

**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ**  
**ÚSTAV MIKROELEKTRONIKY**

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION  
DEPARTMENT OF MICROELECTRONICS

**MECHANICKÉ VLASTNOSTI**  
**MIKROELEKTRONICKÝCH SYSTÉMŮ**

**DIZERTAČNÍ PRÁCE**  
DOCTORAL THESIS

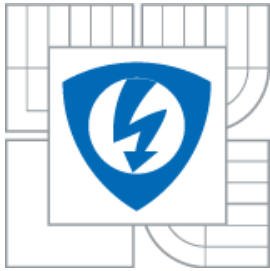
**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

Ing. BOLESLAV PSOTA

BRNO 2015



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH  
TECHNOLOGIÍ**  
**ÚSTAV MIKROELEKTRONIKY**

**FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION  
DEPARTMENT OF MICROELECTRONICS**

**MECHANICKÉ VLASTNOSTI  
MIKROELEKTRONICKÝCH SYSTÉMŮ**  
MECHANICAL PROPERTIES OF THE MICROELECTRONIC SYSTEMS

**DIZERTAČNÍ PRÁCE**  
DOCTORAL THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**ING. BOLESLAV PSOTA**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**doc. Ing. IVAN SZENDIUCH, CSc.**

BRNO 2015

## Abstrakt

Tato práce se zabývá výzkumem mikroelektronických systémů zatížených vibracemi, a to zejména pomocí počítačových modelů. Hlavním cílem je stanovení metodiky pro určení vlivu vibrací na desky plošných spojů a jejich komponenty pomocí počítačových simulací. Dále je práce zaměřena na vymezení faktorů působících na přesnost výsledku při počítačové analýze.

## Klíčová slova

Vibrace, mechanické vlastnosti, počítačové simulace, ANSYS Workbench.

---

## **Abstract**

This paper deals with the behavior of electronic assemblies, which are loaded by the vibrations, especially in the context of computer simulations use. The main objective is to establish a procedure for determining the influence of vibration on the electronic boards and components using computer simulation; the definition of all factors affecting the accuracy of the result and evaluation of the individual influences.

## **Keywords**

Vibration, mechanical properties, computer simulations, ANSYS Workbench.

---

## **Bibliografická citace**

PSOTA, B. Mechanické vlastnosti mikroelektronických systémů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2016. 98 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Ivan Szendiuch, CSc.

---

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou disertační práci na téma “Mechanické vlastnosti mikroelektronických systémů“ vypracoval samostatně pod vedením školitele doc. Ing. Ivana Szendiucha, CSc. a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené disertační práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této disertační práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení § 152 trestního zákona č. 140/1961 Sb.

V Brně dne 30. 10 2015

\_\_\_\_\_  
*autor práce*

---

Tato práce vznikla v rámci centra CEITEC – Středoevropského technologického institutu s intenzivní pomocí výzkumné infrastruktury financované projektem CZ.1.05/1.1.00/02.0068 z Evropského fondu regionálního rozvoje.

## Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu disertační práce doc. Ing. Ivanu Szendiuchovi, CSc., za metodické a cíleně orientované vedení a za cenné rady v průběhu řešení disertace. Dále pak také Ing. Alexandru Otáhalovi za provedení všech měření, konzultaci experimentů a za spolupráci na publikacích.

Také bych chtěl poděkovat všem, kteří mě v průběhu doktorského studia podporovali, zejména pak mým rodičům. Velký dík patří rovněž mé přítelkyni, nejen za korekturu disertační práce, ale i za podporu v průběhu celého řešení disertace.

Tato práce vznikla za podpory projektů a v návaznosti na ně:

- Eureka EURIPIDES "Substrát na substrát - Board on Board" LF13007
  - Výzkum moderních a inovačních technologií pro propojování a pouzdření v mikroelektronice, FEKT-S-14-2168
  - Výzkum excelentních technologií pro 3D pouzdření a propojování elektronických čipů a obvodů, FEKT-S-11-5/962
  - Implementace simulačního programu ANSYS do výukového procesu, FRVŠ 304 /2013
-

## Obsah

<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>2 MECHANICKÉ VLASTNOSTI MIKROELEKTRONICKÝCH SYSTÉMŮ</b> .....	<b>11</b>
2.1 Mechanické testování elektronických sestav .....	11
2.1.1 <i>Test náhodných vibrací (IEC 60068-2-64)</i> .....	12
2.1.2 <i>Test sinusových vibrací (IEC 60068-2-6)</i> .....	12
2.2 Základní mechanické vlastnosti .....	12
2.2.1 <i>Youngův modul pružnosti</i> .....	13
2.2.2 <i>Poissonova konstanta</i> .....	13
2.2.3 <i>Modul pružnosti ve smyku</i> .....	14
2.2.4 <i>Hmotnost</i> .....	15
2.2.5 <i>Tlumič faktor (Damping factor)</i> .....	15
2.3 Teorie vibrací .....	17
2.3.1 <i>Obecný popis</i> .....	17
2.3.2 <i>Vibrační módy</i> .....	19
2.3.3 <i>Výpočet rezonanční frekvence</i> .....	19
2.3.4 <i>Výpočet maximální výchylky</i> .....	22
<b>3 ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU</b> .....	<b>23</b>
<b>4 CÍLE PRÁCE</b> .....	<b>25</b>
<b>5 SIMULAČNÍ PROGRAM ANSYS WORKBENCH</b> .....	<b>26</b>
5.1 Metoda konečných prvků (MKP) .....	26
5.2 Výpočet deformací v programu ANSYS Workbench .....	28
5.3 Experimentální ověření .....	30
5.3.1 <i>Parametry testu a zařízení</i> .....	32
5.3.2 <i>Postup měření</i> .....	32
<b>6 VÝPOČETNÍ MODELY ELEKTRONICKÝCH SESTAV</b> .....	<b>35</b>
6.1 Jednovrstvé desky a jejich ověření .....	35
6.1.1 <i>Výpočet rezonanční frekvence</i> .....	36
6.1.2 <i>Citlivostní analýza materiálových vlastností</i> .....	38
6.1.3 <i>Vliv anizotropních vlastností DPS</i> .....	45
6.1.4 <i>Uchycení soustavy</i> .....	45
6.1.5 <i>Kalibrace simulací pomocí měření</i> .....	51
6.2 Výpočetní model vícevrstvé desky .....	57
6.2.1 <i>Zjednodušený model</i> .....	58
6.2.2 <i>Komplexní model</i> .....	59
6.3 Deska plošných spojů s kavitami .....	61
6.4 Mechanické vlastnosti systému dvou desek .....	65

---

6.4.1	Simulace sestavy .....	65
6.4.2	Ověření simulačních výsledků .....	71
6.5	Vliv vibrací na elektronické komponenty .....	73
<b>7</b>	<b>DEFINICE POSTUPU PRO MECHANICKÉ TESTOVÁNÍ DPS .....</b>	<b>77</b>
7.1	Zpracování vstupních dat a požadavků .....	77
7.2	Příprava testovacích vzorků pro experimentální měření .....	77
7.3	Měření vzorků pomocí vibračního stolku a akcelometrů .....	78
7.4	Vyhodnocení získaných údajů a stanovení vstupních dat pro simulace .....	79
7.5	Příprava materiálových dat, tvorba výpočetního modelu, nastavení simulace .....	79
7.6	Vyhodnocení modální a harmonické analýzy, porovnání s reálným měřením .....	80
7.7	Případná úprava vstupních dat simulace a kalibrace .....	80
7.8	Finální vyhodnocení počítačové kalkulace .....	80
7.9	Úprava výpočetního modelu podle požadavků .....	80
7.10	Export výstupních dat podle zadání .....	81
<b>8</b>	<b>OVĚŘENÍ METODOLOGIE NA TESTOVACÍM VZORKU .....</b>	<b>82</b>
8.1	Zpracování vstupních dat a požadavků .....	82
8.2	Příprava testovacích vzorků pro experimentální měření .....	82
8.3	Měření vzorků pomocí vibračního stolku a akcelometrů .....	83
8.4	Vyhodnocení získaných údajů a stanovení vstupních dat pro simulace .....	83
8.5	Příprava materiálových dat, tvorba výpočetního modelu, nastavení simulace .....	84
8.6	Vyhodnocení modální a harmonické analýzy, porovnání s reálným měřením .....	84
8.7	Případná úprava vstupních dat simulace a kalibrace .....	85
8.8	Finální vyhodnocení počítačové kalkulace .....	85
8.9	Úprava výpočetního modelu podle požadavků .....	87
8.10	Export výstupních dat podle zadání .....	88
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>89</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>90</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>92</b>
	<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>94</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>95</b>
	<b>CURRICULUM VITAE .....</b>	<b>97</b>

---

# ÚVOD

Mikroelektronické systémy jsou nedílnou součástí našeho běžného života již několik desetiletí a s jejich používáním se setkáváme stále častěji. Elektronické výrobky procházejí neustálým vývojem, objevují se nová konstrukční provedení, tyto jsou složitější a sofistikovanější a jejich počet neustále narůstá. Rovněž roste počet mobilních zařízení, na která jsou kladeny vyšší nároky z hlediska mechanické odolnosti než na zařízení stacionární. Aby se však mohla zaručit jejich spolehlivost, je nutné zajistit důsledné testování takových zařízení v podmínkách blízkých jejich provozu. Oblast testování je v dnešní době velice rozsáhlá a již nestačí pouhé funkční testy, či elektrické ověření součástek a funkčních bloků. Je třeba také testovat mechanické vlastnosti komponent a především desek plošných spojů (DPS), zejména s ohledem na požadovanou výslednou spolehlivost výrobků, danou jejich používáním v provozu, a s tím související minimalizací jejich poruch.

Oblast testování mechanických vlastností je velice rozsáhlá a nabývá stále větší důležitosti. To je zapříčiněno především dvěma faktory. Prvním je rostoucí počet elektronických sestav pro mobilní použití a zvyšující se hustota součástek na DPS, druhým pak neustálý nárůst konkurence v oblastech, kde je vysoká spolehlivost elektronických komponentů zásadní, jako například v automobilovém, leteckém či vojenském průmyslu. Pro tyto typy zařízení se setkáváme vedle již běžných testů, jako jsou například teplotní nebo vlhkostní namáhání, či pevnost pájeného spoje, také s nadstandardními testy jako je například zkouška vibracemi. Takový typ testu je zejména důležitý u mobilních zařízení, dopravních prostředků či točivých strojů, kde dochází ke kmitům elektronických zařízení, respektive osazených DPS.

Disertační práce je navázána na evropský projekt "Board on Board" (BoB), který je veden v programu Eureka Euripides. Projekt se zaměřuje na nové řešení propojení dvou substrátů. Stejně jako u jakékoli jiné nové technologie, je i zde třeba provést testování výsledného produktu. V rámci projektu tedy byla tato technologie podrobena testování tepelných, elektrických a mechanických vlastností.

Právě na mechanické vlastnosti DPS, které jsou zatíženy vibracemi, se zaměřuje tato disertační práce. Jejím cílem je stanovit nejdůležitější vlivy, které hrají roli v dlouhodobé spolehlivosti systému. Pro tento cíl je využito experimentu a simulačního prostředí ANSYS Workbench, který umožňuje predikovat výsledky při změně vstupních údajů, jako například materiálových vlastností desky, uchycení soustavy, atd. Díky tomu můžeme jednoduše upravovat model podle potřeby a sledovat tak vliv modifikací na výsledné charakteristiky. Pokud dokážeme vytvořit model, který přesně opakuje chování celku v reálném prostředí, můžeme optimalizovat výrobek ještě před výrobou a ušetřit tak značné finanční prostředky, což přináší nezanedbatelné zvýšení produktivity výroby. Důležité je v tomto směru stanovit hranice, kterých chceme docílit a zjistit, zda je tento cíl reálný, případně za jakých okolností můžeme této hranice dosáhnout.

Pro vytvoření plně fungujícího výpočetního modelu, je potřeba znát do podrobností veškeré parametry, které ovlivňují mechanické chování DPS. Na tom je závislá přesnost simulace. Pakliže dokážeme tyto parametry definovat s dostatečnou přesností, můžeme model přizpůsobit testovacímu vzorku a následně určit nejvhodnější konfiguraci desky pro danou aplikaci (zjistit optimální nastavení rozložení součástek na desce, způsob uchycení, vybrat nejvhodnější materiál apod.).

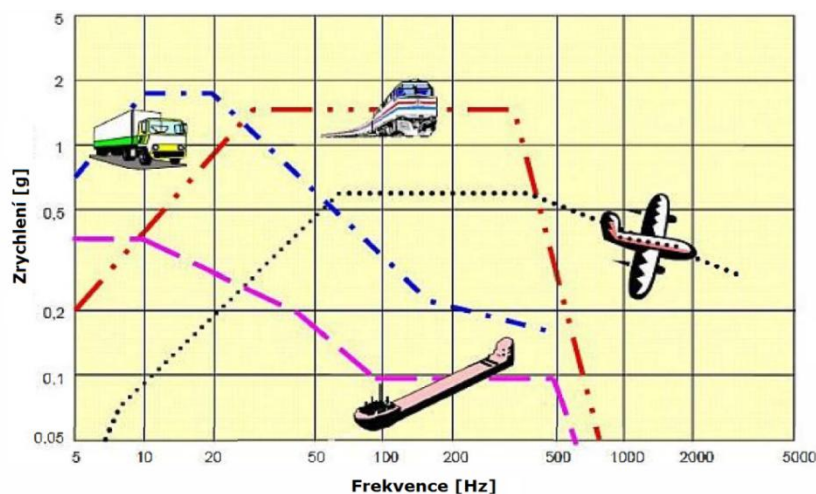
## 2 MECHANICKÉ VLASTNOSTI MIKROELEKTRONICKÝCH SYSTÉMŮ

Testování mechanických vlastností mikroelektronických systémů je nezbytné z hlediska predikce jejich spolehlivosti a s ní související životnosti. Každý elektronický produkt, který je uváděn na trh, musí mít určitou jakost, která musí být adekvátní oblasti, pro kterou je určen. Proto se liší požadavky na výrobky určené pro spotřební elektroniku od požadavků na automobilový průmysl, ty se pak dále liší od požadavků pro lékařské aplikace, letecký a kosmický průmysl, atd. Jednotlivé vlastnosti je třeba ověřit pomocí experimentálního testování, a také na základě modelování a simulace.

Jakost každého výrobku je předurčena již jejím samotným návrhem. S ohledem na skutečnost, že tato oblast obsahuje velmi širokou problematiku, která skýtá množství kombinací faktorů ovlivňujících výslednou jakost, zabývá se tato práce zjišťováním mechanických vlastností elektronických sestav, konkrétně elektronických desek plošných spojů, na které působí vibrace. Jak bylo předesláno, zdrojem vibrací může být celá škála faktorů, které souvisí s oblastí použití. Aplikací je nespočet, jako příklad můžeme zmínit rotující části (pračka), nerovnosti povrchu a nárazy větru u dopravních prostředků, ale také se může jednat o vibrace způsobené transportem zařízení [1]. V každém případě musí být produkt na takové zatížení navržen, aby mohl těmto různým vlivům odolávat. Z tohoto důvodu je nezbytné určit rezonanční kmitočet systému a následně ověřit spolehlivost elektronického výrobku.

### 2.1 MECHANICKÉ TESTOVÁNÍ ELEKTRONICKÝCH SESTAV

Mechanických testů elektronických produktů existuje celá řada; do této oblasti můžeme zařadit například pevnost spojů ve stříhu a tahu, ohyb a krut pro ověření rovnosti desky, rázové testy a také vibrační testování. Vibrační testování je velice důležitou skupinou testů, neboť v moderních aplikacích se stále častěji setkáváme právě s vibracemi, a to ať již s náhodnými, či generovanými. S ohledem na konkrétní aplikaci pak můžeme stanovit rozmezí, pro kterou je třeba danou elektronickou desku testovat. Možný příklad je vidět na Obr. 1, kde je graf zobrazující dané meze pro různé dopravní prostředky. Podle těchto oblastí pak je pak také nezbytné určit rozmezí testování.



Obr. 1: Rozsahy rezonancí u jednotlivých druhů dopravy [2].

Vibrační test můžeme charakterizovat jako namáhání měřeného vzorku oscilacemi za účelem zjištění jeho spolehlivosti v takovémto prostředí. Zpravidla se k tomuto testu využívá vibrační stolice, na kterou je vzorek připevněn pomocí mezistupně, často řešeného tuhou deskou. Vibrační stolky mohou být hydraulické (pro nižší frekvence), či elektrodynamické (až do 10 kHz) [3]. Stejně jako u jiných testů i u vibračního testování je nezbytné vycházet z předepsaných norem, které stanovují parametry testování.

V našem výzkumu jsme vycházeli ze dvou norem, a to konkrétně z IEC 60068-2-64, která popisuje testování elektronických desek při náhodných vibracích a IEC 60068-2-6, jež se zabývá sinusovým průběhem vibrací.

### 2.1.1 Test náhodných vibrací (IEC 60068-2-64)

Zmíněná norma vymezuje kromě samotného testování také další důležité body, jako například předepsání uchycení sestavy při testování, měřicí aparaturu apod. Důležitým údajem je také vymezení frekvenčního rozsahu a amplitudy při testování. Samotný popis testu můžeme shrnout do několika bodů [4]:

- 1) Vyšetření počáteční vibrační odezvy, pokud je předepsána (sinusové nebo náhodné vibrace).
- 2) Excitace systému na nízké úrovni za účelem vyrovnání před zahájením kompletního testu v kontinuálním režimu.
- 3) Testování náhodných vibrací.
- 4) Zotavení.
- 5) Vyhodnocení konečné vibrační odezvy, pokud je předepsána (sinusové nebo náhodné vibrace).

### 2.1.2 Test sinusových vibrací (IEC 60068-2-6)

Obdobně jako u normy IEC 60068-2-64, je i zde popsán postup testování včetně všech náležitostí, v tomto případě však pro sinusové vibrace. Přitom lze zkoušky rozdělit na dva kroky: měření počáteční vibrační odezvy a zátěžové testy. V prvním případě je stanoven frekvenční rozsah v závislosti na finálním použití produktu (v našem případě 10-2000 Hz), v němž jsou hledány vlastní frekvence systému. Na základě tohoto testu je pak stanoven zátěžový test, kdy je vzorek vibrován na zjištěné rezonanční frekvenci po určitou dobu (10 min; 90 min; 10 hod) [5].

## 2.2 ZÁKLADNÍ MECHANICKÉ VLASTNOSTI

Při stanovení vlivu vibrací na elektronický systém, je třeba znát mechanické vlastnosti materiálů, které jsou součástí matematického modelu. Každý takový materiál je definován zejména Youngovým modulem pružnosti, Poissonovou konstantou a také hustotou. Tyto tři atributy jsou nezbytné jako vstupní data pro výpočet modální analýzy. Pakliže by byly zahrnuty do simulace také teplotní změny v průběhu výpočtu, bylo by nutné dále specifikovat teplotní roztažnost materiálu.

Zmíněné parametry se přímo pojí s modální analýzou, pokud však bude vyšetřována také výchylka systému, je třeba provést analýzu harmonickou. U této je kromě zmíněných materiálových vlastností nutné zadat jako vstupní podmínku faktor tlumení, který se vyskytuje téměř u všech reálných systémů.

### 2.2.1 Youngův modul pružnosti

Chceme-li u elektronických systémů vypočítat zatížení vibracemi, je nezbytné nalézt jejich rezonanční frekvenci. Jedním ze základních parametrů při jejím výpočtu je konstanta úměrnosti neboli Youngův modul pružnosti. Jestliže se omezíme na lineární oblast deformací, můžeme při jeho výpočtu vycházet z Hookova zákona [6, 7]:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (1)$$

kde  $\sigma$  je normálové napětí,

$\varepsilon$  je poměrné prodloužení,

$E$  konstanta úměrnosti; Youngův modul pružnosti

Přičemž normálové napětí  $\sigma$  je vyjádřeno poměrem deformující síly a průřezem [6, 7]:

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (2)$$

kde  $F$  je síla deformující těleso,

$S$  je průřez kolmý na působící sílu.

Poměrné prodloužení vystupující v rovnici 1 lze určit pomocí poměru délek [6, 7]:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (3)$$

kde  $\Delta l$  je změna délky,

$l_0$  původní délka.

S využitím rovnic 1, 2 a 3 lze získat vztah pro výpočet Youngova modulu pružnosti [6, 7]:

$$E = \frac{F}{S} \frac{l_0}{\Delta l} \quad (4)$$

### 2.2.2 Poissonova konstanta

Dalším nezbytným parametrem, který charakterizuje mechanické chování systému, je Poissonova konstanta  $\nu$ , někdy též nazýváno Poissonovo číslo. Ta udává poměr mezi podélnou a příčnou deformací [6, 7]:

$$\nu = \frac{\psi}{\varepsilon} \quad (5)$$

kde  $\nu$  je Poissonova konstanta,  
 $\varepsilon$  je poměrné prodloužení,  
 $\psi$  je příčné prodloužení.

Podélná deformace  $\varepsilon$  je charakterizována rovnicí 3. Naproti tomu příčná deformace  $\psi$  je poměrem změny příčného rozměru tělesa k původnímu příčnému rozměru [6, 7]:

$$\psi = \frac{\Delta S}{S} \quad (6)$$

kde  $\Delta S$  je změna příčného průřezu,  
 $S_0$  je počáteční příčný průřez tělesa.

### 2.2.3 Modul pružnosti ve smyku

Při výpočtech, kdy jsou v simulaci výpočetní modely v kontaktu, je nezbytné stanovit také modul pružnosti ve smyku  $G$ . Ten je dán poměrem mezi smykovým napětím a jím způsobenou deformací, tzv. zkosem. Pokud má materiál isotropní vlastnosti, vychází výpočet modulu z Youngova modulu pružnosti a Poissonovi konstanty [8].

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (7)$$

Pokud je uvažována DPS s anizotropními vlastnostmi, která je orientována tak, že její nejmenší rozměr (tloušťka) je orientována ve směru osy  $y$ ; pak lze modul pružnosti ve smyku v jednotlivých osách vypočítat pomocí následujících vzorců [8]:

$$G_{xy} = \frac{E_x E_y}{E_x + E_y + 2\nu_{xy}} \quad (8)$$

$$G_{yz} = G_{xz} = \frac{E_y E_z}{E_y + E_z + 2\nu_{yz}} = \frac{E_x E_z}{E_x + E_z + 2\nu_{xz}} \quad (9)$$

kde  $E$  je Youngův modul pružnosti,  
 $\nu$  je Poissonova konstanta.

## 2.2.4 Hmotnost

Kromě výše zmíněných parametrů, je při simulacích pracováno také s hmotností zkoumaného objektu. S ohledem na modifikace výpočetního modelu, je vhodnější vyjádřit ji jako součin objemu a hustoty [9]:

$$m = V \cdot \rho \quad (10)$$

kde  $m$  je hmotnost,

$V$  objem tělesa,

$\rho$  hustota materiálu.

## 2.2.5 Tlumič faktor (Damping factor)

Výše popisované parametry byly zejména obecně známé fyzikální veličiny, které charakterizují samotný materiál. Kromě těchto je nutné započíst do vstupu simulace ještě další důležitý faktor, který popisuje obecné chování celku při zátěži vibracemi, a to tlumič faktor.

Tlumení je mechanismus založený na rozptylu energie, který způsobuje utlumení vibrací v čase a eventuálně jejich úplné zastavení. Vibrační energie je zde převedena na teplo nebo zvuk. Při tlumení může být energie vibračního systému rozptýlena různými mechanismy a zpravidla působí několik mechanismů současně. Velikost tlumení může záviset na materiálu, rychlosti pohybu a/nebo také na frekvenci vibrací [10].

Tlumení můžeme rozdělit na několik druhů, základní typy jsou:

- viskózní tlumení (např. tlumič nárazů)
- materiálové/pevnostní/hysterezní (vnitřní pnutí)
- Coulombovo/ suché tření (klouzavé tření)
- numerické tlumení (umělé)

Při výpočtu dynamické časové analýzy pak tlumení vstupuje jako jeden z členů do nelineární rovnice, pomocí které simulační program počítá výstupní data [10]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K(u)]\{u\} = \{F(t)\} \quad (11)$$

kde  $[M]$  je strukturální matice hmoty,  $[C]$  strukturální matice tlumení,  $[K]$  strukturální matice tuhosti,  $\{F\}$  vektor zatížení,  $\{\ddot{u}\}$  je uzlový vektor akcelerace,  $\{\dot{u}\}$  uzlový vektor rychlosti,  $\{u\}$  uzlový vektor posuvu a  $(t)$  je čas.

Přítom matici tlumení  $[C]$  lze vypočítat jako součet všech mechanismů, působících na sledovaný model [11]:

$$\begin{array}{cccc}
 \text{Hmotnostní tlumení} & \text{Strukturální tlumení} & \text{Aktivní tlumení} & \text{Gyroskopické tlumení} \\
 \hline
 [C] = \alpha[M] + \sum_{i=1}^{N_{ma}} \alpha_i^m [M_i] + \beta[K] + \sum_{j=1}^{N_{mb}} \beta_j^m [K_j] + \sum_{k=1}^{N_e} [C_k] + \sum_{l=1}^{N_g} [G_l] & & & 
 \end{array} \quad (12)$$

Vzhledem k povaze námi sledované struktury dochází uvnitř systému pouze k tlumení vzniklému vnitřním třením při deformaci desek. Takový způsob je charakterizován Reyleighovými konstantami tlumení  $\alpha$  a  $\beta$ . Matice tlumení  $[C]$  je pak vypočtena pomocí těchto konstant jejich vynásobením s maticí hmotnosti  $[M]$  a maticí tuhosti  $[K]$  [11]:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (13)$$

Tlumičí faktor  $\xi$  pak lze vypočítat pomocí úhlové frekvence a právě Reyleighových koeficientů [11]:

$$\xi = \frac{\alpha}{2\omega_i} + \frac{\beta\omega_i}{2} \quad (14)$$

Při řešení praktických strukturálních problémů lze často alfa tlumení (či hmotnostní tlumení) zanedbat ( $\alpha=0$ ). V takových případech pak přechází rovnice do tvaru [11]:

$$\xi = \frac{\beta\omega_i}{2} \quad (15)$$

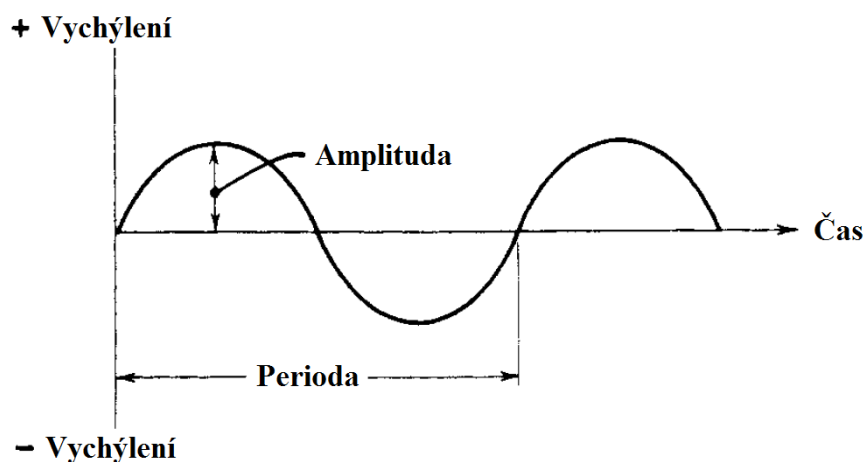
V tomto případě je tlumičí faktor přímo úměrný frekvenci; při nižších frekvencích bude systém tlumen méně a při vyšších pak bude tlumení narůstat [11].

## 2.3 TEORIE VIBRACÍ

Hovoříme-li o zatížení vibracemi, je nutné nejdříve stanovit několik základních termínů týkajících se této problematiky a definovat samotný průběh zátěže daného systému.

### 2.3.1 Obecný popis

Vibrace můžeme popsat jako oscilační pohyb, při kterém se uvažované struktury nebo tělesa pohybují zpravidla nahoru a dolů, případně i v dalších směrech. Pokud se pohyb opakuje s jistou podobností, nazýváme takový pohyb periodickým. Ačkoli může být takový pohyb velice komplexní, považujeme jej za periodický, dokud dochází k jeho opakování. Pokud k periodickému opakování pohybu nedochází, hovoříme o náhodném pohybu. Harmonický pohyb je nejjednodušší formou periodického pohybu, a je reprezentován souvislou sinusovou vlnou v závislosti vychýlení na čase, tak jak je ukázáno na Obr. 2.

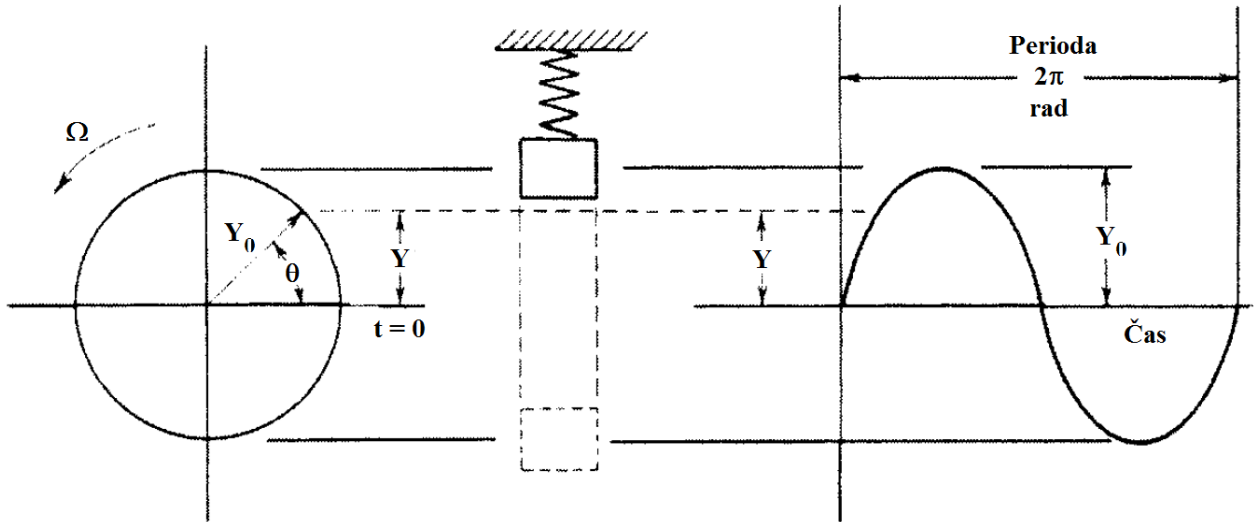


Obr. 2: Jednoduchý harmonický pohyb[převzato z 1].

Reciprocita periody je označována jako frekvence vibrací a je měřena v cyklech za sekundu nebo v hertzích (Hz). Maximální vychýlení soustavy je poté nazýváno amplitudou vibrací.

Lineární vibrace se vyskytují u lineárních elastických médií, u kterých je výchylka úměrná použité síle. Pokud dojde ke zdvojnásobení síly, výsledné vychýlení je také dvojnásobné. Právě lineární vibrace jsou uvažovány v této práci, stejně jako počítání se zatížením pouze v části elastické deformace materiálu, vyšší napětí by totiž vedlo k trvalé deformaci, a tedy k nenávratnému zničení substrátu.

Jednoduché harmonické vibrace lze popsat pomocí rotačního vektoru, který reprezentuje závaží zavěšené na pružině (viz Obr. 3) [1].



Obr. 3: Rotační vektor simulující systém s jedním stupněm volnosti [převzato z 1].

Vektor  $Y_0$  rotuje proti směru hodinových ručiček s uniformní úhlovou rychlostí  $\omega$  (rad/s). Zobrazení vektoru na vertikální ose reprezentuje okamžitou výchylku závaží  $Y$ , která vibruje nahoru a dolů. Tuto veličinu pak můžeme popsat jako [1]:

$$Y = Y_0 \sin \omega t \quad (16)$$

Při otočení vektoru  $Y_0$  o jednu otáčku, dojde k rotaci o  $360^\circ$ , což je  $2\pi$  radiánů, pro jeden kompletní cyklus. Úhlová rychlost se měří v radiánech za sekundu a frekvence  $f$  v hertzech. Z těchto údajů se dá vyvodit definice úhlové rychlosti [1]:

$$\omega = 2\pi f \quad (17)$$

Pokud chceme získat rychlost kmitání tělesa  $v$ , musíme provést derivaci aktuální výchylky ( $Y_0$ ), podle času [1]:

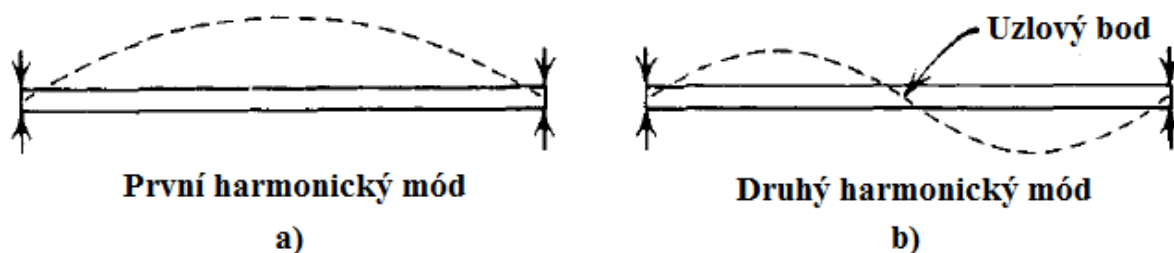
$$v = \frac{dY}{dt} = \omega Y_0 \cos(\omega t) \quad (18)$$

Zrychlení systému je následně dáno jako druhá derivace vychýlení. To udává míru růstu či poklesu rychlosti [1]:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2Y}{dt^2} = -\omega^2 Y_0 \sin(\omega t) \quad (19)$$

### 2.3.2 Vibrační módy

Každý systém, který je zatížen vibracemi, kmitá určitým způsobem, který bývá nazýván vibračním módem. Jednotlivé módy jsou spojeny s vlastní frekvencí, jež se odvíjí od stupně volnosti systému. Počet stupňů volnosti je dán možností pohybu v některé z os souřadnicového systému. Ukázka vibračních módů je na Obr. 4, kde u prvního módu je jednoduchá tyč prohýbána nejvíce v jejím středu a následně u druhého módu pak v třetinách její délky. Na obrázku 4 b) je zobrazen také tzv. uzlový bod. Ten je popsán jako neupevněný bod vibrující soustavy, který má nulovou výchylku. Tyto uzlové body lze nalézt v závislosti na vibračním módu; při prvním módu není ani jeden, u druhého nalezneme jeden, u třetího dva, atd. [1]



Obr. 4: První a druhý mód jednoduché tyče s upevněnými konci [převzato z 1].

V praxi bývá nejdůležitější první harmonický mód, neboť při něm zpravidla dochází k rezonanci systému a tedy k největšímu vychýlení soustavy a pnutí. Na obrázku 4 lze vidět, jak se při prvním módu nejvíce prohýbá střed soustavy, kdežto při druhém módu není toto vychýlení tak výrazné; se zvyšujícími se módy pak výchylka neustále klesá [1].

### 2.3.3 Výpočet rezonanční frekvence

Při výpočtu rezonanční frekvence jednoduchého systému, který vibruje v ose  $y$  (podobně jako na Obr. 3), se vychází z kinetické ( $T_0$ ) a deformační ( $U_0$ ) energie soustavy. Ty jsou popsány pomocí následujících rovnic [1]:

$$T_0 = \frac{1}{2} m Y_0^2 \omega^2 \quad (20)$$

$$U_0 = \frac{1}{2} K Y_0^2 \quad (21)$$

kde  $m$  je hmotnost,

$Y_0$  maximální vychýlení,

$\omega$  úhlová frekvence,

$K$  je tuhost pružiny.

Pakliže je zanedbáno tlumení soustavy, je možné uvažovat, že při rezonanční frekvenci je kinetická energie rovna deformační, odtud lze vyjádřit vztah pro úhlovou frekvenci v radiánech za sekundu [1]:

$$\frac{1}{2}mY_0^2\omega^2 = \frac{1}{2}KY_0^2 \quad (22)$$

$$\omega_n = \left(\frac{K}{m}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (23)$$

Pokud dále dosadíme do vztahu (2.6.1.2), dostaneme rovnici pro rezonanční frekvenci ( $f_n$ ) v hertzích (Hz) [1]:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K}{m}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (24)$$

Tyto uvedené vzorce platí však pouze pro soustavy s jedním stupněm volnosti. Pokud je počítána rezonanční frekvence složitějších systémů, například pro obdélníkovou desku, je třeba vztah upravit v závislosti na dalších parametrech, které ovlivňují kmitání celku. Jde zejména o faktor tuhosti desky  $D$  a o hmotnost vztaženou na jednotku plochy  $M$ . Vzorec pro výpočet rezonanční frekvence poté nabývá následujícího tvaru [1]:

$$f_n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{D}{M}} \left(\frac{1}{l^2} + \frac{1}{b^2}\right) \quad (25)$$

kde  $l$  je délka desky,

$b$  je šířka desky.

Samotný faktor tuhosti desky lze poté vyjádřit následovně [1]:

$$D = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)} \quad (26)$$

přičemž  $E$  je Youngův modul pružnosti,

$h$  tloušťka desky,

$\nu$  je Poissonova konstanta.

Hmotnost  $M$  vztaženou na jednotku plochy lze vypočítat jako [1]:

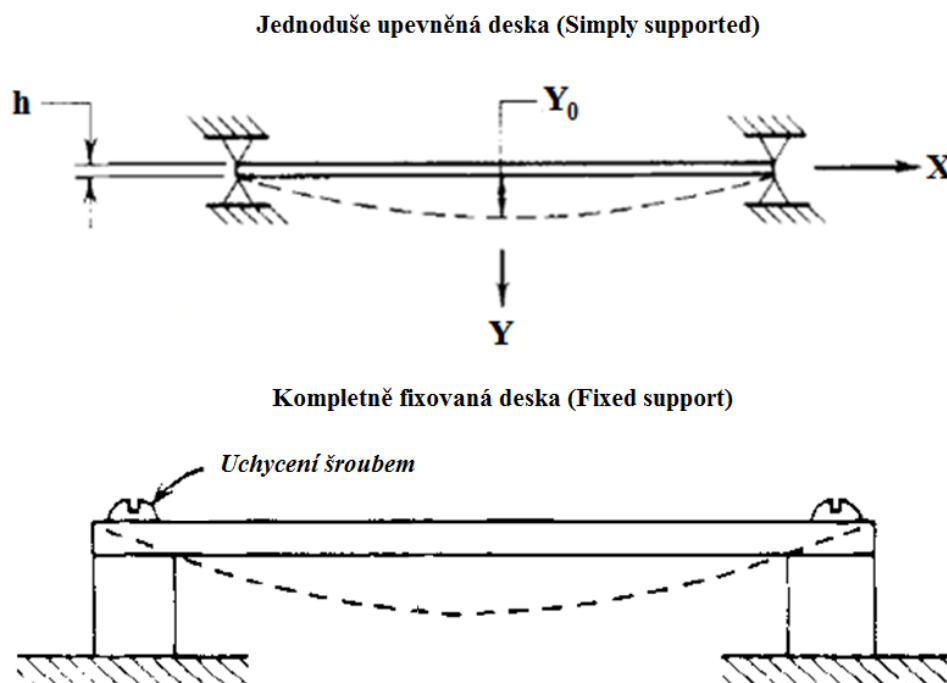
$$M = \frac{m}{l b g_n} \quad (27)$$

kde  $m$  je celková hmotnost desky,

$g_n$  je tíhové zrychlení.

Rovnici (25) je následně třeba upravit podle způsobu uchycení soustavy (viz Obr 5). V daném tvaru platí pro desku upevněnou po čtyřech bočních stranách v ose y (simply supported), pokud bychom však počítali s deskou kompletně fixovanou (ve všech třech osách) po bočních stranách (fixed support), přecházela by rovnice do tvaru [1]:

$$f_n = \frac{\pi}{1,5} \left[ \frac{D}{M} \left( \frac{3}{l^4} + \frac{2}{l^2 b^2} + \frac{3}{b^4} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$



**Obr. 5:** Pro vysvětlení typu uchycení [převzato z 1].

Ve většině našich simulací je pracováno s uchycením pomocí čtyř šroubů v rozích DPS. I pro takovýto způsob uchycení je nezbytné rovnici patřičně upravit. V literatuře je takový systém popsán následující rovnicí [1]:

$$f_n = \frac{1,13}{l b} \left( \frac{D}{M} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (29)$$

### 2.3.4 Výpočet maximální výchylky

Jak bylo zmíněno dříve, kromě samotné rezonanční frekvence je důležité také určit maximální výchylku systému, tedy největší změnu polohy soustavy při vibracích oproti původní pozici v klidu (toto vychýlení lze vidět také na obrázku 4). Absolutní velikost výchylky přitom lze vypočítat ze zrychlení systému a rezonanční frekvence jako [1]:

$$d = \frac{a}{4\pi^2 f_n^2} \quad (30)$$

kde  $d$  je maximální výchylka,

$a$  je zrychlení,

$f_n$  rezonanční frekvence.

### 3 ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU

Ačkoli je problematika vibrací známa dlouhou dobu, s ověřováním rezonančních frekvencí výrobků a testováním životnosti vyvíjených systémů se začalo v této oblasti až od roku 1940. Tento rok je totiž znám zřícením mostu Tacoma Narrows Bridge ve státě Washington, jehož příčinou byl právě špatný konstrukční návrh z hlediska rezonance. Ačkoli bývá tato problematika prezentována spíše ve stavebnictví a konstrukčním inženýrství, měla tato událost velký význam i pro elektrotechniku, neboť podobně jako u havárie mostu může i v případě špatného návrhu elektronické desky dojít k jejímu poškození či celkovému selhání systému. V dnešní době je testování kvality výrobku nedílnou součástí jeho vývoje. V tomto vývoji patří stanovení rezonanční frekvence k jedné z nejdůležitějších informací z hlediska mechanických parametrů produktu.

Za jednu z prvních knih popisující problematiku vibrací lze označit knihu "Mechanické vibrace" od Jacoba Pietera Den Hartoga. Její první verze vyšla v roce 1934 a byla vydána ještě několikrát. Autor zde popisuje systémy s různými stupni volnosti, dále pak přenáší popis těchto modelů na konkrétní aplikace zejména v oblasti strojírenství [12]. Této oblasti se dále věnovala řada autorů, z těch současných můžeme uvést například Andrewa Dimarogonase či Singiresa Raa, jejichž knihy hlouběji rozebírají látku o vibracích a zároveň se věnují jejich matematickému popisu [13, 14].

Pokud se zaměříme na působení vibrací na elektronické přístroje, je nezbytné zmínit jméno amerického vědce Dava Steinberga, který se této oblasti rozsáhle věnuje. Ve své knize "Vibration analysis for electronic equipment" shrnul nejdůležitější poznatky pro danou problematiku. Kromě základního popisu vibrací, jejich zdrojů a vlivu na elektronické zařízení popsal také vzorce, pomocí kterých lze vypočítat rezonanční frekvence v různých případech. Dále také uvedl způsoby pro zjištění tlumení soustav, možnosti navýšení životnosti DPS a popsal mnoho dalších problémů týkajících se vibrací [1].

Důležitou skupinou v oblasti vibrací jsou počítačové simulace, jež se široce využívají v oblasti výzkumu. Na jejich základě byla publikována řada článků z různých oblastí mechanického testování. Značná část těchto studií se zaměřuje na vliv mechanických vibrací na elektronické komponenty umístěné na DPS. U těch může docházet ke vzniku prasklin v jejich pájených spojích působením vibrací, což může vést až k poruše celé součástky. Pomocí simulačních prostředků lze na základě sledování mechanického pnutí spojů určit dobu do poruchy, což napomůže ke stanovení celkové spolehlivosti systému. Touto oblastí se mimo jiné rozsáhle zabýval Xueli Qi, který zkoumal právě vliv parametrů pájeného spoje na spolehlivost součástky při působení vibrací. Pro tento výzkum vytvořil virtuální 3D model, na kterém pomocí modální analýzy ověřoval různé typy pájky [15].

Kromě studií součástek na desce plošných spojů, se řada vědců zabírala také samotnou definicí mechanického chování DPS při zátěži vibracemi. Konkrétně to byli Jing-en Luan a Tong Yan Tee, kteří ověřovali vliv uchycení desky na její rezonanci. Z jejich závěrů vyplývá, že výsledná rezonanční frekvence DPS je dána zejména jejím uchycením, přičemž je důležité také zohlednit míru utažení šroubů. Kromě tohoto se také věnovali jednotlivým módům DPS a ověřili obecný poznatek, kdy se jako nejdůležitější uvádí mód první [16].

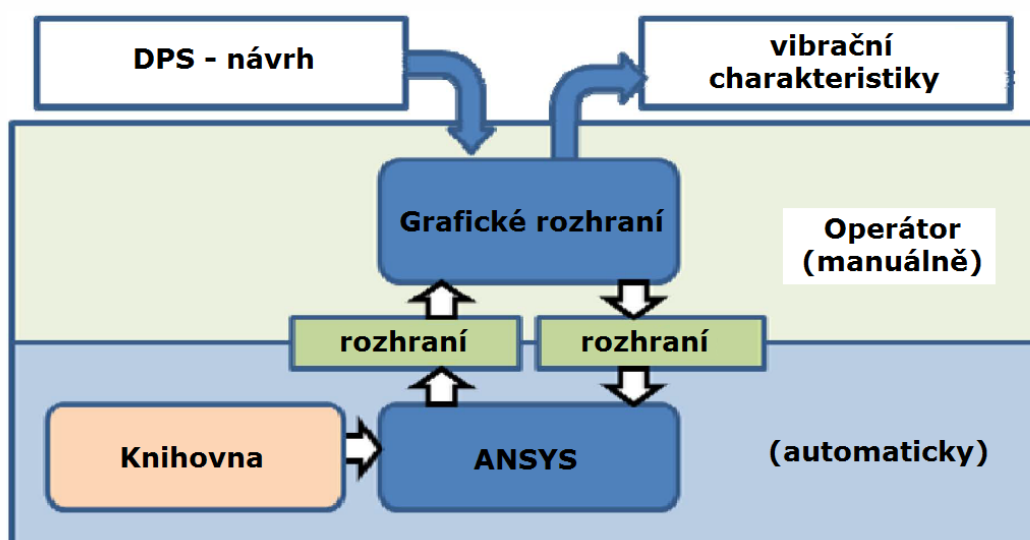
Dalším důležitým výzkumným výstupem byla práce Nileshe Bhavsara, který ověřoval nejdůležitější materiálové vlastnosti DPS, které se podílejí na výsledné rezonanční frekvenci při matematické kalkulaci pomocí počítačových programů; v jeho případě systémů ANSYS a Sherlock. Z jeho práce je patrné, že kritickými parametry jsou zde Youngův modul pružnosti,

Poissonova konstanta a stříhové napětí [17]. Pro ověření těchto vlastností použil vícevrstvou desku, jejíž jednotlivé vrstvy jsou popsány na Obr. 6.

Layer	Type	Material	Thickness
1	SIGNAL	COPPER (50%) / COPPER-RESIN	1.0 oz
2	Laminate		19.1 mil
3	SIGNAL	COPPER (50%) / COPPER-RESIN	1.0 oz
4	Laminate		19.1 mil
5	SIGNAL	COPPER (50%) / COPPER-RESIN	1.0 oz
6	Laminate		19.1 mil
7	SIGNAL	COPPER (50%) / COPPER-RESIN	1.0 oz

Obr. 6: Rozložení vrstev pro matematický model v systému Sherlock [17].

Z hlediska experimentu je významná práce Mika Roelliga, který se zabýval provázáním numerických metod s měřením. Ve své práci se snaží o vytvoření jednoduchého nástroje pro predikci mechanického pnutí DPS i komponentů osazených na desce při zátěži vibracemi. Myšlenkou v této práci je automatizace procesu stanovení vibračních charakteristik požadované DPS, viz Obr. 7. Podle autora by se měl návrh DPS přenést do grafického prostředí, čímž by se vytvořil virtuální model. Následně by proběhl na tomto modelu výpočet pomocí simulačního programu s následným vyhodnocením a získáním vibračních charakteristik desky [2].



Obr. 7: Rozsahy rezonancí u jednotlivých druhů dopravy [2].

Autor v tomto výzkumu popisuje řadu problémů při tvorbě modelu a zejména pak zdůrazňuje důležitost kalibrace mezi simulačními a experimentálními výsledky. Důvodem jsou zvláště nepřesné údaje výrobců u materiálových vlastností.

Kromě výše uvedených prací existuje ještě celá řada publikací na toto téma, avšak většinou dochází k obdobným závěrům, či úzce nesouvisí s obsahem této práce.

## 4 CÍLE PRÁCE

Cíle této disertační práce vychází z požadavků na simulaci mechanických vlastností nového konstrukčního řešení uspořádání DPS v konfiguraci 2,5D. Cílem je popsat chování elektronických desek zatížených vibracemi při použití simulačních nástrojů a následně optimalizovat finální návrh, a to pro řešení systému dvou DPS.

Dalším důležitým výstupem práce je citlivostní analýza, pomocí které budou vymezeny kritické vstupní data analýzy. Parametry ovlivňující rezonanční frekvenci, popsané v kapitole 3, jsou rozšířeny o vliv na maximální výchylku soustavy, přičemž zkoumané parametry budou vztaženy na konkrétní aplikaci.

Abychom byly schopni zajistit vypovídající hodnotu výsledků, je nezbytné provést kalibraci mezi výpočetním modelem a reálnou strukturou pomocí dříve zjištěných údajů z citlivostní analýzy. Postupně je zkoumána jednovrstvá a vícevrstvá DPS, a na základě těchto zkušeností je popsán rozdíl mezi tvorbou výpočetních struktur pro oba případy. Údaje z výpočetních modelů jsou dále porovnány s experimentálním měřením. V konečné fázi je vytvořen finální model pro sestavu dvou vícevrstevných desek.

Na základě získaných poznatků je stanovena metodologie sloužící k vytváření počítačových modelů při řešení návrhu a optimalizaci problému vibrací na holých i osazených DPS. Tento postup lze využít nejen pro ověření již navržených kompletních DPS, ale také pro optimalizaci samotného návrhu, což přinese nemalé úspory při vývoji nových výrobků. Tato metodologie je také ověřena na testovacím vzorku, kdy jsou provedeny jednotlivé kroky metodologie a výsledky jsou popsány.

V souhrnu lze jednotlivé dílčí cíle popsat v chronologické posloupnosti následujících konkrétních výzkumných kroků:

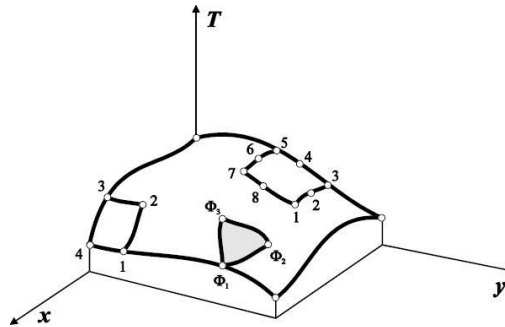
- stanovení parametrů ovlivňujících rezonanci systému a vymezení klíčových vstupních dat modální a harmonické analýzy
- popis procesu kalibrace mezi výpočetním modelem a reálným vzorkem pro jednovrstvé a vícevrstvé DPS
- vytvoření a analýza modelů pro systém dvou propojených DPS
- definování metodologie pro tvorbu výpočetních modelů při simulaci vibrací a její ověření na příkladu

## 5 SIMULAČNÍ PROGRAM ANSYS WORKBENCH

Prvním krokem, ještě před samotným modelováním jakéhokoli systému, je nutnost pochopení teoretických základů potřebných pro výpočet. Většina simulačních programů současnosti je postavena na metodě konečných prvků (MKP, anglicky FEM – Finite Element Method), případně na metodě okrajových elementů (BEM – Boundary Element Method). Pro naše experimenty byl zvolen simulační program ANSYS Workbench, který využívá právě onu metodu konečných prvků.

### 5.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ (MKP)

Fyzikální vlastnosti tělesa, posunutí, napětí, teplota, atd. lze nahradit funkcí prostorových souřadnic. Tato funkce se nazývá aproximační funkcí nebo také funkcí tvaru. Na Obr. 8 je funkce  $T(x,y)$ , která charakterizuje rozložení teploty na rovinné obdélníkové desce [18].



Obr. 8: Pro vysvětlení metody konečných prvků [18].

Tuto neznámou funkci je třeba nahradit v jednotlivých uzlech aproximační funkcí  $\Phi$ , která musí mít tolik členů, kolik má prvek uzlů. Pro trojúhelníkový prvek tak vznikne např. polynom prvního stupně [18]:

$$\phi = a_1 + a_2x + a_3y \quad (31)$$

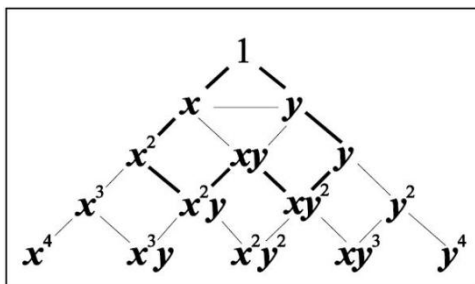
který se snaží přiblížit k funkci  $T(x,y)$ . Koeficienty  $a_i$  rovnice (31) jsou získány na základě řešení polynomu pro všechny tři uzly trojúhelníkového prvku, tj. řešení soustavy tří rovnic o třech neznámých [18]:

$$\begin{aligned} \phi_1 &= a_1 + a_2x_1 + a_3y_1 \\ \phi_2 &= a_1 + a_2x_2 + a_3y_2 \\ \phi_3 &= a_1 + a_2x_3 + a_3y_3 \end{aligned} \quad (32)$$

Obdélníkový prvek se čtyřmi uzly má pak tvar následující [18]:

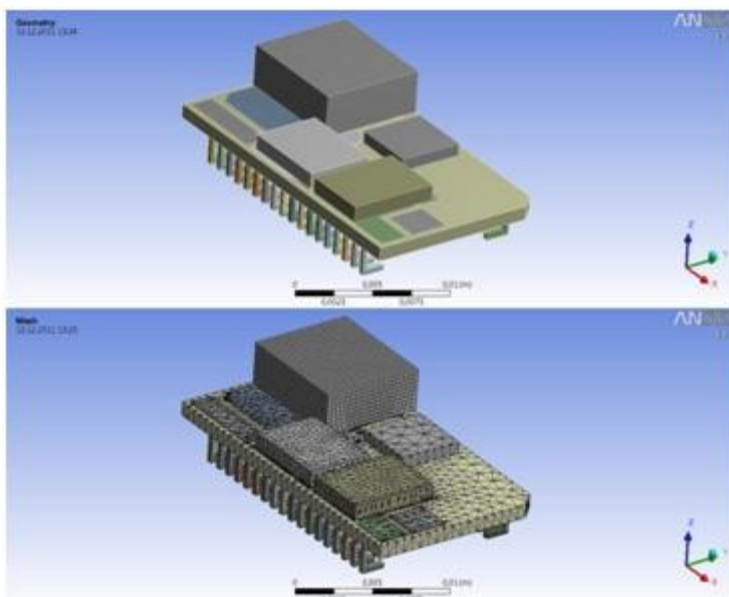
$$\phi = a_1 + a_2x + a_3xy + a_4y \quad (33)$$

Polynomy pro prvky s více uzly jsou získány z Pascalova trojúhelníku (Obr. 9).



Obr. 9: Pascalův trojúhelník [18].

Pro sestavení rovnic potřebných k výpočtu je nutné v simulačním programu zadat okrajové podmínky, které jsou aplikovány na vytvořený model se sítí konečných prvků. Z těchto podmínek potom program automaticky rovnice sestaví a vypočítá pomocí zvolené matematické metody. Čas potřebný pro výpočet dané simulace závisí na podstatě úlohy, kde se může jednat o řešení lineární či nelineární a dále také na počtu vytvořených uzlů. Obecně lze konstatovat, že vyšší počet uzlů znamená větší přesnost, ale také delší dobu potřebnou pro výpočet. Výsledná doba závisí na kvalitě hardwaru, zejména pak na velikosti operační paměti a na procesoru, avšak i při použití nejlepší počítačové konfigurace, může trvat výpočet složitějších modelů několik hodin. Vytvoření sítě konečných prvků je lépe vidět na Obr. 10.



Obr. 10: Tvorba sítě konečných prvků [19].

## 5.2 VÝPOČET DEFORMACÍ V PROGRAMU ANSYS WORKBENCH

V předchozí kapitole jsme hovořili o metodě konečných prvků v obecné rovině. Vzhledem k tomu, že se tato práce věnuje popisu systému zatíženému vibracemi, je potřeba stanovit výpočet rezonance systému pomocí této metody.

Při kmitavém pohybu je deformace systému definována jeho poddajností (neboli pružností), což je schopnost měnit tvar pod vlivem sil. Kvantitativně může být tato vlastnost popsána veličinou, která bývá nazývána tuhost; převrácená hodnota pružnosti. Při řešení modální analýzy je právě matice tuhosti základním prvkem výpočtu.

Při popisu řešení takovýchto modálních úloh se vychází ze systému s jedním stupněm volnosti (SDOF - Single Degree of Freedom). Ačkoli se nevyskytuje příliš mnoho reálných struktur, které se takto dají reálně modelovat, je tento popis velice důležitý pro pochopení základních vztahů a zároveň mohou být u systémů s více stupni volnosti tyto vyjádřeny jako lineární superpozice mnoha SDOF charakteristik [20].

Základní popis SDOF systému je dán obecně časově proměnnou silou  $F(t)$  a výchylkou  $x(t)$ . Fyzikální model se následně skládá z hmotnosti  $m$ , pružiny  $k$  a (v případě tlumeného systému) buď viskózním tlumičem  $\nu t$  anebo hysterezním tlumičem  $ht$ . V případě netlumeného systému  $F(t)=0$  pak pohybová rovnice nabývá tvaru [20]:

$$m \cdot a + kx = 0 \quad (34)$$

kde  $a$  je zrychlení, jež lze vyjádřit jako  $a = \ddot{x}$ , rovnici 34 pak můžeme přepsat:

$$m \cdot \ddot{x} + kx = 0 \quad (35)$$

Výchylku  $x$  a její první derivaci (rychlost –  $v$ ) a druhou derivaci (zrychlení –  $a$ ) lze zapsat následovně [21]:

$$x = C \cdot \sin(\omega_0 t + \phi_0) \quad (36)$$

$$v = \dot{x} = C \cdot \omega_0 \cdot \cos(\omega_0 t + \phi_0) \quad (37)$$

$$a = \ddot{x} = -C \cdot \omega_0^2 \cdot \sin(\omega_0 t + \phi_0) \quad (38)$$

přičemž  $C$  (amplituda) a  $\phi_0$  (fázový posun) jsou integrační konstanty, jejichž hodnoty jsou určeny z počátečních podmínek výchylky a rychlosti. Vlastní kruhová frekvence  $\omega_0$  se pro takový model poté rovná [21]:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (39)$$

Z ní lze snadno odvodit vlastní frekvenci  $f$  systému:

$$f = \frac{\omega_0}{2\pi} \quad (40)$$

Jak již bylo zmíněno dříve, v praxi se nejedná o systém s jedním stupněm volnosti, ale s více stupni (tzv. MDOF - Multi Degree of Freedom). V takových případech pak přechází rovnice 35 do maticového tvaru a pohybovou rovnici vyjádříme jako [22]:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{x}(t)\} + [\mathbf{K}]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (41)$$

kde  $[\mathbf{M}]$  je a  $[\mathbf{K}]$  jsou matice hmotnosti a tuhosti řádu  $N \times N$ ;  $\{x(t)\}$  a  $\{F(t)\}$  jsou vektory časově proměnných výchylek a sil řádu  $N$ .

Pokud položíme  $\{F(t)\}$  rovno nule, můžeme psát pro  $\{x(t)\}$  a  $\{\ddot{x}\}$  [20]:

$$\{x(t)\} = \{X\}e^{j\omega t} \quad (42)$$

$$\{\ddot{x}\} = -\omega^2\{X\}e^{j\omega t} \quad (43)$$

kde  $\{X\}$  je vektor  $N \times 1$  časově nezávislých amplitud. To předpokládá, že celý systém je schopen kmitat na jediné frekvenci  $\omega$ .

Dosazením homogenních řešení za  $\{x(t)\}$  a  $\{\ddot{x}\}$  do pohybové rovnice dostaneme řešení pro systém kmitající na jediné frekvenci  $\omega$  [20]:

$$([\mathbf{K}] - \omega^2[\mathbf{M}]) \cdot \{X\} = \{0\} \quad (44)$$

kde  $\{X\}$  je vektor  $N \times 1$  časově nezávislých amplitud.

Jediné netriviální řešení je [20]:

$$\det[\mathbf{K}] - \omega^2[\mathbf{M}] = 0 \quad (45)$$

Zavedeme tedy substituci za  $\omega^2 = \lambda$ , přičemž dostáváme [20]:

$$\det[\mathbf{K}] - \lambda[\mathbf{M}] = 0 \quad (46)$$

Tuto rovnici lze následně rozepsat do tvaru [20]:

$$d_N \lambda^N + d_{N-1} \lambda^{N-1} + \dots + d_0 = 0 \quad (47)$$

Řešením této charakteristické rovnice je možné zjistit N hodnot  $\lambda_i$ , což jsou tzv. vlastní čísla, a netlumené vlastní frekvence se z nich získají jako [20]:

$$\omega_{0i}^2 = \lambda_i \quad (48)$$

Dosazením kterékoliv z nich zpět do rovnice (42) lze získat odpovídající množinu relativních hodnot  $\{X\}$ , tj.  $\{\Psi\}_r$ , tak zvaný *vlastní tvar* odpovídající příslušné vlastní frekvenci.

Úplné řešení může být vyjádřeno dvěma maticemi NxN:

$[\omega_{0r}^2]$  spektrální matice (matice vlastních čísel) - diagonální

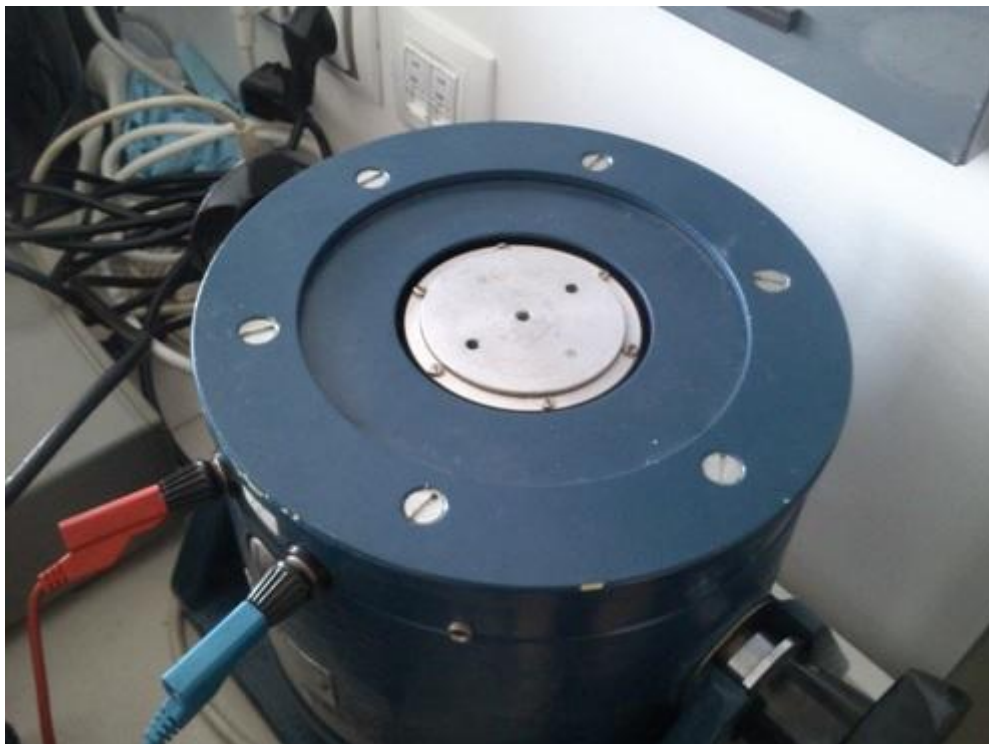
$[\Psi]$  matice vlastních tvarů (modální matice), má tvar  $[\{\Psi\}_1 \{\Psi\}_2 \dots \{\Psi\}_r \dots \{\Psi\}_N]$

kde  $\omega_{0r}^2$  je r-té vlastní číslo, neboli kvadrát vlastní frekvence, a  $\{\Psi\}_r$  je r-tý vlastní vektor, který popisuje příslušný vlastní tvar [20].

### 5.3 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ

Ačkoli jsou počítačové simulace velice silným nástrojem při zkoumání chování elektronických sestav při působení vibrací, je nezbytné výsledky analýz ověřit také reálným měřením. K tomuto účelu bylo vytvořeno experimentální pracoviště, které sestávalo z vibračního stolku (viz Obr. 11), generátoru sinusového signálu, zesilovače, piezoelektrického akcelometru a systému řízení a záznamu dat s PC.

Jako budicí generátor vibrační byl použit malý elektromagnetický vibrační stůl RTF 11076. Jeho parametry jsou však postačující pro tato měření. Budicí signál pro vibrační zařízení a zpětná vazba byla zprostředkována systémem NI USB Compact DAQ a řízena počítačem. Měření zrychlení probíhalo pomocí piezoelektrických akcelometrů (B&K 4517). Po změření amplitudy rychlosti byla tato převedena na výchylku systému. Testování probíhalo v rozmezí frekvencí 10 - 2000 Hz při zrychlení  $0,3 g_n$ . Přesný výpis parametrů použitých pro měření je shrnut v podkapitole 5.3.1.



**Obr. 11:** Vibrační stolek RTF 11076.

Piezoelektrický akcelometr byl vždy připevněn ve středu vzorku, a to pomocí včelího vosku, tato technika je standardně používaná, zejména pro možnost jednoduchého sejmutí vzorku po měření a obecně snazší práci s akcelometrem. Výsledky z měření byly porovnány s variantou uchycení akcelometru pomocí lepidla, přičemž přesnějších výsledků bylo při opakovaném měření dosaženo při použití včelího vosku.

Na popisovaném pracovišti byly průběžně ověřovány dílčí modely a jejich chování. Pro verifikaci finálních výsledků pak bylo použito pracoviště jiné, kde bylo možno využít také laserové vibrometry (OMETRON VH-1000-D), které dávají přesnější výsledky, zejména díky tomu, že systém není ovlivněn vahou samotného akcelometru. Typ vibrační stolice v tomto případě byl Derritron VP85 s maximálním zrychlením až okolo  $60 g_n$  při 700 Hz a zatížením až 38,5 kg. Vlastní rezonanční frekvence stolku 3700 Hz tudíž nezanášela chybu do měření jako předchozí vibrační stolek RTF, jehož vlastní frekvence byla 27 Hz.

### 5.3.1 Parametry testu a zařízení

Parametry modální analýzy pro testované struktury jsou následující:

- Sinusový průběh s rozmezí frekvencí 10 - 2000 Hz
- Amplituda zrychlení 0,3  $g_n$
- Adhezivum použité pro fixaci akcelometrů - včelí vosk
- Fixace kabelu akcelometru - kaptonová páska

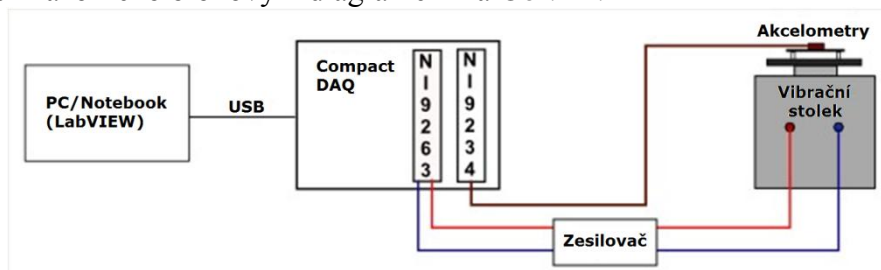
Zařízení použité pro měření a jejich parametry [23, 24, 25]:

- Vibrační stolek RFT 11076 (pro citlivostní analýzu)
  - o Zrychlení: 52,6  $m.s^{-2}$  (700 Hz)
  - o Zatížení: 1,77 kg
  - o Rezonanční frekvence stolku: 26,8 Hz
- Vibrační stolek Derritron VP85 (sestavý dvou desek a osazené DPS)
  - o Zrychlení: 618  $m.s^{-2}$  (700 Hz)
  - o Zatížení: 38,5 kg
  - o Rezonanční frekvence stolku: 3700 Hz
- NI USB Compact DAQ
  - o karta NI 9263 (generování budícího signálu pro vibrační stolek)
  - o karta NI 9234 (sběr dat z akcelometrů)
- Akcelometr Brüel & Kjær 4517
  - o Váha: 0,6 g
  - o Citlivost: 10 mV/ $g_n$
  - o Frekvenční rozsah: 1 Hz – 20 kHz
  - o Zrychlení:  $\pm 500 g_n$
- Laserový vibrometr Ometron VH-1000-D
  - o Rozlišení:  $0,02 \frac{\mu m}{s} / \sqrt{Hz}$
  - o Frekvenční rozsah: 0,5 Hz – 22 kHz
  - o Zrychlení: 69000  $m.s^{-2}$

### 5.3.2 Postup měření

Jak již bylo předesláno, bylo měření realizováno pomocí vibračního stolku RTF 11076. Zpracování dat probíhalo pomocí zařízení NI USB Compact DAQ a měřicí karty NI 9234,

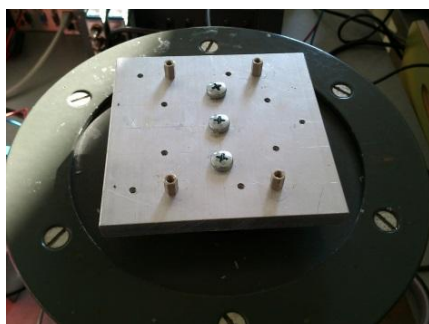
jež byly připojeny k PC. Jako software pro generování budicího signálu a zpracování dat z akcelometrů byl použit Sound and Vibration Toolkit (LabVIEW) od firmy National Instruments. Zrychlení vzorků bylo měřeno piezoelektrickými akcelometry 4517 od firmy Brüel & Kjær. Typ vstup/výstup byl CCLD (Constant Current Line Drive). Rozmístění pracoviště je znázorněno blokovým diagramem na Obr. 12.



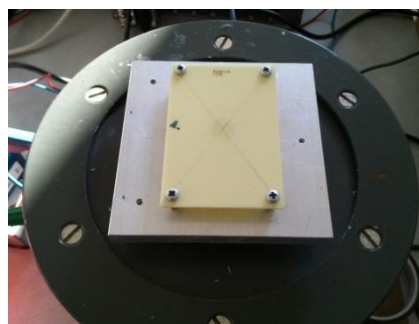
Obr. 12: Znázornění pracovní stanice pomocí diagramu.

Způsob měření musel být v průběhu testů několikrát upraven, a to zejména díky nepřesnostem, které byly zapříčiněny způsobem fixace akcelometru a také měřicího kabelu. Ty byly pro toto měření optimalizovány, přičemž jsme těmito úpravami dosáhli velice dobré opakovatelnosti měření (chyba měření pod 10%). Postup měření lze popsat následovně:

1. Uchycení vzorku pomocí čtyř distančních sloupků (Obr. 14), které jsou připevněny k duralové desce (Obr. 13).

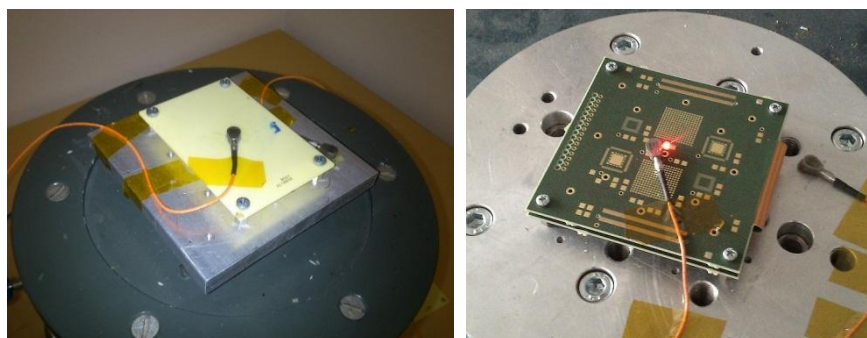


Obr. 13: Deska s distančními sloupky.



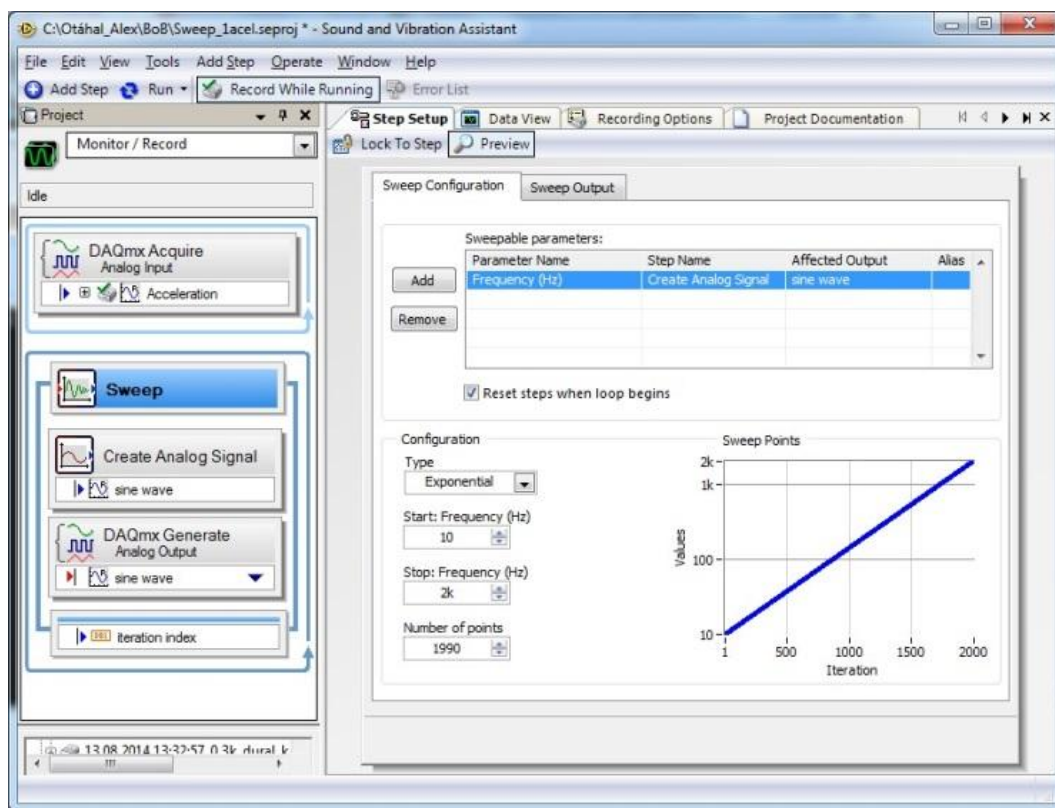
Obr. 14: Upevněný vzorek.

2. Upevnění akcelometru 4517 do středu vzorku pomocí včelího vosku a upevnění kabelu kaptonovou páskou (Obr. 15).



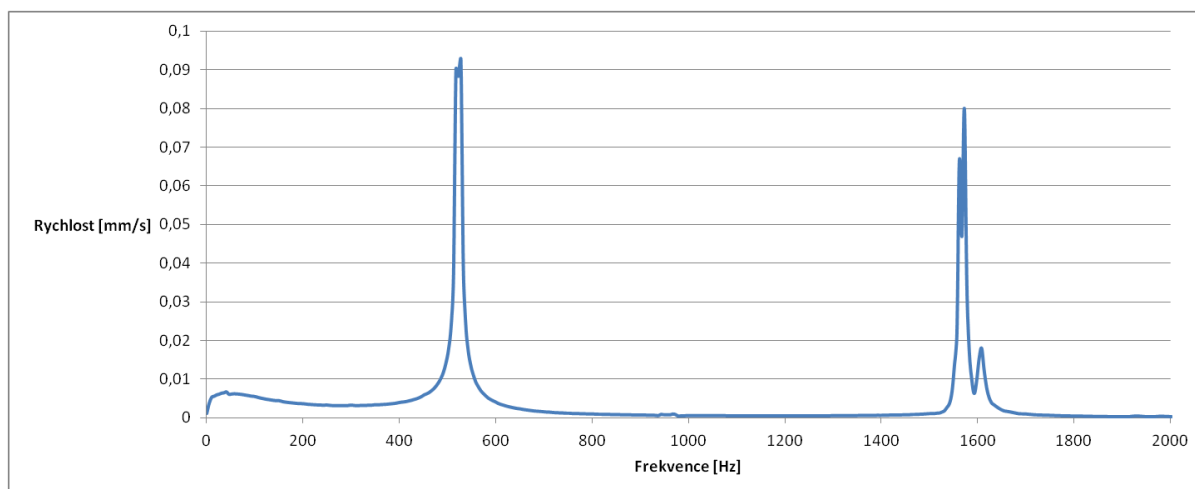
Obr. 15: Upevnění akcelometru (vlevo) a znázornění snímání laserovým vibrometrem (vpravo).

- Zahájení testu s nastavením parametrů v programu LabVIEW Sound and Vibration Toolkit podle výše uvedených dat. Okno tohoto programu je na Obr. 16.



Obr. 16: LabVIEW - Sound and Vibration Assistant

- Ukončení měření a vyhodnocení dat (stanovení rezonanční frekvence a odečtení hodnoty rychlosti pro danou frekvenci). Na základě získané rychlosti pak bylo dopočítáno zrychlení a maximální výchylka, podle rovnic 19 a 30. Záznam z průběhu měření je na Obr. 17.



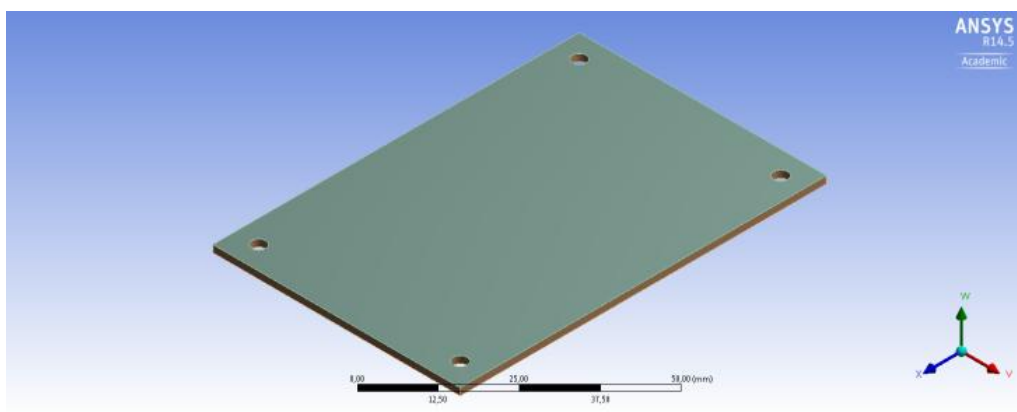
Obr. 17: Výsledný graf pro měření rychlosti pomocí akcelometrů.

## 6 VÝPOČETNÍ MODELY ELEKTRONICKÝCH SESTAV

Patrně nejdůležitější částí počítačových simulací je vytvoření fungujícího výpočtového modelu. Ten je charakterizován jednak samotným virtuálním modelem sledované komponenty, dále pak materiálovými vlastnostmi popisující jednotlivé části systému a v neposlední řadě také stanovení okrajových podmínek, které definují zatížení a prostředí systému. V této práci byly výpočetní modely rozděleny na dvě kategorie; bylo vycházeno z jednovrstvé desky a na základě získaných údajů bylo následně pracováno s deskou vícevrstvou.

### 6.1 JEDNOVRSTVÉ DESKY A JEJICH OVĚŘENÍ

Jak vyplývá z dřívějších vědeckých prací, popsaných v kapitole 3, je potřeba stanovit základní materiálové vlastnosti modelu, abychom byli schopni vypočítat rezonanční frekvenci systému. Přitom nejdůležitějšími parametry zde jsou Youngův modul, Poissonova konstanta a stříhový modul. Vzhledem k tomu, že se dřívější práce zabývaly pouze vlivem vstupních dat na rezonanční frekvenci, vytvořili jsme výpočetní model, pomocí kterého byla ověřena také maximální výchylka při změně materiálových vlastností. Kromě toho jsme také zjistili konkrétní změny rezonanční frekvence při modifikaci vstupních dat pro náš model. Pro nalezení rezonanční frekvence byla použita modální analýza. V návaznosti na ni byla dále provedena analýza harmonická, jejímž úkolem bylo právě ověření vlivu materiálových vlastností na maximální výchylku soustavy. Model pro tyto analýzy sestával z jednoduché desky z materiálu FR4, který byl plátován na horní straně mědi. Tento systém byl uchycen čtyřmi šrouby v každém rohu, viz Obr. 18.



Obr. 18: Výpočetní model pro ověření vlastností DPS.

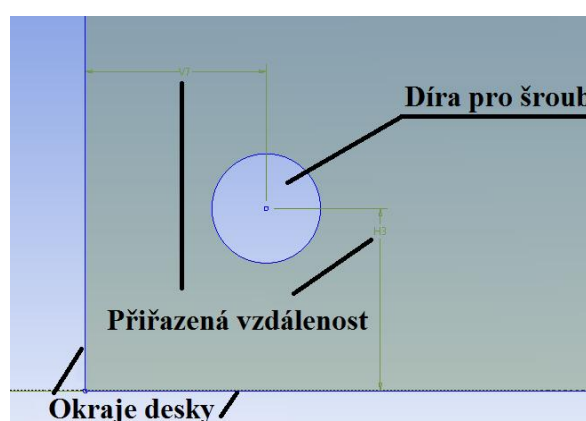
### 6.1.1 Výpočet rezonanční frekvence

Aby mohl být výpočetní model desky dále využit, bylo důležité nejdříve ověřit správnou hodnotu rezonance pomocí výpočtu. Při něm byla pro jednovrstvou desku popsanou výše využita rovnice 29. Kompletní přehled nastavených velikostí a materiálových vlastností pro sledovanou desku plošných spojů je shrnut v Tab. 1.

Tab. 1. Základní nastavení modelu.

Vlastnost	Hodnota
Youngův modul pružnosti FR4	20 GPa
Youngův modul pružnosti mědi	110 GPa
Poissonova konstanta FR4	0,18
Poissonova konstanta mědi	0,34
Hustota FR4	1900 kg.m <sup>-3</sup>
Hustota mědi	8955 kg.m <sup>-3</sup>
Vzdálenost šroubů od kraje desky	5 mm
Průměr šroubu	3 mm
Tloušťka FR4	1,5 mm
Tloušťka mědi	38 μm
Rozměry desky (šířka x délka)	54 x 80 mm
Počet vrstev mědi	1

Materiálová data byla získána z knihovny programu ANSYS Workbench. Tloušťky materiálů stejně jako rozměry byly zvoleny na začátku výzkumu, podle hodnot specifikovaných v rámci projektu BoB. Pozice otvorů pro upevňovací šrouby desky je lépe vidět na Obr 19.



Obr. 19: Nastavení vzdáleností uchycení desky.

S ohledem na realizaci desky, která sestávala ze dvou materiálů, nebylo možné hodnoty přímo dosadit do výpočetní rovnice, ale bylo nezbytné materiálové vlastnosti upravit podle poměru zastoupení, ze kterého vyplývá podíl na mechanických vlastnostech celku. Bylo vypočteno, že u

námi sledované desky tvoří celkový objem 0,117 cm<sup>3</sup> mědi a 4,62 cm<sup>3</sup> materiálu FR4, což při celkovém objemu 4,74 cm<sup>3</sup> činí 2,47% mědi a 97,53% FR4. Na základě těchto údajů byly poté stanoveny následující vstupní data pro kalkulaci:

Tab. 2. Upravené vlastnosti desky pro výpočet.

Vlastnost	Hodnota
Youngův modul pružnosti (Gpa)	22,2
Poissonova konstanta (-)	0,184
Hmotnost (g)	9,84

Dále bylo zjištěno, že mimo úpravy údajů je také nezbytné upravit rozměry desky pro výpočet, neboť při uchycení šrouby tak, jak to popisuje Obr. 19, se na kalkulaci rezonanční frekvence pro první mód nepodílí celková plocha, ale jen vnitřní plocha, ohraničená uchycovacími šrouby. Z těchto důvodů byla při výpočtu zvažována délka 70 mm a šířka 45 mm. Tyto data již mohla být použita k samotnému výpočtu rezonanční frekvence, ke kterému byly využity rovnice popsané v kapitole 2.3.3 (konkrétně rovnice 26, 27, 28).

Faktor tuhosti desky  $D$  a vztažná hmotnost  $M$  je potom zapsána následovně:

$$D = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)} = \frac{22,2 \cdot 10^9 \cdot (1,538 \cdot 10^{-3})^3}{12(1-0,18^2)} = 6,96$$

$$M = \frac{m}{l b g_n} = \frac{9,84 \cdot 10^{-3}}{0,07 \cdot 0,044 \cdot 2,94132} = 1,086$$

Z jejich hodnot a rozměrů desky pak lze vypočítat výslednou rezonanční frekvenci:

$$f_n = \frac{1,13}{l b} \left( \frac{D}{M} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{1,13}{0,07 \cdot 0,044} \left( \frac{6,96}{1,086} \right)^{\frac{1}{2}} = 928,26 \text{ Hz}$$

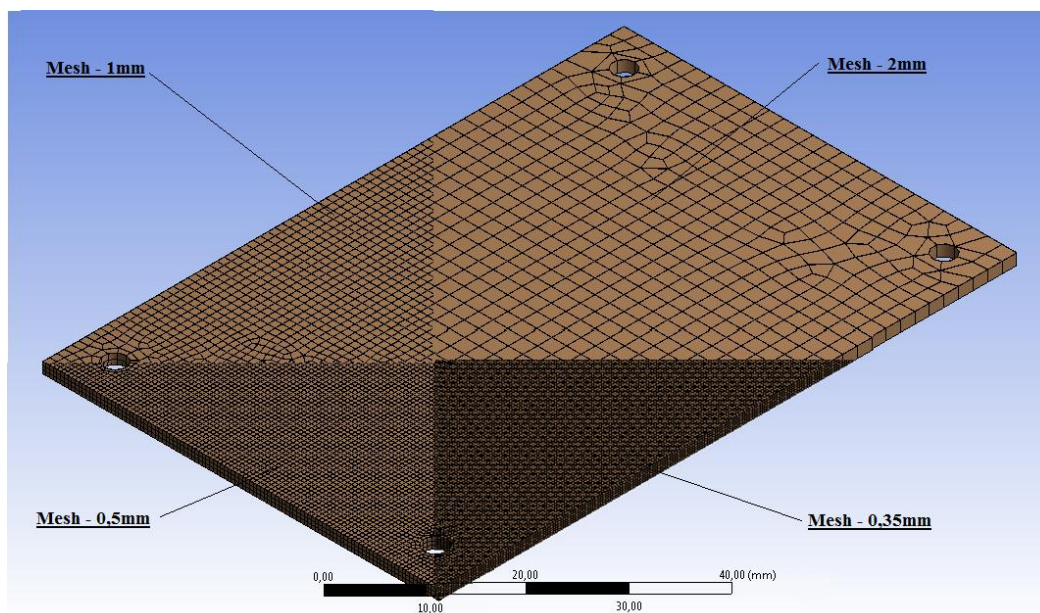
Tato vypočítaná hodnota byla dále porovnána se simulací, která byla adekvátně nastavena. Výstupní rezonanční kmitočet z modální analýzy se rovnal 958,78 Hz, což je hodnota velice blízká aritmeticky získanému údaji; rozdíl mezi údaji je dán zejména zaokrouhlováním během výpočtu a také rozdílem početních metod. Přesto lze říci, že správnost nastavení simulace byla ověřena a mohli jsme přistoupit k citlivostní analýze.

## 6.1.2 Citlivostní analýza materiálových vlastností

Na výše popsaném modelu byly nejdříve ověřeny materiálové vlastnosti desky FR4 a také vlastnosti vrstvy mědi. Postupně byl zjišťován vliv Youngova modulu pružnosti, Poissonovy konstanty a hustoty. Dále byl ověřen také vliv tloušťky, rozměry desky, počet vrstev mědi a v neposlední řadě také uchycení soustavy. Při těchto simulacích bylo vycházeno ze základního modelu, jehož parametry byly popsány v Tab. 1.

Jak bylo předesláno na začátku, vstupními daty pro modální simulaci jsou Youngův modul pružnosti, Poissonova konstanta a hustota, společně s geometrickým modelem. Pro plné pochopení vlivu těchto parametrů na výslednou rezonanci, byla provedena na popsaném modelu takzvaná citlivostní analýza. Jejím výstupem je soubor grafů, které vyznačují právě závislost rezonanční frekvence a výchylky na daném parametru.

Než bylo přistoupeno ke změně samotných materiálových vlastností, byl nejdříve ověřen vliv hustoty sítě (mesh) na výsledek simulace. Tímto krokem byl zajištěn nejrychlejší možný čas pro dosažení správných výsledků, neboť s narůstající hustotou sítě se také prodlužuje doba výpočtu.



**Obr. 20:** Ukázka různého nastavení velikosti sítě konečných prvků.

Výsledky byly sledovány od velice hrubého nastavení sítě konečných prvků až po jemnou síť a to jak pro holou FR4, tak i pro desku plátovanou vrstvou mědi (viz Obr. 20). Rozdíl mezi výsledky však byl velice nepatrný, jak lze vyčíst z Tab. 3. Odchylka rezonanční frekvence byla v řádu hertzů, což je prakticky zanedbatelný rozdíl, pokud bychom ji například porovnávali s přesností experimentálního měření. Čas potřebný pro výpočet simulace se však výrazně lišil, a to zejména pro poslední dvě hodnoty (pro velikost sítě 0,5 mm trvá simulace 10 minut a pro 0,35 mm jednu hodinu). Z tohoto důvodu byla pro sledování rezonanční frekvence zvolena velikost sítě 0,5 mm, která dávala přesné výsledky v adekvátním čase.

Tab. 3. Vliv velikosti sítě na rezonanční frekvenci.

Velikost sítě (mm)	Rezonanční frekvence holé desky (Hz)	Rezonanční frekvence desky s mědí (Hz)
2	860,48	960,52
1	858,61	959,17
0,5	858,19	958,78
0,35	858,08	957,58

Kromě nastavení absolutní velikosti jednoho elementu sítě, byl také ověřen vliv počtu dílků ve vertikální ose desky, kdy byla postupně měněna velikost sítě v této ose (v tloušťce) a byl sledován vliv na výsledek. Podobně jako u předchozího nastavení však nedošlo k výrazné změně hodnot.

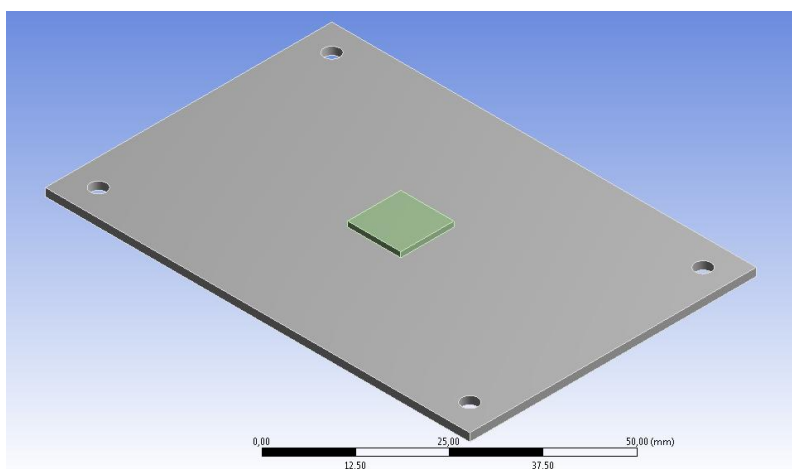
Podobným způsobem bylo postupováno i při ověření maximální výchylky systému, jak je vidět v Tab. 4, její hodnota se opět s velikostí sítě příliš nemění, a velikost sítě 0,5 mm je i zde dostačující pro správné vyhodnocení výsledků.

Tab. 4. Vliv velikosti sítě u DPS.

Velikost sítě (mm)	Výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Akcelerace ( $\text{m/s}^2$ )
2	2,59	94,08
1	2,63	95,41
0,5	2,65	96,10
0,35	2,65	95,97

Ačkoli byl pro citlivostní analýzu povětšinou použit model holé desky bez součástek, bylo třeba ověřit i vliv osazení desky součástkou. K tomuto kroku bylo přistoupeno již zde, neboť v okolí kontaktů (např. deska-součástka) často dochází ke změně tvaru sítě konečných prvků. To může mít za následek rozdíl mezi výsledky.

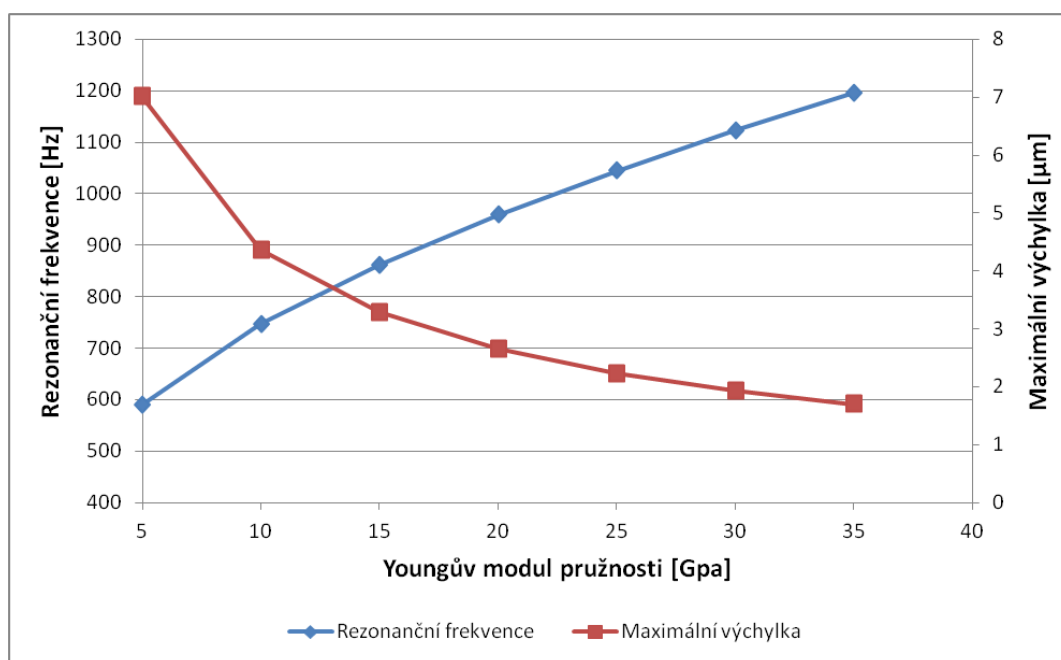
I při této úpravě nedošlo k výrazné změně výsledků, související se změnou sítě; rozdíl mezi výsledky byl dán pouze vahou osazeného pouzdra. Tato problematika bude dále popsána v kapitole 6.5. Výpočetní model desky se součástkou je vidět na Obr. 21.



Obr. 21: Model pro citlivostní analýzu se součástkou uprostřed.

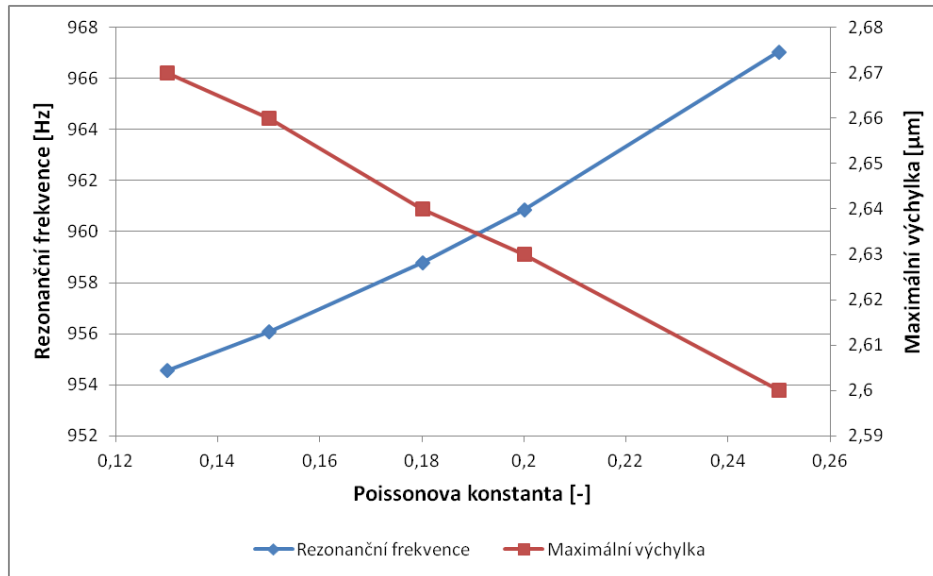
Je nezbytné zmínit, že ačkoli jsou změny ve výsledcích pro různé sítě minimální, je nezbytné správnost nastavení sítě kontrolovat. Pokud je vytvářena série simulací, při nichž se například mění tloušťka některé z vrstev, může dojít ke změně počtu elementů v této vrstvě, následkem čehož se pak výsledná hodnota změní a může tím dojít například ke skoku v grafu a tedy k nesprávné interpretaci.

Jakmile byla tedy určena minimální velikost sítě, bylo možné přistoupit k verifikaci materiálových parametrů. Počáteční hodnoty materiálových vlastností byly nastaveny podle Tab. 1. Okolo těchto hodnot byla vždy sledovaná veličina rozmítána a byl zjišťován její vliv na rezonanční frekvenci. Prvním základním parametrem je Youngův modul pružnosti, výsledky pro jeho rozmítání jsou shrnuty v následujícím grafu.



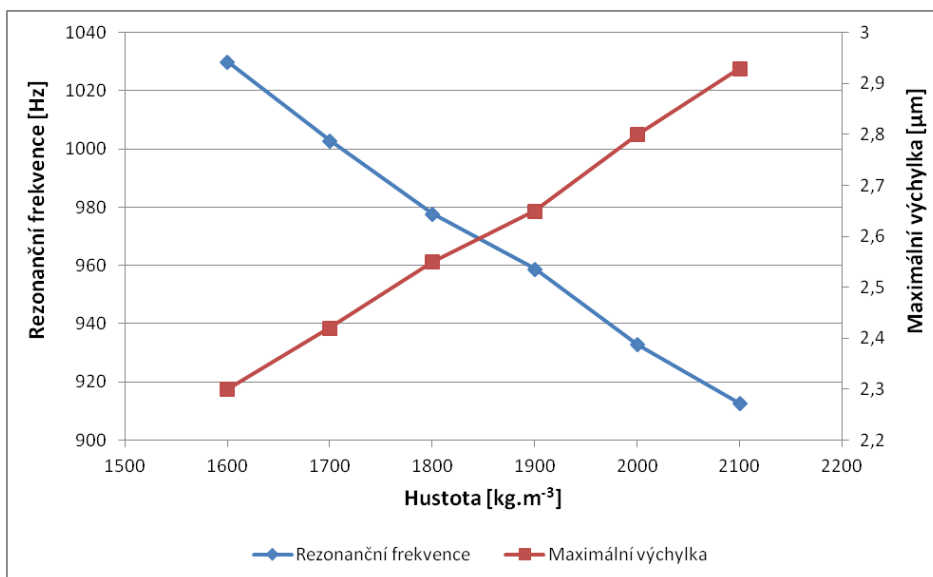
Obr. 22: Změna rezonance s Youngovým modulem pro FR4.

Vliv Poissonovy konstanty byl zkoumán obdobně jako v případě modulu pružnosti. Hodnoty byly variovány okolo původní hodnoty 0,18. Vliv na rezonanční frekvenci byl však téměř zanedbatelný (obr. 23). Změna maximální výchylky byla při stejném rozmezí hodnot jako pro rezonanční frekvenci necelý jeden mikrometr. Lze tedy předpokládat, že i větší odchylka při zadávání Poissonovi konstanty jako vstupu simulace nebude mít výraznější vliv na výsledek, jako tomu bylo například u Youngova modulu.



Obr. 23: Změna rezonance s Poissonovou konstantou pro FR4.

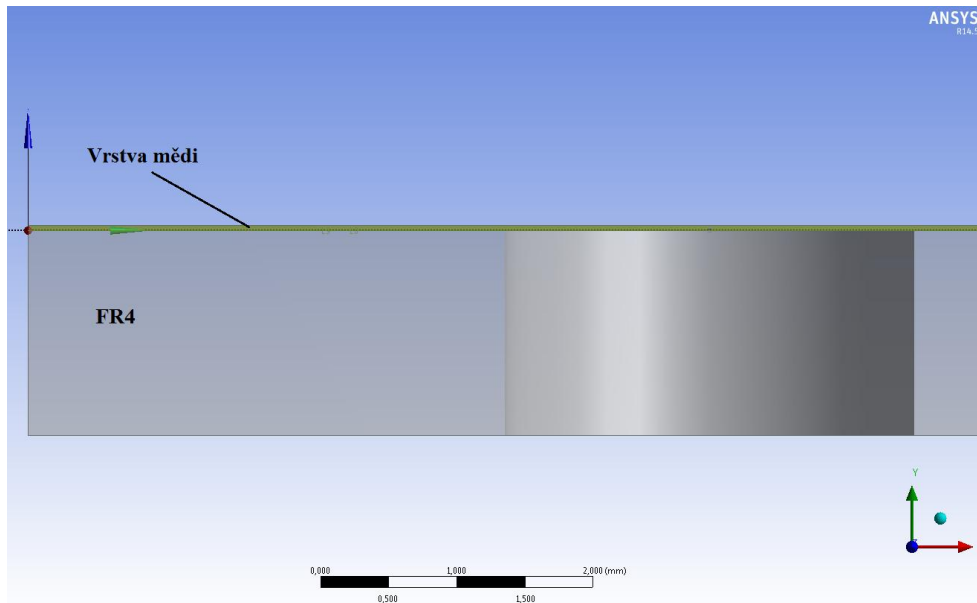
Dalším významným parametrem v modální analýze, který byl zkoumán, je hustota modelované DPS. Opět bylo vycházeno z původní hodnoty ( $1900 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) a byla sledována změna rezonance se změnou parametru. Jak ukázaly simulace, tak při zvyšující se hustotě DPS, klesá rezonanční kmitočet. To je dáno zejména tím, že s vyšší hodnotou narůstá hmotnost sestavy, podle rovnice 10, což následně ovlivňuje rezonanci. Shrnutí výsledků je uvedeno na Obr. 24. Změna maximální výchylky byla pro dané rozpětí přibližně  $0,6 \mu\text{m}$ .



Obr. 24: Závislost rezonanční frekvence a výchylky na hustotě.

Doposud sledované parametry se týkaly pouze holé desky, bez vrstvy mědi. V praxi se však s takovými deskami prakticky nesetkáme; DPS mají zpravidla minimálně na horní straně měděný vodivý motiv pro propojení osazovaných součástek. Vzhledem k vysoké hustotě měděných cest, častému využití lité mědi a různorodosti jednotlivých motivů u moderních typů DPS, bylo při

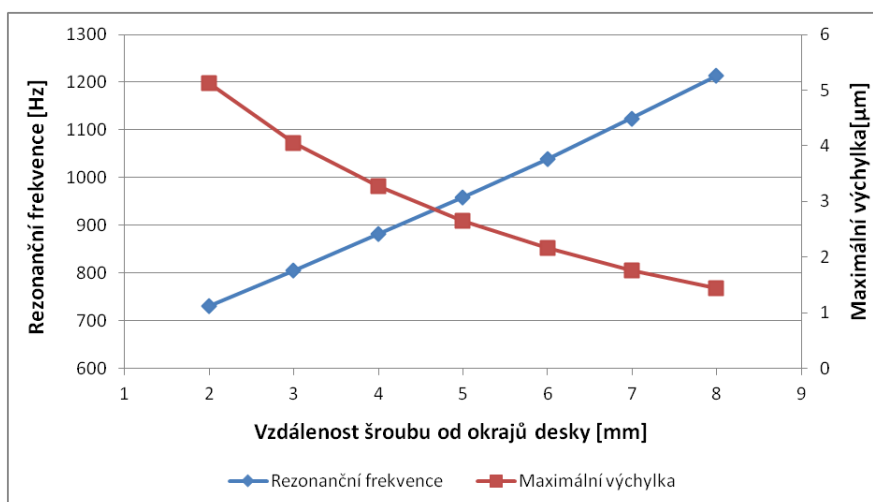
ověřování vlastností desky pracováno s mědí plátovanou po celém povrchu; tato varianta je také vhodnější pro porovnání výsledků měření a simulací.



Obr. 25: Model desky FR4 s plátovanou mědí na horní straně.

Stejně jako u parametrů u FR4 byly měněny parametry i pro měď. Výsledné trendy pro jednotlivé vlastnosti (Youngův modul, Poissonova konstanta, hustota, atd.) byly shodné jako u materiálu FR4, pouze v menším měřítku, jelikož vrstva mědi je podstatně tenčí a nepodílí se tedy na výsledné rezonanci takovou měrou jako samotná vrstva FR4.

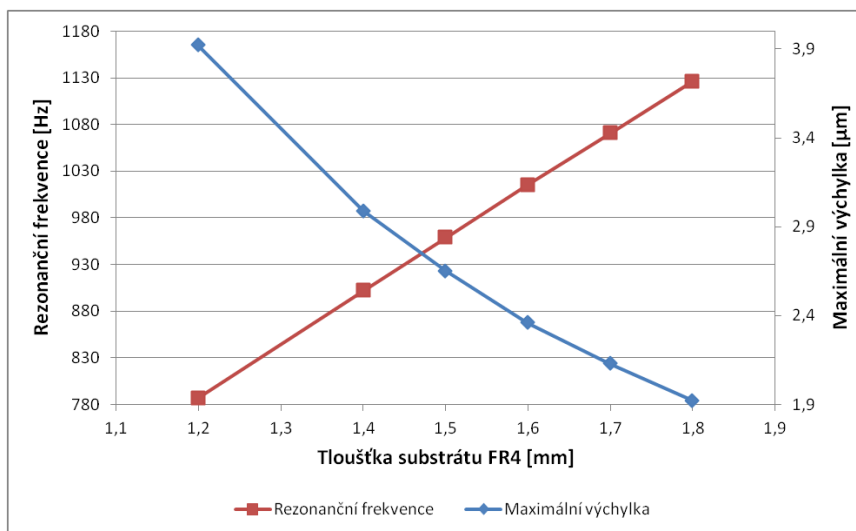
Kromě materiálových vlastností hraje významnou roli ve zjišťování rezonance také geometrie modelu, zejména pak jeho uchycení. Pokud je měněn počet a umístění šroubů, bude se rezonance desky významně měnit. Většina elektronických produktů je však klasicky uchycena čtyřmi šrouby v rozích, což byla také konfigurace, která byla použita pro tento experiment. Ačkoli zůstal způsob uchycení pro všechny simulace stejný, bylo důležité ověřit i zde vliv vzdálenosti šroubu od jeho původní hodnoty, viz Obr. 26.



Obr. 26: Změna rezonance pro různé vzdálenosti šroubu.

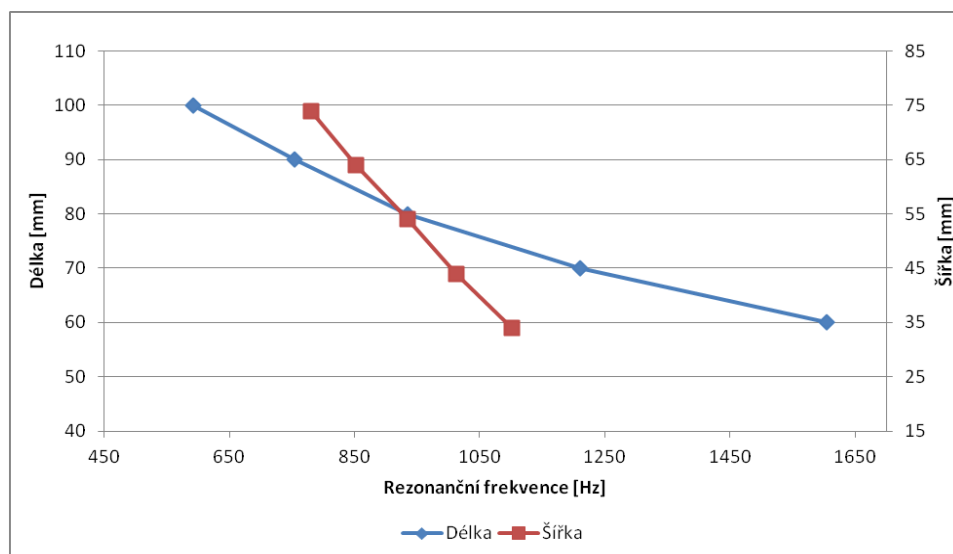
Jak je z výsledku patrné, je třeba dbát na správnou pozici šroubu při měření, protože i malá nepřesnost, například při vrtání otvoru pro šroub, může způsobit výraznou změnu rezonanční frekvence, při změně pozice šroubu o 1 mm je změna frekvence téměř 100 Hz a vychýlení se může změnit až o 1  $\mu\text{m}$  v závislosti na tom, jak je šroub blízko, respektive daleko od okraje desky. Je také zřejmé, že uchycení blíže středu desky je z hlediska mechanického chování výhodnější, v praxi je však tato varianta často neproveditelná s ohledem na layout desky a propojení vnitřních vrstev, kdy je snaha opačná, a to umístit šroub co nejvíce ke kraji.

Dalším parametrem, který byl v rámci citlivostní analýzy sledován, byla tloušťka substrátu FR4. Graf závislosti tohoto parametru je zobrazen na Obr. 27. Z výstupních dat je zřejmé, že je nezbytné být opět obezřetný při porovnávání výsledků z měření a simulací, neboť s ohledem na způsob výroby desek plošných spojů se může právě tento parametr často lišit; zejména u vícevrstvých struktur záleží na laminaci jednotlivých vrstev. Optimální cestou je tak u každé desky rozměry individuálně ověřit a případnou odchylku zahrnout do výstupu, či simulaci adekvátně upravit.



Obr. 27: Změna rezonanční frekvence a výchylky s tloušťkou FR4.

Kromě tloušťky desky byla také zkoumána změna velikosti desky. Z grafu je patrné, že délka desky má větší vliv na výsledky než šířka, což je dáno obdélníkovým tvarem desky. Pokud by se jednalo o desku čtvercového tvaru, byl by vliv změny u obou parametrů shodný. Rezonance větších desek je o několik set hertzů nižší než u původní desky, z toho lze snadno vyvodit, že pro takové desky by bylo vhodnější desku dodatečně uchytit také v jejím středu. Například pro desku o velikosti 100 x 54 mm vychází rezonance při uchycení čtyřmi šrouby v rozích 604 Hz při vychýlení 6,63  $\mu\text{m}$ , naproti tomu pokud uchytíme desku ještě pátým šroubem v jejím středu, dosáhneme frekvence 1579 Hz a vychýlení necelý mikrometr.



Obr. 28: Vliv velikosti desky na rezonanci systému.

Jak bylo zjištěno, pravděpodobně nejdůležitější parametr pro nastavení harmonické analýzy je hodnota tlumení. Ta se většinou pohybuje v rozmezí 1-10% v závislosti na materiálu sledovaného objektu, stylu jeho uchycení, na prostředí ve kterém se nachází, atd. Jak je vidět z výsledků v Tab. 5, vychýlení soustavy se exponenciálně mění s tímto parametrem, zatímco rezonanční frekvence zůstává stejná.

Tab. 5. Vliv tlumení na výsledky.

Tlumení (%)	Frekvence (Hz)	Výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Akcelerace ( $\text{m/s}^2$ )
5	958,78	0,53	19,2
2	958,78	1,32	47,9
1	958,78	2,65	96,1
0,5	958,78	5,30	192,0

Ačkoli lze hodnotu útlumu vypočítat, jak bylo předesláno v kapitole 2.2.5, je přesnější nastavit její velikost za pomoci experimentálního měření na několika vzorcích. Tento postup bude hlouběji popsán v kapitole 6.1.5.

### 6.1.3 Vliv anizotropních vlastností DPS

V předchozích pokusech bylo pracováno pouze s izotropními vlastnostmi materiálu z důvodu zjednodušení výpočtu a také aby nedocházelo k ovlivnění výsledků právě kvůli anizotropii. S ohledem na strukturu DPS však bylo třeba ověřit chování desky s anizotropními vlastnostmi.

Nastavení anizotropie bylo dáno doplněním Youngova modulu pružnosti a Poissonovy konstanty pro osy X,Y a Z. Navíc původně automaticky generované smykové napětí potřebné k výpočtu, bylo třeba manuálně dopočítat (podle rovnice 8, respektive 9).

Postupně byl měněn Youngův modul pružnosti v ose X a Z a následně pak v ose Y (tloušťka). Rozdíl mezi výsledky byl obdobný jako při použití isotropních vlastností. Pokud porovnáme výsledky, tak pro isotropní nastavení Youngova modulu o velikosti 15 GPa vycházela rezonanční frekvence 861,93 Hz a výchylka 3,28  $\mu\text{m}$ ; pro ortotropní nastavení 15 GPa v osách X, Z a 4,4 GPa v ose Y byl výsledek 859,54 Hz s vychýlením 3,33  $\mu\text{m}$ . Výsledky jsou shrnuty v Tab. 6 a 7.

Tab. 6. Změna modulu pružnosti v ose X a Z.

Youngův modul (GPa) X/Z/Y	Modul pružnosti ve smyku (GPa)	Frekvence (Hz)	Maximální výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Zrychlení ( $\text{m/s}^2$ )
11/11/4,4	5,5/3,14	749,96	15,83	81,5
13/13/4,4	6,5/3,29	807,25	8,63	86,5
14/14/4,4	7/3,35	833,97	5,73	89,5
15/15/4,4	7,5/3,4	859,54	3,33	96,5

Tab. 7. Změna modulu pružnosti v ose Y.

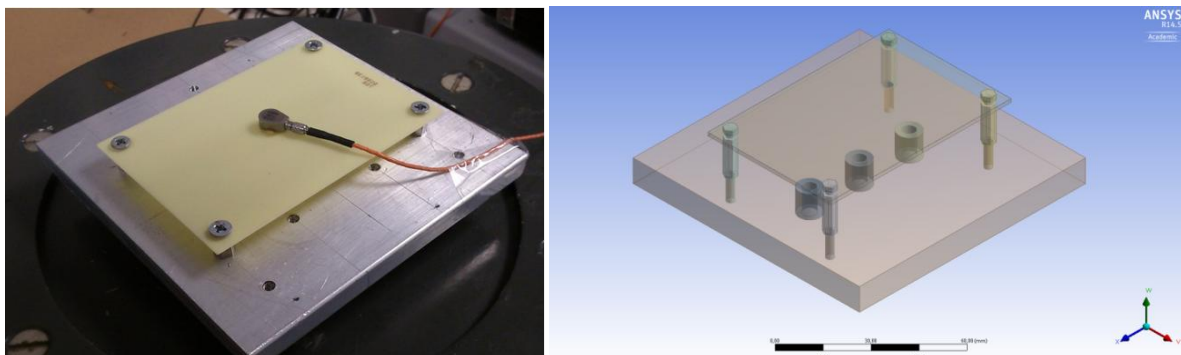
Youngův modul (GPa) X/Z/Y	Modul pružnosti ve smyku (GPa)	Frekvence (Hz)	Maximální výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Zrychlení ( $\text{m/s}^2$ )
13/13/2,4	6,5/2,03	796,85	10,03	90,5
13/13/4,4	6,5/3,29	807,25	8,63	86,5
13/13/6,4	6,5/4,29	811,90	8,03	85,5

V případě dalších materiálových vlastností DPS jako je Poissonova konstanta, či hustota byly změny při nastavení ortotropních vlastností obdobné jako v případě isotropních vlastností.

### 6.1.4 Uchycení soustavy

V posledním kroku byl ověřen způsob a provedení uchycení desky. Nastavení přitom vycházelo z měřicího pracoviště, aby byla simulace co nejvíce podobná skutečnosti. Model sestával z vibračního stolku, na němž byla uchycena duralová deska pomocí tří šroubů uprostřed. Na ni byl

pak uchycován samotný testovaný vzorek, a to prostřednictvím čtyř šroubů v rozích desky. Pracoviště a odpovídající výpočetní model je na Obr. 29.



Obr. 29: Měřící pracoviště (vlevo) a výpočetní model (vpravo).

Díky výsledkům z modální analýzy bylo zjištěno, že duralová deska je natolik pevná, že kmity z vibračního stolku se přenáší téměř kompletně a nedochází tak ke zkreslení výsledků při jejím zanedbání. Navíc její vlastní rezonanční frekvence je 3,5 kHz, což je vysoko nad sledovanými frekvencemi a nemůže tak ovlivnit rezonanci testované desky. S ohledem na tento fakt byl model následně upraven, přičemž byla duralová deska zanedbána, a výpočet probíhal s modelem, který obsahoval pouze uchycovací šrouby a desku samotnou. V některých případech je možné také zanedbat uchycovací šrouby a pracovat pouze s deskou samotnou, avšak přitom je nezbytné tuto odchylku do výsledku započítat (viz Tab. 8).

Tab. 8. Výsledky pro různé modely uchycení.

Uchycení	Frekvence (Hz)	Výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Akcelerace ( $\text{m/s}^2$ )
DPS+šrouby+dural	989,736	2,60	101,0
DPS+šrouby	991,498	2,61	101,3
samotná DPS	958,780	2,65	96,1

Na zjednodušeném modelu, stejně jako v předchozích případech, byl nejprve ověřen vliv velikosti sítě konečných prvků. Zde bylo ponecháno nastavení sítě DPS stejné a měněna byla síť pro uchycovací šrouby. Výsledky pro různé velikosti elementů jsou shrnuty v Tab. 9, z kterých lze usoudit, že pro šrouby můžeme použít i hrubší mesh.

Tab. 9. Vliv velikosti sítě u šroubů.

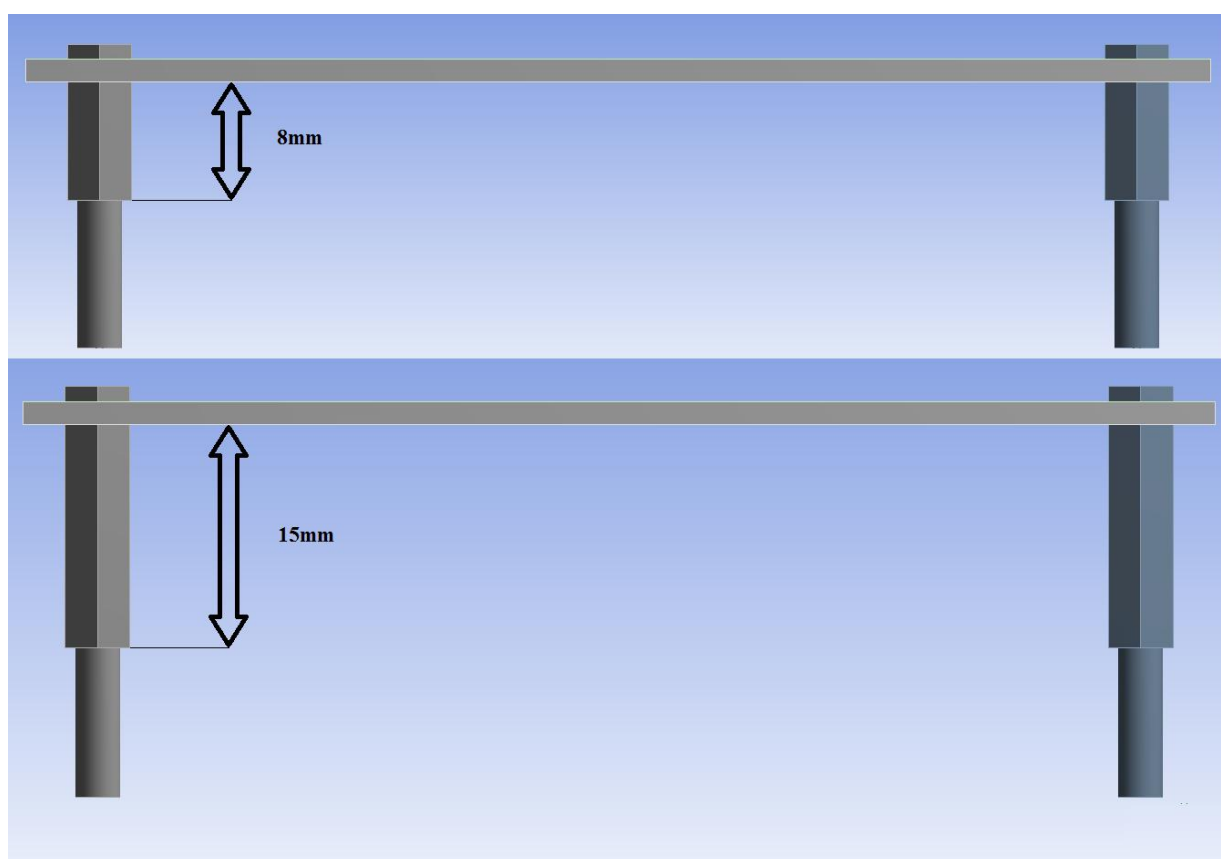
Velikost sítě ( $\mu\text{m}$ )	Frekvence (Hz)	Výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Akcelerace ( $\text{m/s}^2$ )
2	992,298	2,60	101,2
1	991,498	2,61	101,3
0,5	993,678	2,59	101,1
0,35	992,218	2,60	101,2

Upravený model byl dále podroben testům, z nichž bylo zjištěno, že výrazně záleží na definici tuhosti šroubů. Pokud jsou nastaveny šrouby jako pevné a jsou fixovány v jejich celé délce, pak dostáváme odlišné výsledky než při uchycení pouze jejich spodní části, která je zašroubována do duralové desky (viz Tab. 10).

Tab. 10. Vliv uchycení na výsledky.

Uchycení	Frekvence (Hz)	Výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Akcelerace ( $\text{m/s}^2$ )
Celé šrouby	1012,798	2,48	100,5
Spodní strana	991,498	2,61	101,3

V návaznosti na tyto údaje byla také modifikována vzdálenost fixované části šroubu od spodní strany desky, jak je znázorněno na Obr. 30.



Obr. 30: Změna vzdálenosti uchycení šroubu od spodní strany desky.

Výsledky pro jednotlivé varianty jsou shrnuty v následující tabulce. Opět lze zaznamenat změnu a to jak pro rezonanční frekvenci, tak také pro akceleraci systému.

Tab. 11. Vliv vzdálenosti šroubů na výsledky.

Vzdálenost (mm)	Frekvence (Hz)	Výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Akcelerace ( $\text{m/s}^2$ )
15	988,098	3,71	121,3
11	990,468	3,01	111,3
8	991,498	2,61	101,3

Poslední simulací bylo ověření velikosti a tvaru šroubu, respektive distančního sloupku. V prvním případě byl měněn průměr uchycovací hlavy šroubu, tedy plocha, která upínala desku. Data z této simulace jsou v Tab. 12.

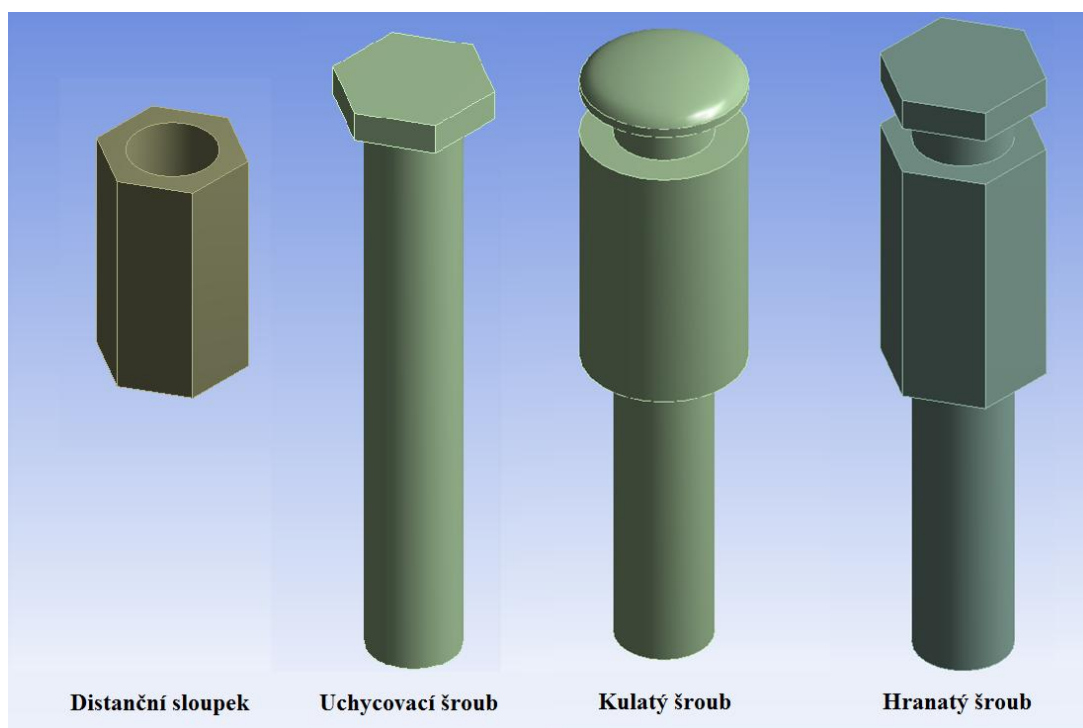
Tab. 12. Změna výsledků pro různé průměry matky.

Průměr matky (mm)	Frekvence (Hz)	Výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Akcelerace ( $\text{m/s}^2$ )
3	955,038	2,83	102,4
4	991,498	2,61	101,3
5	1028,378	2,40	100,0

V druhém případě byl měněn tvar hlavice šroubu a distančního sloupku podle obrázku 31. Byly použity dvě varianty a to kulatý a hranatý šroub, přičemž deska jimi byla upnuta stejně jako v předchozích případech. Rozdíly ve výsledcích jsou v řádu jednotek hertzů (viz Tab. 13).

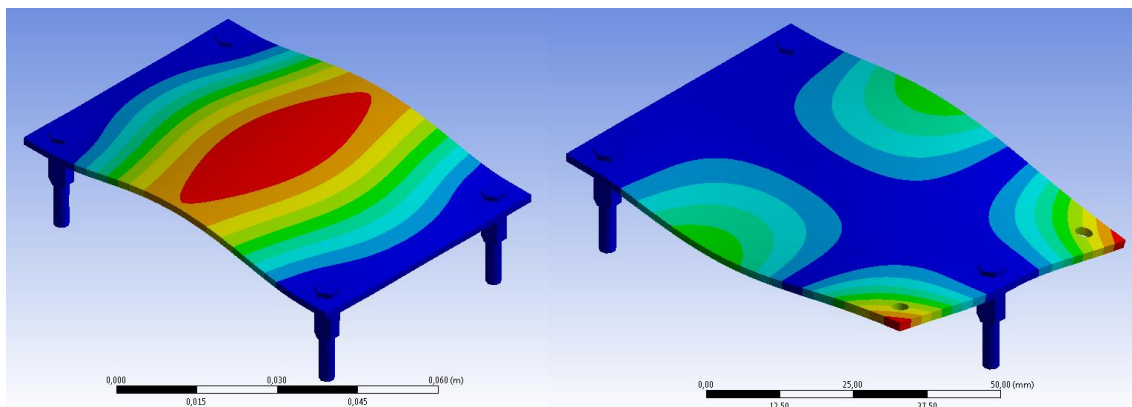
Tab. 13. Vliv tvaru šroubů na výsledky.

Tvar	Frekvence (Hz)	Výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Akcelerace ( $\text{m/s}^2$ )
Kulatý šroub	1003,501	2,54	100,9
Hranatý šroub	991,498	2,61	101,3



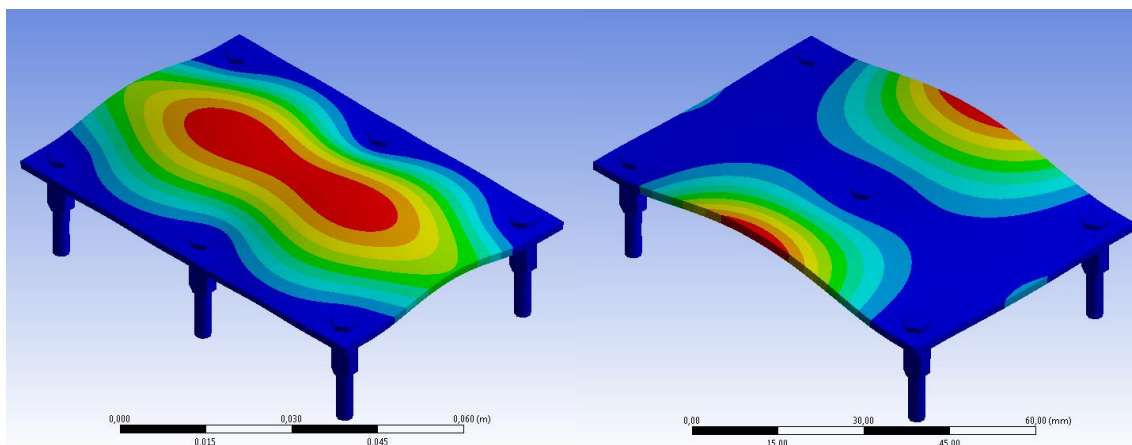
Obr. 31: Model samostatných částí a celých uchycovacích šroubů.

Kromě definice samotného šroubu byl také zkoumán vliv pozice šroubu a jejich počet. Nejdříve byl redukován počet šroubů, kde byla deska uchycena dvěma šrouby v rozích na jedné straně, a na opačné straně byl šroub umístěn uprostřed hrany. Tato modifikace vedla k poklesu frekvence a nárůstu výchylky. Nicméně, rozdíly nebyly nijak výrazné. Je důležité taky zmínit, že kromě těchto dvou hodnot se také změnil tvar deformace desky. Pro první rezonanční mód je tato deformace zobrazena na Obr. 32, kde je porovnán původní model a model se třemi šrouby.



**Obr. 32:** Deformace pro původní model se čtyřmi šrouby (vlevo) a pro desku se třemi šrouby (vpravo).

Následujícím krokem bylo přidání šroubu u původního modelu v jeho středu. Tím bylo dosaženo uchycení systému v pěti bodech. Použitím této modifikace se zvýšila rezonanční frekvence a došlo také k velkému poklesu hodnoty vychýlení. Zatímco původní model měl největší výchylku uprostřed desky, v tomto případě docházelo k ohybu desky po jejích dvou delších stranách. Tento poznatek je velice důležitý, neboť ve středu desky bývají často umístěny velké součástky, například integrované obvody apod., které jsou velice náchylné na vibrace, a u jejich pájených spojů může dojít k výskytu prasklin. Bohužel, často není z návrhového hlediska tento střední šroub využit, takže musíme volit alternativní řešení pro snížení maximální výchylky, respektive pro zvýšení rezonanční frekvence. Jedním ze způsobů je přidání šroubů uprostřed delší hrany desky. Ačkoli je velikost zrychlení velice blízko hodnotě původního modelu, rezonanční frekvence je daleko vyšší a můžeme tak předpokládat, že v reálných podmínkách u systému k rezonanci vůbec nedojde. Deformační tvary obou způsobů uchycení pro první mód jsou na obrázku níže.



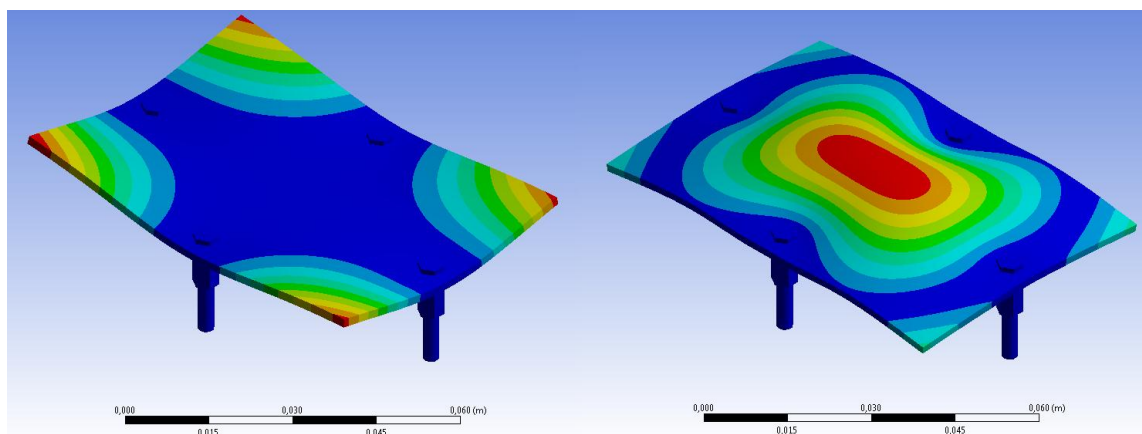
**Obr. 33:** Porovnání deformací systému s šesti šrouby (vlevo) a s pěti šrouby (vpravo).

Pro přehlednost výše zmíněných modifikací s různými počty uchycovacích šroubů byly veškerá data shrnuta do jedné tabulky, aby bylo možné tyto varianty jednoduše porovnat.

Tab. 14. Výsledky pro různý počet uchycovacích šroubů.

Počet šroubů	Frekvence (Hz)	Výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Akcelerace ( $\text{m/s}^2$ )
3	901,31	3,34	107,0
4	991,49	2,61	101,3
5	2085,50	0,32	55,6
6	2418,19	0,39	90,8

Poslední změnou modelu bylo odlišné rozložení šroubů, kdy byly tyto šrouby namísto do rohů umístěny do středu každé z hran (uchycení ve tvaru kříže). Tímto bylo docíleno poměrně vysoké hodnoty rezonanční frekvence s malou výchylkou. Přesto se s tímto způsobem příliš často nesetkáváme, neboť jak lze vidět z Obr. 34, při prvním rezonančním módu vibrují nejvíce kraje desky, což může být pro desku plošných spojů velice nebezpečné. Přesné údaje pro tuto modifikaci jsou patrné z Tab. 15.



Obr. 34: První (nalevo) a druhý mód (napravo) pro uchycení ve tvaru kříže.

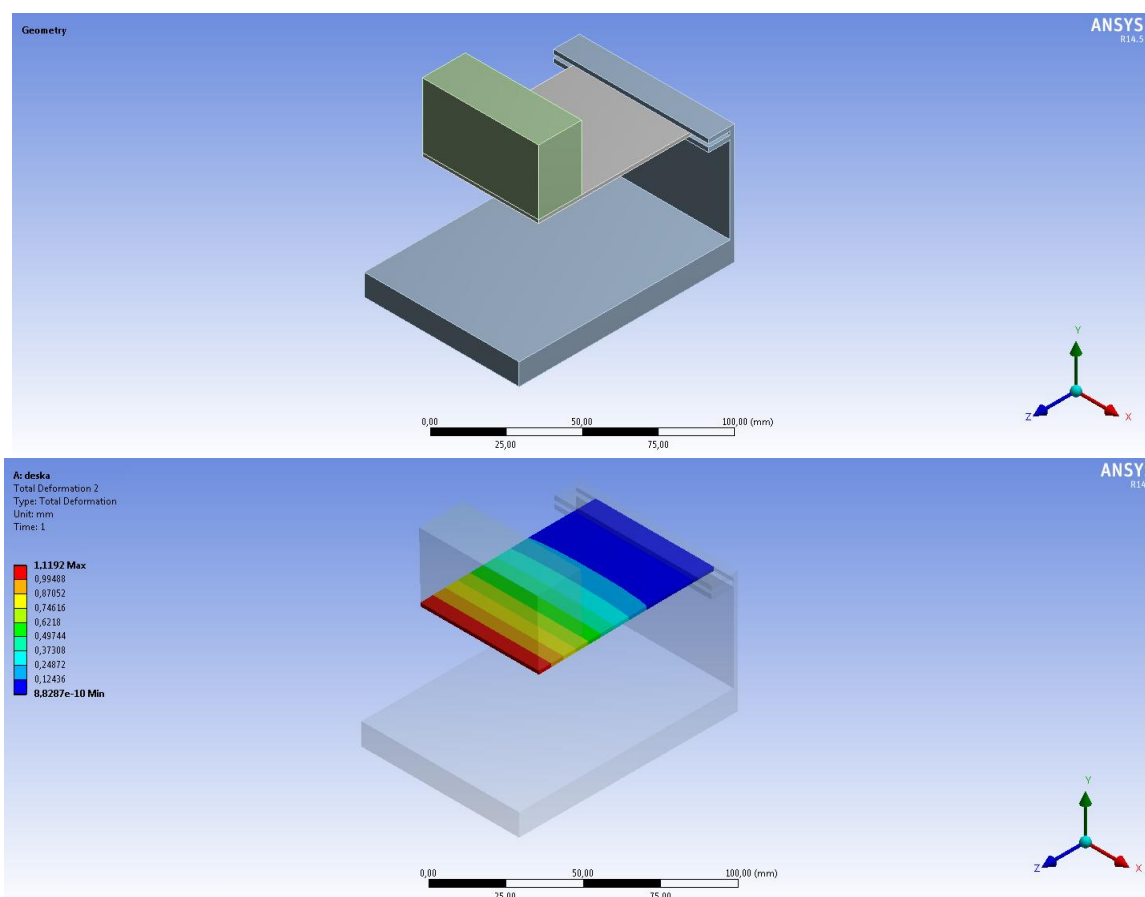
Tab. 15. Data pro první dva módy při uchycení ve tvaru kříže.

Rezonanční mód	Frekvence (Hz)	Výchylka ( $\mu\text{m}$ )	Akcelerace ( $\text{m/s}^2$ )
První mód	1873,7	0,38	52,9
Druhý mód	2897,4	0,19	64,2

Jak lze vyčíst z výsledků prezentovaných v této kapitole, je velice důležité správně definovat uchycení soustavy, neboť výrazně ovlivňuje jak rezonanční frekvenci, tak také maximální výchylku. O to více je nezbytné kontrolovat jak umístění uchycovacích šroubů, tak jejich přesný tvar a rozměry. I malé odchylky zde mohou znamenat poměrně značné rozdíly v rezonanci systému, a tím pádem i stanovení rezonanční frekvence. Přitom k chybné definici uchycení může dojít velice snadno, a to zejména během procesu vrtání DPS, či během připojování elektronické desky do systému.

### 6.1.5 Kalibrace simulací pomocí měření

Z důvodu porovnání získaných výsledků s reálnými vzorky, bylo nutno ověřit model pomocí měření. Jak bylo předesláno v předchozí kapitole, jedním z nejdůležitějších parametrů je Youngův modul pružnosti. K jeho stanovení byl vytvořen jednoduchý pokus, který měl dát přesnější představu o dané vlastnosti. Situace je vidět na Obr. 35, kde je deska uchycena na jedné straně a její druhá strana je zatížena závažím o definované hmotnosti. Tento pokus byl modelován pro tři různá závaží a výsledky byly porovnány s měřenými daty reálných desek. Materiálová data simulace byla následně upravena podle naměřených údajů tak, abychom dosáhli shody výsledků. Ačkoli tímto způsobem nebyla zjištěna zcela přesná hodnota modulu pružnosti, bylo stanoveno úzké rozpětí, ve kterém se daná hodnota pohybuje. S ohledem na citlivostní analýzu popisovanou v předchozí kapitole, můžeme říci, že rezonance systému se může lišit maximálně v řádu desítek hertzů, což se dá považovat za velice dobrou shodu. Exaktní hodnotu, bychom pak mohli dostat pomocí přesných měření pro stanovení pružnosti materiálu, která jsou však finančně i časově náročná.



Obr. 35: Model pro zjištění Youngova modulu (nahore) a výsledek simulace (dole).

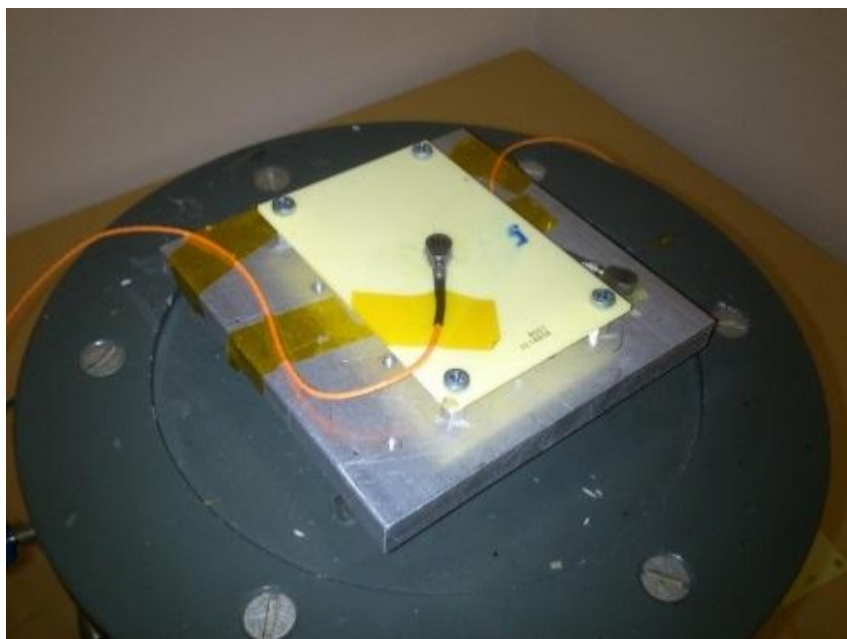
Kromě Youngova modulu, bylo nutné nastavit i ostatní vstupní parametry simulace. Díky předchozí práci na výpočetním modelu, bylo zřejmé, jakým způsobem jednotlivé parametry

ovlivňují výsledky analýzy, a tedy které parametry je třeba získat pro nastavení finálního modelu desky. Pro zajištění tvorby komplexního modelu, který by sloužil pro více aplikací, bylo zvoleno pro kalibraci tři variant provedení desky. Na Obr. 36 jsou tyto DPS zobrazeny; jde o jednovrstvé desky z materiálu FR4, přičemž první je vyrobena jako "holá" (bez mědi) a další dvě potom s různými tloušťkami mědi (18  $\mu\text{m}$  a 35  $\mu\text{m}$ ).



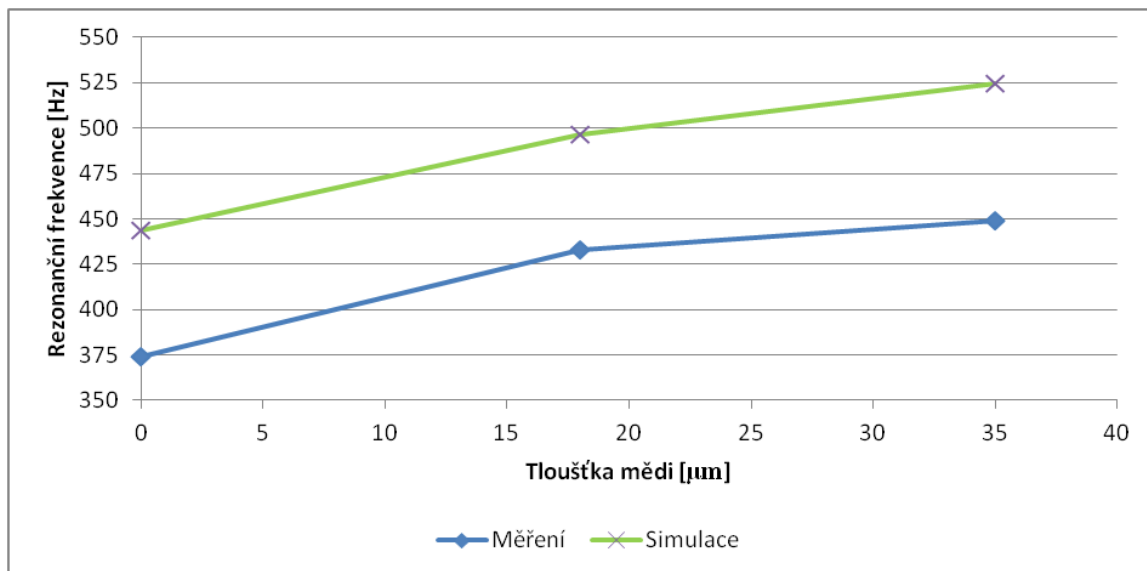
**Obr. 36:** Desky pro kalibraci simulací (zleva: FR4 bez mědi, FR4 s mědí 18 $\mu\text{m}$  a s 35 $\mu\text{m}$ ).

Výpočetní modely těchto desek byly vytvořeny na základě zadaných dat od výrobce; kromě Youngova modulu, který byl získán pomocí dříve popsaného experimentu, byly ostatní materiálové vlastnosti nastaveny podle katalogových listů dodavatele desek [26]. Model uchycení soustavy byl modelován podle reálného vibračního stolku, který je zobrazen na Obr. 37. a na základě dříve získaných údajů ze simulací, popsanych v kapitolách 6.1.1 až 6.1.4.



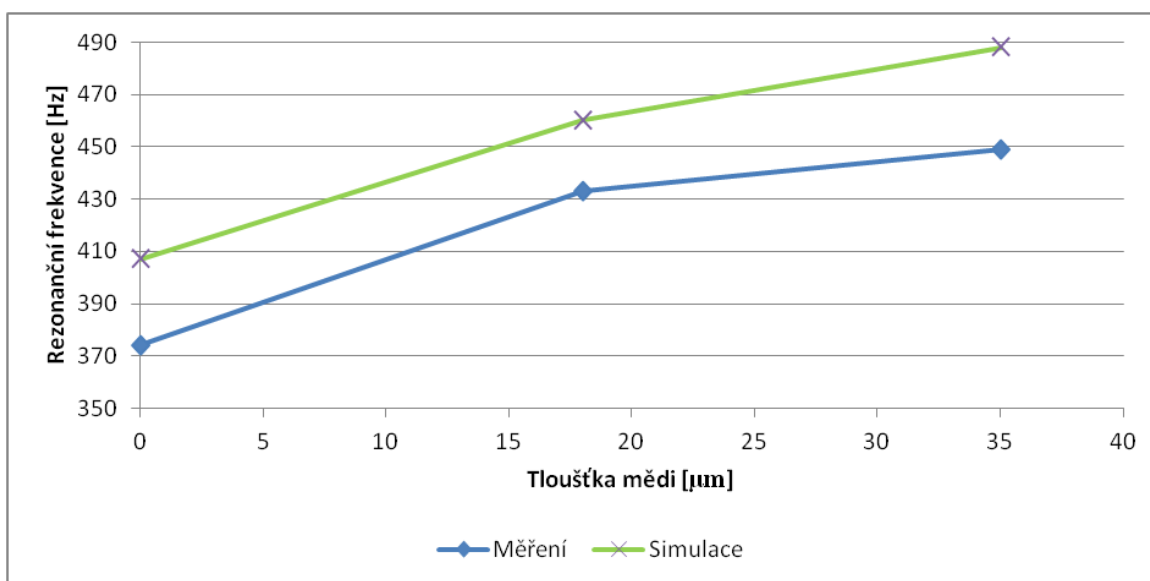
**Obr. 37:** Měřicí pracoviště pro zjišťování rezonanční frekvence.

Výsledky simulace a měření jsou zobrazeny na Obr. 38. Je patrné, že dosažená data se výrazně liší. Jak bylo zjištěno, důvodem této neshody bylo zejména zanedbání měřicího akcelometru do modelu simulace. Byla proto provedena série simulací, které měly ověřit vliv velikosti a váhy senzoru na rezonanci desky. Bylo vyhodnoceno, že pro desku o tloušťce 0,76 mm s Youngovým modulem pružnosti 15 GPa zapříčiní akcelometr posun rezonanční frekvence o 35 Hz níže oproti DPS počítané bez akcelometru. S narůstající tloušťkou a tuhostí DPS se tento vliv však výrazně snižuje.



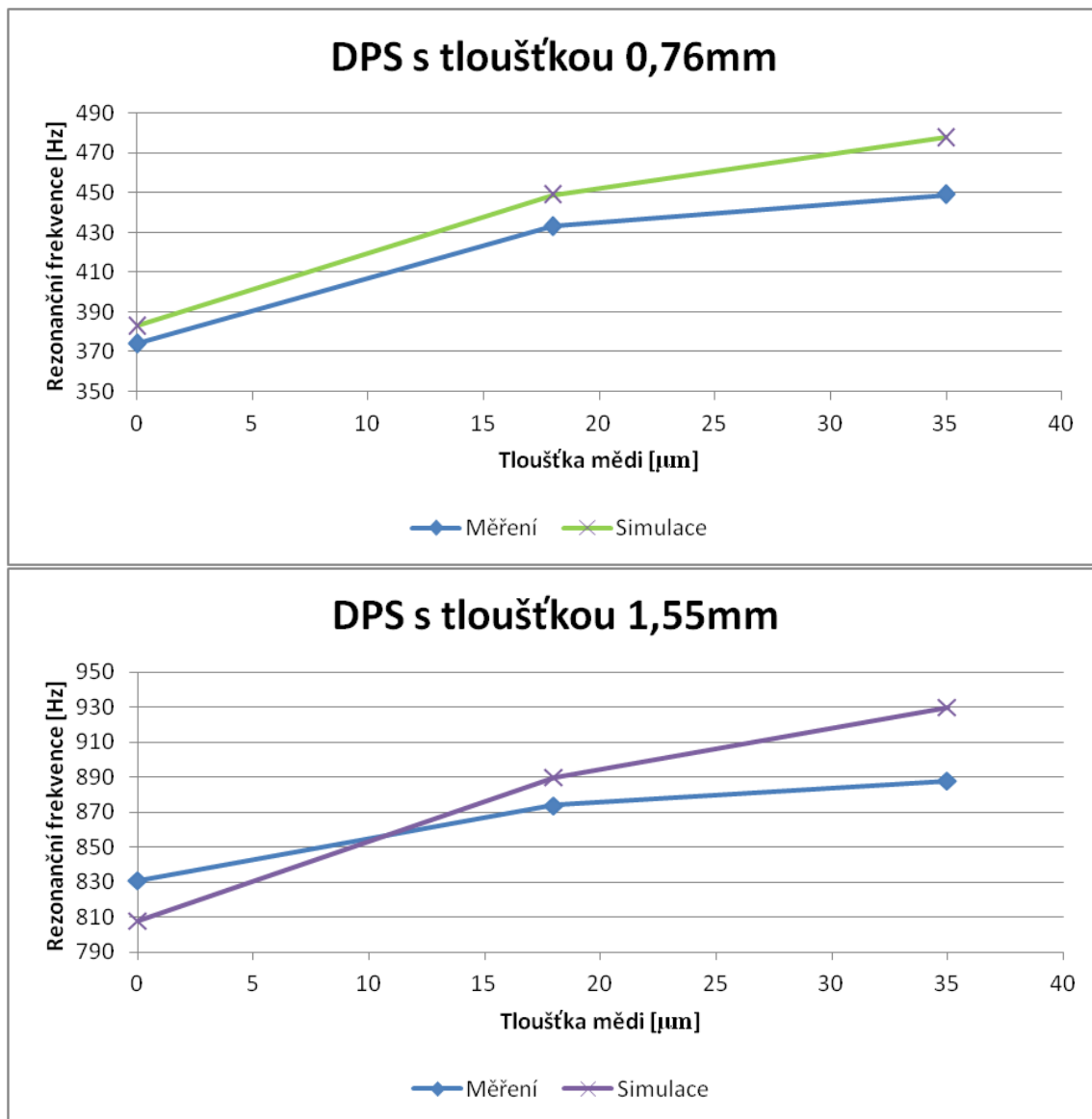
Obr. 38: Graf závislosti rezonanční frekvence na tloušťce mědi (simulace bez akcelometru).

Pro kalibraci byl použit piezoelektrický akcelometr od firmy Brüel & Kjær model 4517. Byl vybrán zejména pro jeho malou hmotnost (0,6 gramů). Na Obr. 39 jsou poté výsledky pro simulace s tímto akcelometrem. Lze odečíst výrazné přiblížení oproti předchozí analýze, stále je však natolik velký, že bylo potřeba dodatečné úpravy materiálových dat.



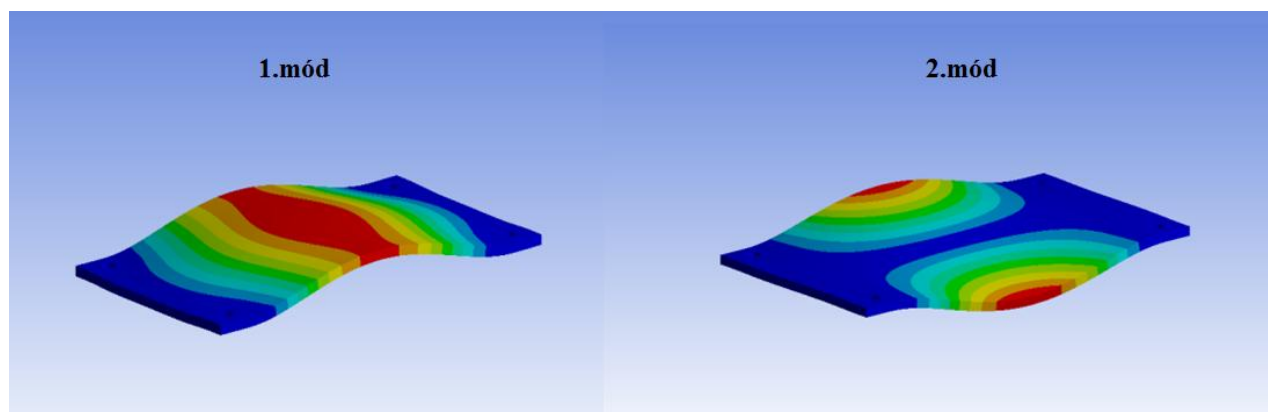
Obr. 39: Výsledky pro DPS o tloušťce 0,76 mm (Youngův modul roven 15GPa).

Výsledné grafy po úpravě dat pro desky o tloušťkách 0,76 mm a 1,55 mm s různými vrstvami mědi jsou shrnuty v grafech níže. Rozdíl mezi simulací a experimentem byl v rozmezí do 5%, což lze považovat za velice dobrou shodu.



Obr. 40: Závislosti rezonanční frekvence na tloušťce mědi po kalibraci.

I pro kalibraci bylo důležité vyhodnotit nejen rezonanční frekvenci, ale také maximální výchylku desky. V tomto případě je výhodnější použít jako první počítačovou analýzu a až na základě tvaru deformace stanovit v jakém místě je nejvhodnější senzory umístit. Každý mód má totiž specifický tvar deformace a je tedy nezbytné zajistit odečtení dat ze správného místa, aby byla odečtena správná hodnota maximální výchylky. To je důležité zejména pro nezvyklé tvary desek, či při speciálním uchycení soustavy. Pokud je pracováno s deskou uchycenou v rozích, lze předpokládat, že deformace bude největší v jejím středu. Často se však vyhodnocují i další módy, nejen první; zde je pak simulace nenahraditelný nástroj právě pro toto stanovení. Deformace testované konfigurace pro první dva módy jsou zobrazeny na Obr. 41.



Obr. 41: Zobrazení tvarů deformací pro první dva módy sledované DPS.

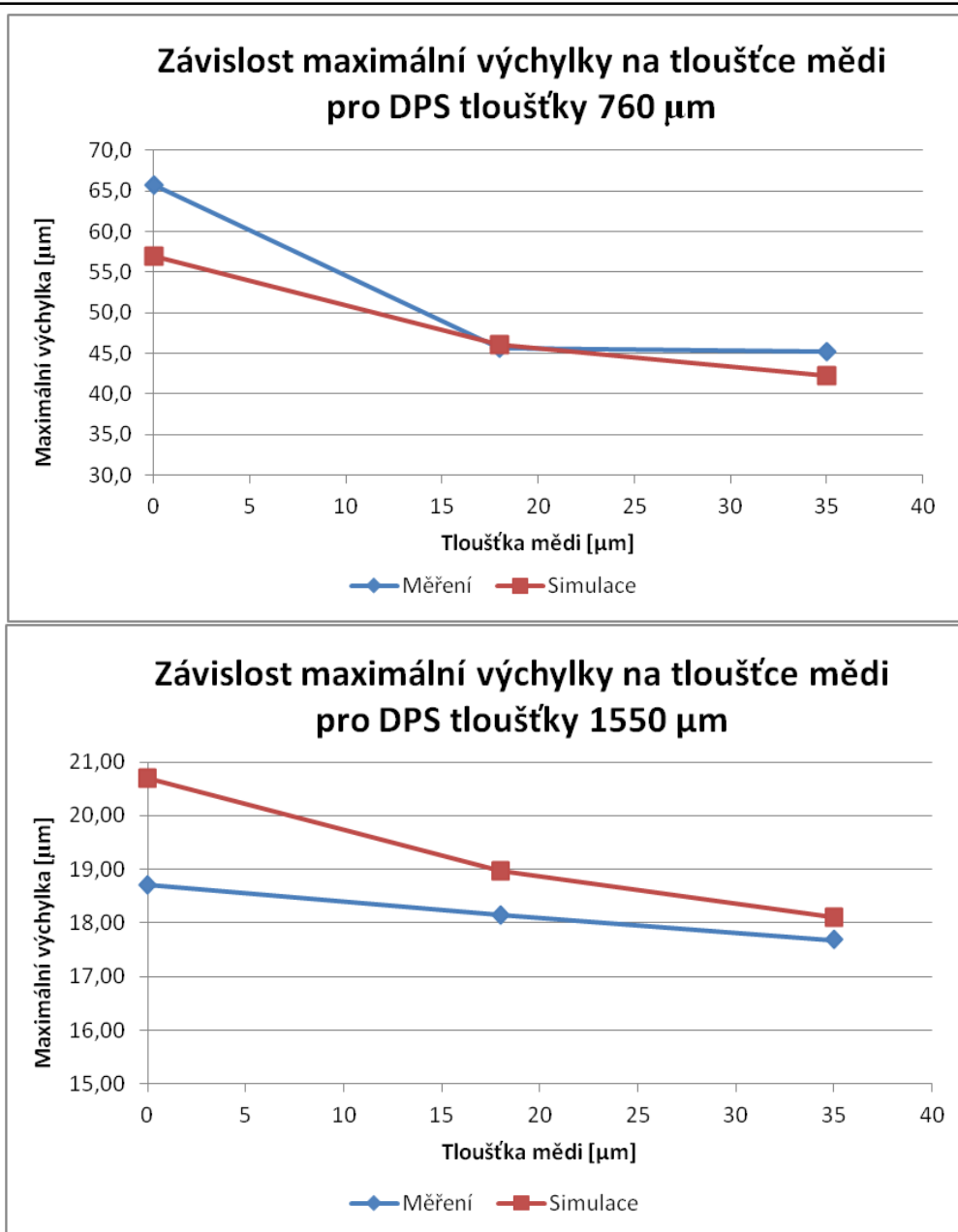
Poté, co byly ověřeny všechny tvary pro každé provedení DPS, bylo započato s měřením jejich zrychlení, ze kterého se dále stanovila jejich maximální výchylka. Pokud budeme uvažovat sinusový signál, pak jsme schopni maximální vychýlení vypočítat jako funkci frekvence a amplitudy zrychlení podle rovnice 30.

Díky tomuto údaji lze určit vliv rezonance pro každou variantu desky plošných spojů. Výsledky měření jsou shrnuty v Tab. 16.

Tab. 16. Měřené a vypočítané údaje pro různé typy DPS.

Tloušťka FR4 [ $\mu\text{m}$ ]	760			1550		
	-	18	35	-	18	35
Rezonanční frekvence [Hz]	374,4	433,6	449,2	831,1	874,3	888,0
Zrychlení [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]	363,9	338,8	360,5	510,1	547,6	550,4
Maximální výchylka [ $\mu\text{m}$ ]	65,8	45,6	45,3	18,7	18,2	17,7

Tyto výsledky byly opět porovnány se simulacemi, grafy obou metod jsou znázorněny níže. I zde můžeme shledat malé rozdíly, většinou způsobené sítí konečných prvků, či okolními podmínkami zasahujícími do měření (tuhost uchycení, přesnost měření apod.).



Obr. 42: Závislost výchylky na tloušťce mědi.

Na základě získaných výsledků lze říci, že kalibrace mezi simulací a experimentem byla úspěšná. Takovýto model desky plošných spojů pak můžeme ve virtuálním prostředí jednoduše pozměňovat, osadit je součástkami, měnit jejich rozložení apod. Následně tento model podrobíme zátěži vibracemi a vyhodnotíme jeho chování pomocí modální a harmonické analýzy.

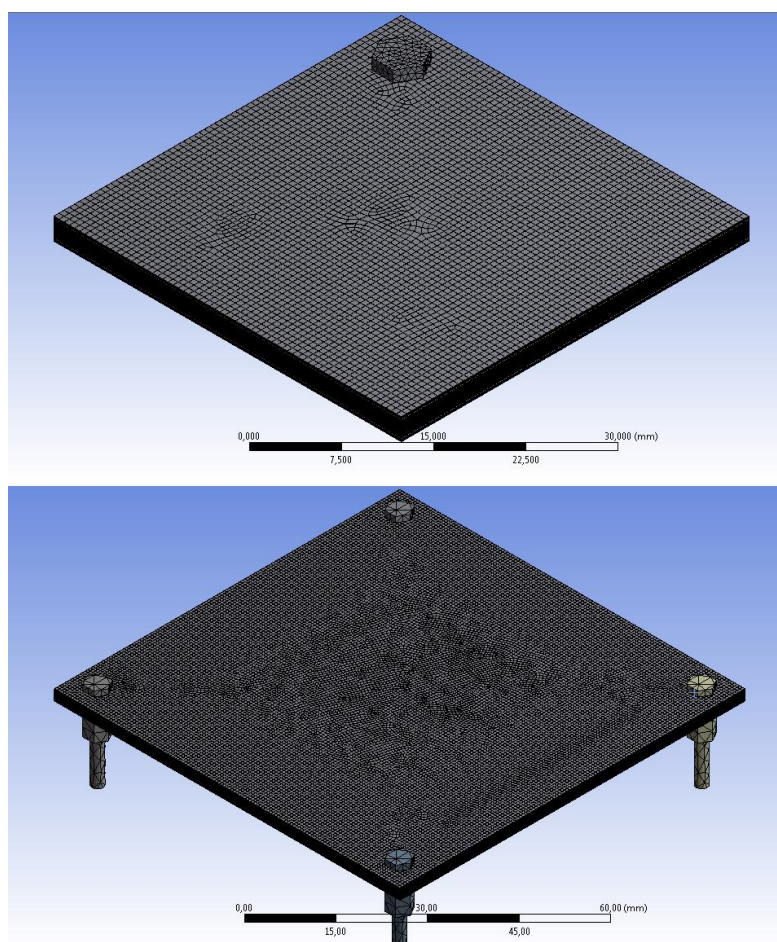
## 6.2 VÝPOČETNÍ MODEL VÍCEVRSTVÉ DESKY

Předchozí kapitola popisovala mechanické chování jednovrstvé elektronické desky. V praxi se však častěji setkáváme s vícevrstvámi deskami, pro které je nutné simulaci patřičně upravit. S ohledem na vnitřní strukturu je náročné modelovat vícevrstvé desky komplexně a je záhodno použít zjednodušený model.

Pokud budeme pracovat s neosazenou deskou, či pokud je rozmístění souměrné, můžeme využít symetrie, čímž ušetříme velké množství času. V našem případě byla vytvořena čtvrtina modelu, přičemž na stranách řezu byla nastavena sousost; a to v ose Z a X (viz Obr. 43). Pro oba modely byla vytvořena totožná modální a harmonická analýza a jejich výsledky byly porovnány.

Tab. 17. Porovnání různých typů modelů pro vícevrstvou desku.

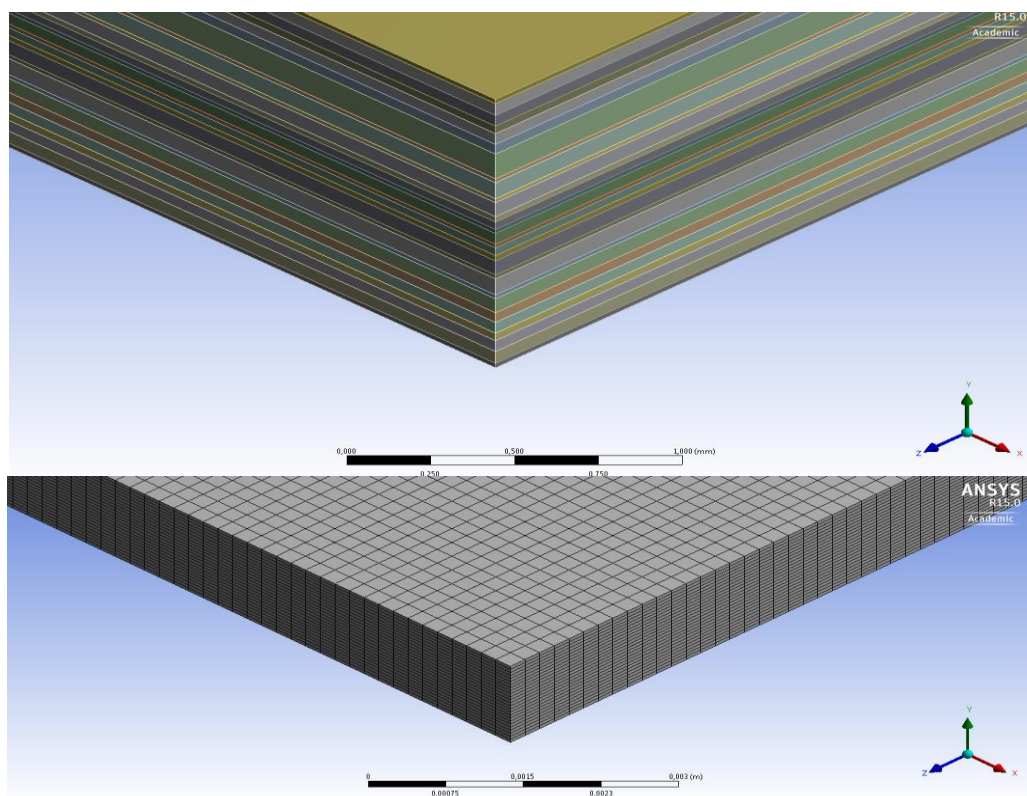
Model	Resonanční frekvence [Hz]	Výchylka [ $\mu\text{m}$ ]	Zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]
<i>Kompletní model</i>	582,65	29,922	401,01
<i>Čtvrt model - více vrstev</i>	582,65	29,968	401,63
<i>Čtvrt model - jedna vrstva</i>	582,60	29,866	400,20



Obr. 43: Kompletní výpočetní model desky (dole) a čtvrt-model desky (nahore).

## 6.2.1 Zjednodušený model

U zjednodušeného modelu jsme kromě čtvrtiny modelu ještě dále upravili model vícevrstvé desky tak, že byla vytvořena jako jednoduší celek (v Tab. 17 označen jako *Čtvrť model - jedna vrstva*). U něj byla namísto každé jednotlivé vrstvy vytvořena vrstva jedna, jejíž tloušťka byla dána součtem všech vrstev. U této byly následně pozměněny její materiálové vlastnosti tak, aby se výsledná rezonanční frekvence a maximální výchylka shodovaly s kompletním vícevrstevným modelem. Aby bylo možné simulovat více vrstev v tloušťce desky, využili jsme síť konečných prvků, kdy u celistvého modelu byl nastaven stejný počet elementů, jako byl počet vrstev u zmiňované DPS; viz Obr. 44. Díky tomuto kroku bylo možné následně ověřit výsledky simulace pomocí analytického výpočtu, podle rovnice 28, který by byl značně komplikovaný, pokud bychom pracovali s kompletní vícevrstvou strukturou.



Obr. 44: Kompletní model vícevrstvé desky (nahore), modifikovaný model s jednou vrstvou (dole).

Získaná materiálová data desky plošných spojů pro modifikovanou verzi, která jsou potřebná k analytickému výpočtu, jsou shrnuta v Tab. 18:

Tab. 18. Upravené vlastnosti desky pro výpočet.

Vlastnost	Hodnota
Youngův modul pružnosti (Gpa)	25,8
Poissonova konstanta (-)	0,19
Hmotnost (g)	12,2

Výpočet následně probíhá obdobně jako v případě jednovrstvé desky. Faktor tuhosti desky  $D$  a vztažnou hmotnost  $M$  lze vypočítat jako:

$$D = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)} = \frac{25,8 \cdot 10^9 * (1,248 \cdot 10^{-3})^3}{12(1-0,19^2)} = 4,34$$

$$M = \frac{m}{l b g_n} = \frac{1,22 \cdot 10^{-2}}{0,07 * 0,07 * 2,94132} = 0,85$$

Z jejich hodnot a rozměrů desky pak určíme výslednou rezonanční frekvenci:

$$f_n = \frac{1,13}{l b} \left( \frac{D}{M} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{1,13}{0,07 * 0,07} \left( \frac{4,34}{0,85} \right)^{\frac{1}{2}} = 521,1 \text{ Hz}$$

Získaná hodnota 521,1 Hz se liší od hodnoty simulace zhruba o 10%, tento rozdíl je dán zejména rozdílným způsobem výpočtu, zaokrouhlením a také mírou zjednodušení modelu. Ačkoli je chyba poměrně značná, při úpravách modelu zůstává rozdíl mezi hodnotami konstantní. Na základě této zkušenosti tedy můžeme tímto způsobem určit rezonanční frekvenci daleko rychleji než při využití komplexní simulace, která v případě vícevrstevných desek může trvat i několik hodin/dní (v závislosti na použitém hardwaru a složitosti desky).

## 6.2.2 Komplexní model

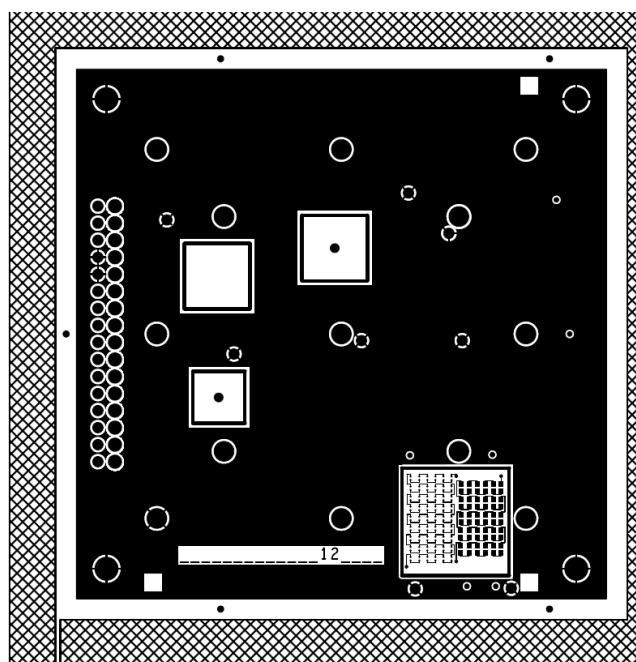
Komplexní model vícevrstvé desky, který byl v předchozí kapitole popsán zjednodušeným modelem, sestával z 25 vrstev, při kombinaci laminátu Panasonic R-1755M, prepregu Panasonic R-1650M, vnitřních flexibilních vrstev Panasonic R-FR10, polyimidového jádra, měděných hladin a pájecí masky. Celková tloušťka všech vrstev byla 1248  $\mu\text{m}$ . Řez strukturou lze vidět na obrázku níže. Deska byla vyrobena rakouskou firmou AT&S v rámci evropského projektu Board on Board.

Číslo vrstvy	Název vrstvy	Tloušťka
	SM	20
1	R-1650M 0106PP	55
2	R-1650M 0106PP	50
3	R-1650M 1080PP	35
4	R-1755M Core	50
5	R-1650M 1080PP	45
6	Dummy	115
7	Panasonic R-FR10	18
8	50um Polyimid UBE	75
9	Panasonic R-FR10	18
10	Dummy	35
11	R-1650M 1080PP	25
12	R-1755M Core	65
13	R-1650M 1080PP	18
14	R-1650M 0106PP	75
15	R-1650M 0106PP	18
16	R-1650M 0106PP	18
17	R-1650M 0106PP	65
18	R-1650M 0106PP	45
19	R-1650M 0106PP	50
20	R-1650M 0106PP	35
21	R-1650M 0106PP	50
22	R-1650M 0106PP	55
23	SM	20
		1248

**Obr. 45:** Vnitřní struktura vícevrstvé desky pro modelování [26].

Jelikož byla tato deska vyrobena pro testovací účely, byl na jejím povrchu vytvořen vodivý motiv, připravený pro pájení SMD komponentů. Stejně tak i vnitřní vrstvy obsahovaly různé vodivé motivy a zemnicí vrstvy. Tato skutečnost vedla k rozdílným podílům mědi v jednotlivých vrstvách, pokud by tedy byly modelovány celistvé vrstvy mědi pro každou úroveň, dopouštěli bychom se tím značné nepřesnosti a výsledné charakteristiky by neodpovídaly skutečnosti.

Pro potlačení tohoto fenoménu, byl pro každou hladinu zvlášť vypočten poměr mědi ve vrstvě a následně byla podle toho upravena materiálová data. Příklad výpočtu můžeme sledovat na jedné z vnitřních vrstev, jejíž topologie je vidět na Obr. 46.



**Obr. 46:** Layout jedné z hladin vícevrstvé desky.

Deska měla celkové rozměry 80 x 80 mm, což dává plochu 6400 mm<sup>2</sup>. Od této hodnoty je třeba odečíst plochu bez mědi. Na obrázku můžeme vidět celkem čtyři větší čtverce, přičemž dva mají shodnou velikost o straně 9 mm, ostatní dva pak 8,5 respektive 15,5 mm. Poslední výraznou plochou je popisový rámeček o velikosti 2,5 x 4,1 mm. Po odečtení těchto ploch od celkové velikosti dostáváme plochu mědi 5915 mm<sup>2</sup>. Aby byla zahrnuta zbylá plocha bez mědi, je třeba snížit ještě toto číslo na plochu 5826 mm<sup>2</sup>. Bylo ověřeno, že odchylka v řádu desítek mm<sup>2</sup> nepředstavuje výraznější rozdíl ve výsledku, proto bylo toto číslo zaokrouhleno na 5800 mm<sup>2</sup>, což představuje 91% plochy mědi. Na základě tohoto údaje je možné nastavit poměr mezi mědí a bázovým materiálem. Byly modifikovány hodnoty hustoty, Youngova modulu a Poissonovy konstanty. Materiálová data pro zjišťovanou plochu jsou uvedena v Tab. 19.

Tab. 19. Materiálové vlastnosti mědi a modifikovaná data pro sledovanou vrstvu.

	Hustota[kg.m <sup>-3</sup> ]	Youngův modul pružnosti [Pa]	Poissonova konstanta [-]
Původní data	8955	1,05E+11	0,3
Modifikovaná data	8303	9,71E+10	0,29

Po stanovení všech vstupních dat lze přistoupit k samotné analýze vícevrstvé desky. Nastavení uchycení, krokování simulace apod. bylo nastaveno stejně jako u jednovrstvé desky, kde byly všechny tyto údaje ověřeny. Měření této desky bylo také obdobné jak v dřívějších případech. Výsledky analýzy a měření jsou shrnuty v Tab. 20.

Tab. 20. Výsledky rezonance pro vícevrstvou desku.

	Frekvence[Hz]	Zrychlení [m/s <sup>2</sup> ]	Maximální výchylka [μm]
<i>Měření</i>	561,0	350,3	28,2
<i>Simulace</i>	555,12	334,67	27,51

### 6.3 DESKA PLOŠNÝCH SPOJŮ S KAVITAMI

Moderní typy elektronických desek často obsahují dodatečné úpravy, které dále umožňují zvýšení integrace součástek. Jednou z takových modifikací je využití kavit. Aby byla obsažena co největší oblast testovacích vzorků, byl ověřen vliv kavit na rezonanci systému, a to jak pro kavity samotné, tak také pro součástky v kavitách. V rámci testování šlo o zaměření se na různé tvary, velikost a umístění kavit na desce. Pozice byla odvozena od testovacích vzorků, které byly dodány rakouskou firmou AT&S.

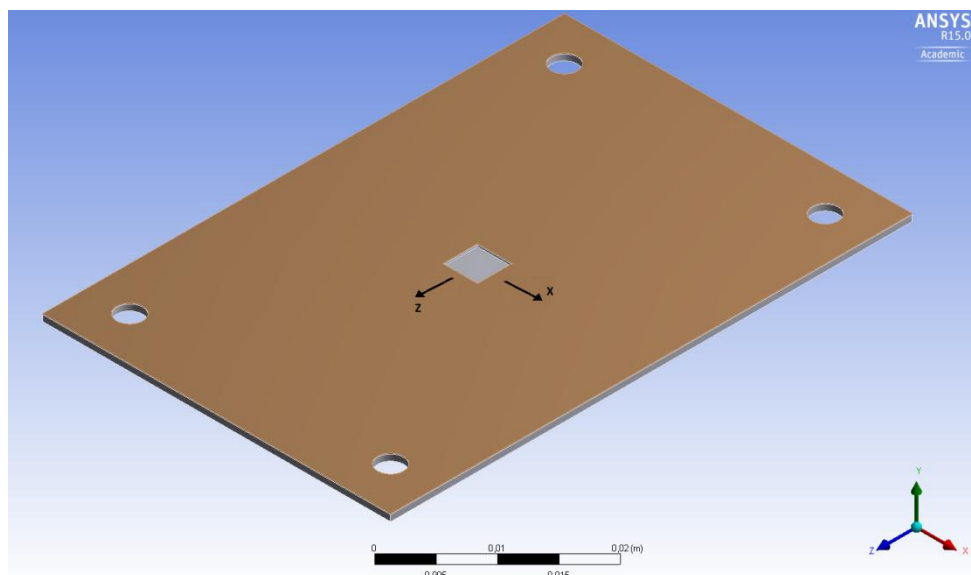
Aby bylo dosaženo co nejlepších výsledků v adekvátním čase, bylo pro modelování využito zjednodušené struktury, kdy byla modelována samotná DPS bez uchycovacích šroubů. Následně proběhla kalibrace podle měřených dat, tak aby se model co nejvíce blížil reálné struktuře.

V prvním kroku byl ověřen vliv velikosti kavity na rezonanční frekvenci. Jako výchozí model byla použita čistá deska bez kavit, která byla porovnávána s deskami obsahující kavity o různých velikostech, přičemž byly kavity vždy umístěny uprostřed desky. Výsledky pro tuto sérii simulací jsou shrnuty v Tab. 21. Je zřejmé, že pro větší kavity je rezonanční frekvence nižší a výchylka sestavy vyšší.

Tab. 21. Vliv kavit na vibrační charakteristiky DPS.

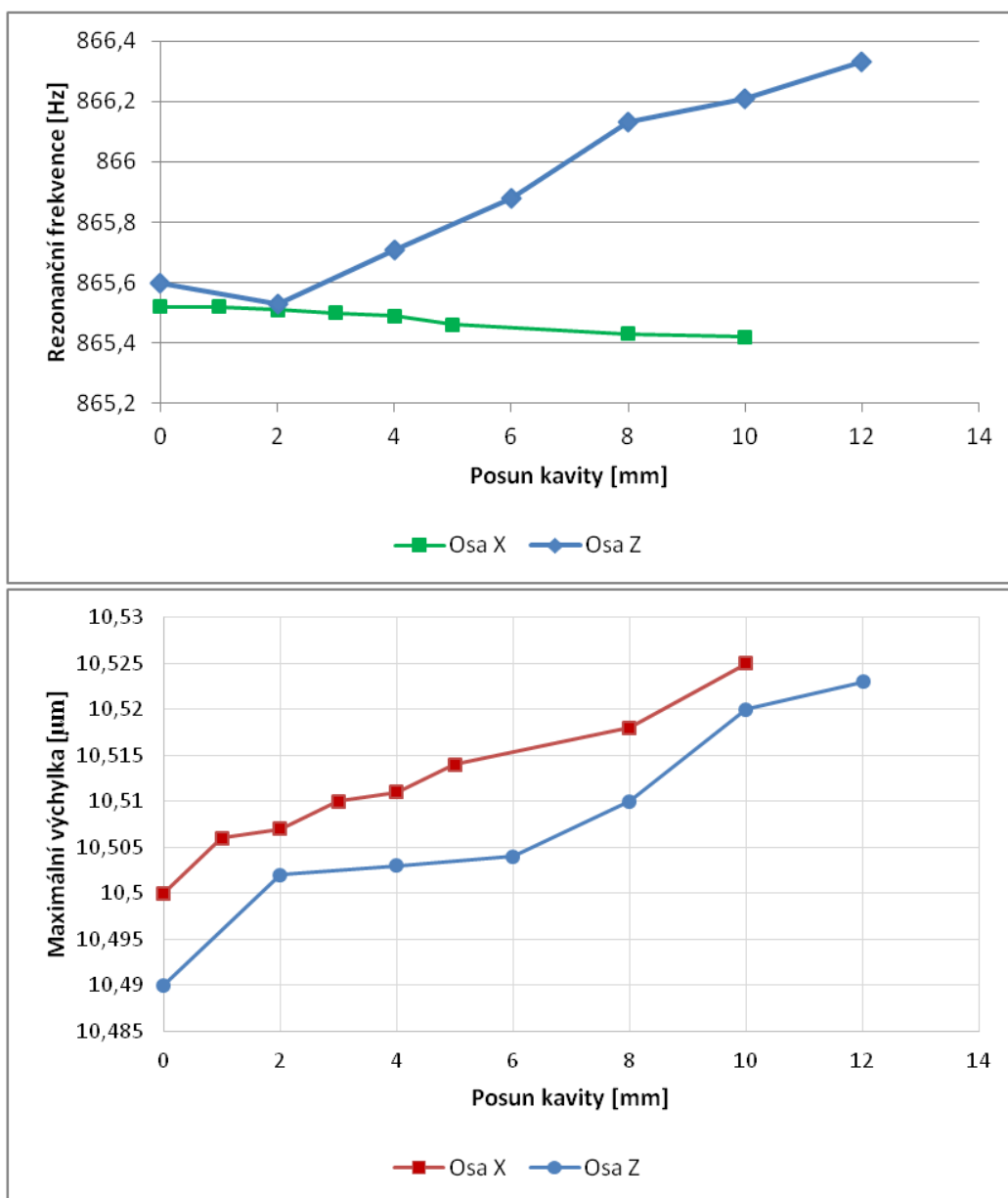
Velikost kavity [mm <sup>2</sup> ]	Rezonanční frekvence [Hz]	Maximální výchylka [μm]
0	867,83	8,49
4	865,93	10,16
36	864,91	10,45
100	863,34	10,61
400	861,16	10,64

V dalším kroku byla testována odezva na pozici kavity na desce. Zde bylo pracováno s kavitou o velikosti 4 x 4 mm. Opět bylo výchozím nastavením umístění uprostřed desky a výsledky byly porovnány s dalšími konfiguracemi. Kavita byla posouvána v ose  $x$  a  $z$ , jak je ukázáno na Obr. 47.



Obr. 47: Směry posunu kavity na desce.

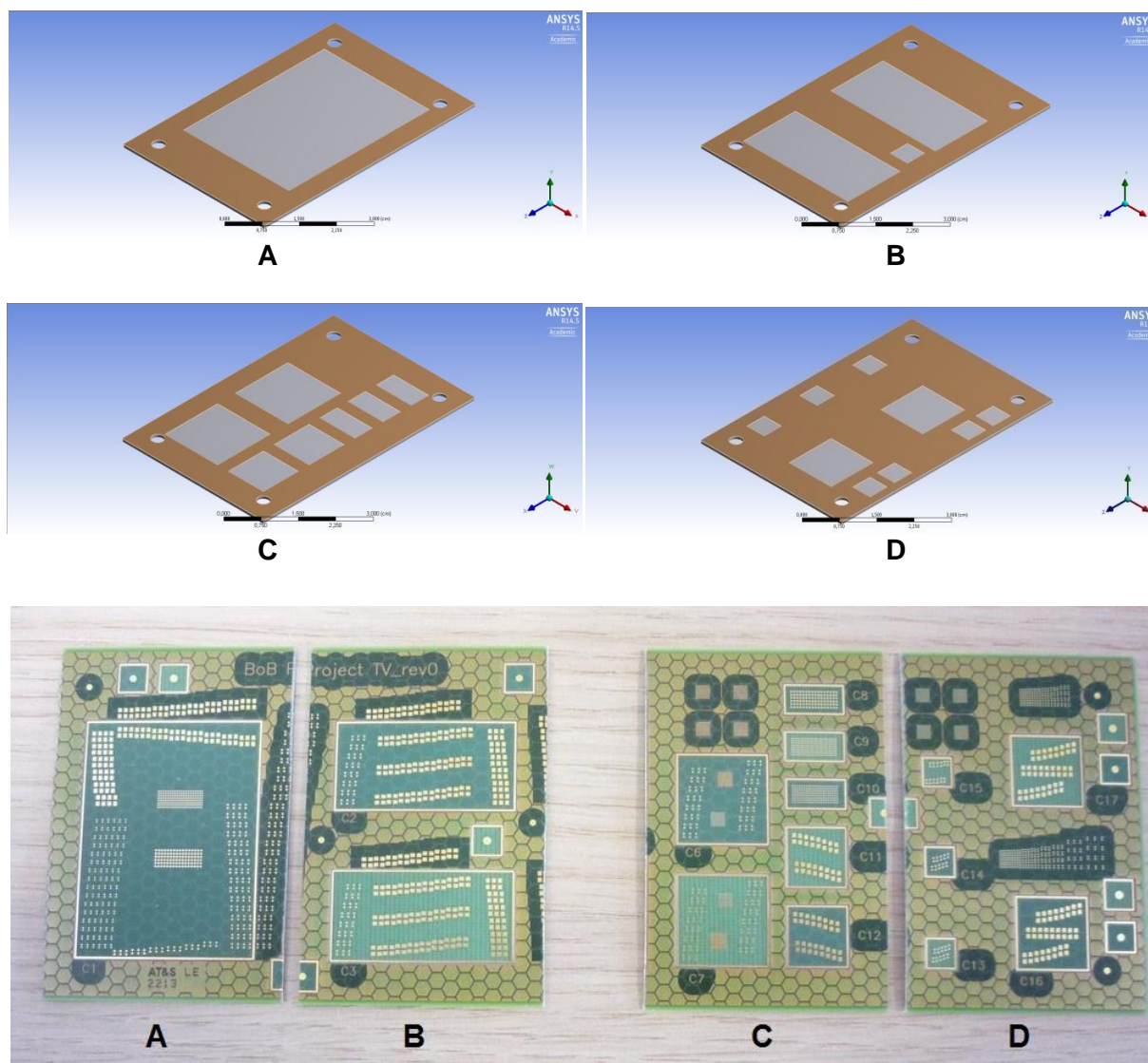
V ose  $z$  byla nejnižší rezonanční frekvence pro kavitu uprostřed desky a její hodnota narůstala se vzdáleností od středu. Naproti tomu byla maximální výchylka pro kavitu ve středu nejnižší a postupně narůstala se vzdáleností, velikost změny však byla minimální. V ose  $x$  bylo ovlivnění daleko menší a rezonanční frekvence postupně klesala, přičemž výchylka narůstala. Oba průběhy jsou shrnuty v grafech níže.



Obr. 48: Graf závislosti pozice kavity a rezonanční frekvence (nahore) a maximálního vychýlení (dole).

V další fázi byla měněna hloubka kavity, přičemž stejně jako v předchozích případech byla sledována rezonance a maximální výchylka. Hloubka kavity byla sledována v rozmezí 0,1 až 0,8 mm, přičemž rezonanční frekvence byla o něco málo vyšší pro mělké kavity a maximální výchylka klesala s hloubkou kavit. Nicméně, změny byly v obou případech velice malé.

Pro porovnání simulace s praxí, byly změřeny reálné vzorky desek s kavitami. Tyto měřené vzorky a jejich odpovídající výpočetní modely jsou zobrazeny na Obr. 49. Rozměry vzorků jsou: 60 x 40 x 0,9 mm. S ohledem na rozdílné rozměry byla rezonanční frekvence testovacích vzorků o něco málo nižší než v předchozích případech.



**Obr. 49:** Výpočetní modely (nahore) a reálné vzorky DPS s různými plochami kavit (dole)  
 [plocha kavit: A - 57 %, B - 21 %, C - 18 %, D - 8 %].

V experimentální části byly následně ověřeny výsledky simulací. Pro měření bylo využito pracoviště popisované v kapitole 5.3. Testování probíhalo v rozmezí frekvencí 10 - 2000 Hz při zrychlení  $0,3 g_n$ . Rezonanční frekvence pro zkoumané desky jsou shrnuty v Tab. 22, společně se simulovanými hodnotami. Získané výsledky ukazují změnu rezonanční frekvence a výchylky společně s plochou kavit stejně jako s jejich pozicí. DPS s plochou kavit 51% měla nejnižší rezonanční frekvence a největší vychýlení. Pro ostatní vzorky (21%, 18% a 8%), byla rezonanční frekvence vyšší a hodnota maximálního vychýlení klesala s plochou kavity. Z toho lze vyvodit, že je výhodnější použít více menších kavit namísto jedné velké kavity.

Tab. 22: Výsledky pro testované vzorky.

Plocha kavit [%]	Mód	Rezonanční frekvence [Hz]	Maximální výchylka [ $\mu\text{m}$ ]	Rezonanční frekvence [Hz]
		<i>Měření</i>		<i>Simulace</i>
57	1.	656	9,20	685
	2.	1726	4,80	1751
21	1.	672	8,30	695
	2.	1848	0,07	1895
18	1.	711	4,40	705
	2.	1968	0,02	1920
8	1.	725	2,30	714
	2.	1970	0,02	1945

Při porovnání výsledků z měření a ze simulací, lze nalézt mírné rozdíly; to je zapříčiněno zejména zjednodušením simulačního modelu (zejména model vnitřních vrstev a měděných ploch). Nicméně ze získaných údajů lze vyvodit stejné závěry.

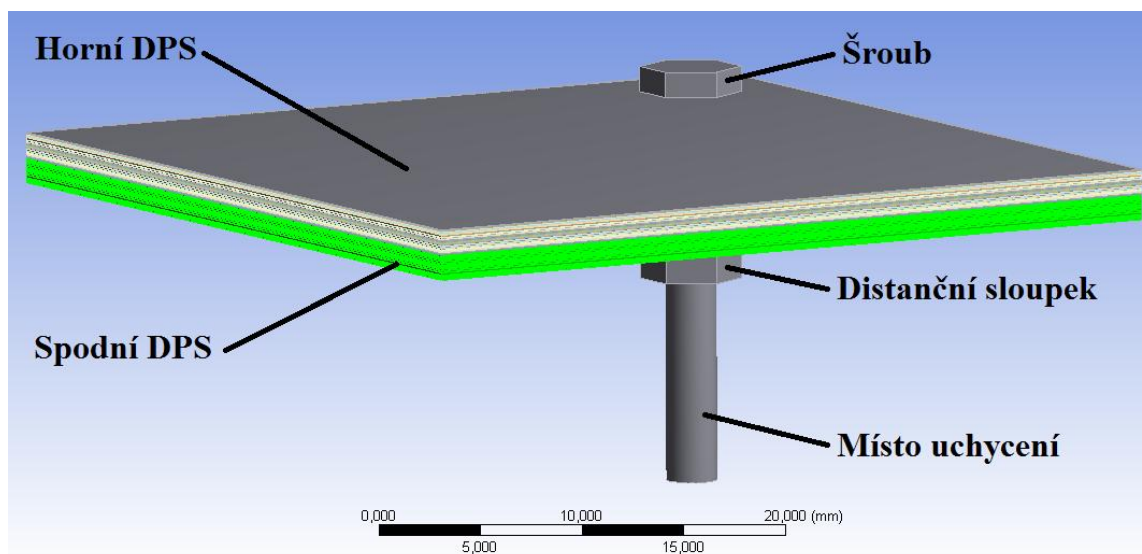
Jak bylo zjištěno, vliv kavit na mechanické vlastnosti desek plošných spojů není příliš výrazný, avšak pokud deska obsahuje větší množství součástek, které je třeba umístit v kavitách, je výhodnější využít více kavit na jedné desce, namísto jedné velké kavity. Při návrhu je pak také vhodné dbát na umístění kavity na desce, neboť i toto umístění může hrát v konečném výsledku roli při působení vibrací na elektronický systém.

## 6.4 MECHANICKÉ VLASTNOSTI SYSTÉMU DVOU DESEK

S ohledem na fakt, že tato práce byla vázána na evropský projekt Board on Board (BoB), bylo důležité také vyšetřit chování propojení dvou DPS, při zátěži vibracemi, což byl jeden ze stěžejních úkolů v rámci tohoto projektu. Pro tyto účely byl upraven model z předchozích částí, kdy byla vytvořená deska duplikována a bylo upraveno uchycení obou desek, prostřednictvím šroubů v rozích a distančních sloupků.

### 6.4.1 Simulace sestavy

Jako výchozí model sloužila jednoduchá varianta propojení dvou desek pomocí šroubů v rozích (viz Obr. 50). Na tomto modelu také probíhala kalibrace s měřením, pro ověření získaných výsledků s praxí. Takto ověřený model pak mohl být použit v dalším zkoumání, kde byl modifikován způsob propojení desek.

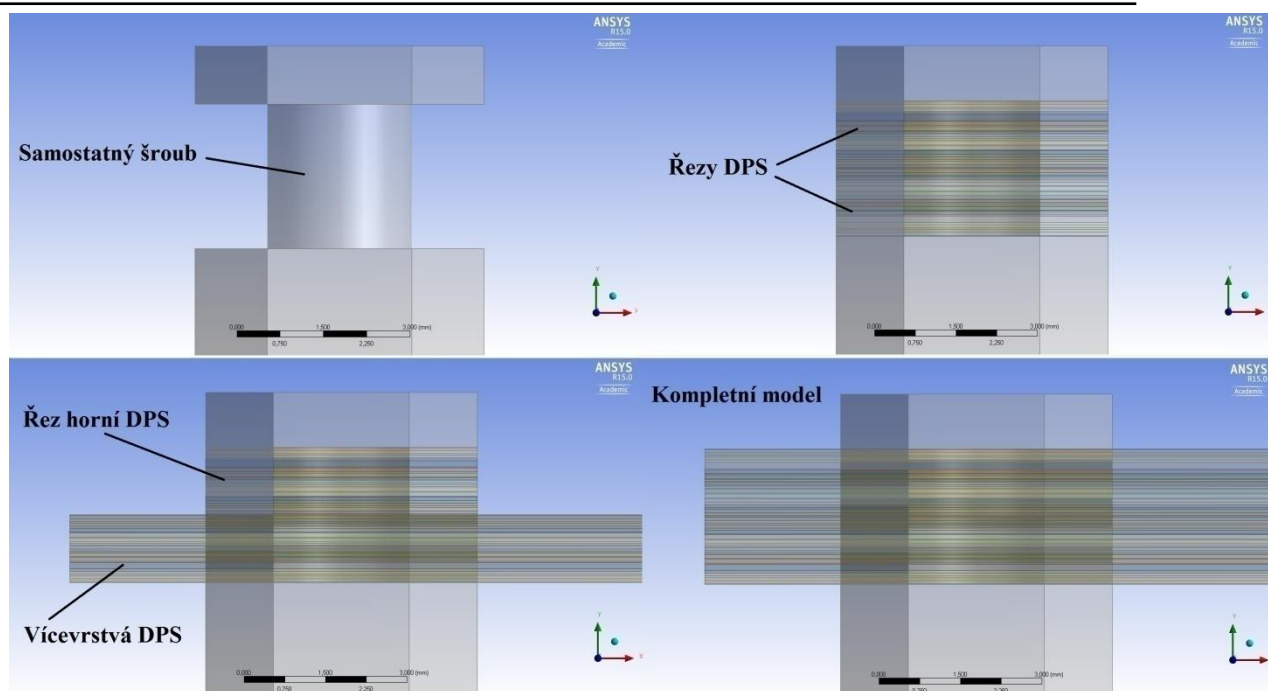


**Obr. 50:** Základní model pro vyšetření propojení dvou desek.

Uvedený počáteční model sestával ze dvou desek o rozměrech 80 x 80 x 1,248 mm, které byly propojeny čtyřmi šrouby v rozích DPS. Uchycovací šrouby byly pevně fixovány v jejich spodní části, jak je uvedeno na Obr. 50. Vzdálenost mezi okrajem desky a středem otvoru pro šroub byla 5 mm. Díky symetrii v osách  $x$  a  $z$  mohla být využita čtvrtina modelu.

Při vytváření výpočetního modelu byl identifikován problém s definicí kontaktu mezi dvěma deskami. Ačkoli byly DPS v kontaktu, nebyly spolu přímo spojeny, například lepidlem či pájkou. Z tohoto důvodu nemohl být kontakt mezi nimi nastaven jako "pevný" (Bonded), neboť při tomto nastavení se soustava chová jako jeden celek (namísto dvou desek s tloušťkou 1,248 mm jako jedna deska s tloušťkou 2,496 mm). Výsledná frekvence tak byla téměř dvakrát vyšší než naměřená hodnota u testovacího vzorku. Pro odstranění tohoto jevu, byl kontakt definován jako "neoddělitelný" (No Separation); u tohoto kontaktu se nemohou od sebe tělesa vzdálit, ale je umožněn jejich relativní pohyb. V tomto případě se již sestava chovala podle očekávání, avšak výsledná rezonance byla stále výrazně posunuta oproti měřeným výsledkům.

Pro přesné nastavení a dosažení požadovaného efektu, kdy je sestava dvou desek upnuta pouze krajními šrouby, byla oddělena část desky pod šrouby od desek samotných (byly vytvořeny řezy desek v oblasti pod šroubem) a pro tyto řezy byly kontakty definovány zvlášť pro každý jednotlivý prvek. Lépe je tato situace vidět na Obr. 51.



Obr. 51: Zobrazení jednotlivých částí při simulaci systému dvou DPS.

Na obrázku jde postupně vidět model samostatného šroubu (nahore vlevo), dále pak vytvoření výřezů vícevrstevných DPS v oblasti mezi horní maticí a spodním distančním sloupkem (nahore vpravo), kompletace spodní desky - doplnění o vícevrstvou desku s výřezem (dole vlevo) a celkový pohled na výpočetní model dvou DPS (dole vpravo).

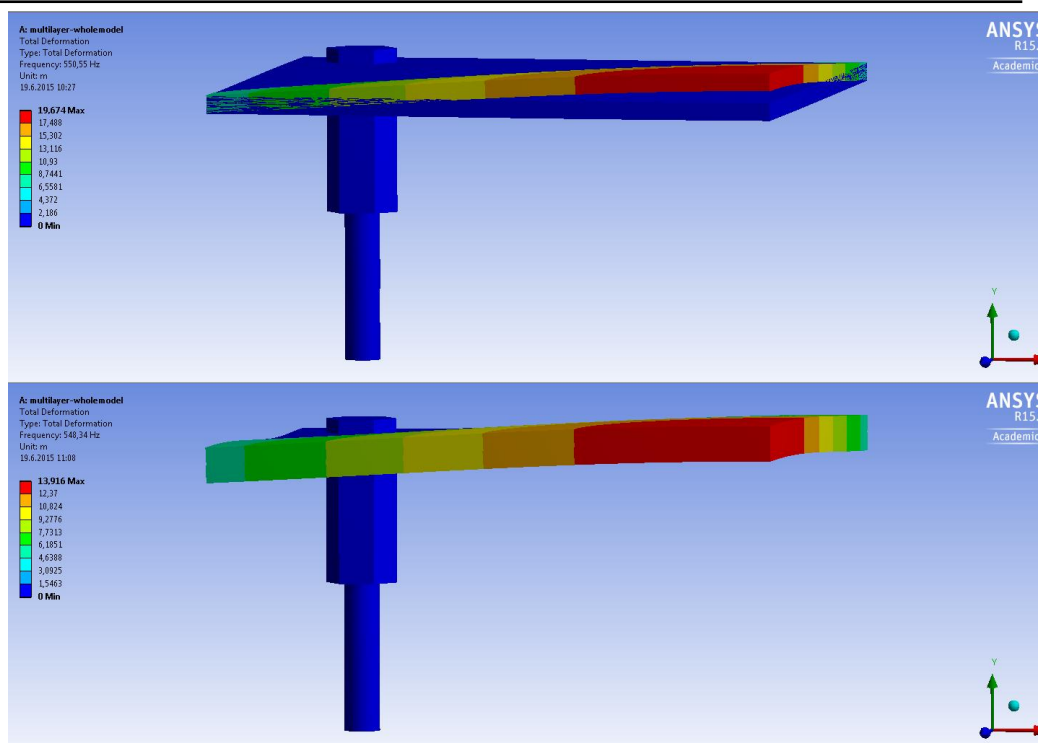
Nastavení kontaktů mezi objekty bylo následující:

- Řezy DPS + šroub = kontakt No Separation
- Řezy DPS + DPS = kontakt Bonded
- Řezy DPS mezi sebou = kontakt Bonded
- DPS mezi sebou = kontakt No Separation

Na základě těchto úprav již byl získán výpočetní model, který se choval obdobně jako reálná struktura. Výsledné rezonanční frekvence pro jednotlivé verze modelů jsou shrnuty v Tab. 23. Deformační tvar pro špatně a správně nastavený kontakt mezi deskami je poté vidět na Obr. 52.

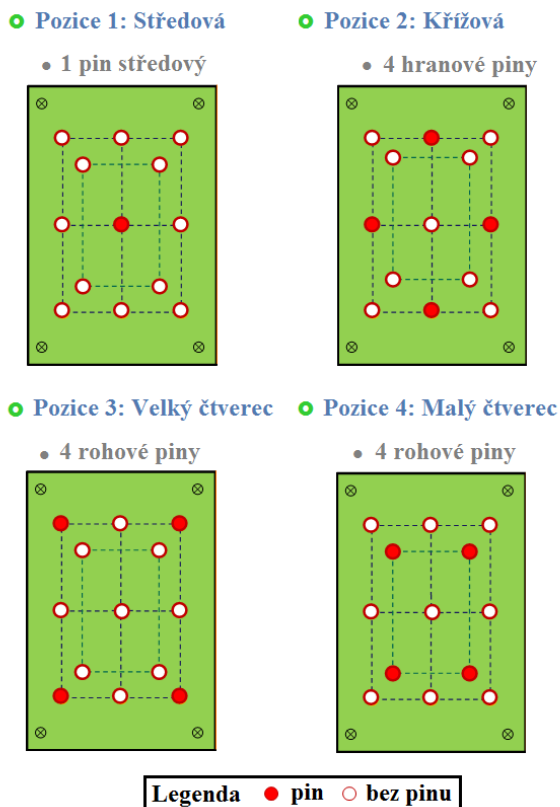
Tab. 23. Porovnání výsledků pro různě definované kontakty desek.

Kontakt mezi dvěma DPS	Rezonanční frekvence [Hz]
Bonded	941,69
No Separation	548,34
No Separation + Řezy pod šroubem	553,58
<i>Měřený údaj</i>	<i>561</i>



**Obr. 52:** Deformační tvar systému dvou DPS při špatně (nahore) a správně (dole) nastaveném kontaktu.

Kromě jednoduchého propojení desek byl sledován také vliv propojení obou desek prostřednictvím kovového pinu. Byly zvoleny čtyři pozice pinů, které byly označeny jako: středová, křížová, malý čtverec a velký čtverec; všechny konfigurace jsou uvedeny na Obr. 53.



**Obr. 53:** Rozložení propojovacích pinů.

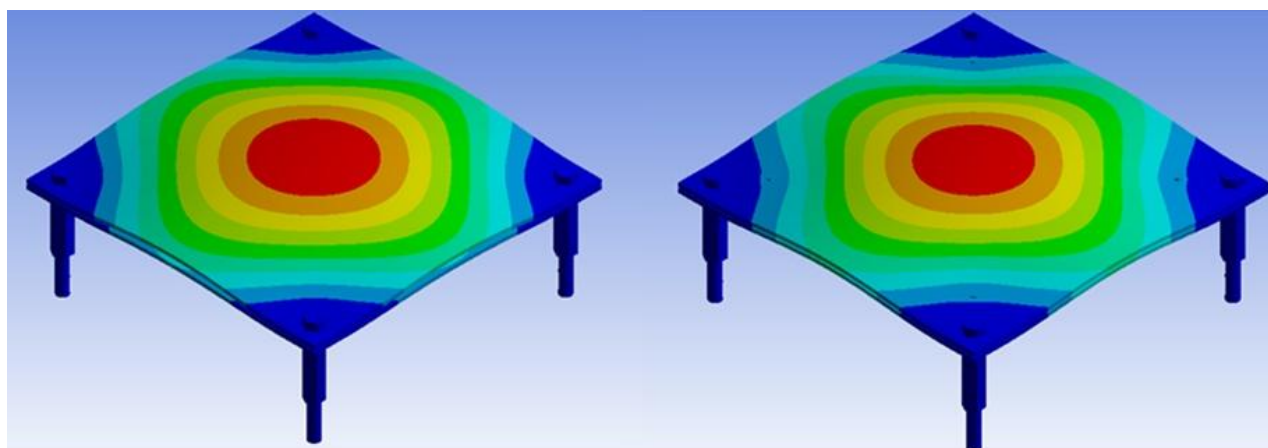
(Pozn. s ohledem na čas potřebný k výpočtu simulace s vícevrstvou deskou bylo při těchto experimentech pracováno nejdříve s jednovrstvými deskami s podobnými materiálovými vlastnostmi jako u vícevrstevných desek. Ačkoli jsou výsledky mírně odlišné než u vícevrstvé desky, relativní změny jsou shodné - viz tabulka 24, výsledky pro komplexní desku jsou pak uvedeny v Tab. 26).

Pro každou variantu byla vypočtena rezonanční frekvence sestavy a také maximální výchylka. Výsledky jsou shrnuty v Tab. 24. Pro sestavu desek bez propojovacího pinu byly získány dvě blízké rezonanční frekvence, pro každou desku jedna. Přičemž nižší rezonanční frekvence byla zaznamenána u horní desky. Při propojení desek pinem byla zaznamenána pro obě desky stejná rezonanční frekvence a sestava tak rezonovala jako jeden celek. Z výsledků je zřejmé, že přidáním středního pinu se mechanické vlastnosti systému příliš nezmění. Naproti tomu, u dalších variant je již změna rezonanční frekvence daleko větší. Nejvýraznější změnu přinesla konfigurace pinů v pozici velký čtverec, kde jsou piny v blízkosti uchycovacích šroubů v rohu.

Tab. 24. Výsledné hodnoty pro sestavu desek s propojovacími piny.

Pozice pinu	Rezonanční frekvence [Hz]	Maximální výchylka [μm]
Bez pinu	546,8	25,6
Středová	546,7	25,4
Křížová	582,9	24,6
Malý čtverec	638,6	23,4
Velký čtverec	661,0	22,5

Kromě absolutních hodnot uvedených v Tab. 24, byl také kontrolován tvar deformace desky při rezonanční frekvenci, jak je ukázáno na Obr. 54.

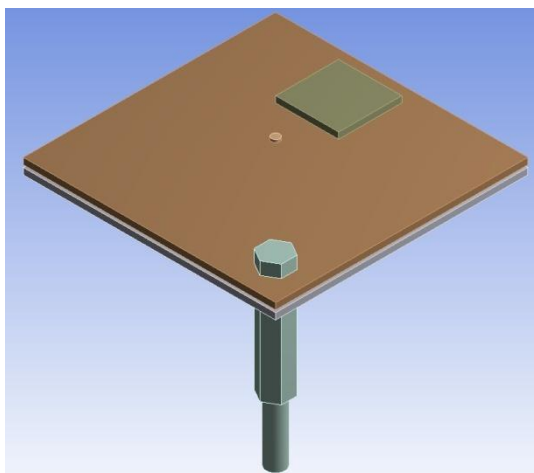


Obr. 54: Deformace desek bez (vlevo) a s piny (vpravo); rozložení pinů typu velký čtverec.

Deformace systému bez pinů je nepatrně odlišná než při použití pinů. Vrchní DPS se deformuje více než spodní a mezera mezi nimi se tímto zvětšuje. To může být velice nebezpečné, neboť při vibraci desek může dojít k doteku desek mezi sebou, což by zapříčinilo spolehlivostní problémy

kompletní elektronické sestavy. Pokud však systém obsahuje piny, desky rezonují ve fázi a mezera mezi nimi tak zůstává konstantní.

Předchozí simulace byly prováděny pro holou DPS, s čímž se však v praxi nesetkáme, proto byly získané výsledky ověřeny na modelu desky se součástkami. Vzhledem k tvaru deformace, je zřejmé, že největší vliv na rezonanci budou mít součástky umístěné okolo středu desky. Proto byla deska osazena pouzdem typu BGA v blízkosti jejího středu. Vzhledem k použité symetrii tak byla vytvořena DPS se čtyřmi SMD prvky (viz Obr. 55).



Obr. 55: DPS osazená pouzdem BGA na horní straně.

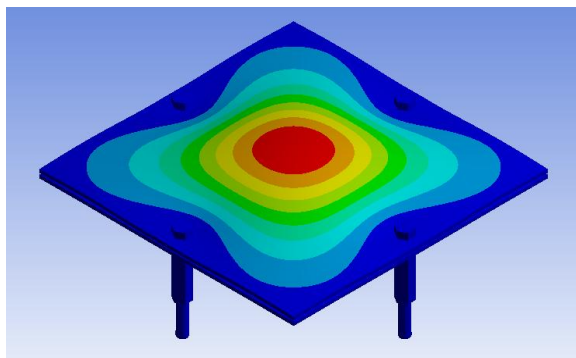
Výsledná rezonanční frekvence byla o něco málo nižší; podobně i maximální výchylka byla vyšší než v předchozích případech. Velikost změny přitom záleží na mnoha faktorech, zejména na váze a velikosti komponentu a pak také na tuhosti DPS. U desek s vyšším modulem pružnosti není změna příliš velká, u desek "měkčích", či tenčích pak může být vliv značný. Důležitým poznatkem však je, že byla tendence u desky s komponenty stejná jako u holé desky; získaná data jsou shrnuta v následující tabulce.

Tab. 25. Vypočítané hodnoty pro DPS s komponenty.

Pozice pinu	Rezonanční frekvence [Hz]	Maximální výchylka[ $\mu\text{m}$ ]
Bez pinu	545,9	25,6
Středová	545,3	25,5
Křížová	579,8	24,7
Malý čtverec	633,3	23,5
Velký čtverec	658,9	22,6

Poslední modifikací v rámci studie propojení dvou desek bylo uchycení DPS uprostřed jejich strany, viz Obr. 56. Pro tento typ uchycení bylo použito stejné nastavení simulace jako v předchozím případě a výsledky byly porovnány. Rezonanční frekvence desky pro DPS bez pinů

byla 824 Hz. Nejvyšší získaná frekvence byla podobně jako pro uchycení v rozích získaná pro rozložení pinů v podobě velkého čtverce, přičemž výsledná hodnota byla 1004 Hz. Maximální výchylka pro všechny konfigurace, včetně desek bez pinu, byla okolo 20  $\mu\text{m}$  a příliš se neměnila.

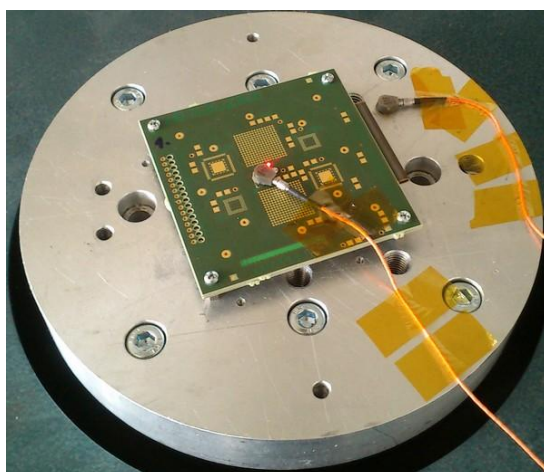


Obr. 56: Deformace desky při uchycení šroubů uprostřed hrany.

### 6.4.2 Ověření simulačních výsledků

Stejně jako v předchozích případech, i zde bylo nezbytné ověření simulací pomocí experimentu. Ten probíhal obdobně jako v dříve popisovaných případech, s tím rozdílem, že zde byly použity kromě piezoelektrických akcelometrů také laserové vibrometry (OMETRON VH-1000-D). Měřicí rozsah byl v rozmezí frekvencí 10-2000 Hz s akcelerací 0,3  $g_n$ .

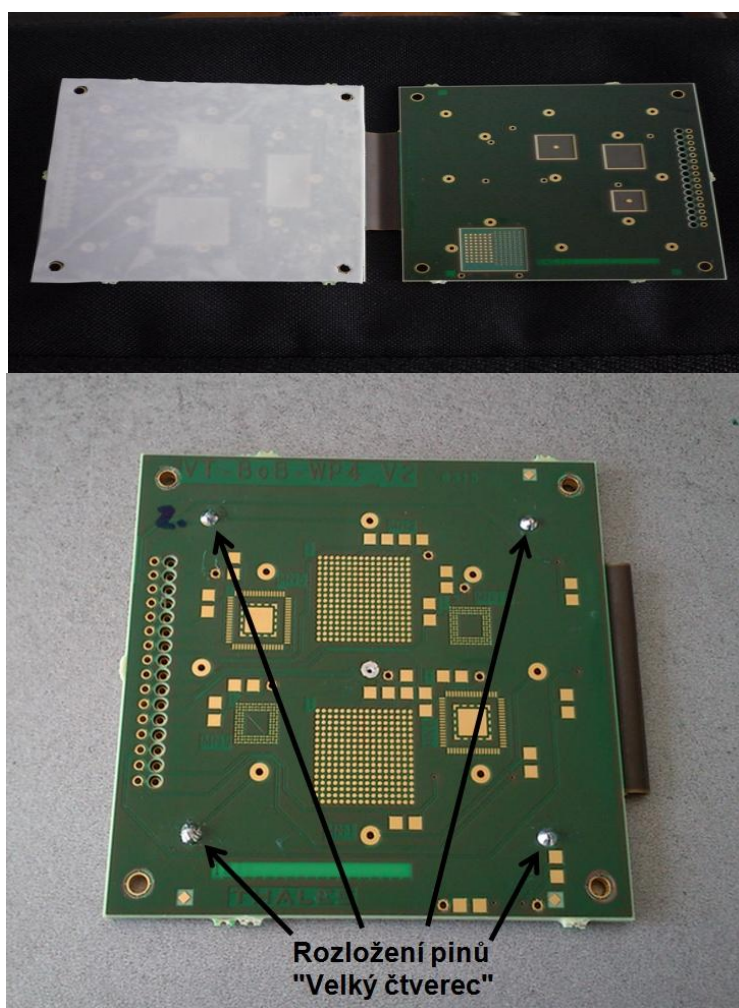
Ověření probíhalo na několika typech testovacích vzorků s různými modifikacemi. Prvním vzorkem byla jedna DPS samostatně uchycená, druhým pak systém dvou desek, které byly uchyceny pomocí krajních šroubů typu M2,5 k distančním sloupkům. Třetí vzorek byl opět systém dvou desek jako v případě předchozím, přičemž byly desky ještě navíc propojeny pomocí připájeného pinu uprostřed. Testovaný vzorek na měřicím pracovišti je ukázán na Obr. 57.



Obr. 57: DPS připravená k měření na vibračním stolku.

V Tab. 26 jsou shrnuty výsledky z měření; rezonanční frekvence je téměř shodná pro konfigurace dvou desek s pinem a bez pinu. Podobně tomu také bylo u maximálního vychýlení. Měření rezonance jedné desky bylo provedeno zejména pro porovnání a ověření vlivu spojení dvou desek do jednoho systému, ale také k určení změny rezonance a vychýlení oproti samostatné desce. Jak je zřejmé z výsledků, tato diference je pouze několik hertzů.

Další variantou bylo použití vrstvy mezi deskami, která byla realizována silikonovou fólií (Obr. 58). Rezonanční frekvence při této modifikaci poklesla asi o 25 Hz jak u měření, tak v simulaci. Kromě toho ale v experimentu také značně poklesla maximální výchylka systému; tento efekt však v simulaci nenastal, a to zejména kvůli chování silikonové vrstvy v praxi, kdy je tato vrstva schopna měnit svůj tvar a absorbovat tak určité množství vibrací. V programu se však silikon chová jako solidní a k deformaci tak dochází pouze působícím tlakem, který je přepočítáván výpočtním jádrem. Tento nedostatek byl tedy upraven pomocí nastavení tlumicího faktoru.



**Obr. 58:** Použití silikonové fólie (nahore) a propojení desek pomocí pinů (dole).

Poslední variantou bylo spojení desek pomocí pinů v rozložení Velký čtverec (Obr. 58), tak jak bylo popsáno dříve. Potvrdil se poznatek, že tato úprava vychází jako nejlepší z hlediska rezonanční frekvence i maximálního vychýlení.

Tab. 26. Experimentální data z měření.

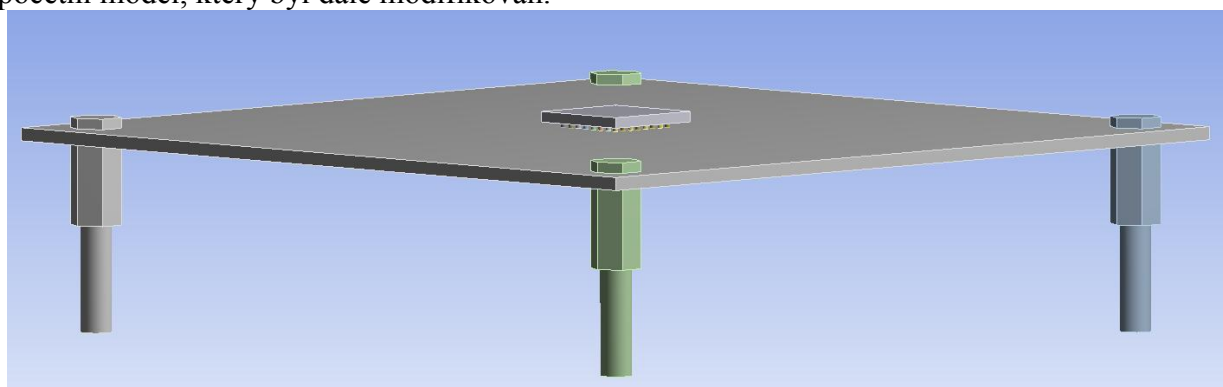
	Testovaná deska	Frekvence [Hz]	Zrychlení [ $m/s^2$ ]	Maximální výchylka [ $\mu m$ ]
Simulace	Samostatná DPS	550,67	335,69	28,04
Měření		551	331,3	27,6
Simulace	Soustava dvou DPS	555,12	334,67	27,51
Měření		561	350,3	28,2
Simulace	Soustava s pinem uprostřed	550,44	337,03	28,17
Měření		562	353,4	28,3
Simulace	Soustava s vrstvou 380 $\mu m$ silikonu	529,9	249,46	22,522
Měření		524	252,5	23,3
Simulace	Soustava s pinem (velký čtverec)	613,07	336,54	22,681
Měření		615	402,3	26,9

## 6.5 VLIV VIBRACÍ NA ELEKTRONICKÉ KOMPONENTY

V dřívějších experimentech bylo povětšinou pracováno s holými deskami plošných spojů. V této kapitole proto je přiblíženo chování DPS s osazenými součástkami a ověřen rozdíl mezi těmito variantami.

Pro pochopení vlivu součástek na mechanické vlastnosti desky, byla pozornost věnována situaci, kdy je na DPS umístěna pouze jedna součástka. Pro ni byla vytvořena série simulací, kdy byla měněna pozice součástky a její tvar, přičemž jednotlivé možnosti byly verifikovány.

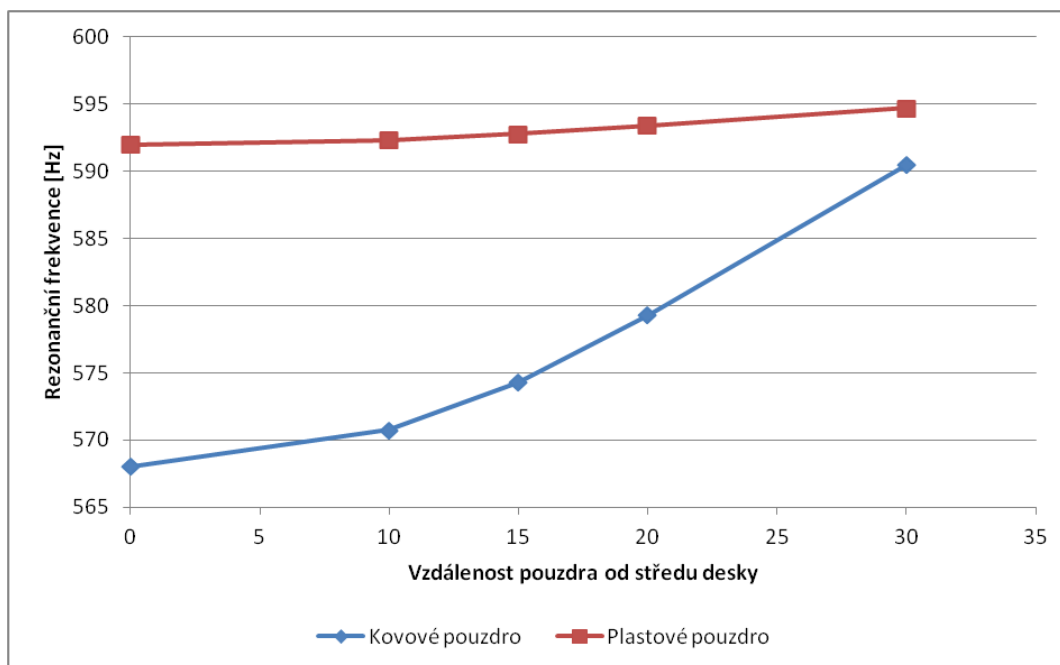
Pro tyto simulace bylo zvoleno pouzdro typu BGA, a to zejména pro její časté použití, ale také z toho důvodu, že se často jedná o největší součástku na substrátu; a jak bylo zjištěno dříve, větší součástky mají výraznější vliv na výsledné charakteristiky. Na Obr. 59 můžeme vidět výchozí výpočetní model, který byl dále modifikován.



Obr. 59: Výpočetní model desky s pouzdem BGA v jejím středu.

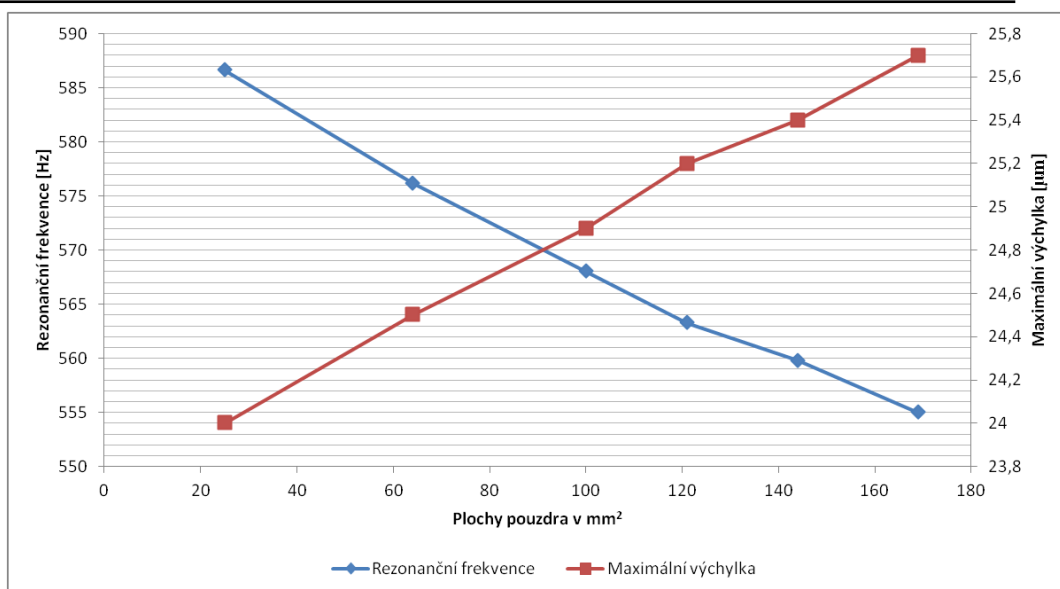
Vycházeno bylo z pouzdra s kovovým víčkem o velikosti 10 x 10 mm, jehož váha byla 0,8 gramu. To bylo umístěno ve středu desky; v rámci prvních simulací se měnila právě pozice pouzdra a sledována byla odezva na celkovou rezonanci systému. Pouzdro s kovovým víčkem bylo voleno zejména kvůli většímu ovlivnění charakteristik; v grafu níže je porovnáno s častěji používaným plastovým pouzdrům o hmotnosti 0,1 gramu (Obr. 60).

Lze odečíst, že umístěním pouzdra blíže ke kraji desky lze posunout rezonanční frekvenci o desítky hertzů výše, to však silně závisí na hmotnosti sledovaného pouzdra, neboť jak jde vidět i u plastového typu je posun v tomto případě minimální. Podobně je tomu i u maximální výchylky systému. Při nastavení tlumení okolo 3% byla změna pro kovové pouzdro asi jeden mikrometr, v případě plastového pak byla změna 0,1  $\mu\text{m}$ . Rezonance holé desky bez jakékoli součástky vycházela 595,53 Hz s vychýlením 23,6  $\mu\text{m}$ .



Obr. 60: Graf závislosti pozice pouzdra a rezonanční frekvence.

V dalším experimentu byla měněna velikost pouzdra, které bylo opět umístěno uprostřed desky. Výška pouzdra 1 mm zůstala ve všech případech stejná a byly měněny pouze délky stran. Kromě výchozího rozměru o délce strany 10 mm, byly dále vyšetřeny délky stran 5, 8, 11, 12 a 13 mm. Byla sledována jak rezonanční frekvence, tak také maximální výchylka. Z grafů je jednoznačně vidět lineární závislost velikosti pouzdra na rezonanci.



Obr. 61: Vliv plochy pouzdra na rezonanci.

Dalo by se předpokládat, že změna rezonance je dána především změnou hmotnosti pouzdra při zvětšování plochy pouzdra, avšak tato domněnka není zcela správná. Abychom ověřili tuto skutečnost, porovnali jsme tři různé velikosti pouzdra a to 12 x 12, 11 x 11 a 5 x 5 mm (výsledky označeny jako *Původní data*) s pouzdrem o velikosti 10 x 10 mm s pozměněnými vlastnostmi, tak aby mělo stejnou hmotnost jako větší, respektive menší pouzdra (*Upravená data*). Výsledky jsou přehledně shrnuty v Tab. 27, kde lze vidět, že čím více se odchylujeme od původního rozměru, tím dochází k většímu rozptylu hodnot.

Tab. 27. Srovnání výsledků pro různé velikosti pouzdra a pouzdra s pozměněnou hmotností.

Rozměr pouzdra [mm]	Hmotnost [g]	Původní data		Rozměr pouzdra [mm]	Upravená data		Rozdíl	
		[Hz]	[µm]		[Hz]	[µm]	[Hz]	[µm]
5 x 5	0,19625	586,64	24	10 x 10	596,45	23,5	9,81	-0,5
11 x 11	0,94985	563,26	25,2	10 x 10	560,68	25,4	-2,58	0,2
12 x 12	1,1304	559,77	25,4	10 x 10	552,91	25,8	-6,86	0,4

Kromě pozice a velikosti pouzdra byl sledován také samotný model pouzdra a jeho role v analýze. Přitom byly porovnány výsledky pro pouzdro bez vývodů, přímo připojené na substrát a komplexní model (včetně kulovitých vývodů v případě pouzdra BGA). Vyjma pouzdra BGA bylo testováno také pouzdro typu QFP, pro širší přehled v této oblasti.

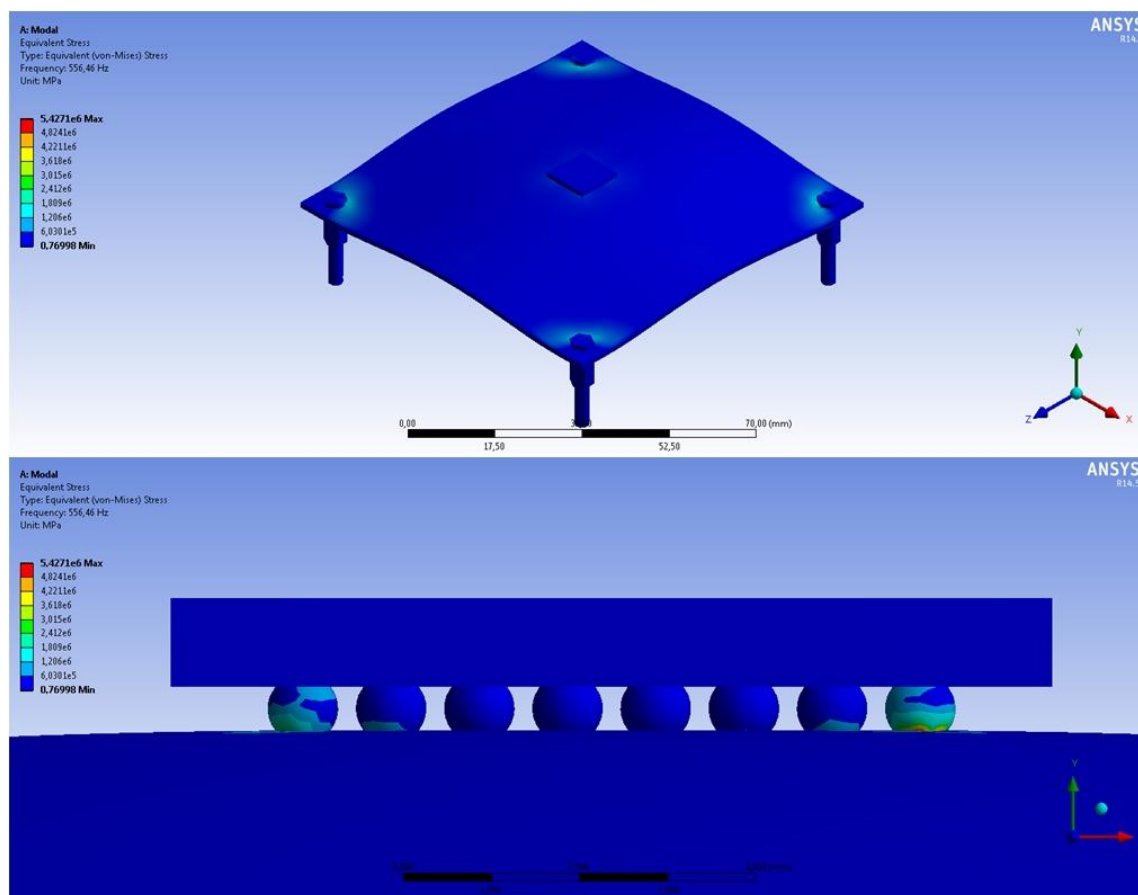
Testy probíhaly na pouzdře o rozměrech 10 x 10 mm, přičemž v prvním případě bylo pouzdro modelováno jako samostatný box připojený svou spodní stranou přímo na substrát. V dalších variantách pak byly vytvořeny vývody pro pouzdro BGA, a to nejdříve válcového tvaru s výškou 0,5 mm a dále pak kuličkového tvaru, se kterým se zpravidla u tohoto pouzdra setkáváme. Tímto byl ověřen rozdíl mezi zjednodušeným tvarem (ve formě válce) a reálným tvarem kuliček, která jsou pro modelování daleko složitější. Z výsledků v Tab. 28 lze vidět, že rozdíl mezi těmito variantami není příliš velký a proto si v některých případech můžeme toto zjednodušení dovolit. Naproti tomu, rozdíl mezi výsledky pouzdra bez a s vývody je daleko podstatnější a proto je příhodné vývody pro danou simulaci modelovat a nepracovat pouze se samostatnými bloky.

Menší vliv byl zaznamenán u pouzdra QFP, což bylo dáno množstvím vývodů, které spojovaly pouzdro po všech čtyřech stranách se substrátem. Na základě toho tak byl kontakt mezi pouzdrům a substrátem charakterizován obdobně, jako kdybychom pouzdro připojili přímo na substrát.

**Tab. 28.** Tabulka výsledků pro pouzdra s vývody.

Typ pouzdra	Tvar vývodů	Frekvence [Hz]	Maximální výchylka [ $\mu\text{m}$ ]	Zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]
10 x 10 mm	bez vývodů	568,03	24,9	318
BGA	válcové	558,39	25,5	313
	kuličkové	556,46	25,6	312
QFP	gull wing	564,73	25,1	317

Tvarování vývodů má ještě jednu důležitou roli, a to pokud se nebudeme zabývat v našich simulacích pouze rezonancí systému, ale budeme požadovat také výstup ve formě mechanického pnutí. Zde je pak nutné přesně definovat všechny tvary a velikosti se značnou přesností, abychom dosáhli požadovaného výstupu. Tento poznatek je prezentován na Obr. 62, kde lze vidět rozložení mechanického pnutí pro celkovou desku a dále pak v detailu pro pouzdro BGA.



**Obr. 62:** Rozložení mechanického pnutí na celé desce (nahore) a v detailu pro pouzdro BGA (dole).

Na základě získaných údajů mechanického pnutí jsme pak schopni určit pravděpodobné místo poruchy, podle toho, který spoj se namáhá nejvíce. V případě výše uvedeného pouzdra BGA jsou to krajní vývody. Podle velikosti pnutí jsme také dále schopni vypočítat dobu do poruchy a v případě, že je tato doba kratší, než je požadováno, můžeme pomocí simulace optimalizovat umístění pouzdra na substrátu.

## 7 DEFINICE POSTUPU PRO MECHANICKÉ TESTOVÁNÍ DPS

V předchozích kapitolách byly popsány parametry, které ovlivňují rezonanci elektronických systémů. Tyto poznatky byly poté přeneseny do tvorby výpočetních modelů, které následně mohou sloužit jako nástroje pro definici optimálního návrhu desky plošných spojů z hlediska vibrací. Aby bylo možné tyto výpočetní modely správně vytvořit, je nezbytné postupovat podle přesně dané metodologie, která je jedním z výstupů této práce.

Tuto metodologii lze shrnout do několika klíčových bodů:

- zpracování vstupních dat a požadavků
- příprava testovacích vzorků pro experimentální měření
- měření vzorků pomocí vibračního stolku a akcelometrů
- vyhodnocení získaných údajů a stanovení vstupních dat pro simulace
- příprava materiálových dat, tvorba výpočetního modelu, nastavení simulace
- vyhodnocení modální a harmonické analýzy, porovnání s reálným měřením
- případná úprava vstupních dat simulace a kalibrace
- finální vyhodnocení počítačové kalkulace
- úprava výpočetního modelu podle požadavků
- export výstupních dat podle zadání

### 7.1 ZPRACOVÁNÍ VSTUPNÍCH DAT A POŽADAVKŮ

Prvním krokem před samotným započítáním samotných prací je definice požadavku na vyvíjený produkt/elektronickou desku. Je nezbytné zvážit, kde a jakým způsobem bude deska použita, jaké jsou například okolní podmínky (vlhkost, teplota apod.), jaké jsou možnosti uchycení desky, které komponenty budou na desce osazeny, atd. Na základě těchto údajů musíme definovat vstupní data pro simulace i měření. Přitom zásadní je určit materiál DPS a také rozmezí testování vzorku, tzn. meze rezonančních frekvencí (např. jako v našem případě od 10 do 2000 Hz při zrychlení  $0,3 g_n$ ). Kromě toho je třeba také vypočítat, případně pomocí experimentu zjistit hodnotu tlumení sestavy, abychom byli schopni správně nastavit harmonickou analýzu.

### 7.2 PŘÍPRAVA TESTOVACÍCH VZORKŮ PRO EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

Jak bylo v této práci několikrát uvedeno, nelze využít samostatné počítačové simulace, ale je nezbytné výsledky (ať již konečné, či průběžné) ověřit praktickým měřením. Z tohoto důvodu je nutné zajistit odpovídající testovací vzorky, na kterých lze zjistit vstupní data pro simulace

(pakliže neexistuje jiný způsob jak tyto data vypočítat). Kromě vstupních dat by však tyto vzorky měly sloužit k ověření prvotních simulací s jednoduššími strukturami, například pokud je ve výsledku požadována složitá vícevrstvá deska. Pro každé měření musí být přichystány minimálně tři testovací vzorky, abychom zajistili vypovídající hodnotu měření, případně byli schopni detekovat chybu měření. Ačkoli je často složité vyrobit zcela totožné desky plošných spojů, je nezbytné, aby se testovací vzorky shodovaly; a to jak mezi sebou, tak také s výpočetním modelem.

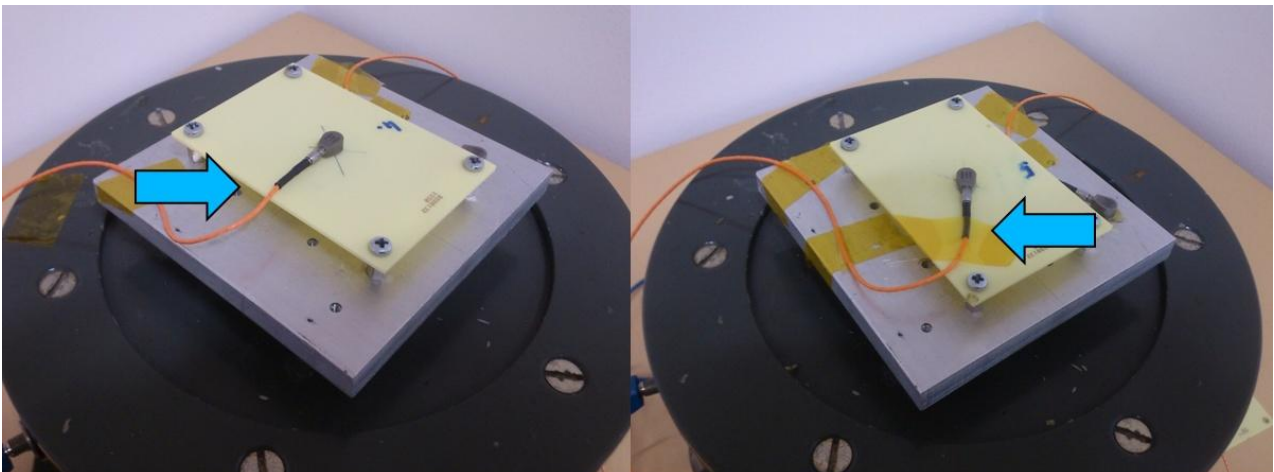
### 7.3 MĚŘENÍ VZORKŮ POMOCÍ VIBRAČNÍHO STOLKU A AKCELOMETRŮ

Pro měření testovacích vzorků je výhodné použít vibrační stůl, který je kalibrován, tzn. u kterého je zajištěna správně nastavená zpětná vazba. Pro přesnost měření je vhodné využít laserové vibrometry. Pokud však máme k dispozici pouze piezoelektrické akcelometry je nezbytné počítat s jejich váhou, která ovlivňuje jak rezonanční frekvenci, tak vychýlení systému. Tyto údaje je pak nezbytné zahrnout také do simulací.

Experimentální měření má obdobně jako i počítačové simulace svá úskalí, na které je nutno pamatovat. Při měření testovacích vzorků pomocí piezoelektrických akcelometrů bylo zjištěno, že kromě jiného ovlivňuje měřené výsledky zejména:

- **uchycení kabelu** (ten by měl být přichycen k DPS a co nejkratší možnou cestou veden směrem k uchycovacímu šroubu a dále pak k měřící aparatuře. Při měření bez uchycení kabelu byla zjištěna chyba měření větší než 20%, naopak při správném způsobu uchycení byla tato chyba pod 10%, viz Obr. 63).

- **objem včelího vosku** (který je použit pro připevnění senzoru k DPS. Jeho množství by mělo být co nejmenší, zároveň by však mělo senzor spolehlivě uchytit k desce. Při použití většího množství včelího vosku může dojít jeho pomocí k útlumu zrychlení, které je pak špatně vyhodnoceno).



Obr. 63: Měření bez uchycení kabelu (vlevo) a se správným způsobem uchycení (vpravo).

## 7.4 VYHODNOCENÍ ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ A STANOVENÍ VSTUPNÍCH DAT PRO SIMULACE

Jak již bylo předesláno, je třeba zajistit vypovídající hodnotu měření. Proto bychom měli mít k dispozici více testovacích vzorků, jejichž výsledky bychom měli dále statisticky vyhodnotit. Pokud je chyba měření větší jak 5% je nezbytné zkontrolovat způsob měření a nalézt příčinu odchylky. Možné chyby způsobené akcelometrem byly popsány dříve, často se však může také jednat o způsob uchycení (například dotažení uchycovacích šroubů) či o rozdíly mezi testovacími vzorky. Proto je záhodno ještě před samotným měřením zkontrolovat rozměry a proporce desky, zejména pak tloušťku desky a vzdálenost otvorů pro šroub od okraje.

Výstupem těchto prvních měření by měla být zejména rezonanční frekvence a maximální vychýlení sestavy. Právě maximální vychýlku obvykle nelze měřit přímo, a proto ji musíme vypočítat pomocí získané rychlosti a přepočtu přes zrychlení sestavy, kdy platí:

$$a = 2\pi f * v \quad (49)$$

$$d = \frac{a}{4\pi^2 f^2} \quad (50)$$

kde  $a$  je zrychlení,  $f$  je frekvence,  $v$  naměřená rychlost a  $d$  je maximální vychýlka.

## 7.5 PŘÍPRAVA MATERIÁLOVÝCH DAT, TVORBA VÝPOČETNÍHO MODELU, NASTAVENÍ SIMULACE

Díky měření bychom měli dostat požadované informace pro vstup, respektive ověření simulací. Jedná se tedy zejména o kontrolu materiálových vlastností a potvrzení rezonanční frekvence pro prvotní nastavení.

Ačkoli bývají většinou materiálové vlastnosti součástí katalogového listu DPS, často se jejich skutečné hodnoty odlišují. Proto je vhodné nastavit nejdříve simulaci podle dodaných hodnot, a pokud se výsledky neshodují upravit materiálová data podle měření. Kritickými parametry v tomto ohledu jsou Youngův modul pružnosti, hustota a Poissonova konstanta.

Kromě těchto údajů bychom z měření měli být také schopni určit hodnotu tlumení, díky níž následně můžeme provést harmonickou analýzu. Výsledek analýzy pak porovnáme s maximálním vychýlením měřeného vzorku.

Okrajové podmínky při těchto simulacích by měly být nastaveny co nejpřesněji podle reálného měření. Měla by být tedy modelována nejen samotná deska, ale také uchycovací šrouby, jež musí být fixovány obdobně, jako je tomu ve skutečnosti.

## 7.6 VYHODNOCENÍ MODÁLNÍ A HARMONICKÉ ANALÝZY, POROVNÁNÍ S REÁLNÝM MĚŘENÍM

Analogicky jako u měření je výstupem simulací rezonanční frekvence a maximální výchylka. Kromě těchto dvou hodnot získáme z modální analýzy také deformační tvar struktury, který nám ukazuje místo největšího vychýlení soustavy. V tomto místě by měl být také umístěn akcelometr při měření, pokud tomu tak není, je třeba umístění senzoru upravit.

I když je ve většině případů vyšetřován pouze první harmonický mód, můžeme se setkat i se situací, kdy je třeba prozkoumat i vyšší módy. V takovém případě je pak opět třeba zobrazit deformační tvary pro tyto módy a použít získané informace při měření.

V této fázi bychom měli mít funkční výpočetní model, který se shoduje s měřením. Pokud nedojde ke shodě výsledků, či je nutná pozdější úprava původních desek přistoupíme k dodatečným úpravám a kalibraci.

## 7.7 PŘÍPADNÁ ÚPRAVA VSTUPNÍCH DAT SIMULACE A KALIBRACE

Návrh DPS pro korektní mechanické chování je složitý proces a často v jeho průběhu dochází ke změnám původního zadání. Může dojít ke změně původně použitých materiálů, ke změně počtu vrstev desky, způsobu uchycení apod. V takovém případě je samozřejmě nutná i úprava vytvořeného modelu. Požadované změny zahrneme do simulace a opakujeme kroky 2 až 6.

## 7.8 FINÁLNÍ VYHODNOCENÍ POČÍTAČOVÉ KALKULACE

Kalibrované výsledky simulace vyhodnotíme podle zadaných požadavků. Nejdůležitější je splnit požadavky na rezonanci systému. Podle použití elektronické desky v praxi, bychom měli mít představu, jakému frekvenčnímu rozsahu vibrací bude zařízení vystaveno, a podle toho vyhodnotíme, zda leží rezonanční frekvence v tomto rozsahu či nikoli. Pokud elektronická sestava vibruje v tomto kritickém rozmezí, určíme vliv rezonance na elektronické komponenty podle hodnoty maximálního vychýlení, respektive podle deformace. Druhou možností je upravit sestavu tak, abychom její vlastní rezonanci posunuli mimo zadaný rozsah, k tomu můžeme využít buď změnu použitého materiálu, či úpravu uchycení.

## 7.9 ÚPRAVA VÝPOČETNÍHO MODELU PODLE POŽADAVKŮ

Předchozí práce se dají v podstatě označit jako přípravné, přičemž hlavní výhoda simulací se uplatní právě v tomto kroku, kdy kalibrovaný a ověřený výpočetní model můžeme dále upravovat. Můžeme měnit jak různé parametry desky, tak také ostatní faktory související s DPS. Velkou výhodou je možnost měnit počet, typ a pozici osazených součástek na desce a sledovat jakým způsobem ovlivňují rezonanci. Dále lze také různě upravovat upevnění desky, například

způsob a pozici uchycení, počet šroubů apod. Kromě změny modelu lze také jednoduše měnit zrychlení působící na zkoumanou sestavu, či přiřadit další vnější vlivy (síla, tlak, atd.).

### 7.10 EXPORT VÝSTUPNÍCH DAT PODLE ZADÁNÍ

V závěrečné fázi je třeba získané výsledky správně interpretovat a data z programu exportovat podle vstupního zadání. Kromě konkrétních hodnot rezonanční frekvence a maximální výchylky lze ze simulačního jádra získat další cenné údaje. Například díky poměru efektivní hmoty, která se podílí na vibracích systému, můžeme určit jaké procento z celku je již "vytřepáno" (u kterého již byla nalezena rezonanční frekvence). Mimo to, lze také určit rezonanční frekvence v různých osách (nejen ve vertikálním směru), již dříve zmiňované deformační tvary celku, mechanické pnutí při deformaci, atd.

Při exportu výsledků je vhodné k nim také přiřadit konkrétní nastavení simulace (materiálová data, popis geometrie, případně zobrazení sestavy). Tento způsob prezentace výsledků je důležitý zejména pokud máme mnoho podobných výsledků a bylo by těžké se v jejich množství orientovat.

## 8 OVĚŘENÍ METODOLOGIE NA TESTOVACÍM VZORKU

V poslední fázi jsme ověřovali metodiku stanovenou v kapitole 7, kdy jsme přesně postupovali podle jednotlivých kroků a takto vyhodnotili mechanické vlastnosti DPS při zatížení vibracemi. Cílem bylo ověřit správnost postupu a možnost stanovit rezonanci elektronické desky pomocí simulačních prostředků.

### 8.1 ZPRACOVÁNÍ VSTUPNÍCH DAT A POŽADAVKŮ

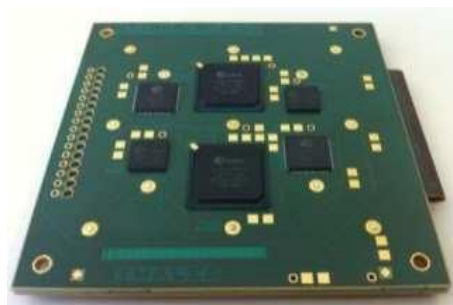
Pro toto ověření nám posloužil testovací vzorek pro spolehlivost projektu BoB. Ten sestával z dvou vícevrstvých DPS propojených pomocí flexibilního substrátu po straně. DPS byly osazeny součástkami od firmy Amkor, z toho byla vždy pouzdra po dvou: 256/LD PBGA, CTBGA 132 a 68LD QFN, umístěná okolo středu desky. Deska byla uchycena čtyřmi šrouby v rozích, stejným způsobem jak bylo popsáno v kapitole 6. Jako základní materiál desky plošných spojů zde byl použit kompozit MCL-E-679-W od firmy Hitachi, jeho materiálové vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 29. Testovací frekvenční rozsah byl pro všechny vzorky shodný, a to od 10 Hz do 2 kHz při zrychlení 0,3  $g_n$ .

Tab. 29. Vlastnosti materiálu MCL [27].

Vlastnost	Hodnota
Youngův modul pružnosti (Gpa)	23
Poissonova konstanta (-)	0,2
Hustota ( $kg.m^{-3}$ )	2000

### 8.2 PŘÍPRAVA TESTOVACÍCH VZORKŮ PRO EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

Před samotným testováním jsme provedli kontrolu vzorků, a to proměřením jejich rozměrů a kontrolou pozic osazených součástek. Na základě těchto měření jsme společně s dodaným layoutem DPS získali potřebná geometrická data k vytvoření výpočetního modelu. V této fázi jsme také připravili uchycení systému DPS na vibrační stolicí. To bylo realizováno obdobně jako v předchozích případech pomocí distančních sloupků. Systém dvou DPS, které byly podrobeny testům lze vidět na Obr. 64.



Obr. 64: Systém dvou DPS propojených pomocí flexibilní části.

### 8.3 MĚŘENÍ VZORKŮ POMOCÍ VIBRAČNÍHO STOLKU A AKCELOMETRŮ

Měření probíhalo na třech testovacích vzorcích popsaných výše. Desky byly vyrobeny francouzskou firmou Cimulec v rámci projektu BoB. Pro měření bylo využito pracoviště s vibračním stolem Derritron VP85, přičemž jako senzory byly použity laserové vibrometry Ometron VH-1000-D; pracoviště je blíže popsáno v kapitole 5.3. Výsledné rezonanční frekvence jednotlivých vzorků včetně chyb měření jsou pak shrnuty níže v Tab. 30.

### 8.4 VYHODNOCENÍ ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ A STANOVENÍ VSTUPNÍCH DAT PRO SIMULACE

Data získaná pomocí laserových vibrometrů jsme dále zpracovali tak, abychom mohli ověřit chybu měření. V Tab. 30 a 31 jsou uvedeny výsledné hodnoty rezonanční frekvence a rychlosti pro jednotlivé vzorky. V případě rezonanční frekvence byly výsledky téměř shodné, při měření rychlosti pak byla chyba měření do 3%.

Tab. 30. Rezonanční frekvence pro testovací vzorky.

	Rezonanční frekvence [Hz]	Aritmetický průměr [Hz]	Směrodatná odchylka	Chyba [%]
Měření	562	561,0	2,16	0,3850
	558			
	563			

Tab. 31. Naměřené rychlosti testovacích vzorků.

	Rychlost [mm/s]	Aritmetický průměr [mm/s]	Směrodatná odchylka	Chyba [%]
Měření	101,4	101,9	3,04	2,9778
	105,2			
	99,2			

Výsledky rychlosti je třeba ještě dále upravit a to výpočtem zrychlení a maximální výchylky testovaných vzorků pomocí rovnic 49 a 50. Pokud tedy dosadíme naměřená data, dostáváme:

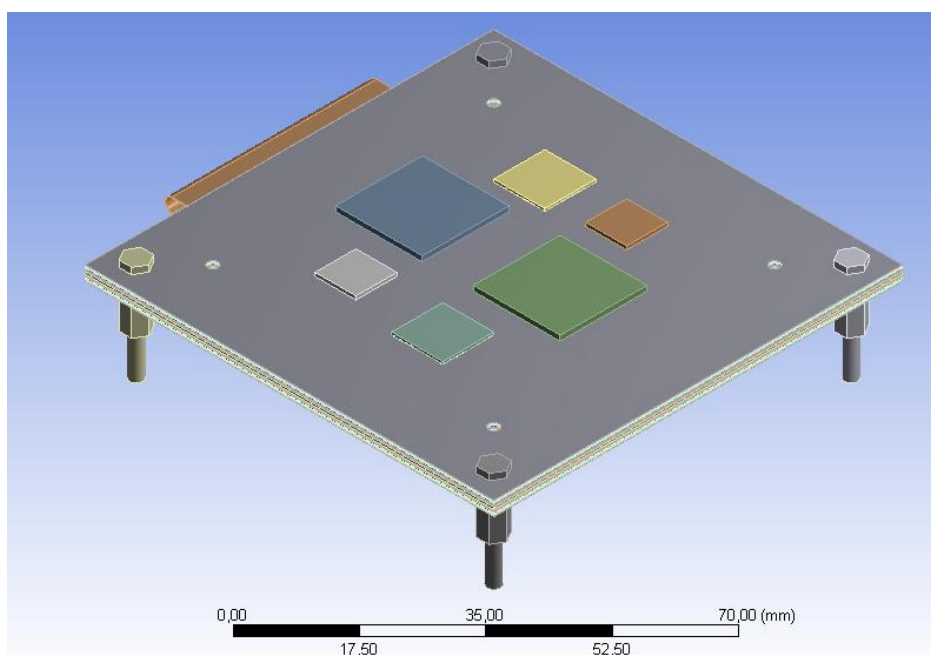
$$a = 2\pi f * v = 2\pi * 561 * 101,9 * 10^{-3} = 359,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$d = \frac{a}{4\pi^2 f^2} = \frac{359,18}{4\pi^2 561^2} = 28,91 * 10^{-6} \text{ m}$$

Pomocí výpočtu jsme tedy určili, že výsledné zrychlení soustavy je  $359,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  a maximální vychýlení je rovno  $28,91 \text{ } \mu\text{m}$ .

## 8.5 PŘÍPRAVA MATERIÁLOVÝCH DAT, TVORBA VÝPOČETNÍHO MODELU, NASTAVENÍ SIMULACE

Díky předchozím údajům získaným pomocí měření jsme mohli přistoupit k tvorbě výpočetního modelu pro simulaci. Materiálová data byla nastavena podle Tab. 29, přičemž hodnota tlumení modelu byla 3%. Kromě samotných desek se součástkami jsme modelovali také uchycovací šrouby, jež byly fixovány v jejich spodní části. DPS byly modelovány jako vícevrstvé, přičemž byla vytvořena každá vrstva zvlášť. Vrstvy obsahující měď byly upraveny podle postupu popsaneho v kapitole 6.2.2. Výsledný výpočetní model lze vidět na Obr. 65. Okrajové podmínky byly nastaveny podle experimentálního měření, přičemž hodnota zrychlení byla  $0,3 g_n$ .



Obr. 65: Geometrie výpočetního modelu testovacího vzorku.

## 8.6 VYHODNOCENÍ MODÁLNÍ A HARMONICKÉ ANALÝZY, POROVNÁNÍ S REÁLNÝM MĚŘENÍM

Pomocí modální analýzy jsme získali deformační tvar sledovaného systému, v jehož rámci jsme ověřili, že k největšímu vychýlení soustavy dochází uprostřed DPS. V případě, že by se maximální výchylka nacházela v jiném bodě, museli bychom upravit pozici vibrometru a měření opakovat.

Výsledky modální i harmonické analýzy jsou shrnuty v Tab. 32. Lze vidět, že rezonanční frekvence vyšla téměř shodná s měřenými údaji. U maximální výchylky a hodnoty zrychlení je však mírný rozdíl. Ten je způsoben tlumením systému, neboť pro toto měření byla použita hodnota tlumení z předchozích simulací, kde byly desky nepatrně tenčí. Bylo tedy třeba hodnotu tlumení upravit, abychom simulaci kalibrovali a dostali tak přesné údaje.

Tab. 32. Srovnání měřených a simulovaných výsledků.

	Rezonanční frekvence [Hz]	Výchylka [ $\mu\text{m}$ ]	Zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]
<i>Měření</i>	561,00	28,91	359
<i>Simulace</i>	566,64	25,40	321

Kromě kontroly přesných výsledků jsme v této fázi také ověřili druhý mód sestavy. Jeho rezonanční frekvence byla okolo 1700 Hz a maximální výchylka asi 2,5  $\mu\text{m}$ . Je tedy zřejmé, že daleko významnější je mód první, ostatní módy se pak nacházeli až nad hranicí 2 kHz.

## 8.7 PŘÍPADNÁ ÚPRAVA VSTUPNÍCH DAT SIMULACE A KALIBRACE

Jak již bylo řečeno výše, první výsledky simulace se lišily ve velikosti zrychlení soustavy. Proto bylo zapotřebí adekvátně upravit hodnotu tlumení. Ta byla nejdříve testována pro zjednodušenou verzi výpočetního modelu a posléze přenesena do modelu komplexního. Výsledná velikost tlumení, kterou jsme tímto způsobem určili, byla 3,2 %; výsledky pro toto nastavení jsou shrnuty v Tab. 33.

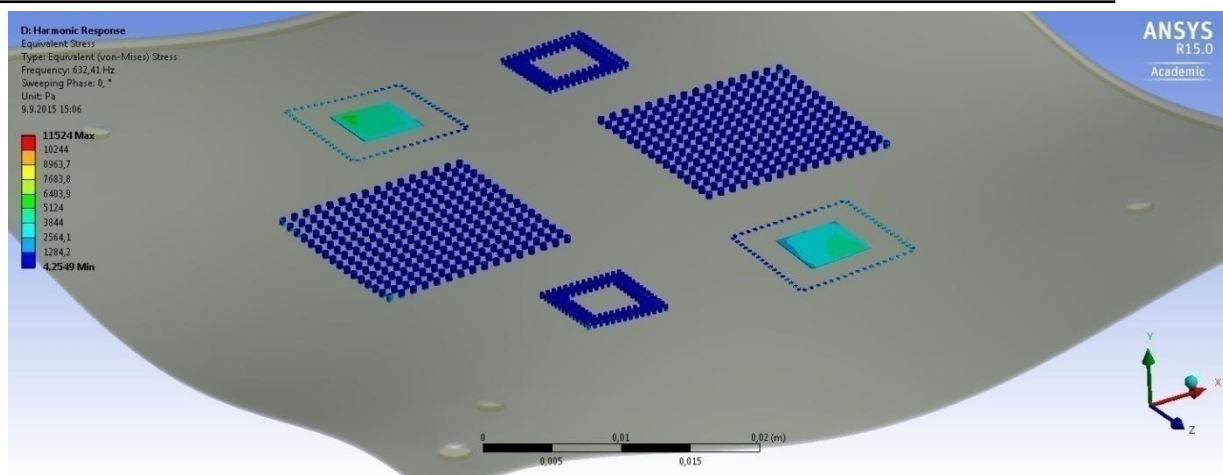
Tab. 33. Výsledky simulace pro hodnotu tlumení 3,2 %.

	Rezonanční frekvence [Hz]	Výchylka [ $\mu\text{m}$ ]	Zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]
<i>Měření</i>	561,00	28,91	359
<i>Simulace</i>	566,64	28,14	357

## 8.8 FINÁLNÍ VYHODNOCENÍ POČÍTAČOVÉ KALKULACE

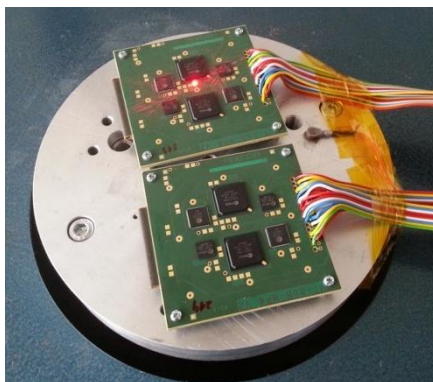
Vypočtená a naměřená rezonanční frekvence testovaného vzorku byla zhruba 560 Hz. S tak vysokou frekvencí se u většiny klasických aplikací nesetkáme (viz Obr. 1). Přesto původní požadavek pracoval s rozmezím frekvencí až do 2 kHz. Z tohoto hlediska tedy deska nevyhovuje a je třeba ověřit namáhání součástek.

Pomocí počítačové simulace tedy bylo vypočítáno mechanické pnutí vývodů součástek, které jsou při vibracích namáhány nejvíce. Výsledek této analýzy lze lépe vidět na Obr. 66. Je zřejmé, že k největšímu pnutí dochází u vývodů a termální plošky pouzder QFN a také u krajních vývodů pouzder BGA a CBGA. Při testování je tedy vhodné se zaměřit na tyto spoje a sledovat jejich spolehlivost.



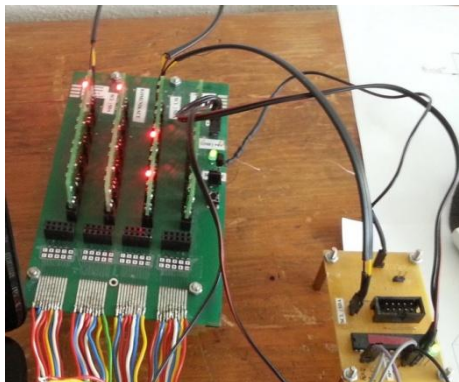
**Obr. 66:** Zobrazení mechanického pnutí kontaktů pro osazenou DPS.

Abychom tedy ověřili spolehlivost systému, podrobili jsme vzorky spolehlivostní zkoušce, kdy byly testované vzorky vibrovány na rezonanční frekvenci a součástky byly kontinuálně kontrolovány pomocí kruhových obvodů (tzv. Daisy-chain) přes kabely připojené k desce (Obr. 67). Nastavené zrychlení se postupně zvyšovalo od 0,5 až 31,5  $g_n$ , přičemž na závěr byla vyhodnocena funkčnost obvodů pomocí monitorovacího zařízení.



**Obr. 67:** Kontinuální kontrola dvou vzorků při zatížení vibracemi.

Zařízení provádějící tuto kontrolu lze blíže vidět na Obr. 68. Porucha obvodu byla detekována pomocí PC, přičemž tato porucha byla také potvrzena rozsvícením LED diody. Systém dokáže rozpoznat události (poruchu obvodu) o délce menší než 500  $\mu s$ . Tato hodnota je dostatečná s ohledem na rezonanční frekvenci testovaných vzorků. Pro testovací vzorky byla tato frekvence okolo 560 Hz.



**Obr. 68:** Monitorovací zařízení.

Výsledky pro tento test jsou shrnuty v Tab. 34. Zrychlení bylo zvyšováno o 2 dB v každém kroku. Časová změna byla pro každý krok 15 minut. Jako budicí signál byl použit sinusový signál okolo rezonanční frekvence ( $\pm 10$  Hz). Vzorky byly vibrovány v ose Y (kolmé k ploše desky).

Tab. 34. Výskyt poruch pro narůstající zrychlení.

Krok		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Nastavené zrychlení [ $g_n$ ]		0,5	0,8	1,3	2,0	3,2	5,0	7,9	12,6	19,9	31,5
Počet poruch	Vzorek č. 1	0	0	0	0	0	0	0	1	3	7
	Vzorek č. 2	0	0	0	0	0	0	0	0	2	5

K poruchám v obvodech docházelo až při zrychlení větším jak  $10 g_n$ . S takto vysokým zrychlením se můžeme setkat spíše ve speciálních zařízeních než v běžné praxi, proto lze stanovit, že z tohoto hlediska výrobek vyhovuje.

## 8.9 ÚPRAVA VÝPOČETNÍHO MODELU PODLE POŽADAVKŮ

V rámci úprav modelu, bylo pro testovací vzorky využito propojovacích pinů, jež měli obě DPS těsněji spojit, čímž by se jejich rezonanční frekvence posunula k vyšším hodnotám. Celkově byly testovány tři varianty pozic pinů, obdobně jako tomu bylo v kapitole 6.4.1. Výsledky pro jednotlivé varianty jsou znázorněny v tabulce níže.

Tab. 35. Tabulka pro testovací vzorky - modifikace s piny.

Pozice pinu	Rezonanční frekvence [Hz]	Zrychlení [ $m/s^2$ ]	Maximální výchylka [ $\mu m$ ]
Bez pinu	566,64	357,0	28,14
Středová	561,96	359,4	28,80
Velký čtverec	624,59	358,9	23,31
Velký čtverec + Střed	617,4	358,1	23,80

Simulace ukázaly, že jako nejvýhodnější se jeví konfigurace rozložení pinů ve tvaru velkého čtverce, kdy jsou piny v blízkosti uchycovacích šroubů. Kromě funkce mechanické, mohou být navíc tyto piny využity jako elektronické spojení dvou desek.

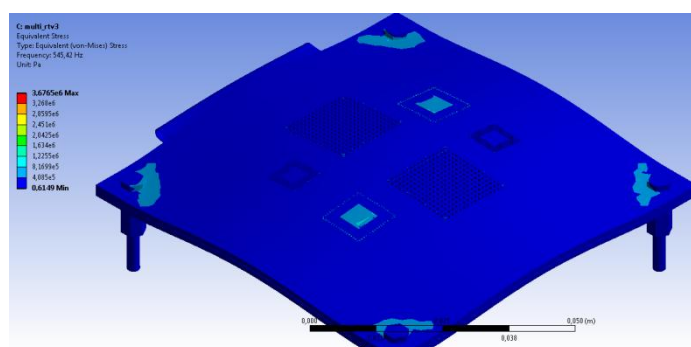
Kromě této modifikace jsme také sledovali výsledky při změně polohy součástek. V tomto případě jsme posunuli dvě největší pouzdra BGA blíže ke kraji desky a sledovali změnu, kterou tato úprava vyvolá. Výsledná rezonanční frekvence byla 579 Hz při výchylce 27,2  $\mu m$ . Rezonance se tedy touto úpravou posunula asi o 12 Hz výše, přičemž vychýlení soustavy nepatrně kleslo.

Poslední úpravou byla změna zrychlení na vstupu. V předchozích případech bylo vždy nastaveno zrychlení  $0,3 g_n$ , přičemž v této simulaci bylo nastaveno  $1 g_n$ . Rezonanční frekvence zůstala podle očekávání shodná, avšak maximální vychýlení soustavy narostlo o 40  $\mu m$  na hodnotu 68  $\mu m$ .

## 8.10 EXPORT VÝSTUPNÍCH DAT PODLE ZADÁNÍ

Rezonanční frekvence a maximální výchylka pro testovací vzorek byly určeny jak měřením tak také pomocí počítačových simulací. Pomocí simulačního programu Ansys bylo dále zjištěno, že poměr efektivní hmoty u prvního módu byl asi 73%. To znamená, že pro 28% hmoty ještě existují rezonanční módy. Avšak, je zřejmé, že žádný z těchto následujících módu nebude mít takový vliv na strukturu jako ten první. Pro ověření byl pomocí simulace zjištěn ještě mód druhý, který se nacházel na frekvenci 1821 Hz. Výsledné vychýlení soustavy při tomto módu bylo 0,39  $\mu\text{m}$ .

Kromě číselných údajů lze pomocí simulací získat také grafická data; na Obr. 69. lze například vidět mechanické pnutí pro první mód.



Obr. 69: Mechanické pnutí sestavy (vpravo).

Všechny výsledky, které jsme získali pomocí počítačových simulací lze přehledně shrnout do tabulky:

Tab. 36. Kompletní tabulka výsledků pro testovací vzorek.

Verze modelu	Rezonanční frekvence [Hz]	Výchylka [ $\mu\text{m}$ ]	Zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]
<i>Základní nastavení</i>	566,64	28,14	357,0
<i>Tlumení 3%</i>	566,64	25,40	321,0
<i>Pin ve středu DPS</i>	561,96	28,80	359,4
<i>Piny v rozložení velký čtverec</i>	624,59	23,31	358,9
<i>Pouzdra BGA posunutá do kraje</i>	578,457	27,20	363,3
<i>Zrychlení <math>1g_n</math></i>	566,64	68,05	825,8
<i>Druhý rezonanční mód</i>	1821,28	0,39	51,8

# ZÁVĚR

V rámci disertační práce byla zkoumána problematika mechanických vlastností mikroelektronických systémů v průběhu testování vibracemi, a to zejména pomocí simulačních nástrojů. Výsledky získané počítačovými simulacemi byly průběžně porovnávány s výsledky experimentálního měření, které potvrdily správnost simulací a tím i možnost jejich využití v praxi. Disertační práce je zaměřena na zvláštní případ systému dvou propojených desek plošných spojů.

V první části byla provedena citlivostní analýza, pomocí které jsem zjistil, že největší vliv na výsledky modální a harmonické analýzy mají materiálové vlastnosti, uchycení soustavy a hodnota tlumení. Z hlediska materiálových vlastností je pak klíčové správné nastavení Youngova modulu pružnosti, jehož hodnota významně ovlivňuje jednak výslednou rezonanční frekvenci, tak také maximální vychýlení. V simulačním programu je navíc Youngovým modulem určeno také stříhové napětí, jež se výrazně podílí na výsledné rezonanci. Při definici uchycení soustavy je nutné brát ohled na reálnou strukturu, jež musíme pomocí výpočetního modelu co nejpřesněji napodobit. Modelování samostatné desky plošných spojů není dostačující, a tudíž je nezbytné modelovat i uchycovací šrouby, případně další upevňovací prvky (např. distanční sloupky), které spojují DPS se základní deskou. Jak vyplývá z výsledků, je důležité tyto uchycovací prvky přesně definovat, zejména je pak třeba brát v potaz jejich přesnou pozici a jejich rozměry. Výsledek harmonické analýzy je ovlivněn zvláště správným nastavením tlumení systému. Ačkoli lze toto tlumení vypočítat, je vhodnější jeho hodnotu určit pomocí měření, což zajistí daleko přesnější výsledky, které jsou přímo v souladu s měřením.

Kromě zjištění těchto zásadních parametrů, které určují výsledky analýzy, byly v práci dále vytvořeny výpočetní modely desek plošných spojů. V práci je popsán kompletní postup jejich tvorby, a to jak pro jednovrstvou, tak také pro vícevrstvou desku. Tento postup lze navíc uplatnit při tvorbě jakékoli jiné elektronické sestavy, u které chceme zjišťovat chování při zatížení vibracemi. Výpočetní modely byly také kalibrovány pomocí experimentálního měření, přičemž postup kalibrace simulace a experimentu je uveden v kapitole 6.1.5. Kromě samotných modelů byl navíc vysvětlen analytický výpočet pro tyto systémy, u nichž byl pro vícevrstvé struktury sestaven náhradní model, na který lze daný výpočet aplikovat.

Modely vícevrstvých desek jsem následně využil pro tvorbu systému dvou DPS; právě takové řešení vychází z nové technologie propojení elektronických desek "Substrát na substrát". U tohoto uspořádání bylo třeba vyřešit problémy spojené s touto novou technologií, zejména pak správnou definici kontaktů mezi deskami. Zkoumány byly také další možné modifikace systému dvou desek, například využití propojovacích pinů či silikonové mezivrstvy. Na základě získaných výsledků je pak vyhodnocen přínos dané modifikace a určeno nejvhodnější řešení.

V poslední fázi jsem definoval metodologii testování elektronických sestav při zatížení vibracemi. Na základě získaných údajů z předešlých činností jsem určil postup, jak by měl být vytvořen výpočetní model a následně nastavena počítačová simulace. V metodologii je navíc popis prvků, na které je třeba zaměřit pozornost, aby nedošlo ke špatnému vyhodnocení výsledků, a jakým způsobem je nejvhodnější získaná data prezentovat. Onu navrženou metodologii jsem následně ověřil na testovacím vzorku, kdy jsem postupoval podle navržených kroků a dokázal tak stanovit jeho mechanické parametry z hlediska vibrací.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] D.S. STEINBERG, "Vibration Analysis for Electronic Equipment," New York, Wiley-Interscience, 460 p, 1988.
- [2] M. ROELLIG, R. METASCH, A. SCHINGALE, A. SCHIESSL, K. MEIER, N. MEYENDORF, "Novel quick predict approach for identification of critical loadings in electronic components on PCB under vibration realized as design support tool," in *Thermal Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiments in Microelectronics and Microsystems (EuroSimE)*, 14th International Conference, p.1-6, 14-17 April 2013.
- [3] T. PEŠINA, "Zpracování metodiky pro mechanické testování elektronických sestav: semestrální projekt." Brno, 45 s. Vedoucí semestrálního projektu doc. Ing. Ivan Szendiuch, CSc. FEKT VUT v Brně, 2011.
- [4] IEC 60068-2-64. "Environmental testing - Part 2.&4: Vibration, broadband random and guidance," *INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION*, ISBN: 2-8318-9745-9, 2008.
- [5] IEC 60068-2-6. "Environmental testing – Part 2: Vibration (sinusoidal)." *BASIC SAFETY PUBLICATION*, IEC Central Office, Geneva, Switzerland, 1995.
- [6] J. POKLUDA, "Mechanické a strukturální materiálové charakteristiky." Vyd. 1. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 211 s. *Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně)*. ISBN 80-214-0078-1, 1990.
- [7] P. VELES, "Mechanické vlastnosti a skúšanie kovov," ALFA/SNTL Bratislava, 401 s, 1985
- [8] J. HOFFMAN, M. URBANOVÁ, "Fyzika I," Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, Praha, 259 s, 2005.
- [9] Z. LEBEDOVÁ, "Fyzikální vlastnosti látek." Střední průmyslová škola stavební, Opava, [cit. 2015-02-03].  
Dostupný z :  
<[http://dk.spsopava.cz:8080/docs/pdf/stavebni\\_materialy/stavebni\\_materialy/02\\_fyzikalni\\_vlastnosti\\_latek.pdf](http://dk.spsopava.cz:8080/docs/pdf/stavebni_materialy/stavebni_materialy/02_fyzikalni_vlastnosti_latek.pdf)>.
- [10] C. CAI, H. ZHENG, MS. KHAN, KC. HUNG, "Modeling of Material Damping Properties in ANSYS," *ANSYS 2002 Users Conference and Exhibition*. April 22–24, 2002.
- [11] L. IVAN, a kol. "Mechanical: Základy mechanické analýzy." Studijní materiály ke kurzu ANSYS Workbench Mechanical. SVSFEM, 2009.
- [12] J. D. HARTOG, "Mechanical vibrations," New York: Dover Publications, 436 p, ISBN 0486647854, 1985.
- [13] A. D. DIMAROGONAS, S. HADDAD, "Vibration for engineers," Englewood Cliffs, N.J.: Prentice Hall, 749 p, ISBN 0139508414, 1992.
- [14] S. S. RAO, "Mechanical vibrations," 3rd ed. Reading, Mass.: Addison-Wesley, 912 p, ISBN 0201526867, 1995.
- [15] Q. XUELI, Z. BIN, E. YUNFEI, "Effect of solder joint parameter on vibration fatigue reliability of high density PCB assembly," in *Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (ICQR2MSE)*, 2011 International Conference, pp. 514-517, 17-19 June, 2011.
- [16] J. LUAN, T.Y. TEE, "Analysis of PCB subassembly dynamic responses using integrated analytical, numerical and experimental techniques," in *Electronic Packaging Technology*, 2005 6th International Conference, pp.133-140, 30 Aug.-2 September, 2005.
- [17] N. R. BHAVSAR, H. P. SHINDE, M. BHAT, "Determination of Mechanical Properties of PCB," *Ijmer journal*, vol. 2, issue 4, ISSN: 2321-5747, 2014.
- [18] J. HRUBÝ, "Metoda konečných prvků," 2002 [cit. 2007-05-03], Dostupné z:  
<[http://www.345.vsb.cz/jirihruby/Vmt/MKP\\_panel1.pdf](http://www.345.vsb.cz/jirihruby/Vmt/MKP_panel1.pdf)>.
- [19] SVS FEM s.r.o., "FEM Specialista pro ANSYS, LS-DYNA, CFD, Fluent." [vid. 2011-12-21]. Dostupné z:  
<<http://www.svsfem.cz/>>.
- [20] A. BILOŠOVÁ, "Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část Modální zkoušky." Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, 129 s, 2012.
- [21] A. BILOŠOVÁ, "Aplikovaná mechanika: přednášky předmětu." Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, 43 s, 2012.

- [22] Ansys, Inc., ANSYS Workbench, verze 14.5 [software]. Dostupné z: <<http://www.ansys.com>>, Help - teoretický manuál, 2012.
- [23] CompactDAQ - National Instruments. 2015 [cit. 2015-10-22]. Dostupné z: <http://www.ni.com/data-acquisition/compactdaq/>.
- [24] Brüel & Kjær: "Miniature tear-drop CCLD accelerometer." 2015. [cit. 2015-10-22]. Dostupné z: <http://www.bksv.com/Products/transducers/vibration/accelerometers/accelerometers/4517?tab=specifications>.
- [25] OMETRON Vibration Measurement, "Laser Doppler Vibrometry." 2015. [cit. 2015-10-22]. Dostupné z: <http://www.ometron.com/>.
- [26] AT&S, "High-end PCB technology and manufacturing." 2015. [cit. 2015-10-22]. Dostupné z: <http://www.ats.net>.
- [27] D. LU, C. P. WONG, "Materials for Advanced Packaging." Aug. Boston, MA: Springer US, ISBN 9780387782195, 2009.
- [28] A. OTÁHAL, I. SZENDIUCH, B. PSOTA, "Mechanical testing of PCB using computer simulations." in *37th Int. Spring Seminar on Electronics Technology*. Dresden: IEEE, pp. 290-293, ISBN: 978-1-4799-4455- 2, 2014.
- [29] B. PSOTA, A. OTÁHAL, I. SZENDIUCH, "Influence of the cavities on the PCB mechanical properties." *CIRCUIT WORLD*, roč. 41, č. 2, pp. 1-6, ISSN: 0305- 6120, 2015.
- [30] I. SZENDIUCH, A. OTÁHAL, B. PSOTA, M. KLAPKA, "Vibration Testing as a Tool to Optimize the Configuration of the PCBs." in *IMAPS Proceedings*. San Diego, USA, pp. 50-54, ISBN: 978-0-9909028-0- 5, 2014.
- [31] B. PSOTA, A. OTÁHAL, I. SZENDIUCH, "Influence of the cavities on the PCB mechanical properties." in *Electronic Devices and Systems, IMAPS CS International Conference 2014*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, pp. 1-7, ISBN: 978-80-214-4985- 5, 2014.
- [32] A. OTÁHAL, I. SZENDIUCH, B. PSOTA, "Mechanical testing of PCB using computer simulations." in *37th Int. Spring Seminar on Electronics Technology*. Dresden: IEEE, pp. 290-293, ISBN: 978-1-4799-4455- 2, 2014.
- [33] I. SZENDIUCH, B. PSOTA, A. OTÁHAL, E. HEJÁTKOVÁ, "Board on Board: New PCB Configuration Moving in 3D Packaging." in *The International Conference - EDS, Brno 26 - 27 June 2013*. Vysoké učení technické v Brně: Novapress sro, pp. 224-227, ISBN: 978-80-214-4754- 7, 2013.
- [34] I. SZENDIUCH, M. KLAPKA, B. PSOTA, A. OTÁHAL, "Importance of Vibration Testing for New Technological Solutions." in *Proceedings EMPC 2013*. 1. Grenoble: IMAPS France, pp. 144-148, ISBN: 978-2-9527467-1- 7, 2013.
- [35] B. PSOTA, I. SZENDIUCH, "Modeling of Microelectronic Structures and Packages using ANSYS Software." in *34th International Spring Seminar on Electronics Technology: conference proceedings*. Slovakia, May 11-15, ISBN: 978-1-4577-2111- 3, 2011.
- [36] B. PSOTA, I. SZENDIUCH, "Úvod do výuky modelování elektronických systémů simulačním programem ANSYS." in *MIKROSYN. Nové trendy v mikroelektronických systémech a nanotechnologiích*, pp. 34-39, ISBN: 978-80-214-4405- 8, 2011.

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Rozsahy rezonancí u jednotlivých druhů dopravy [2].	11
Obr. 2: Jednoduchý harmonický pohyb [převzato z 1].	17
Obr. 3: Rotační vektor simulující systém s jedním stupněm volnosti [převzato z 1].	18
Obr. 4: První a druhý mód jednoduché tyče s upevněnými konci [převzato z 1].	19
Obr. 5: Pro vysvětlení typu uchycení [převzato z 1].	21
Obr. 6: Rozložení vrstev pro matematický model v systému Sherlock [17].	24
Obr. 7: Rozsahy rezonancí u jednotlivých druhů dopravy [2].	24
Obr. 8: Pro vysvětlení metody konečných prvků [18].	26
Obr. 9: Pascalův trojúhelník [18].	27
Obr. 10: Tvorba sítě konečných prvků [19].	27
Obr. 11: Vibrační stolek RTF 11076.	31
Obr. 12: Znázornění pracovní stanice pomocí diagramu.	33
Obr. 13: Deska s distančními sloupky.	33
Obr. 14: Upevněný vzorek.	33
Obr. 15: Upevnění akcelometru a znázornění snímání laserovým vibrometrem.	33
Obr. 16: LabVIEW - Sound and Vibration Assistant.	34
Obr. 17: Výsledný graf pro měření rychlosti pomocí akcelometrů.	34
Obr. 18: Výpočetní model pro ověření vlastností DPS.	35
Obr. 19: Nastavení vzdáleností uchycení desky.	36
Obr. 20: Ukázka různého nastavení velikosti sítě konečných prvků.	38
Obr. 21: Model pro citlivostní analýzu se součástíkou uprostřed.	39
Obr. 22: Změna rezonance s Youngovým modulem pro FR4.	40
Obr. 23: Změna rezonance s Poissonovou konstantou pro FR4.	41
Obr. 24: Závislost rezonanční frekvence a výchylky na hustotě.	41
Obr. 25: Model desky FR4 s plátovanou mědí na horní straně.	42
Obr. 26: Změna rezonance pro různé vzdálenosti šroubu.	42
Obr. 27: Změna rezonanční frekvence a výchylky s tloušťkou FR4.	43
Obr. 28: Vliv velikosti desky na rezonanci systému.	44
Obr. 29: Měřicí pracoviště (vlevo) a výpočetní model (vpravo).	46
Obr. 30: Změna vzdálenosti uchycení šroubu od spodní strany desky.	47
Obr. 31: Model samostatných částí a celých uchycovacích šroubů.	48
Obr. 32: Deformace pro původní model se čtyřmi šrouby a pro desku se třemi šrouby.	49
Obr. 33: Porovnání deformací systému s šesti šrouby (vlevo) a s pěti šrouby (vpravo).	49
Obr. 34: První (nalevo) a druhý mód (napravo) pro uchycení ve tvaru kříže.	50
Obr. 35: Model pro zjištění Youngova modulu (nahore) a výsledek simulace (dole).	51
Obr. 36: Desky pro kalibraci simulací (zleva: FR4 bez mědi, FR4 s mědí 18 $\mu$ m a s 35 $\mu$ m).	52
Obr. 37: Měřicí pracoviště pro zjišťování rezonanční frekvence.	52
Obr. 38: Graf závislosti rezonanční frekvence na tloušťce mědi (simulace bez akcelometru).	53
Obr. 39: Výsledky pro DPS o tloušťce 0,76 mm (Youngův modul roven 15GPa).	53
Obr. 40: Závislosti rezonanční frekvence na tloušťce mědi po kalibraci.	54

Obr. 41: Zobrazení tvarů deformací pro první dva módy sledované DPS.....	55
Obr. 42: Závislost výchylky na tloušťce mědi. ....	56
Obr. 43: Kompletní výpočetní model desky (dole) a čtvrt-model desky (nahore).....	57
Obr. 44: Kompletní model vícevrstvé desky, modifikovaný model s jednou vrstvou.....	58
Obr. 45: Vnitřní struktura vícevrstvé desky pro modelování [26]. ....	60
Obr. 46: Layout jedné z hladin vícevrstvé desky. ....	60
Obr. 47: Směry posunu kavity na desce. ....	62
Obr. 48: Graf závislosti pozice kavity a rezonanční frekvence a maximálního vychýlení .....	63
Obr. 49: Výpočetní modely (nahore) a reálné vzorky DPS s různými plochami kavit (dole) ....	64
Obr. 50: Základní model pro vyšetření propojení dvou desek. ....	66
Obr. 51: Zobrazení jednotlivých částí při simulaci systému dvou DPS.....	67
Obr. 52: Deformační tvar systému dvou DPS při špatně a správně nastaveném kontaktu. ....	68
Obr. 53: Rozložení propojovacích pinů. ....	68
Obr. 54: Deformace desek bez (vlevo) a s piny (vpravo); rozložení pinů typu velký čtverec. ....	69
Obr. 55: DPS osazená pouzdem BGA na horní straně. ....	70
Obr. 56: Uchycení desky pomocí šroubů uprostřed hrany a deformace při rezonanci .....	71
Obr. 57: DPS připravená k měření na vibračním stolku. ....	71
Obr. 58: Použití silikonové fólie (nahore) a propojení desek pomocí pinů (dole).....	72
Obr. 59: Výpočetní model desky s pouzdem BGA v jejím středu.....	73
Obr. 60: Graf závislosti pozice pouzdra a rezonanční frekvence.....	74
Obr. 61: Vliv plochy pouzdra na rezonanci. ....	75
Obr. 62: Rozložení mechanického pnutí na celé desce a v detailu pro pouzdro BGA .....	76
Obr. 63: Měření bez uchycení kabelu (vlevo) a se správným způsobem uchycení (vpravo).....	78
Obr. 64: Systém dvou DPS propojených pomocí flexibilní části.....	82
Obr. 65: Geometrie výpočetního modelu testovacího vzorku.....	84
Obr. 66: Zobrazení mechanického pnutí kontaktů pro osazenou DPS.....	86
Obr. 67: Kontinuální kontrola dvou vzorků při zatížení vibracemi. ....	86
Obr. 68: Monitorovací zařízení. ....	86
Obr. 69: Celková deformace (vlevo) a mechanické pnutí sestavy (vpravo). ....	88

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1. Základní nastavení modelu. ....	36
Tab. 2. Upravené vlastnosti desky pro výpočet.....	37
Tab. 3. Vliv velikosti sítě na rezonanční frekvenci. ....	39
Tab. 4. Vliv velikosti sítě u DPS. ....	39
Tab. 5. Vliv tlumení na výsledky. ....	44
Tab. 6. Změna modulu pružnosti v ose X a Z. ....	45
Tab. 7. Změna modulu pružnosti v ose Y. ....	45
Tab. 8. Výsledky pro různé modely uchycení. ....	46
Tab. 9. Vliv velikosti sítě u šroubů. ....	46
Tab. 10. Vliv uchycení na výsledky. ....	47
Tab. 11. Vliv vzdálenosti šroubů na výsledky. ....	48
Tab. 12. Změna výsledků pro různé průměry matky. ....	48
Tab. 13. Vliv tvaru šroubů na výsledky. ....	48
Tab. 14. Výsledky pro různý počet uchycovacích šroubů. ....	50
Tab. 15. Data pro první dva módy při uchycení ve tvaru kříže.....	50
Tab. 16. Měřené a vypočítané údaje pro různé typy DPS. ....	55
Tab. 17. Porovnání různých typů modelů pro vícevrstvou desku. ....	57
Tab. 18. Upravené vlastnosti desky pro výpočet.....	58
Tab. 19. Materiálové vlastnosti mědi a modifikovaná data pro sledovanou vrstvu. ....	61
Tab. 20. Výsledky rezonance pro vícevrstvou desku. ....	61
Tab. 21. Vliv kavit na vibrační charakteristiky DPS.....	62
Tab. 22: Výsledky pro testované vzorky. ....	65
Tab. 23. Porovnání výsledků pro různě definované kontakty desek. ....	67
Tab. 24. Výsledné hodnoty pro sestavu desek s propojovacími piny. ....	69
Tab. 25. Vypočítané hodnoty pro DPS s komponenty. ....	70
Tab. 26. Experimentální data z měření.....	73
Tab. 27. Srovnání výsledků pro různé velikosti pouzdra a pouzdra s pozměněnou hmotností. .	75
Tab. 28. Tabulka výsledků pro pouzdra s vývody. ....	76
Tab. 29. Vlastnosti materiálu MCL [27]. ....	82
Tab. 30. Rezonanční frekvence pro testovací vzorky. ....	83
Tab. 31. Naměřené rychlosti testovacích vzorků. ....	83
Tab. 32. Srovnání měřených a simulovaných výsledků. ....	85
Tab. 33. Výsledky simulace pro hodnotu tlumení 3,2 %. ....	85
Tab. 34. Výskyt poruch pro narůstající zrychlení. ....	87
Tab. 35. Tabulka pro testovací vzorky - modifikace s piny. ....	87
Tab. 36. Kompletní tabulka výsledků pro testovací vzorek. ....	88

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

BEM	metoda okrajových podmínek (Boundary element method)
BGA	elektronické pouzdro s kulovými vývody (Ball Grid Array)
CCLD	typ signálu pro přenos dat z akcelometru (Constant Current Line Drive).
Cu	měď
CTBGA	keramické provedení pouzdra BGA (Ceramic Thin BGA)
DPS	deska plošných spojů
DOF	stupeň volnosti (Degree of Freedom)
FEM	metoda konečných prvků (Finite element method)
FR4	typ označení materiálu pro desky plošných spojů
IEC	Mezinárodní elektrotechnická komise (International Electrotechnical Commission)
MDOF	více stupňů volnosti (Multi Degree of Freedom)
MKP	metoda konečných prvků
PC	osobní počítač (personal computer)
PBGA	plastové provedení pouzdra BGA (Plastic BGA)
QFP	elektronické pouzdro s vývody po stranách (Quad Flat Package)
QFN	elektronické pouzdro bez vývodů (Quad Flat No-Lead)
SDOF	jeden stupeň volnosti (Single Degree of Freedom)
SMD	součástky pro povrchovou montáž (Surface Mount Device)
$\alpha$	konstanta hmotnostního tlumení
$\beta$	konstanta strukturálního tlumení
$\varepsilon$	poměrné prodloužení
$\lambda$	vlastní číslo
$\mu\text{m}$	mikrometr
$\xi$	tlumicí faktor
$\rho$	hustota materiálu
$\sigma$	normálové napětí
$\nu$	Poissonova konstanta
$\phi_0$	fázový posun
$\psi$	příčné prodloužení
$\omega$	úhlová frekvence
$\Delta l$	změna délky
$\Delta S$	změna příčného průřezu
$\Psi$	vlastní vektor
a	zrychlení
b	šířka
C	amplituda
cm	centimetr

d	maximální výchylka
$D$	faktor tuhosti desky
E	Youngův modul pružnosti
f	frekvence
F	síla
$f_n$	rezonanční frekvence
g	gram
$g_n$	tíhové zrychlení
G	modul pružnosti ve smyku
h	tloušťka
hod	hodina
ht	hysterezní tlumič
Hz	Hertz
K	tuhost
kg	kilogram
kHz	Kilohertz
l	délka
$l_0$	původní délka
m	hmotnost
M	hmotnost vztažená na jednotku plochy
min	minuta
mm	milimetr
Pa	pascal
rad	radián
s	sekunda
S	průřez
$S_0$	počáteční příčný průřez tělesa
t	čas
T	kinetická energie soustavy
U	deformační energie soustavy
v	rychlost
V	objem tělesa
vt	viskózní tlumič
x	výchylka
Y	vektor vychylení

[C] matice tlumení

{F} vektor zatížení

[K] matice tuhosti

[M] matice hmoty

{u} uzlový vektor posuvu

{ $\dot{u}$ } uzlový vektor rychlosti

{ $\ddot{u}$ } uzlový vektor akcelerace

## CURRICULUM VITAE

### OSOBNÍ ÚDAJE

---

**Jméno:** Boleslav Psota  
**Datum a místo narození:** 5. dubna 1985, Zlín  
**Národnost:** Česká  
**Email:** boleslav.psota@seznam.cz  
**Telefon:** +420 776 268 582

### VZDĚLÁNÍ

---

**2004 – současnost** Vysoké Učení Technické v Brně  
(Mikroelektronika a technologie)  
**2009 – současnost** Doktorské studium  
**2007 – 2009** Magisterské studium  
**2004 – 2007** Bakalářské studium  
**1998 – 2004** Gymnázium Otrokovice

### PRAXE

---

**2013 – 2014** Board on Board projekt – mechanické vlastnosti desek plošných spojů při zatížení vibracemi  
**2013 – 2014** Výzkum moderních a inovativních technologií pro pouzdření a propojení v mikroelektronice  
**2013** FRVŠ – Implementace programu ANSYS do výukového procesu  
**2012 – 2013** Výzkum excelentních technologií pro 3D pouzdření a propojení – výzkumný projekt  
**2010 – 2014** Výuka předmětů – PC simulace (Ansys), Součástková základna a výpočty, návrh DPS (Eagle)