sestavení výpočtového modelu V2.1 a V2.2.....	65
5.4.2	Výsledky – V2.1 a V2.2 .....	67
5.4.3	Výsledky V2.1 a V2.2 - shrnutí .....	73
5.5	Nově navržené řešení – V3, V4, V5 .....	74
5.5.1	Sestavení výpočtového modelu V3, V4, V5 .....	76
5.5.2	Výsledky V3, V4, V5.....	77
5.5.3	Výsledky – V3, V4, V5 – shrnutí .....	84
5.6	Ekonomický aspekt.....	86
5.6.1	Cena konvenčního smykadla.....	86
5.6.2	Cena nově navrženého smykadla (V2.1).....	86
5.6.3	Cena ostatních variant (V1, V2.2, V3, V4, V5).....	89
5.6.4	Hodnocení cenových hladin.....	90
6	Výběr nejvhodnější varianty .....	91
6.1	Výběr nejvhodnější varianty pomocí vyhodnocení výsledků.....	91
6.2	Výběr nejvhodnější varianty pomocí bodového hodnocení .....	92
7	Návrh metodiky konstrukce podobných dílců.....	94
7.1	Vývojový diagram .....	96
8	Vyhodnocení výsledků DP .....	98
9	Směrování dalších kroků zkoumané oblasti .....	100
	Citovaná literatura .....	101
	Publikační činnost doktoranda.....	103
	Příloha 1 .....	i



## Seznam obrázků

Obr. 1 Příklad sendvičového materiálu; vlevo: pěnové jádro, vpravo: voštinové jádro [14]	15
Obr. 2 Deformace sendvičové desky [1]	16
Obr. 3 Tahová zkouška – test vnějších potahů [2]	22
Obr. 4 Tlaková zkouška – vzorky [2]	22
Obr. 5 Možné vady při testu sendvičového materiálu tlakovou zkouškou [3]	23
Obr. 6 Zkouška tříbodovým ohybem [2]	23
Obr. 7 Možné vady při testu sendvičového materiálu tříbodovým ohybem [4]	23
Obr. 8 Climbing Drum Peel Test for Adhesives – princip [19]	24
Obr. 9 Potah a pryskyřice – ilustrační obrázek	26
Obr. 10 Zkušební vzorky [2]	27
Obr. 11 Zkušební vzorky během zkoušky tahem [2]	27
Obr. 12 Model zkušební vzorku	27
Obr. 13 Nasíťovaný model	28
Obr. 14 Nasíťovaný model – definice fixace a zatěžovací oblasti	29
Obr. 15 Nastavení prodloužení v čase	29
Obr. 17 Výsledky – nahoře: natočení vláken 0°, dole: natočení vláken 90°	30
Obr. 16 Výsledky - natočení vláken 90°	30
Obr. 18 Výsledky – natočení vláken 45°	31
Obr. 19 Zkušební sendvičový vzorek během testu [2]	32
Obr. 20 3D model sendvičového materiálu vč. zatěžujícího válce a podpěrných válců ...	32
Obr. 21 Materiálové vlastnosti vnějších potahů	33
Obr. 22 Materiálové vlastnosti jádra	34
Obr. 23 Nasíťovaný model s nedefinovanými kontakty, constrainy a definicí prodloužení na čase	34
Obr. 24 Nastavení prodloužení v čase	35
Obr. 25 Výsledky - 3- bodový ohyb	35
Obr. 26 Vzorek sendvičového materiálu	36
Obr. 27 Sendvičový vzorek – výpočtový model – modální analýza	37
Obr. 28 Sendvičový vzorek – výpočtový model – statická analýza – tříbodový ohyb	38
Obr. 29 Celková sestava stroje vč. osového systému	41
Obr. 30 vlevo: řešený díl, vpravo: boční pohled na smykadlo – zamýšlená oblast implementace (červeně)	41
Obr. 31 Struktura lidské kosti [15]	43
Obr. 32 LKR Ranshofen – vyplňování odlišků hliníkovou pěnou METCOMB [16]	44
Obr. 33 Sendvičový materiál sestávající se z ocelových plechů a hliníkové pěny jako jádra [10]	45
Obr. 34 Upravený 3D model smykadla	46
Obr. 35 Nasíťovaný 3D model smykadla – vlevo: model pro modální analýzu nefixovaného tělesa, vpravo: model pro modální analýzu fixovaného tělesa v maximálním vyložení jako základ pro harmonickou analýzu	46
Obr. 36 Nasíťovaný upravený 3D model smykadla	47
Obr. 37 Uvažované zátěžné stavy – stávající smykadlo	48
Obr. 38 Výsledky – stávající smykadlo – modální analýza – tvary kmitů – vlevo: tvary kmitů volného tělesa, vpravo: tvary kmitů, fixace v maximálním vyložení	50

---

Obr. 39 Výsledky – stávající smykadlo – statická analýza – deformace.....	51
Obr. 40 Schéma stávajícího řešení a nově navrženého řešení včetně posloupnosti sestavení.....	55
Obr. 41 Skladba vrstev sendviče .....	55
Obr. 42 Porovnání stávajícího a nově navrženého řešení.....	56
Obr. 43 Uvažované zátěžné stavy – nově navržené řešení.....	57
Obr. 44 Nasítovaný model smykadla (V1).....	58
Obr. 45 Výsledky – nově navržené smykadlo (V1) – modální analýza – tvary kmitů .....	59
Obr. 46 Materiálové hodnoty pro jádro a vnější potahy použité u nově navrženého smykadla (V2.1 a V2.2) [18].....	65
Obr. 47 Porovnání řešení a tloušťek sendvičového panelu (V1 x V2).....	66
Obr. 48 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.2) – modální analýza – tvary kmitů; vlevo: volné těleso; vpravo: maximálně vyložené těleso.....	68
Obr. 49 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1) – modální analýza – tvary kmitů; vlevo: volné těleso; vpravo: maximálně vyložené těleso.....	68
Obr. 50 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1) – statická analýza – deformace .....	69
Obr. 51 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.2) – statická analýza – deformace .....	69
Obr. 52 Nově navržené smykadlo; zleva: V3, V4, V5 .....	74
Obr. 53 Skladba vrstev sendviče – varianta V3, V4, V5.....	75
Obr. 54 Nově navržené smykadlo – porovnání tvarů sendviče; zleva: V3, V4, V5 .....	76
Obr. 55 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3) – modální analýza – tvary kmitů; vlevo volné těleso; vpravo – maximálně vyložené těleso .....	78
Obr. 56 Výsledky – nově navržené smykadlo (V4) – modální analýza – tvary kmitů; vlevo volné těleso; vpravo – maximálně vyložené těleso .....	78
Obr. 57 Výsledky – nově navržené smykadlo (V5) – modální analýza – tvary kmitů; vlevo volné těleso; vpravo – maximálně vyložené těleso .....	78
Obr. 58 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3) – statická analýza – deformace .....	79
Obr. 59 Výsledky – nově navržené smykadlo (V4) – statická analýza – deformace .....	80
Obr. 60 Výsledky – nově navržené smykadlo (V5) – statická analýza – deformace .....	80
Obr. 61 Část smykadla porovnávána z pohledu ekonomického aspektu .....	86

## Seznam tabulek

Tab. 1 Materiálové parametry .....	28
Tab. 2 Rozměry sendvičového vzorku [7] .....	37
Tab. 3 Materiálové parametry jádra a vnějších potahů sendviče [7] .....	37
Tab. 4 Výsledky – modální analýza.....	38
Tab. 5 Sendvičový vzorek – výsledky – tvary kmitů .....	38
Tab. 6 Výsledky – tříbodový ohyb .....	39
Tab. 7 Porovnání hustoty a modulu pružnosti vybraných materiálů [17] .....	43
Tab. 8 Porovnání tuhosti vybraných materiálů při minimální hmotnosti [17] .....	43
Tab. 9 Materiálové hodnoty pro materiál použitý u stávajícího smykadla.....	49
Tab. 10 Harmonická analýza – okrajové podmínky .....	49
Tab. 11 Výsledky – stávající smykadlo – modální analýza .....	50
Tab. 12 Výsledky – stávající smykadlo – statická analýza – deformace.....	51
Tab. 13 Výsledky – stávající smykadlo – tuhost .....	52
Tab. 14 Výsledky – stávající smykadlo – ztráta stability .....	52
Tab. 15 Hmotnost stávajícího smykadla .....	52
Tab. 16 Poměrný útlum – stávající varianta.....	54
Tab. 17 Rozměry navrženého sendviče.....	55
Tab. 18 Materiálové hodnoty pro materiál použitý u nově navrženého smykadla – jádro a vnější potahy [18] .....	56
Tab. 19 Výsledky – nově navržené smykadlo (V1) - modální analýza.....	59
Tab. 20 Výsledky – nově navržené smykadlo – statická analýza – deformace .....	60
Tab. 21 Výsledky – nově navržené smykadlo – tuhost .....	60
Tab. 22 Výsledky – nově navržené smykadlo – ztráta stability.....	61
Tab. 23 Výsledky – nově navržené smykadlo – hmotnost .....	61
Tab. 24 Výsledky V1 – Poměrný útlum .....	63
Tab. 25 Rozměry nově navrženého sendviče (V1 x V2.1 / V2.2).....	65
Tab. 26 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1 a V2.2) – modální analýza .....	67
Tab. 27 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1 a V2.2) – statická analýza – deformace .....	69
Tab. 28 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1 a V2.2) – tuhost.....	70
Tab. 29 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1 a V2.2) – ztráta stability .....	70
Tab. 30 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1 a V2.2) - srovnání hmotností .....	70
Tab. 31 Výsledky V2.1 a V2.2 - Poměrný útlum .....	72
Tab. 32 Rozměry navrženého sendviče – varianty V3, V4, V5 .....	75
Tab. 33 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3, V4, V5) – modální analýza.....	77
Tab. 34 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3, V4, V5) – statická analýza – deformace .....	79
Tab. 35 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3, V4, V5) – tuhost .....	80
Tab. 36 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3, V4, V5) – ztráta stability.....	81
Tab. 37 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3, V4, V5) - srovnání hmotností .....	81
Tab. 38 Výsledky V3, V4 a V5 – poměrný útlum .....	84
Tab. 39 Cenová rozvaha – konvenční smykadlo .....	86
Tab. 40 Výchozí skladba sendvičového segmentu – Segment 1 .....	87
Tab. 41 Výchozí skladba sendvičového segmentu – Segment 2 .....	88
Tab. 42 Cenová rozvaha – Varianta V2.1 .....	88

---

Tab. 43 Informativní cenová rozvaha – Varianta V2.1 – metoda lepení .....	88
Tab. 44 Cenová rozvaha – Varianta V1 .....	89
Tab. 45 Cenová rozvaha – Varianta V2.2 .....	89
Tab. 46 Cenová rozvaha – Varianta V3 .....	89
Tab. 47 Cenová rozvaha – Varianta V4 .....	90
Tab. 48 Cenová rozvaha – Varianta V5 .....	90
Tab. 49 Cenová rozvaha – Porovnání jednotlivých variant.....	90
Tab. 50 Výběr nejvhodnější varianty podle zadaných kritérií.....	93
Tab. 51 Vývojový diagram – Návrh metodiky dílců s implementací sendvičových materiálů .....	97

## Seznam zkratk

- V1** Nově navržené řešení využívající sendvič (ocel – hliníková pěna – ocel) ve tvaru půlkruhu
- V2.1** Nově navržené řešení využívající sendvič (ocel – hliníková pěna – ocel) ve tvaru půlkruhu se zvětšenou tloušťkou oproti V1
- V2.2** Nově navržené řešení využívající sendvič (hliník – hliníková pěna – hliník) ve tvaru půlkruhu se zvětšenou tloušťkou oproti V1
- V3** Nově navržené řešení využívající sendvič (ocel – hliníková pěna – ocel) ve tvaru půlkruhu s horizontálními prolisy se zvětšenou tloušťkou oproti V1
- V4** Nově navržené řešení využívající sendvič (ocel – hliníková pěna – ocel) ve tvaru respektujícím stávající řešení se zvětšenou tloušťkou oproti V1
- V5** Nově navržené řešení využívající sendvič (ocel – hliníková pěna – ocel) ve tvaru půlkruhu s vertikálními prolisy se zvětšenou tloušťkou oproti V1

## Glosář

<b>Sendvič</b>	Materiál skládající se z jádra a vnějších potahů. Má velmi dobrou ohybovou tuhost v poměru ke své váze
<b>Jádro</b>	Slouží především k zachycování smykových sil a k přenosu sil mezi oběma deskami. Stabilizuje vnější desky proti vybočení
<b>Potah</b>	Zachycuje především tahové a tlakové síly
<b>Izotropický materiál</b>	Materiál, mající ve všech směrech stejné mechanické vlastnosti
<b>Ortotropický materiál</b>	Materiál, mající v různých směrech různé mechanické vlastnosti
<b>Horní gantr</b>	Portálové obráběcí centrum
<b>Smykadlo</b>	Dílec obráběcího stroje spojující jeho další funkční dílce (obráběcí hlava a saně)

## 1 Úvod

Téma sendvičových materiálů je aktuální, protože se v některých oborech stále jedná o poměrně nekonvenční materiál. Existují aplikace, kde se pro své vlastnosti tyto materiály hodí a jsou přínosem ať už pro dílčí konstrukční uzel, nebo pro celou konstrukci. Tyto materiály mají vzhledem ke svému složení odlišné charakteristiky než konvenční izotropní materiály a je nutno k nim při jejich použití v sestavě budoucího dílce přistupovat odlišným způsobem než při konstrukci dílce z konvenčních materiálů, jejichž vlastnosti dokáže konstruktér mnohem snadněji predikovat.

Hlavními úkoly disertační práce bude zmapování problematiky sendvičových materiálů a možnosti jejich použití. Pro představu o těchto materiálech a jejich chování bude vhodné zjistit a vyzkoušet také metody testování, zjištění základních principů při sestavování jejich výpočtových modelů a porovnávání s reálnými simulacemi, případně zjištění úskalí při jejich tvorbě.

Po provedení úvodního výzkumu budou ověřené výpočtové postupy aplikovány na konkrétní složitější objekt – smykadlo obráběcího stroje, kde se využije zkušeností získaných při simulacích jednodušších vzorků a poslouží při dalším analyzování a řešení problémů při návrzích složitějších sendvičových konstrukcí.

Po splnění těchto úvodních kroků bude následovat navržení obecné metodiky pro výpočtové simulace mechanického chování sendvičových dílů strojů, pomocí které by bylo možné předběžně vyhodnotit přínosy aplikace sendviče do konstrukce. Metodika bude uplatněna při návrhu konkrétního tělesa. Poté bude určen další možný směr vývoje výzkumu, který by vhodně doplnil již zmapované poznatky.

## 2 Cíle disertační práce

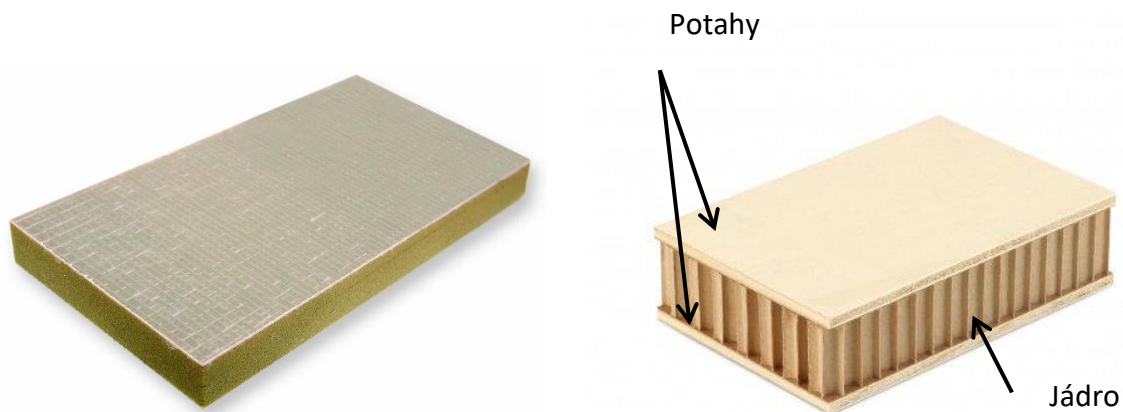
1. Zmapování problematiky sendvičových materiálů
2. Testy sendvičových materiálů
3. Výpočty jednodušších vzorků sendvičových materiálů a porovnání s experimenty
4. Testy a výpočty složitější konstrukce – smykadlo obráběcího stroje
5. Metodika návrhu konstrukcí s využitím sendvičových struktur



### 3 Současný stav poznání zkoumané problematiky

#### 3.1 Obecně

Sendvičový materiál je materiál, který se skládá z jádra (výplně), která může být například voštinová nebo pěnová, a z potahů (desek), které jsou z obou stran jádra. Jak jádra, tak potahy mají své specifické funkce. Lehké jádro slouží především k zachycování smykových sil a k přenosu sil mezi oběma deskami a také stabilizuje vnější desky proti vybočení. Jádro má několikanásobně větší tloušťku, než desky a výsledný materiál má dobrou ohybovou tuhost v poměru ke své váze. Vyrábí se různými metodami kvůli různým druhům jader a vnějším potahům.



Obr. 1 Příklad sendvičového materiálu; vlevo: pěnové jádro, vpravo: voštinové jádro [14]

#### 3.2 Základní rovnice sendvičové desky

Pro stanovení těchto základních rovnic je třeba mít na paměti tyto předpoklady [1]:

- Malé deformace a platnost Hookeova zákona
- Tloušťka potahů mnohem menší než tloušťka jádra  $h \gg h_1, h_2$
- Lineární změna posunu jádra  $u_c$  ve směru  $x$  a  $v_c$  ve směru  $y$  po tloušťce
- Konstantní posun potahů  $u$  a  $v$  po celé jejich tloušťce
- Je možné uvažovat, že  $\varepsilon_{zz}=0$ , protože příčné posunutí  $w$  je nezávislé na souřadnici  $z$
- $\sigma_{xx}^c = \sigma_{yy}^c = \sigma_{xy}^c = \sigma_{zz}^c = 0$  z důvodu, že jádro přenáší pouze příčná smyková napětí  $\sigma_{yz}^c$  a  $\sigma_{zx}^c$
- Kvůli malé tloušťce potahů je možné zanedbat příčná smyková napětí a normálové napětí ve směru  $z$ . Platí tedy  $\sigma_{yz} = \sigma_{zx} = \sigma_{zz} = 0$

Pole posuvů jádra můžeme uvést vztahy

$$\begin{aligned}u_c &= u_0 - z\psi_x \\v_c &= v_0 - z\psi_y\end{aligned}\tag{3.1}$$

Přičemž  $u_0$  a  $v_0$  jsou posuny ve směru  $x$  a  $y$  střední roviny ( $z=0$ ).

Posunutí dolního potahu

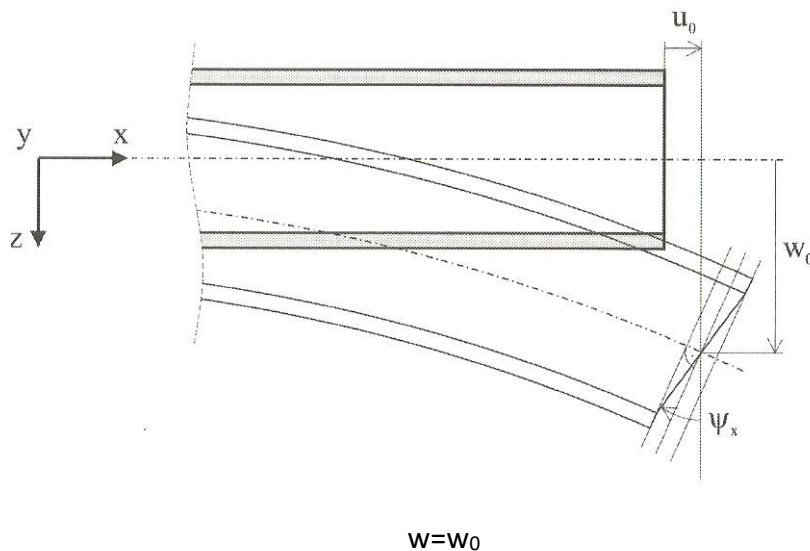
$$\begin{aligned}u_1 &= u_0 - \frac{h}{2} \psi_x \\v_1 &= v_0 - \frac{h}{2} \psi_y\end{aligned}\quad (3.2)$$

Posunutí horního potahu

$$\begin{aligned}u_2 &= u_0 + \frac{h}{2} \psi_x \\v_2 &= v_0 + \frac{h}{2} \psi_y\end{aligned}\quad (3.3)$$

Pro celý sendvič platí

$$(3.4)$$



Obr. 2 Deformace sendvičové desky [1]

Z výše uvedených rovnic je zřejmé, že teorie sendvičových desek je založena na určení pěti funkcí  $u_0$ ,  $v_0$ ,  $w_0$ ,  $\psi_x$ ,  $\psi_y$ . Pokud jsou tyto funkce známy, je možné stanovit pole deformací a následně pole napětí.

Pole deformací je třeba stanovit pro všechny části sendviče zvlášť. Vztahy popisující pole deformací pro dolní potah mají tento tvar

$$\begin{aligned}\varepsilon_{xx}^1 &= \frac{du_1}{dx} = \frac{du_0}{dx} - \frac{h}{2} \frac{d\psi_x}{dx} \\ \varepsilon_{yy}^1 &= \frac{dv_1}{dy} = \frac{dv_0}{dy} - \frac{h}{2} \frac{d\psi_y}{dy} \\ \varepsilon_{zz}^1 &= 0 \\ \gamma_{xy}^1 &= \frac{du_1}{dy} = \frac{dv_1}{dx} = \frac{du_0}{dy} + \frac{dv_0}{dx} - \frac{h}{2} \left( \frac{d\psi_x}{dy} + \frac{d\psi_y}{dx} \right) \\ \gamma_{yz}^1 &= \frac{dw}{dy} = \frac{dv_1}{dz} = \frac{du_0}{dy} \\ \gamma_{zx}^1 &= \frac{dw}{dx} = \frac{du_1}{dz} = \frac{dw_0}{dx}\end{aligned}\tag{3.5}$$

Díky tomu, že je tloušťka potahu malá a lze předpokládat rovinnou napjatost, lze zanedbat příčné smykové deformace  $\gamma_{yz}^1$  a  $\gamma_{zx}^1$ . Pole deformací má následně tvar

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^1 \\ \varepsilon_{yy}^1 \\ \gamma_{xy}^1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{du_0}{dx} \\ \frac{dv_0}{dy} \\ \frac{du_0}{dy} + \frac{dv_0}{dx} \end{bmatrix} - \frac{h}{2} \cdot \begin{bmatrix} \frac{d\psi_x}{dx} \\ \frac{d\psi_y}{dy} \\ \frac{d\psi_x}{dy} + \frac{d\psi_y}{dx} \end{bmatrix}\tag{3.6}$$

Toto lze přepsat do tvaru

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^1 \\ \varepsilon_{yy}^1 \\ \gamma_{xy}^1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^\circ \\ \varepsilon_{yy}^\circ \\ \gamma_{xy}^\circ \end{bmatrix} - \frac{h}{2} \cdot \begin{bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix}\tag{3.7}$$

První vektor na pravé straně rovnice (3.7) reprezentuje pole deformací střední roviny ( $z=0$ ) a druhý vektor modifikované křivosti

Podobně lze odvodit vztah pro pole deformací horního potahu, který je ve tvaru

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^2 \\ \varepsilon_{yy}^2 \\ \gamma_{xy}^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^\circ \\ \varepsilon_{yy}^\circ \\ \gamma_{xy}^\circ \end{bmatrix} + \frac{h}{2} \cdot \begin{bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix}\tag{3.8}$$

K odvození pole deformací jádra lze využít rovnice (3.1)

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xx}^c &= \frac{du_c}{dx} = \frac{du_0}{dx} - z \frac{d\psi_x}{dx} \\ \varepsilon_{yy}^c &= \frac{dv_c}{dy} = \frac{dv_0}{dy} - z \frac{d\psi_y}{dy} \\ \varepsilon_{zz}^c &= \frac{dw_0}{dz} = 0 \\ \gamma_{xy}^c &= \frac{du_c}{dy} = \frac{dv_c}{dx} = \frac{du_0}{dy} + \frac{dv_0}{dx} - z \left( \frac{d\psi_x}{dy} + \frac{d\psi_y}{dx} \right) \\ \gamma_{yz}^c &= \frac{dw}{dy} + \frac{dv_c}{dz} = \frac{dw_0}{dy} - \psi_y \\ \gamma_{zx}^c &= \frac{dw}{dx} + \frac{du_c}{dz} = \frac{dw_0}{dx} - \psi_x \end{aligned} \quad (3.9)$$

Ze vztahů (3.9) je patrné, že je možné je rozdělit na 2 deformační pole a ta jsou

- Deformační pole střední roviny ( $z=0$ ) a ohybové deformační pole

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^c \\ \varepsilon_{yy}^c \\ \gamma_{xy}^c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^0 \\ \varepsilon_{yy}^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} - z \begin{bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

- Pole příčných smykových deformací

$$\gamma^c = \begin{bmatrix} \gamma_{yz}^c \\ \gamma_{zx}^c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{dw_0}{dy} - \psi_y \\ \frac{dw_0}{dx} - \psi_x \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Pokud je známé pole deformací sendviče, je možné zjistit jeho pole napětí. Znovu je nutno zahrnout pole napětí jádra a potahů odděleně. Napjatost jádra byla ve vztazích výše předpokládána s těmito okrajovými podmínkami

$$\sigma_{xx}^c = \sigma_{yy}^c = \sigma_{xy}^c = \sigma_{zz}^c = 0 \quad (3.12)$$

To znamená, že na jádru působí jen smyková napětí

$$\sigma_{yz}^c = \sigma_{zx}^c$$

Dále lze uvést

$$\begin{bmatrix} \sigma_{yz}^c \\ \sigma_{zx}^c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C'_{44} & C'_{45} \\ C'_{54} & C'_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \gamma_{yz}^c \\ \gamma_{zx}^c \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Koeficienty  $C'_{ij}^c$  je možné vyjádřit pomocí koeficientů  $C_{ij}^c$  níže

$$\begin{aligned}
 C'_{22} &= C_{11}\sin^4\theta + 2(C_{12} + 2C_{66})\sin^2\theta\cos^2\theta + C_{22}\cos^4\theta & (3.14) \\
 C'_{23} &= C'_{32} = C_{13}\sin^2\theta + C_{23}\cos^2\theta \\
 C'_{24} &= C'_{42} = 0, \quad C'_{25} = C'_{52} = 0 \\
 C'_{26} &= C'_{62} = (C_{11} - C_{12} - 2C_{66})\sin^3\theta\cos\theta + (C_{12} - C_{22} + 2C_{66})\sin\theta\cos^3\theta \\
 C'_{33} &= C'_{22}, \quad C'_{34} = C'_{43} = 0, \quad C'_{35} = C'_{53} = 0 \\
 C'_{36} &= C'_{63} = (C_{13} - C_{23})\sin\theta\cos\theta \\
 C'_{44} &= C_{44}\cos^2\theta + C_{55}\sin^2\theta \\
 C'_{45} &= C'_{54} = (C_{55} - C_{44})\sin\theta\cos\theta, \quad C'_{46} = C'_{64} = 0 \\
 C'_{55} &= C_{44}\sin^2\theta + C_{55}\cos^2\theta, \quad C'_{56} = C'_{65} = 0 \\
 C'_{66} &= [C_{11} + C_{22} - 2(C_{12} + C_{66})]\sin^2\theta + \cos^2\theta + C_{66}(\sin^4\theta + \cos^4\theta)
 \end{aligned}$$

Nyní lze dosadit (3.13) do (3.12)

$$\begin{aligned}
 C'_{44} &= C_{44}\cos^2\theta + C_{55}\sin^2\theta & (3.15) \\
 C'_{45} &= C'_{54} = (C_{55} - C_{44})\sin\theta\cos\theta \\
 C'_{55} &= C_{44}\sin^2\theta + C_{55}\cos^2\theta
 \end{aligned}$$

$\theta$  je úhel, který mezi sebou svírají hlavní osy anizotropie O ( $x_1, x_2, x_3$ ) s referenčním souřadným systémem O ( $x, y, z$ ) sendvičové desky.

Lze říci, že pro potahy platí, že v k-té vrstvě je

$$\sigma_{zz}^k = \sigma_{zx}^k = \sigma_{yz}^k = 0 \quad (3.16)$$

Zbývající složky napětí k-té vrstvy potahů jsou určeny vztahem

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx}^k \\ \sigma_{yy}^k \\ \sigma_{xy}^k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{16} \\ Q_{21} & Q_{22} & Q_{26} \\ Q_{61} & Q_{62} & Q_{66} \end{bmatrix}_k \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^1 \\ \varepsilon_{yy}^1 \\ \varepsilon_{xy}^1 \end{bmatrix}, \quad l=1,2 \quad (3.17)$$

### 3.3 Konstitutivní vztahy

Při stanovování těchto vztahů lze vycházet z výsledných sil a momentů, které působí na sendvič v příčném řezu

Výsledné síly v obou potazích

$$N = \begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \int_{-\frac{h}{2}}^{-\frac{h}{2}+h_1} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} dz + \int_{\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}+h_2} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} dz \quad (3.18)$$

Výsledné momenty v obou potazích

$$M = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \int_{-\frac{h}{2}}^{-\frac{h}{2}+h_1} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} z dz + \int_{\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}+h_2} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} z dz \quad (3.19)$$

Nyní je nutno pro laminátové potahy provést součet sil a momentů ve všech  $n$  vrstvách.

Výslednice vnějších sil  $Q_x, Q_y$ , které působí na jádro kolmo na rovinu  $xy$ , jsou definovány takto

$$\mathbf{Q}_c = \begin{bmatrix} Q_y \\ Q_x \end{bmatrix} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \begin{bmatrix} \sigma_{zx}^c \\ \sigma_{yz}^c \end{bmatrix} dz \quad (3.20)$$

Pokud dosadíme výrazy (3.12) až (3.16) do (3.17) až (3.19), získáme konstitutivní vztah

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \\ Q_y \\ Q_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} & 0 & 0 \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} & 0 & 0 \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} & 0 & 0 \\ C_{11} & C_{12} & C_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} & 0 & 0 \\ C_{16} & C_{26} & C_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & F_{44} & F_{45} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & F_{45} & F_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^0 \\ \varepsilon_{yy}^0 \\ \gamma_{xy}^0 \\ k_x \\ k_y \\ k_{xy} \\ \gamma_{yz}^c \\ \gamma_{zx}^c \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

přičemž

$$\begin{aligned} A_{ij} &= A_{ij}^1 + A_{ij}^2, \\ B_{ij} &= \frac{h}{2}(A_{ij}^2 - A_{ij}^1), \\ C_{ij} &= C_{ij}^1 + C_{ij}^2, \\ D_{ij} &= \frac{h}{2}(D_{ij}^2 - D_{ij}^1), \end{aligned} \quad (3.22)$$

Index 1 platí pro horní a index 2 pro dolní potah. Také platí

$$A_{ij}^1 = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} (Q_{ij})_k dz = \sum_{k=1}^{n_1} \int_{h_{k-1}}^{h_k} (Q_{ij})_k dz = \sum_{k=1}^{n_1} (Q_{ij})_k (h_k - h_{k-1}) \quad (3.23)$$

$$C_{ij}^1 = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z(Q_{ij})_k dz = \sum_{k=1}^{n_1} \int_{h_{k-1}}^{h_k} z(Q_{ij})_k dz = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{n_1} (Q_{ij})_k (h_k^2 - h_{k-1}^2) \quad (3.24)$$

$$A_{ij}^2 = \int_{\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}+h_1} (Q_{ij})_k dz = \sum_{k=1}^{n_2} \int_{h_{k-1}}^{h_k} (Q_{ij})_k dz = \sum_{k=1}^{n_2} (Q_{ij})_k (h_k - h_{k-1}) \quad (3.25)$$

$$C_{ij}^2 = \int_{\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}+h_1} z(Q_{ij})_k dz = \sum_{k=1}^{n_2} \int_{h_{k-1}}^{h_k} z(Q_{ij})_k dz = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{n_2} (Q_{ij})_k (h_k^2 - h_{k-1}^2) \quad (3.26)$$

$$F_{ij} = hC_{ij}^c \quad (3.27)$$

Kde  $n_1$  a  $n_2$  jsou počty vrstev, které se nachází v horním a dolním potahu,  $F_{ij}$  jsou prvky smykové matice tuhosti a  $C_{ij}^c$  smykové konstanty jádra

Vztah (3.20) lze přepsat do tvaru

$$\begin{bmatrix} N \\ M \\ Q_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B & 0 \\ C & D & 0 \\ 0 & 0 & F \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_m^0 \\ k \\ \gamma^c \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

$C_{ij}^c$  Obsahuje smykové parametry jádra.

Pokud by se řešila symetrická sendvičová deska, tak platí

$$A_{ij}^1 = A_{ij}^2 \text{ a } C_{ij}^1 = -C_{ij}^2 \quad (3.29)$$

$$A_{ij} = 2A_{ij}^2 \text{ a } D_{ij} = hC_{ij}^2$$

$$B_{ij} = 0 \text{ a } C_{ij} = 0 \quad (3.30)$$

$$F_{ij} = hG_{ij}^c$$

Přičemž  $G_{ij}^c$  jsou moduly pružnosti ve smyku jádra.

Pokud budeme uvažovat izotropní jádro, tak platí, že

$$F_{44} = F_{55} = hG_c \text{ a } F_{45} = 0 \quad (3.31)$$

Přičemž  $G_c$  je modul pružnosti jádra ve smyku.

### 3.4 Testy sendvičových materiálů

Testovat sendvičové materiály lze těmito hlavními způsoby, uvedenými níže:

- Tahová zkouška
- Tlaková zkouška
- Tříbodový ohyb
- Cyklické zatěžování
- Peel test

#### 3.4.1 Tahová zkouška

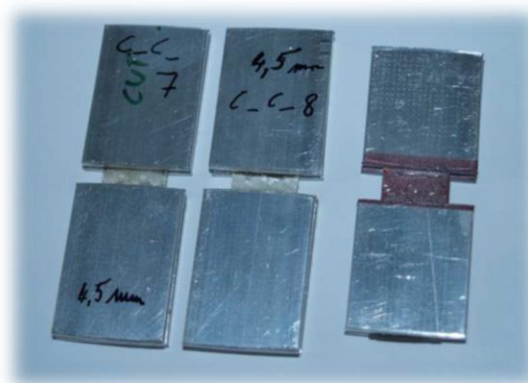
Při této zkoušce je vzorek zatěžován konstantně narůstající silou. Test trvá do té doby, než se objeví první poškození, nebo dokud se vzorek nepřetrhne. Mezi držáky je vymezena měřicí oblast a je žádoucí, aby se poškození projevilo právě v této oblasti. Pokud ne, tak je test neplatný. Na obrázku níže je zobrazen takový test pro vnější potahy.



Obr. 3 Tahová zkouška – test vnějších potahů [2]

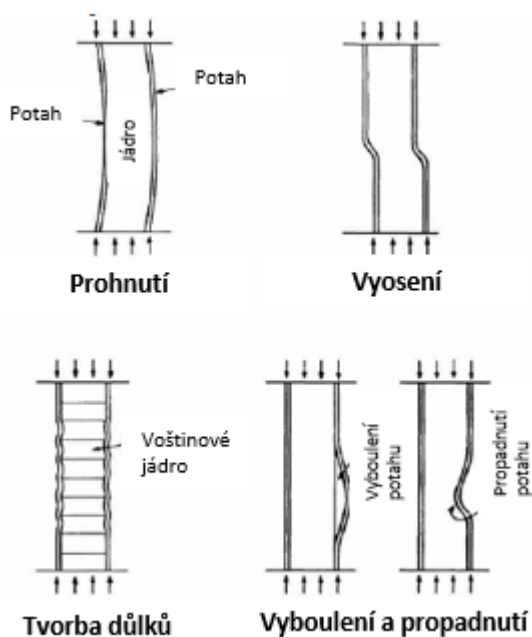
#### 3.4.2 Tlaková zkouška

Tato zkouška je velice podobná tahové zkoušce. Rozdíl je ve směru zatěžování. V některých případech mohou být příložky slepeny s testovaným materiálem z důvodu vyloučení případného vysmeknutí příložek během testu. Během testování sendvičových materiálů může dojít ke vzniku různých typů vad, jako například prohnutí, vyosení, tvorba důlků na vnějších potazích při použití voštinového jádra, či vyboulení nebo propadnutí vnějších potahů.



Obr. 4 Tlaková zkouška – vzorky [2]

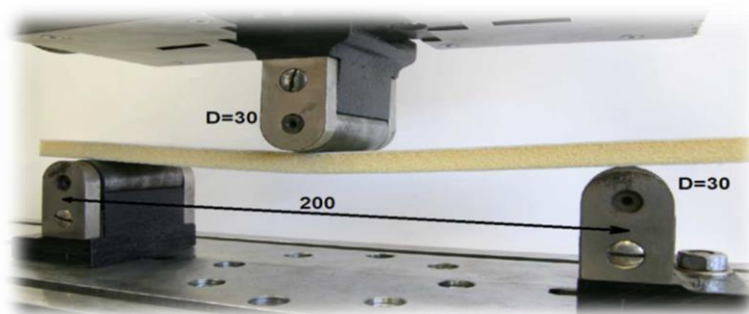




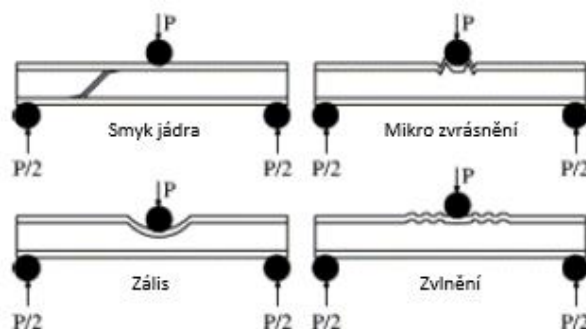
Obr. 5 Možné vady při testu sendvičového materiálu tlakovou zkouškou [3]

### 3.4.3 Tříbodový ohyb

Podstata tohoto testu spočívá v tom, že vzorek je umístěn na dvou válcových podporách. Pohyblivý válec je umístěn nad vzorkem v polovině jeho délky a po zahájení testu se pohybuje proti vzorku. Zjišťovaná veličina je síla potřebná na deformaci ve svislém směru.



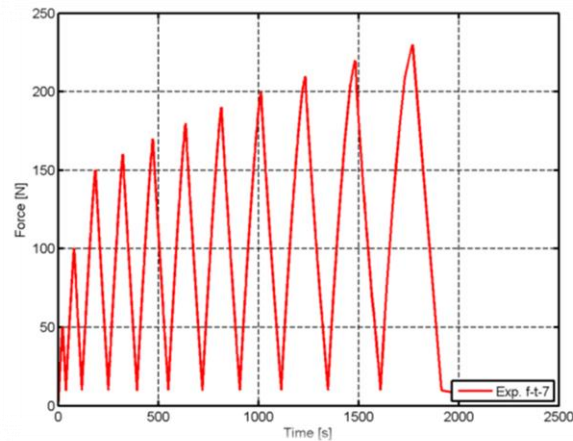
Obr. 6 Zkouška tříbodovým ohybem [2]



Obr. 7 Možné vady při testu sendvičového materiálu tříbodovým ohybem [4]

### 3.4.4 Cyklické zatěžování

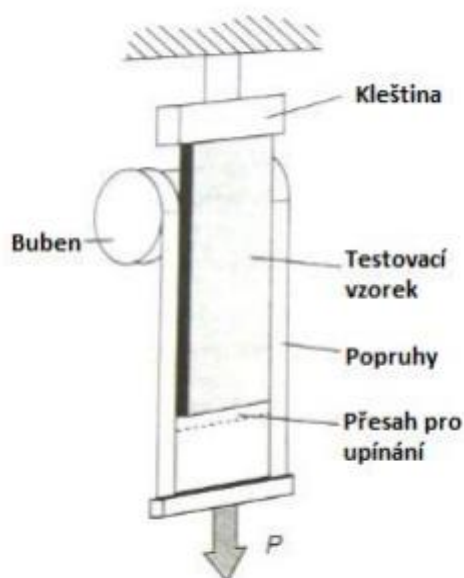
Jak již název napovídá, cílem je cyklické zatěžování testovacího vzorku. Během testu je tedy vzorek zatěžován a odlehčován. Každé následující zatížení je vyšší než to předchozí. Test končí ve chvíli, když je vzorek poškozen v požadované míře, nebo když je přetržen.



Graf 1 Cyklické zatěžování – závislost zatěžovací síly na čase [2]

### 3.4.5 Peel test

Podstata tohoto testu spočívá ve zjištění odolnosti spojení jádra a potahu sendvičového materiálu. Tento test má mnoho různých provedení. Jeden z nich, ASTM D 1781-93 – Climbing Drum Peel Test for Adhesives, je vhodný pro tenké vnější potahy a má postup testování následující: vnější potah je pevně spojen ve spodní části s odvíjecím bubnem, zatímco kleština v horní části drží zbytek sendviče. V dolní části se vzorek zatíží tahem a následně lze stanovit odolnost proti odlupování a módy a typ poškození. Délka odlupu musí být alespoň 150 mm dlouhá.



Obr. 8 Climbing Drum Peel Test for Adhesives – princip [19]

## 4 Výzkumný záměr

### 4.1 Vymezení řešené oblasti

Teoreticky má mít sendvičový materiál lepší mechanické vlastnosti než materiál homogenní, protože má v poměru k hmotnosti vyšší ohybovou tuhost a jádra mají tlumicí efekt. Nicméně konstruování rozměrných rámových dílů strojů ze sendvičových materiálů má celou řadu specifik. Pro sendvičové díly je třeba uplatnit odlišný přístup při výpočtovém modelování dílů s uvažováním vlivu způsobu spojení potahu a jádra a obecně způsobu výroby sendviče. Při konstruování ze sendvičových materiálů je také třeba uplatnit odlišné nároky na spojování těchto dílů, takže v současnosti nejsou rámové sendvičové díly dosud výrobci strojů masově akceptovány.

### 4.2 Výzkumné otázky a hypotézy

V závislosti na zmíněném v kapitole 4.1 bylo přistoupeno k provedení následujících kroků:

- Simulace sendvičového materiálu a ověření výsledků s experimentem
- Příprava 3D modelu vyráběného smykadla horního gantru
- Sestavení výpočtového modelu, výpočty samotného smykadla ve stávajícím provedení, které budou sloužit jako referenční pro další postup (modální analýza, statická analýza, porovnání hmotností, tuhost, buckling, harmonická analýza, poměrný útlum)
- Návrh náhrady konstrukce s využitím sendvičových struktur (několik variant – složení jádro z hliníkové pěny X ocelové potahy; jádro z hliníkové pěny X hliníkové potahy), popis obecných výhod pěnového hliníku, uvedení jeho vlastností, výpočty analogické k referenčním
- Posouzení a výběr nejvhodnějšího designu pro další optimalizaci, základní cenová rozvaha, vyrobitelnost
- Shrnutí efektu náhrady části konstrukce sendvičovým materiálem v kontextu předmětného dílce
- Vyvození metodiky pro konstruování obdobných dílců

### 4.3 Výsledky z pilotáže, předvýzkumu

Pro seznámení se se sendvičovými materiály a jejich chováním bylo provedeno několik simulací. Tyto simulace byly nastaveny s ohledem na reálně provedené experimenty. Porovnávací simulace byly připraveny pro dva typy sendvičových materiálů. První sendvičová skladba (skladba 1) používá vnější sklolaminátové potahy a pěnové jádro, druhá skladba (skladba 2) je složena z ocelových vnějších potahů a hliníkového vnitřního jádra.

#### 4.3.1 Simulace sendvičového materiálu a ověření výsledků s experimentem – skladba 1




##### 4.3.1.1 Řešené zkoušky

V případě skladby 1 se jedná o tahovou zkoušku sklolaminátového potahu a tříbodový ohyb celého sendvičového materiálu, který využívá tyto sklolaminátové potahy a pěnu jakožto jádro. Tyto simulace byly provedeny na základě experimentálního měření [2]

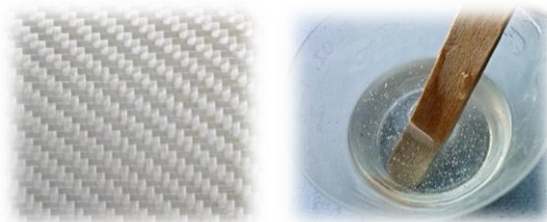
##### 4.3.1.2 Tahová zkouška sklolaminátového potahu

Simulace tahové zkoušky byla provedena pomocí softwaru Siemens NX 10, nelineárním řešičem.

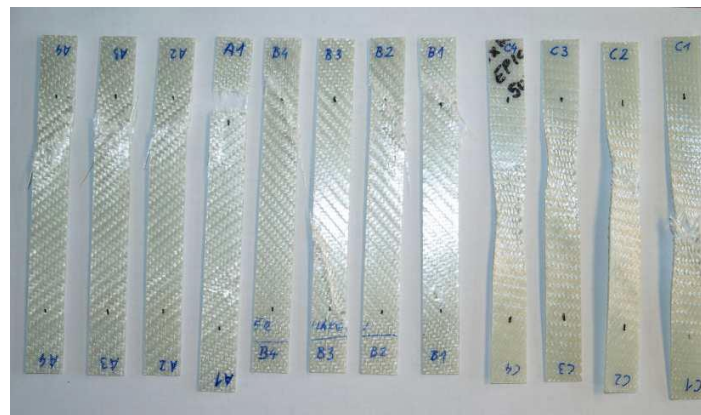
Byly simulovány tři situace, a to potahy s následující orientací vláken:

- 0° 
- 90° 
- 45° 

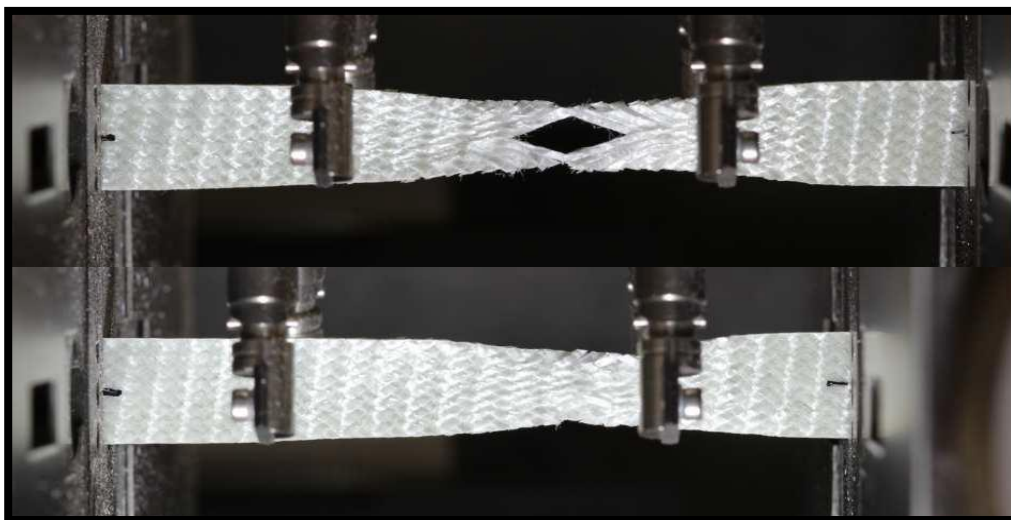
Složení materiálu je následující: skleněná vlákna s produktovým jménem Aeroglass (390g/m<sup>2</sup>) a epoxidová pryskyřice Epicote HGS LR 285



Obr. 9 Potah a pryskyřice – ilustrační obrázek



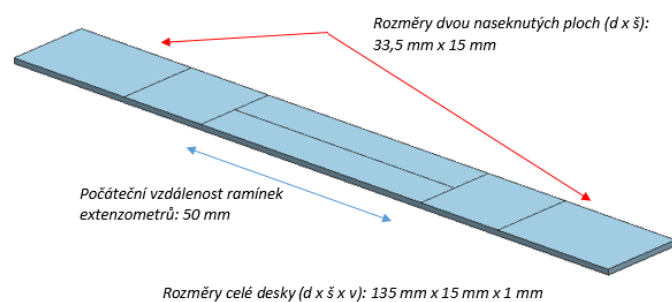
Obr. 10 Zkušební vzorky [2]



Obr. 11 Zkušební vzorky během zkoušky tahem [2]

#### 4.3.1.2.1 Tvorba modelu

Model byl vytvořen jako 3D solid. Jsou zde vytvořeny dvě nadefinované plochy pro fixaci a pro zatížení. Dále jsou zde nadefinované plochy pro zjištění hodnot prodloužení v požadovaných místech. Model bude pro všechny simulace stejný, budou se měnit pouze materiálové vlastnosti.



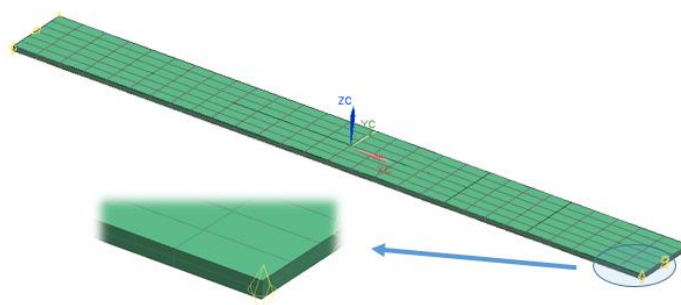
Obr. 12 Model zkušební vzorku

#### 4.3.1.2.2 Nasítování modelu

Síť modelu byla vytvořena jako 3D mesh. Typ elementu byl CHEXA8 a jeho velikost 2,5 mm. Síť byla zjemněna tak, aby na tloušťku modelu byly dva elementy. Materiál byl nastaven jako ortotropický, tloušťka 1 mm, číselné hodnoty jednotlivých parametrů jsou uvedeny v tabulce níže. Jednotlivé varianty se liší orientací vláken (0°, 90°, 45°). Hodnoty modulů pružnosti v tahu E1 a E2 a modulu pružnosti ve smyku G12 byly prvotně zjištěné experimentálně v souladu s normou ASTM D3039/3039M [5]. Zbylé parametry v Tab. 1 jsou zjištěné z literatury a materiálových listů [1], [6]. Moduly E1, E2 a G12 byly ještě dále optimalizovány na tento konkrétní výpočtový model.

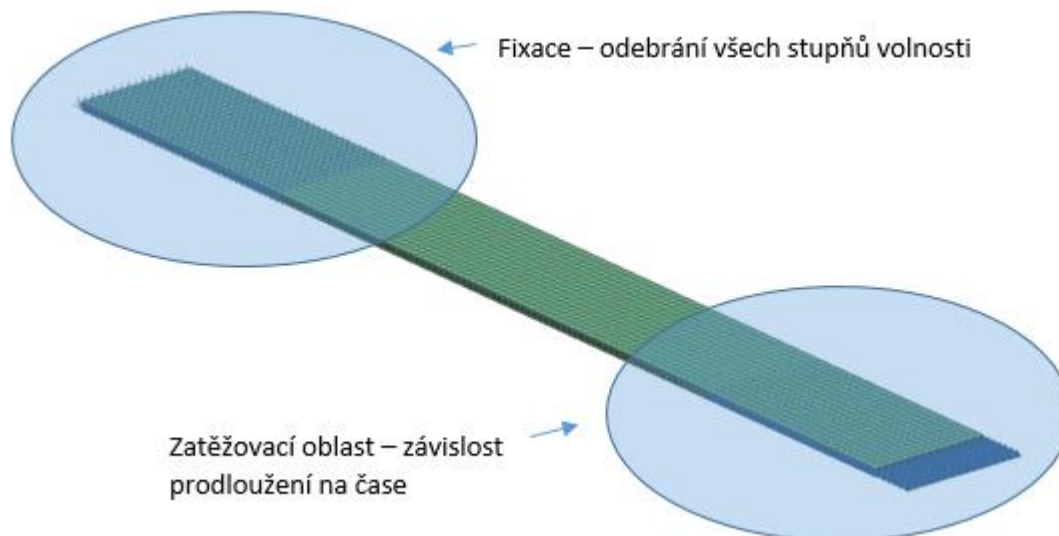
Property	Value	Unit
Mass Density (RHO)	1554	kg/m <sup>3</sup>
Young's Modulus (E1)	14600	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Young's Modulus (E2)	16000	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Young's Modulus (E3)	8000	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Poisson's Ratio (NU12)	0.337	
Poisson's Ratio (NU23)	0.337	
Poisson's Ratio (NU13)	0.28	
Shear Modulus (G12)	250	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Shear Modulus (G13)	4000	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Shear Modulus (G23)	2750	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

Tab. 1 Materiálové parametry



Obr. 13 Nasítovaný model

#### 4.3.1.2.3 Nastavení simulace



Obr. 14 Nasíťovaný model – definice fixace a zatěžovací oblasti

Nastavení prodloužení v čase je pro případ simulace s vlákny 0° a 90° stejné. Simulace s vlákny 45° má nastavení odlišné z důvodu většího uvažovaného prodloužení při simulaci.

Row ID	time (sec)	length (mm)
1	0	0
2	60	2

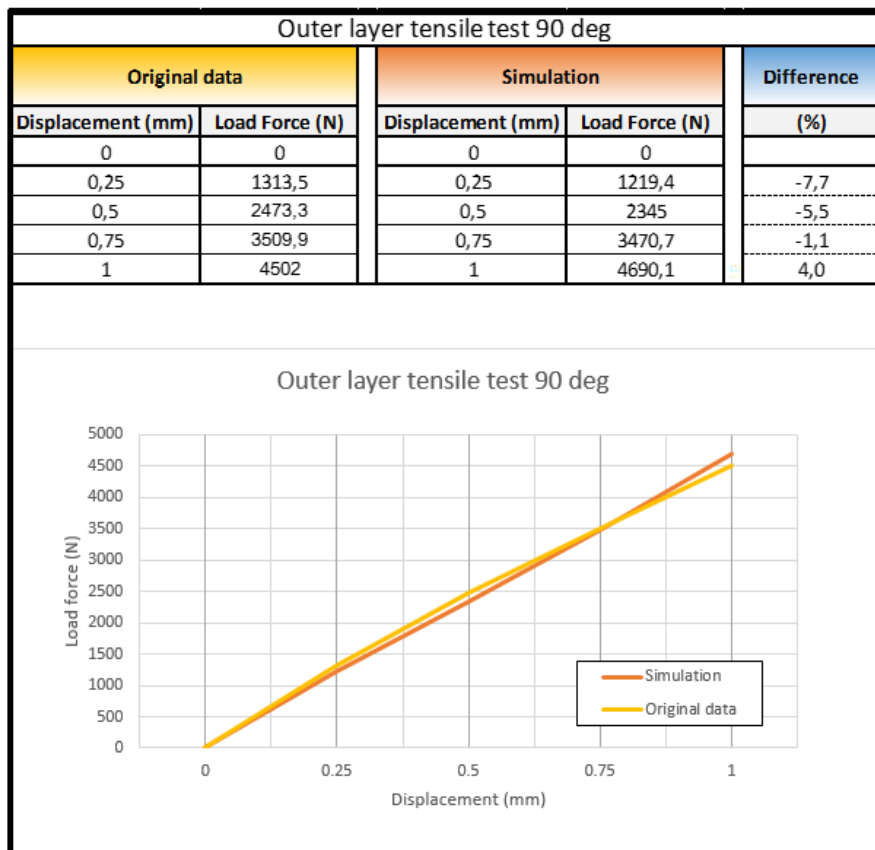
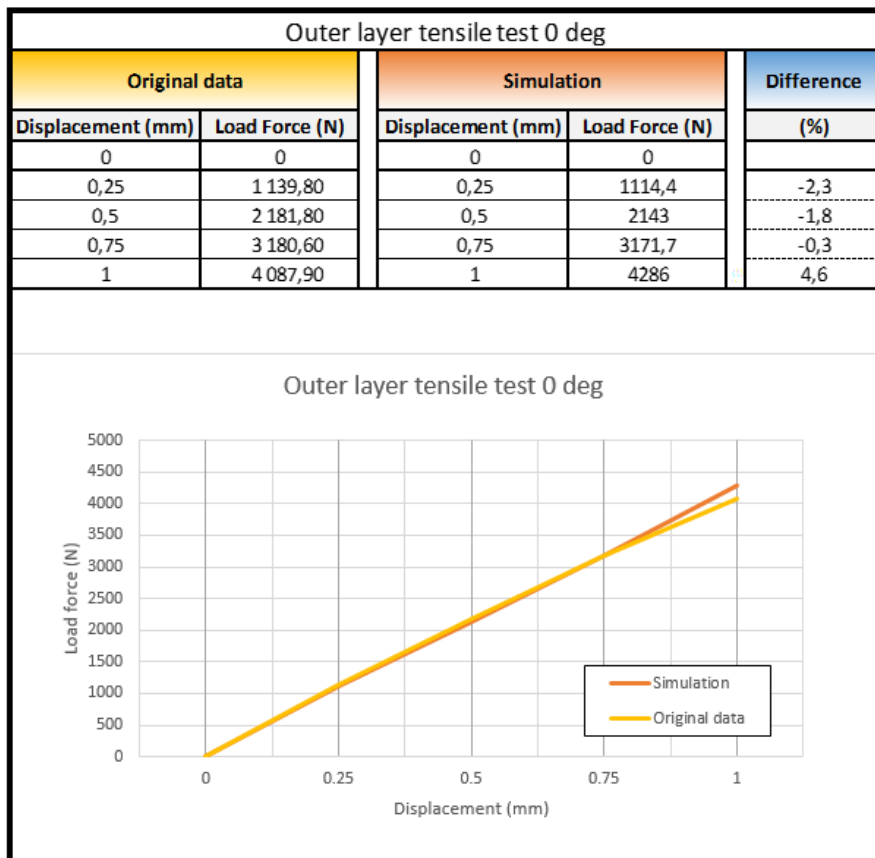
  

Row ID	time (sec)	length (mm)
1	0	0
2	240	8

Obr. 15 Nastavení prodloužení v čase

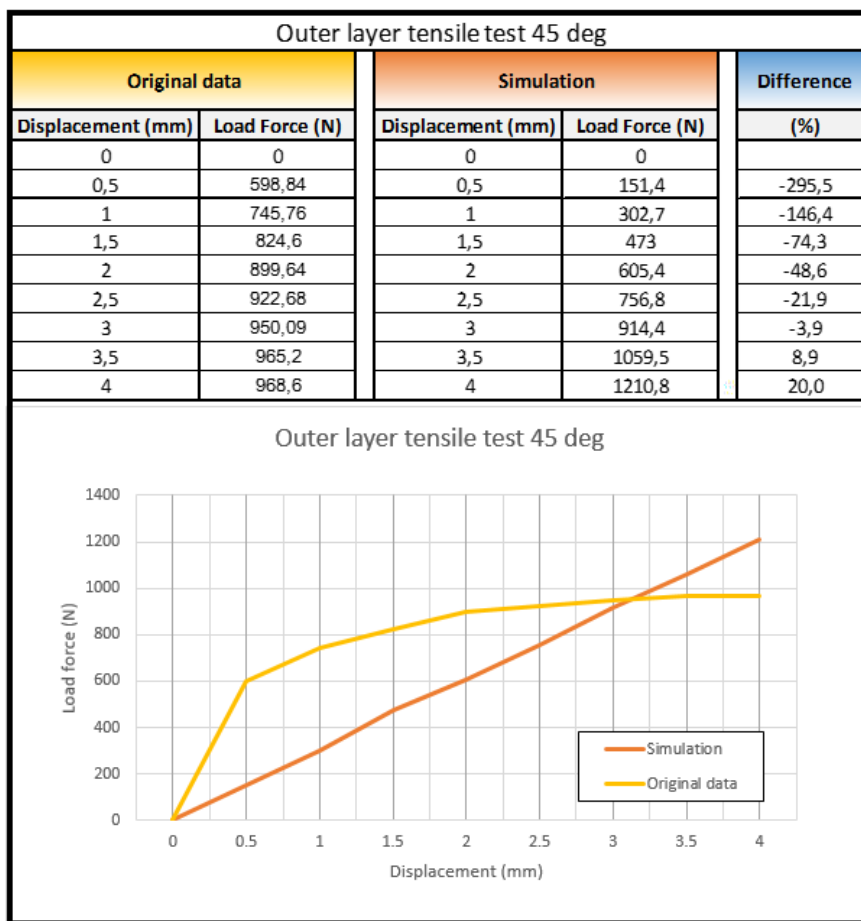
#### 4.3.1.2.4 Výsledky

Výsledky všech výpočtových variant jsou prezentovány grafy, které znázorňují výchozí data z reálného měření (original data) a data ze simulace (simulation).



Obr. 17 Výsledky – nahoře: natočení vláken 0°, dole: natočení vláken 90°





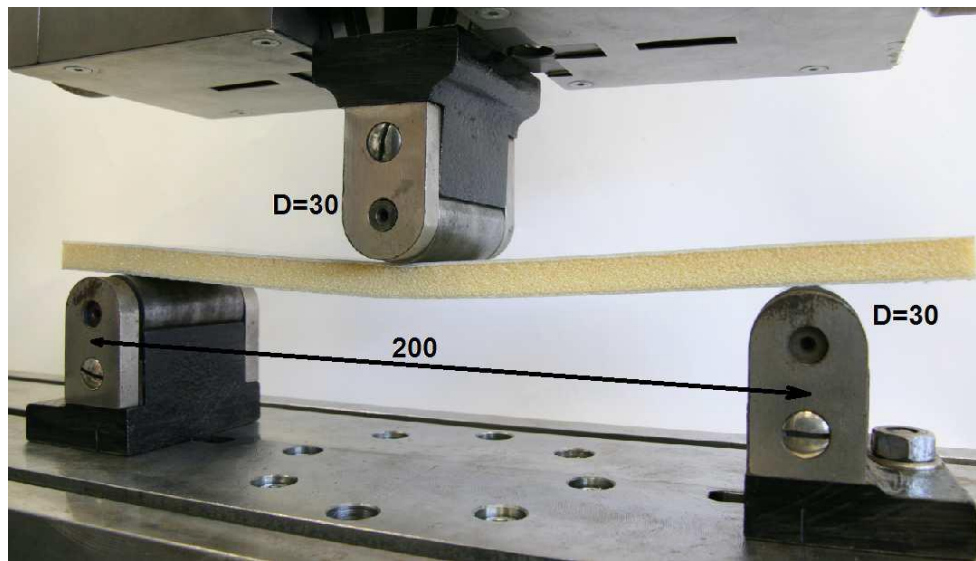
Obr. 18 Výsledky – natočení vláken 45°

#### 4.3.1.2.5 Dílčí závěr

Výsledky v případě vnější vrstvy s vlákny 0° a 90° ukazují, že odchylky jsou do 10%. V případě vláken orientovaných pod 45° jsou rozdíly velké, a to z důvodu nedostatku informací o nelineárním chování vrstvy s takto orientovanými vlákny. Proto byl zvolen postup takový, že se hodnoty aproximují, aby výsledná křivka byla v celém průběhu co nejbližší originálním datům. Hlavní vliv na aproximaci měl modul G12. Bez této úpravy by závislost „zatěžující síla – prodloužení“ byla silně odlišná od originálních dat a průběh by byl zhruba po stejné křivce, jakou mají originální data od 0 do 0,5 mm i v další oblasti grafu, tj. na větší prodloužení by bylo třeba o hodně vyšší zatěžující síly.

#### 4.3.1.3 Sendvič, 3 - bodový ohyb

Výpočet byl opět proveden pomocí softwaru Siemens NX 10, nelineárním řešičem.



Obr. 19 Zkušební sendvičový vzorek během testu [2]

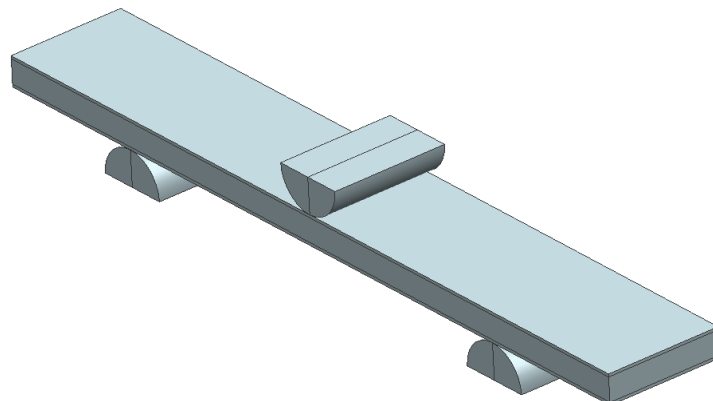
##### 4.3.1.3.1 Tvorba modelu

Model by tvořen pomocí samostatných solidů pro vnější potahy i pro jádro. Samotný solid by namodelován také pro zatěžující válec a pro podpory. Byly naseknuty plochy pro definování constrainů.

Rozměry vnějších potahů (d x š x v): 330 mm x 50 mm x 1,2 mm

Rozměr jádra (d x š x v): 330 mm x 50 mm x 10.1 mm

Rozměry válce (průměr x š):  $\varnothing$  30 mm x 50 mm



Obr. 20 3D model sendvičového materiálu vč. zatěžujícího válce a podpěrných válců

#### 4.3.1.3.2 Nasíťování modelu a příprava simulace

Síť modelu byla vytvořena jako tažená síť čili 3D swept mesh. Typ elementu byl CHEXA(8) a jeho velikost 2,5 mm. Materiál vnějších potahů byl nastaven jako ortotropický, tloušťka 1,2 mm. Jádro bylo nadefinováno jako izotropický materiál s tloušťkou 10,1 mm. Číselné hodnoty jednotlivých parametrů jsou uvedeny v tabulkách níže. Hodnoty modulů pružnosti v tahu E1 a E2 a modulu pružnosti ve smyku G12 byly stejně jako v předchozím případě simulace tahové zkoušky vnějších potahů prvotně zjištěné experimentálně v souladu s normou ASTM D3039/3039M [5]. Zbylé parametry v Tab. 1 jsou zjištěné z literatury a materiálových listů [1], [6]. Moduly E1, E2 a G12 mají stejné hodnoty jako pro předchozí výpočtový model simulace tahové zkoušky vnějších potahů.

Orthotropic Material

Name - Description  
 Orthotropic

Label: 1

Description

Categorization

Properties

Mass Density (RHO): 1554 kg/m<sup>3</sup>

Mechanical

Young's Modulus (Ei)

Young's Modulus (E1)	Young's Modulus (E2)	Young's Modulus (E3)
14600 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	16000 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	8000 N/mm <sup>2</sup> (MPa)

Major Poisson's Ratio

Poisson's Ratio (NUij)

Poisson's Ratio (NU12)	Poisson's Ratio (NU23)	Poisson's Ratio (NU13)
0.337	0.337	0.28

Shear Modulus (Gij)

Shear Modulus (G12)	Shear Modulus (G13)	Shear Modulus (G23)
250 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	4000 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	2750 N/mm <sup>2</sup> (MPa)

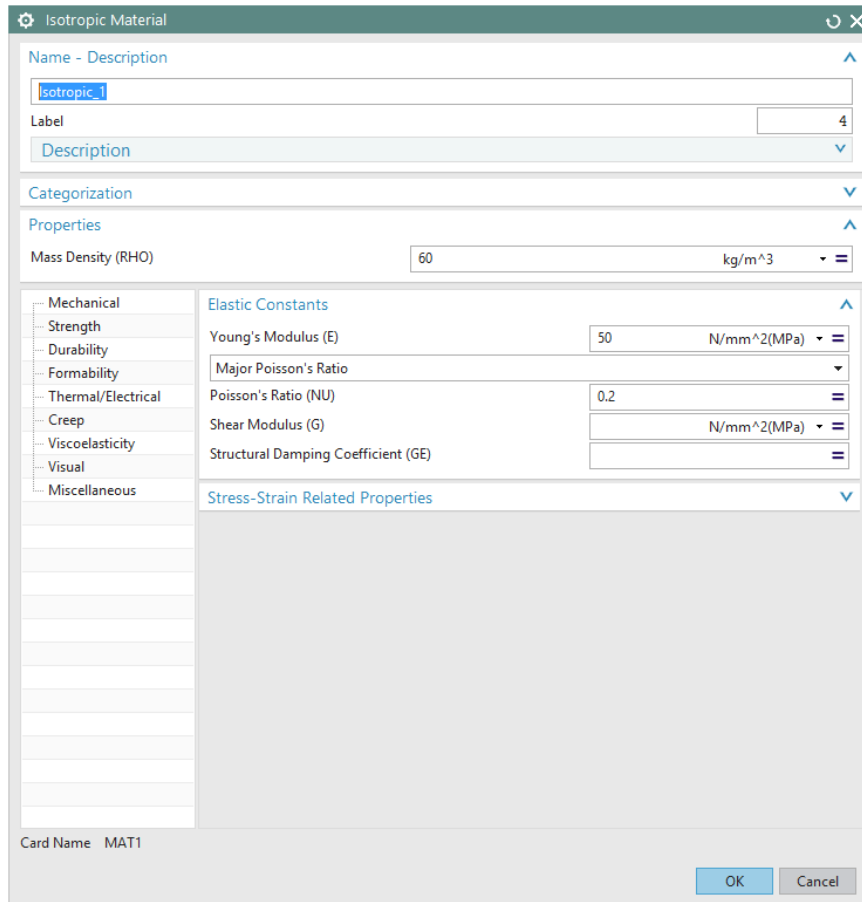
Structural Damping Coefficient (GE)

Stress-Strain Related Properties

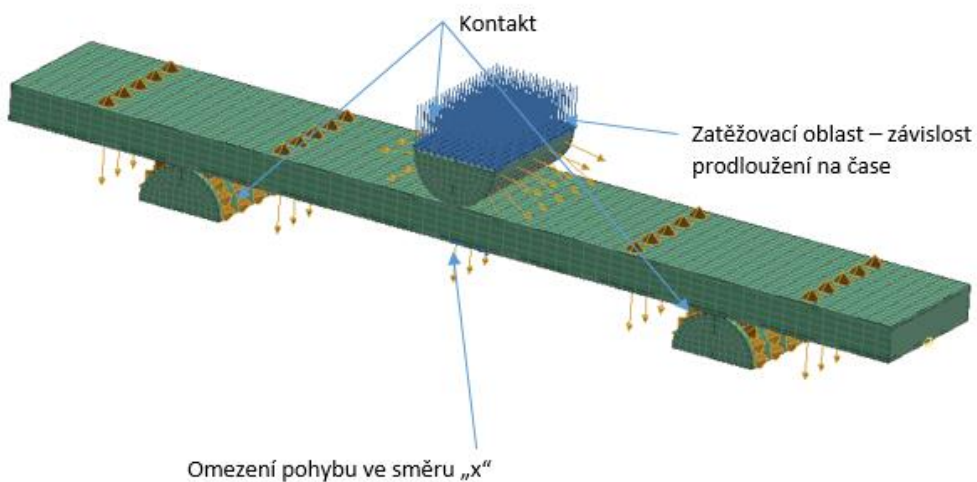
Card Name: MAT3/MAT8/MAT11

OK Cancel

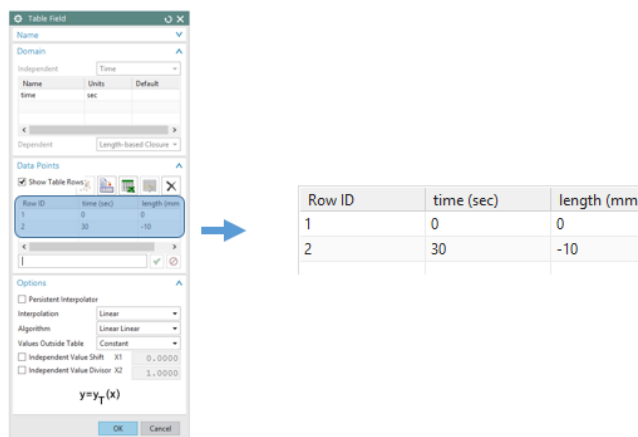
Obr. 21 Materiálové vlastnosti vnějších potahů



Obr. 22 Materiálové vlastnosti jádra



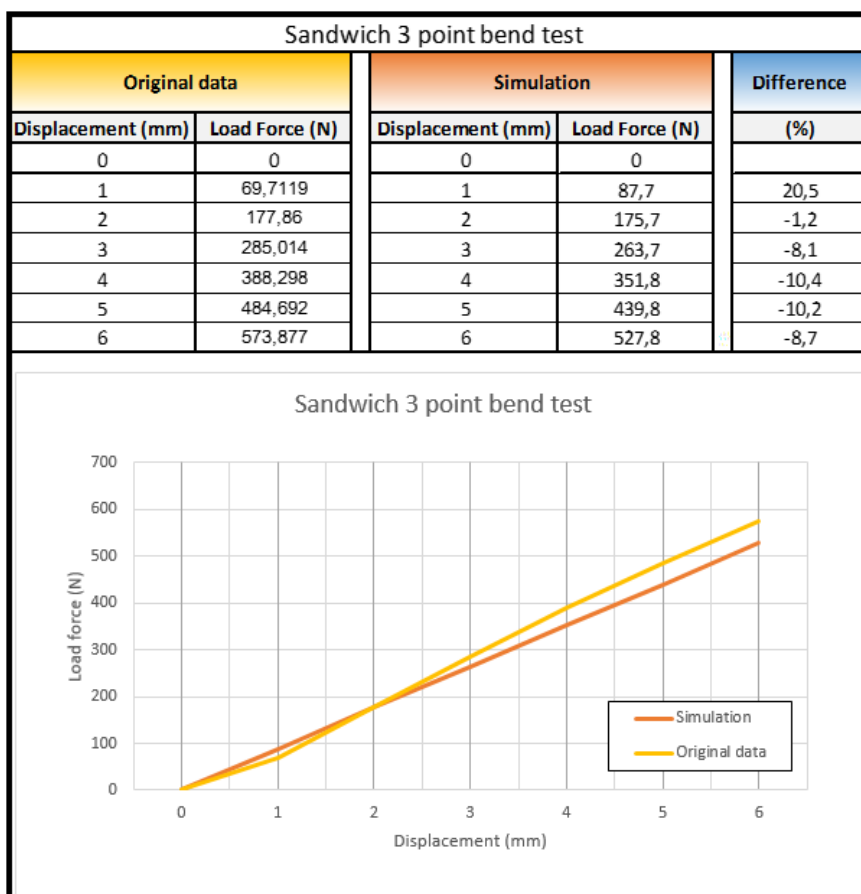
Obr. 23 Nasíťovaný model s nadefinovanými kontakty, constrainy a definicí prodloužení na čase



Obr. 24 Nastavení prodloužení v čase

#### 4.3.1.4 Výsledky

Výsledky všech výpočtových variant jsou prezentovány grafy, které znázorňují výchozí data z reálného měření (original data) a data ze simulace (simulation).



Obr. 25 Výsledky - 3- bodový ohyb

##### 4.3.1.4.1 Dílčí závěr

Při simulaci došlo k rozdílu ve výsledcích pouze v oblasti přibližně do 1 mm. Poté se již výsledky pohybují v požadovaných odchylkách. Svůj vliv na tyto výsledky může mít i aproximovaná hodnota modulu G12. Obecně je třeba materiálové hodnoty přizpůsobit

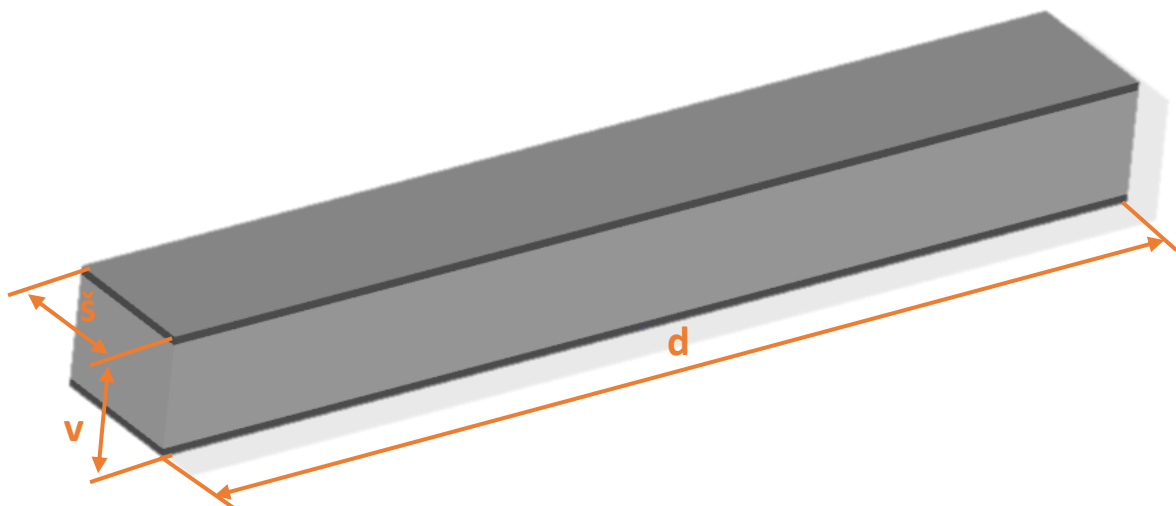
konkrétnímu výpočtovému modelu. U něj je ale třeba mít jistotu, že vzorek je vyrobený dle daných specifikací a jsou vyloučeny, či minimalizovány právě vlivy technologie výroby.

#### 4.3.1.4.2 Závěr

Co se týče vyhodnocení vnějších potahů, tak zde se ukazuje, jak je důležité znát detailní charakteristiku materiálových parametrů v případě, že materiál není izotropický. Při testování vzorku s orientací vláken pod  $45^\circ$  lze pozorovat, že pro komplexní a věrohodné simulace je nutno znát průběhy koeficientů v závislosti na deformaci. Je to z důvodu nelineárního chování materiálu a vystihnutí jeho charakteristiky. Tento jev se natolik neprojevuje u testu celého sendvičového vzorku, nicméně i zde by vlivem znalosti této charakteristiky došlo ke zpřesnění výsledků. Na tyto poznatky je potřeba brát při následném návrhu konstrukce ohled a přizpůsobit tomu návrhové simulace. Především je tedy nutné provedení sady experimentů, podle kterých je nutné v první fázi odladit výpočtové modely a ty pak dále používat pro vyhodnocování složitějších konstrukcí.

### 4.3.2 Simulace sendvičového materiálu a ověření výsledků s experimentem – skladba 2

Vzhledem k charakteru výsledků předchozích simulací je jasné, že skladba sendvičového materiálu s použitím kompozitních potahů je náročná na znalost chování materiálu ve všech směrech. Vzhledem k tomu, že tyto výsledné panely mohou být použity ve složitější struktuře stroje, kde by byla tato případná neznalost hůře odhalitelná, budou další kroky směřovat k simulaci sendvičového materiálu, který využívá namísto kompozitních materiálů, konvenční. Tím je ocel, která, jakožto materiál potahů, bude kombinována s hliníkovým jádrem. Výhodou tohoto sendviče jsou lépe předvídatelné mechanické vlastnosti. K porovnávací simulaci byly využity poznatky z reálného měření [7]. Jde o sendvičový vzorek o rozměrech, viz Tab. 2. Materiálové parametry udává Tab. 3.



Obr. 26 Vzorek sendvičového materiálu

ROZMĚR	HODNOTA
d	500 mm
š	68 mm
v	58 mm
t	4 mm
b	50 mm
Pozn.: t – tloušťka potahů b – tloušťka jádra	

Tab. 2 Rozměry sendvičového vzorku [7]

	JÁDRO	VNĚJŠÍ POTAHY
HUSTOTA	210 kg/m <sup>3</sup>	7829 kg/m <sup>3</sup>
POISSONOVO ČÍSLO	0,310	0,288
YOUNGŮV MODUL	1100 MPa	206940 MPa

Tab. 3 Materiálové parametry jádra a vnějších potahů sendviče [7]

#### 4.3.2.1 Řešené zkoušky

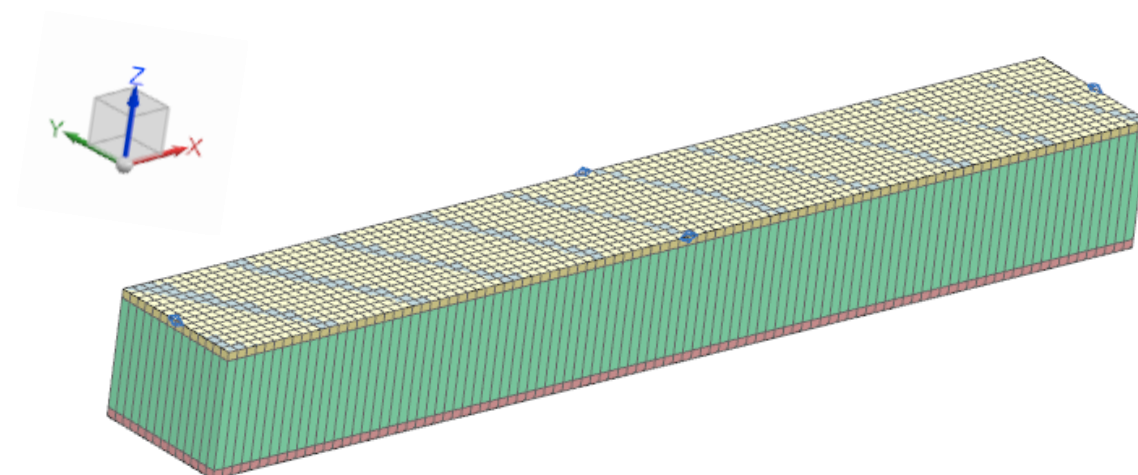
Co se týče simulací, tak byly porovnávány výsledky modální analýzy a statické analýzy, která simulovala třibodový ohyb.

#### 4.3.2.2 Příprava výpočtového modelu

Sendvičový vzorek byl namodelován jako dvě 2D plochy, které jsou od sebe vzdáleny ve výšce „v“. Tyto plochy slouží k následné definici sendvičového materiálu, pro niž byl použit modul „Laminate modeler“. Nejprve byla nadefinována síť na 2D plochách. Typ sítě 2D dependent mesh CQUAD 4 s velikostí elementu 5mm. Poté byl nadefinován sendvičový materiál metodou „Fill Laminate“, viz Obr. 27.

#### 4.3.2.3 Modální analýza

Tato analýza byla provedena pro volné těleso bez jakéhokoliv zatížení. Byly sledovány první dvě vlastní frekvence. Hodnoty prvních dvou vlastních frekvencí jsou uvedeny v Tab. 4 Výsledky – modální analýza Tab. 4, sloupec „Experiment“.

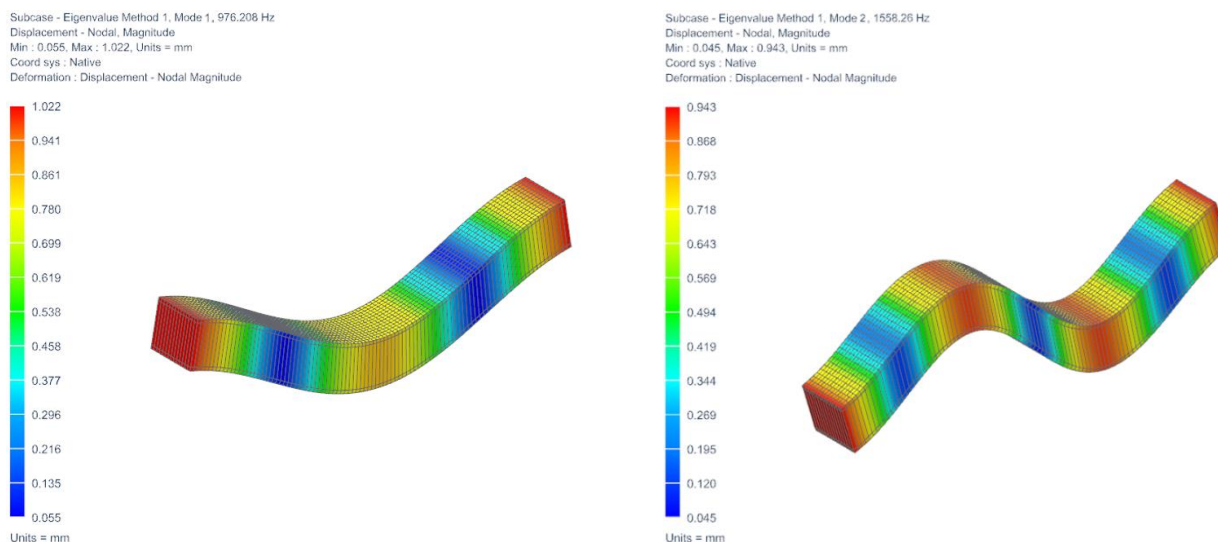


Obr. 27 Sendvičový vzorek – výpočtový model – modální analýza

Výsledky simulace vyšly ve vztahu k experimentu jen s velmi malou odchylkou a to do 9 % při druhé vlastní frekvenci. Tvary kmitů rovněž odpovídají experimentu.

	Experiment	Simulace	Rozdíl (Experiment vs. simulace)
1. Mód	1002 Hz	976 Hz	-2,6 %
2. Mód	1700 Hz	1558 Hz	-8,4 %

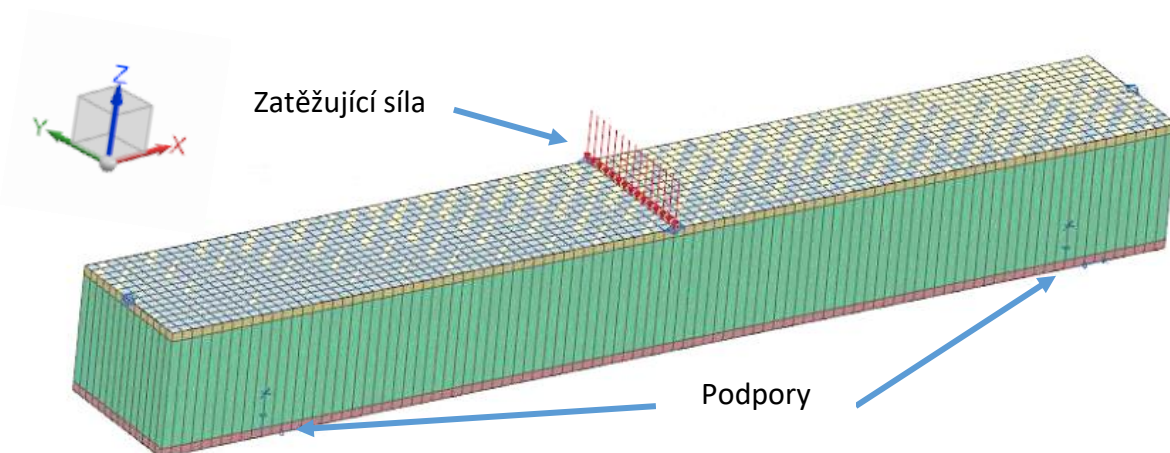
Tab. 4 Výsledky – modální analýza



Tab. 5 Sendvičový vzorek – výsledky – tvary kmitů

#### 4.3.2.4 Statická analýza – třibodový ohyb

Podpěry pro tuto simulaci byly umístěny ve vzdálenosti 400mm od sebe. Vzhledem k tomu, že tvar podpor a tvar tělesa, které vzorek zatěžuje, nebyl upřesněn, tak bylo přistoupeno ke zjednodušeným podmínkám simulace, tj. čárový dotyk podpor a zatěžující síly. V místech podpor bylo umožněno vzorku pohybovat se v ose X a zatěžující síla byla 1000N.



Obr. 28 Sendvičový vzorek – výpočtový model – statická analýza – třibodový ohyb



Výpočet ukázal hodnotu průhybu, viz Tab. 6. Výsledná odchylka experiment vs. simulace 12,5% je tedy za těchto podmínek přijatelná hodnota.

	Experiment	Simulace	Rozdíl (Experiment vs. simulace)
Prodloužení	0,110mm	0,096mm	-12,5%

Tab. 6 Výsledky – tříbodový ohyb

#### 4.3.2.5 Zhodnocení výsledků

Testovaný sendvičový nosník vykázal v případě modální analýzy i statické analýzy velmi dobrou shodu s experimentálně získanými daty. V případě modální analýzy do 9 % s tím, že vlastní tvary kmitů odpovídají vlastním tvarům získaným experimentálně. Simulace tříbodového ohybu simulovaného vzorku vyšla též s dobrou shodou i vzhledem ke zjednodušení některých okrajových podmínek. Na základě těchto získaných výsledků lze předpokládat, že implementace podobného typu sendvičové struktury do složitějšího celku je tímto způsobem možná a že odchylky následných simulací oproti reálným výsledkům nebudou zásadně rozdílné. Vždy je ale nutné znát detailní okrajové podmínky z důvodu eliminace možných nepřesností nebo jiné interpretace okrajových podmínek.

#### 4.3.3 Závěr

Hodnocené skladby 1 a skladby 2 ukázaly různé zkoušky sendvičových materiálů. Je to z toho důvodu, že snahou simulací bylo ověřit je s již provedenými experimenty a zjistit případná úskalí materiálových skladeb a naladění modelů. Toto bylo splněno a pro účely implementace těchto skladeb do složitějších funkčních struktur byla jako výhodnější skladba zvolena skladba 2, která je ušetřena nutností znalosti nelineárního chování materiálu, při konkrétní orientaci vláken.

## 5 Implementace sendviče do konstrukce

Stále rostoucí konkurence v oblasti výrobců obráběcích strojů je motorem inovací a na základě této skutečnosti je nutné stávající řešení dále rozvíjet a vylepšovat. Současná řešení jsou často velmi sofistikovaná a pro své účely vhodná a vyhovující. To však samo o sobě ještě není jistou zárukou úspěchu na trhu. Díky novým řešením je možné přesunout na svou stranu konkurenční výhodu a poskytnout zákazníkovi přidanou hodnotu, kterou při dalším používání stroje ocení z pohledu pořizovacích nákladů, přesnosti výroby a produktivitou, environmentálních a mnoha dalších aspektech. Při hledání těchto inovací je potřeba se dívat na stroj jako na jeden celek, ale zároveň zohledňovat i dílčí vlastnosti, které celku mohou přinést další přidanou hodnotu.

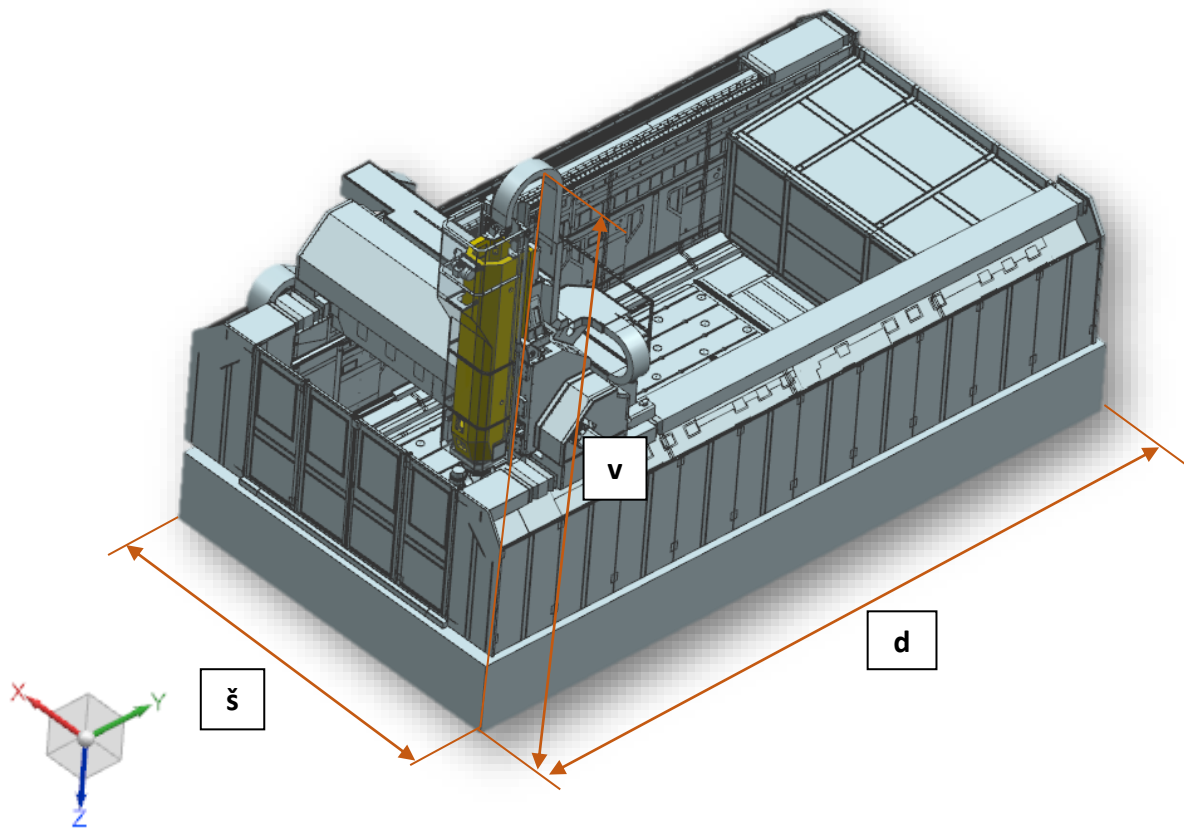
V tomto případě bude brán zřetel na dílčí součást obráběcího stroje a tou je smykadlo. Jde o jednu ze základních částí obráběcího stroje, která má za úkol držet obráběcí hlavu. Smykadlo pak spojuje další části stroje. Smykadlo samotné pak vykonává pracovní vertikální pohyb v definovaném rozsahu. Zároveň je to jedna z částí, kde je možné s výhodou uplatnit vlastnosti sendvičových materiálů. Samozřejmě smykadlo není jediným dílem, kde je možné využít výhod sendvičových materiálů. V úvahu například připadá i stojan a vřeteník. Výhody materiálu je ale vhodné uplatnit co nejlépe obráběcímu procesu. To sice splňuje vřeteník, ale aplikace tohoto materiálu je vzhledem ke složitosti součásti méně vhodná. Smykadlo naproti tomu je první velký dílec umístěný v řetězci stroje co nejlépe reznému procesu. Stojan je zase oproti smykadlu již vzdálen od obráběcího procesu. Tento díl je z pohledu jeho tvaru také dílem vhodným pro implementaci sendvičových struktur. Na základě výše zmíněného se tudíž další kroky budou realizovat právě na smykadle. Bude zde nastíněn možný postup, jak sendvičový materiál do struktury smykadla implementovat. Tento postup budou verifikovat simulace, které budou provedeny jak na stávajícím provedení smykadla, tak na nově navrženém modelu.

### 5.1 Smykadlo – řešený díl

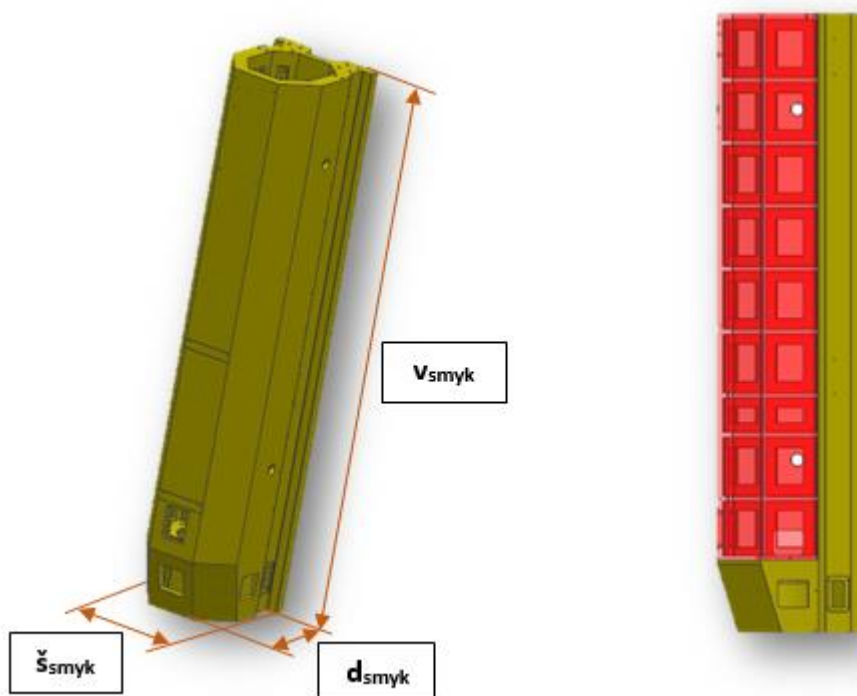
Předmětným dílem je smykadlo, které je součástí obráběcího stroje (horního gantru). Má za úkol držet obráběcí hlavu, která je k němu upevněna na kruhové přírubě pomocí šroubů. Na smykadlo funkčně přímo navazují saně, které vykonávají příčný horizontální pohyb. Podélný horizontální pohyb vykonává příčník, který je veden na bočnicích, které již veškeré zatížení přenášejí do základů stroje.

Tento stroj má jako celek základní rozměry (d x š x v) 10100 x 5280 x 7112 mm. Upínací lože má rozměry 6200 x 2670 mm. Současné provedení smykadla je řešeno jako prožebrovaný svařenec o rozměrech ( $d_{\text{smyk}} \times š_{\text{smyk}} \times v_{\text{smyk}}$ ) 705 x 620 x 3000 mm, viz Obr. 30. Hmotnost smykadla je 2,64 t.

Snahou bude část smykadla, která je nyní bohatě žebrovaná, nahradit sendvičovou strukturou. Myšlenka je taková, aby základní vnější rozměry a vlastnosti (deformace, vlastní frekvence) dílce zůstaly zachovány při současném snížení hmotnosti. Na Obr. 30 je znázorněna zamýšlená oblast použití alternativního materiálu.



Obr. 29 Celková sestava stroje vč. osového systému



Obr. 30 vlevo: řešený díl, vpravo: boční pohled na smykadlo – zamýšlená oblast implementace (červeně)

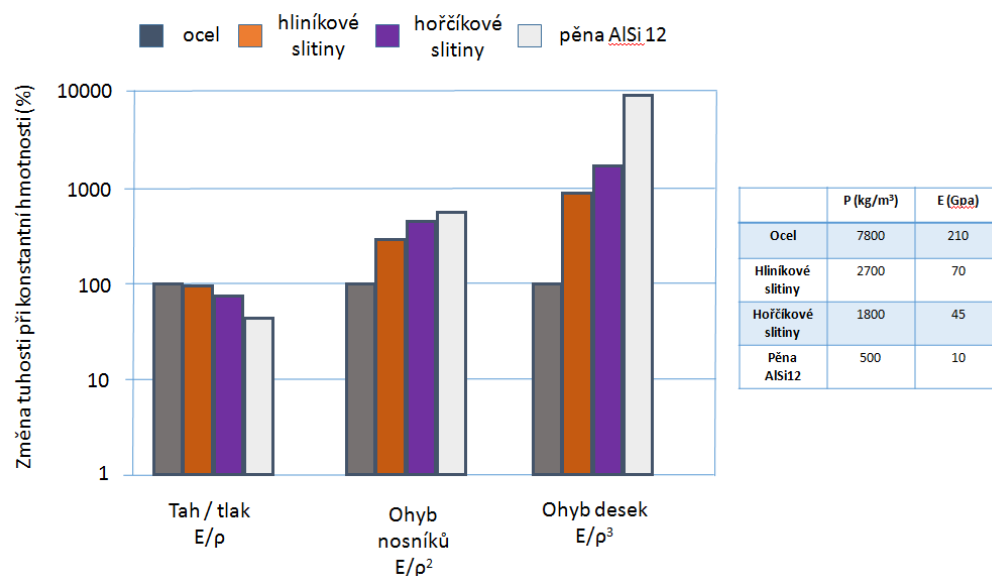
### 5.1.1 Výběr alternativního materiálu

Použitý materiál by měl splňovat určité požadavky, které jsou při konstrukci a stavbě obdobných dílců požadované a výhodné.

Jde například o vysokou tuhost a nízkou hmotnost. Tyto materiálové charakteristiky společně charakterizuje veličina rychlosti šíření zvuku v materiálu. Jako vhodné se jeví zejména materiály na bázi Be (beryllium), B (bór), C (uhlík), Li (lithium), Mg (hořčík), Al (hliník), Si (křemík) a Ti (titan). [8]

Další vlastností je materiálové tlumení. Vysoké materiálové tlumení vykazují zejména materiály složené z více makroskopických fází, nebo materiály s velkým počtem rozhraní mezi jednotlivými složkami. Takže z tohoto hlediska s jako vhodné materiály jeví vláknové či částicové kompozity nebo hybridní struktury. [8]

Vzhledem k výše uvedenému byla vybrána pro konstrukci sendvičového materiálu kombinace oceli a pěnového hliníku, která byla coby vzorek testována v 4.3.2. Ocel pro vnější desky s ohledem na další spojování sendviče ke zbytku konstrukce mnoha různými způsoby včetně svařování. Hliníková pěna zase z důvodu relativně nízké hustoty a vysoké tuhosti a dobrého materiálového tlumení.



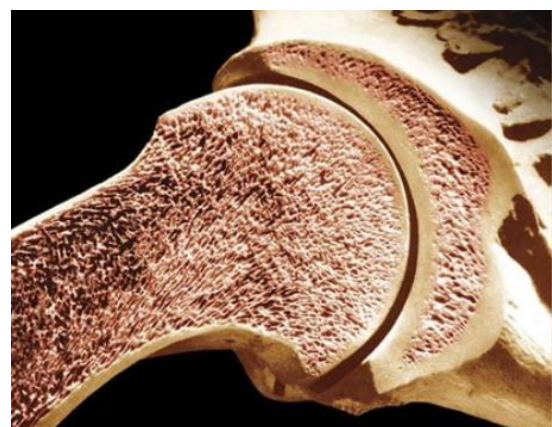
Tab. 8 Porovnání tuhosti vybraných materiálů při minimální hmotnosti [17]

Materiál	Hustota ρ	Modul pružnosti E
Hliníková pěna	500 kg/m³	5 GPa
Epoxid	1300 kg/m³	5 GPa
Ocel	7800 kg/m³	210 GPa
Hliník	2700 kg/m³	69 GPa
Sklo	2500 kg/m³	70 GPa
Beton	2500 kg/m³	50 GPa

Tab. 7 Porovnání hustoty a modulu pružnosti vybraných materiálů [17]

### 5.1.2 Hliníková pěna

Ve srovnání s ostatními jinými materiály vykazuje hliníková pěna značnou porozitu. Tento materiál se do značné míry inspiruje ve strukturách, které vytvořila sama příroda. Jedná se například o kosti nebo korály. Tyto buňkové struktury vykazují poměrně vysokou tuhost. Ve srovnání s jinými kovovými pěnama se hliníková pěna vyznačuje nízkou hustotou a nízkou teplotou tání, vysokou tuhostí, houževnatostí a korozní odolností. Materiál je schopen pohlcovat nárazovou energii, tlumit a je nehořlavý a recyklovatelný. Jak již název napovídá, pěnový hliník je velmi porézní materiál. Při výrobě těchto pěn se uplatňují dva typy slévarenských slitin – slitiny, které jsou určeny pro odlévání a slitiny určené pro tvářeni. Výsledná pěna má pokaždé



Obr. 31 Struktura lidské kosti [15]

trochu odlišnou strukturu. Pokud se použijí slitiny určené pro odlévání, tak póry jsou menší a mají nepravidelný tvar, stěny jsou tenké a struktura velmi nerovnoměrná. Naproti tomu slitiny určené pro tváření tvoří póry kruhového tvaru a stěny pórů jsou silnější. [9]

#### 5.1.2.1 Způsoby naplynění taveniny

Hliníková pěna je vyráběna vytvářením plynových bublin v tavenině nebo slitinách hliníku a následným ztuhnutím taveniny. Metod, jak docílit naplynění taveniny hliníku nebo jeho slitin, existuje několik. [9]

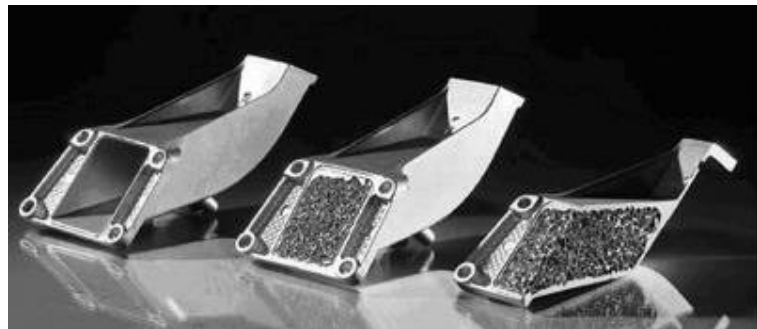
- vzniká v důsledku roztavení přidaného tuhého polotovaru, které obsahuje zpěňovadlo
- vzniká v důsledku vhánění plynu do taveniny z externího zdroje plynu
- vzniká v důsledku tepelného rozkladu přimíchaného zpěňovadla do taveniny

Pokud je použita tavenina hliníku, která má malou viskozitu, pak takto vzniklá pěna obsahuje větší kulaté póry, které mají snahu se vytlačit na povrch díky vztlakové síle. Proto je při výrobě snahou, aby se vytvářely spíše malé póry. [9]

#### 5.1.2.2 Technologie výroby pěnového hliníku

Co se týče výroby, tak v současné době existuje několik světových výrobců, kteří se tímto zabývají.

Zástupcem z Evropy je např. rakouská firma LKR (naplynění taveniny hliníku nebo jeho slitiny Leichtmetallkompetenzzentrum Ranshofen). Firma vyrábí pěnový hliník s názvem METCOMB. Výroba spočívá v tom, že

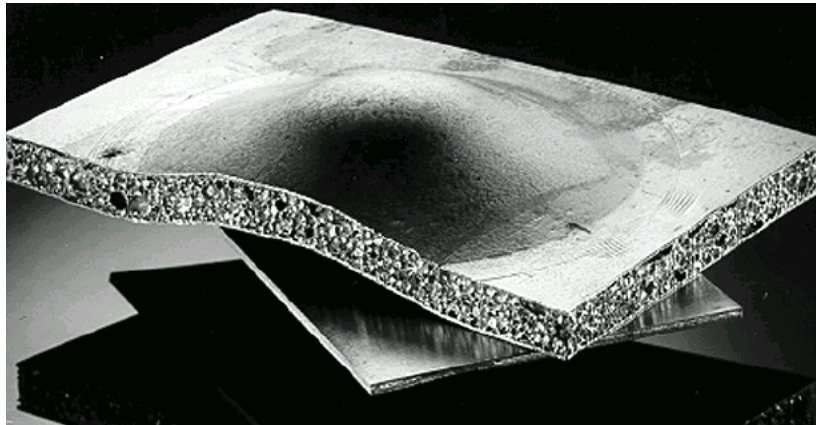


Obr. 32 LKR Ranshofen – vyplňování odlitků hliníkovou pěnou METCOMB [16]

tavenina je naplyňována z externího zdroje. Takto vzniklá pěna je pak součástí odlehčených konstrukčních dílů.

Kanadská společnost Cymat Corp vyrábí pěnový hliník pod označením SAF (Stabilized Aluminum Foam). Tato metoda využívá přimíchaného prášku karbidu křemíku, oxidu hlinitého nebo oxidu hořečnatého do taveniny. Dále se do ní vhání plyny jako vzduch, dusík a argon, které dokážou vytvořit po ztuhnutí strukturu, která má velmi pravidelné a drobné dutinky. Takto se vyrábí desky o tloušťce 10 cm s hustotou v rozmezí 100 až 500 kg.m<sup>-3</sup> a s velikostí pórů 3 až 25 mm.

Firma Shinko Wire Company z Japonska připravila hliníkovou pěnu pod obchodním označením ALPORAS. Tavenina hliníkové slitiny je zpěňována přidáním zpěňovačů a současně se přimíchává vápník. Díky tepelnému rozkladu se uvolňují plyny, které vytvářejí v tavenině póry. Hustota materiálu se pohybuje od 180 do 240 kg.m<sup>-3</sup>. Velikost pórů je 3 až 25mm. ALPORAS se používá jak v oblasti průmyslového designu, tak například jako jádra a také jako výplně lehkých sendvičových struktur a odlitých dílů. Výroba hliníkových pěn probíhá několika technologickými způsoby a mezi hlavní obchodní značky patří např. Formgrip/Foamcast, Hydri/ALcan/LKR-HKB, Gasar nebo ALPORAS. [9]

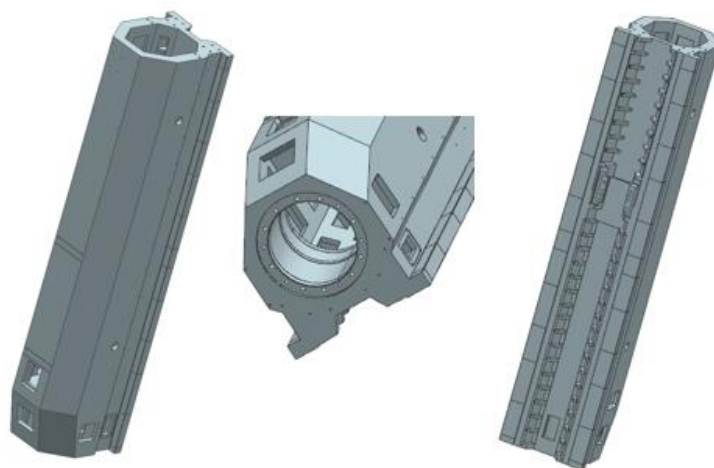


*Obr. 33 Sendvičový materiál sestávající se z ocelových plechů a hliníkové pěny jako jádra [10]*

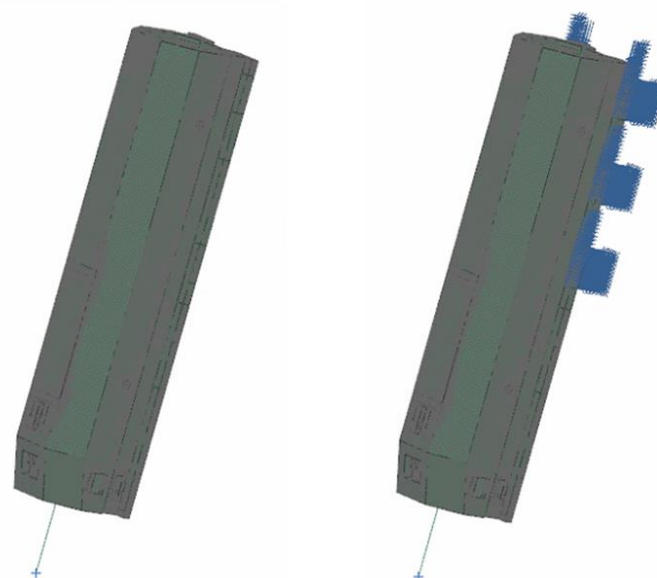
## 5.2 Simulace stávajícího smykadla

### 5.2.1 Sestavení výpočtového modelu

Před samotným počátkem úprav na stávajícím provedení smykadla je nutné provést základní referenční výpočty stávajícího řešení. To znamená provedení modální analýzy za účelem zjištění hodnot vlastních frekvencí, statického výpočtu ke zjištění deformací, ztrátu stability, zjištění hmotnosti, harmonickou analýzu ke zjištění kritických vlastních frekvencí a dalších simulací. Výsledky z těchto simulací budou následně porovnávány s nově provedenými úpravami. Pro tyto referenční výpočty je třeba dále upravit model tak, aby bylo možné nadefinovat okrajové podmínky odpovídající způsobu zatížení. Tím jsou myšleny zejména zatěžující stavy, působíště síly a místo fixace. Pro místo fixace, které představuje místa na lineárním vedením a uvažovanými dokonale tuhými vozíky vedení, je potřeba upravit plochy

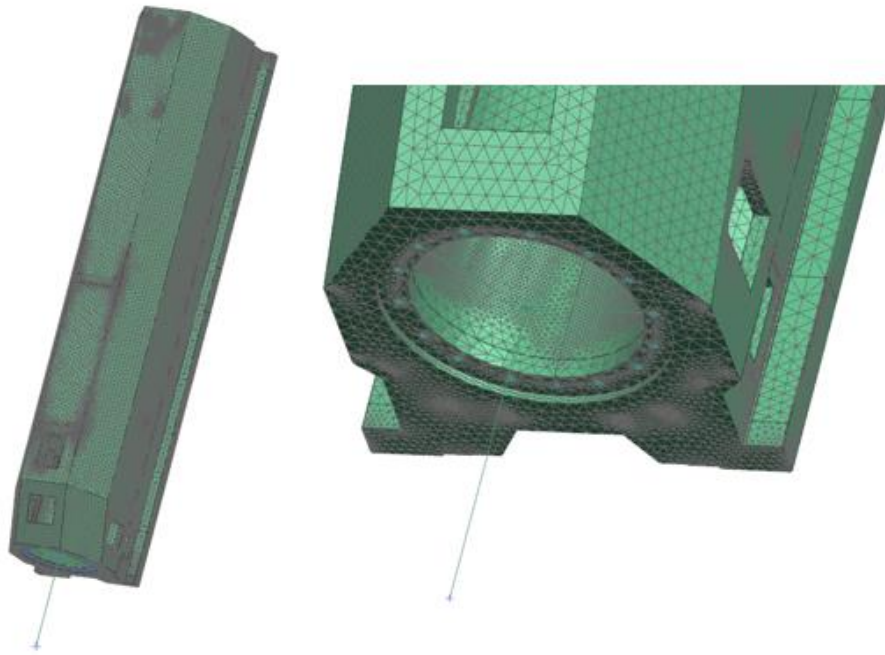


Obr. 34 Upravený 3D model smykadla



Obr. 35 Nasíťovaný 3D model smykadla – vlevo: model pro modální analýzu nefixovaného tělesa, vpravo: model pro modální analýzu fixovaného tělesa v maximálním vyložení jako základ pro harmonickou analýzu





Obr. 36 Nasítovaný upravený 3D model smykadla

vedení smykadla na rozhraní smykadlo/saně, kde je nutno celé smykadlo pro určité simulace zafixovat tak, aby tato fixace vystihla možné krajní polohy smykadla při obrábění, tj. smykadlo v dolní a horní poloze. Na Obr. 34 uprostřed lze vidět přírubu, na které je upevněna obráběcí hlava.

Na celé smykadlo byla použita síť o velikosti elementu 25mm a typu sítě CTETRA4 s možností lokálního zjemnění sítě v členitějších místech dílce. Takto nasítovanému tělesu byly přiřazeny mechanické vlastnosti materiálu – ocel.

#### 5.2.1.1 Modální analýza

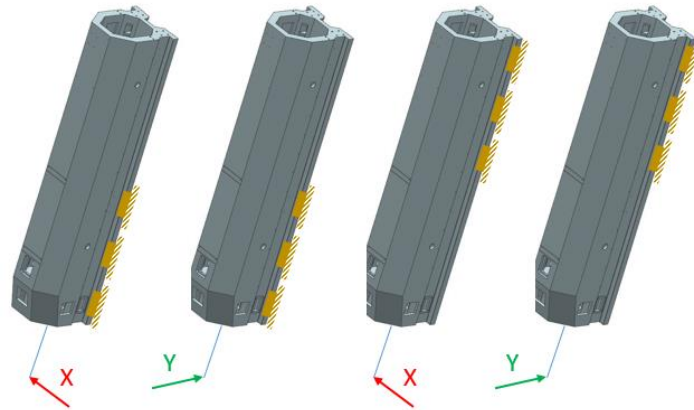
Nadefinovaný model je již možné podrobit simulaci. Modální analýza bude provedena jak na volném tělese (nejsou mu tedy odebrány žádné stupně volnosti), tak na tělese zafixovaném v místech simulujících maximální vyložení. Výsledky modální analýzy fixovaného tělesa budou sloužit jako základ pro nastavení harmonické analýzy.

#### 5.2.1.2 Statická analýza – deformace

Velikost sítě je stejná jako v případě modální analýzy, a to typ CTETRA4 s velikostí elementu 25mm. Další věcí je příprava působiště zatěžující síly. Ta je vzdálena od spodní příruby 500mm a je s přírubou spojena pomocí dokonale tuhých 1D prvků typu RBE2. Velikost zatěžující síly je zvolená jednotková síla a to ve dvou směrech X a Y.

Celkem tedy vznikají čtyři možné zátěžné stavy:

- Smykadlo ve spodní poloze, zatížení ve směru X
- Smykadlo ve spodní poloze, zatížení ve směru Y
- Smykadlo v horní poloze, zatížení ve směru X
- Smykadlo v horní poloze, zatížení ve směru Y



Obr. 37 Uvažované zátěžné stavy – stávající smykadlo

#### 5.2.1.3 Tuhost

Zjištění deformací při statické analýze je základem pro následné zjištění tuhosti konstrukce v daném místě. Zde se jedná o místo působení zátěžné síly od obrábění, které by mělo vykazovat vysokou míru tuhosti s ohledem na přesnost obrábění. Tuhost je schopnost konstrukce odolávat deformacím, které jsou vyvolané zatěžující silou.

Je dána vztahem:

$$k = \frac{F}{\Delta l} \quad (5.1)$$

kde:

$k$  = tuhost [ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ ]

$F$  = zatěžující síla [N]

$\Delta l$  = rozdíl délek (deformace) [m]

#### 5.2.1.4 Ztráta stability

Cílem této analýzy je určit hodnotu zatížení, při které daná konstrukce ztratí svou stabilitu. Výsledkem je tedy bezrozměrná hodnota, která je násobkem zatěžující síly a vyjadřuje, kolikrát je třeba zatěžující sílu zvětšit, aby ke ztrátě stability došlo.

Pro tuto analýzu je potřeba mít stále stejné okrajové podmínky, proto se této analýze žádné úpravy oproti statické analýze netýkají. Pouze je třeba změnit typ řešení na SOL 105 Linear Buckling.

Opět je provedena sada výpočtů, a to pro následující zátěžné stavy:

- Smykadlo ve spodní poloze, zatížení ve směru X
- Smykadlo ve spodní poloze, zatížení ve směru Y
- Smykadlo v horní poloze, zatížení ve směru X
- Smykadlo v horní poloze, zatížení ve směru Y

### 5.2.1.5 Hmotnost

Důležitým faktorem dále je také zjištění hmotnosti, které bude dalším vodítkem k posouzení přínosu nově navržené konstrukce. Této konstrukci byl jako materiál přiřazena ocel. Základní parametry materiálu jsou uvedeny v následující tabulce.

<b>HUSTOTA</b>	7829 kg/m <sup>3</sup>
<b>POISSONOVO ČÍSLO</b>	0,288
<b>YOUNGŮV MODUL</b>	206940 MPa

Tab. 9 Materiálové hodnoty pro materiál použitý u stávajícího smykadla

### 5.2.1.6 Harmonická analýza

Podstatou této analýzy je ověření deformace konstrukce v jednotlivých módech zjištěných modální analýzou. Modální analýza sice odhalí kritické módy (frekvence, tvar), ale neodhalí velikost výchylek kmitů, které při těchto kritických frekvencích nastávají. Úkolem tedy je zjištění, při kterých kritických frekvencích má konstrukce největší výchylku a tudíž, který mód je z tohoto pohledu nejkritičtější. Jde o porovnávací analýzu jednotlivých variant, proto zatěžovací síla při harmonické analýze je zvolenou hodnotou. Harmonická analýza je aplikována na prvních 10 módů, které vzešly z modální analýzy zafixovaného smykadla. Důležité je v tomto případě hlavně použití stejných okrajových podmínek napříč všemi porovnávanými variantami. Ty jsou uvedeny v následující tabulce. Snahou je, aby tyto kritické deformace u nově navržených řešení nebyly tak výrazné.

<b>ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA</b>	1000N
<b>PRŮBĚH SÍLY</b>	Harmonický
<b>KROK</b>	2Hz
<b>POZICE SMYKADLA</b>	Maximální vyložení

Tab. 10 Harmonická analýza – okrajové podmínky

### 5.2.1.7 Poměrný útlum

Pro doplnění byl nakonec proveden výpočet poměrného útlumu pro zatížení ve směru X a Y při maximálním vyložení dle vztahu:

$$D = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (5.2)$$

kde  $\delta$  je logaritmický dekrement, který je dán pro  $n$  kmitů:

$$\delta = \frac{1}{n} \cdot \ln \frac{w(t)}{w(t + T_D)} \quad (5.3)$$

kde:

$w(t)$  - výchylka v čase  $t$

$w(t+T_D)$  - je výchylka v čase  $(t+T_D)$ , kde  $T_D$  je doba periody

$n$  - počet kmitů v časovém úseku, pro který byl logaritmický dekrement počítán

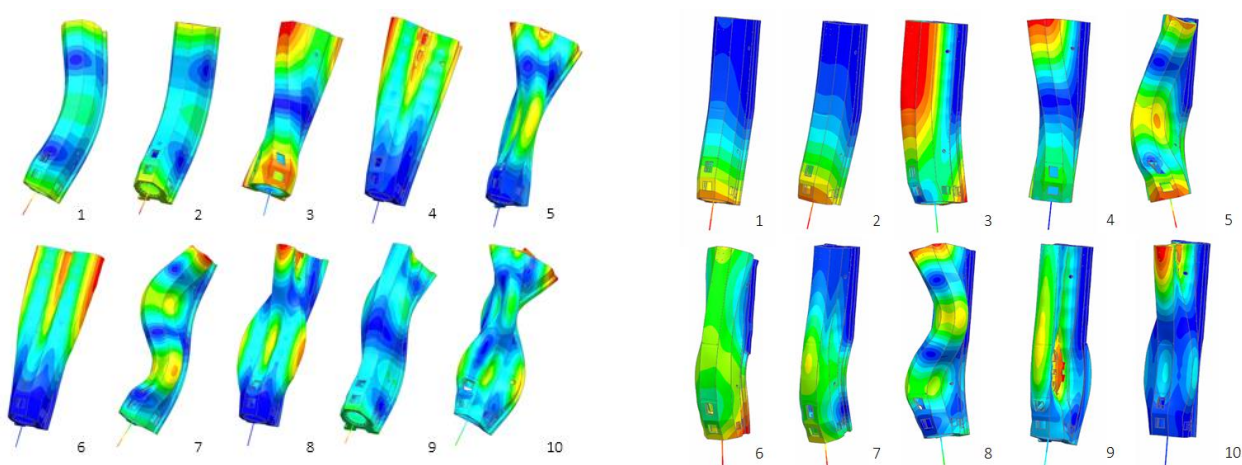
## 5.2.2 Výsledky – stávající smykadlo

### 5.2.2.1 Modální analýza

Výsledkem modální analýzy je prvních 10 módů. Ty se pohybují v případě volného tělesa v rozmezí 303Hz až 712Hz. V případě fixovaného tělesa je prvních 10 módů položeno do nižších hodnot, a to do rozmezí 128Hz až 683Hz. Na Obr. 38 lze vidět jednotlivé tvary kmitů pro oba stavy.

OZNAČENÍ MÓDU	Stávající smykadlo	
	HODNOTA VOLNÉ TĚLESO (Hz)	HODNOTA FIXOVANÉ TĚLESO (Hz)
Mód 1	303,3	128,3
Mód 2	338,9	131,3
Mód 3	389,8	214,6
Mód 4	489,6	355,8
Mód 5	535,5	477,7
Mód 6	566,1	505,8
Mód 7	602,5	576,7
Mód 8	623,9	657,4
Mód 9	652,4	669,7
Mód 10	712,3	683,3

Tab. 11 Výsledky – stávající smykadlo – modální analýza



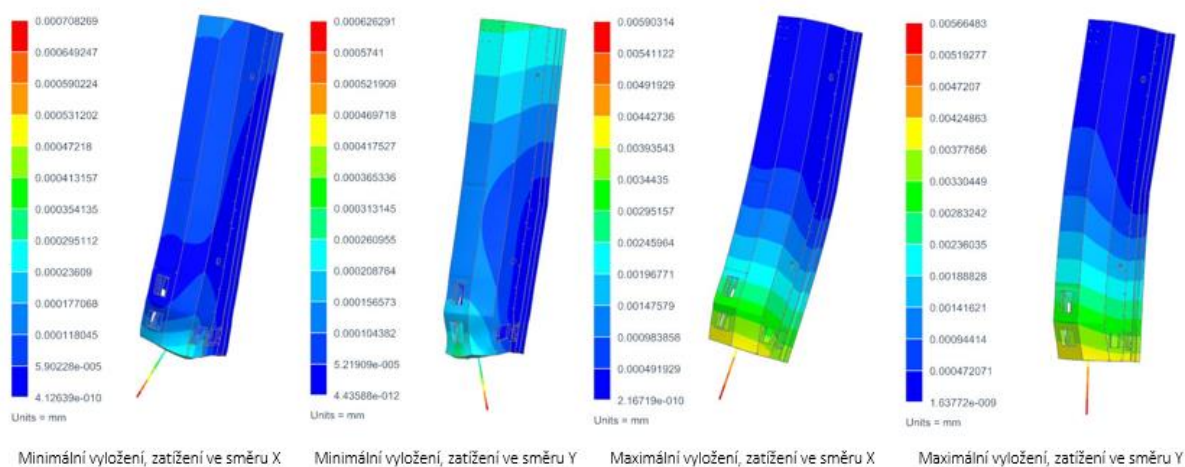
Obr. 38 Výsledky – stávající smykadlo – modální analýza – tvary kmitů – vlevo: tvary kmitů volného tělesa, vpravo: tvary kmitů, fixace v maximálním vyložení

### 5.2.2.2 Statická analýza – deformace

Tato simulace ukázala, že smykadlo má ze zkoušených stavů nejmenší deformaci při minimálním vyložení ve směru Y. Naopak největší deformace vykazuje konstrukce při maximálním vyložení ve směru X. Tato deformace je větší ve srovnání se směrem Y o 0,00528mm, tj. 942%.

	HODNOTA (mm)
<b>MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Max deformace X	0,000708
<b>MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Max deformace Y	0,000626
<b>MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Max deformace X	0,005903
<b>MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ)</b> Max deformace Y	0,005665

Tab. 12 Výsledky – stávající smykadlo – statická analýza – deformace



Obr. 39 Výsledky – stávající smykadlo – statická analýza – deformace

### 5.2.2.3 Tuhost

Hodnoty tuhostí se odvíjejí od hodnot deformací zjištěných statickou analýzou. Z tohoto důvodu je největší tuhost vykazována ve zkoumaném místě pro zatížení ve směru Y při minimálním vyložení. Obrácený případ nastává pro maximální vyložení ve směru X.

	HODNOTA (N.m <sup>-1</sup> )
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Tuhost směr X	1,41*10 <sup>9</sup>
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Tuhost směr Y	1,60*10 <sup>9</sup>
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Tuhost směr X	1,69*10 <sup>8</sup>
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ) Tuhost směr Y	1,77*10 <sup>8</sup>

Tab. 13 Výsledky – stávající smykadlo – tuhost

#### 5.2.2.4 Ztráta stability

Z výsledků v tabulce níže je vidět, že nejdříve konstrukce ztrácí stabilitu při maximálním vyložení ve směru X, což odpovídá i tomu, že v tomto zátěžném stavu má konstrukce zároveň největší deformaci.

	HODNOTA (-)
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Zatížení ve směru X	485 128
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Zatížení ve směru Y	585 201
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Zatížení ve směru X	160 911
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Zatížení ve směru Y	233 414

Tab. 14 Výsledky – stávající smykadlo – ztráta stability

#### 5.2.2.5 Hmotnost

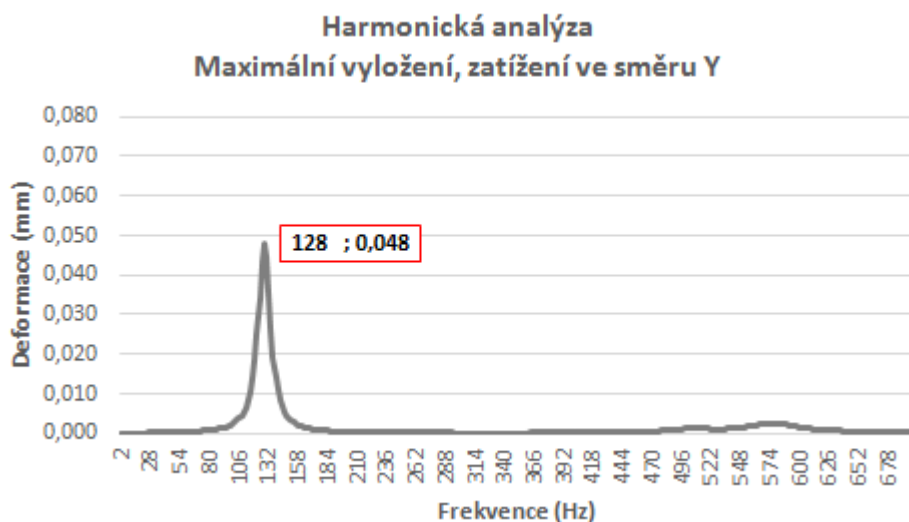
Hmotnost aktuálního řešení smykadla je 2641,1 kg.

	HODNOTA (kg)
HMOTNOST	2641,1

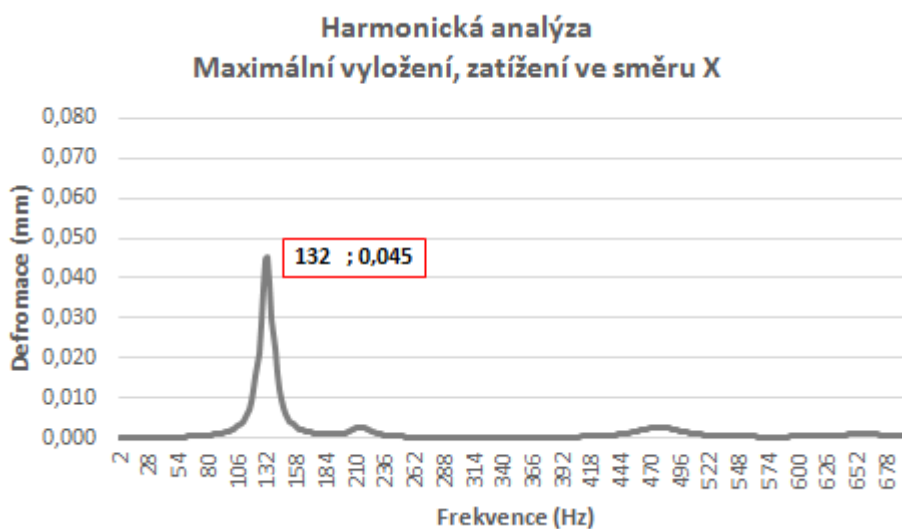
Tab. 15 Hmotnost stávajícího smykadla

#### 5.2.2.6 Harmonická analýza

Tato analýza ukázala, že největší výchylky stávající konstrukce dosahuje při frekvenci blízké první vlastní frekvenci. Ta je při této frekvenci zřetelně největší a ostatní další již nabývají výrazně menších hodnot. Při zatěžování ve směru X a Y jsou výchylky velmi podobné a nastávají při podobných frekvencích.



Graf 2 Výsledky – stávající smykadlo – Harmonická analýza – zatížení ve směru X



Graf 3 Výsledky – stávající smykadlo – Harmonická analýza – zatížení ve směru Y

### 5.2.2.7 Poměrný útlum

Hodnoty poměrného útlumu jsou velmi podobné pro oba uvažované zátěžné stavy.

	HODNOTA v X (-)	HODNOTA v Y (-)
POMĚRNÝ ÚTLUM	$1,20 \cdot 10^{-3}$	$1,01 \cdot 10^{-3}$

Tab. 16 Poměrný útlum – stávající varianta

### 5.2.3 Výsledky – stávající smykadlo – shrnutí

Všechny výše uvedené výsledky aktuálního řešení smykadla budou brány jako referenční hodnoty pro následný návrh sendvičové konstrukce. Nový návrh konstrukce bude brát obecně zřetel na zachování velikosti jednotlivých módů modální analýzy, nižších deformací při jednotlivých zátěžových stavech, vyšší odolnosti proti ztrátě stability a nižší hmotnosti. To vše při zachování možnosti použít nový modifikovaný díl bez nutnosti zásahů do ostatních částí stroje.

## 5.3 Nově navržené řešení – V1

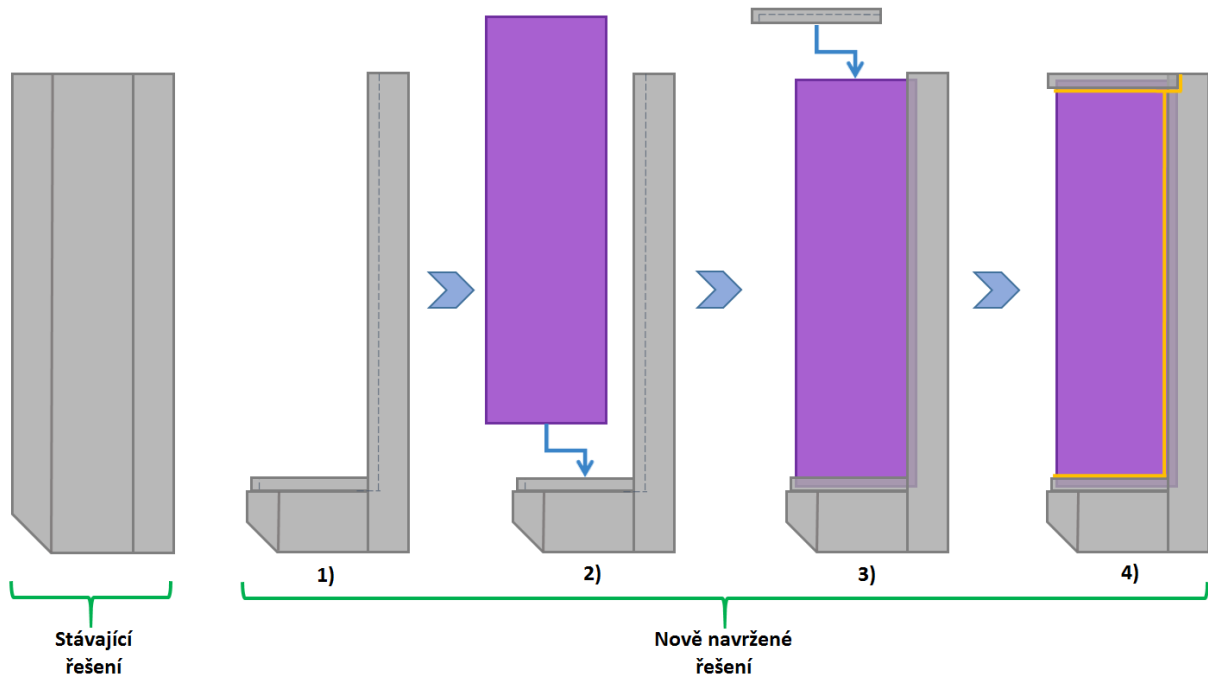
Jak již bylo v předchozích kapitolách nastíněno, nově navržené řešení bude spočívat v modifikaci části smykadla. Pro další konstrukci je tedy nutné si modifikovanou část adekvátně připravit.

Hlavní myšlenky nově navrženého řešení jsou nastíněny na Obr. 40. Na rozdíl od stávajícího řešení je konstrukce upravena v části, která je prožebrovaná a tvoří velkou část obálky smykadla, Obr. 40 - 1. Toto žebrování v nově navrženém řešení již nefiguruje a místo něj je připravené rozhraní pro vložení již připravené sendvičové desky (fialově). Zde jsou to ustavující drážky, do kterých bude sendvičová deska zasunuta, Obr. 40 – 2. Takto vložená deska bude shora držena dílem opět ve tvaru drážky s totožnými rozměry, Obr. 40 – 3. Po konečném ustavení všech dílů je celek k sobě spojen svařením, Obr. 40 – 4, žlutě.

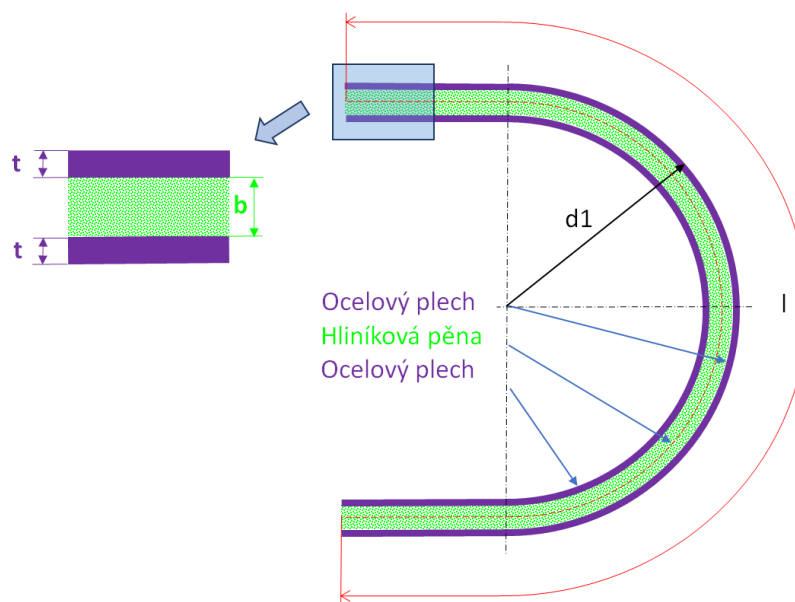
Samotná sendvičová deska se skládá z dvou skroužených ocelových plechů a vnitřní jádra ve formě hliníkové pěny. Rozměry sendviče ilustruje Obr. 41 a hodnoty rozměrů Tab. 17. Tvar takto vyrobeného sendviče je jiný, než původní řešení a tvoří jakýsi půlkruhový profil. Tento profil je výhodný z hlediska výroby, neboť odpadají dodatečné spoje, které by byly nutné v případě respektování původní geometrie. Výhodou je také celistvost sendviče, který po obvodu není nikde přerušován a není nutné řešit způsob spojení desek, neboť ke spojení dojde již během výroby sendviče. Celá tato celistvá deska je pak spojena se zbytkem konstrukce.

Pro zjednodušení prvotních výpočtů nejsou respektovány jednotlivé otvory, díry a přípojné místa pro další příslušenství, které v původní struktuře byly obsaženy. Vzhledem k jejich velikosti ale není nezbytně nutné je v tomto kroku zohledňovat.





Obr. 40 Schéma stávajícího řešení a nově navrženého řešení včetně posloupnosti sestavení



Obr. 41 Skladba vrstev sendviče

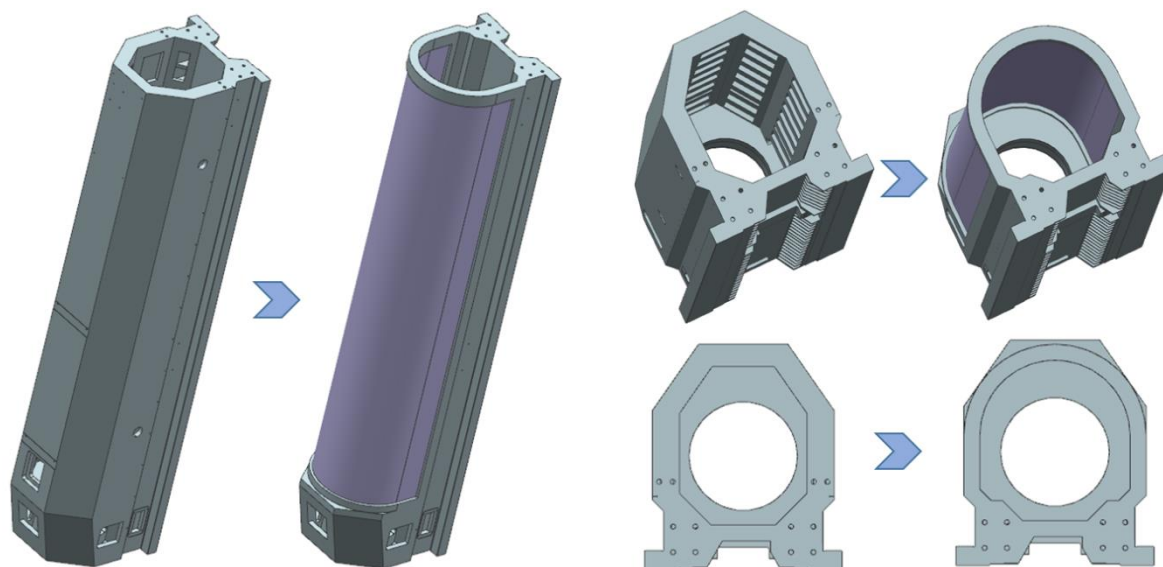
ROZMĚR	HODNOTA
$t$	5 mm
$b$	10 mm
$d1$	540 mm
$v$	2610 mm
$l$	1160 mm
Pozn.: $v$ – výška sendvičové desky	

Tab. 17 Rozměry navrženého sendviče

	JÁDRO	VNĚJŠÍ POTAHY
HUSTOTA	500 kg/m <sup>3</sup>	7829 kg/m <sup>3</sup>
POISSONOVO ČÍSLO	0,29	0,288
YOUNGŮV MODUL	2374 MPa	206940 MPa

Tab. 18 Materiálové hodnoty pro materiál použitý u nově navrženého smykadla – jádro a vnější potahy [18]

Porovnání obou konstrukcí je zobrazeno na Obr. 42. Zejména půdorys ukazuje, že nově navržené řešení je prostorově méně náročné. Ve srovnání s původní žebrovanou stěnou, která je široká 70-85mm, je nově navržená sendvičová deska o 50-65mm tenčí. Dá se tedy říci, že je možné nové řešení uzpůsobit buď s ohledem na menší zástavbové rozměry nebo s ohledem na větší vnitřní prostor, například pro umístění pohonu nebo jiných dalších technologií. Nyní je řešení uzpůsobeno s ohledem na větší vnitřní prostor a maximálně využívá výchozí konstrukci smykadla. Pro potřeby výpočtu byly opět upraveny plochy vedení smykadla na rozhraní smykadlo/saně. Okrajové podmínky (poloha smykadla, zatěžující stavy) jsou z důvodu možnosti porovnání zvoleny stejně jako v případě modelu aktuálního smykadla.



Obr. 42 Porovnání stávajícího a nově navrženého řešení

### 5.3.1 Sestavení výpočtového modelu nově navrženého řešení

Nejprve je nutné výpočtový model nasítovat. Pro účely síťování byl model rozdělen na část, která je vyrobena z oceli a na tu, kde je použitý sendvičový materiál. Ocelový dílec byl, pro co nejvíce srovnatelné podmínky, nasítovaný totožnou sítí jako výpočtový model stávajícího řešení, a to sítí CTETRA 4 s velikostí elementu 25mm s možností lokálního zjemnění sítě v členitějších místech dílce. Příprava sítě pro sendvičový materiál probíhala již během přípravy 3D modelu. Namodelována byla pouze vnější a vnitřní 2D plocha sendviče. Je to

kvůli zamýšlenému použití 2D sítě, která je typu 2D dependent mesh a ta je použita kvůli metodě tvorby sendvičové struktury. Velikost 2D elementu byla zvolena 25mm. Jak již bylo zmíněno, zvolený typ modelu a typ sítě byl zvolen na základě zvoleného způsobu definice sendvičového materiálu, a to je metoda Fill Laminate. Ta využívá síť typu 2D dependent mesh a princip spočívá ve vyplnění prostoru mezi těmito sítěmi materiálem se skladbou, kterou si uživatel nadefinuje. Zde se jedná o skladbu ocelový plech 5mm, hliníková pěna 10mm a ocelový plech 5mm.

#### 5.3.1.1 Modální analýza

Na celé smykadlo byla použita síť o velikosti elementu 25mm a typu sítě CTETRA4 s možností lokálního zjemnění sítě v členitějších místech dílce. Na Obr. 44 na kraji lze vidět přírubu, na které je upevněna obráběcí hlava. Takto nasíťovanému tělesu byly přiřazeny mechanické vlastnosti materiálu – ocel.

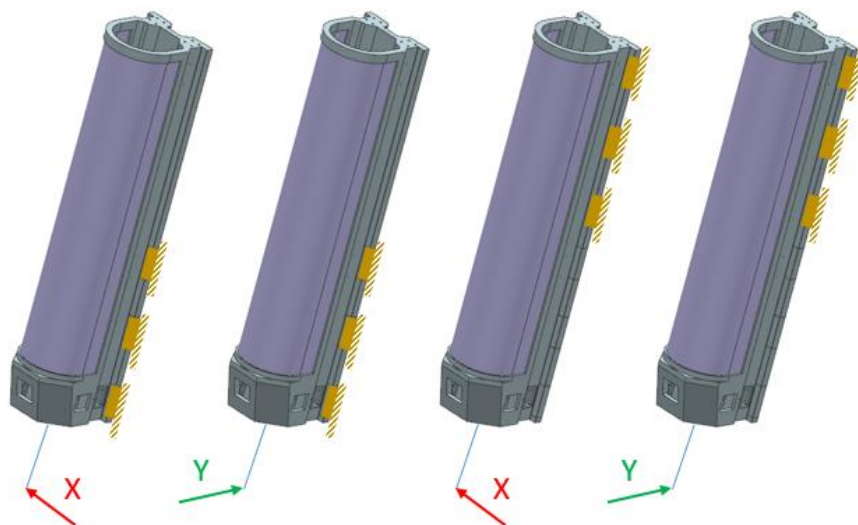
Nadefinovaný model je již možné podrobit simulaci. Modální analýza bude provedena na volném tělese, nejsou mu tedy odebrány žádné stupně volnosti.

#### 5.3.1.2 Statická analýza – deformace

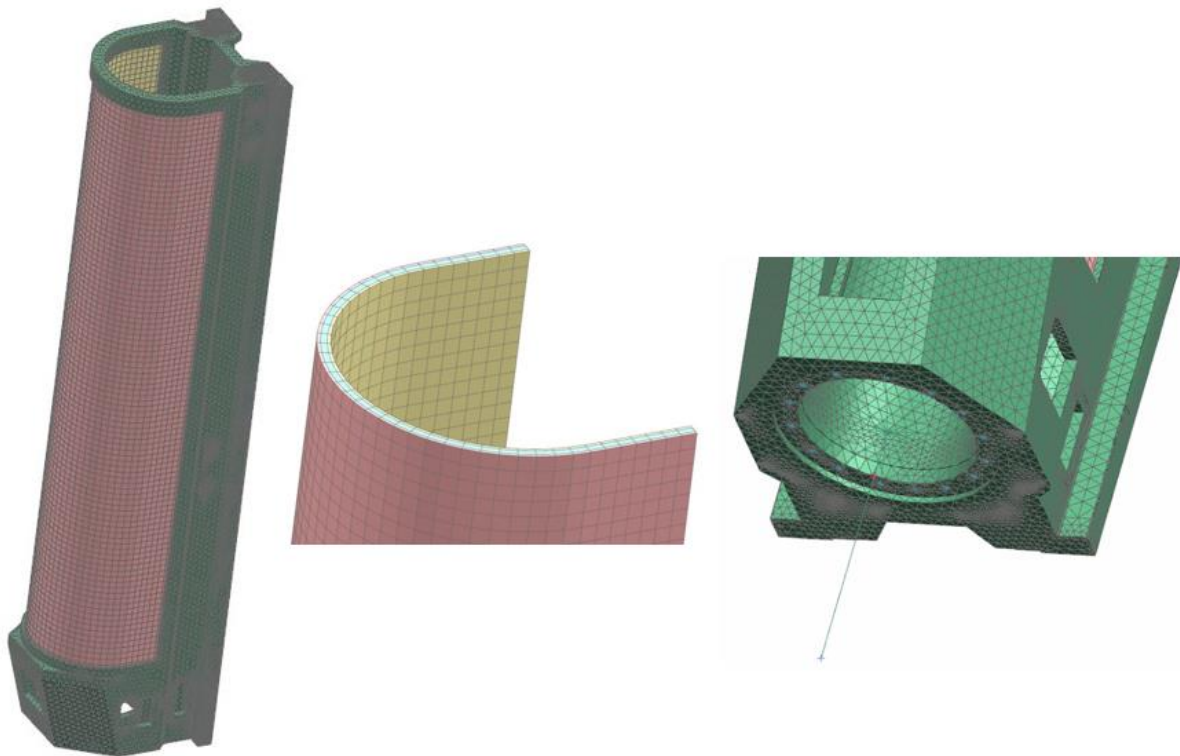
Působíště zatěžující síly je připraveno identicky s předchozí variantou, tj. vzdálenost od spodní příruby 500mm, spojení s přírubou pomocí 1D dokonale tuhých prvků typu RBE2. Velikost zatěžující síly je 1000N a to ve dvou směrech X a Y.

Opět je třeba uvažovat čtyři možné zátěžné stavy:

- Smykadlo ve spodní poloze, zatížení ve směru X
- Smykadlo ve spodní poloze, zatížení ve směru Y
- Smykadlo v horní poloze, zatížení ve směru X
- Smykadlo v horní poloze, zatížení ve směru Y



Obr. 43 Uvažované zátěžné stavy – nově navržené řešení



Obr. 44 Nasíťovaný model smykadla (V1)

#### 5.3.1.3 Ztráta stability

Tato analýza je principálně opět stejná jako ta pro model aktuálního smykadla. Vznikají tedy opět čtyři zátěžné stavy, pro které bude analýza provedena.

- Smykadlo ve spodní poloze, zatížení ve směru X
- Smykadlo ve spodní poloze, zatížení ve směru Y
- Smykadlo v horní poloze, zatížení ve směru X
- Smykadlo v horní poloze, zatížení ve směru Y

#### 5.3.1.4 Tuhost

Tuhost byla zjišťována opět analogicky jako v kapitole 5.2.1.3

#### 5.3.1.5 Hmotnost

Hmotnost byla měřena pomocí softwaru Siemens NX.

#### 5.3.1.6 Harmonická analýza

Nastavení okrajových podmínek pro harmonickou analýzu je stejné jako v případě stávajícího smykadla. Opět je zde řešen stav maximálního vyložení a zatížení ve směrech X a Y.

#### 5.3.1.7 Poměrný útlum

Výpočet poměrného útlumu je opět analogický k výpočtu u konvenčního smykadla.

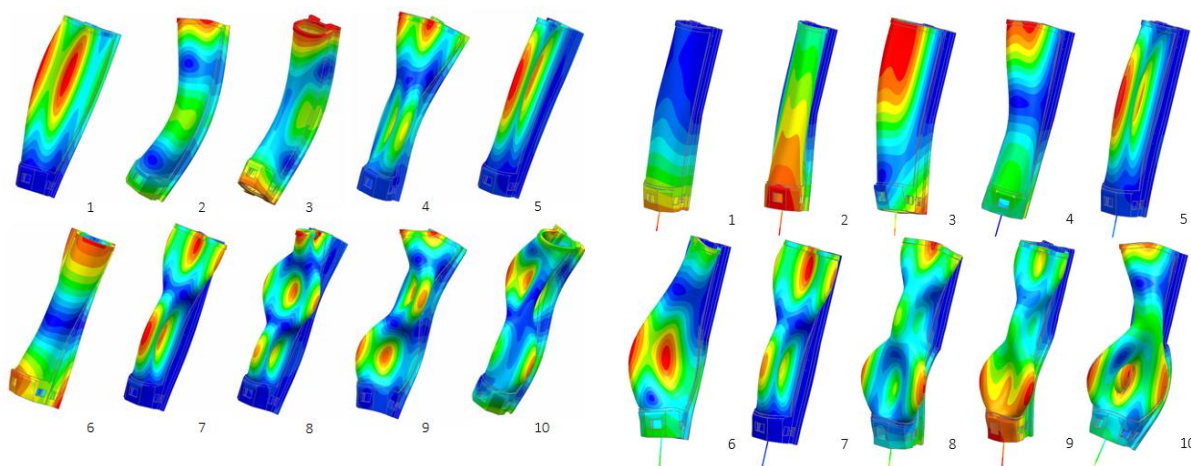
### 5.3.2 Výsledky – V1

#### 5.3.2.1 Modální analýza

Výsledkem modální analýzy je opět prvních 10 módů. Nově navržené řešení se s výsledky pohybuje obecně pod hodnotami stávajícího řešení a pohybují se v rozmezí 277 Hz až 665 Hz. Na Obr. 45 lze opět vidět jednotlivé tvary kmitů.

V1				
OZNAČENÍ MÓDU	HODNOTA VOLNÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V1 vs. stávající)	HODNOTA FIXOVANÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V1 vs. stávající)
Mód 1	277.9	-8.4	109.7	-17.0
Mód 2	311.8	-8	112.2	-17.0
Mód 3	323.6	-17	155.9	-37.7
Mód 4	359.8	-26.5	329.8	-7.9
Mód 5	363.7	-32.1	381.4	-25.2
Mód 6	407.3	-28.1	411.9	-22.8
Mód 7	426.3	-29.2	442.3	-30.4
Mód 8	532.9	-14.6	490.1	-34.1
Mód 9	545.8	-16.3	541.5	-23.7
Mód 10	664.6	-6.7	552.9	-23.6

Tab. 19 Výsledky – nově navržené smykadlo (V1) - modální analýza



Obr. 45 Výsledky – nově navržené smykadlo (V1) – modální analýza – tvary kmitů

### 5.3.2.2 Statická analýza deformace

Tato simulace ukázala, že smykadlo má ze zkoušených stavů opět nejmenší deformaci při minimálním vyložení ve směru Y. Největší deformace v tomto případě vykazuje při maximálním vyložení ve směru Y. Co se týče rozdílů oproti stávajícímu řešení, tak odchylky se pohybují od -3% ve prospěch nově navrženého smykadla až po 33% ve prospěch stávající konstrukce, což je již znatelný rozdíl.

	HODNOTA (mm)	Rozdíl (%) (V1 vs. stávající)
<b>MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Max deformace X	0,00069	<b>-2,8</b>
<b>MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Max deformace Y	0,00062	<b>-0,6</b>
<b>MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Max deformace X	0,00659	<b>11,7</b>
<b>MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ)</b> Max deformace Y	0,00752	<b>32,8</b>

Tab. 20 Výsledky – nově navržené smykadlo – statická analýza – deformace

### 5.3.2.3 Tuhost

V případě tuhosti vyšla nejlépe varianta minimálního vyložení smykadla, zatíženého ve směru Y, což je shodný stav se stávajícím řešením. Naopak nejhorší tuhost konstrukce vykazuje při maximálním vyložení ve směru Y. Nově navržená konstrukce ovšem vykazuje v porovnání se současným řešením horší hodnoty tuhostí při maximálním vyložení a nejvýše srovnatelné hodnoty.

	HODNOTA (N.m <sup>-1</sup> )	Rozdíl (%) (V1 vs. stávající)
<b>MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Tuhost X	1,45*10 <sup>9</sup>	<b>2,9</b>
<b>MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Tuhost Y	1,61*10 <sup>9</sup>	<b>0,6</b>
<b>MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Tuhost X	1,52*10 <sup>8</sup>	<b>-10,5</b>
<b>MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ)</b> Tuhost Y	1,33*10 <sup>8</sup>	<b>-24,7</b>

Tab. 21 Výsledky – nově navržené smykadlo – tuhost

#### 5.3.2.4 Ztráta stability

Z výsledků a tabulce níže je vidět, že konstrukce nově navrženého smykadla ztrácí stabilitu při všech zátěžných stavech výrazně dříve než v případě stávajícího smykadla a to od -32% do -75%. To jsou opět výrazně horší hodnoty.

	HODNOTA (-)	ROZDÍL (%) (V1 vs. stávající)
<b>MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Zatížení ve směru X	146 406	<b>-69,8</b>
<b>MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Zatížení ve směru Y	395 334	<b>-32,4</b>
<b>MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Zatížení ve směru X	39 385	<b>-75,5</b>
<b>MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ</b> Zatížení ve směru Y	81 964	<b>-64,9</b>

Tab. 22 Výsledky – nově navržené smykadlo – ztráta stability

#### 5.3.2.5 Hmotnost

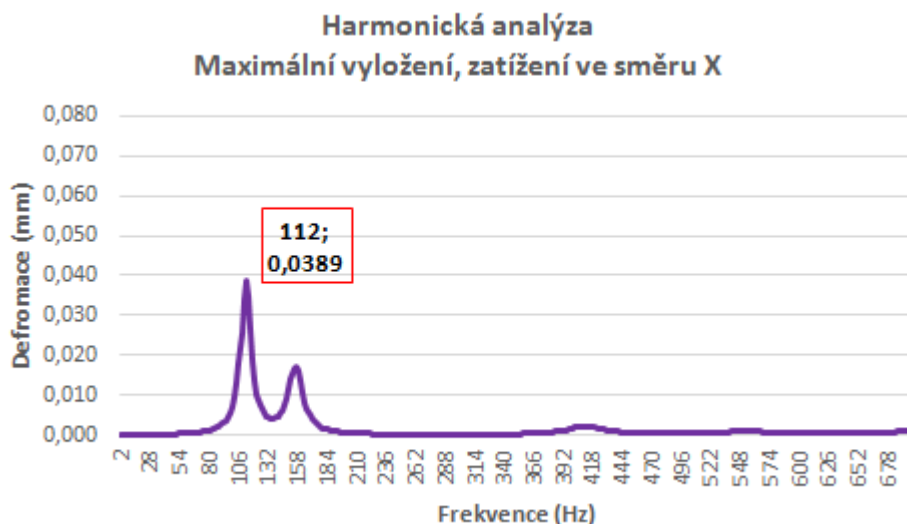
Hmotnost nově navrženého smykadla je 1949,8 kg, což je o více než 26% nižší hmotnost než v případě stávajícího provedení.

	HODNOTA (kg)	ROZDÍL V1 vs. STÁVAJÍCÍ (%)
<b>HMOTNOST</b>	1949,8	-26,2

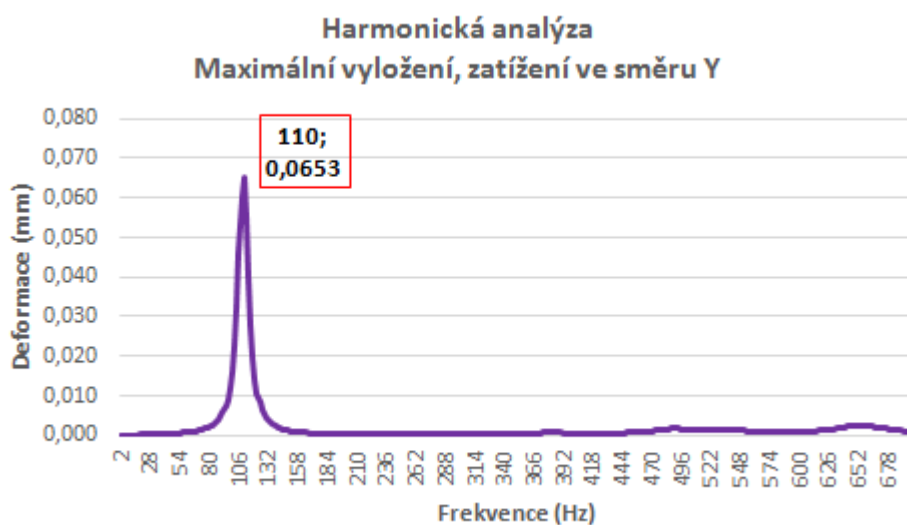
Tab. 23 Výsledky – nově navržené smykadlo – hmotnost

### 5.3.2.6 Harmonická analýza

Z grafů níže lze vidět, že maximální výchylky nastávají opět v blízkosti prvních vlastních frekvencí. Ve směru X vykazuje konstrukce nižší deformace (-13%) a při zatížení ve směru Y deformace vyšší než stávající konstrukce (+36%). Stojí za povšimnutí, že při zatížení ve směru X nastává zvýšení deformací ještě jednou, a to přibližně při frekvenci 160Hz a nabývá zhruba poloviční hodnoty, než při předchozí kritické.



Graf 4 Výsledky – V1 – Harmonická analýza – zatížení ve směru X



Graf 5 Výsledky – V1 – Harmonická analýza – zatížení ve směru Y



### 5.3.2.7 Poměrný útlum

Z výsledků je patrné, že hodnoty útlumu jsou velmi vzdálené a celek tedy vykazuje sníženou tlumící schopnost.

	HODNOTA v X (-)	ROZDÍL (%) (V1 vs. stávající)	HODNOTA v Y (-)	ROZDÍL (%) (V1 vs. stávající)
<b>POMĚRNÝ ÚTLUM</b>	$0,77 \cdot 10^{-3}$	-36	$0,43 \cdot 10^{-3}$	-57

Tab. 24 Výsledky V1 – Poměrný útlum

### 5.3.3 Výsledky V1 – shrnutí

Po provedení sady simulací, porovnatelných s těmi, které byly provedeny na stávajícím smykadle, vyplývá, že zlepšení vykazuje konstrukce při deformacích minimálně vyloženého smykadla. Zde se ovšem zlepšení pohybuje pouze do 3%. Výrazného zlepšení bylo dosaženo u hmotnosti. Ta klesla o 26%, což je velmi dobrý výsledek a absolutně toto číslo znamená úsporu 691kg. Deformace smykadla při ostatních zátěžných stavech je ale již vyšší a to o 11,7% při maximálním vyložení a zátěži ve směru X a o 32,8% opět při maximálním vyložení a zátěži ve směru Y. Toto jsou již relativně velké odchylky. Jednotlivé módy modální analýzy jsou položeny do nižších frekvencí, což je souhrnně napříč všemi zjišťovanými módy v průměru o více než 10% méně než u stávajícího řešení a ztráta stability také nastává výrazně dříve. Harmonická analýza ukázala, že se konstrukce obecně nechová lépe, když při maximálním vyložení a zatížení ve směru Y vykazuje při kritické frekvenci vyšší deformace. Taktéž hodnoty poměrného útlumu vykazuje nižší než výchozí konstrukce. Uvedené výsledky simulací tedy indikují, že nově navržený design je nutné uvažovat jako výchozí, a na základě těchto výsledků ho dále upravit a zajistit zlepšení vlastností ve zmiňovaných oblastech, které dosahovaly horších výsledků.

## 5.4 Nově navržené řešení – V2.1 a V2.2

Jak bylo uvedeno v předchozí kapitole, nově navržené řešení smykadla nevykazovalo zlepšení ve všech sledovaných oblastech. Na základě těchto poznatků je tedy potřeba upravit design smykadla tak, aby byly tyto nedostatky odstraněny.

Nabízí se několik cest, jak tohoto docílit. V tomto případě bude ponechán tvar a skladba vrstev sendvičové desky ale tloušťka jednotlivých skladeb a ve výsledku celé desky se zvětší, což by mělo mít za následek zlepšení většiny sledovaných parametrů. Očekávaná je pouze vyšší hmotnost smykadla oproti variantě V1, což je ale vzhledem k výše uvedenému logické. Přidána byla taktéž i středová obruč ke stabilizaci konstrukce ve střední části.

Cesta k odstranění vyšší hmotnosti může mimo jiného vést například přes volbu jiných materiálů. Největší podíl na celkové hmotnosti navržené sendvičové desky mají ocelové vnější desky. Zde je možno ocel nahradit též hliníkem, čímž by mohl být použit jen jeden materiál pro celou sendvičovou desku, byť s jinou strukturou. Nevýhodou ale mohou být

naopak potencionálně zhoršené výsledné vlastnosti, nebo podobné vlastnosti ale za cenu nárůstu rozměrů a ve výsledku malou úsporou hmotnosti. Bude tedy navržena stejná skladba a tloušťka jednotlivých vrstev ale s tím rozdílem, že vnější desky budou definovány jako hliníkové.

Tyto uvedené možnosti, jak dále upravit navržený sendvičový materiál, budou dále označovány následovně:

- **V2.1:** Sendvičová deska se zvětšenou tloušťkou (ocelový plech – hliníková pěna – ocelový plech)
- **V2.2:** Sendvičová deska se zvětšenou tloušťkou (hliníkový plech – hliníková pěna – hliníkový plech)

V tabulce níže jsou uvedeny rozměry nové sendvičové desky v porovnání s variantou V1. Doprovodný obrázek k jednotlivým hodnotám v tabulce viz Obr. 41.

	V1	V2.1 / V2.2
ROZMĚR	HODNOTA	
t	5 mm	12mm
b	10 mm	26mm
d1	540 mm	540mm
v	2 610 mm	
l	1 160 mm	1 114mm
Pozn.: v – výška sendvičové desky		

Tab. 25 Rozměry nově navrženého sendviče (V1 x V2.1 / V2.2)

	JÁDRO	VNĚJŠÍ POTAHY	
	V2.1 / V2.2	V2.1	V2.2
HUSTOTA	500 kg/m <sup>3</sup>	7 829 kg/m <sup>3</sup>	2 711 kg/m <sup>3</sup>
POISSONOVO ČÍSLO	0,290	0,288	0,330
YOUNGŮV MODUL	2 374 MPa	206 940 MPa	68 980 MPa

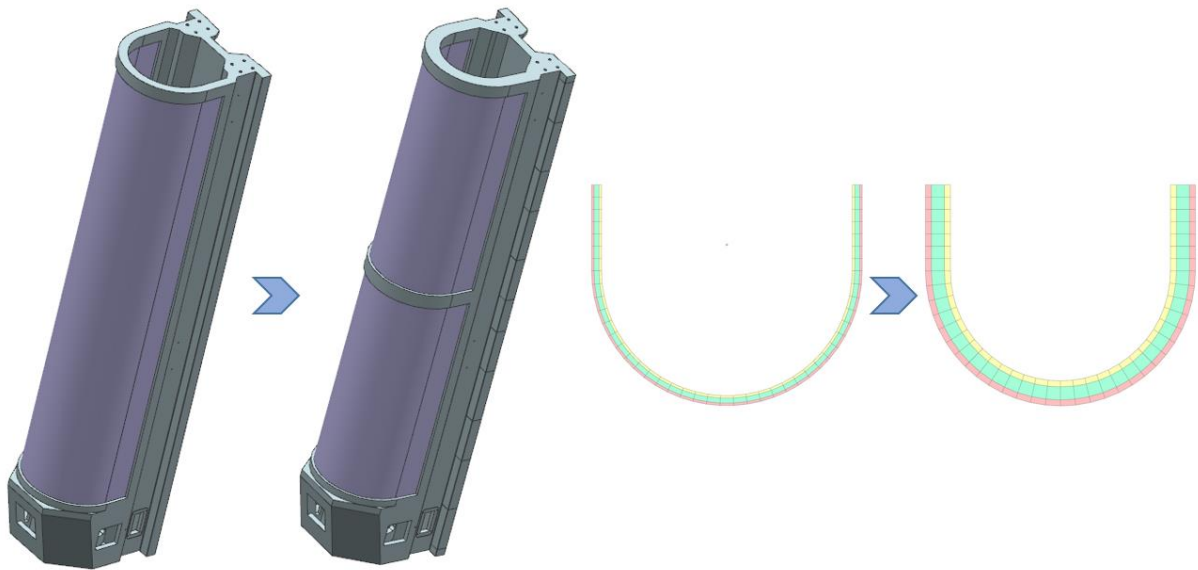
Tab. 26 Materiálové hodnoty pro jádro a vnější potahy použité u nově navrženého smykadla (V2.1 a V2.2) [18]

#### 5.4.1 Sestavení výpočtového modelu V2.1 a V2.2

Výpočtové modely byly sestavovány analogicky jako v předchozích případech. V následujících kapitolách budou popsány pouze jednotlivé odlišnosti oproti předchozím simulacím čili simulacím verze V1.

První odlišností je tloušťka vrstev sendvičových panelů pro obě varianty. V případě V2.1 se jedná o skladbu ocelový plech 12mm, hliníková pěna 26mm a ocelový plech 12mm.

V případě V2.2 se jedná o skladbu hliníkový plech 12mm, hliníková pěna 26mm a hliníkový plech 12mm.



Obr. 46 Porovnání řešení a tloušťek sendvičového panelu (V1 x V2)

#### 5.4.1.1 Modální analýza

Analýza je nadefinována totožná jako analýza pro variantu V1, viz 5.3.1.1

#### 5.4.1.2 Statická analýza – deformace

Působíště zatěžující síly, spojení i velikost zatěžující síly a zátěžné stavy jsou opět totožné s variantou V1, viz 5.3.1.2

#### 5.4.1.3 Tuhost

Definice výpočtu tuhosti je opět totožná s variantou V1, viz 5.3.1.4

#### 5.4.1.4 Ztráta stability

Jednotlivé zátěžné stavy jsou opět totožné jako v případě varianty V1, viz 5.3.1.3

#### 5.4.1.5 Hmotnost

Zjištění hmotnosti je provedeno stejným způsobem jako varianty V1, viz 5.3.1.5

#### 5.4.1.6 Harmonická analýza

Nastavení okrajových podmínek pro harmonickou analýzu je stejné jako v případě varianty V1, viz 5.3.1.6

#### 5.4.1.7 Poměrný útlum

Výpočet poměrného útlumu je stejný jako v případě výpočtu varianty V1, viz 5.3.1.7

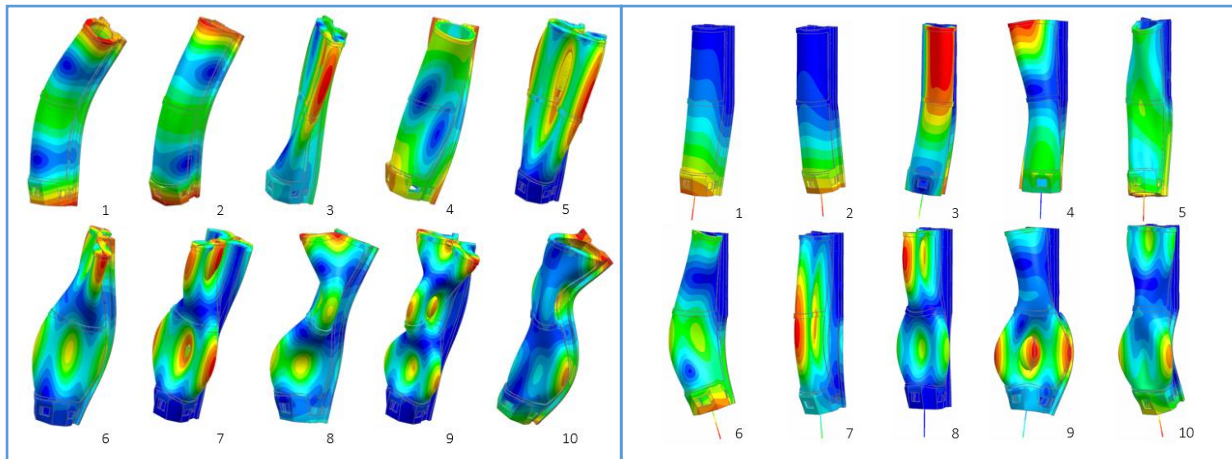
## 5.4.2 Výsledky – V2.1 a V2.2

### 5.4.2.1 Modální analýza

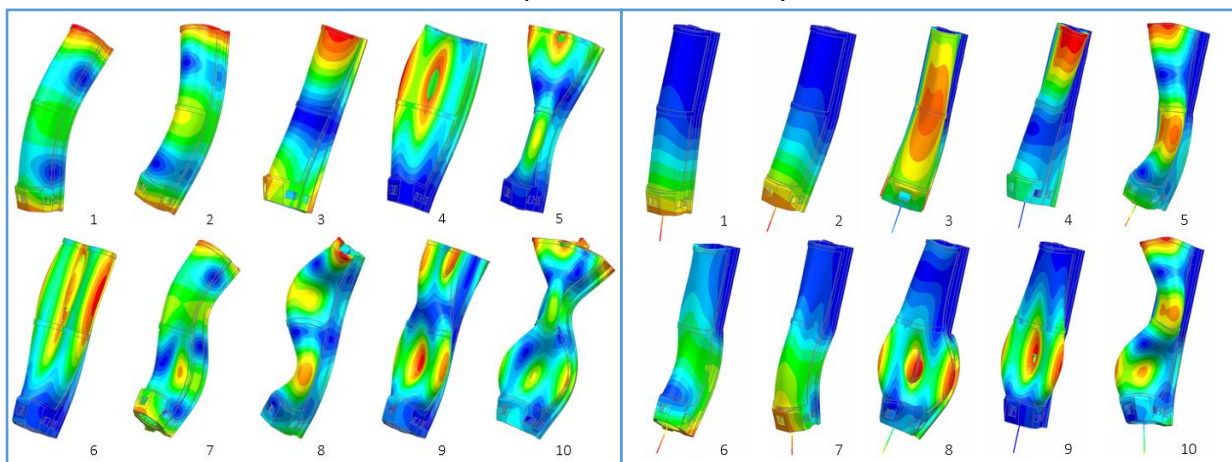
Výsledkem modální analýzy je opět prvních 10 módů pro obě varianty V2.1 a V2.2. Z výsledků je již vidět, že hodnoty jednotlivých módů jsou téměř srovnatelné se stávajícím řešením. Průměrná odchylka všech 10 sledovaných módů je -4,3% v případě verze V2.1 a 0,5% v případě verze V2.2. Co se týče tvarů kmitů, tak ty jsou ve všech případech rozdílné.

OZNAČENÍ MÓDU	V2.1				V2.2			
	HODNOTA VOLNÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V3 vs. stávající)	HODNOTA FIXOVANÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V3 vs. stávající)	HODNOTA VOLNÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V4 vs. stávající)	HODNOTA FIXOVANÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V4 vs. stávající)
Mód 1	320.7	5.7	123.8	-3.5	299.1	-1.4	110.3	-16.3
Mód 2	351.3	3.7	130.8	-0.4	301.4	-11.1	126.9	-3.5
Mód 3	414.5	6.3	196.5	-8.4	369.9	-5.1	237.7	9.7
Mód 4	430.7	-12.0	364.7	2.5	489.0	-0.1	370.8	4.0
Mód 5	476.1	-11.1	474.0	-0.8	549.4	2.6	494.9	3.5
Mód 6	477.9	-15.6	474.4	-6.2	576.9	1.9	520.6	2.8
Mód 7	533.2	-11.5	505.7	-12.3	621.6	3.2	549.1	-5.0
Mód 8	608.4	-2.5	563.7	-14.3	638.7	2.4	666.8	1.4
Mód 9	643.9	-1.3	597.7	-10.8	659.6	1.1	683.8	2.1
Mód 10	676.4	-5.0	616.4	-9.8	708.9	-0.5	686.1	0.4

Tab. 27 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1 a V2.2) – modální analýza



Obr. 47 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.2) – modální analýza – tvary kmitů;  
vlevo: volné těleso; vpravo: maximálně vyložené těleso



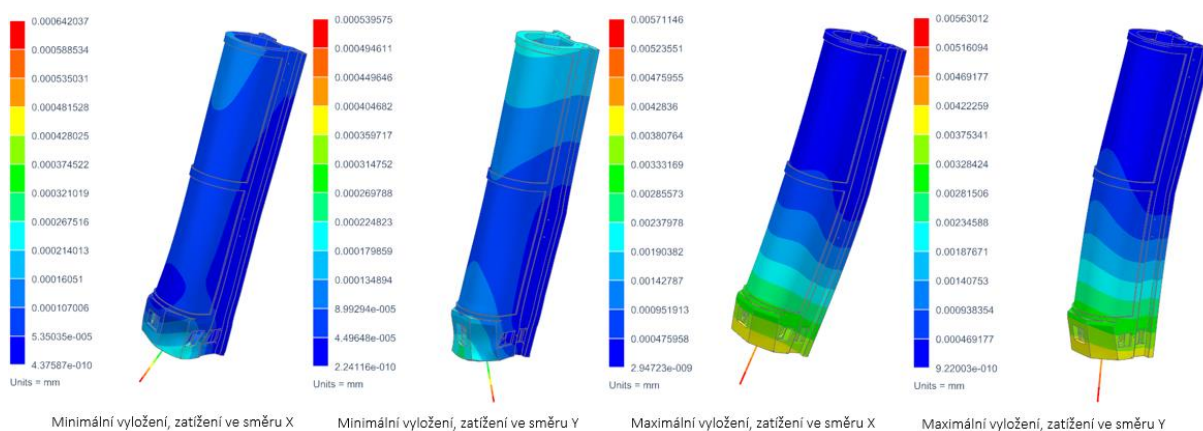
Obr. 48 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1) – modální analýza – tvary kmitů;  
vlevo: volné těleso; vpravo: maximálně vyložené těleso

#### 5.4.2.2 Statická analýza – deformace

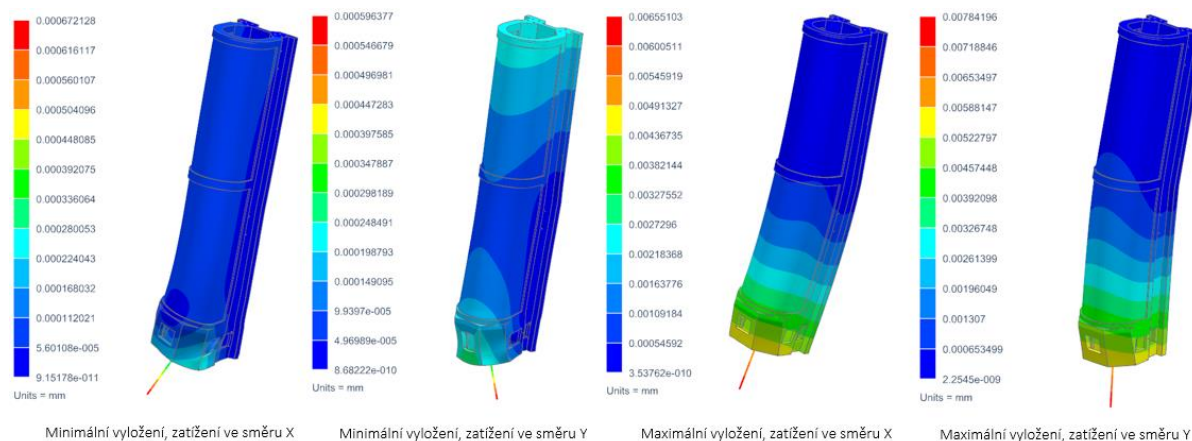
V případě výsledků statické analýzy lze vidět, že deformace jsou při minimálním vyložení nižší u varianty V2.1 cca o 9% ve směru X a o téměř 14% ve směru Y. Při maximálním vyložení jsou deformace u této varianty téměř totožné se stávajícím řešením, resp. nižší o 3% ve směru X a o necelé procento ve směru Y. Varianta V2.2 vykazuje nižší deformace pouze v případě minimálního vyložení a to kolem 5% pro oba zatěžující směry. Při maximálním vyložení je deformace již vyšší o 11% ve směru X a o necelých 39% ve směru Y. Varianta V2.2 je tedy pro maximální vyložení již výrazněji méně odolná.

	V2.1		V2.2	
	HODNOTA (mm)	ROZDÍL (%) (V2.1 vs. stávající)	HODNOTA (mm)	ROZDÍL (%) (V2.2 vs. stávající)
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Max deformace X	0,00064	-9,3	0,00067	-5,1
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Max deformace Y	0,00054	-13,7	0,0006	-4,8
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Max deformace X	0,00571	-3,3	0,00655	11,0
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Max deformace Y	0,00563	-0,6	0,00784	38,4

Tab. 28 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1 a V2.2) – statická analýza – deformace



Obr. 49 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1) – statická analýza – deformace



Obr. 50 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.2) – statická analýza – deformace

#### 5.4.2.3 Tuhost

Tuhost opět kopíruje výsledky statické analýzy, tj. vyšší tuhost vykazují varianta V2.1. Varianta V2.2 má nižší tuhost při maximálním vyložení. Při minimálním vyložení vykazuje sice zvýšenou tuhost, ale ta nestačí na variantu V2.1.

	V2.1		V2.2	
	HODNOTA (N.m <sup>-1</sup> )	ROZDÍL (%) (V2.1 vs. stávající)	HODNOTA (N.m <sup>-1</sup> )	ROZDÍL (%) (V2.2 vs. stávající)
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Tuhost X	1,56*10 <sup>9</sup>	10,3	1,49*10 <sup>9</sup>	5,4
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Tuhost Y	1,85*10 <sup>9</sup>	15,9	1,68*10 <sup>9</sup>	5,0
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Tuhost X	1,75*10 <sup>8</sup>	3,4	1,53*10 <sup>8</sup>	-9,9
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Tuhost Y	1,78*10 <sup>8</sup>	0,6	1,28*10 <sup>8</sup>	-27,7

Tab. 29 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1 a V2.2) – tuhost

#### 5.4.2.4 Ztráta stability

Co se týče ztráty stability, tak zde je situace rozdílná dle zátěžných situací. Obecně se jeví varianta V2.1 jako vhodnější než V2.2. V2.2 má ztrátu stability lepší než V2.1 pouze v případě maximálního vyložení a zatížení ve směru X a to o 8%. Pokud dále porovnáme stávající řešení s V2.1, tak zde je vidět, že vyšších hodnot konstrukce dosahuje v případě minimálního vyložení a zatížení ve směru Y o necelých 21% a v případě maximálního vyložení a zatížení opět ve směru Y a to o 6%.

	V2.1		V2.2	
	HODNOTA (-)	ROZDÍL (%) (V2.1 vs. stávající)	HODNOTA (-)	ROZDÍL (%) (V2.2 vs. stávající)
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Zatížení X	408 984	-15,7	352 066	-27,4
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Zatížení Y	706 854	20,8	604 511	3,3
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Zatížení X	97 294	-39,5	110 749	-31,2
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Zatížení Y	248 362	6,4	219 369	-6,0

Tab. 30 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1 a V2.2) – ztráta stability

#### 5.4.2.5 Hmotnost

Hmotnost nové varianty V2.1 je 2375,4 kg a varianty V2.2 je 2015,5 kg což je o 10%, resp. 24% méně než v případě stávajícího provedení.

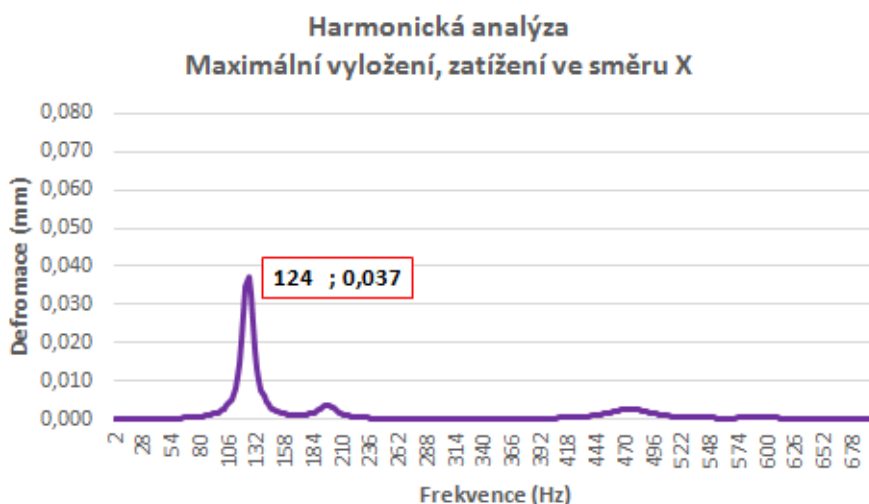
	V2.1		V2.2	
	HODNOTA (kg)	ROZDÍL (%) (V2.1 vs. stávající)	HODNOTA (kg)	ROZDÍL (%) (V2.2 vs. stávající)
HMOTNOST	2375,4	-10	2015,5	-24

Tab. 31 Výsledky – nově navržené smykadlo (V2.1 a V2.2) - srovnání hmotností

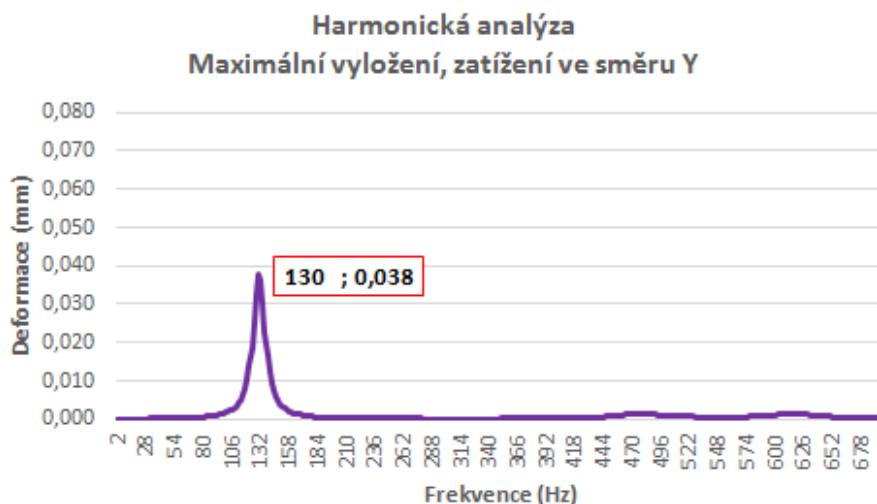


#### 5.4.2.6 Harmonická analýza

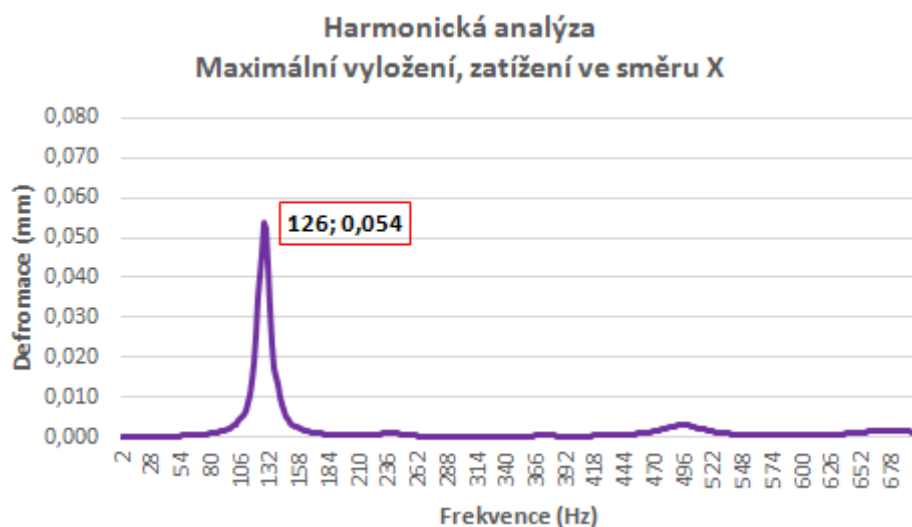
Harmonická analýza do jisté míry kopíruje výsledky varianty V1. Opět největší deformace nastávají pro obě zatížení v oblasti prvních vlastních frekvencí. Vyšší hodnoty těchto deformací ale lze nalézt při pohledu na grafy varianty V2.2. Zde dochází ke zhoršení deformací oproti stávajícímu řešení. Naopak varianta V2.1 vykazuje již zlepšení a to mezi 17% (směr X) a 21% (směr Y).



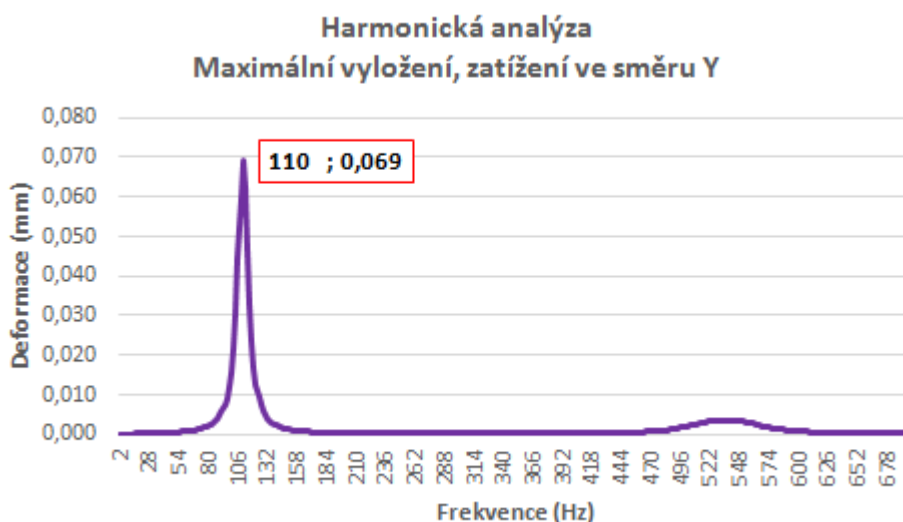
Graf 7 Výsledky – V2.1 - Harmonická analýza – zatížení ve směru X



Graf 6 Výsledky – V2.1 - Harmonická analýza – zatížení ve směru Y



Graf 8 Výsledky – V2.2 - Harmonická analýza – zatížení ve směru X



Graf 9 Výsledky – V2.2 - Harmonická analýza – zatížení ve směru Y

#### 5.4.2.7 Poměrný útlum

Hodnoty poměrného útlumu jsou u varianty V2.1 lehce snižené oproti stávajícímu řešení. V případě varianty V2.2 jsou výsledky v případě zatížení v obou zkoumaných směrech, výrazněji snižené, přičemž stejně jako v předchozích případech vykazuje útlum ve směru Y nižších hodnot než ve směru X.

	V2.1				V2.2			
	HODNOTA v X (-)	ROZDÍL (%) (V1 vs. stávající)	HODNOTA v Y (-)	ROZDÍL (%) (V1 vs. stávající)	HODNOTA v X (-)	ROZDÍL (%) (V1 vs. stávající)	HODNOTA v Y (-)	ROZDÍL (%) (V1 vs. stávající)
<b>POMĚRNÝ ÚTLUM</b>	1,13*10 <sup>-3</sup>	-6	8,5*10 <sup>-4</sup>	-16	9,00*10 <sup>-4</sup>	-25	5,5*10 <sup>-4</sup>	-46

Tab. 32 Výsledky V2.1 a V2.2 - Poměrný útlum

#### 5.4.3 Výsledky V2.1 a V2.2 - shrnutí

Výše popisované výsledky se týkaly dvou nově navržených variant. V2.1, která při použití sendvičového materiálu využívá jako jádro hliníkovou pěnu a jako potahy ocelové plechy. Varianta V2.2 je rozměrově shodná s V2.1. Její rozdíl je v tom, že materiál potahů je v tomto případě také hliník.

V případě modální analýzy lze obecně říci, že se obě varianty od sebe dramaticky neliší, co se týče hodnot jednotlivých módů. V2.1 má výše posazené první 3 módy, V2.2 zase mírně vyšší zbylé módy. Oproti stávajícímu řešení má sledovaných prvních 10 módů celkově výše varianta V2.2 (+0,5%) a varianta V2.1 mírně níže (-4%). Tvary kmitů jsou pro každou variantu odlišné.

Statická analýza ukázala rozdíly mezi oběma variantami. V2.1 přináší zlepšení pro všechny zátěžné stavy (deformace smykadla menší o 1 až 14%). V2.2 přináší zlepšení pouze pro zatížení při minimálním vyložení (kolem 5%). Při maximálním vyložení jsou výsledky v případě zatížení ve směru y naopak o 33% horší.

Podobných výsledků je dosaženo i v rámci výsledků tuhostí. I zde výsledky ukazují lepší hodnoty pro variantu V2.1. V2.2 má již výrazněji horší tuhost při maximálním vyložení.

Ztráta stability vyznívá lépe pro variantu V2.1, kde při zatížení ve směru Y pro minimální i maximální vyložení konstrukce odolává lépe než stávající provedení.

Co se týče hmotnosti, tak zde se projevují použití materiálu s nižší hustotou, a tudíž varianta V2.2 je o 24% lehčí než stávající provedení. V2.1 je také lehčí ale úspora hmotnosti je zhruba poloviční (10%).

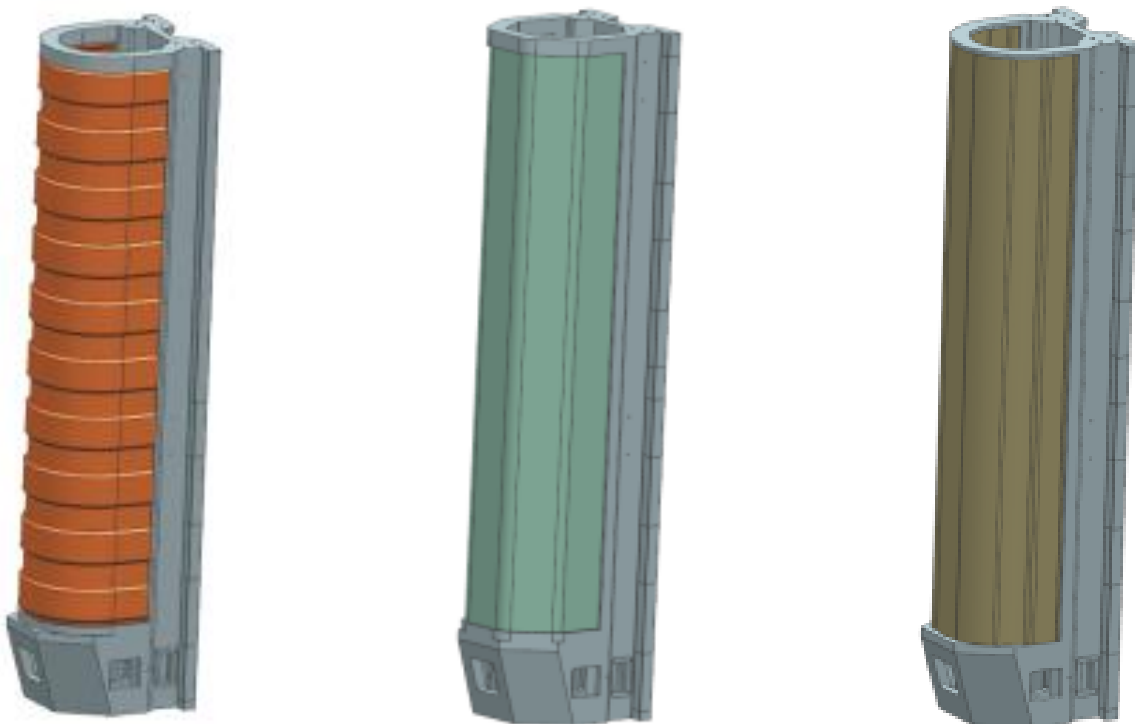
Harmonická analýza vychází lépe pro variantu V2.1, přičemž pouze u této varianty došlo ke snížení deformací při kritické frekvenci pro oba směry zatížení.

V případě poměrného útlumu při zatížení ve směru X vykazuje konstrukce v podstatě totožné hodnoty a při zatížení ve směru Y jen mírně snížené. V případě varianty V2.2 jsou hodnoty poměrných útlumů více vzdálené stávajícímu řešení a toto řešení není z tohoto pohledu výhodné.

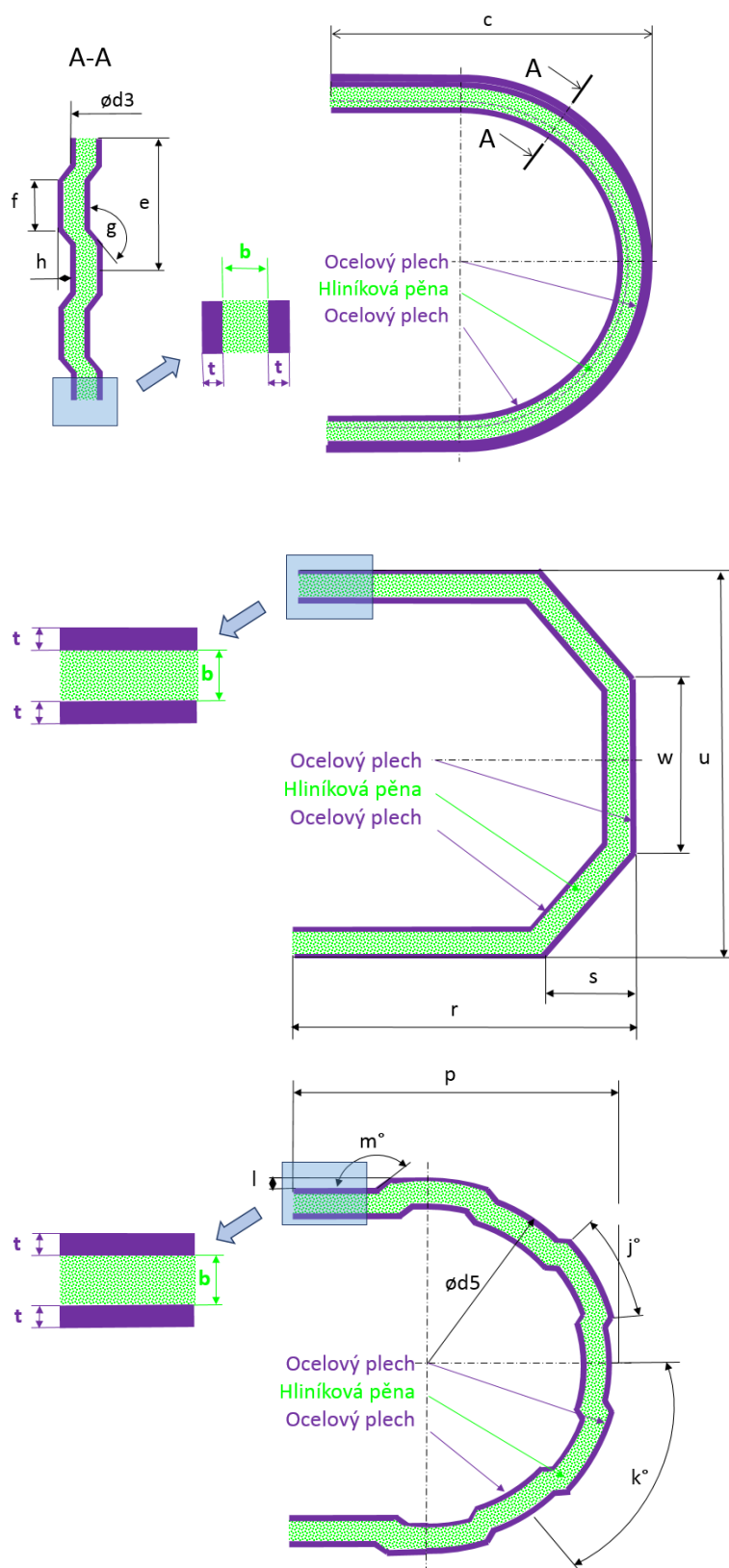
Na základě těchto výsledků je možné říci, že varianta V2.1 je v této podobě lepší náhradou než V2.2. Je to hlavně z důvodu výsledků ze statické analýzy, kdy výsledky byly v jednom případě u V2.2 o 33% horší než stávající provedení. Harmonická analýza také hovoří ve prospěch varianty V2.1. Snížení hmotnosti je sice v tomto případě výraznější, toto ale již potencionálně zhoršuje přesnost výroby v případě nasazení takovéto konstrukce do reálného provozu. Výsledky modální analýzy vycházejí pro obě varianty velmi podobně a ztráta stability není u tohoto dílu s jeho typickým zatížením klíčový parametr pro preferování jedné varianty před druhou. Také poměrný útlum vychází mnohem lépe u varianty V2.1 a je téměř srovnatelný se stávající konstrukcí.

## 5.5 Nově navržené řešení – V3, V4, V5

V minulých kapitolách byl naznačen způsob, jakým implementovat sendvičový materiál do stávající konstrukce ocelového smykadla. Byly simulovány dvě tloušťky sendvičového materiálu, přičemž u varianty z větší tloušťkou byl zkoušen i jiný materiál pro vnější potahy. Celkem tedy tři různé varianty (V1, V2.1 a V2.2). Zde byl tvar sendvičového materiálu stále stejný, pouze se měnila tloušťka, popř. materiál. Další varianty ukazují, jaký vliv má také změna tvaru sendvičového panelu. Tloušťka sendvičové desky bude vycházet ve všech následujících variantách z varianty V2, která již vykazuje uspokojivé výsledky ve srovnání se stávajícím řešením. Všechny ostatní okrajové podmínky zůstanou pochopitelně stejné s ohledem na porovnatelnost všech řešení. Změny budou pouze technologické, a to takové, aby šel nový tvar sendvičové desky implementovat do zbytku konstrukce. Varianta V3 má tvar modifikovaný tak, že vnější a vnitřní potah je profilovaný horizontálně a prostor mezi nimi opět vyplňuje hliníková pěna. Varianta V4 svým tvarem navazuje na stávající řešení a je profilované vertikálně, čtyřikrát zalomené. Varianta V5 ideově navazuje na variantu V3. Změna je ve směru profilování, zde je sendvič profilovaný vertikálně.



Obr. 51 Nově navržené smykadlo; zleva: V3, V4, V5



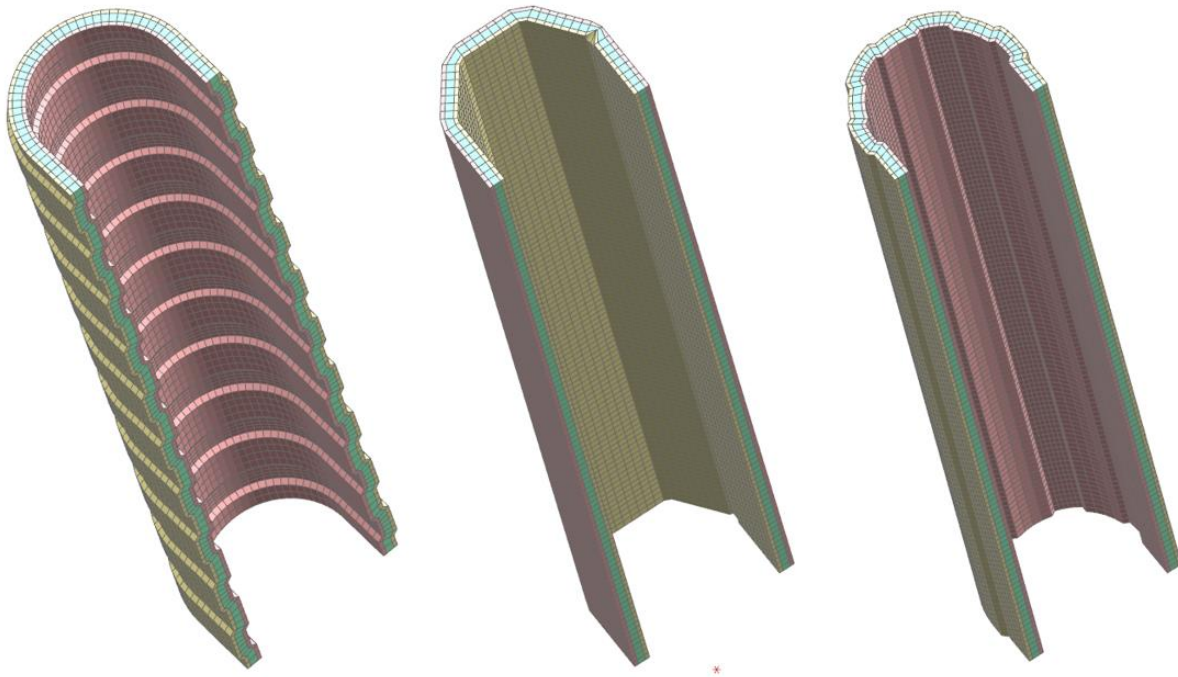
ROZMĚR	HODNOTA
t	5 mm
b	10 mm
$\varnothing d3 = \varnothing d5$	540 mm
v	2610 mm
c	457 mm
e	261 mm
f	104 mm
g	135°
h = l	15 mm
p	448 mm
j	30°
k	60°
m	135°
r	455 mm
s	207 mm
u	540 mm
w	280 mm
Pozn.: v – výška sendvičové desky	

Tab. 33 Rozměry navrženého sendviče – varianty V3, V4, V5

Obr. 52 Skladba vrstev sendviče – varianta V3, V4, V5

### 5.5.1 Sestavení výpočtového modelu V3, V4, V5

Výpočtové modely byly opět sestavovány analogicky jako v předchozích případech. Je tedy možné popsat pouze jednotlivé odlišnosti oproti předchozím simulacím. Níže lze vidět nasíťovaný model sendvičové struktury nově navrženého smykadla pro varianty V3, V4 a V5.



Obr. 53 Nově navržené smykadlo – porovnání tvarů sendviče; zleva: V3, V4, V5

#### 5.5.1.1 Modální analýza

Analýza je svou definicí totožná jako analýza pro předchozí varianty.

#### 5.5.1.2 Statická analýza – deformace

Působíště zatěžující síly, spojení i velikost zatěžující síly a zátěžné stavy jsou opět totožné s předchozími variantami.

#### 5.5.1.3 Tuhost

Výpočet tuhosti je analogický jako u předchozích variant.

#### 5.5.1.4 Ztráta stability

Jednotlivé zátěžné stavy jsou opět totožné jako v předchozích případech.

#### 5.5.1.5 Hmotnost

Zjištění hmotnosti je opět totožné jako v předchozích variantách.

#### 5.5.1.6 Harmonická analýza

Nastavení okrajových podmínek pro harmonickou analýzu je stejné jako v případě předchozích variant.

### 5.5.1.7 Poměrný útlum

Výpočet poměrného útlumu je stejný jako v případě výpočtu u předchozích variant.

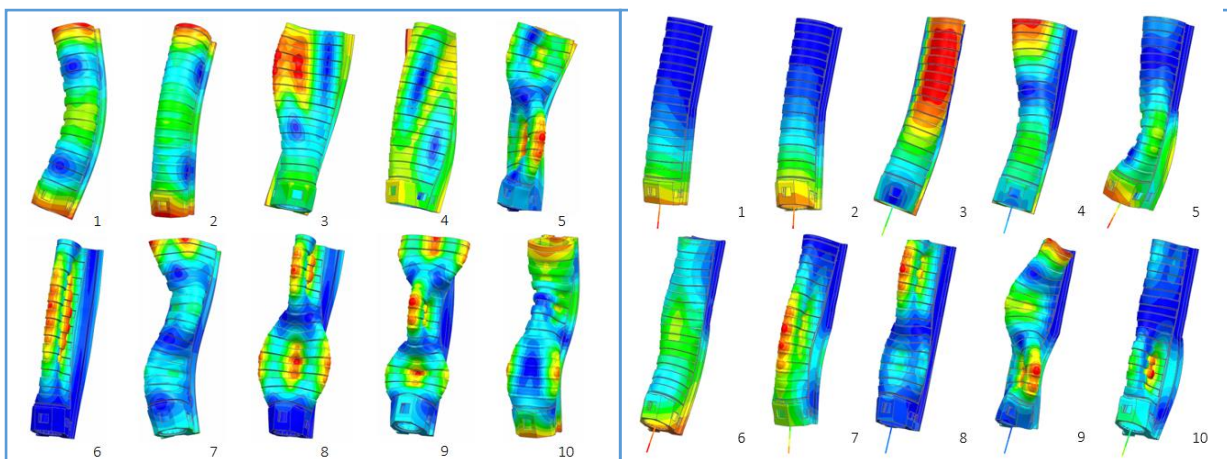
## 5.5.2 Výsledky V3, V4, V5

### 5.5.2.1 Modální analýza

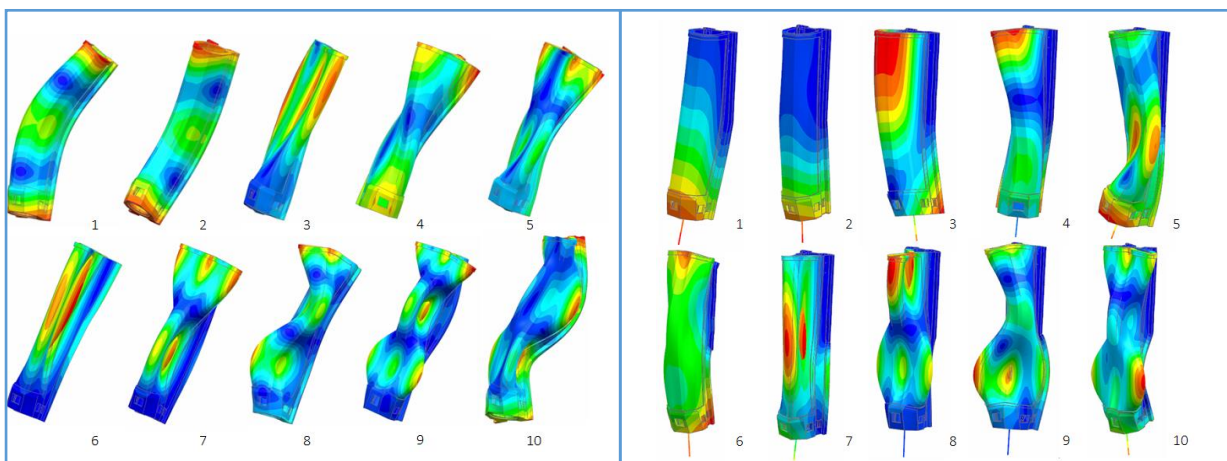
Výsledkem modální analýzy je opět prvních 10 módů pro varianty V3, V4 a V5. Z výsledků je již vidět, že hodnoty jednotlivých módů u varianty V3 a V5 jsou blíže ke stávajícímu řešení než varianta V4, které tvarem stávající řešení kopíruje. Varianta V5 má nižší celkovou průměrnou odchylku (-5,9%) ale vyšší odchylky pro jednotlivé módy. Varianta V3 má sice vyšší průměrnou odchylku (-7,8%) ale o něco menší odchylky pro jednotlivé módy. Varianta V4 je pak průměrnou odchylkou (-10,8%), tak odchylkami pro jednotlivé módy již více vzdálena hodnotám stávajícího řešení.

OZNAČENÍ MÓDU	V3				V4				V5			
	HODNOTA VOLNÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V3 vs. stávající)	HODNOTA FIXOVANÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V3 vs. stávající)	HODNOTA VOLNÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V4 vs. stávající)	HODNOTA FIXOVANÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V4 vs. stávající)	HODNOTA VOLNÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)	HODNOTA FIXOVANÉ TĚLESO (Hz)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)
Mód 1	268.8	-11.4	116.7	-9.0	314.1	3.6	122.4	-4.6	326.3	7.6	120.7	-5.9
Mód 2	298.2	-12.0	117.5	-10.5	352.5	4.0	132	0.5	356.9	5.3	128.4	-2.2
Mód 3	435.5	11.7	192.3	-10.4	356.8	-8.5	177.6	-17.2	403.3	3.5	187	-12.9
Mód 4	450.2	-8.0	364	2.3	401.4	-18.0	335.5	-5.7	426.3	-12.9	361.8	1.7
Mód 5	484.6	-9.5	445.5	-6.7	431.1	-19.5	444.7	-6.9	445.5	-16.8	459	-3.9
Mód 6	503.9	-11.0	463.5	-8.4	436.8	-22.8	462.3	-8.6	469.2	-17.1	471	-6.9
Mód 7	533.2	-11.5	489.3	-15.2	492.9	-18.2	471.8	-18.2	508.8	-15.6	472	-18.2
Mód 8	544.7	-12.7	559.7	-14.9	554.9	-11.1	524.9	-20.2	606	-2.9	535	-18.6
Mód 9	618.3	-5.2	582.8	-13.0	597.2	-8.5	574.7	-14.2	626	-4.0	584.5	-12.7
Mód 10	653.5	-8.3	588.9	-13.8	663.9	-6.8	589.4	-13.7	670.1	-5.9	603.7	-11.6

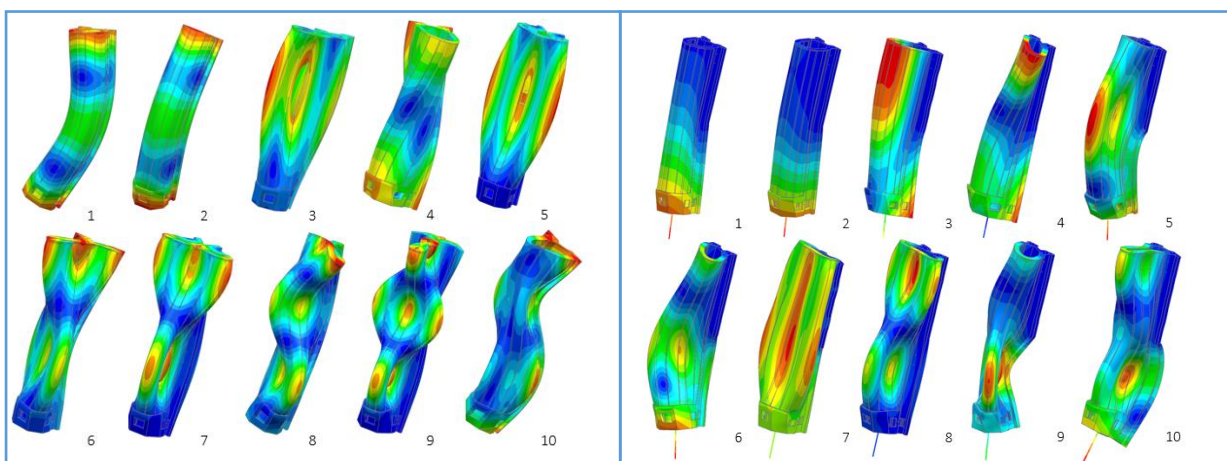
Tab. 34 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3, V4, V5) – modální analýza



Obr. 54 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3) – modální analýza – tvary kmitů;  
vlevo volné těleso; vpravo – maximálně vyložené těleso



Obr. 55 Výsledky – nově navržené smykadlo (V4) – modální analýza – tvary kmitů;  
vlevo volné těleso; vpravo – maximálně vyložené těleso



Obr. 56 Výsledky – nově navržené smykadlo (V5) – modální analýza – tvary kmitů;  
vlevo volné těleso; vpravo – maximálně vyložené těleso

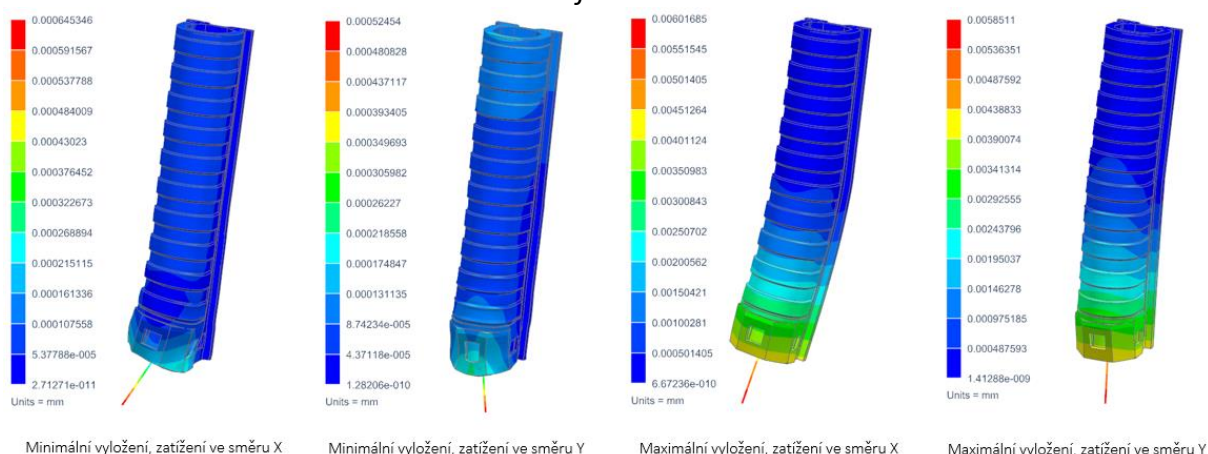


### 5.5.2.2 Statická analýza – deformace

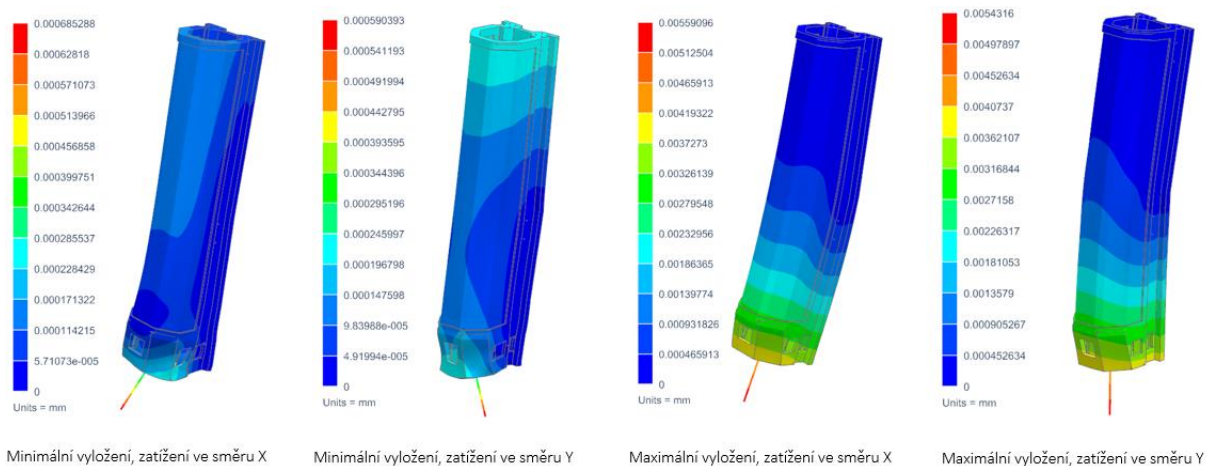
V případě výsledků statické analýzy nejlepšího výsledku dosahuje konstrukce použitá pro variantu V5, a to s relativně velkou převahou oproti zbylým dvěma variantám a při všech zátěžných stavech. Pozitivní zjištění je, že nejlepšími hodnotami konstrukce dosahuje při maximálním vyložení, konkrétně ve směru Y. Nejmenšího zlepšení dosahuje v průměru varianta V4, která ale ve srovnání s variantou V3 dosahuje zlepšení ve všech simulovaných zátěžných stavech. Varianta V3 pak přináší nižší deformace při minimálním vyložení ve směru Y ale při maximálním vyložení v obou směrech je ale horší než stávající řešení, byť ne o mnoho (1,9% pro směr X a 3,3% pro směr Y).

	V3		V4		V5	
	HODNOTA (mm)	ROZDÍL (%) (V3 vs. stávající)	HODNOTA (mm)	ROZDÍL (%) (V4 vs. stávající)	HODNOTA (mm)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Max deformace X	0.00065	-8.9	0.00069	-3.2	0.00062	-12.4
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Max deformace Y	0.00053	-16.1	0.00059	-5.8	0.00051	-18.5
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Max deformace X	0.00602	1.9	0.00559	-5.3	0.00497	-15.8
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Max deformace Y	0.00585	3.3	0.00543	-4.1	0.00454	-19.9

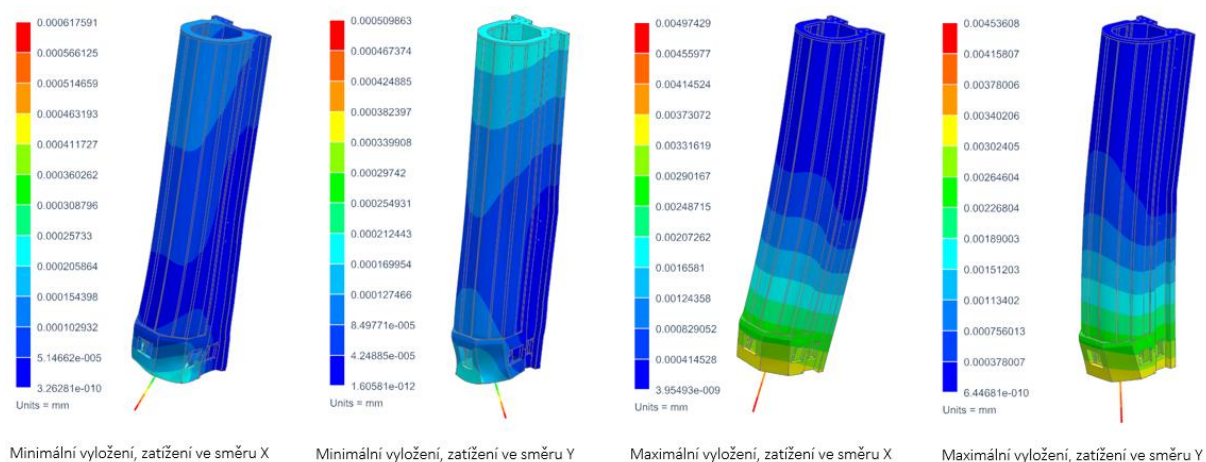
Tab. 35 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3, V4, V5) – statická analýza – deformace



Obr. 57 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3) – statická analýza – deformace



Obr. 58 Výsledky – nově navržené smykadlo (V4) – statická analýza – deformace



Obr. 59 Výsledky – nově navržené smykadlo (V5) – statická analýza – deformace

### 5.5.2.3 Tuhost

Z výsledků je patrné, že nejlepších hodnot dosahuje varianta V5 a to ve všech případech se zlepšením přes 14%.

	V3		V4		V5	
	HODNOTA (N.m <sup>-1</sup> )	ROZDÍL (%) (V3 vs. stávající)	HODNOTA (N.m <sup>-1</sup> )	ROZDÍL (%) (V4 vs. stávající)	HODNOTA (N.m <sup>-1</sup> )	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Tuhost X	1.55E+09	9.8	1.46E+09	3.4	1.61E+09	14.2
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Tuhost Y	1.90E+09	19.2	1.69E+09	6.1	1.96E+09	22.7
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ Tuhost X	1.66E+08	-1.9	1.79E+08	5.6	2.01E+08	18.8
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Tuhost Y	1.71E+08	-3.2	1.84E+08	4.3	2.20E+08	24.8

Tab. 36 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3, V4, V5) – tuhost

#### 5.5.2.4 Ztráta stability

Co se týče ztráty stability, tak zde je situace opět rozdílná dle zátěžných situací. Zde vykazuje nejlepší stabilitu varianta V4. Nejlepší odolnost konstrukce je při minimálním vyložení a zatížení ve směru Y. Obě zbylé varianty jsou, co se výsledků týče, v průměru celkem vyrovnané. Každá varianta má své lepší a slabší výsledky pro jiné zátěžné stavy. Vyrovnanější výsledky vykazuje varianta V5 napříč všemi simulovanými zátěžnými stavy.

	V3		V4		V5	
	HODNOTA (-)	ROZDÍL (%) (V3 vs. stávající)	HODNOTA (-)	ROZDÍL (%) (V4 vs. stávající)	HODNOTA (-)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Zatížení X	534 626	10,2	448 417	-27,4	474 321	-2,2
MINIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Zatížení Y	805 798	37,7	855 041	46,1	717 180	22,6
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Zatížení X	131 891	-18,0	98 089	-39,0	133 570	-17,0
MAXIMÁLNÍ VYLOŽENÍ (mm) Zatížení Y	259 406	11,1	207 910	-10,9	234 997	0,7

Tab. 37 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3, V4, V5) – ztráta stability

#### 5.5.2.5 Hmotnost

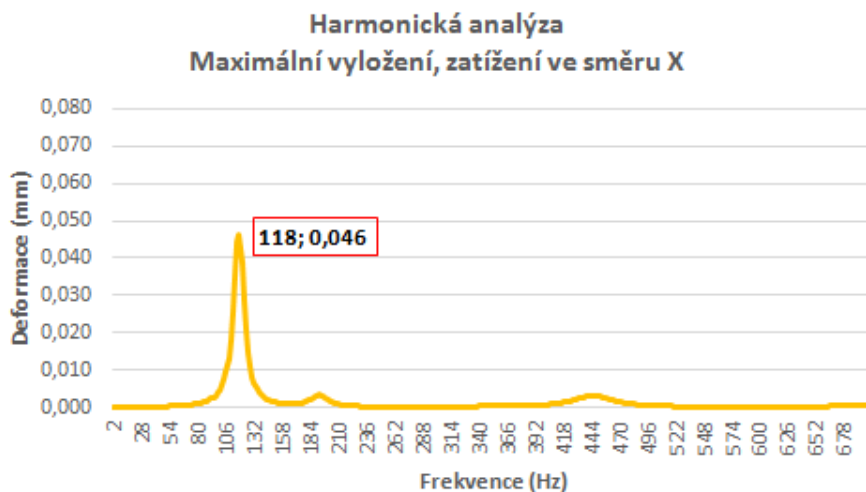
Hmotnost nové varianty V3 je 2343 kg, varianty V4 je 2336 kg a varianty V5 je 2367kg. Z pohledu hmotností jsou na tom tedy všechny varianty v kontextu hmotnosti celého smykadla prakticky stejně, a to v rozmezí celkové úspory hmotnosti od 10,4% v případě varianty V5 až po 11,5% v případě varianty V4.

	V3		V4		V5	
	HODNOTA (kg)	ROZDÍL (%) (V3 vs. stávající)	HODNOTA (kg)	ROZDÍL (%) (V4 vs. stávající)	HODNOTA (kg)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)
HMOTNOST	2343,2	-11,3	2336,3	-11,5	2367,4	-10,4

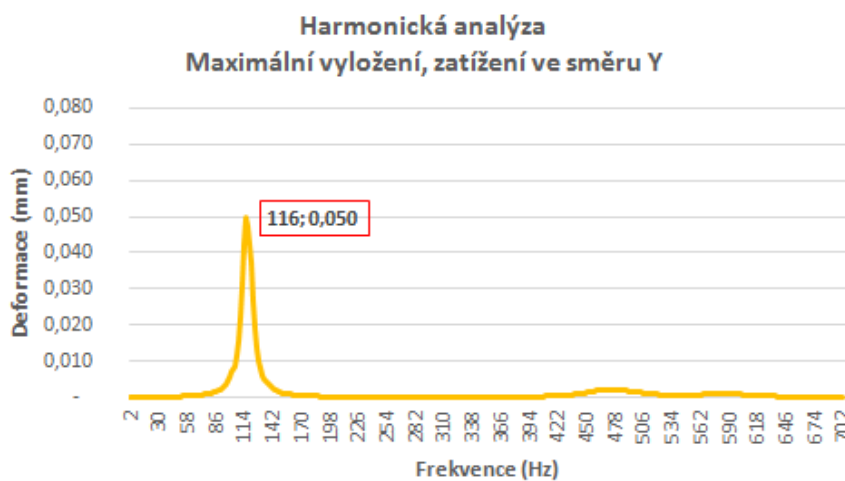
Tab. 38 Výsledky – nově navržené smykadlo (V3, V4, V5) - srovnání hmotností

#### 5.5.2.6 Harmonická analýza

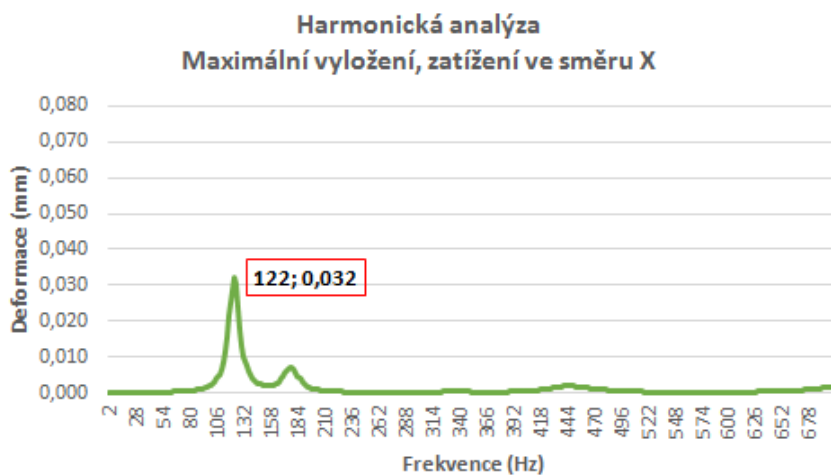
Z následujících výsledků lze vidět, že v případě všech třech variant se maximální deformace opět pohybují kolem hodnot prvních vlastních frekvencí. Varianta V3 přináší téměř stejné výsledky jako stávající řešení. Rozdíly se pohybují do 5% pro oba směry zatížení. Varianty V4 a V5 přinášejí zlepšení deformací v obou sledovaných směrech při kritických frekvencích oproti stávajícímu řešení. O něco lépe je na tom varianta V4, kde se zlepšení, resp. snížení deformací pohybuje mezi 29% (směr X) a 25% (směr Y). Jak již bylo řečeno, varianta V5 není o mnoho horší než varianta V4 a pro oba směry zatížení jsou deformace sniženy o 20%.



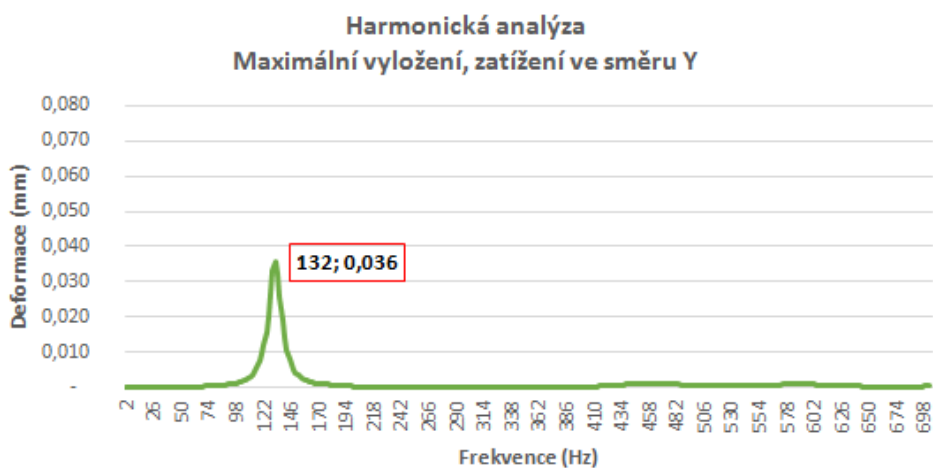
Graf 10 Výsledky – V3 - Harmonická analýza - zatížení ve směru X



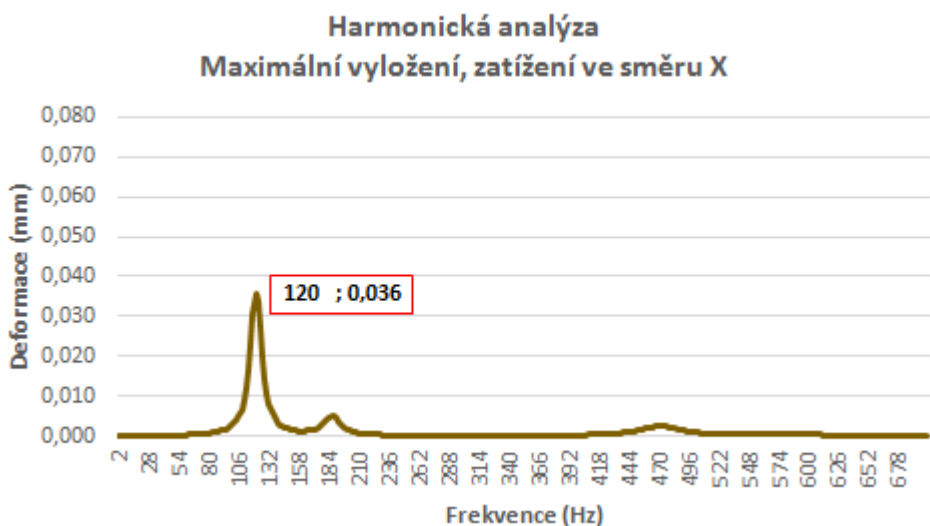
Graf 11 Výsledky – V3 – Harmonická analýza – zatížení ve směru Y



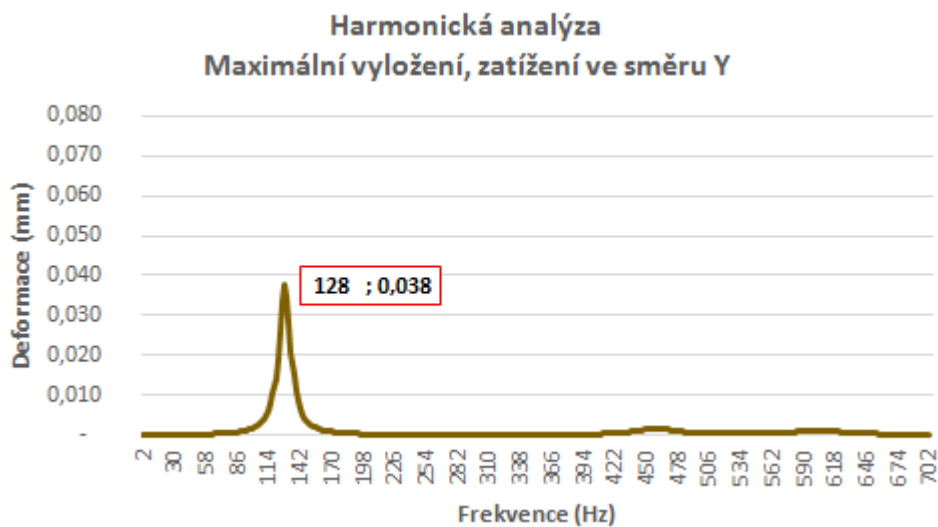
Graf 12 Výsledky – V4 – Harmonická analýza – zatížení ve směru X



Graf 13 Výsledky – V4 - Harmonická analýza - zatížení ve směru Y



Graf 14 Výsledky – V5 – Harmonická analýza – zatížení ve směru X



Graf 15 Výsledky – V5 – Harmonická analýza – zatížení ve směru Y

### 5.5.2.7 Poměrný útlum

Z výsledků je patrné, že nejlepších hodnot poměrného útlumu dosahuje varianta V4, a to se zlepšením od 9% při zatížení ve směru Y až po 25% při zatížení ve směru X. Varianta V3 vykazuje při obou zatíženích velmi podobné hodnoty jako stávající řešení. Varianta V5 má ve směru Y také podobné výsledky jako stávající řešení, ve směru X je pak poměrný útlum mírně vyšší.

	V3				V4				V5			
	HODNOTA v X (-)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)	HODNOTA v Y (-)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)	HODNOTA v X (-)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)	HODNOTA v Y (-)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)	HODNOTA v X (-)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)	HODNOTA v Y (-)	ROZDÍL (%) (V5 vs. stávající)
POMĚRNÝ ÚTLUM	$1,23 \cdot 10^{-3}$	+3	$9,10 \cdot 10^{-4}$	-9	$1,50 \cdot 10^{-3}$	+25	$1,10 \cdot 10^{-3}$	+9	$1,40 \cdot 10^{-3}$	+17	$9,50 \cdot 10^{-4}$	-6

Tab. 39 Výsledky V3, V4 a V5 – poměrný útlum

### 5.5.3 Výsledky – V3, V4, V5 – shrnutí

Předmětem výše zmíněných simulací bylo ověřit, zda a jaký vliv na výsledky simulací bude mít změna tvaru sendvičové desky. Tvar byl modifikován do tří variant, které byly skladbou vrstev a materiálem totožné jako předchozí simulace V2. Byly tedy sestaveny tři sady výpočtů k ověření potencionálního přínosu pro konstrukci dílce.

Výsledky modální analýzy v případě fixovaného tělesa jsou nejlepší pro variantu V5, co se týče celkové průměrné odchylky od stávajícího řešení. Zde již záleží primárně na požadavcích, které módy by měly být vzaty v potaz a na které by měla být konstrukce naladěna. První vlastní frekvence má nicméně varianta V5 nejbližší stávajícímu řešení. Varianty V3 a V4 mají průměrnou hodnotu odchylky přibližně stejnou, rozdíl je pouze v hodnotách vlastních frekvencí pro jednotlivé módy. Celkově se z pohledu modální analýzy tedy jeví jako nejvhodnější varianta V5.

Statická analýza vyšla nejlépe pro variantu V5, která v porovnání se zbylými variantami vykazuje nižší deformace v průměru o téměř 17%. Kladně se dá i hodnotit fakt, že snížení deformací je vykazováno pro všechny sledované zátěžné stavy. Ostatní varianty se pohybují kolem 5%.

Tuhost vyšla nejlépe pro variantu V5, a to téměř o 25% při maximálním vyložení a při zatížení ve směru Y.

Ztráta stability ze všech sledovaných zátěžných stavů nastává nejpozději u varianty V4 následovaná variantou V5, která má celkově jednotlivé ztráty stability pro zátěžné stavy rovnoměrněji vyvážené než varianta V3.

Porovnání hmotností vychází prakticky stejně pro všechny varianty a rozdíly se v celkové hmotnosti smykadla pohybují s rozdílem 1%, což je v absolutním vyjádření 31kg.

Harmonická analýza ukázala, že nejnižších výchylek je dosahováno u varianty V4. Varianta V5 má hodnoty výchylek velmi blízké variantě V4 a vykazuje také významné zlepšení oproti stávajícímu řešení. Varianta V3 výrazné zlepšení nepřináší a výchylkami se pohybuje na úrovni stávajícího řešení.

Co se týče poměrného útlumu, tak zde vykazuje nejlepší vlastnosti varianta V4, která vykazuje nejlepší hodnoty napříč všemi variantami.

Při porovnání jednotlivých simulací lze říci, že při uvažování variant V3, V4 a V5 je nejlepší alternativou varianta V5, která má vlastní frekvence nejbližší stávajícímu řešení, nejnižší deformace, ztráta stability se pohybuje v průměru ostatních variant a hmotnost je sice nejvyšší ale v absolutním vyjádření ne nijak zásadně. Tento rozdíl je při uvážení výsledků při ostatních simulacích a jejich důležitosti akceptovatelný. Také v případě harmonické analýzy jsou výsledky velmi dobré a přinášejí významné zlepšení oproti stávajícímu řešení. U poměrného útlumu vykazuje tato varianta výraznější zlepšení ve směru X a mnoho neztrácí ve směru Y.

## 5.6 Ekonomický aspekt

Jelikož výsledky simulací mohou naznačovat, že některé varianty sendvičových náhrad mohou být vhodné pro implementaci do konstrukce, je potřeba zhodnotit jednotlivé varianty i z pohledu výrobních nákladů

Cenová rozvaha bude provedena pouze pro tu část, která je na smykadle modifikována, tedy část konvenčního smykadla, která je bohatě prožebrována, viz obrázek. Nejprve je nutno vyčíslit cenu výroby této části u konvenčního smykadla a tato kalkulace bude použita jako referenční pro nově navržené varianty.

### 5.6.1 Cena konvenčního smykadla

Do celkové ceny v největší míře promlouvá cena za práci za svařování, jelikož v konstrukci se nachází velmi mnoho svarových spojů, kde je nutno v první řadě díly správně ustavit a zvolit správnou technologii svařování. Nižší částkou je cena použitý materiál. Zde je ale poměrně velkou položkou příprava potřebných profilů, kterých je relativně mnoho. Vzhledem k tomu, že svařenec tvoří komplexní sestavu svařených ocelových výpalků, tak je nutné zohlednit i cenu za samotné sestavení, finální kontrolu a tvorbu výkresové dokumentace. Výsledná cenová kalkulace je uvedena v Tab. 40.



*Obr. 60 Část smykadla porovnávána z pohledu ekonomického aspektu*

Cena potřebného plechu, vč. pálení	98 000Kč
Cena práce, svaření, vč. žihání	144 000Kč
Cena doprovodných úkonů (sestavení, kontrola, výkresy)	55 000Kč
<b>Cena celkem</b>	<b>297 000Kč</b>

*Tab. 40 Cenová rozvaha – konvenční smykadlo*

### 5.6.2 Cena nově navrženého smykadla (V2.1)

V této kapitole budou porovnávány dvě různé možnosti výroby sendvičové desky, přičemž jedna z důvodu nedostatku informací bude mít pouze informační charakter. Možností je vyrobit sendvič pomocí vypěňování hliníku mezi ocelové potahy. Další možností je, vlepění již vyrobené hliníkové pěny mezi ocelové potahy. Tato varianta, jak již bylo zmíněno výše, nebude zohledněna v celkovém porovnání z důvodu znalosti ceny podobného materiálu, ne ceny materiálu totožného.

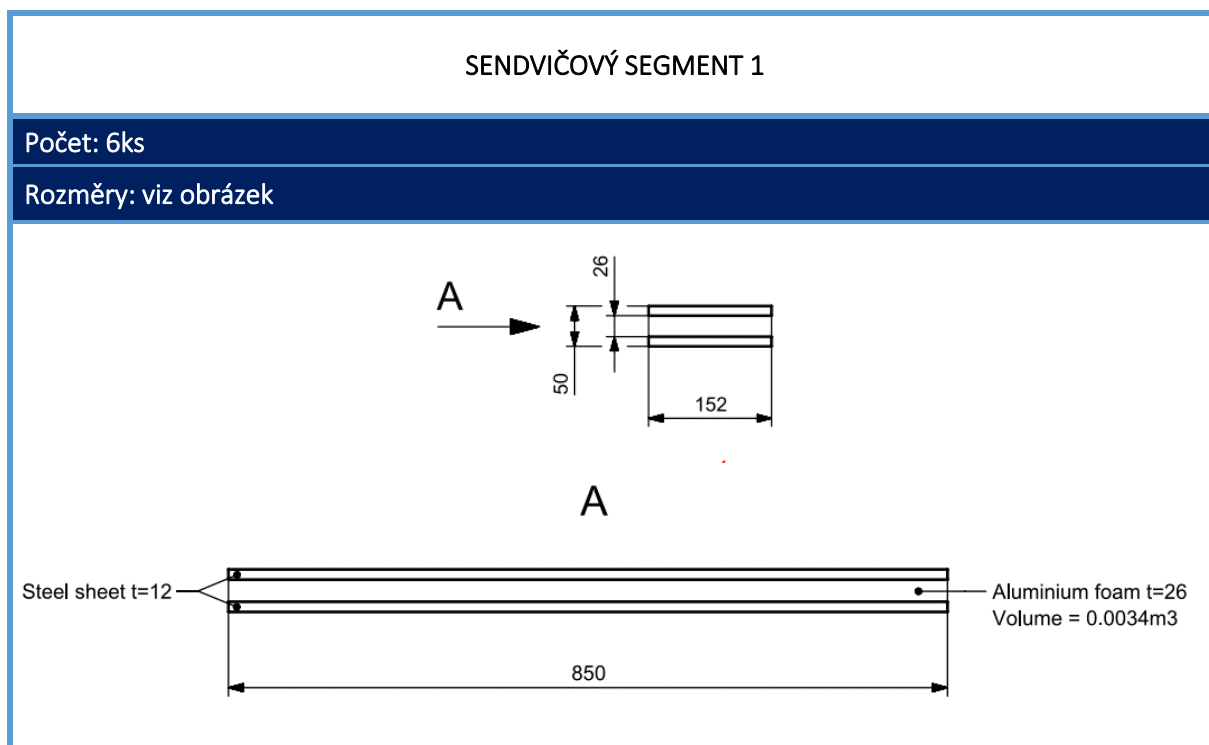
#### 5.6.2.1 Cena sendvičové struktury – metoda vypěňování

První variantou je výroba potřebných segmentů metodou vypěňování hliníku mezi ocelové vnější potahy. Pro tyto účely proběhla komunikace s firmou Havel metal foam GmbH, která sídlí v německém Braniborsku. Po konzultaci s touto firmou vyšlo najevo, že s ohledem na vybavení a možnosti firmy jsou schopni vyrobit pouze sendvičové segmenty o rozměrech maximálně 3.000 x 1.500 x 250 mm (délka x šířka x výška). Vzhledem k tomu, že navržená

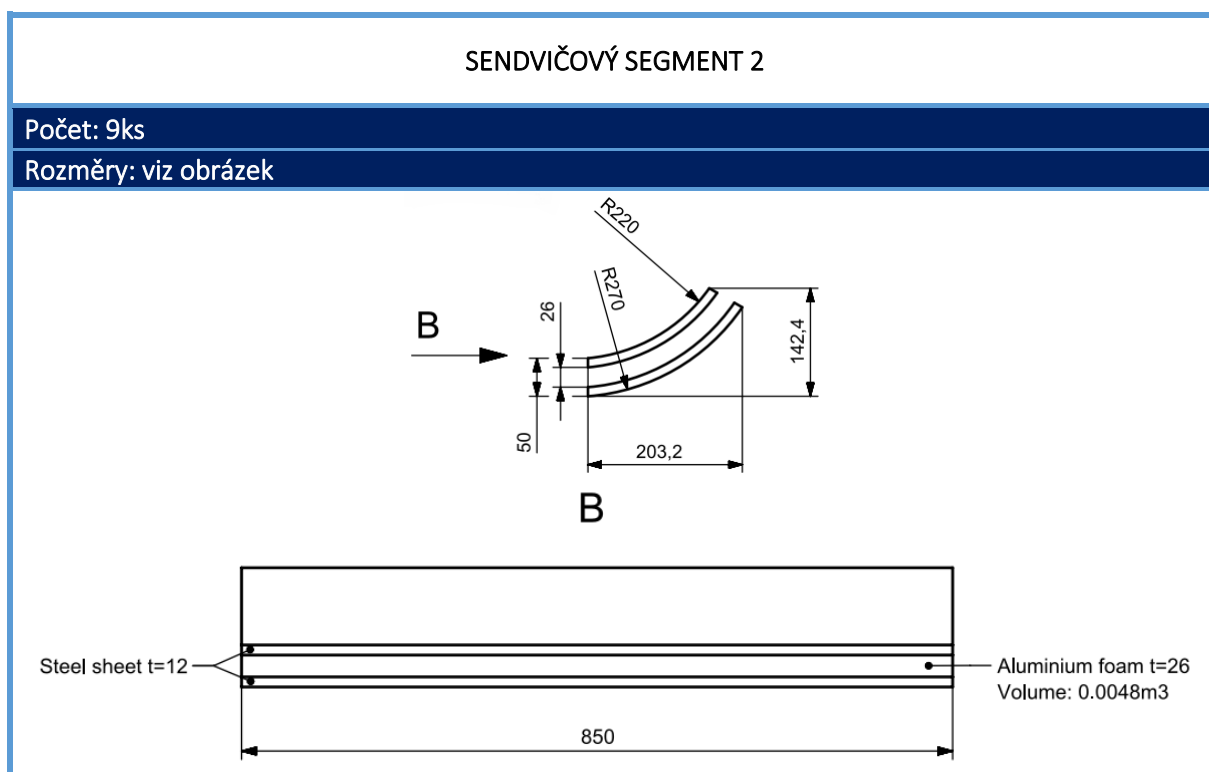


konstrukce je uvažována jako jeden celek, bylo nutné pro účely cenové nabídky konstrukci modifikovat tak aby bylo její nacenění možné. Naceňované skladby jsou zobrazeny v tabulkách níže. Jedná se o dva typy segmentů, kde bylo uvažováno, že pro potřeby nacenění budou k sobě spojeny díky pomocné ocelové konstrukci, do které se níže zobrazené segmenty vsadí. Tvar výsledného svařence ale tvarově a rozměrově respektuje variantu V2.1. Segment 1 má vnější desky rovinné, segment 2 má desky ohýbané.

Cena za níže uvedené panely, s nimiž by bylo možné variantu V2.1 v modifikované podobě sestavit, je platná k 8. 10. 2019 a je 9 920€, tj. 255 936Kč (1€ = 25,8Kč).



Tab. 41 Výchozí skladba sendvičového segmentu – Segment 1



Tab. 42 Výchozí skladba sendvičového segmentu – Segment 2

Cena za sendvičové panely	255 000Kč
Cena za podpůrnou konstrukci	20 000Kč
Cena doprovodné úkonů (sestavení, kontrola)	20 000Kč
<b>Cena celkem</b>	<b>295 000Kč</b>

Tab. 43 Cenová rozvaha – Varianta V2.1

#### 5.6.2.2 Informativní cena sendvičové struktury – metoda lepení

U této struktury se vychází z ceny dvou bloků pěnového hliníku, který nacenila firma Gleich 17.3.2009. Jednalo se nacenění, které bylo součástí závěrečné zprávy Výzkumného centra pro strojírenskou a výrobní techniku a technologii za rok 2009 [11]. Níže uvedená cena obsahovala také obrábění na požadované rozměry cca (280 x 710 x 2420) mm. Hliníková pěna má hustotu 250kg.m<sup>-3</sup>.

Cena: 3 414 EUR / 92 963Kč (při kurzu 27,2CZK/1EUR v roce 2009)

Na základě znalosti této částky byla cena přepočítána na velikost desek potřebných pro smykadlo. Přepočet byl proveden na základě přepočtení známé ceny na cenu za 1m<sup>3</sup>. Uvažovány byly stejné desky jako výchozí segmenty pro vypěňování. Výsledná cena byla zdvojnásobena, neboť uvažovaná hustota pěny pro vypěňování byla 500kg.m<sup>-3</sup>.

Cena za celkově potřebné množství desek z hliníkové pěny	12 000Kč
Cena plechů na potahy	50 000Kč
Cena lepení	9 000Kč
Cena podpůrné konstrukce pro segmenty	20 000Kč
<b>Cena celkem</b>	<b>91 000Kč *</b>

Tab. 44 Informativní cenová rozvaha – Varianta V2.1 – metoda lepení

\* Uvedená cena je pouze orientační kalkulací, která bere v úvahu cenu hliníkové pěny jiných rozměrů a hustoty. Kalkulace na tuto pěnu byla provedena v roce 2009. Vzhledem k delšímu časovému úseku od data nacenění by bylo vhodné k ceně desek z hliníkové pěny připočíst cca 10-15% z ceny desek. Cena by se tedy zvedla o cca 1500Kč. Tato cena nicméně nebude zohledňována v celkovém hodnocení.

### 5.6.3 Cena ostatních variant (V1, V2.2, V3, V4, V5)

Ceny těchto variant budou vycházet z cenové nabídky pro variantu V2.1. U ostatních variant tedy budou zohledněny odlišnosti, které mají na výslednou cenu vliv.

#### 5.6.3.1 Cena sendvičové struktury – varianta V1

Tato varianta je rozdílná v tloušťce jednotlivých vrstev. Ty jsou v průměru o 60% tenčí, proto cena sendvičových panelů bude odpovídajícím způsobem ponížena.

Cena za sendvičové panely	102 000Kč
Cena za podpůrnou konstrukci	18 000Kč
Cena doprovodné úkonů (sestavení, kontrola)	20 000Kč
<b>Cena celkem</b>	<b>140 000Kč</b>

Tab. 45 Cenová rozvaha – Varianta V1

#### 5.6.3.2 Cena sendvičové struktury – varianta V2.2

Struktura, co se týče tlouštěk vrstev je u této varianty stejná jako u varianty V2.1. Rozdíl je v tom, že vnější potahy tvoří hliníkové plechy. Vzhledem k vyšší ceně hliníku je třeba cenu segmentů o toto navýšit.

Cena za sendvičové panely	290 000Kč
Cena za podpůrnou konstrukci	20 000Kč
Cena doprovodné úkonů (sestavení, kontrola)	20 000Kč
<b>Cena celkem</b>	<b>330 000Kč</b>

Tab. 46 Cenová rozvaha – Varianta V2.2

#### 5.6.3.3 Cena sendvičové struktury – varianta V3

Cenu této varianty bude ovlivňovat především velká náročnost výroby profilovaného plechu. Vzhledem k tloušťce profilu a očekávané náročnosti výroby (lisování, popř. svařování jednotlivých skroužených profilů) je nutno částku na výrobu adekvátně zvýšit.

Cena za sendvičové panely	405 000Kč
Cena za podpůrnou konstrukci	20 000Kč
Cena doprovodných úkonů (sestavení, kontrola)	20 000Kč
<b>Cena celkem</b>	<b>445 000Kč</b>

Tab. 47 Cenová rozvaha – Varianta V3

#### 5.6.3.4 Cena sendvičové struktury – varianta V4

Cenu této varianty vzhledem ke stejnému způsobu výroby i v podstatě podobné spotřebě materiálu bude prakticky stejná jako u varianty V2.1.

Cena za sendvičové panely	265 000Kč
Cena za podpůrnou konstrukci	20 000Kč
Cena doprovodných úkonů (sestavení, kontrola)	20 000Kč
<b>Cena celkem</b>	<b>305 000Kč</b>

Tab. 48 Cenová rozvaha – Varianta V4

#### 5.6.3.5 Cena sendvičové struktury – varianta V5

Cenu této varianty bude ovlivňovat především opět větší náročnost výroby profilovaného plechu. Vzhledem k tloušťce profilu a očekávané náročnosti výroby (lisování) je nutno částku na výrobu adekvátně zvýšit.

Cena za sendvičové panely	345 000Kč
Cena za podpůrnou konstrukci	20 000Kč
Cena doprovodných úkonů (sestavení, kontrola)	20 000Kč
<b>Cena celkem</b>	<b>385 000Kč</b>

Tab. 49 Cenová rozvaha – Varianta V5

### 5.6.4 Hodnocení cenových hladin

Porovnání jednotlivých cen je do jisté míry závislé na konkrétním výrobcí, nicméně výše uvedená data lze považovat za určité vodítko, rámcových cenových hladin. Co se týče celkové sumy, tak zde je důležitý poznatek, že cena za sendvičové panely nemusí být výrazně odlišná od svařované konstrukce. Významným faktorem, který může ovlivnit výslednou cenu je složitost výroby vnějších potahů. Ty mohou relativně značně promluvit do výsledné celkové ceny. Z ekonomického hlediska tudíž dává smysl sendvičové panely implementovat do dílců obráběcích strojů jako adekvátní náhradu za svařované konstrukce. Ty prodražuje především pracnost svařovaných konstrukcí.

Varianta		Cena
Konvenční smykadlo		<b>297 000Kč</b>
V2.1	Metoda vypěňování	<b>295 000Kč</b>
	Metoda lepení	91 000Kč*
V1		<b>140 000Kč</b>
V2.2		<b>330 000Kč</b>
V3		<b>445 000Kč</b>
V4		<b>305 000Kč</b>
V5		<b>385 000Kč</b>

\* Pouze informativní hodnota

Tab. 50 Cenová rozvaha – Porovnání jednotlivých variant

## 6 Výběr nejvhodnější varianty

### 6.1 Výběr nejvhodnější varianty pomocí vyhodnocení výsledků

Předchozí simulace měly za cíl ukázat, která řešení a skladba sendvičové desky má největší potenciál pro náhradu stávajícího řešení smykadla.

První řešení (V1) mělo ukázat prvotní chování nově navržené struktury v upraveném smykadlu. To toto řešení splnilo a v zásadě ukázalo, že sice přináší výrazné zlepšení, co se hmotnosti týče, ale celek není v jiných aspektech tak dimenzovaný jako stávající řešení.

Proto byla připravena varianta V2.1, která již měla jednotlivé vrstvy lépe dimenzované, a ukázalo se, že použité tloušťky již vykazují zlepšení některých vlastností při snížení celkové hmotnosti cca o 10%.

Snaha byla toto řešení vyzkoušet i při použití jiných materiálů, konkrétně hliníkové vnější plechy místo ocelových při zachování stejného jádra v podobě hliníkové pěny (V2.2). Toto řešení přineslo zlepšení ve snížení hmotnosti. V ostatních sledovaných parametrech bylo toto řešení méně výhodné, a pokud by mělo být dosaženo alespoň podobných vlastností jako u varianty V2.1, muselo by se přistoupit k dalšímu nárůstu tloušťky sendvičové skladby, což by již mohlo narážet na větší zástavbové rozměry, které by mohly znemožňovat nebo znesnadňovat zástavbu dalších technologií do tohoto dílce.

Z výše popsaných důvodů byla z těchto variant vybrána varianta V2.1 jako nejvhodnější pro další výzkum. Ten spočíval v tom zjistit, zda a jaký vliv má změna tvaru vnějších potahů na posuzované vlastnosti dílce. Proto byly připraveny tři varianty, které se od sebe lišily pouze tvarem vnějších potahů, a ostatní parametry skladby sendviče byly zachovány. Měnily se pouze nezbytné detaily vedoucí k možnosti instalovat danou sendvičovou strukturu do upraveného smykadla. Pro provedení sady simulací se jeví jako nejvhodnější varianta V5, která v nejdůležitějších parametrech vykazovala nejlepší výsledky a v ostatních nijak negativně nevybočovala.

Ke zhodnocení a vybrání jedné varianty z dvou nejvhodnějších (V2.1 a V5) poslouží opět výsledky simulací. Co se týče modální analýzy, tak zde je průměrná celková odchylka pro obě varianty velmi podobná (V2.1 -4,3% a V5 -5,9%). Varianta V5 má mírně vyšší první dvě vlastní frekvence. Ostatní frekvence jsou nepatrně vyšší u varianty V2.1. Zde tedy již záleží na konkrétních pracovních podmínkách a nelze jednoznačně doporučit pouze jednu variantu.

Při srovnání deformací lze říci, že zde má již jednoznačně navrch varianta V5. Zlepšení není až tolik patrné při malém vyložení smykadla, kde rozdíly mezi jednotlivými variantami nejsou až tak markantní. Při maximálním vyložení se ale již ukazuje, že varianta V5 je lepší oproti variantě V2.1 o 12% při zatížení ve směru X až po téměř 20% při zatížení ve směru Y. Toto je již výrazně zlepšený parametr, který je z pohledu funkčnosti dílce jeden z klíčových.

Velmi podobně vyšlo srovnání i v případě tuhostí, kde je z výsledků patrné, že varianta V5 je na tom z tohoto pohledu lépe.

Srovnání hmotností nepřináší výrazně odlišné hodnoty. Mírně lehčí je varianta V5, která je lehčí o 8kg. Celková úspora hmotnosti je 10,1% u varianty V2.1 a 10,4% u varianty V5. Rozdíl je tedy nepatrné 0,3%.

Ztráta stability vyznívá celkově lépe pro variantu V5 cca o 8%. Vzhledem k tomu, že ztráta stability nastává při velkých násobcích referenčního zatížení, které v praxi na stroji nenastane, je tento rozdíl zanedbatelný.

Větší rozdíl nastává při porovnání poměrných útlumů, kde je varianta V5 zřetelně lepší a dosahuje lepších hodnot a to zhruba o 10% v obou sledovaných směrech.

Pokud srovnáme finanční náklady, tak výhodněji se jeví varianta V2.1, která těží z jednodušší výroby vnějších potahů. Ty je možné pouze skroužit. Vnější potahy je nutno v případě varianty V5 lisovat, případně jednotlivé profily svařovat. Rozdíl v nákladech činí cca 30%.

Při celkovém zhodnocení výše popsaných výsledků lze říci, že jako nejvhodnější alternativa, co se týče užitných vlastností je varianta V5, a to hlavně z důvodu nejnižších deformací při jednotlivých zátěžných stavech. Některé další parametry jsou zlepšené méně výrazně (hmotnost, ztráta stability). Modální analýza vykazovala ze všech popisovaných variant jednu z nejlepších výsledků, ale zde nelze jednoznačně říci, že by tato varianta byla nejlepší ze všech sledovaných. Nevýhodou vítězné varianty může být vyšší pracnost při výrobě. Oproti V2.1 je nutné plech lisovat, případně svařovat. To s sebou nese nutnost mít připravenou formu, ve které by se tvar připravil, resp. technologický postup pro ustavení dílčích prvků ke svaření, což s sebou přináší vyšší časovou i finanční náročnost. Jelikož je ale snížení deformací u varianty V5 výrazné a totéž lze říci i o zlepšení tuhosti, což jsou jedny z nejdůležitějších parametrů dílce, tak i přesto to je nejvhodnější varianta.

## 6.2 Výběr nejvhodnější varianty pomocí bodového hodnocení

Tento výsledek potvrzuje také výběr nejvhodnější varianty pomocí bodového hodnocení jednotlivých posuzovaných kritérií. Ta kopírují jednotlivá posuzovaná kritéria konstrukce. Těmto kritériím byla následně přiřazena váha dle důležitosti pro konstrukci. Jako nejdůležitější byly zvoleny malé deformace a vysoká tuhost. Naopak nízkou důležitost má ztráta stability, která se pohybuje u všech řešení řádově v jiných hodnotách zatížení, než jaké je typické pro tento díl. Proto je zde možnost brát toto kritérium s menší vahou. Náklady na konstrukci jsou dozajista důležitou součástí posuzování celé konstrukce. Zde je ovšem nutno zdůraznit, že výroba může probíhat u různých výrobců, kteří mají odlišné výrobní postupy. Do finálních nákladů promluví také výrobní série. Proto byla tomuto kritériu přiřazena střední důležitost. To, jakou konkrétní hodnotu každá varianta pro dané kritérium dostala, ovlivnil dále samotný výsledek v porovnání s ostatními variantami. V Tab. 51 toto řeší hodnocení naplnění kritéria, které je zvoleno s ohledem na každé kritérium. Zde je odstup od nejlepšího výsledku řešen strhnutím části bodu, přičemž maximum je jeden bod. Díky tomuto hodnocení lze při správné volbě bodů a váhy kritérií najít nejvhodnější řešení pro dané použití. Výhodou je také přehlednost, jak si jednotlivé varianty stojí v přímém porovnání.

Kritérium	Váha	Bodové hodnocení							Hodnocení naplnění kritéria		
		Stávající řešení	V1	V2.1	V2.2	V3	V4	V5			
Podobné vlastní frekvence (volné těleso)*	0.5	1.0	0.7	1.0	1.0	0.9	0.8	0.9	Odstup od nejlepšího	-5%	-0,1
Podobné vlastní frekvence (fixované těleso)*	0.7	1.0	0.6	0.9	1.0	0.8	0.8	0.9		-5%	-0.1
Malé deformace	1.0	0.7	0.4	0.9	0.4	0.8	0.8	1.0		-5%	-0.1
Vysoká tuhost	1.0	0.6	0.4	0.8	0.4	0.8	0.7	1.0		-5%	-0.1
Pozdní ztráta stability	0.3	0.9	0.6	0.9	0.8	1.0	1.0	1.0		-15%	-0.1
Nízká hmotnost	0.8	0.5	1.0	0.7	1.0	0.8	0.8	0.7		-5%	-0.1
Malé deformace při harmonické analýze	0.8	0.5	0.3	0.9	0.0	0.4	1.0	0.9		-5%	-0.1
Poměrný útlum	0.6	0,7	0,3	0,7	0,4	0,8	1,0	0,9		-10%	-0,1
Nízké náklady na zhotovení **	0.5	0.4	1.0	0.5	0.4	0.0	0.4	0.2		-10%	-0.1
<b>Celkový bodový zisk s ohledem na váhu kritérií</b>		<b>4,29</b>	<b>3,53</b>	<b>5,14</b>	<b>3,58</b>	<b>4,43</b>	<b>5,08</b>	<b>5,39</b>			
<b>Pořadí</b>		<b>5</b>	<b>7</b>	<b>2</b>	<b>6</b>	<b>4</b>	<b>3</b>	<b>1</b>			

\* vzhledem ke stávajícímu řešení  
\*\* na 1ks smykadla

Legenda:  
Váha: hodnota v rozmezí 0-1  
Bodové hodnocení: hodnota 0 (nejhorší) – 1 (nejlepší)  
Bodové hodnocení: 1.0 – zelená; <0,5 - červená  
Celkový bodový zisk: vyšší = lepší  
Pořadí: první – zelená, poslední - červená

Tab. 51 Výběr nevhodnější varianty podle zadaných kritérií

## 7 Návrh metodiky konstrukce podobných dílců

Smykadlo, na kterém byly prováděny veškeré simulace, je jen jedním z dílců obráběcích strojů, kde je možné nahradit stávající konvenční konstrukci sendvičovými komponenty. Je tedy vhodné zobecnit zjištěné poznatky do univerzální metodiky návrhu dílců podobného charakteru.

Před samotným návrhem konstrukce v dílci je potřeba analyzovat stroj jako celek se všemi hlavními díly. Jde o vytipování komponent, kde by se daly silné stránky sendvičových materiálů (vysoká ohybová tuhost, tlumení vibrací) využít a maximalizovat přínos tohoto řešení. Tím se výběr vhodného dílce k implementaci zmenší. Po výběru vhodného dílce lze podobným způsobem přistoupit k výběru oblasti zamýšleného použití. Co se týče tvarů, tak jsou vhodné jednoduché tvary s minimem otvorů a spojů, které co nejméně naruší sendvičovou strukturu.

Důležité je zjistit způsob zatížení vytipovaného dílce a ten následně podrobit sadě experimentů a následně naladění simulací, které určí základní vlastnosti dílce, které budou sloužit jako referenční pro další vývoj. Mohou také odhalit krizová místa konstrukce, která mají potenciál ke zlepšení. Simulace vhodné pro posouzení vlastností konstrukce jsou modální analýza, statická analýza, harmonická analýza, hmotnost a případně i ztráta stability. Následně také cenové posouzení stávající konstrukce. Cena je také jedním z aspektů a je schopna zastavit implementaci, byť technicky lepšího, ale neekonomického řešení s dlouhou dobou návratnosti. Zde záleží na individuálních prioritách a strategii zákazníka k inovacím. Vzhledem k časové a finanční náročnosti nebyl pro účely této práce navrhovaný díl verifikačním experimentům podroben.

Po zjištění dílu, místa implementace sendviče a základní referenčních výpočtech je důležité zjistit, v jakém prostředí se předmětný dílec pohybuje. Jde o teploty, vlhkost, rázy a vibrace. Dle tohoto kritéria lze případně upustit od návrhu kompozic s nízkou odolností vůči zvýšeným teplotám, možností navlhnutí (a tím změnou mechanických vlastností) nebo náchylností na znehodnocování sendvičové konstrukce vlivem provozních rázů a chvění. Některé z těchto aspektů lze ale do jisté míry potlačit vhodnou konstrukcí.

Prvotní návrh sendvičové konstrukce se opět odvíjí také od způsobu zatížení. Od toho se odvíjí druh skladby sendvičového materiálu. Tu je možno optimalizovat (tloušťka potahů a jádra, tvar) tak aby výsledný materiál vykazoval vlastnosti, které jsou u konstrukce požadované, a zároveň vykazoval přínos oproti konvenčnímu materiálu.

To, že připravované simulace budou odpovídat realitě lze ověřit pomocí testovacích vzorků sendvičové skladby, které budou sloužit pro ověření experimentálního testování a následných simulací, jelikož je potřeba ověřit, zda se výsledky simulací shodují s experimentálními výsledky s přijatelnou odchylkou.

Poté je již možné identickým simulacím podrobit nově navrženou konstrukci. Je možné a pravděpodobné, že první návrh ukáže krizové oblasti, kde nová konstrukce nevyhovuje nebo nepřináší požadované zlepšení. Proto je nutná další fáze, kdy je nutno stávající návrh



optimalizovat podle těchto výsledků. Následně po optimalizaci přicházejí na řadu další smyčky simulací. Těmito optimalizacemi by mělo být postupně dosaženo takové konstrukce, která bude odladěná pro použití, pro které je zamýšlené. Pro konstrukce jednodušších tvarů je možno využít i např. geometrickou optimalizaci, kde proměnnou budou tloušťky vrstev v předem daném rozsahu. V případě použití složitějších struktur lze použít komplexní optimalizační software pro jemnější naladění výsledných vlastností struktury.

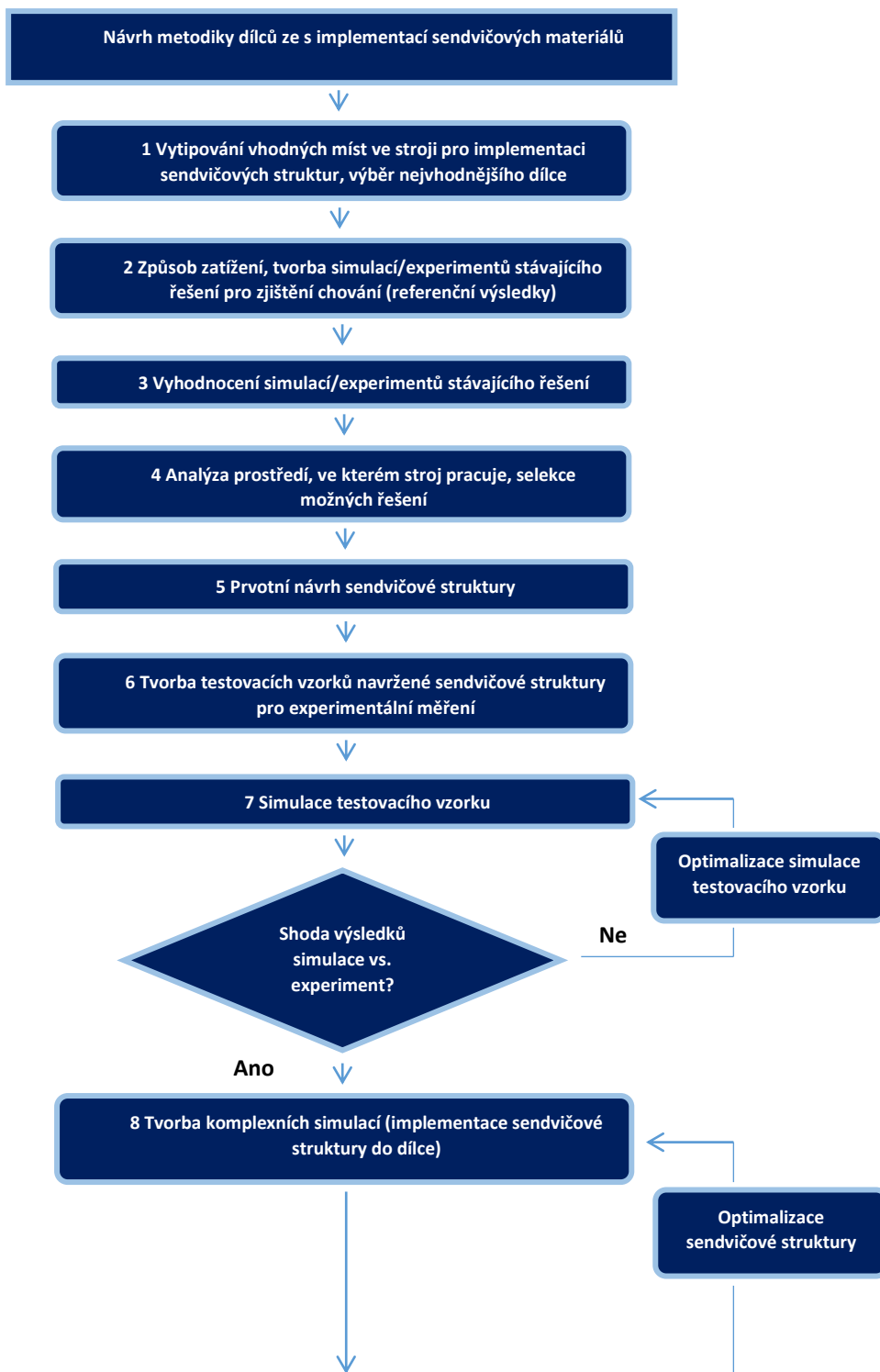
Vzorky optimalizovaného dílce je poté vhodné následně fyzicky vyrobit a podrobit opět verifikaci simulace vs. experiment, která potvrdí, jestli optimalizovaná skladba sendviče nevykazuje větší odchylky od reálného stavu než výchozí vzorky. Pokud nikoliv, tak následuje opět optimalizační smyčka a s již naladěným vzorkem následně simulace celé konstrukce.

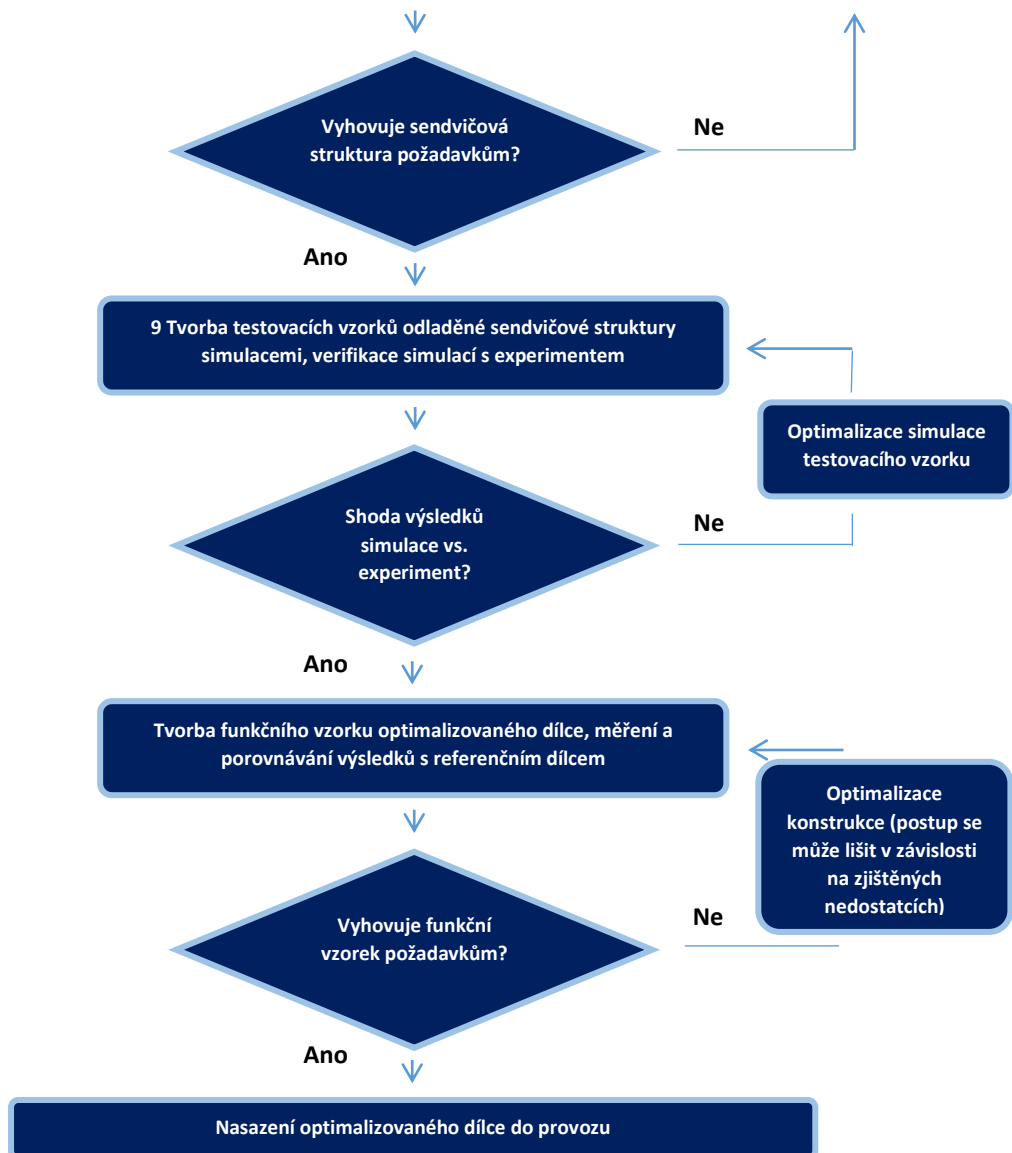
Po odladění virtuálního modelu je již možné pustit se do výroby funkčního vzorku, který se nasadí do zkušebního provozu a podrobí se zkouškám a měřením. Ty mají za cíl konečné ověření navržené konstrukce. Je možné, že i zde nastane situace, že některým parametrům tato konstrukce nevyhoví. Zde je již situace velmi individuální a o dalším postupu se rozhodne na základě konkrétního nevyhovujícího výsledku.

Po důkladném otestování dílce je možné jej následně uvolnit do výroby a využívat jej pro specifikované účely. Zde již může následovat kontrola dílce u jednotlivých zákazníků, jestli nevykazuje nějaké systematické poruchy/závady.

## 7.1 Vývojový diagram

Co se týče vývojového diagramu, tak některé rozhodovací procesy jsou do určité míry zjednodušeny. Je to z toho důvodu, že určité konkrétní operace jsou specifické pro konkrétní návrhy a nelze postihnout všechny situace, které při vývoji mohou nastat.





Tab. 52 Vývojový diagram – Návrh metodiky dílců s implementací sendvičových materiálů

## 8 Vyhodnocení výsledků DP

Tato práce měla vytyčeno několik cílů, jejichž vyústěním byla metodika návrhu konstrukcí s využitím sendvičových struktur. Aby bylo možné takovou metodiku zformulovat, bylo nutné provést tomu předcházející výzkum, jakožto základ pro takovou formulaci.

Jako první krok byl zmapování problematiky sendvičových materiálů, a to jak v teoretické rovině, co se týče základní rovnice sendvičové desky a konstitutivních vztahů, tak i možnosti testování těchto materiálů. Některé z těchto testů byly také použity k dalšímu výzkumu.

Dále byly provedeny testy sendvičových materiálů. Testovány byly dvě skladby sendvičových materiálů, přičemž jednou byla testována skladba se sklolaminátovými potahy a elastomerovým pěnovým jádrem a poté skladba s ocelovými potahy a opět pěnovým jádrem, kde byla jádrem hliníková pěna. Na základě těchto testů byl výzkum směřován na sendvičové skladby, kde skladbu tvoří izotropní materiály. Dáno to bylo především nutností detailní znalosti materiálových charakteristik zamýšleného materiálu (zde sklolaminátový potah) a tudíž možností vzniku výpočtových nepřesností hlavně s ohledem na nelineární chování takového materiálu.

Na základě těchto testů bylo přistoupeno k implementaci sendvičového materiálu do již existujícího dílce obráběcího stroje – smykadla. Byla vytipována oblast použití sendvičového materiálu a následně pak jeho implementace a sada simulací a variant. Zde se ukázalo, že tuto implementaci nelze provádět bez znalosti chování referenčního dílce a provedení sady ověřovacích simulací. Ty dokázaly následně směřovat konstrukci optimálním směrem z hlediska sledovaných parametrů. Pro vyhodnocení jednotlivých přístupů ke konstrukci posloužily výsledky jednotlivých simulací pro různé varianty porovnávané pomocí bodového hodnocení. Tento způsob vede relativně rychle k objektivním závěrům, nicméně je na počátku důležité zvážit, které z posuzovaných parametrů jsou ty nejdůležitější s největší vahou. Toto je v případě konkrétního nasazení vždy poněkud odlišné.

Díky těmto poznatkům mohla být následně připravena rámcová metodika návrhu implementace sendvičových konstrukcí do dílců obráběcích strojů. Tato metodika nepostihuje kompletní škálu všech eventualit, neboť pro každý dílec může být do určité míry specifická, což je patrné hlavně v ověřování již vyrobeného dílce a následného nasazení do testování. Mohou zde nastat jak drobné odchylky od simulací, které je možné odstranit např. změnou technologických postupů, tak i komplexnější nesrovnalosti, kdy naměřené hodnoty nekorespondují s požadavky. V tomto případě je nutné postupovat individuálně a navrhnout odpovídajícím způsobem další kroky k odstranění nebo eliminaci problémů. V případě implementace sendvičových skladeb do dílců, které ještě nebyly vyráběny, a neexistuje reálný vzorek, je postup návrhu velmi podobný. Vzhledem k neexistujícímu referenčnímu dílci je nutno takovou konstrukci porovnávat s předem nadefinovanými požadovanými vlastnostmi.

V každém případě bylo ukázáno, že implementace sendvičového materiálu do dílce obráběcího stroje nelze provádět intuitivně a je nutné mít zvolený postup podložený sadou

výpočtů a experimentů, které mohou být následně zárukou kvalitně navržené konstrukce, kde byly podchyceny možné chyby v návrhu i výrobě.

## 9 Směřování dalších kroků zkoumané oblasti

Předmět zkoumání je možné ještě dále rozvíjet, jelikož některé alternativní řešení a přístupy nebyly vzhledem ke své časové a obsahové náročnosti zpracovávány.

Jedná se například o metodiku výběru konkrétní sendvičové skladby, kde je velmi mnoho možností, jak jednotlivé skladby kombinovat. Na to, jak efektivně skladby kombinovat, je možné použít některý softwarový optimalizační nástroj. Na konstruktérovi ale je prvotní výběr, který materiál zvolí a který bude pro danou konstrukci nejvhodnější. Je tu ale prostor pro to, že některý materiál bude opomenut, byť svými vlastnostmi by byl vhodný k implementaci. Proto je na místě, aby měl konstruktér k dispozici ucelenou škálu materiálů, které připadají v úvahu vzhledem k zamýšlenému použití, včetně jejich základních charakteristik. Po této rozvaze je možno přistoupit k již zmíněné optimalizaci skladby vrstev.

Další možný směr, který ovšem částečně vychází z předchozího bodu, je implementace anizotropních materiálů v sendvičové skladbě. Na základě výzkumu v této práci je jejich zástavba náročnější než při použití izotropních materiálů. Použití takových materiálů klade mnohem větší nároky na znalost materiálových vlastností a provedení sady ověřovacích testů. Je zde velká citlivost na přesné dodržení technologie výroby jak v průběhu návrhu a ověřování, tak následně v celé délce trvání výroby dané skladby. Proto je vhodné návrh sendvičových skladeb z tohoto typu materiálů zobecnit do podoby, jež bude dobře uchopitelná a uplatnitelná při konstrukci. Především je potřeba nastínit nutné porovnávací simulace/experimenty, které ověří správnost návrhu skladby a možná úskalí při spojování takto navržených panelů do zbytku konstrukce.

## Citovaná literatura

- [1] Laš, Vladislav. Mechanika kompozitních materiálů. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2008. 978-80-7043-689-9.
- [2] Mandys, T. a Laš, V. & Kroupa, T. Identification of material parameters of sandwich composite panel. 2013. 1846-5900.
- [3] Pritamashutosh. Pritamashutosh. wordpress.com. [Online] World Press. [Citace: 23. 04 2017.] <https://pritamashutosh.wordpress.com/2014/04/24/sandwich-construction/>.
- [4] Craig Steeves, A a Norman Fleck, A. Collapse mechanisms of sandwich beams with composite faces. [Žurnál] Cambridge: Cambridge University Engineering Department, 2014.
- [5] (ASTM), American Society for Testing and Materials. Standard Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite D3039/D3039 - 08. 2008.
- [6] Zemčík, R., a další. Identification of material characteristics of sandwich panels. Bulletin of Applied Mechanics. vol. 26, 2011, Sv. pp.26-30, ISSN 1801-1217.
- [7] Závěrečná zpráva projektu 1.2.2 - část 2. Kulíšek, Viktor, a další. Praha: 2008.
- [8] Smolík, Jan. Přehled nekonvenčních materiálů a struktur pro stavbu obráběcích strojů: Společnost pro obráběcí stroje a ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Výzkumné centrum pro strojírenskou a výrobní technologii a techniku, 2007.
- [9] Nová, Iva a Machuta, Jiří. Výrobky z hliníkové pěny. MM Spekturm. Inovace, 18. 12 2007, 12, str. 58.
- [10] Banhart, John. Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams. Progress in Material Science. 2001, 46, str. 578.
- [11] Kulíšek, Viktor, a další. Závěrečná zpráva projektu 1.2.2. za rok 2009 - část 2. Praha: 2009.
- [12] Siemens NX 11 Help: Siemens PLM Software Inc. 2016, 2016.
- [13] Lašová, V., Kosnar, M., Zemčík, R., Ekštejn, K., Kulíšek, V., Smolík, J. Nekonenční materiály a materiálové struktury: Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii, 12/2007.
- [14] Plywood, Garnica. Archiexpo. Facade sandwich panel. [Online] Garnica Plywood. [Citace: 23. 04 2017.] [http://img.archiexpo.com/images\\_ae/photo-g/66498-3641125.jpg](http://img.archiexpo.com/images_ae/photo-g/66498-3641125.jpg).
- [15] Malone, Claude. Unit I: Framework Bone Structure Chapter 6. The Human Skeleton AdvantageDisadvantage Weight Structure Number of Bones. SlidePlayer. [Online] 18. 03 2018. [Citace: 18. 03 2018.] <http://slideplayer.com/slide/7550548/>.
- [16] Bhatt, Aman, Khanna, Mohit a Pimoli, Bharat Singh. Metal Foaming of Aluminium Alloys. Journal of Mechanical and Civil Engineering. 1-3 2015, Sv. 1 IV, 12, stránky 40-44.

- [17] Materials engineer / Materiálový inžinier: Peter Oslanec - Entos, 2009. ISSN 1337 - 8953.
- [18] Emailová korespondence s Enricem Kilianem [online], e.kilian@havel-mf.de.
- [19] CSI - Specialistis in Physical Testing. [Online] csi-instruments.com.



## Publikační činnost doktoranda

### 1) Seznam prací doktoranda publikovaných (přijatých k publikaci):

- Tančín, M. (80%), & Limberg, L. (20%) (2017). Modal analysis of composite ram. *55th International Conference on Experimental Stress Analysis EAN 2017*. Nový Smokovec.
- Limberg, L. (80%), & Tančín M. (20%) (2017). Thermal FEM analysis of hybrid structure. *55th International Conference on Experimental Stress Analysis EAN 2017*. Nový Smokovec.
- Tančín, M. (80%), & Limberg, L. (20%) (2018). Substituting a conventional ram frame with a sandwich structure. *56th International Conference on Experimental Stress Analysis EAN 2018*. Harrachov.
- Kulíšek, Viktor, a další. WP7 - Závěrečná zpráva za rok 2017 (2017). *ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE*.
- Tančín, M. (2019). Substituting a conventional ram frame with a variants of sandwich structure. *57th International Conference on Experimental Stress Analysis EAN 2019*. Luhačovice.
- Kulíšek, Viktor, a další. WP7 - Závěrečná zpráva za rok 2018 (2018). *ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE*.
- Kulíšek, Viktor, a další. WP7 - Závěrečná zpráva za rok 2019 (2019). *ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE*.

### 2) Přehled vystoupení doktoranda na konferencích:

- Účast na SVOČ 2016 (postup do fakultního kola), téma: Experiment & simulation of sandwich material – comparison
- Účast na SVOČ 2017, téma: Modal analysis of composite ram
- Účast na 55. Mezinárodní konferenci EAN v Novém Smokovci, Slovensko 2017 – téma: Modal analysis of composite ram
- Účast na SVOČ 2018 (postup do fakultního kola), téma: Substituting a conventional ram frame with a sandwich structure
- Účast na 56. Mezinárodní konferenci EAN v Harrachově, Česká republika 2018 – téma: Substituting a conventional ram frame with a sandwich structure
- Účast na 57. Mezinárodní konferenci EAN v Luhačovicích, Česká republika 2019 – téma: Substituting a conventional ram frame with a variants of sandwich structure

3) Další relevantní aktivity:

- Zapojení se do projektu SGS
- Zapojení se do projektu CK – SVT
- MEA – Vypracování přehledové studie závěsných vozíků
- Výuka cvičení KKS/SI, KKS/ZK
- Účast na 5. ročníku kurzu letní školy mechaniky kompozitních materiálů MK 2 v Jincích; září 2017
- Zapisovatel při závěrečných bakalářských státních zkouškách, červen 2015, červen 2018, červen 2019
- Konzultant diplomové práce Bc. Miroslava Černého, vedoucí práce: Doc. Ing. Ladislav Němec, Ph.D.; téma: Stavba vyvážecího vleku
- Konzultant diplomové práce Bc. Petra Brožíka, vedoucí práce: Ing. Michal Křížek, Ph.D.; téma: Přípravek pro měření napínací síly kladky pro řemenové rozvody motoru osobního automobilu

## Příloha 1

Cenová nabídka na sendvičové panely od firmy Havel metal foam GmbH ze dne  
8.10.2019



Havel metal foam GmbH | Am Gleisdreieck 10 | 14774 Brandenburg an der Havel

ZCU - University of West Bohemia  
KKS - Department of Machine Design  
University Street No. 22  
CZ-306 14 Pilsen

### Angebot

Datum : 08.10.2019  
Zeichen : EK  
Seite : 1  
Projektnummer : 19-00678-P  
Kundennummer : 00355  
Angebotsnummer : 19-00585-AN

Projekt : Machine Casing U-Form

Pos.	Menge	Einh.	Beschreibung	Preis	Summe
1	1	set	Construction Kit <b>Machine Casing U-Form</b> Steel-Aluminum foam-Sandwich SAS 50-12-12 Total panel strength: 12 mm Cover sheets: 12 mm Steel Metal foam core: 26 mm Aluminum foam Construction kit consists of: 6 pieces Panel 1 9 pieces Panel 2 according to drawing, not assembled Total weight: ca. 475 kg	9.920,00 €	9.920,00 €
			Summe		9.920,00 €
			Endsumme		9.920,00 €

**Prices:** All prices are net prices and are exclusive of the statutory VAT.

EXW Brandenburg an der Havel (Incoterms 2010) - excluding costs for packaging, transport and insurance, as far as applicable.

If the aluminum price (LME index) changes by more than 5% between the date of the offer and the date of production, the price of our foam parts also changes, but only insofar as the price change entered for the respective raw material proportionally effects the price of the final product.

**Delivery date:** After completion of the technical clarification and submission of the binding contract.

**Terms of payment:** Advanced payment.

Our General Terms and Conditions apply.

Havel metal foam GmbH | Geschäftsführung Dr. Max Iann, Friedrich Schuller, Dennis Alsdorf  
Am Gleisdreieck 10 | 14774 Brandenburg an der Havel | Telefon +49 3381 80 43 88 20 | Fax +49 3381 80 43 88 40  
Mittelbrandenburgische Sparkasse in Potsdam | IBAN DE71 1605 0000 1000 8638 04 | BIC WELADED1PMB  
Commerzbank Brandenburg | IBAN DE98 1604 0000 0273 3301 00 | BIC COBADEFF  
USI-Id. Nr.: DE287550713 | Amtsgericht Potsdam HRB 25961 P  
[www.havel-mf.de](http://www.havel-mf.de) | [info@havel-mf.de](mailto:info@havel-mf.de)