



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



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A**  
**BIOMECHANIKY**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND  
BIOMECHANICS

# **SIMULAČNÍ MODELOVÁNÍ SOUSTROJÍ** **DMYCHADLA**

SIMULATION MODELLING OF BLOWER SYSTEM

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**  
MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**Bc. MICHAL GAJDÍK**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**Ing. ZDENĚK HADAŠ, Ph.D.**

BRNO 2015

# **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá simulačním modelováním soustrojí dmyhadla vyráběného firmou Kubíček VHS. V první části práce jsou popsány teoretické základy kmitání a možnosti jeho tlumení. V další fázi jsou rozepsané jednotlivé přístupy vedoucí k tlumení vibrací. Druhá část práce se zabývá realizací modelu dmyhadla s tuhými a poddajnými prvky a verifikací modelu pomocí měření na reálné soustavě. Výstupem práce je dynamická analýza soustrojí dmyhadla s označením 3D28C. K práci je přiloženo CD s programovými přílohami a projekty v programu Adams MSC. Cílem práce je návrh úpravy stroje, která by vedla ke snížení hluku a vibrací stroje.

## **Klíčová slova:**

Rootsovo dmyhadlo, metody odstranění vibrací a hluku, kmitání.

# **Abstract**

This diploma thesis is focused on simulation modeling of Roots blowers, which are produced by Kubicek VHS company. First part of this thesis is about oscillations and its damping. In following phase are analyzed each methods realization and control of oscillation damping. Second part of this thesis is focused on Roots blower modelling with rigid and flexible parts and its verification. Output of this thesis is dynamic analysis of Roots blower 3D28C. On attached CD are program annex and project in Adams MSC. Aim of this thesis is proposing adjustments, which would reduce noise and vibration of analyzed machine.

## **Key words:**

Roots blower, methods of removing vibration and noise, vibration.



## **Bibliografická citace**

GAJDÍK, M. *Simulační modelování soustrojí dmyhadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Simulační modelování soustrojí dmyhadla vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

24. května 2015

.....  
Bc. Michal Gajdík

## **Poděkování**

Tímto děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Zdeňku Hadašovi Ph.D za cenné rady a připomínky při vypracovávání diplomové práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Vetiškovi za nasměrování v oblasti práce se softwarem MSC Adams a panu Pavlu Švancarovi za diskuse nad soustrojím dmyhadla.

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod .....</b>	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>Formulace problému a cíle řešení .....</b>	<b>10</b>
	2.1. Formulace problému.....	10
	2.2. Cíle práce.....	10
<b>3</b>	<b>Obecný popis rootsova dmyhadla.....</b>	<b>11</b>
	3.1. Pracovní cyklus Rootsova dmyhadla.....	11
	3.2. Výhody Rootsova dmyhadla .....	12
<b>4</b>	<b>Analýza kmitání soustavy s více stupni volnosti .....</b>	<b>14</b>
<b>5</b>	<b>Předcházení vibracím v dynamických soustavách .....</b>	<b>16</b>
	5.1. Konstrukční přístupy .....	16
	5.2. Mechatronické přístupy .....	16
	5.3. Možnosti tlumení vibrací soustav.....	17
	5.3.1. Pasivní tlumiče vibrací .....	17
	5.3.2. Poloaktivní tlumicí prvky.....	17
	5.3.3. Aktivní tlumicí prvky.....	19
	5.4. Piezoelektrické materiály .....	20
	5.4.1. Využití piezoelektrických materiálů k řízení či odstranění vibrací .....	20
	5.5. SMA (shape memory alloys) - materiály s tvarovou pamětí.....	23
<b>6</b>	<b>Souvislost vibrací s hlukem.....</b>	<b>26</b>
	6.1. Pasivní přístup .....	26
	6.2. Aktivní přístup.....	26
	6.3. Možnosti snížení hlukové hladiny soustrojí dmyhadla .....	27
	6.3.1. Úprava skříně rotorů pomocí drážek u výtlačného otvoru.....	27
	6.3.2. Úprava tvaru rotorového piškotu .....	29
	6.3.3. Užití šroubovicového profilu rotorů dmyhadla .....	30
<b>7</b>	<b>Model Soustrojí dmyhadla 3D28C .....</b>	<b>33</b>
	7.1. Kinematická analýza soustrojí dmyhadla .....	33
	7.2. Měření hnacího momentu pro vzniklé dynamické modely .....	34
	7.2.1. Měření pod záštitou VUT.....	35
	7.3. Výkonová charakteristika soustrojí dmyhadla .....	37
	7.4. Dynamické modely soustrojí dmyhadla .....	40

7.5. Úprava geometrie skříně dmyhadla v prostředí Ansys Workbench a převod do prostředí MSC.Adams .....	42
7.5.1.Redukce geometrie skříně soustrojí .....	43
7.5.2. Vazby modelu skříně.....	43
7.5.3.Kroky úpravy v prostředí Ansys Workbench .....	44
7.5.4. Tvorba sítě modelu.....	45
7.5.5.Modální analýza skříně strojku dmyhadla .....	46
7.6. Srovnání výsledků zjednodušeného a rozšířeného modelu soustavy .....	48
7.7. Zavedení poddajných těles soustavy .....	49
7.8. Zavedení ozubených kol do modelu s poddajnými tělesy.....	50
7.9. Realizace detailního modelu poddajných těles.....	51
7.10. Stochastický simulační experiment na modelu soustavy .....	52
7.11. Vyhodnocení výpočetního modelu z hlediska modálních vlastností.....	53
<b>8 Návrh konstrukčních změn soustrojí dmyhadla .....</b>	<b>55</b>
<b>9 Závěr .....</b>	<b>56</b>
<b>10 Seznam obrázků.....</b>	<b>57</b>
<b>11 Použité zdroje.....</b>	<b>59</b>

# 1 ÚVOD

Firma Kubíček VHS, s.r.o. působí na trhu od roku 1991 a specializuje se na produkci takzvaných Rootsových dmychadel a dmychadlových soustrojí využívaných v širokém spektru oborů.

Jejich produkty lze nalézt mimo jiné např. v čistírnách odpadních vod či v úpravnách pitných vod, kde jsou využívány jako zdroje vzduchu. Právě v těchto oblastech je Rootsovo dmychadlo velmi často využíváno pro jeho nesporný přínos plynoucí z faktu, že při jeho nasazení nedochází ke kontaktu dopravovaného média s žádnými provozními kapalinami ani znečišťujícími prvky.

U drtivé většiny strojů s rotačními součástmi dochází vlivem pohybu setrvačných hmot a minoritních nevyvážek k periodicky se opakujícím kmitům zvaným vibrace. Vibrace jsou většinou způsobeny vybuzením zdroje, od kterého se poté dále šíří do celé soustavy a jejího okolí. Při úpravách konstrukce stroje, vlivem zákaznických a výrobních požadavků, může dojít ke stavu, kdy se frekvence vibrací přiblíží vlastní frekvenci nějaké části soustavy. Tento stav nazýváme rezonancí. Při rezonanci dochází k maximálním možným akumulacím energie kmitání. Vzniká tak nemalý problém, při kterém může dojít k uspišenému opotřebení namáhané součásti či dokonce až neočekávané havárii stroje.

Analýzou a předvídáním těchto nechtěných provozních stavů se zabývá simulační modelování. Pro efektivní řešení problému je však potřeba při zachování stejné podstaty problému vhodně zjednodušovat a redukovat výpočtové modely tak, aby se snížila výpočetní náročnost. Realizace a verifikace výpočtového modelu prostřednictvím měření umožňuje provádění různých simulací, které mohou pomoci problém nejen identifikovat ale i odstranit. Při simulačních výpočtech je důležitý především kritický rozbor získaných výsledků a jejich správná interpretace. Také je potřeba zmínit, že výpočtový model bere do úvahy pouze vlivy, které předem definujeme a zahrneme. Výsledky se tedy od reality při špatném odhadnutí priorit a podstat problému mohou značně lišit.

Technici firmy Kubíček VHS se vlivem odlehčování konstrukce soustrojí dmychadla a plnění požadavků na něj vázaných dostali do nepříjemné situace. Za běhu se dmychadlo dostává do stavu, kdy vyzařuje velmi významnou složku akustického výkonu a narušuje tím své okolí. Tyto problémy se bohužel nepodařilo dostat pod kontrolu ani díky protihlukovému krytu, který firma v rámci nabídky poskytuje. Vystává zde tedy otázka analýzy příčin a snaha o odstranění nebo alespoň částečnou redukci důsledků nechtěných vibrací soustavy.

## 2 FORMULACE PROBLÉMU A CÍLE ŘEŠENÍ

### 2.1. Formulace problému

Vzniklý problém, který je nucena firma řešit, se dotýká přímo konstrukce strojků dmyhadla. Jedná se o problém konstrukčního druhu spjatý s vibracemi a hlukem, které stroj při své činnosti emituje ve výrazné míře. Základním stavebním kamenem práce je porozumění kmitání soustav a také porozumění možnostem tlumení zmíněného jevu. Další součástí rešeršní části práce je prozkoumání patentových řešení, která se přímo dotýkají daného druhu dmyhadla a jejichž cílem je redukce vibrací. Zbývající část práce zahrnuje simulační modelování zmíněného typu dmyhadla a několik dynamických analýz vedoucích k identifikaci daného problému.

### 2.2. Cíle práce

Firma Kubíček VHS dospěla vlivem konstrukčních úprav a odlehčení Rootsova dmyhadla s označením 3D28C do bodu, kde se hluk generovaný soustrojím nachází na prahu bolesti pro vnímání člověkem. Cílem mé práce je analyzovat stávající stav dmyhadla a získat přehled o silových poměrech v soustrojí. Dále věrohodně zachytit stávající situaci pomocí dynamických modelů soustavy v prostředí programu MSC Adams a také načrtnout technické řešení stávajícího problému vibrací.

Za zdroj vibrací soustrojí dmyhadla můžeme považovat rázové jevy stejně jako setrvačné síly způsobené během motoru a samotného strojků dmyhadla. Zdroje vibrací šíří akustické a mechanické vlny do svého okolí, které ovlivňují chování konstrukce. Následně jsou částečně pohlcovány rámem konstrukce. U blíže zkoumaného soustrojí se jedná především o vibrace způsobené:

- rotací rotorů dmyhadla uvnitř skříně,
- rázovitým zatěžováním ložisek a skříně dmyhadla,
- činností ozubených kol soustrojí dmyhadla,
- tlakové rázy vzduchu proudícího z komory s rotory na výtlak soustrojí a nazpět,
- činností motoru soustrojí.

K bližšímu porozumění vibrací a hluku spojených s činností dmyhadla, je zapotřebí porozumět obecně jevu kmitání a možnostem jeho útlumu. Neméně důležité jsou poznatky týkající se předcházení vibracím stejně jako možné metody jejich potlačení. Tyto pojmy a postupy objasním ve své práci a také aplikuji na soustrojí dmyhadla s označením 3D28C vyráběného firmou Kubíček VHS.

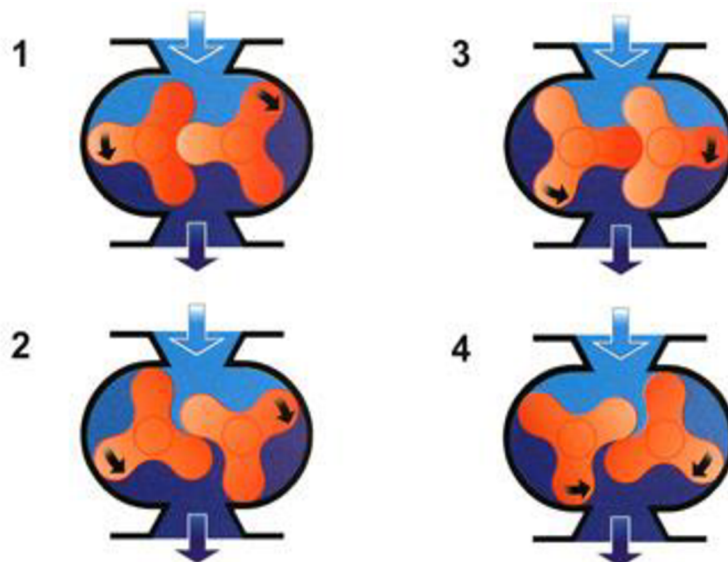
### 3 OBECNÝ POPIS ROOTSOVA DMYCHADLA

Základní myšlenka tohoto stroje pochází z roku 1700, kdy německý inženýr Pappenheim sestrojil první čerpadlo s komůrkovým kolem. Jeho stroj poté v roce 1867 zdokonalili bratři Rootsové a začali jej vyrábět [1].

Jedná se o konstrukčně jednoduchý a mimořádně spolehlivý stroj určený ke kompresi nebo dopravě pracovního média. Srdce stroje tvoří dva vůči sobě opačně rotující rotory, které jsou v přímém kontaktu s pracovním médiem. Primární rotor je poháněn pomocí řemene od motoru a spojen ozubeným soukolím se sekundárním rotorem dmychadla. Dále je tu sací otvor a výtlačný otvor, u něž je umístěna škrticí klapka, která slouží k dosažení požadovaného přetlaku na výstupu z dmychadla. Izolaci pracovních kapalin a pracovního prostoru zajišťuje přepážka, ve které jsou vsazena ložiska stroje.

#### 3.1. Pracovní cyklus Rootsova dmychadla

Pracovní cyklus Rootsova dmychadla je vyobrazen na obrázku 3-1:



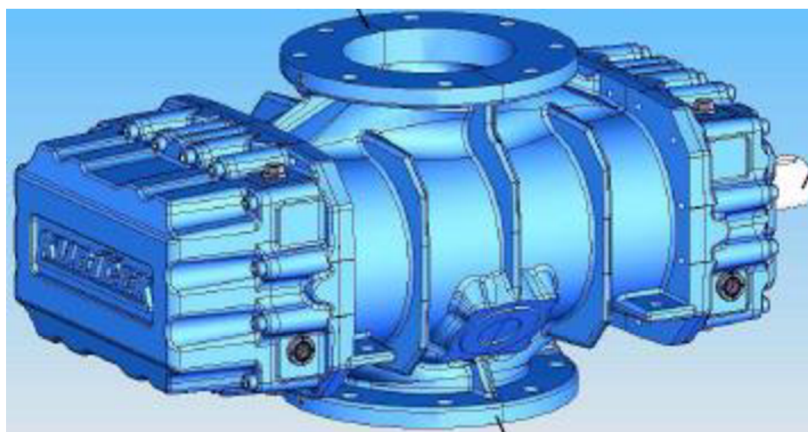
Obrázek 3-1 Pracovní cyklus Rootsova dmychadla[2]

Rootsovo dmychadlo pracuje s tzv. pracovním médiem. V případě plynného pracovního média jeho hlavní úkol spočívá v kompresi nasávaného plynu v horní části pomocí rotorů stroje dmychadla. Rotory se vůči sobě otáčejí v opačném směru tak, aby nasávaný plyn putoval v komoře podél vnitřní strany skříně [2]. Zde dochází vlivem velké rychlosti rotace a srážky se stěnou skříně k postupné kompresi nasátého pracovního média. U granulí či jiného skupenství pracovního média dochází k přitlačení až v poslední fázi cyklu, kde dojde vlivem rotace rotorů ke zmenšování prostoru v oblasti výtlačku stroje.

Tlakový ráz nastane při setkání komory s výtlačným ventilem soustrojí. Dochází k výrazné tlakové fluktuaci vlivem srážky mírně stlačeného přiváděného vzduchu a již stlačeného vzduchu, který je škrcen na požadovaný přetlak vůči atmosférickému tlaku. U tohoto typu Rootsova dmychadla je maximální možný přetlak 60kPa. Pracovní komora v tomto bodě pracovního cyklu dosáhne stejného tlaku, jaký je v daný okamžik na výtlačku stroje.

V další fázi pracovního cyklu se tlak opět změní rázovým průběhem. V tomto okamžiku sledovaný bod překlene mez mezi osami hřídelí rotorů a dostane se zpět na začátek pracovního cyklu, kde dojde k opětovnému nasání vzduchu do komory mezi piškoty rotoru.

Jelikož je mezi rotory vzduchová mezera, při zpomalení nebo vypnutí stroje v rychlém sledu následuje i pokles tlaku vzduchu. Výhodou tohoto konstrukčního řešení je však možnost obejít se bez jakýchkoli mazacích nebo provozních prvků v oblasti, kde dochází ke stlačování pracovního média [3]. Příklad tvaru rotorové skříňe strojeku je vyobrazen na následujícím obrázku:



Obrázek 3-2 Skříň rootsova dmyhadla [3]

Z výše uvedeného popisu vyplývá, že se jedná o zařízení primárně určené ke kompresi pracovního média (většinou vzduchu). Pro svou nespornou konstrukční výhodu, že se pracovní médium nedostává do kontaktu s žádnou provozní kapalinou ani jinými znečišťujícími prvky, našlo Rootsovo dmyhadlo využití především v potravinářských a zemědělských aplikacích. Konkrétní oblasti použití jsou pak následující:

- Provzdušňování nádrží čističek odpadních vod
- Praní pískových filtrů na úpravách pitné vody
- Přeprava a stlačování nevybušných a neagresivních plynů
- Doprava spalovacího vzduchu do vysokých pecí
- Provzdušňování rybochovných nádrží a bazénů
- Pro různé účely v zemědělském a potravinářském průmyslu [3]

### 3.2. Výhody Rootsova dmyhadla

Celková koncepce uspořádání soustrojí dmyhadla disponuje množstvím výhod, které určují také oblasti jeho nasazení. Konstrukce je navržena s důrazem na maximální spolehlivost a funkčnost, snadnou kontrolu, údržbu a dostupnost jednotlivých částí soustrojí i v protihlukovém krytu. Mezi hlavní přednosti pak můžeme zařadit:

- nízké provozní náklady,
- snadnou obsluhu,
- minimální zastavěnou plochu,
- snadné chlazení - pro chlazení soustrojí v krytu není potřeba přídavný ventilátor
- dlouhou životnost



- možnost přepravy plynů, kapalin a sypkých látek (cement, granule atd.) [3]

Jedna z primárních výhod dmychadel tohoto typu spočívá v dosažení výstupního tlaku již při malých otáčkách. Účinnost je závislá hlavně na přesnosti výroby piškotů rotoru a jejich vůlích vůči sobě samým, stejně jako vůči rotorové skříni. Ozubené soukolí mimo pracovní komoru zajišťuje synchronní bezdotykový chod obou pístů.

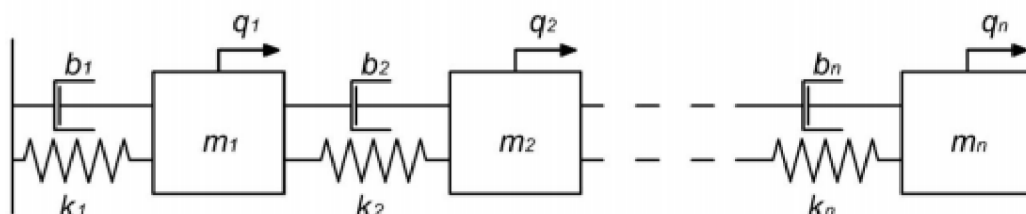
Parametry dmychadel se velmi liší v závislosti na daném soustrojí. Mezi ty nejdůležitější patří odlišný pracovní tlak, objemový průtok dmyhadla a výkon elektromotoru, který soustavu pohání. Příklad soustrojí vyráběného firmou Kubíček VHS je vyobrazen na následujícím obrázku.



Obrázek 3-3 Rootsovo dmyhadlo vyráběné firmou Kubíček VHS [3]

## 4 ANALÝZA KMITÁNÍ SOUSTAVY S VÍCE STUPNI VOLNOSTI

Kmitání je fyzikální děj, který je vlastní všem konstrukcím a strojům vyskytujícím se v našem okolí. U soustav s více stupni volnosti si lze tento děj představit jako více soustav s jedním stupněm volnosti, které jsou vzájemně propojeny, viz následující obrázek.



Obrázek 4-1 Kmitání soustavy s více stupni volnosti [4]

Kde:

$m_1 \dots m_n$  – hmotnosti jednotlivých těles soustavy

$b_1 \dots b_n$  – tlumení mezi prvky soustavy pomocí tlumičů

$k_1 \dots k_n$  – tuhosti jednotlivých prvků

$q_1 \dots q_n$  – zobecněné souřadnice jednotlivých těles

K popisu probíhajícího děje je možné použít i několik zjednodušení, například předpoklad linearity. Předpoklad linearity obecně spočívá v uvažování malých výchylek (do  $5^\circ$ ). Tento předpoklad vychází z faktu, že do této hodnoty je rozdíl mezi přímkou a funkcí sinus velice malý, až zanedbatelný. Toto zjednodušení vede k lineární diferenciální rovnici sloužící k popisu dynamických stavů soustavy. K popisu dynamických soustav s různým počtem stupňů volnosti pak užíváme Lagrangeovu rovnici druhého řádu. Lagrangeova rovnice vychází z určení celkové kinetické a potenciální energie soustavy, zatlučené funkce, práce vnějších sil.

Pro celkovou kinetickou energii soustavy platí následující vztah:

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot \dot{q}_2^2 + \dots + \frac{1}{2} m_i \cdot \dot{q}_i^2 \quad (4.1)$$

Pro celkovou potenciální energii soustavy platí následující vztah:

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 \cdot q_1^2 + \frac{1}{2} k_2 \cdot (q_2 - q_1)^2 + \dots + \frac{1}{2} k_n \cdot (q_n - q_{n-1})^2 \quad (4.2)$$

Pro celkovou disipační energii soustavy platí následující vztah:

$$E_d = \frac{1}{2} b_1 \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} b_2 \cdot (\dot{q}_2 - \dot{q}_1)^2 + \dots + \frac{1}{2} b_n \cdot (\dot{q}_n - \dot{q}_{n-1})^2 \quad (4.3)$$

Pro výslednou práci vnějších sil platí následující vztah:

$$A = Q_1 \cdot q_1 + Q_2 \cdot q_2 + Q_n \cdot q_n \quad (4.4)$$

K sestavení Lagrangeových rovnic druhého řádu se provedou derivace vztahů pro energie soustavy (4.1) až (4.4) podle zobecněných souřadnic. Vychází se z následující formule:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_P}{\partial q_i} = \frac{\partial A}{\partial q_i} \quad (4.5)$$

Tato formule vede k soustavě  $n$  diferenciálních rovnic druhého řádu. Při přidávání stupňů volnosti se zapsané rovnice rozšiřují o další členy. Pro přehlednější zápis se používá maticového tvaru. Maticový zápis obecné soustavy pak vypadá následovně:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{Q}(t) \quad (4.6)$$

Kde:

$\mathbf{M}$  [kg] matice hmotností jednotlivých kmitajících hmot

$\mathbf{B}$  [Ns/m] matice tlumení soustavy

$\mathbf{K}$  [N/m] matice tuhosti soustavy

$\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}$  matice zobecněných souřadnic (výchylka [m], rychlost [m/s], zrychlení [m/s<sup>2</sup>])

$\mathbf{Q}(t)$  [N] matice buzení soustavy.

Volné kmitání soustavy nastává při nulové pravé straně rovnice (4.6). Pokud je soustava buzena vnější silou o určité frekvenci, mluvíme o tzv. vynuceném kmitání soustavy [4].

Pro řešení systémů s více stupni volnosti se v drtivé většině případů používá výpočetní výkon počítačů s vhodným softwarem, založeným na bázi metod konečných prvků, objemů či diferencí. Mezi programy, které pracují s těmito matematickými metodami, je možné zařadit Ansys, Nastran, Patran a podobně. Vlastní přídatné moduly vyvíjejí také výrobci CAD systémů. Při použití vhodného softwaru pro analýzu je však stále na místě opatrnost a snaha ověřit si získané výsledky. Nedbalé používání vede ve většině případů k obrázkům, které nemají žádnou vypovídající hodnotu o řešeném problému.

Výstupní veličinou výše zmíněných systémů je tzv. Amplitudo-frekvenční charakteristika. Jedná se o křivku popisující odezvu systému (amplitudu výchylky) mechanismu nebo stroje v závislosti na frekvenci budící síly.

## 5 PŘEDCHÁZENÍ VIBRACÍM V DYNAMICKÝCH SOUSTAVÁCH

Metody vedoucí k potlačení nebo také předcházení vibrací můžeme rozdělit podle přístupu na konstrukční a mechatronické.

### 5.1. Konstrukční přístupy

Vychází z pragmatické úvahy: „Když vibrace nevybudím, tak neovlivní chování soustavy“ [5]. Konstrukční přístupy pro zlepšení dynamického chování soustavy jsou velmi důležité zejména ve stadiu návrhu prototypu nového stroje. Požadavky na vlastnosti konstrukce jsou především vysoká tuhost a nízká hmotnost, s vysokými vlastními frekvencemi a zároveň s dobrým vlastním tlumením. Většinou je těmto požadavkům vyhověno pomocí sestavení vhodných dynamických modelů, na jejichž základě se poté dospěje k prototypu stroje.

### 5.2. Mechatronické přístupy

Jsou většinou aplikovány na již vyrobené stroje, u kterých dochází k problémům souvisejícím se vznikajícími vibracemi. Přístup tedy neprovádí zásahy přímo do konstrukce stroje, ale snaží se odstranit vibrace jiným způsobem [5]. Lze jej uplatnit na zdroje buzení stejně jako na výstupní chování soustavy. Do této kategorie je možné zařadit především metody, které se dají implementovat v rámci řídicího systému stroje. Avšak k realizaci funkčního tlumení je nutná znalost dynamických vlastností soustavy. Nejčastěji se jedná o přidání tlumícího prvku nebo použití speciálních tzv. piezoelektrických materiálů, které jsou schopny absorbovat příchozí vibrace a převádět je na elektrický výkon.

Navržená přídatná zařízení v rámci mechatronického přístupu mohou být plně autonomní a lze je využívat k potlačování vibrací různých mechanických struktur. Z hlediska řízení se jedná buď o prvky pasivní, poloaktivní (semiaktivní) nebo aktivní.

Kombinací konstrukčních a mechatronických přístupů je v některých případech možné radikálně zlepšit dynamické vlastnosti stroje [5]. Reálné nasazení mechatronických přístupů může pro dosažení optimálního výsledku kombinovat obě uvedené strategie, tedy předcházet vzniku vibrací i potlačovat vibrace již vybudované. Mechatronické způsoby by však neměly být prosazovány na úkor kvalitního provedení návrhu mechanické stavby stroje. Jejich zavedení se také neobejde bez technických problémů a uzpůsobení řešené konstrukce. Mnohdy je potřeba dalších technologických úprav nebo přídatných zařízení, které jsou z cenového hlediska náročné.

Vzhledem k posuzovanému problému s Rootsovým dmychadlem jsou na místě s ohledem na náklady vhodné spíše konstrukční úpravy ať už skříně nebo rotorů dmychadla. Na druhou stranu existuje celá řada moderních přístupů a materiálů, kterými je možné velmi efektivně vibrace nejen izolovat, ale také cíleně řídit.

### 5.3. Možnosti tlumení vibrační soustav

V případě vibrací, kterým je obtížné předejít nebo to z technických důvodů není možné, se nabízí několik různých možností jejich cíleného potlačení. Způsoby potlačení vibrací lze rozdělit na základě různých kritérií. Možné způsoby tlumení jsem rozdělil s přihlédnutím k otázce říditelnosti dynamických tlumičů.

#### 5.3.1. Pasivní tlumiče vibrací

Pasivní mechanické „hltiče vibrací“ jsou pružné tlumící neřízené dynamické prvky. Volbou pasivního tlumení vibrací dostáhneme nejjednoduššího a nejsnáze realizovatelného způsobu, jak ochránit dynamický systém před jejich negativním vlivem [6]. Technická realizace spočívá v přidání libovolného lineárního viskózního tlumícího prvku do soustavy, jehož tlumící síla je přímo úměrná rychlosti kmitání a řídí se následujícím vztahem:

$$\vec{F} = b \cdot \vec{v} \quad (5.3.1)$$

Kde:

F [N] je síla, která působí na daný typ tlumiče

b [Ns/m] je lineární koeficient tlumení tlumiče

v [m/s] je rychlost pohybující se části chtěně tlumené konstrukce



Obrázek 5-1 Pneumatický tlumič [6]

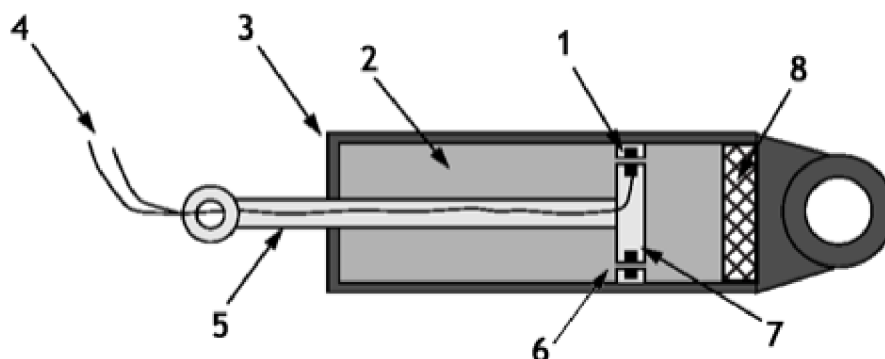
Řešení problému vibrací pomocí pasivních prvků se však ve většině příkladů neukazuje jako dostatečně efektivní, jelikož obvykle tímto krokem docílíme útlumu pouze v určité části frekvenčního spektra. Tento postup sice může v jistých situacích poskytnout dostatečnou ochranu soustavy, ale zároveň může být naprosto neúčinný například v jiných provozních otáčkách stroje. Důvod tohoto omezení je prostý, systémy s pasivními tlumiči nedokáží reagovat na dynamické změny soustavy. Tyto vlastnosti plynou z nepřítomnosti zpětné vazby a nemožnosti řízení tlumiče.

#### 5.3.2. Poloaktivní tlumící prvky

Vyznačují se tím, že energii ze systému pouze odebírají (disipují). Jedná se tedy o přímo disipativní členy, které jsou většinou ovládány veličinou, na jejíž změnu jsou schopny reagovat. Představitelem této skupiny jsou kapalinové viskózní tlumiče s magneto-reologickou či elektro-reologickou kapalinou.

### 5.3.2.1. Tlumič s magneto-reologickou kapalinou

Pracovního efektu proměnlivého tlumicího účinku je dosaženo změnou magnetického pole, které působí na magneto-reologickou kapalinu [6].



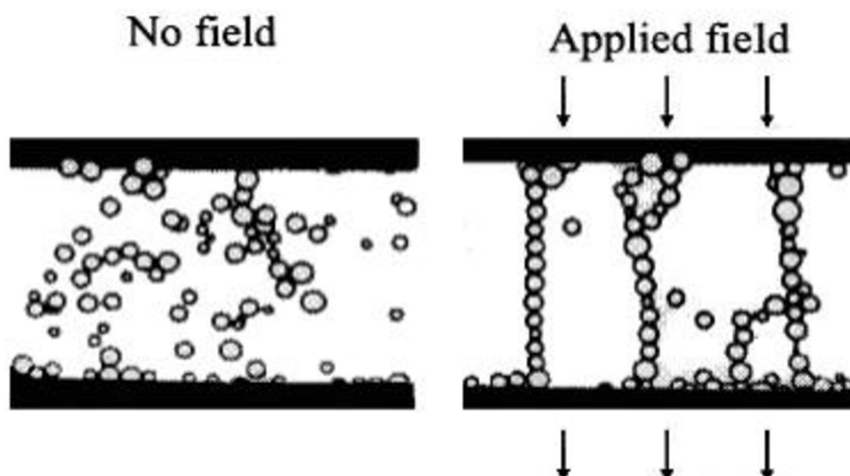
Obrázek 5-2 Tlumič s magneto-reologickou kapalinou převzato z [6]

Tlumič je tvořen: elektromagnetem (1), magneto-reologickou kapalinou (2), konstrukcí (3), vodičem (4), pístnicí (5), průtočnými kanálky (6), hlavou pístu (7) a akumulátorem (8).

Kanálky, které jsou umístěny v hlavě pístu, umožňují proudění tlumicího media, čímž je umožněno i pohybu pístu. V blízkosti průtočných kanálků je uložena cívka, která po přivedení elektrického napětí generuje magnetické pole [6]. Toto pole prostřednictvím změny vlastností magneto-reologické kapaliny ovlivňuje průtok a ve výsledku i tlumicí účinek tlumiče. Akumulátor slouží k vyrovnávání změn objemu v důsledku měnícího se zanoření pístnice a to prostřednictvím kapsle stlačeného plynu.

### 5.3.2.2. Tlumiče s elektro-reologickou kapalinou

Jedná se o tlumiče s kapalinou, jejíž vlastnosti se mění při změně elektrického pole. Tyto tlumiče se používají většinou v kombinaci s piezoelektrickými aktuátory. Funkci tlumiče zachycuje následující obrázek:



Obrázek 5-3 Funkce tlumiče s elektro-reologickou kapalinou převzato z [7]

Tlumiče tohoto typu jsou založeny na suspenzi feromagnetických částic rozptýlených v nosné kapalině (minerální nebo syntetický olej, směs vody a glykolu). Za normálních okolností jsou částice náhodně orientovány a látka vykazuje chování Newtonovských kapalin [7,8,9].

Působením magnetického pole však dochází k zásadní změně v jejich struktuře a chování. Původně volně rozptýlené částice se v ovlivněné oblasti shlukují a vytvářejí řetězce ve směru toku magnetického pole (obr. 5.3). Touto změnou kapalina získá viskoplastický charakter a v důsledku toho klade větší odpor proti změně způsobené vibrací [8,9]. Tento efekt roste spolu s intenzitou magnetického pole až k hranici závislé na vlastnostech částic.

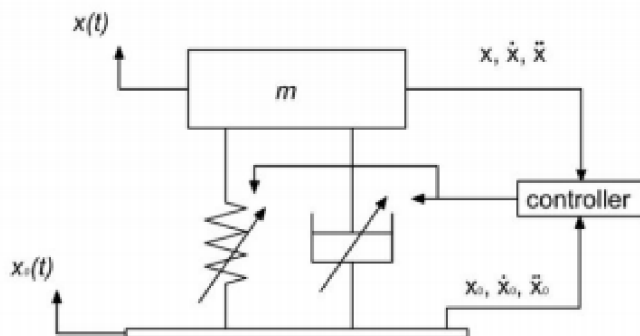
### 5.3.3. Aktivní tlumící prvky

Vyznačují se tím, že kromě disipace energie ji do soustavy i dodávají, a to pomocí např. piezoelektrických aktuátorů, smart polymerových polovodičů, elektromagnetů apod.

Jejich funkce spočívá v tom, že využívají dynamických sil na stejné frekvenci, které působí proti směru působení vstupních vibrací tak, aby jejich součet byl nulový nebo maximálně blízký nule [10]. Takové systémy se obvykle umístí mezi stroj a zem (nebo rám jiného stroje) a jsou schopny poskytnout plnohodnotnou ochranu před vibracemi ve velkém rozsahu jak budících frekvencí, tak maximálních velikostí amplitud.

Systém se však stává značně složitějším a vyvstává spousta otázek, které je třeba řešit. Mimo jiné například vhodná volba aktuátorů, senzorů, omezení hmotnosti, stabilita, výkon, či zajištění bezpečnosti při potenciálním selhání.

Aktivní tlumení, jehož schéma je na následujícím obrázku, také zahrnuje okamžitou změnu parametrů, jako je tuhost či tlumení, kdy tuhost a tlumení se stávají funkcí času. Pro tento typ tlumení však potřebujeme zdroj energie a to je leckdy důvod, proč tento typ nelze využít v širším měřítku.



Obrázek 5-4 Schéma aktivního tlumění vibrací soustavy převzato z [6]

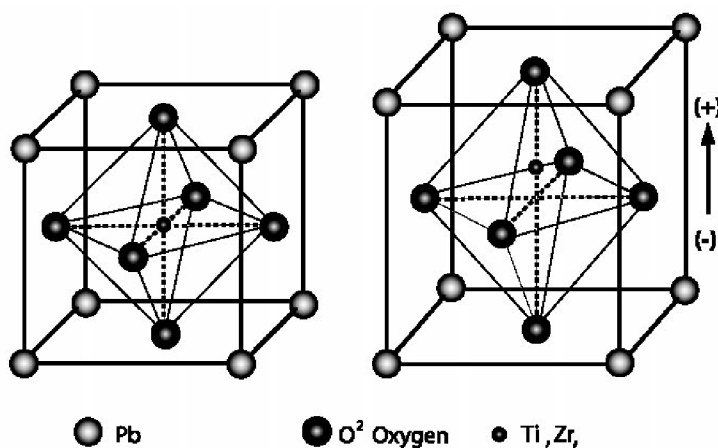
Aktivní tlumící prvky můžeme rozdělit podle závislosti na přeměně energie. Jedná se o tlumiče založené na piezoelektrických materiálech a elektromechanické tlumiče.

U aktivních tlumících prvků je také důležité zmínit, že jejich nevhodné řízení může způsobit nestabilitu systému a vibrace naopak budít. Dokonce je možné stávající vibrace zesilovat. Při správném naladění jsou však nejúčinnějším způsobem potlačení vibrací v širokém frekvenčním pásmu. Aktivní tlumící prvky tak našli své uplatnění především u obráběcích CNC center a u strojů, kde za provozu dochází k výraznému frekvenčnímu přeladování. U strojů, kde se provozní otáčky za běhu stroje příliš nemění, je možné dosáhnout plnohodnotného útlumu i s poloaktivními tlumícími prvky, jejichž realizace je z cenového hlediska příznivější.

Po prozkoumání všech výše zmíněných možností útlumu vibrací jsem došel k závěru, že pro efektivní cílený útlum vibrací se nejvíce využívají systémy založené na piezoelektrických materiálech. Právě těmto systémům je věnována následující kapitola.

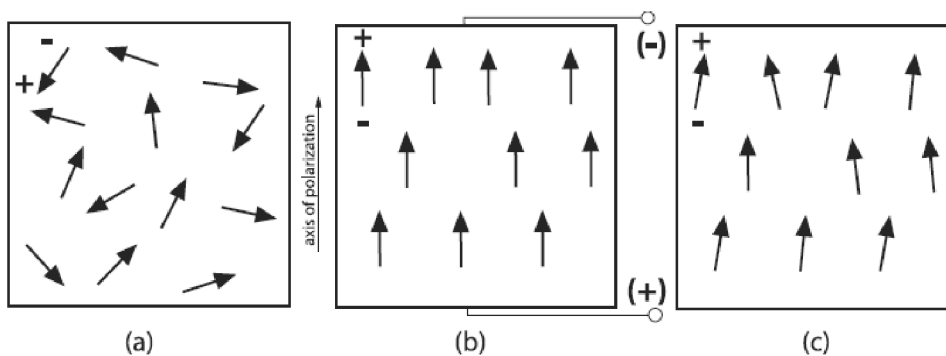
## 5.4. Piezoelektrické materiály

Piezoelektrické materiály (prvotně keramika) byly objeveny na počátku 19. století (Pierre a Jacques Curie) [11]. Při deformaci krystalické mřížky např. monokrystalů dochází k vytváření elektrického náboje přímo úměrného deformaci. Při správné polarizaci nábojů je možné deformací piezoelektrického materiálu získat elektrický výkon odpovídající velikosti vibrací. Tento proces funguje i zpětně, tedy přivedením napětí na elektrody lze změnit strukturu piezoelektrického materiálu.



Obrázek 5-5 Krystal piezoelektrické keramiky před a po polarizaci, převzato z [11]

Prvek, který projde výše zmíněným procesem, je trvale polarizován tzv. zbytkovou polarizací. V důsledku procesu je také permanentně protažen. Nárůst v délce prvku je však velmi malý (obvykle v řádu mikrometrů) [11]. Mechanická komprese nebo přivedení napětí na polarizovaný prvek mění dipólový moment spojený s tímto prvkem. Tím vzniká možnost ovlivňovat tvar piezoelektrického materiálu přivedeným napětím. Proces polarizace je popsán na následujícím obrázku.



Obrázek 5-6 Proces polarizace piezoelektrického materiálu, převzato z [11]

### 5.4.1. Využití piezoelektrických materiálů k řízení či odstranění vibrací

Piezoelektrické měniče jsou rozsáhle používány především v konstrukčním ovládní vibrací. Jejich široké využití v této oblasti je dáno především jejich vynikajícími ovládacími a snímacími schopnostmi [12,13]. Při procesu odlehčování konstrukce dochází mnohdy ke zhoršení dynamických vlastností stroje. K zamezení tohoto jevu a zároveň ke zvýšení odolnosti a bezpečnosti pasivních plechových konstrukcí lze využít integrovaných adaptivních systémů založených na těchto moderních materiálech.



Existuje několik přístupů, jak na konstrukci aplikovat výše uvedené aktuátory.

#### 5.4.1.1. Lepení piezoelektrických aktuátorů na stávající konstrukce

Neugebauer a kolektiv se zabývají možnostmi lepení piezoelektrických materiálů na stávající konstrukce strojů. Cílem je vylepšit dynamické vlastnosti stroje a zamezit kmitání v místech konstrukce, která jsou namáhána nejvíce a hrozí u nich opotřebení či vznik trhlin [14]. Již nalepený piezoelektrický přípravek od firmy THUNDER ilustruje následující obrázek:

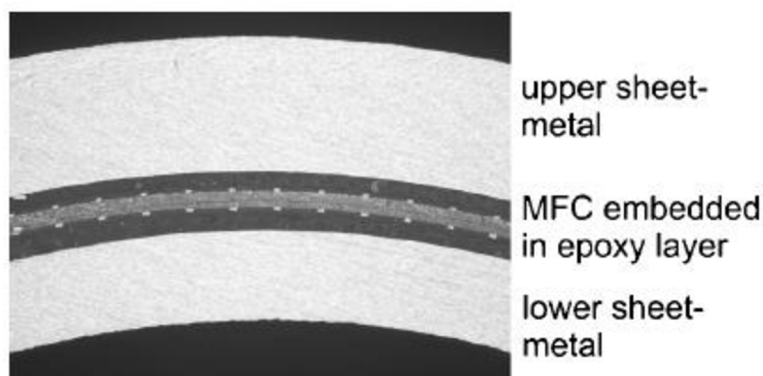


Obrázek 5-7 Lepení keramické vrstvy pomocí technologie THUNDER<sup>®</sup> [15]

Lepení piezoelektrických stacků na již vyhotovené a vytvarované plechové díly má z podstaty věci velmi příznivý vliv v případě, že je stávající konstrukce již vyrobena. Avšak spolu s touto výhodou sebou nese také několik omezení. Nejvíce limitujícím omezením je obtížnost aplikace piezoelektrického měniče na složité tvarové struktury. Do jisté míry je aplikace možná na rovinných plochách, případně pomocí lepidel na tvarově méně složité struktury.

#### 5.4.1.2. Vkládání kompozitního snímače do konstrukce při tváření

Výše uvedené omezení přilepených piezoelektrických snímačů může být překonáno pomocí vázání MFC (Macro Fiber Composites) kompozitního snímače mezi polotovary plechových dílců. Následným tažením se pak vyhotovuje kompozitní konstrukce. Při tomto přístupu je však nutné, aby byl spoj plně vytvrzen například lepidlem [12].



Obrázek 5-8 Řez kompozitním materiálem vyztuženými piezoelektrickými aktuátory [13]

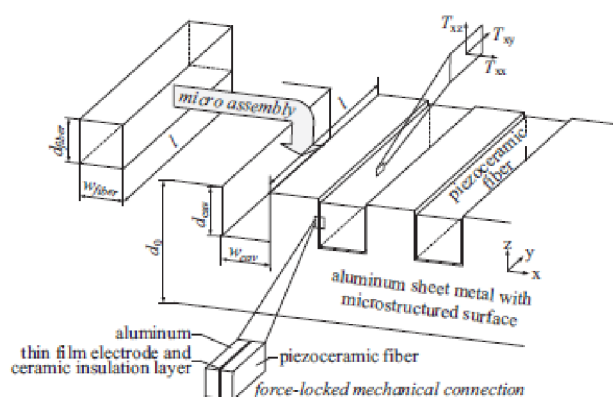
Nicméně při takto zkomponovaných snímačích je jejich potenciál pro deformaci (smrštění či roztahení v kolmém směru na plochu snímače) značně omezený. Pružný polymerní materiál se stává součástí struktury, která není příliš poddajná a nepřispívá tak k pasivní ani aktivní funkci adaptivního systému [13].

Pro takto vyhotovené piezoelektrické aktuátory se našlo užití v oblasti karoserií automobilů, které díky této formě vyztužení jsou schopny lépe absorbovat vibrace či zamezit přenášení vibrací do kabiny automobilu. Jednou z dalších oblastí využití by mohlo být vyztužování silně namáhaných konstrukcí, například křídel letadel.

#### 5.4.1.3. Integrace piezoelektrických aktuátorů na povrch hliníkových plechů

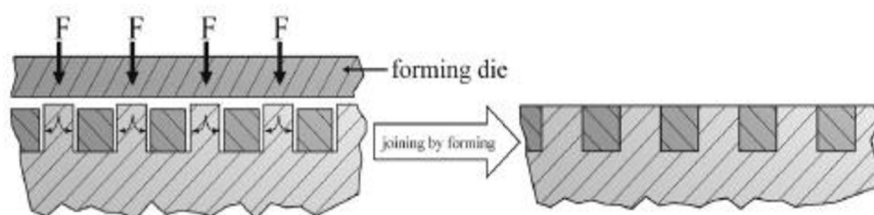
V dnešní době se také vyvíjejí postupy pro přímou integraci piezoelektrických keramických vláken do lehkých hliníkových konstrukcí. Vhodným obrobením kovového povrchu je možné docílit níže popsaného výsledku.

Asanuma se při vývoji jedné z možností integrace piezoelektrických aktuátorů dopracoval k výrobě plechu složeného z dutých vláken ve tvaru písmene U [16]. Připravené aktuátory se poté vkládají do těchto dutin, viz následující obrázek.



Obrázek 5-9 Vkládání piezoelektrických stacků do drážek hliníkového plechu [13]

Následně se pomocí tvářecího nástroje přitlačí na přečnávající drážku plechu. Tento tlak způsobí deformaci a smrsknutí drážek, což má za následek pevnou fixaci piezoelektrických keramických modulů [13].



Obrázek 5-10 Následná povrchová úprava a fixace piezoelektrických stacků [13]

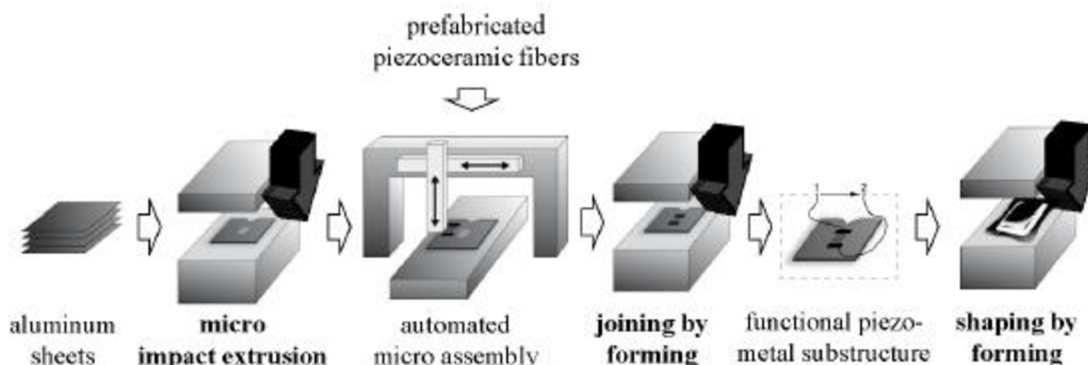
Při této technologii integrace by se mohlo dále využít kruhových drážek vytvořených speciálními nástroji. Poté by se obdobným způsobem zafixovaly přídavné piezoelektrické aktuátory do struktury. Avšak tvorba takto strukturovaných drážek na povrchu hliníkového plechu je technologicky náročnější. Navíc se jedná o velmi malé rozměry a je zde velký požadavek na přesnost drážky.

#### 5.4.1.4. Integrace piezoelektrických aktuátorů pomocí volně zformovaných struktur

Poslední zkoumanou možností integrace piezoelektrických aktuátorů do struktury kovu je integrace pomocí volně zformovaných piezoelektrických struktur. Tyto struktury se nanosou do mikroskopických kavitací a nerovností vznikajících při obrábění či tvarování plechu již při

výrobním procesu. Tento postup zajistí jejich spojení s kovovým podkladem na mikroskopické úrovni. Nespornou výhodou je schopnost generovat elektrický výkon z napětí ve všech směrech i krutu. Navíc nanesení takto formovaných struktur nezpůsobí velké změny v materiálových charakteristikách plechu [17].

Proces aplikace takto využitelných piezoelektrických struktur ilustruje následující obrázek:



Obrázek 5-11 Technologie výroby volně formovaných piezoelektrických struktur[17]

Výše zmíněné možnosti aplikace piezoelektrických aktuátorů je možné využít v kompozitu rámu Rootsova dmychadla. Jsou velmi efektivní volbou v oblasti řízení vzniklých vibrací. Aplikace je možná na libovolnou část konstrukce, jejíž vibrace chceme nějakým způsobem snímat a řídit. Protože se část rámu konstrukce skládá z velkých rovných plechů, stejně jako stěny protihlukového krytu, bylo by možné propůjčit těmto strukturám tlumící a řídicí schopnosti piezoelektrických aktuátorů.

V dnešní době by se k aplikaci piezoelektrických materiálů na konstrukci stroje z cenového hlediska pravděpodobně nedalo přistoupit, nicméně s postupem času se tyto technologie mohou stát cenově dostupnějšími. Stávající cenová hladina piezoelektrických aktuátorů je pro výrobce nepřijatelná a znamená by značné zdražení výrobků. Z tohoto důvodu bych spíše preferoval doporučení, která v oblasti rozměrných tenkých plechů (akustických zářičů) počítají s konstrukčními úpravami stávající konstrukce například pomocí žebrování výše uvedených rozměrných ploch.

Přenosové funkce všech integrovaných systémů na bázi piezoelektrických materiálů jsou vysokého řádu a jejich póly jsou velmi lehce tlumené. Problémy řízení spojené s těmito systémy jsou ve většině případů triviální. Existují různé techniky, které jsou navrženy k řešení problému s vibracemi. Nejslibnější z nich je založena na použití kompatibilních spojů snímačů a akčních členů [11].

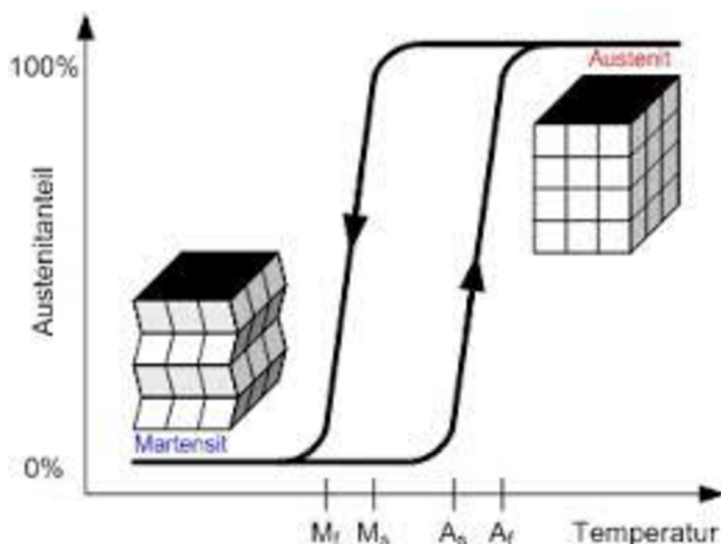
## 5.5. SMA (shape memory alloys) - materiály s tvarovou pamětí

Jedná se o slitiny, které si „pamatují“ svůj původně vyrobený tvar. Po deformaci se vlivem zvýšení teploty vrátí do původního stavu před deformací. Jde především o lehké materiály, které se stávají alternativou pevných součástí strojů.

Materiály s tvarovou pamětí jsou velmi odolné vůči korozi a mají uplatnění v širokém spektru odvětví včetně automobilového průmyslu, letectví, biomedicínské a robotiky. V zásadě se jedná o dva typy materiálů Cu-Al-Ni a Ni-Ti, jejichž vlastnosti se přizpůsobují potřebám pomocí různých příměsí [18].

Klíčovou charakteristikou všech materiálů s tvarovou pamětí je výskyt tzv. martenzitické fázové transformace. Martenzitická transformace je smykově-dominantní fázová transformace krystalické mřížky bez difuze. Ke změně tvaru dochází prostřednictvím nukleace a růstu martenzitické fáze z nadřazené austenitické fáze [18].

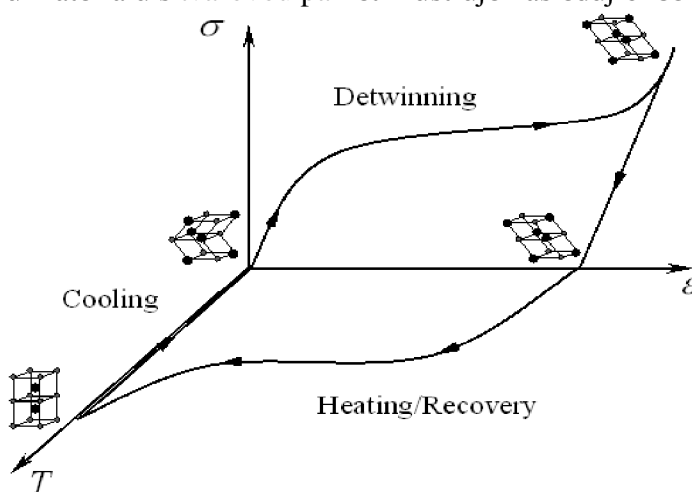
Přechod mezi transformacemi ilustruje následující obrázek:



Obrázek 5-12 Přechod mezi martenzitickou a austenitickou strukturou krystalické mřížky

Nadřazenou fází je pro většinu krystalických mřížek kvádrový profil, tedy základní krystalická mřížka. Přechodu mezi strukturami krystalické mřížky je docíleno změnou vnitřní energie soustavy. Při změně teploty dochází v konečném důsledku k rekonfiguraci krystalických mřížek obdobně jako při kalení oceli.

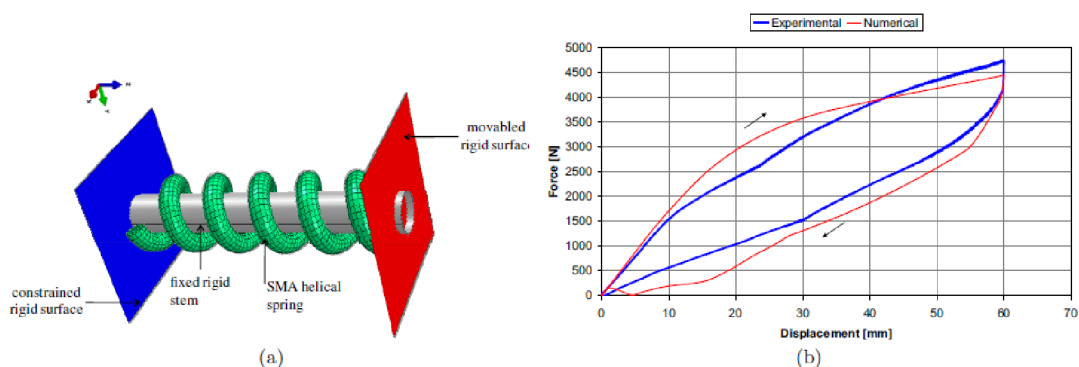
Hystereze tvarové přeměny materiálů není závislá na čase, ale pouze na napětí a teplotě. Křivku cyklických změn u materiálů s tvarovou pamětí ilustruje následující obrázek:



Obrázek 5-13 Přechodový diagram materiálů s tvarovou pamětí [18]

Diagram popisuje jednotlivé přechody ve struktuře materiálu. Materiál vyhovujícího tvaru je deformován prostřednictvím napětí, až dojde ke změně jeho struktury (nejvyšší bod křivky). Po odlehčení dojde ke zmenšení přetvoření, ale materiál zůstane stále zdeformován. Vlivem zahřívání se jeho struktura změní a vrátí se do nadřazené austenitické fáze. Po vychlazení na

původní teplotu se krystalická mřížka zdeformuje (transformuje) zpět do původní podoby. Přechodová charakteristika pak vypadá následovně:



Obrázek 5-14 Přechodový diagram materiálů s tvarovou pamětí [19]

Mez kluzu těchto slitin je z pravidla nižší než u oceli, ale některé kompozity dosahují vyšší meze než plast nebo hliník. Kompozity na bázi Ni-Ti mohou dosáhnout meze kluzu i 500 MPa [15]. V důsledku vysoké ceny zpracování se však tyto materiály se používají pouze v aplikacích, kde lze využít jejich elastické vlastnosti nebo jev tvarové paměti.

Stejně jako u piezoelektrických aktuátorů se jedná o technologicky a cenově náročnější řešení než pomocí konvenční oceli. Nicméně tyto materiály mají velký potenciál v oblasti tlumení vibrací. Díky svým vlastnostem a hysterezi při deformování jsou schopny absorbovat menší množství energie bez viditelné změny své struktury. V případě, že se zkonstruovaný rám z těchto materiálů nějakým způsobem zdeformuje, je možné tuto deformaci vrátit zpět pomocí teplotní změny. Nejspíše se však najdou mnohem efektivnější užití materiálů s tvarovou pamětí v jiných průmyslových odvětvích.



## 6 SOUVISLOST VIBRACÍ S HLUKEM

Vibrace všech systémů vedou k emitování zvukových vln o frekvencích vybuzených vibrací. Tyto zvukové vlny nazýváme nechtěný ruch. Pokud není technicky umožněna redukce vibrací, je možné alespoň částečně redukovat vyzařovaný akustický tok, který je charakterizovaný frekvencí a velikostí akustické energie [20]. Existují dva přístupy redukce nechtěného hluku.

### 6.1. Pasivní přístup

Jedná se většinou o zábranu formou bariéry, která vede k přeměrování nebo odklonění toku akustické energie [20]. Energie dopadajících zvukových vln se na rozhraní bariéry změní (dojde částečně k rozechvění bariéry a částečně k odrazu akustických vln zpět ke zdroji hluku). V závislosti na materiálu, ze kterého je bariéra zhotovena, dochází k útlumu signálu za ní. Tento přístup je vhodný pro vyšší frekvence zvukových signálů, při nízkých frekvencích není příliš efektivní.

### 6.2. Aktivní přístup

Princip spočívá v monitorování vzniklého pole ze zdroje nechtěného hluku pomocí pole mikrofonů [20]. Zachycený signál se poté zpracovává ve výpočetní jednotce a na bázi vzdálenosti je počítán signál do reproduktoru. Reproduktor obdrží obdobný signál, jako vydává zdroj hluku, pouze s opačnou fází. Důsledkem principu superpozice zvukových vln dojde k anihilaci (vyrušení) zvukových vln zdroje s vlnami s opačnou fází generovanými reproduktorem.

Přístup je vhodný pro nízké frekvence. Při zachycení signálu a následném zpracování dochází k časovému zpoždění [20] (v závislosti na použitém systému a odezvy reproduktoru v řádu ms). Při uvažování zvuku o frekvenci 20Hz a rychlosti jeho šíření ve vzduchu ( $340\text{ms}^{-1}$ ) dojdeme výpočtem k velké uražené vzdálenosti za daný časový úsek. Zachycený signál mikrofonem je nutné zpracovat do té doby, než zvuková vlna dorazí k reproduktoru. Při aperiodických signálech není jiná možnost cílené realizace odstranění nechtěného hluku.

U periodických signálů nedochází k prostorovému omezení realizace [20]. Důvodem je skutečnost, že jsme schopni předvídat, v jaké fázi a velikosti bude nechtěná zvuková vlna na konkrétně zvoleném místě s reproduktorem. Čím je frekvence nechtěného hluku nižší, tím kratší vzdálenosti mezi zdrojem, mikrofonem a reproduktorem je možné volit.

Vznikající akustický tok je možné ovlivnit také samotnou konstrukcí stroje. Z tohoto pohledu je výhodné vyhnout se rozměrným tenkým rovinným plochám. Pro potlačení zvukových signálů o nízkých frekvencích se tedy používá žebrování u výše zmíněných ploch. Tato operace má za následek vyztužení stávající konstrukce a také poskytuje prostor pro další odlehčování konstrukce při zachování obdobných pevnostních i modálních vlastností.

V praxi se většinou užívá pasivního přístupu k docílení nižších akustických hladin nechtěného ruchu. Realizace aktivních tlumících systémů je mnohdy velmi složitá a technologicky náročná. Z tohoto důvodu je jednodušší použít pasivního přístupu, případně pryžových materiálů k utlumení vznikajících vibrací na jeho zdroji.

### 6.3. Možnosti snížení hlukové hladiny soustrojí dmyhadla

Z výše zmíněné funkce Rootsova dmyhadla vyplývá množství problémů spojených s provozními hodnotami hlukových hladin. U velkých, hmotných a objemných konstrukcí se daří předcházet vibracím a hluku s provozem dmyhadla spojenými mnohem lépe a snáze. Avšak vlivem tlaku na snížení výrobních nákladů dochází u velké části výrobců k redukci množství použitého materiálu v konstrukci rámu, což vede k odlehčování a ztenčování konstrukce. Jsou zde také požadavky na lepší manipulovatelnost s dmyhadlem a s tím spojené požadavky na malé rozměry. Tyto kroky však při zanedbání jistých faktorů a opomenutí modálních vlastností soustavy mohou mít za následek fatální selhání nebo havárii stroje. Při uskutečňování kroků vedoucích ke snížení hmotnosti stroje je tedy potřeba postupovat obezřetně.

Hluková hladina konvenčně vyráběného stroje 3D28C dosahuje dle katalogových hodnot hladiny 90 dB (v závislosti na požadovaném výtlaku stroje). V praxi a měřeních na školní půdě se však dospělo k závěru, že tyto hodnoty mohou být ve skutečnosti i na prahu bolesti pro člověka (110 dB). Blíže se tímto problémem zabývá kolega Bc. Martin Smrček ve své práci. Při těchto hladinách hluku je na místě zabývat se možnostmi, které mohou pomoci snížit vyzářovanou akustickou energii, při zachování výše zmíněných požadavků kladených na soustrojí zákazníky.

Při procházení různých zdrojů jsem zjistil, že existují různé patentované konstrukční úpravy soustrojí, které mohou pomoci odstranit nepříjemný hluk spojený s rázovým stlačováním pracovního média či činností ozubených kol. Nutno podotknout, že se patentované konstrukční úpravy netýkají předloženého soustrojí dmyhadla. Je tedy možné, že se zmíněné hodnoty akustických veličin budou v případě aplikace těchto konstrukčních úprav na předložené soustrojí lišit. I přes tuto skutečnost jsem se snažil vybrat z úprav ty, které se týkaly dmyhadel s obdobnými hodnotami akustických veličin. Při hledání možných východisek pro firmu Kubíček VHS jsem narazil na následující možná řešení:

#### 6.3.1. Úprava skříně rotorů pomocí drážek u výtlačného otvoru

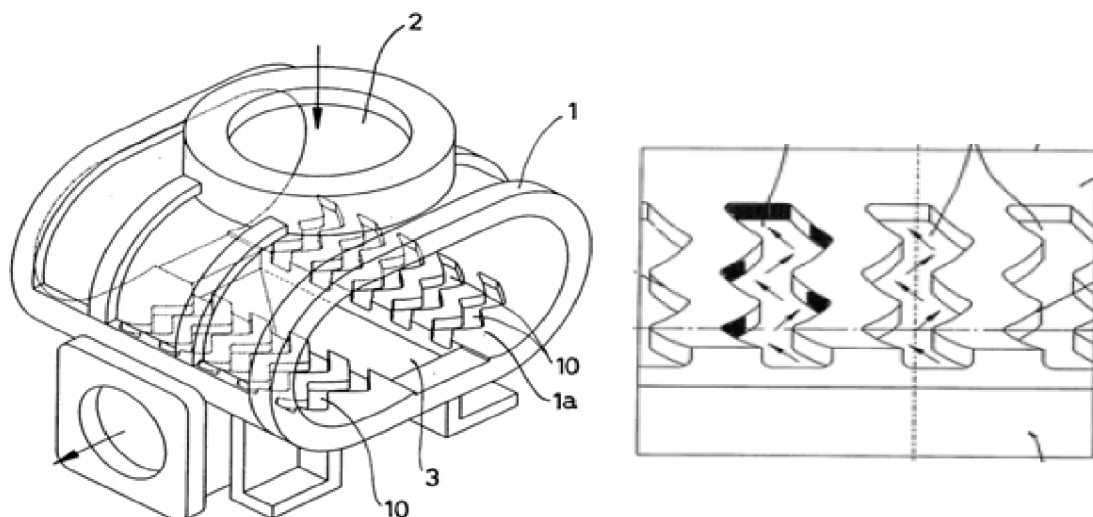
Na pozadí tohoto objevu stáli následující patenty:

No. 3-124986 vydán v květnu 28, 1991

No. 49-63507 vydán v červnu 4, 1974 [21]

Výše zmíněné patenty pojednávají o zavedení souběžných a spirálových drážek v těsné blízkosti výtlačného otvoru soustrojí dmyhadla. Tyto konstrukční úpravy byly první svého druhu. Snaha vynálezců při tvorbě těchto konstrukčních řešení byla omezit nějakým způsobem zpětný ráz stlačeného pracovního média z výtlačného ústrojí dmyhadla.

Inovace popisovaná ve zkoumané dokumentaci spočívá ve vysoustružení dvou sad meandrujících drážek, z nichž každá obsahuje několik zákrutů [21]. Drážky jsou vysoustruženy na vnitřním obvodovém povrchu stěny konstrukce tvořící rotorovou komoru (u výtlačného otvoru). Takto utvořená sada drážek táhnoucí se ve směru rotace jednotlivých rotorů zabírá poměrně velkou oblast vnitřní obvodové stěny, viz následující obr:



Obrázek 6-1 Náhled na upravenou skříň strojku s detailem drážek [21]

Při tvorbě drážek se dají uplatnit různé úhly sklonu drážek od sebe navzájem [21] (vzhledem k myšlené přímkce rovnoběžné s osami rotorů na vnitřním obvodovém povrchu stěny pláště). V tomto případě se sklon úhlu šikmých úseků každé z drážek uplatňuje ideálně v rozmezí mezi 20° až 60°.

Prostor se stlačeným vzduchem mezi lopatkami rotoru je spojen s výtlačným otvorem pomocí výše popsaných sad drážek. V okamžiku, kdy koncová část přední lopatky rotoru přechází sadu drážek, je stále spojena s výtlačným otvorem. V souladu s tím vzduch proudí zpětně z výtlačku dmyhadla na každou stranu drážkami osazeného pracovního prostoru. Směr proudícího vzduchu v protisměru rotace má tendenci udržovat přímočarý směr pohybu, který se změní při každém průchodu zakroucenou drážkou. Při opakování tohoto procesu dochází k postupnému utlumení rychlosti zpětně šířeného pracovního média.

Kromě tohoto utlumení dochází také ke srážení pracovního média s bočními stěnami drážky, což má za následek vznik turbulentního proudění, které omezuje zvýšení tlaku [21]. V důsledku kombinace výše zmíněných jevů dochází k utlumení hladiny hluku produkovaného turbulentním prouděním pracovního média. Z dostupných měření vyplývá, že hladina hluku produkovaného turbulentním prouděním může být snížena o několik decibelů.

Hluková hladina příslušného soustrojí byla zjišťována čtyřmi mikrofony zasazenými ve čtverci se vzdáleností 1m od okraje měřeného dmyhadla. Z důvodu měření zahrnujícího celé soustrojí dmyhadla usuzují, že se u konkrétního soustrojí jednalo o primární zdroj hluku.

Tabulka 1 Srovnání dat získaných z mikrofonomového pole [21]

	<b>originální konfigurace</b>	<b>upravená konfigurace</b>
	hladina hluku[dB]	hladina hluku[dB]
P1	88.0	79.9
P2	85.8	79.8
P3	84.9	76.0
P4	84.1	78.8



Měřicí postup popsany výše je v souladu s předpisy dle ISO norem. Konkrétně ČSN ISO 1996-3. Podle předloženého patentu může Rootsovo dmyhadlo osazené drážkami snížit vyzařovaný akustický výkon za chodu od 7 do 10 dB oproti dmyhadlu bez příslušných drážek.

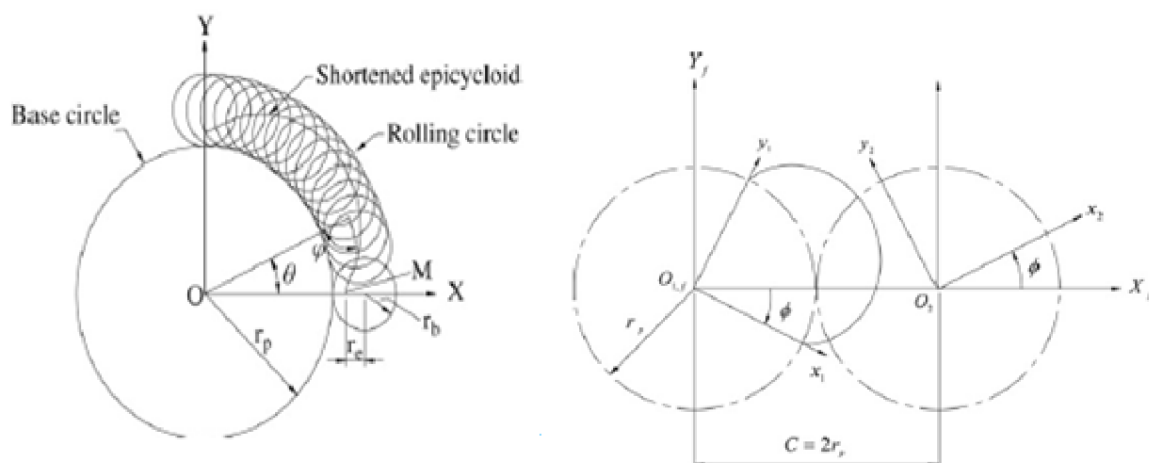
Mimo úprav skříně strojku je ještě možné provést optimalizaci samotného srdce Rootsova dmyhadla, tedy rotorů strojku.

### 6.3.2. Úprava tvaru rotorového piškotu

Inženýři z Národní Chung-Cheng Univerzity zkoumali vliv tvaru rotorového piškotu na plošnou účinnost dmyhadla [22]. Jimi navržená metoda počítá s tvarem rotoru jakožto cykloidou s proměnným trochoidním poměrem. Různé trochoidní poměry vychází z polynomů třetího, pátého a sedmého řádu a sinusoid. Výslednou účinnost navržené metody pak porovnávají vůči návrhu s konstantním trochoidním poměrem.

Mnoho výzkumníků před nimi se zaměřilo na výsledný tvar piškotu (oblouk, cykloida, hypocykloida, apod.), průlomovým se pro tento objev však stal výzkum pana Fanga, který navrhl tvar rotoru složený ze čtyř různých kruhových oblouků s vysokou objemovou účinností výsledné konfigurace rotorů.

Tvar rotorového piškotu popsany cykloidou s proměnným trochoidním poměrem je ilustrován následujícími obr.



Obrázek 6-2 Geometrie patentovaného piškotu rotoru[22]

Při odvalování kruhu (rolling circle) po základním kruhu vzniká cykloidní tvar křivky, kterou excentrický bod M opíše. Vzniká zde prostor pro různé tvary v závislosti na velikosti excentricity.

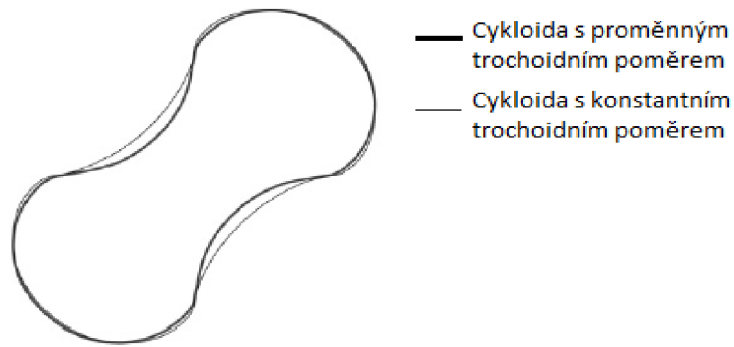
$r_p$  - poloměr základní kružnice

$r_b$  - poloměr valivého kruhu.

$r_e$  - excentricita (vzdálenost mezi bodem M na válcovém poloměru kruhu a středem valivého kruhu.)

Je-li  $0 < r_e < r_b$ , pak bod M opíše zkrácenou epicykloidu. Pokud bude  $r_e > r_b$ , pak M opíše rozšířenou epicykloidní cestu, je-li  $r_e = r_b$ , je opsaná cesta bodem M epicykloida [22].

Přesný postup, jak vytvořit křivku pro takto specifikovaný tvar rotoru, je více rozepsán přímo ve studovaném patentovém řešení. Rozdíl mezi přístupy ilustruje následující obr.



Obrázek 6-3 Ilustrativní rozdíl tvaru mezi konvenční a upravenou cykloidou [22]

Pro srovnání vzniklých rotorů na bázi různých přístupů použili výzkumníci následující parametry rotoru:

Tabulka 2 Srovnání dat získaných z mikrofonového pole [22]

počet piškotů rotoru	2
$r_b$ (poloměr zakl. kruhu)	10mm
$r_p$ (poloměr rotačního kruhu)	40mm
$\varphi$ (rotační úhel)	5,909°
$\theta$ (parametr tvorby profilu)	4,282°

Výsledky ilustruje následující tabulka. Levý sloupec reprezentuje tvar rotoru dmyhadla počítaný podle výše zmíněné metody, pravý sloupec reprezentuje konvenční cykloidu (s konstantním trochoidním poměrem).

Tabulka 3 Srovnání vlastností rotorů dmyhadla pro různé tvary cykloid

Typ křivky	cykloida (polynom 5tého řádu)	Epicycloida (konst)
Poloměr stoupání rotoru	40 mm	41.538 mm
Poloměr komory	63 mm	62.3076 mm
Plocha rotoru	5778.5098 mm <sup>2</sup>	6097.27 mm <sup>2</sup>
Plocha komory	22 548.98 mm <sup>2</sup>	22 548.98 mm <sup>2</sup>
Plošná účinnost	59.341 %	54.1 %

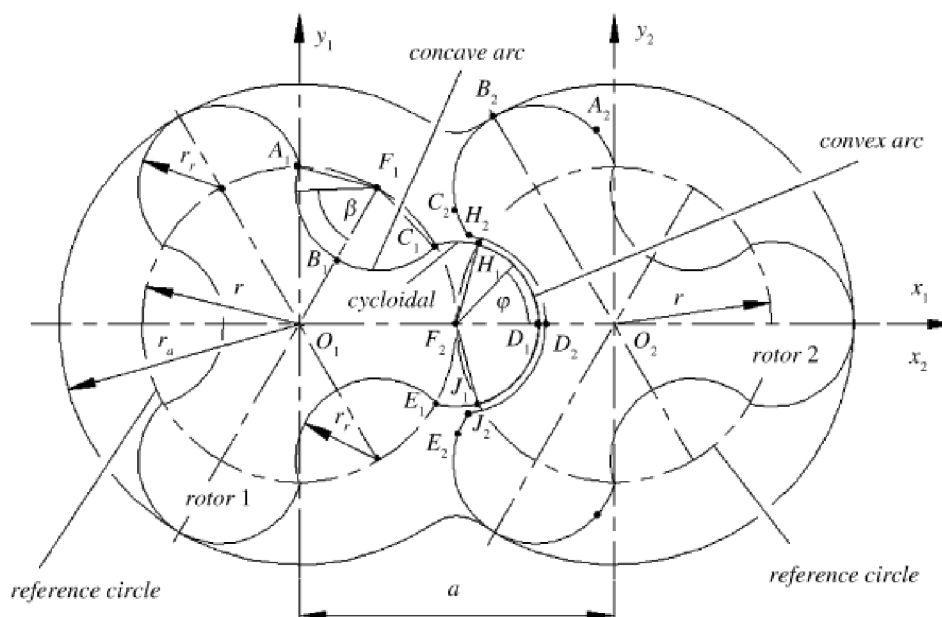
Ze srovnání vyplývá, že tvarem rotoru lze vcelku výrazně ovlivnit účinnost přenosu vzduchu při stlačovacím cyklu. Touto úpravou soustrojí dmyhadla je tedy teoreticky možné docílit stejného toku vzduchu při nižším momentu a silovém zatížení [22].

### 6.3.3. Užití šroubovicového profilu rotorů dmyhadla

Jedná se o konstrukční úpravu rotoru poskytující vyšší objemový tok vzduchu za snížených vibrací [23] (vůči rotorům s klasicky vytaženým profilem). V příslušném textu předloženém výzkumníky z Fuzhou University PE China a King's College v Londýně se jedná o rotor

soustrojí dmyhadla s třemi piškoty složený z konvexních a konkávních kruhových oblouků a cykloidy, která tvoří přechody mezi nimi.

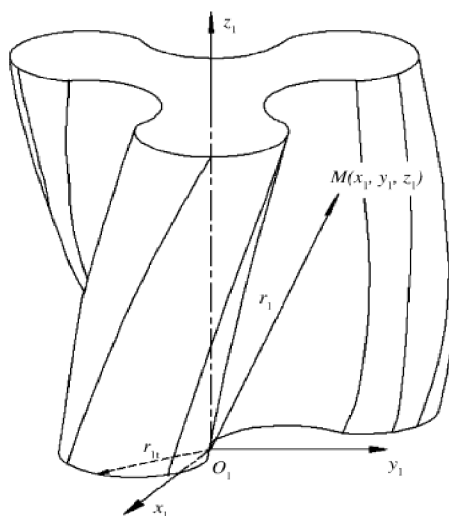
Detailní popis profilu šroubovicového rotoru ilustruje následující obrázek.



Obrázek 6-4- Detail geometrie profilu rotoru pro vytažení šroubovice [23]

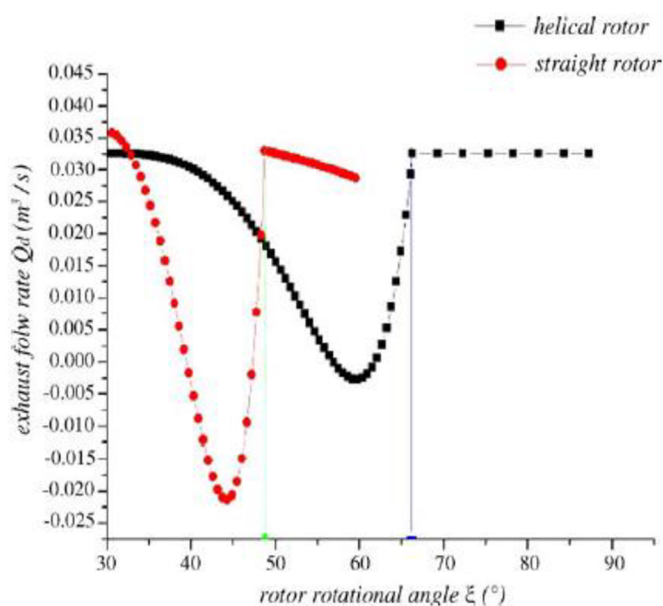
V obrázku se vyskytuje množství popisek a úhlů potřebných k přesnému popsání tvaru cykloidy, dále jsou patrné kruhové oblouky, ze kterých je většina obvodu složena. Obtížně vyjádřená cykloida popisuje přechody mezi jednotlivými oblouky a je navržena tak, aby umožnila minimální možnou průchozí skulinku pro pracovní médium mezi vzájemnými ploškami rotorů (ve středu obrázku). Tento složitý tvar byl ve výzkumu použit z důvodu největšího objemu vzduchových kapes a tedy i maximálního možného toku pracovního média.

Níže uvedený obrázek pak dává náhled na celkový tvar rotoru soustrojí dmyhadla. Dovolil jsem si zde zmínit také výzkumníky naměřený výstupní tok vzduchu. Bohužel se však v příloženém článku nevyskytují parametry porovnávaných rotorů.



Obrázek 6-5 Náhled na šroubovicově tvarovaný rotor dmyhadla[23]

Z experimentu provedeného výzkumníky, jenž vyjadřuje závislost objemového průtoku na úhlu natočení rotoru, je patrné, že šroubovicový profil poskytuje pozvolnější průběh objemového průtoku pracovního média. Tímto je přispěno k menším tlakovým rázům a tedy k omezení s nimi spojených vibrací. Celkový tok vzduchu dmyhadlem je také viditelně vyšší.

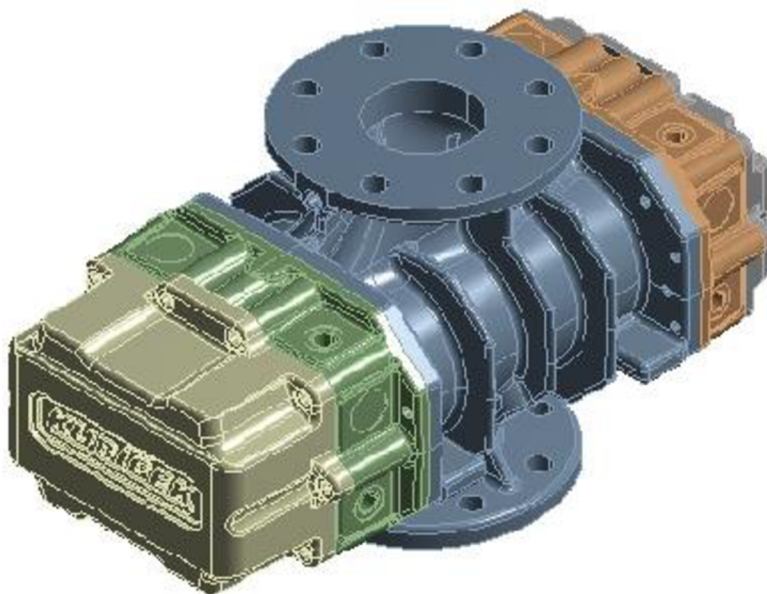


Obrázek 6-6 Okamžitý tok vzduchu dmyhadlem při klasickém a šroubovicový profilu rotoru v závislosti na natočení rotoru[23]

Za velkou nevýhodu bych však označil výrobní náročnost hlavně v oblasti dodržení stanoveného profilu rotoru. Je otázkou, jak velký vliv by tato konstrukční úprava měla na celkovou cenu dodávaného dmyhadla.

## 7 MODEL SOUSTROJÍ DMYCHADLA 3D28C

Teoretická funkce soustrojí dmyhadla, stejně jako problémy s jeho provozem spojené, byly popsány v teoretické části práce. Zkoumané soustrojí nese v katalogu označení 3D28C. Geometrii strojku zkoumaného soustrojí dmyhadla představuje následující obrázek:



Obrázek 7-1 Geometrie skříně s rotory zkoumaného soustrojí dmyhadla

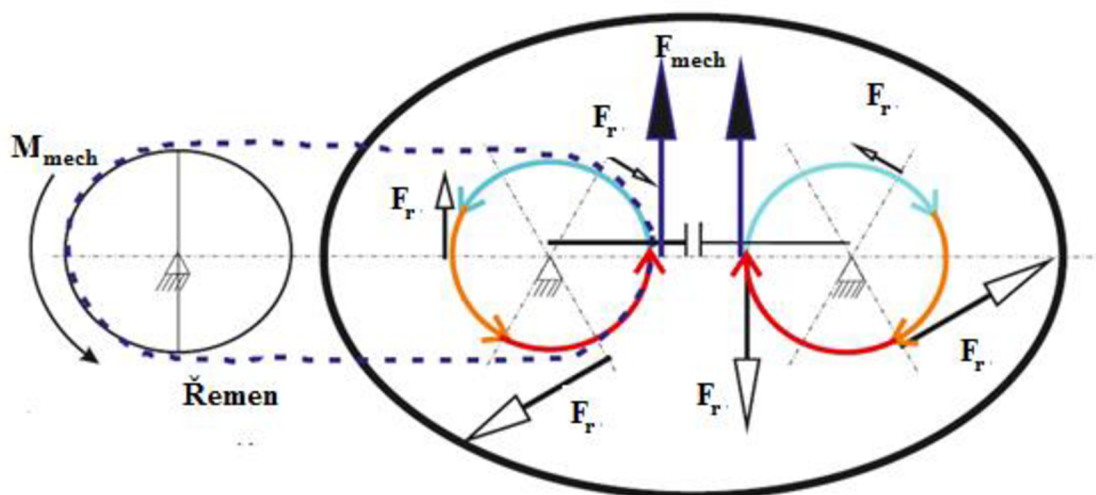
Technické parametry zkoumaného soustrojí jsou k nalezení v příslušné dokumentaci na přiloženém cd. Rovněž jsem přiložil i návod k obsluze, který je umístěn na webu firmy a je volně ke stažení.

Z hlediska vyráběných dmyhadel firmou Kubíček VHS se jedná o dmyhadlo malých rozměrů s výkonem hnacího motoru 11 kW. Dmyhadlo je v plném nasazení schopno dosáhnout přetlaku 60kPa vůči atmosférickému tlaku.

Předmětem práce je především modální analýza rotorové skříně spolu s dynamickými modely, kterými se snažím přiblížit naměřeným hodnotám. Cílem je verifikovat modely pomocí naměřených hodnot a poté poukázat na problém, případně navrhnout konstrukční řešení, které zlepší aktuální stav dmyhadel tohoto typu z pohledu hluku a vibrací. Pro správnou interpretaci modelovaných sil, působících na ložiska skříně, mi posloužil kinematický rozbor rotorové skříně. Od něj se odvíjejí modely soustavy s různými prvky v prostředí Adams MSC. Po ní následuje popis několik modelů, jejichž účelem je zpřesnění doposud získaných parametrů soustrojí.

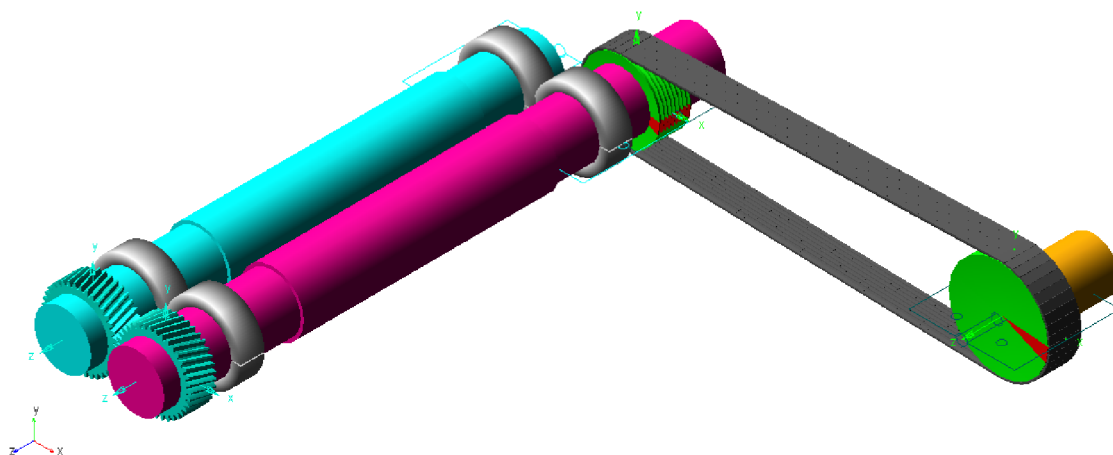
### 7.1. Kinematická analýza soustrojí dmyhadla

Z podstaty věci je soustrojí dmyhadla tvořeno třemi hřídeli uloženými v ložiscích (v některých modelech nahrazeny rotačními vazbami). Zleva se jedná o hřídel motoru, který je spojen pomocí řemene s prvním rotorem soustrojí. Rotory dmyhadla jsou mezi sebou vzájemně svázány převodovým poměrem 1:1 ozubenými koly. Odporové síly, znázorněny na obrázku, jsou funkcí tlaku, který reprezentuje barva hřídele, a funkcí rychlosti otáčení.



Obrázek 7-2 Kinematická analýza soustrojí dmyhadla

Pro představu o provedení geometrie základních modelů jsem zde zařadil také model reprezentující mechanismus v prostředí MSC.Adams (viz obr).



Obrázek 7-3 Vizualizace modelu mechanismu dmyhadla

Pro vzniklé modely je nejprve nutné určit hnací moment soustavy, aby bylo možné zjistit další neznámé parametry soustrojí. Proto bylo provedeno několik měření.

## 7.2. Měření hnacího momentu pro vzniklé dynamické modely

Abych získal hodnotu hnacího momentu, uskutečnil jsem několik po sobě jdoucích měření. Primární pro mě bylo měření proudu kvůli jeho přímé vazbě na okamžitý moment stroje. Dále jsem potřeboval změřit otáčky v ustáleném stavu pro několik různých pracovních podmínek (tlak na výtlaku dmyhadla) a odebraný příkon z elektrické sítě.

K základní orientaci a výpočtům hnacího momentu mi posloužil štítek použitého motoru od firmy Hoyer s označením HMC3 160M1-2[24]. Dále pak měření na půdě univerzity (v případě proudů motoru) a měření otáček motoru tachodynamem spolu s měřením odebraného příkonu ze sítě pomocí wattmetru.

Vybrané údaje o použitém typu motoru ilustruje následující tabulka:

Tabulka 4 Vybrané údaje o použitém typu motoru ze štítku

F	50	[Hz]
U	400	[V]
El Příkon	12332,2	[Watt]
El. Výkon	11247,0	[Watt]
$\cos\phi_n$	0,89	[]
$Ot_n$	2940	[ot/min]
Ot toč. Mg. pole	3000	[ot/min]
$P_p$	1	[]
$I_n$	20	[A]
$M_n$	36,53	[N*m]
rameno motoru	0,095	[m]
rameno dmyhadla	0,075	[m]
Účinnost	0,912	[]

Měření odebraného příkonu ze sítě, stejně jako otáček motoru probíhalo ve zkušebně firmy po domluvě s kolegou a zaměstnancem firmy Bc. Martinem Smrčkem a ilustruje jej následující tabulka:

Tabulka 5 Změřené veličiny motoru v ustáleném stavu

měření na motoru	Odebíraný Příkon [kW]	Otáčky [rad/s]	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]
při běhu na prázdko	4,295	311,02	2970
při přetlaku 36 kPa	7,215	309,76	2958
při přetlaku 58 kPa	10,78	307,56	2937

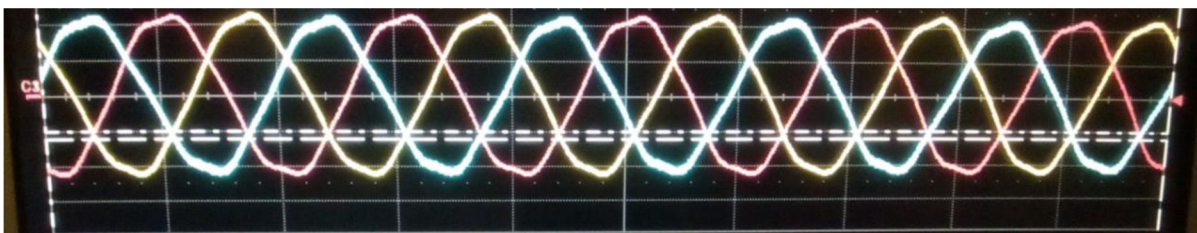
V průběhu zpracovávání diplomové práce bylo analyzované dmyhadlo přivezeno i na půdu univerzity. Důvodem byla škála akustických měření prováděna pod vedení Ing Pavla Švancary. Při této příležitosti mi bylo umožněno provést měření proudu za pomoci osciloskopu a zpracovat detailní průběh dané fyzikální veličiny.

### 7.2.1. Měření pod záštitou VUT

Měření bylo provedeno pomocí osciloskopu a sond založených na principu Hallova jevu a probíhalo ve třech fázích. Nejprve na nezátíženém soustrojí dmyhadla, poté při přiškrcení výtaku na 36kPa a v poslední fázi přiškrcení na 58kPa. Tyto hodnoty byly zvoleny především kvůli již změřeným otáčkám a hodnotám odebraného výkonu ze sítě v těchto pracovních bodech.

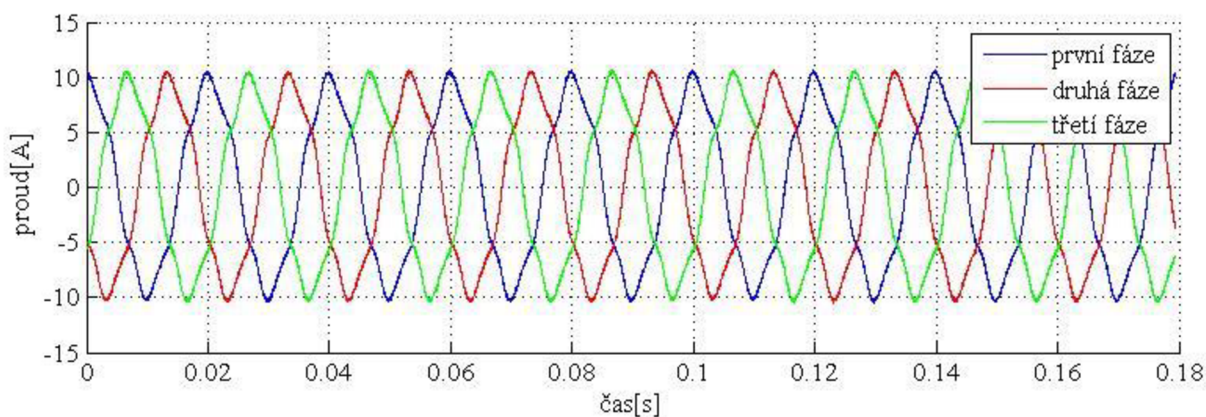
Měřenou veličinou byl ve všech případech proud mezi fází a nulou asynchronního motoru. Získaná data reprezentují zahřáté dmyhadlo v ustáleném stavu. Průběhy proudu jsou přímo spjaty s aktuálním momentem motoru. Cílem měření a následného zpracování je získat detailní průběh momentu motoru v průběhu pracovních otáček stroje.



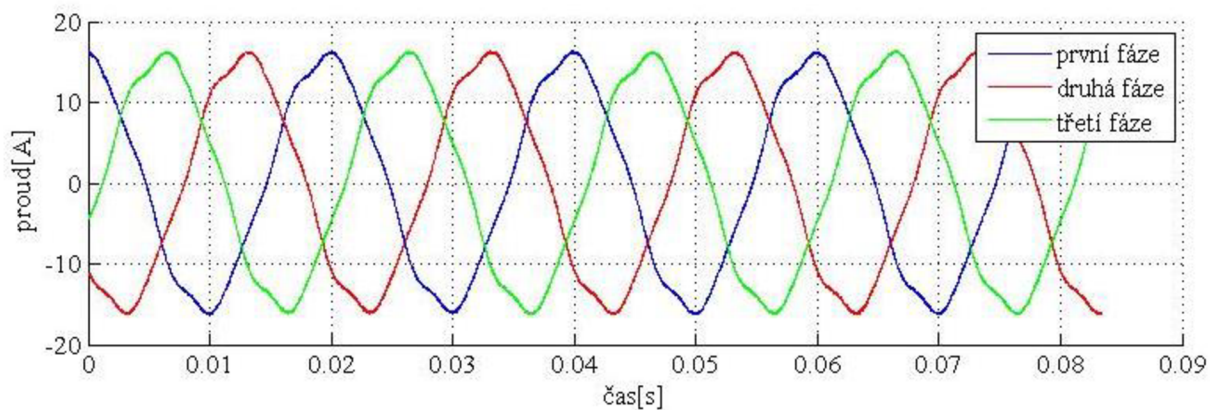


Obrázek 7-4 Vizualizace naměřených dat na osciloskopu

Z výše uvedeného měření vyplývá, že jsou průběhy na všech fázích téměř symetrické. Zpracování dat získaných ze sond pomocí osciloskopu nadále probíhalo v prostředí Matlab-Simulink. Zrekonstruované průběhy proudů na fázích asynchronního motoru pro všechny tři měřené charakteristiky ilustrují následující obrázky.

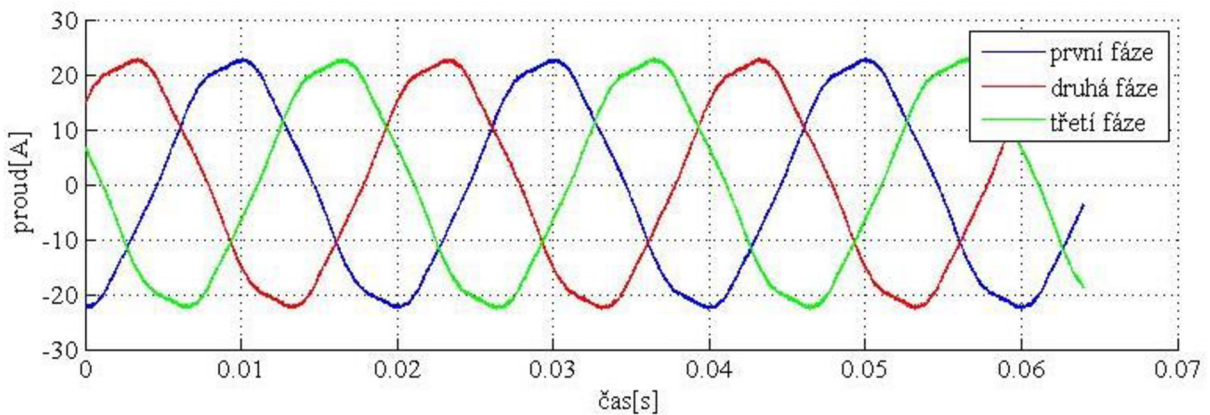


Obrázek 7-5 Průběh proudů odebíraných ze sítě při běhu dmychadla naprázdno



Obrázek 7-6 Průběh proudů odebíraných ze sítě při přetlaku 36kPa



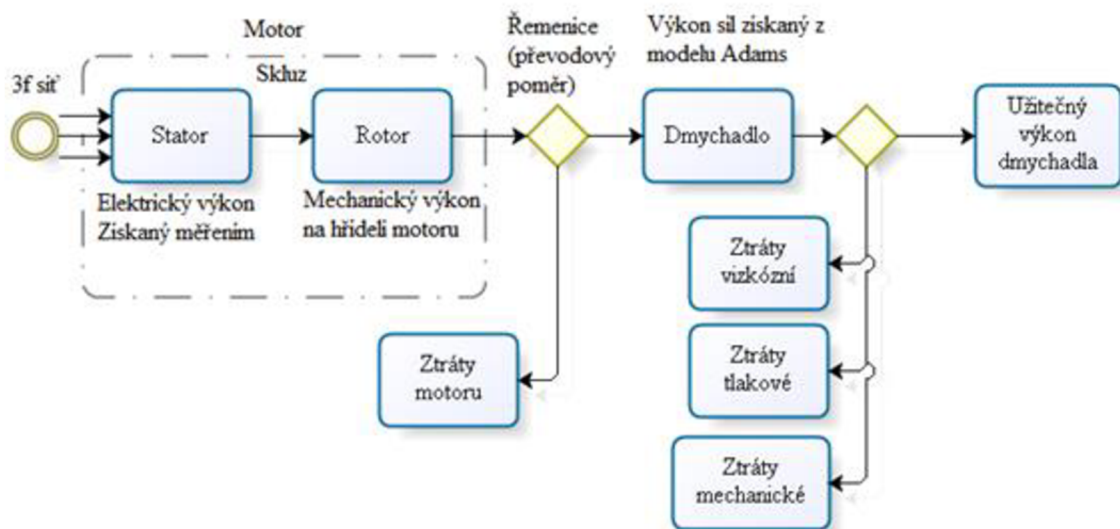


Obrázek 7-7 Průběh proudů odebíraných ze sítě při přetlaku 58kPa

Měření proudů vstupujících do motoru soustrojí jsem následně doplnil o data získaná z tachodynamu a wattmetru zmíněna výše. Protože účinnost motoru dle štítku se při různých zátěžích nijak dramaticky nemění (rozpětí 2%), použil jsem střední přibližnou hodnotu účinnosti (pouze pro korekci dat). Tímto krokem mi bylo umožněno porovnat průběh výkonu motoru získaný z měření s výkonem potřebným pro simulovaný pohyb, který je potřeba k roztočení dynamického modelu prostřednictvím předepsaných otáček (motion).

### 7.3. Výkonová charakteristika soustrojí dmyhadla

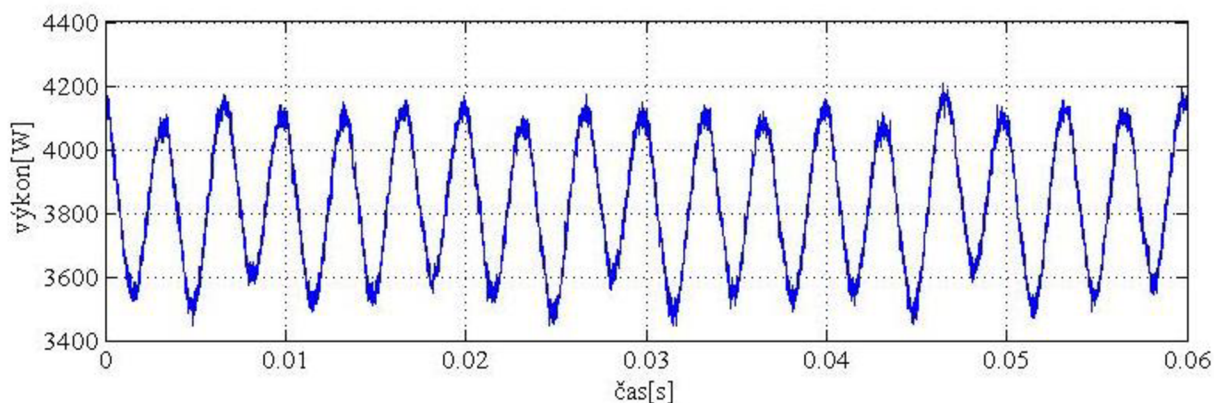
Výkonový tok soustrojím ilustruje následující schéma. Pro zjištění ztrát dmyhadla by bylo nutné provést sofistikovaná měření. Celková účinnost přenosu se tak nedá přesněji odhadnout. Je velmi závislá na parametrech daného typu soustrojí.



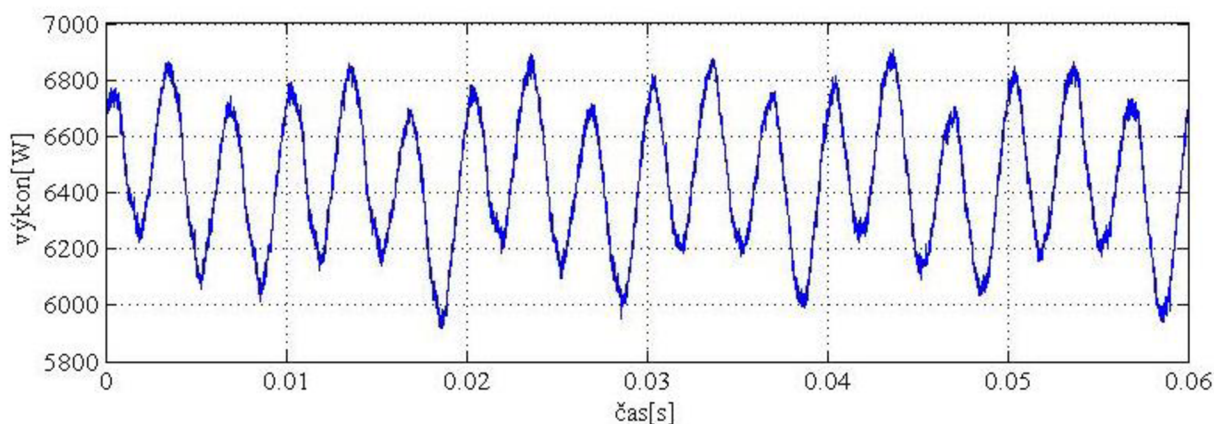
Obrázek 7-8 Schématický tok výkonu soustrojím dmyhadla

Použití sond na bázi Hallova jevu mi posloužilo k měření proudu, který je úměrný aktuálnímu momentu stroje. Protože však účinník motoru není při různých zatíženích konstantní, bylo ještě do namodelovaného průběhu výkonu stroje zahrnuto měření ručičkovým wattmetrem pro všechny tři změřené průběhy proudu. Optimalizací průměrného odebíraného příkonu mezi průběhem získaným měřením a průběhem získaným ze zrekonstruovaných proudů motoru jsem byl schopen účinník dané charakteristiky relativně přesně dopočítat.

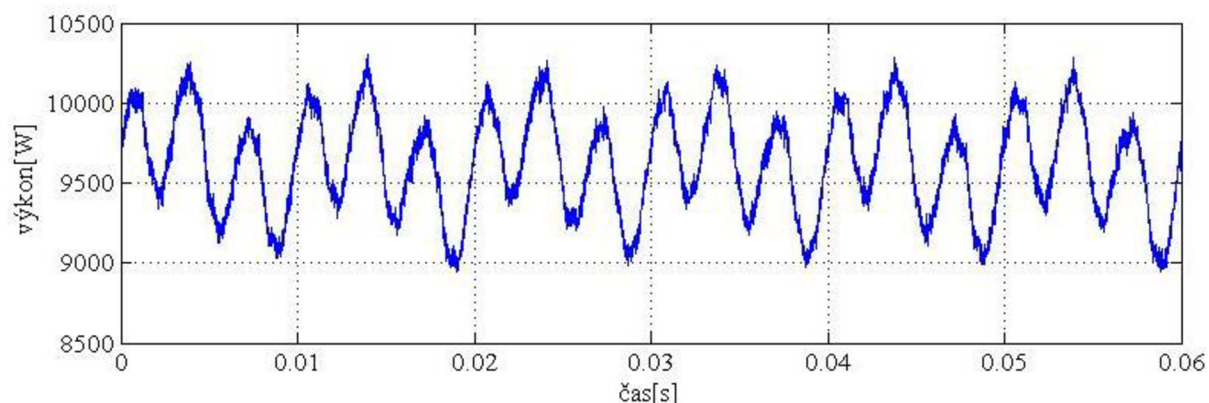
Pomocí rozhraní Matlab-Simulink jsem poté z měření zrekonstruoval průběh elektrického výkonu odebíraného ze sítě motorem. Tuto hodnotu jsem pak pomocí účinnosti motoru převedl na výkon v ustáleném pracovním stavu. Průběhy elektrického výkonu odebíraného ze sítě pro jednotlivá zatížení ilustrují následující obrázky:



Obrázek 7-9 Průběh elektrického výkonu motoru při běhu naprázdno



Obrázek 7-10 Průběh elektrického výkonu motoru při přetlaku 36kPa



Obrázek 7-11 Průběh elektrického výkonu motoru při přetlaku 58kPa

Pro další postup a srovnání se zaměřím pouze na měření s přetlakem 58kPa. Důvodů pro toto rozhodnutí je hned několik:

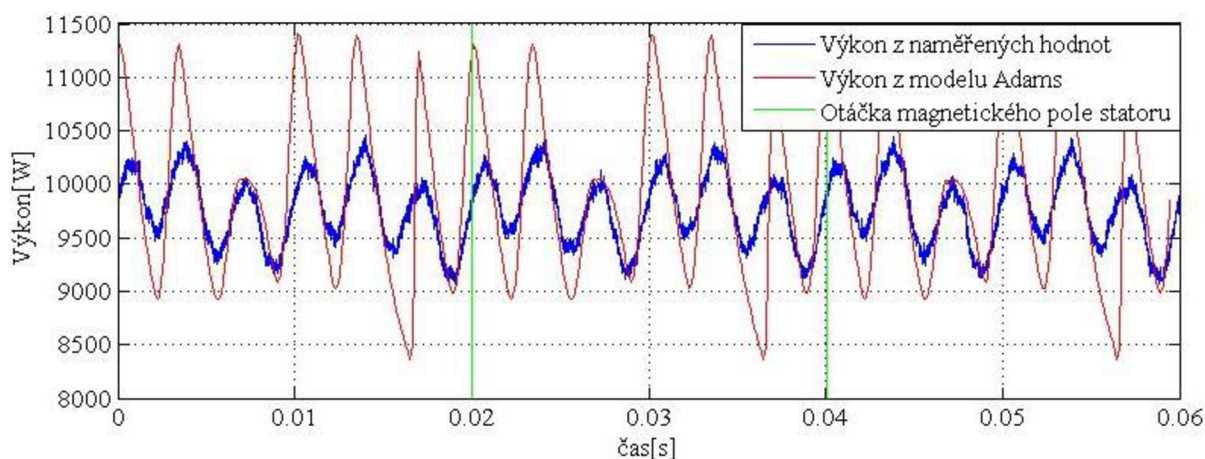
- Tento přetlak je na maximální možné úrovni pro daný typ dmychadla

- Soustrojí je na něj dimenzováno a také ve zkušebně firmy testováno
- Většina zákazníků počítá s pracovním nasazením dmyhadla 3D28C na této přetlakové úrovni

Výše změřené proudy jsou svázány s frekvencí točivého magnetického pole statoru motoru. Po domluvě s profesory na Fakultě elektrotechniky a komunikačních technologií mi bylo doporučeno, ať s tímto elektrickým výkonem stroje nijak nepracuji dále a nepřevádím jej na hřídel motoru. Z fyzikální podstaty výkonu a jeho akumulace v daný okamžik to není žádoucí. Proto jsem se rozhodl pouze uzpůsobit výkon získaný ze simulace modelu v prostředí Adams a jeho odporových sil.

V simulačním modelu je tedy nutný převod z časového průběhu otáčky dmyhadla na otáčku motoru. Tato úprava je vyjádřena převodovým poměrem mezi koly svázanými řemenem. Poloměr kola řemenice na hřídeli motoru je 95mm, poloměr kola na hřídeli rotoru dmyhadla je 75mm. Tímto krokem se zrekonstruovaný průběh nachází na hřídeli motoru. K převedení na odebíraný elektrický výkon motoru jsem získaný průběh ještě poupravil z hlediska periody průběhu pomocí hodnoty (1 - skluz). Tento krok mi umožnil srovnat totožné průběhy z hlediska délky jejich periody.

Srovnání změřeného a simulovaného průběhu výkonu uzpůsobeného dle výše zmíněného postupu ilustruje následující obrázek:



Obrázek 7-12 Srovnání změřeného a simulovaného průběhu výkonu

Ze srovnání vyplývá, že výkonové špičky získané z namodelovaného mechanismu jsou vyšší než špičky získané měřením. Tato skutečnost je pravděpodobně způsobena tím, že model je přednastaven striktně na konstantní otáčky, kdežto reálné otáčky stroje při rázovém zatěžování nepatrně kolísají.

Srovnání vzniklo na dynamickém modelu s předepsanými odporovými silami reprezentujícími pracovní cyklus stroje, jejichž maximální hodnota byla postupnou optimalizací určena z následujících dynamických modelů soustavy.

## 7.4. Dynamické modely soustrojí dmyhadla

V rámci této práce vzniklo množství dynamických modelů soustrojí dmyhadla v prostředí programu MSC Adams. Cílem dynamických modelů soustavy je především věrohodně vystihnout chování soustrojí dmyhadla získané měřeními, porovnat jednotlivé metody tvorby modelů a výsledky vyplývající z dynamických analýz. Analýza výstupních dat by poté měla posloužit jako cílený nástroj, který je možné využít v případě návrhu a instalace hlukových a vibračních protiopatření soustrojí dmyhadla.

První modely byly navrženy tak, aby docházelo pouze k interakci rotačních vazeb rotorů soustrojí dmyhadla a hřídele motoru. Pro zjednodušení geometrie zde bylo použito pouze válcových těles, která mají přiřazeny momenty setrvačnosti odpovídající skutečným rotorům. Momenty setrvačnosti byly získány z modelu dodaného firmou Kubíček VHS pomocí programu Ansys Viewer. Získané hodnoty jsem rovnou převedl na vyhovující jednotky (v mém případě kg.mm). Rotory dmyhadla jsou sešroubovány ze tří dílů. Piškoty rotorů jsou z šedé litiny a části hřídele z oceli. Při zjednodušení konstrukce rotorů dmyhadla jsem zvolil jako výchozí materiál ocel s hustotou  $7850 \text{ kg/m}^3$ . Pomocí výpočtů jsem se dostal na hodnoty popsané v následující tabulce:

Tabulka 6 Vypočítané parametry rotorů dmyhadla

	<b>Rotor_P</b>	<b>Rotor_S</b>
S[mm <sup>2</sup> ]	134158,1	125001,2
V[mm <sup>3</sup> ]	1125736,9	1076240,6
m[kg]	9,9	9,4
$\zeta$ [kg/mm <sup>3</sup> ]	0,00000875	0,00000875
$M_z$ [kg.mm <sup>2</sup> ]	8089,0	8041,1
$M_x$ [kg.mm <sup>2</sup> ]	107352,4	82804,0
$M_y$ [kg.mm <sup>2</sup> ]	107354,4	82804,1

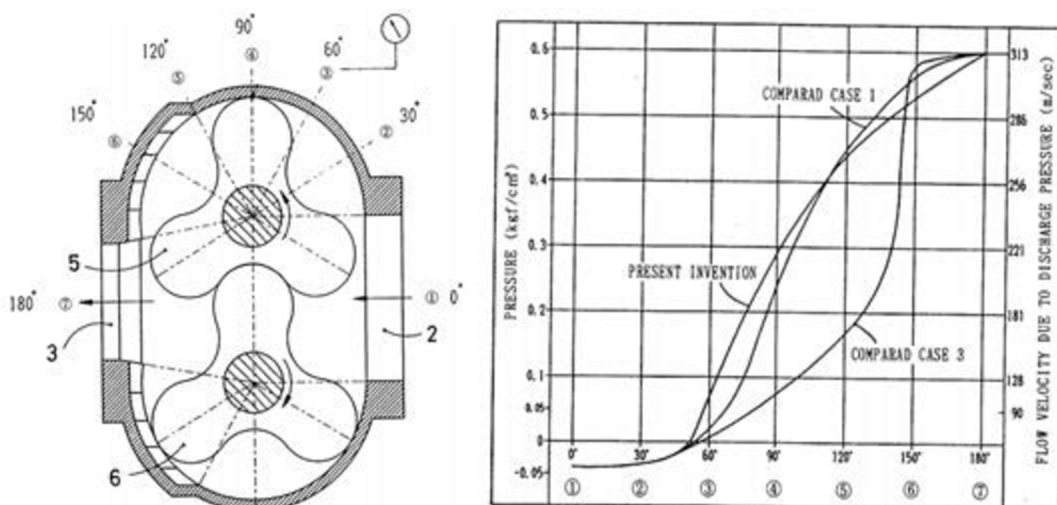
Získané hodnoty jsem poté manuálně přiřadil válcovým tělesům v modelu soustavy, toto přiřazení sváže momenty setrvačnosti válců s reálnými rotory dmyhadla.

Cílem tohoto základního modelu bylo získání momentu setrvačnosti hřídele motoru. Zde jsem se snažil co nejvěrohodněji vystihnout průběh naměřených hodnot otáček dmyhadla získaný techniky již zmiňované firmy. Jelikož zde není žádný odporový prvek, použil jsem zde torzních pružinek na rotory a přiřadil jim pouze charakteristickou tlumicí složku. Hodnota tlumení byla navržena tak, aby maximální otáčky odpovídaly získané hodnotě z měření. Pomocí optimalizace jsem dospěl k výsledné hodnotě momentu setrvačnosti hřídele motoru.

Dalším krokem v úpravě modelu je snížení tlumení torzních pružin obou rotorů dmyhadla (na 10% původní hodnoty) a zavedení odporových sil reprezentujících tlakové síly při pracovním cyklu. Ty jsou koncipovány tak, aby jejich průběh cyklicky kopíroval pracovní cyklus dmyhadla. Po konzultaci s vedoucím práce jsme dospěli k závěru, že nejvěrohodnějším průběhem bude náběhová funkce (step5) definována tak, aby kopírovala vývoj tlaku získaný z patentu [2]. Této podmínky bylo docíleno pomocí parametrizace



rychlosti otáčení a úhlu natočení rotoru. Tyto dva parametry byly poté užity pro vstup do funkcí odporových sil.

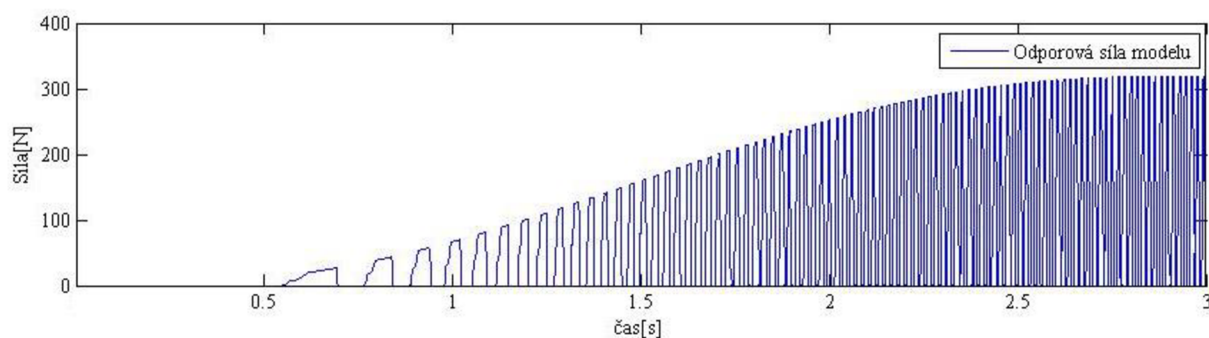


Obrázek 7-13 Průběh tlaku vzduchu v závislosti na natočení rotoru [2]

Výše uvedený obrázek vystihuje průběh tlaků pro různé úpravy rotorové komory. První porovnávání (případ 1), jehož průběh jsem vystihl pomocí náběhové funkce, pojednává o skřini bez jakékoli úpravy. Případ 3 vystihuje komoru s drážkami souběžnými se směrem úhlové rychlosti v oblasti při výtlačku dmychadla. Současné vylepšení (present invention) popisuje průběh tlaku s použitím kličkových drážek.

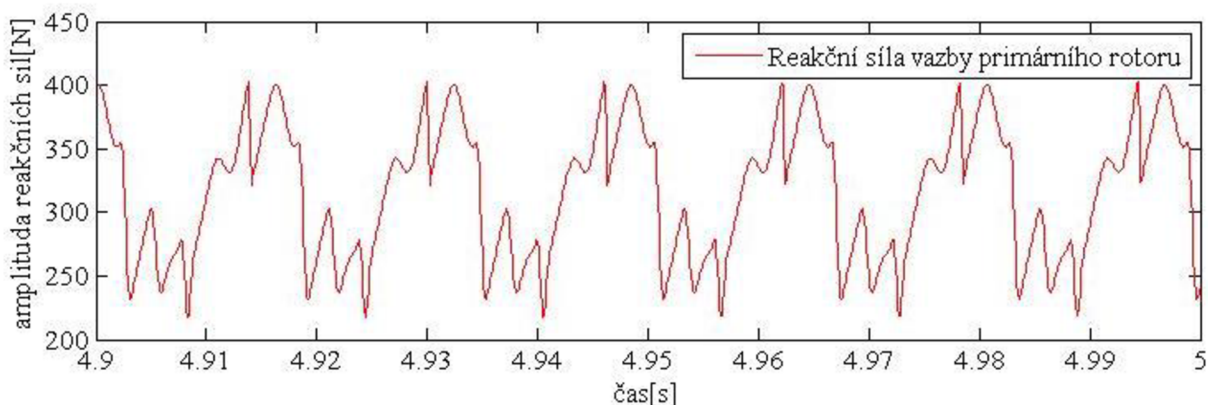
Maximální hodnotu odporové síly jsem byl nucen určit metodou postupné optimalizace otáček motoru. Výpočet plochy, na kterou je působeno tlakem, stejně jako přesná velikost přetlaku působícího v daný okamžik na piškot rotoru, jsou velmi obtížně zjistitelné bez cíleného měření. Model však počítá s několika zjednodušeními. Cílem modelu v tomto bodu bylo především přiblížit se hodnotám získaným z měření. Změna velikosti tlumení pružinek reprezentuje viskózní ztráty při pracovním cyklu rotorů dmychadla.

Časový průběh odporové síly ilustruje následující obrázek. Jedná se o sílu působící na piškot rotoru, která je při startu simulace spjata s počátečním natočením  $x_0=90^\circ$  vzhledem k ose vyjádřené v obrázku (7.13).

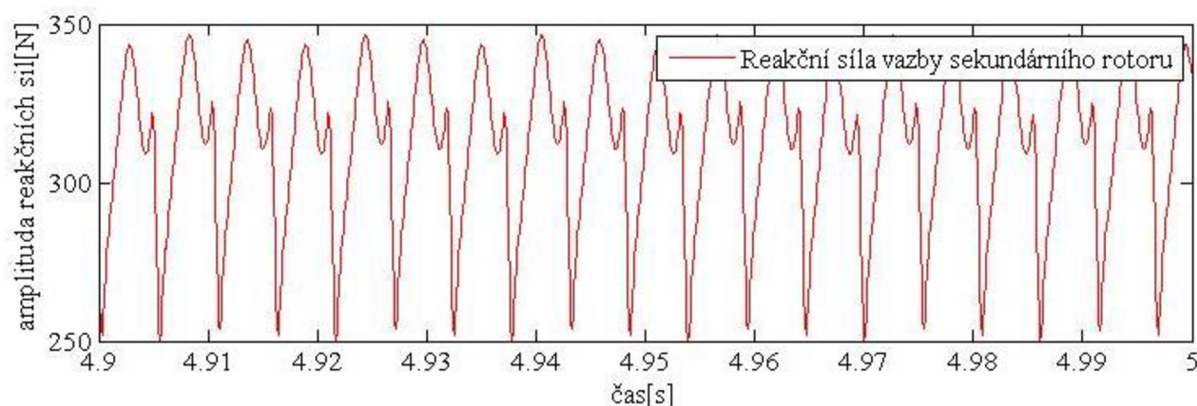


Obrázek 7-14 časový průběh vybrané odporové síly dmychadla

Po absolvování výše zmíněných kroků bylo možné získat nástřel reakčních sil působících v uložení obou rotorů. Průběhy vycházejí z kinematické analýzy soustrojí dmychadla a charakterizují je následující obrázky.



Obrázek 7-15 Průběh reakční síly vazby primárního rotoru



Obrázek 7-16 Průběh reakční síly vazby sekundárního rotoru

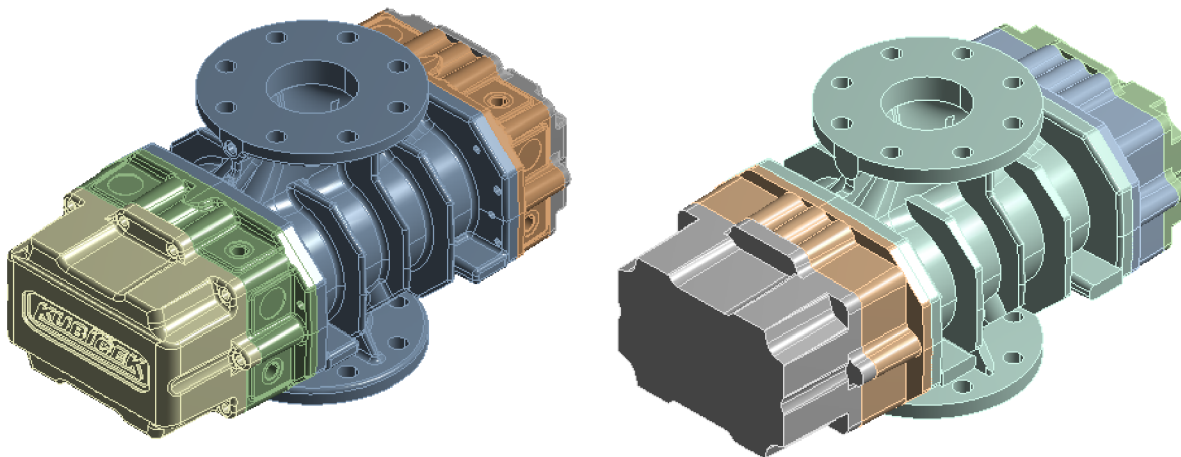
## 7.5. Úprava geometrie skříně dmyhadla v prostředí Ansys Workbench a převod do prostředí MSC.Adams

Geometrie soustrojí dmyhadla poskytnutá firmou Kubíček VHS mi umožnila provést modální analýzu rotorové skříně. Dále pak posloužila k přiblížení modelu reálnějšímu chování a také jako prostředek k samotnému zhodnocení a možným úpravám vedoucím k utlumení vibrací soustavy. Při snaze o převod původně mapované geometrie jsem však narazil na množství problémů s použitými prvky sítě, stejně jako s výpočetním výkonem. Tyto problémy v konečném důsledku vedly k nemožnosti převodu původní geometrie a tedy k nutné redukci původního modelu. Zredukovaný model se mi podařilo přenést mezi prostředími a výsledné odchylky ilustruje tabulka na konci kapitoly.

Cílem převodu geometrie je především získání reálného prostředí pro výše popsany model v prostředí MSC.Adams. Převedená skříně, namísto uchycení modelu k zemi, slouží pro charakterizaci tlumení vibrací v různých směrech šíření od rotorů dmyhadla. V této fázi lze použít i prvku bushing, který by měl přiřazený vlastnosti modelované skříně, ale rozhodl jsem se pro model. Důvodem k tomuto kroku bylo především ověření modálních vlastností skříně soustrojí dmyhadla po převodu mezi prostředími a celkové odzkoušení paradigmatu převodu. Uchycení ložiskových těles k zemi, stejně jako vazeb rotorů dmyhadla vede ke zkreslenému chování modelu. Importovaný model geometrie skříně pomůže tyto náležitosti zredukovat.

### 7.5.1. Redukce geometrie skříně soustrojí

Geometrii skříně soustrojí dmyhadla ilustruje následující obrázek. Skládá se z pěti odlitých dílů šedé litiny, které jsou vzájemně spojeny šrouby. Spojovací díly slouží jako přepážky k oddělení provozních kapalin (mazání ozubených kol) od pracovního prostoru dmyhadla.

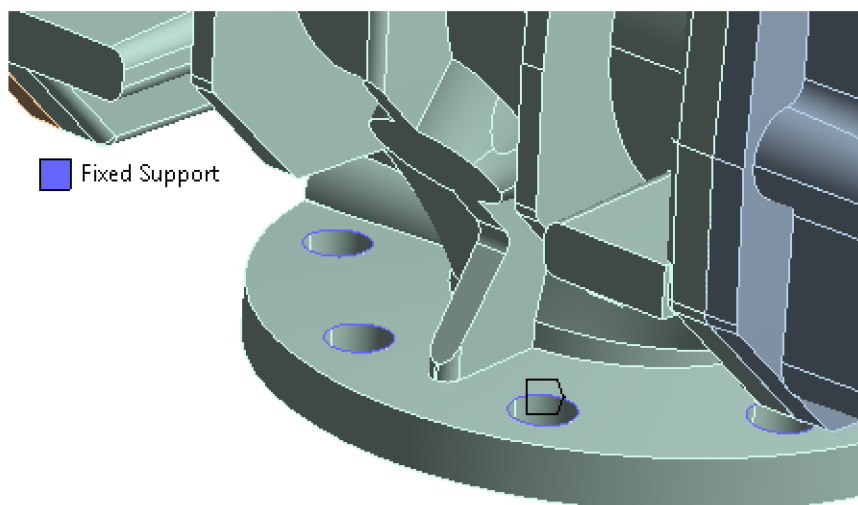


Obrázek 7-17 Původní (vlevo) a redukovaná (vpravo) geometrie skříně dmyhadla

Redukce geometrie spočívala v odstranění všech zaoblujících prvků a také děr pro šrouby v prostředí SolidWorks z původního modelu dodaného firmou. Dále došlo k drobným zjednodušením jako je vypuštění loga firmy a opomenutí některých konstrukčních prvků. K redukci došlo také při tvorbě sítě modelu.

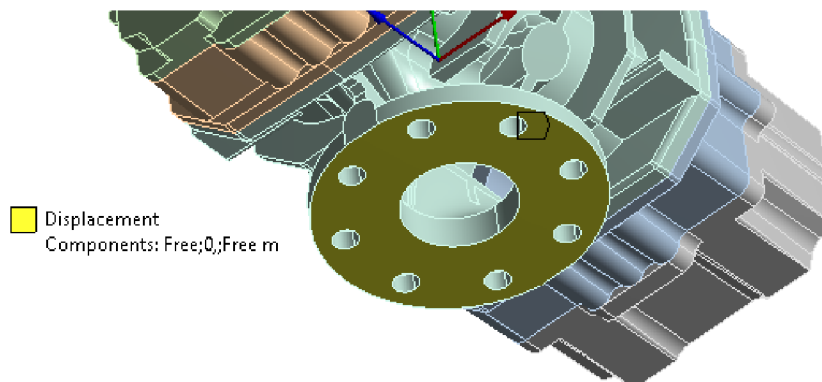
### 7.5.2. Vazby modelu skříně

Vzhledem ke skutečnosti, že jde o sešroubovanou sestavu, kde jsou šrouby staženy maticí a tím lisují díly k sobě, zvolil jsem uchycení modelu vetknutím pouze na obvodu děr pro šroubové spoje. Lepším řešením by pravděpodobně bylo využití funkce inprint faces (otisku plochy) a znalosti poloměru šroubové hlavy. I přes toto zjednodušení by se vlastnosti spoje neměly příliš lišit. Jelikož při převodu využívám redukované geometrie, která má své odchylky, považuji zde zjednodušenou skutečnost za zanedbatelnou.



Obrázek 7-18 Uchycení modelu vazbou vetknutí

Aby nedošlo k zanedbání vlivu působícího od výtlačného dílu sestavy, nahradil jsem jej posuvnou vazbou, která brání pouze pohybu v ose y (osa sacího a výtlačného otvoru skříně). Tato vazba pouze omezuje deformace stykové plochy, jelikož v reálné situaci je pevně spojena a sešroubována.

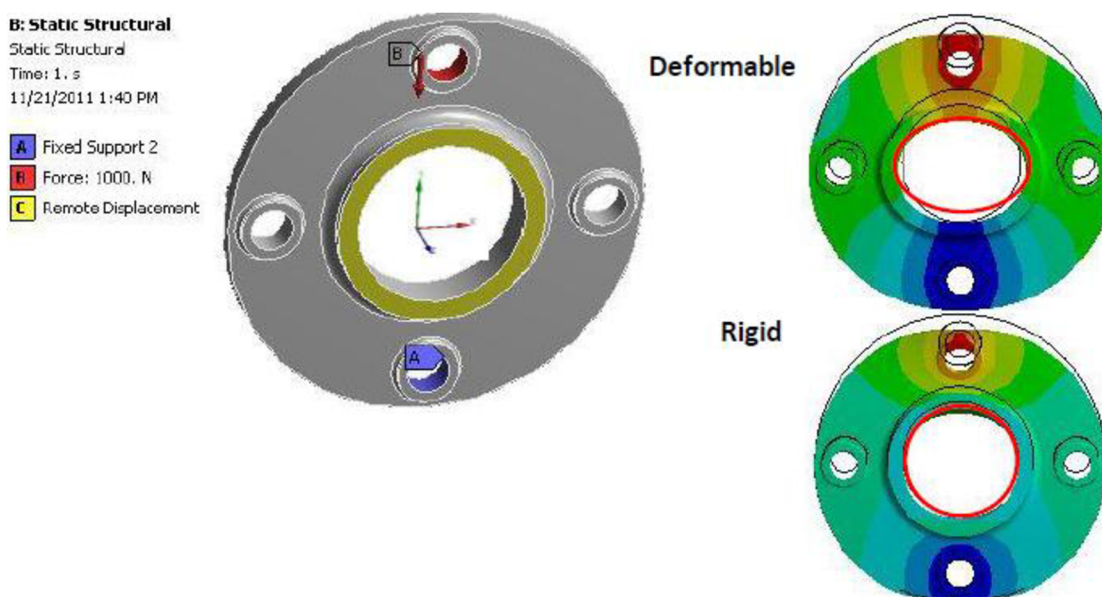


Obrázek 7-19 Posuvná vazba modelu skříně dmychadla

### 7.5.3. Kroky úpravy v prostředí Ansys Workbench

Úprava modelu spočívá v přípravě na převod mezi prostředím Ansys a Adams. V první řadě je nutné odstranit z modelu veškeré vazby a zatížení z modelu. Plochy, které budou vystaveny zatížení (kontakt s ložisky soustrojí), nebo spjaty s vazbou (šroubové spoje ústrojí) je nutné svázat pomocí řídicích bodů (remote points). Dále je k převodu nutné vytvořit makro, které vybere všechny řídicí body a vytvoří soubor s příponou .mnf (modal neutral file)

Při tvorbě řídicích bodů je nutné předepsat chování těchto bodů jako rigid (tuhé). V případě opomenutí této možnosti a ponechání defaultního nastavení (deformable) dochází k poddajnému chování spřažených prvků sítě. Zachování této možnosti má za následek vytvoření pavouka, který však prvek po prvku mění své vlastnosti, jak je vyznačeno na následujícím obrázku [25]. Předpis chování řídicího bodu jako tuhý (rigid) vede k ponechání deformací spřažených ploch v původním stavu.



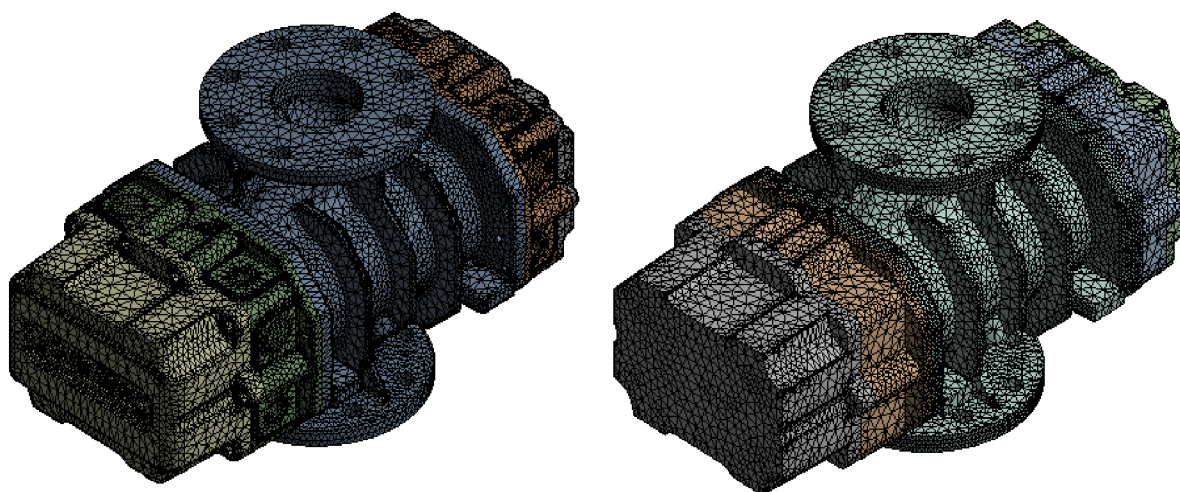
Obrázek 7-20 Ilustrace rozdílu v chování řídicího bodu [25]



Tato změna nastavení je doprovázena faktem, že v otvorech, jejichž prvky svazují, se v reálné soustavě nacházejí ložiska, která zabraňují volným deformacím.

#### 7.5.4. Tvorba sítě modelu

Při tvorbě sítě jsem se nejprve snažil držet hexadominantní struktury, která preferuje kvádřovou strukturu sítě v místech, kde je to možné. Jelikož však byla nutná rekonstrukce sítě, z důvodu chyb modelů v prostředí Adams (konkrétně u poddajných těles), byl jsem nucen zakázat střední body elementů (element midside nodes), což mělo za následek chyby při tvorbě hexadominantní sítě. Z tohoto důvodu jsem se uchýlil k tvorbě sítě bez rozšířených metod. Rozdíly v sítích geometrií ilustruje následující obrázek.



Obrázek 7-21 Původní (vlevo) a redukovaná (vpravo) síť skříně dmyhadla

Maximální povolená velikost prvku byla v původním modelu předepsána na 6mm, obdobně jsem nastavil i síť na redukované geometrii. Takto vytvořené síť modelů zaručí relevantní výsledky analýzy, protože jsou splněny všechny požadavky kladené na modální analýzu předložené geometrie (počet prvků v řezu geometrií apod).

Statistiky vytvořených sítí modelu skříně dmyhadla ilustruje následující tabulka.

Tabulka 7 Srovnání vytvořených sítí skříně dmyhadla

	Původní geometrie	Redukovaná geometrie
počet prvků sítě	299630	149898
Počet uzlových bodů	77277	40721

Ze statistiky vyplývá, že se osekáním konstrukčních prvků podařilo zredukovat jak počet uzlových bodů, tak počet prvků sítě zhruba na polovinu původní geometrie.

Takto připravenou geometrii lze podrobit převodu mezi softwary. Pro ověření relevance výsledků při převodu jsem provedl modální analýzu skříně s vetknutím v místě dolních šroubových spojů, které jsou přímo spojeny s kotvením stroje.

Nyní bylo potřeba přistoupit k převodu, tedy tvorbě souboru s příponou mnf. Obdobně jako ve své bakalářské práci jsem postupoval pomocí příkazu write input file. Tento příkaz umožňuje přechod mezi prostředími Ansys Classic a Ansys Workbench. Pravděpodobně existují i jiné způsoby jak tvorby souboru dosáhnout, nicméně pomocí tohoto příkazu jsem schopen přehledně určit označení uzlových bodů. Pro určení označení těchto uzlových bodu

mi poslouží výpis všech prvků geometrie. Z pravidla jsou řídicí body zařazeny úplně na konci seznamu. Při tvorbě makra pro převod jsem se také nechal inspirovat prací kolegy Bc. Martina Merkla. Postup převodu spočíval v užití příkazu „write input file“, který umožnil přechod do klasického prostředí programu Ansys, kde následovalo zadání níže popsaného makra.

Pro makro, které slouží k převodu mezi prostředími, je nutné označit všechny řídicí body vytvořené v předchozím kroku úpravy geometrie. Příklad použitého makra pro převod je následující:

/UNITS,SI	/Stanovení jednotek pro převod
LUMPM,1	/Použití diagonální matice hmotnosti
*GET,pocet_uzlu,NODE,,COUNT	/Identifikace proměnné s počtem uzlů
nsl,,,,pocet_uzlu-6,pocet_uzlu	/Výběr posledních 7 uzlů (řídicích bodů)
ADAMS,40	/Samotný převod zahrnující počet vlastních tvarů soustavy

Po úspěšném zdolání výše zmíněných kroků se mi podařilo geometrii skříně strojku převést do prostředí Adams MSC, kde poslouží jako reálné uchycení ložisek stroje s plně reprezentovanými modálními vlastnostmi. Tento krok nebyl možný u předchozích modelů a vnější strana ložisek byla uchycena na zem, která neumožňuje žádné reakce ani šíření vibrací. Tento krok by tedy měl vést ke zpřesnění výpočetního modelu.

#### 7.5.5. Modální analýza skříně strojku dmyhadla

Na soustavě byly provedeny dvě modální analýzy. Modální analýza bez zatížení od sacího ústrojí analyzuje vlastnosti samotné skříně strojku. Vlastní frekvence skříně stejně jako procentuální odchylky od původní geometrie ilustruje následující tabulka.

Tabulka 8 Výsledky modální analýzy samotné skříně strojku

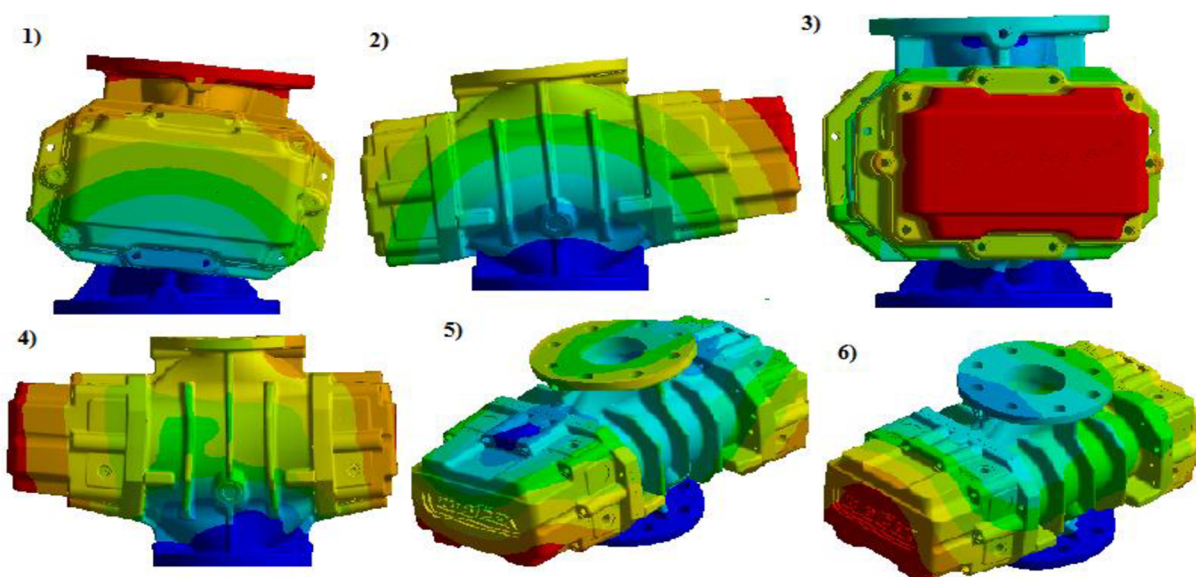
Geometrie v prostředí Ansys Workbench			Adams MSC	Odchylky úpravy geometrie	
Vl. Tvar	Původní	Redukovaná	Po převodu	Redukce [%]	Převodu [%]
1	197,3	208,0	208,1	5,42	0,07
2	318,0	331,8	331,8	4,35	0,00
3	341,7	339,4	344,7	0,65	1,54
4	793,7	863,8	865,1	8,83	0,15
5	1034,4	1055,4	1069,3	2,03	1,32
6	1099,4	1124,7	1126,3	2,30	0,14
7	1371,2	1443,3	1444,7	5,26	0,10

Modální analýza se zátěží od sacího soustrojí spočívá v přidání hmotného bodu na sací otvor skříně. Jedná se o hmotnost 9,7 kg a reprezentuje bubnový sací přípravek, který byl pro měření na půdě univerzity poskytnut. Realizace v prostředí Ansys Workbench je možná pomocí položky mass point. Realizace při převodu geometrie do Prostředí Adams byla docílena pomocí řídicího bodu, který svazuje horní dosedací plochu skříně strojku, a kuličky, jejíž hmotnost byla manuálně přiřazena na požadovanou hodnotu. Výsledky analýzy ilustruje následující tabulka:

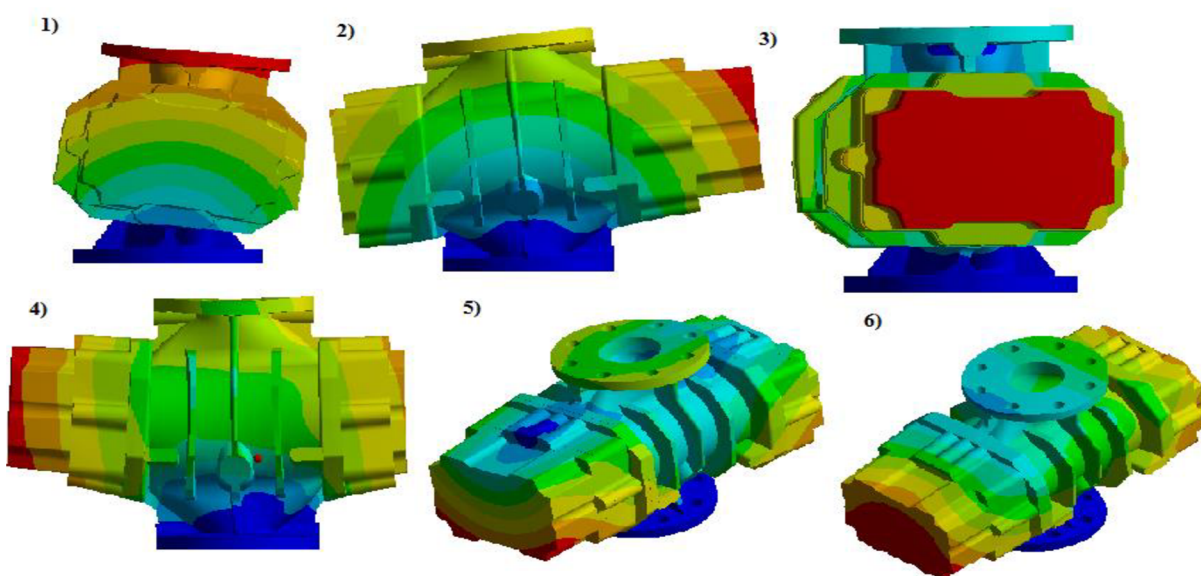
Tabulka 9 Výsledky modální analýzy skříně strojek se uvažováním hmotnosti sacího ústrojí

Geometrie v prostředí Ansys Workbench			Adams MSC	Odchyly úpravy geometrie	
VI. Tvar	Původní	Redukovaná	Po převodu	Redukce [%]	Převodu [%]
1	157,6	167,6	167,7	6,39	0,06
2	273,3	287,6	287,5	5,24	0,01
3	340,7	338,5	343,7	0,64	1,55
4	696,2	780,7	781,5	12,13	0,11
5	972,5	1002,0	1013,9	3,04	1,18
6	1058,8	1085,4	1086,4	2,51	0,09
7	1331,4	1427,2	1428,5	7,20	0,09

Z důvodu ověření skutečnosti, že nedošlo při redukci soustavy k narušení modálních vlastností, zde ještě uvádím vlastní tvary geometrie skříně



Obrázek 7-22 Prvních 6 vlastních tvarů geometrie skříně původní soustavy



Obrázek 7-23 Prvních 6 vlastních tvarů geometrie skříně redukované soustavy

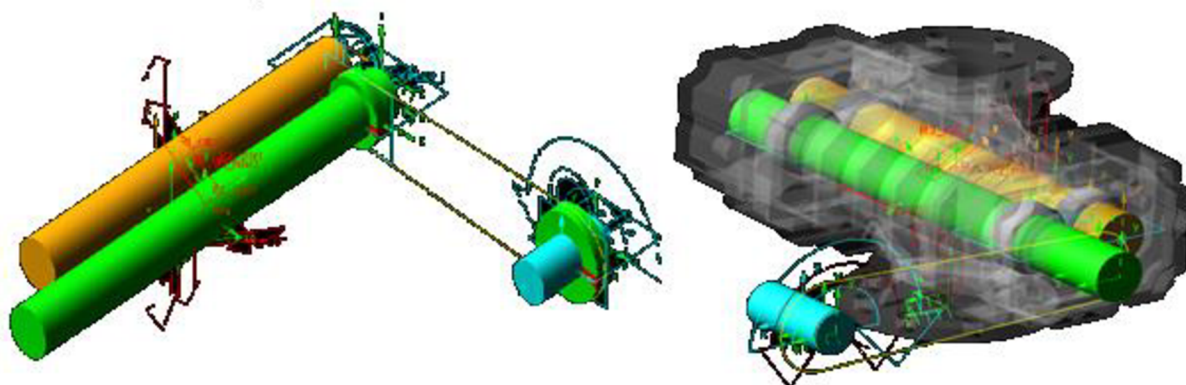


Zpracování těchto výchozích modelů mi posléze umožnilo nahradit vzájemné vazby skutečnými ložisky pomocí modulu Adams – Machinery a přiblížit model reálné soustavě.

## 7.6. Srovnání výsledků zjednodušeného a rozšířeného modelu soustavy

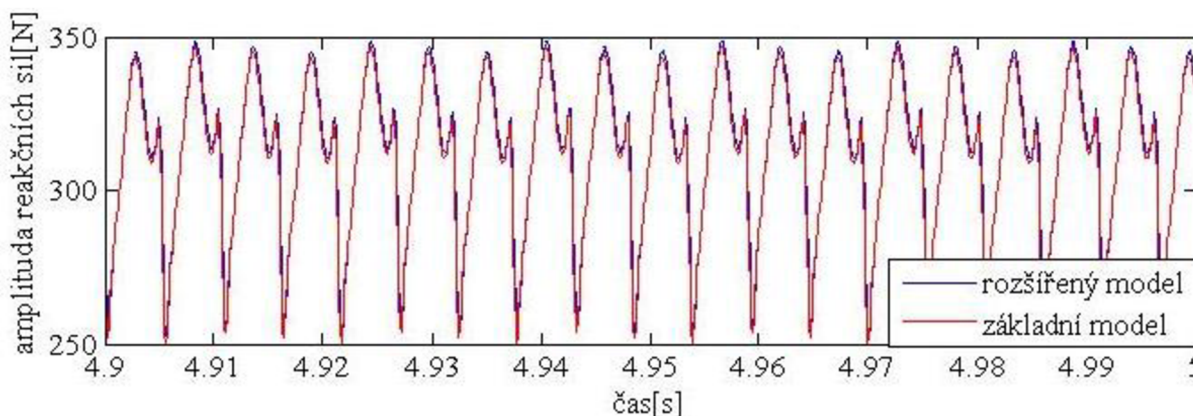
Tato kapitola se zabývá porovnáním reakčních sil v rotačních vazbách základního modelu s modelem uchyceným pomocí ložisek. Oba modely jsou reprezentovány tuhými tělesy. Jako srovnávací kritérium modelů a jejich reakčních sil v ložiscích jsem zvolil amplitudy jejich reakčních sil. V základním modelu dochází pouze k interakci rotačních vazeb, které jsou svázané přímo se zemí. Přenos sil mezi rotory je realizován pomocí funkce coupler. U komplexnějšího modelu je řešení obdobné, pouze jsou přidána ložiska soustavy, která jsou svázána se skříní dmychadla, tedy dalším tuhým tělesem.

Předpokladem tohoto srovnání je, že výsledné amplitudy reakčních sil budou na obou rotorech totožné. Z dynamického hlediska se modely naprosto shodují a není důvod k nějaké odchylce, protože jsou poháněny stejným způsobem a jejich vazby jsou řešeny pouze zjednodušením. Dojde zde pouze k rozložení silové zátěže mezi dvě ložiska, ale součet jejich amplitud musí být totožný.



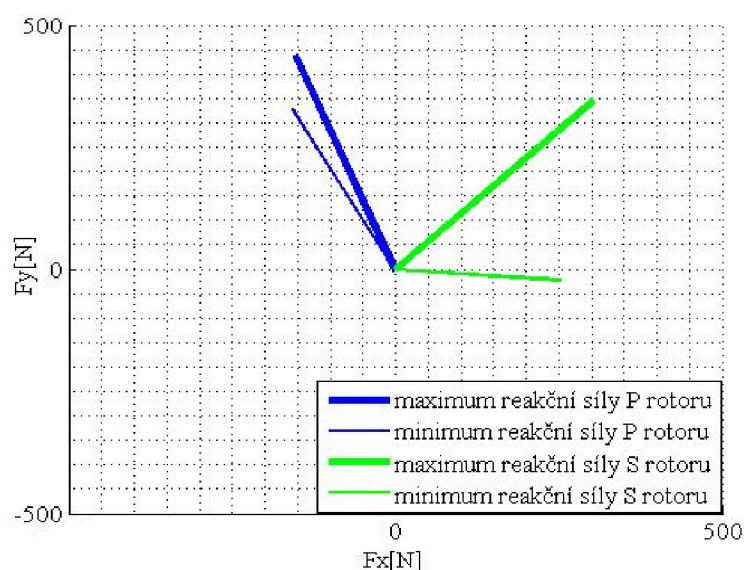
Obrázek 7-24 Srovnání modelů základní (vlevo) rozšířený (vpravo)

Příklad srovnání výsledných amplitud reakčních sil, konkrétně na rotoru sekundárním, ilustruje následující obrázek:



Obrázek 7-25 Srovnání amplitud reakčních sil v základním a rozšířeném modelu soustavy

Dále jsem zkoumal směry působení reakčních sil vazeb rotorů dmychadla. Geometricky pak reakční síly ve vazbách ilustruje následující obrázek.



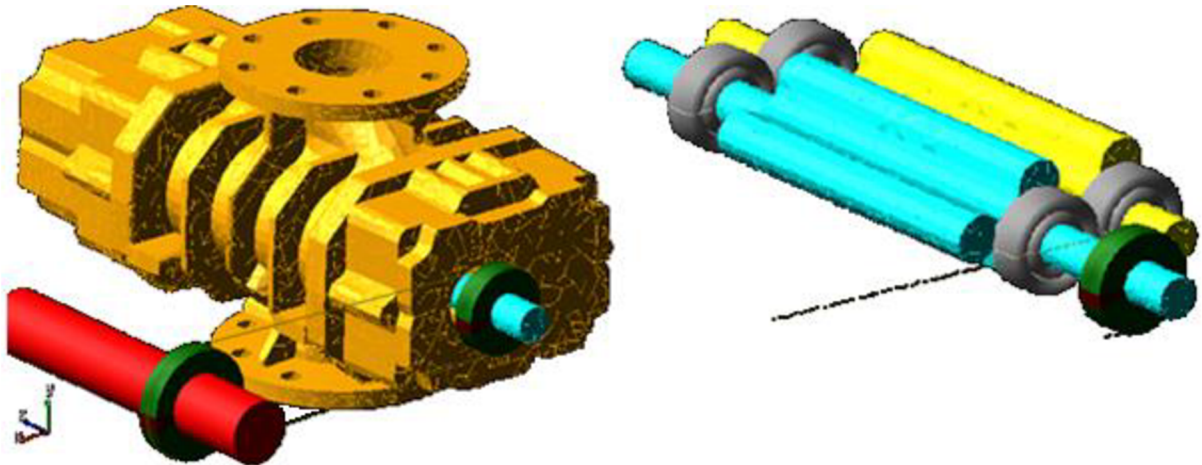
Obrázek 7-26 Směry působení maxima a minima reakčních sil

## 7.7. Zavedení poddajných těles soustavy

Při zavádění poddajných těles soustavy jsem narazil na mnoho komplikací, které v konečném důsledku vedly k úplné rekonstrukci vyexportovaných geometrií soustrojí dmyhadla. Zde je několik poznatků, na které jsem při převodu narazil a které považuji za důležité:

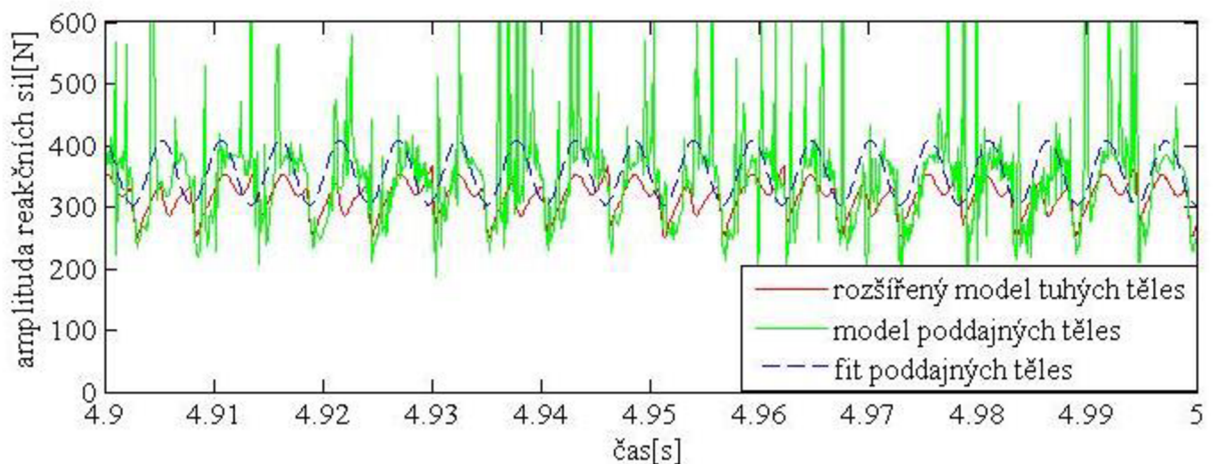
- 1) Je potřeba důsledně dodržet umístění řídicích bodů svazujících plochy ložisek (jak na skříní dmyhadla, tak na rotorech) a ploch pro ozubená kola. Vágní lokalizace řídicích bodů je pro analýzu, kde se používají téměř nehmotná tuhá tělesa v místech řídicích bodů, velmi komplikovaná a chování modelu nereálné.
- 2) Tyto řídicí body musí korespondovat s osou rotace hřídele, v opačném případě dochází ke zhroucení řešiče, protože není možné splnit podmínky vazeb.
- 3) Při tvorbě sítě exportovaného modelu se vyhnout použití „Element midside nodes“ opomenutí této možnosti má za následek nepředvídatelné chování vyexportované geometrie. V mém případě vedla ke „gumovému“ chování hřídele. Zároveň tato položka souvisí s nehmotnými vlastními tvary součástí, vyskytujícími se ve varováních při převodu do prostředí Adams.
- 4) Je třeba předem definovat a zahrnout do řídicích bodů při exportu všechny plochy modelu, na které bude posléze nějakým způsobem působeno (plochy sil, místa torzních pružinek apod).

Zavedení poddajných těles poté spočívalo v importování rotorů soustrojí dmyhadla z prostředí Ansys workbench obdobně jako v případě jejich skříně. Možnost vnitřního převodu (make flexible) těles rotorů na poddajné v programu Adams se mi příliš neosvědčila. Toto řešení vedlo k nemožnosti uchycení ložisek a ozubených kol k poddajným rotorům. Navíc se při vázání rotorů pomocí malých nehmotných tuhých těles geometrie rotoru nepřiměřeně prohýbala a moment motoru potřebný na rozpohybování mechanismu nabýval závratných hodnot. Zjednodušená importovaná geometrie dmyhadla je vyobrazena na následujícím obrázku:



Obrázek 7-27 Geometrie dmyhadla 3D28C řešená pomocí flexibilních těles

Pro srovnání s modelem řešeným tuhými tělesy byl přechod mezi rotory vnitřně řešen pomocí funkce coupler. V této fázi model posloužil pouze pro porovnání reakčních sil v ložiscích stroje. Srovnání s geometrií řešenou pomocí tuhých těles ilustruje následující obrázek. Na obrázku je zobrazen časový výsek amplitud reakčních sil v ložiscích sekundárního rotoru.



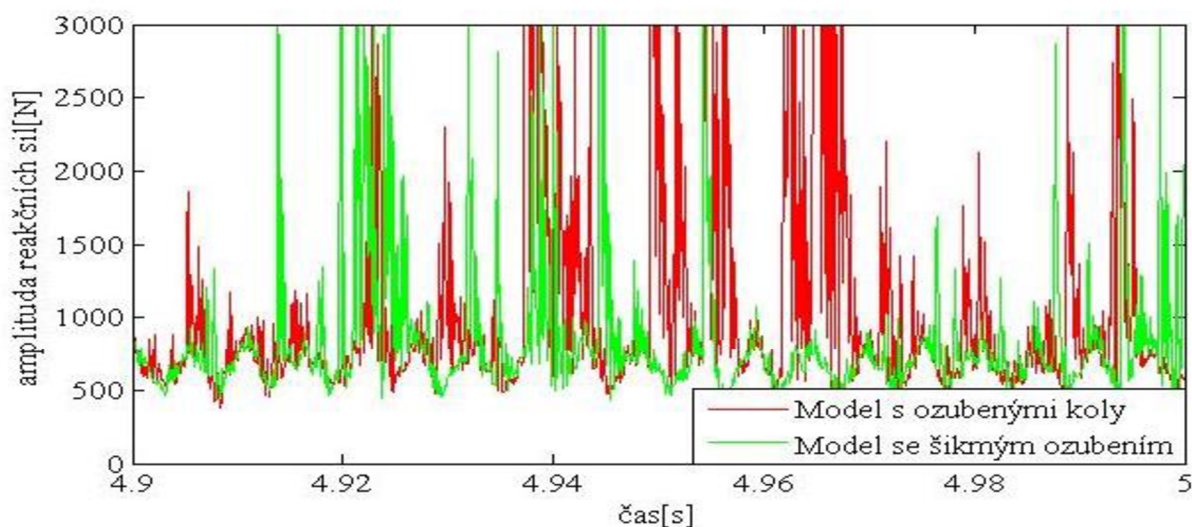
Obrázek 7-28 Srovnání součtu reakčních sil ložisek na sekundárním rotoru

Složkově (geometricky) jsou reakční síly orientovány obdobným způsobem jako na obrázku (7.22). Model s poddajnými tělesy vykazuje v některých fázích výpočtu mírnou nestabilitu (špičkový nárůst reakční síly) vedoucí k rozptylu reakční síly působící na ložiska rotoru. Z tohoto důvodu jsem doplnil srovnání o aproximovaný průběh síly pomocí Fourierova rozvoje.

## 7.8. Zavedení ozubených kol do modelu s poddajnými tělesy

V tomto bodu práce jsem nahradil zjednodušenou vazbu mezi rotory dmyhadla (coupler) pomocí zjednodušené vazby modelovaných ozubených kol z modulu Adams Machinery. Jako srovnávací kritérium jsem použil součtu výsledných sil v ložiscích působících na rotory soustavy. V reálné soustavě jsou použita ozubená kola se šikmým ozubením. Tuto volbu jsem porovnal s užitím klasických ozubených kol. Výsledky srovnání ilustruje následující obrázek:



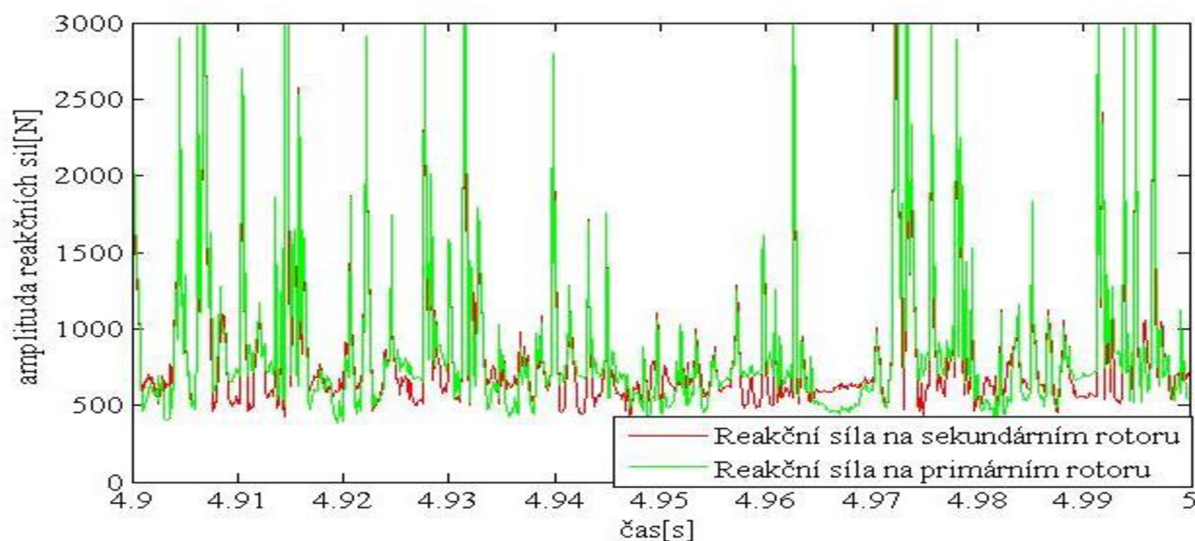


Obrázek 7-29 Srovnání reakčních sil uložení rotorů pro různé druhy ozubených kol

V rámci simulace se vhodnější volbou jeví užití ozubených kol se šikmým ozubením. Amplitudy reakčních sil v ložiscích dosahují nižších špičkových hodnot v případě užití tohoto druhu ozubených kol. Na druhou stranu ale kola do soustavy vnášejí axiální sílu působící na hřídele rotorů.

### 7.9. Realizace detailního modelu poddajných těles

Toto modelové provedení nahrazuje vazbu coupler mezi rotory dmychadla pomocí ozubených kol, jejichž vlastnosti mi byly poskytnuty. Dále pak zavádí detailní náhrady dvou ložisek (PZ, SZ), tedy ložisek v blízkosti ozubených kol. Z dostupného katalogu zpracovaného firmou MSC se mi bohužel nepodařilo najít katalogově označená shodná ložiska použitá na reálné soustavě. Dodržel jsem tedy alespoň některé náležitosti (vnitřní a vnější rozměr a také typ ložiska). Zbylá dvě ložiska jsou reprezentována zjednodušením stejně jako v předchozích modelovaných případech. Výsledné silové účinky na jednotlivá ložiska ilustruje následující obrázek:



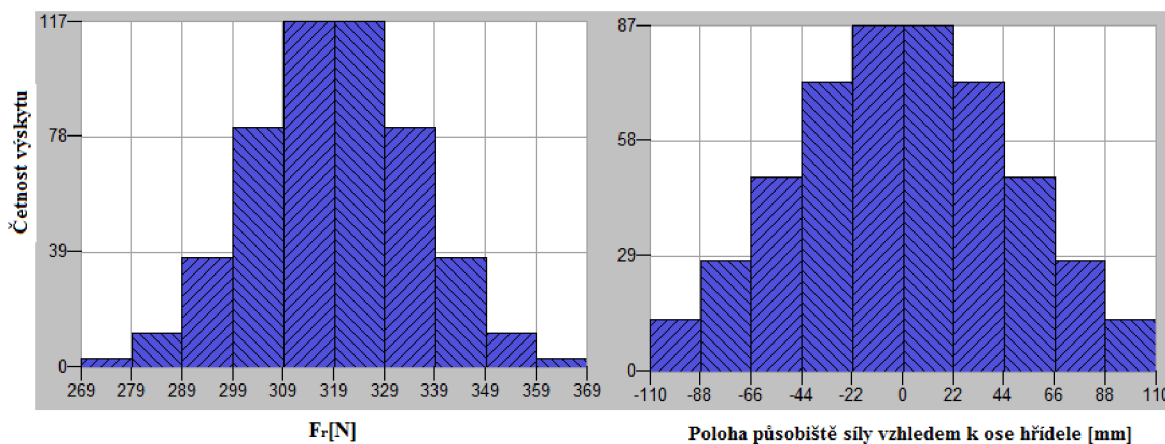
Obrázek 7-30 Reakční síly ložisek rotoru v detailním provedení modelu

Dalším možným vylepšením výpočtového modelu by byla pouze preciznější znalost průběhu tlakové síly, jejíž přesnější popis by byl možný pouze pomocí navrtání skříně rotoru a umístění tlakových čidel na předem určená místa. Případně zahrnutím reálného řemenu, který by tlakem na hřídel ovlivňoval síly v ložiscích.

### 7.10. Stochastický simulační experiment na modelu soustavy

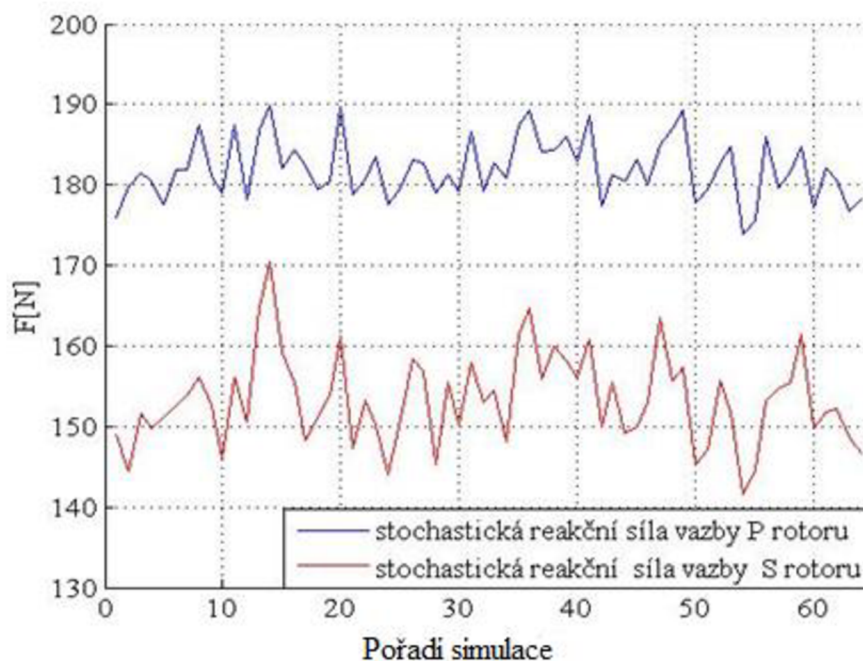
Simulace je zaměřena na proměnlivou velikost tlakové síly, stejně jako na změnu jejího působení v rámci osy rotace hřídele. Rozmezí působení odporové síly je spjato s geometrií rotoru dmyhadla. Velikost síly, stejně jako její aktuální působení, jsou definovány normálním rozdělením.

Rozložení stochastických veličin ilustruje následující obrázek:



Obrázek 7-31 Příklad rozložení stochastických veličin

Střední hodnotu reakčních sil rotačních vazeb v závislosti na pořadí náhodně definovaného experimentu ilustruje následující graf:



Obrázek 7-32 Stochastická hodnota reakčních sil vazeb rotorů



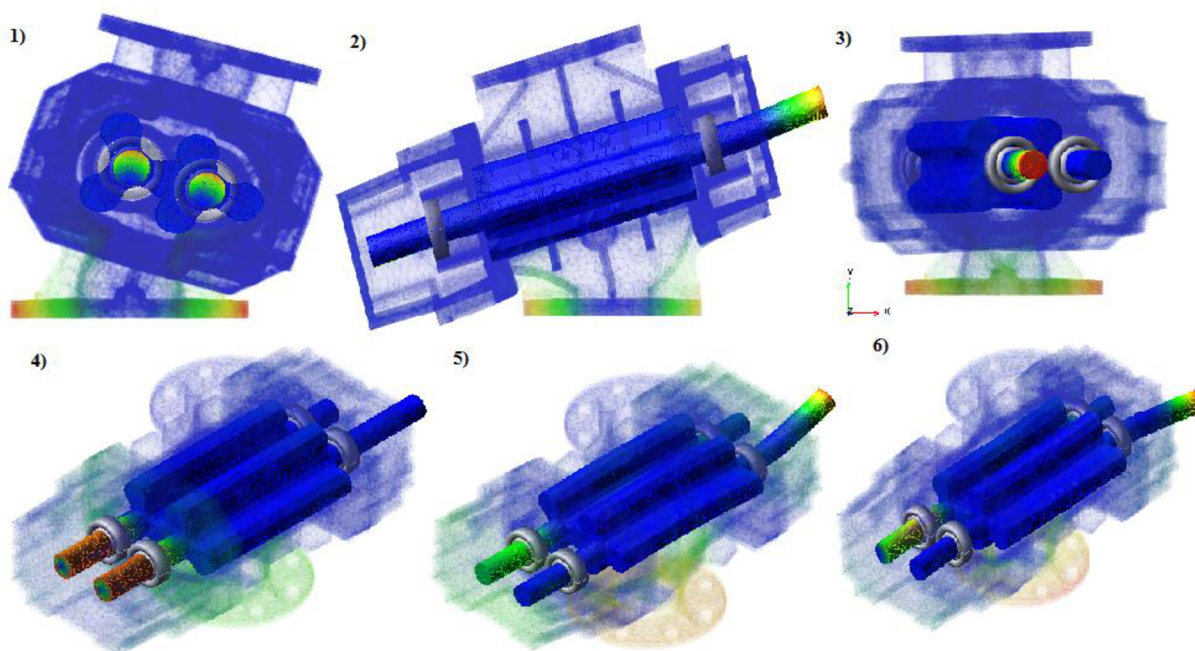
K realizaci výpočtů a ověření výsledku jsem užil modulu Adams Insight. Při provádění experimentu byla užita metoda Monte Carlo a jednalo se o analýzu velikosti reakčních sil ložisek soustavy. V tomto odvětví je mnoho prostoru k optimalizaci výsledků, popřípadě k prověření pravděpodobnosti, se kterou daná reakční síla nepřekročí námi stanovený limit. Namodelovaná odporová síla je ale pouze modelová, proto pravděpodobně nemá význam tuto oblast dále rozvádět.

### 7.11. Vyhodnocení výpočetního modelu z hlediska modálních vlastností

V tomto bodě práce bylo mým cílem provést FFT (fast Fourier transformation) získané odezvy reakčních sil působících na hřídel rotoru a porovnat získané budící frekvence s vlastními frekvencemi kompletní sestavy strojku rotoru, které jsem měl k dispozici. K získání vlastních frekvencí sestavy jsem použil plugin Adams Vibration. V tabulce a obrázku jsou zahrnuty pouze vlastní tvary, které nejsou velmi významně tlumeny.

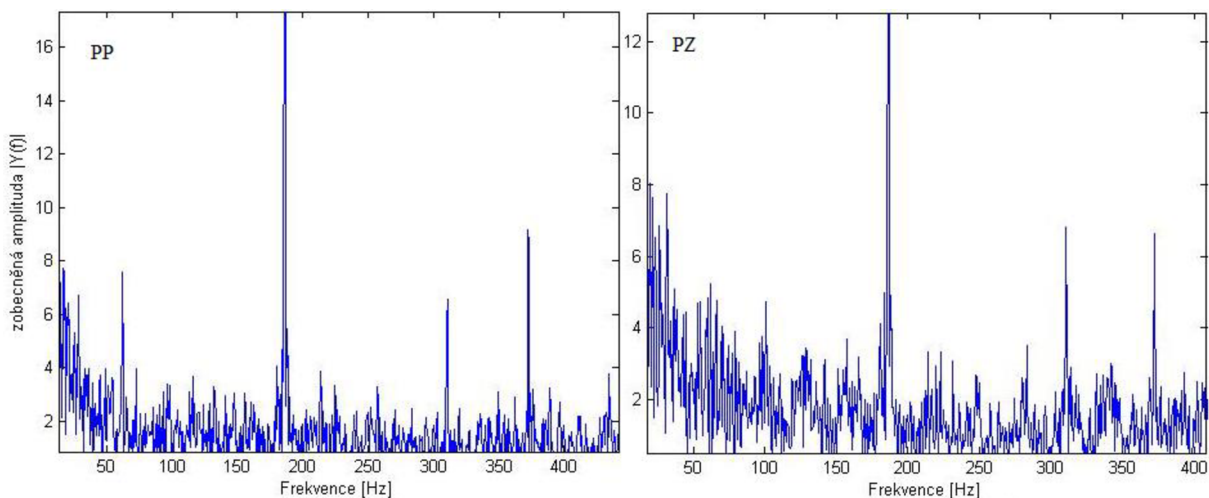
Tabulka 10 Vlastní frekvence soustavy strojku

vl. tvar	sestava bez hmotnosti sacího ústrojí		sestava s hmotností sacího ústrojí	
	netlumená vl. frekvence [Hz]	poměrný útlum []	netlumená vl. frekvence [Hz]	poměrný útlum []
1	187,6	0,09	159,0	0,08
2	290,4	0,07	270,6	0,07
3	319,7	0,13	324,9	0,13
4	687,9	0,11	691,3	0,11
5	748,4	0,27	707,7	0,27
6	1042,6	0,40	1004,6	0,28
7	1001,2	0,27	1402,2	0,22
8	1363,4	0,22	1431,7	0,21
9	1393,1	0,21	1572,5	0,34

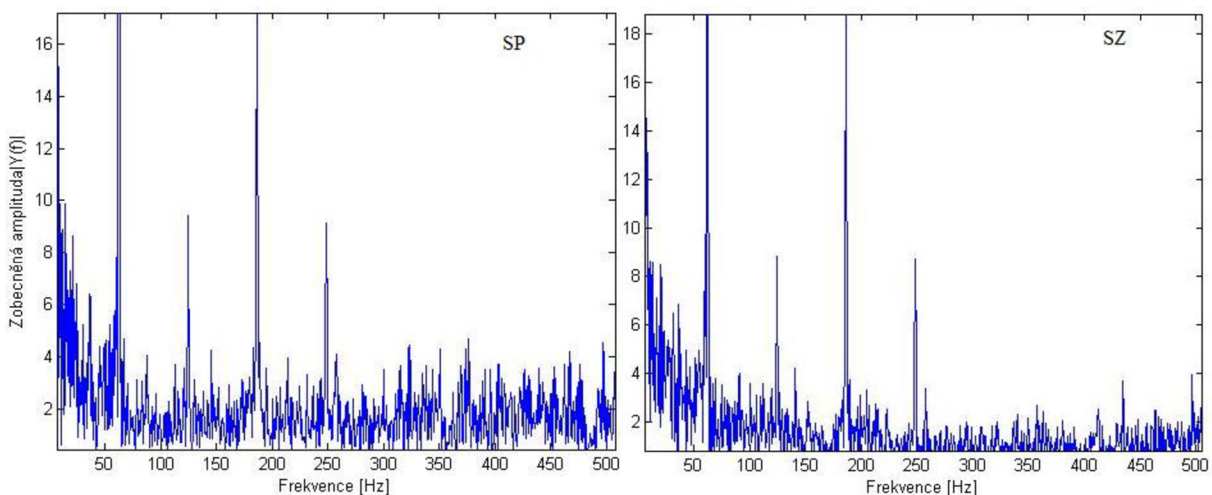


Obrázek 7-33 Vlastní tvary celkové soustavy

Pro upřesnění uvádím, že pojmy „přední“ a „zadní“ ložiska jsou vztaženy vzhledem k řemenici pohánějící soustrojí dmyhadla. Fourierovu transformaci signálu reakčních sil v ložiscích ilustrují následující obrázky:



Obrázek 7-34 FFT reakčních sil ložisek primárního rotoru dmyhadla (Přední vlevo, Zadní vpravo)



Obrázek 7-35 FFT reakčních sil ložisek sekundárního rotoru dmyhadla (Přední vlevo, Zadní vpravo)

Z provedené analýzy reakčních sil v ložiscích vyplývá, že se první vlastní frekvence soustavy s uvažováním bubnového sacího přípravku pohybuje ve frekvenční oblasti v blízkosti amplitudy signálu získaného z Fourierovy transformace (frekvence působení odporových sil). Vzhledem k uvažování redukovaných prvků geometrie je možné, že se na reálné soustavě některé vlastní frekvence mírně posunou a mohlo by tedy docházet ke stavům blízkým rezonanci. Obdobně se dá popsat nebezpečí v případě užití jiného či žádného sacího přípravku.

Vibrační analýza, která byla provedena bez uvažování sacího přípravku, poukazuje na skutečnost, že se první vlastní frekvence soustavy nachází poblíž amplitudy signálu získaného z ložisek stroje převedeného do frekvenční oblasti. Vzhledem k užití redukovaných prvků geometrie, které byly aplikovány na model, se první vlastní tvar soustavy nachází v potenciálně nebezpečné oblasti. Tato frekvence amplitudy signálu (přibližně 180Hz) je vybuzena působením odporových sil při pracovních otáčkách stroje.

## 8 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ZMĚN SOUSTROJÍ DMYCHADLA

Jedním z cílů práce bylo navrhnout konstrukční řešení pro redukci vibrací zkoumaného soustrojí. Většina práce se ubírala směrem k analýze stávajícího stavu a konstrukčního řešení. Při návrhu konstrukčních změn bych se inspiroval patenty zmíněnými v teoretické části práce. Namodelované průběhy odporových sil mi neumožňují ověřit dopad konstrukčních změn provedených na zjednodušené geometrii ve vztahu k chování reálné soustavy. Pro sofistikovanější řešení tohoto problému by bylo zapotřebí znát přesné tlakové rozložení ve skříně s rotory a ověřovat vliv možných konstrukčních změn na testovacím soustrojí.

Jako účinné řešení se nabízí použití šroubovicových profilů rotorů dmyhadla, namísto stávajících konvenčních. Tato změna v konstrukci by dle přiloženého patentu měla vést k lepšímu a méně rázovitému průběhu tlaku při pracovní otáčce. Jako další možné řešení se nabízí vysoustružení meandrujících drážek u výtlačného otvoru skříně. Tato možnost, dle přiloženého patentu, velmi efektivně tlumí zpětný tlakový ráz šířící se od výtlačného otvoru zpět do skříně s rotory.

Při uvažování stávající konstrukce nelze opomenout možná řešení, která nabízejí aktivní piezoelektrické tlumiče aplikované do kompozitu skříně strojku. S jejich pomocí by bylo možné vibrace nejen snímat, ale také řídit dle potřeby a to v každém pracovním bodě dmyhadla. Bohužel však z cenového hlediska je tato možnost nepřijatelná stejně jako užití jiných pokročilých materiálů na konstrukci skříně.

U konstrukčních změn, mimo patentová řešení, by bylo možné upravit stávající konstrukci. Šroubovicové rotory s horizontálním tokem pracovního média na místo stávajícího vertikálního by umožnili efektivnější úchyt skříně k rámu konstrukce. Tato konstrukční změna by podle mého názoru odstranila vliv výtlačného soustrojí dmyhadla na dynamické chování skříně s rotory. Je otázkou, do jaké míry stávající uchycení skříně ovlivňuje modální vlastnosti celé konstrukce soustrojí dmyhadla. Z analýz vyplývá, že je soustava náchylná především na kývavé vlastní tvary. Stávající uchycení skříně může mít velmi významnou roli v podpoře nechtěného kývání konstrukce, které v konečném důsledku může být příčinou vysoké vibrační i hlukové hladiny stroje.

Zároveň bych doporučil užití jiného sacího přípravku. Dle provedených analýz svou hmotností velmi výrazně posouvá vlastní frekvence části zkoumané soustavy směrem k nižším frekvencím. Užití lehčího sacího přípravku na soustrojí dmyhadla je dobrým předpokladem k udržení první vlastní frekvence soustavy na vyšších hodnotách.

Na soustavě je velmi viditelný frekvenční rozdíl mezi prvními vlastními tvary. Dle mého názoru je na místě konstrukční řešení ve formě vyztužení stávajícího žebra konstrukce, které brání kývání (prvním vlastním tvarem), případně nasazení více žebířů v této oblasti.

## 9 ZÁVĚR

Hlavním cílem práce byla dynamická analýza Rootsova dmyhadla s označením 3D28C vyráběného firmou Kubíček VHS. Metodika, která byla použita při tvorbě práce, je použitelná i v případech mnohem sofistikovanějších a náchylnějších strojů na vibrace (elektronový mikroskop, turbíny, motory letadel a podobně). Pochopení a popsání dynamických vlastností stávající konstrukce dmyhadla vedlo k identifikaci jejích slabin a návrhu možných protivibračních opatření.

Firmou dodaný CAD model byl zjednodušen a redukován pro potřeby převodu v rámci rozhraní programů Ansys Workbench a MSC Adams. Zjednodušení spočívalo v odstranění konstrukční prvků a některých otvorů, jejichž celkový příspěvek na změny modálních vlastností skříně strojku nepřesahoval 10% (v rámci prvních 15 vlastních tvarů modální analýzy samotné skříně). Celková úprava geometrie modelu skříně byla provedena v prostředí *SolidWorks 2014*.

Zjištění dynamických vlastností soustavy pomocí modální analýzy jednotlivých součástí a modelování poddajných těles pomocí metody konečných prvků bylo uskutečněno v programu *Ansys Workbench 14.5*. Poddajná tělesa byla reprezentována prvky Solid 187.

Seznámení se s možnostmi modelováním soustavy pomocí poddajných těles a také sestavení modelu vázané mechanické soustavy studované části Rootsova dmyhadla, včetně modální analýzy, byly provedeny v programu *Adams* od společnosti *MSC*. Vytvoření modelu provázela různá úskalí. Při jeho sestavování je potřeba postupovat obezřetně, např. aby model nebyl přeuročený, aby byl stabilní apod. Model soustavy byl prvně zjednodušen pomocí tuhých těles (válcová tělesa s přiřazenými momenty setrvačnosti a hmotností rotorů). Následně pak přiblížen reálné konstrukci pomocí poddajných těles, která byla získána převedením zjednodušené geometrie dmyhadla z programu *Ansys Workbench 14.5*. S jejich zavedením do soustavy souvisela i potřeba předefinování kinematických vazeb. Z toho plynuly problémy s jejich umístěním s ohledem na zkoumané vzájemné vazby rotorů a jejich pohyb.

Verifikace modelu proběhla pouze na výkonové úrovni. Porovnávaným parametrem mezi měřením a modelem soustavy byl odebíraný výkon soustrojí. Na reálné soustavě byl měřen wattmetrem ve svorkovnici motoru. Na modelu soustavy poté probíhala optimalizace zjednodušených odporových sil. Cíl optimalizace modelu v prostředí *Adams* spočíval v přiblížení se výkonu odporových sil, potřebného k rozpočívání soustavy a jeho verifikaci s výkonem získaným z měření. Tato postupná optimalizace sil probíhala za ustálených otáček dmyhadla změřených pomocí tachodynamu. Po shodě středních hodnot výkonů analyzovaných sil modelu a změřeného výkonu wattmetrem jsem vykreslil jejich průběhy vztahované k otáčce statorového pole motoru (Obrázek 7-12).

Množství analýz, které byly na modelu provedeny, poukazuje na problém v konstrukci strojku dmyhadla v případě užití bubnového sacího přípravku. Skříně strojku je velmi náchylná na kývavé tvary. Vlastní frekvence zkompletovaného strojku dmyhadla se nacházejí v potenciálně nebezpečném frekvenčním pásmu, hlavně v případě prvního vlastní tvaru soustavy. První vlastní frekvence soustavy velmi blízce koresponduje s amplitudami signálu získaného z reakčních sil ložisek transformovaných do Fourierova spektra. Vlivem redukce modelu a stávajícího uchycení strojku dmyhadla pravděpodobně dochází k mírnému posuvu vlastních frekvencí soustavy, nicméně při takto řešené konstrukci skříně strojku může docházet k vybuzení vibrací blízkým rezonanci soustavy.

# 10 SEZNAM OBRÁZKŮ

OBRÁZEK 3-1 PRACOVNÍ CYKLUS ROOTSOVA DMYCHADLA[2] .....	11
OBRÁZEK 3-2 SKŘÍŇ ROOTSOVA DMYCHADLA [3] .....	12
OBRÁZEK 3-3 ROOTSOVO DMYCHADLO VYRÁBĚNÉ FIRMOU KUBÍČEK VHS [3].....	13
OBRÁZEK 4-1 KMITÁNÍ SOUSTAVY S VÍCE STUPNI VOLNOSTI [4] .....	14
OBRÁZEK 5-1 PNEUMATICKÝ TLUMIČ [6] .....	17
OBRÁZEK 5-2 TLUMIČ S MAGNETO-REOLOGICKOU KAPALINOU PŘEVZATO Z [6] .....	18
OBRÁZEK 5-3 FUNKCE TLUMIČE S ELEKTRO-REOLOGICKOU KAPALINOU PŘEVZATO Z [7].....	18
OBRÁZEK 5-4 SCHÉMA AKTIVNÍHO TLUMENÍ VIBRAČÍ SOUSTAVY PŘEVZATO Z [6] .....	19
OBRÁZEK 5-5 KRÝSTAL PIEZOELEKTRICKÉ KERAMIKY PŘED A PO POLARIZACI, PŘEVZATO Z [11] .....	20
OBRÁZEK 5-6 PROCES POLARIZACE PIEZOELEKTRICKÉHO MATERIÁLU, PŘEVZATO Z [11] .....	20
OBRÁZEK 5-7 LEPENÍ KERAMICKÉ VRSTVY POMOCÍ TECHNOLOGIE THUNDER <sup>®</sup> [15].....	21
OBRÁZEK 5-8 ŘEZ KOMPOZITNÍM MATERIÁLEM VYZTUŽENÝMI PIEZOELEKTRICKÝMI AKTUÁTORY [13].....	21
OBRÁZEK 5-9 VKLÁDÁNÍ PIEZOELEKTRICKÝCH STACKŮ DO DRÁŽEK HLINÍKOVÉHO PLECHU[13] .....	22
OBRÁZEK 5-10 NÁSLEDNÁ POVRCHOVÁ ÚPRAVA A FIXACE PIEZOELEKTRICKÝCH STACKŮ [13].....	22
OBRÁZEK 5-11 TECHNOLOGIE VÝROBY VOLNĚ FORMOVANÝCH PIEZOELEKTRICKÝCH STRUKTUR[17] .....	23
OBRÁZEK 5-12 PŘECHOD MEZI MARTENZITICKOU A AUSTENITICKOU STRUKTUROU KRÝSTALICKÉ MŘÍŽKY .....	24
OBRÁZEK 5-13 PŘECHODOVÝ DIAGRAM MATERIÁLŮ S TVAROVOU PAMĚTÍ [18] .....	24
OBRÁZEK 5-14 PŘECHODOVÝ DIAGRAM MATERIÁLŮ S TVAROVOU PAMĚTÍ [19] .....	25
OBRÁZEK 6-1 NÁHLED NA UPRAVENOU SKŘÍŇ STROJKU S DETAILEM DRÁŽEK [21] .....	28
OBRÁZEK 6-2 GEOMETRIE PATENTOVANÉHO PIŠKOTU ROTORU[22] .....	29
OBRÁZEK 6-3 ILUSTRATIVNÍ ROZDÍL TVARU MEZI KONVENČNÍ A UPRAVENOU CYKLOIDOU [22] .....	30
OBRÁZEK 6-4- DETAIL GEOMETRIE PROFILU ROTORU PRO VYTAŽENÍ ŠROUBOVICE [23] .....	31
OBRÁZEK 6-5 NÁHLED NA ŠROUBOVICOVĚ TVAROVANÝ ROTOR DMYCHADLA[23] .....	32
OBRÁZEK 6-6 OKAMŽITÝ TOK VZDUCHU DMYCHADLEM PŘI KLASICKÉM A ŠROUBOVICOVÝ PROFILU ROTORU V ZÁVISLOSTI NA NATOČENÍ ROTORU[23].....	32
OBRÁZEK 7-1 GEOMETRIE SKŘÍNĚ S ROTORY ZKOUMANÉHO SOUSTROJÍ DMYCHADLA .....	33
OBRÁZEK 7-2 KINEMATICKÁ ANALÝZA SOUSTROJÍ DMYCHADLA.....	34
OBRÁZEK 7-3 VIZUALIZACE MODELU MECHANISMU DMYCHADLA .....	34
OBRÁZEK 7-4 VIZUALIZACE NAMĚŘENÝCH DAT NA OSCILOSKOPU .....	36
OBRÁZEK 7-5 PRŮBĚH PROUDŮ ODEBÍRANÝCH ZE SÍTĚ PŘI BĚHU DMYCHADLA NAPRÁZDNO .....	36
OBRÁZEK 7-6 PRŮBĚH PROUDŮ ODEBÍRANÝCH ZE SÍTĚ PŘI PŘETLAKU 36KPA.....	36
OBRÁZEK 7-7 PRŮBĚH PROUDŮ ODEBÍRANÝCH ZE SÍTĚ PŘI PŘETLAKU 58KPA.....	37
OBRÁZEK 7-8 SCHÉMATICKÝ TOK VÝKONU SOUSTROJÍM DMYCHADLA .....	37
OBRÁZEK 7-9 PRŮBĚH ELEKTRICKÉHO VÝKONU MOTORU PŘI BĚHU NAPRÁZDNO .....	38
OBRÁZEK 7-10 PRŮBĚH ELEKTRICKÉHO VÝKONU MOTORU PŘI PŘETLAKU 36KPA.....	38
OBRÁZEK 7-11 PRŮBĚH ELEKTRICKÉHO VÝKONU MOTORU PŘI PŘETLAKU 58KPA.....	38
OBRÁZEK 7-12 SROVNÁNÍ ZMĚŘENÉHO A SIMULOVANÉHO PRŮBĚHU VÝKONU .....	39
OBRÁZEK 7-13 PRŮBĚH TLAKU VZDUCHU V ZÁVISLOSTI NA NATOČENÍ ROTORU [2] .....	41
OBRÁZEK 7-14 ČASOVÝ PRŮBĚH VYBRANÉ ODPOROVÉ SÍLY DMYCHADLA.....	41
OBRÁZEK 7-15 PRŮBĚH REAKČNÍ SÍLY VAZBY PRIMÁRNÍHO ROTORU .....	42
OBRÁZEK 7-16 PRŮBĚH REAKČNÍ SÍLY VAZBY SEKUNDÁRNÍHO ROTORU.....	42
OBRÁZEK 7-17 PŮVODNÍ (VLEVO) A REDUKOVANÁ (VPRAVO) GEOMETRIE SKŘÍNĚ DMYCHADLA .....	43
OBRÁZEK 7-18 UCHYCENÍ MODELU VAZBOU VETKNUTÍ.....	43
OBRÁZEK 7-19 POSUVNÁ VAZBA MODELU SKŘÍNĚ DMYCHADLA .....	44
OBRÁZEK 7-20 ILUSTRACE ROZDÍLU V CHOVÁNÍ ŘÍDÍCÍHO BODU [25] .....	44
OBRÁZEK 7-21 PŮVODNÍ (VLEVO) A REDUKOVANÁ (VPRAVO) SÍŤ SKŘÍNĚ DMYCHADLA .....	45
OBRÁZEK 7-22 PRVNÍCH 6 VLASTNÍCH TVARŮ GEOMETRIE SKŘÍNĚ PŮVODNÍ SOUSTAVY .....	47
OBRÁZEK 7-23 PRVNÍCH 6 VLASTNÍCH TVARŮ GEOMETRIE SKŘÍNĚ REDUKOVANÉ SOUSTAVY .....	47
OBRÁZEK 7-24 SROVNÁNÍ MODELŮ ZÁKLADNÍ (VLEVO) ROZŠÍŘENÝ (VPRAVO).....	48
OBRÁZEK 7-25 SROVNÁNÍ AMPLITUD REAKČNÍCH SIL V ZÁKLADNÍM A ROZŠÍŘENÉM MODELU SOUSTAVY .....	48
OBRÁZEK 7-26 SMĚRY PŮSOBNÍ MAXIMA A MINIMA REAKČNÍCH SIL.....	49
OBRÁZEK 7-27 GEOMETRIE DMYCHADLA 3D28C ŘEŠENÁ POMOCÍ FLEXIBILNÍCH TĚLES .....	50

OBRÁZEK 7-28 SROVNÁNÍ SOUČTU REAKČNÍCH SIL LOŽISEK NA SEKUNDÁRNÍM ROTORU.....	50
OBRÁZEK 7-29 SROVNÁNÍ REAKČNÍCH SIL ULOŽENÍ ROTORŮ PRO RŮZNÉ DRUHY OZUBENÝCH KOL.....	51
OBRÁZEK 7-30 REAKČNÍ SÍLY LOŽISEK ROTORU V DETAILNÍM PROVEDENÍ MODELU.....	51
OBRÁZEK 7-31 PŘÍKLAD ROZLOŽENÍ STOCHASTICKÝCH VELIČIN .....	52
OBRÁZEK 7-32 STOCHASTICKÁ HODNOTA REAKČNÍCH SIL VAZEB ROTORŮ .....	52
OBRÁZEK 7-33 VLASTNÍ TVARY CELKOVÉ SOUSTAVY .....	53
OBRÁZEK 7-34 FFT REAKČNÍCH SIL LOŽISEK PRIMÁRNÍHO ROTORU DMYCHADLA (PŘEDNÍ VLEVO, ZADNÍ VPRAVO).....	54
OBRÁZEK 7-35 FFT REAKČNÍCH SIL LOŽISEK SEKUNDÁRNÍHO ROTORU DMYCHADLA (PŘEDNÍ VLEVO, ZADNÍ VPRAVO).....	54



# 11 POUŽITÉ ZDROJE

- [1] Obecné informace o rootsově dmychadle. Dostupné z :<http://www.kompresory-info.sk/produkty/kompresory/duchadla/>
- [2] Liška, A., Novák, P., & Praze, Č. vysoké učení technické v. (1999). Kompresory, 1–41. Dostupné z: [http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi\\_mat/kompresory.pdf](http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi_mat/kompresory.pdf)
- [3] Návod k obsluze Rootsova dmychadla. *Kubíček VHS* (2009). Dostupné z: <http://kubicekvhs.cz/cs/>
- [4] Ing. HOUFEK, Lubomír Ph.D. Dynamika: Přednášky. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, 94 s.
- [5] Redakce technický týdeník - Archív – potlačování vibrací obráběcích strojů. Dostupné z: [http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/jak-potlacovat-vibrace-obrabecich-stroju\\_21946.html](http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/jak-potlacovat-vibrace-obrabecich-stroju_21946.html)
- [6] FARGAČ, M. Návrh koncepce vibro-izolační mechatronické soustavy. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 47 s.
- [7] Yang, G., Spencer, B. F., Carlson, J. D., & Sain, M. K. (2002). Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations. *Engineering Structures*, 24(3), 309–323. [http://doi.org/10.1016/S0141-0296\(01\)00097-9](http://doi.org/10.1016/S0141-0296(01)00097-9)
- [8] SPENCER, B. F., DYKE, S. J., SAIN, M. K., CARLSON, J. D. Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper. In *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE, Vol. 123. 1996, s. 230–248.
- [9] STETINA, J. Analýza možností aktivního tlumení pro dopravní prostředků. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. XY s.
- [10] PREUMONT, A. *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*. 2nd ed. Springer, 2002. 385 s. ISBN 978-1-40200-925-9.
- [11] Redakce [pc-control.co.uk](http://pc-control.co.uk) 2008 dostupné z: [https://www.pc-control.co.uk/piezoelectric\\_effect.htm](https://www.pc-control.co.uk/piezoelectric_effect.htm)
- [12] Meninger, S., Mur-Miranda, J. O., Amirtharajah, R., Chandrakasan, a., & Lang, J. H. (2001). Vibration-to-electric energy conversion. *IEEE Transactions on Very Large Scale Integration (VLSI) Systems*, 9(1), 64–76. <http://doi.org/10.1109/92.920820>
- [13] Hensel, S., Drossel, W.-G., Nestler, M., & Müller, R. (2014). Modeling of the performance reduction of Macro Fiber Composites for use in numerical forming simulation of piezoceramic-metal-compounds. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, 7(2), 129–138. <http://doi.org/10.1016/j.cirpj.2013.12.005>
- [14] Neugebauer, R., Kreißig, R., Lachmann, L., Nestler, M., Hensel, S., Flössel, M., 2010. Piezo-module-compounds in metal forming: Experimental and numerical studies. In: Brezina, T., Jablonski, R. (Eds.), *Recent Advances in Mechatronics*. Springer, Berlin Heidelberg, pp. 257–262.
- [15] Doc.Mgr. Jiří Erhart, Ph.D. *Základy piezoelektřiny pro aplikace Učební texty k semináři* (2011)

- [16] Asanuma, H., Takeda, N., Sato, H., 2009. Functional composite material where in piezoelectric fiber having metal core is embedded, US patent application publication US 2009/0220818.
- [17] Drossel, W.-G., Hensel, S., Nestler, M., Lachmann, L., Schubert, A., Müller, M., & Müller, B. (2014). Experimental and numerical study on shaping of aluminum sheets with integrated piezoceramic fibers. *Journal of Materials Processing Technology*, 214(2), 217–228. <http://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2013.08.011>
- [18] <http://smart.tamu.edu/overview/smaintro/detailed/detailed.html>
- [19] Thiebaud, F., & Ben Zineb, T. (2014). Experimental and finite element analysis of superelastic behaviour of shape memory alloy for damping applications. *Mechanics & Industry*, 15(5), 371–376. <http://doi.org/10.1051/meca/2014040>
- [20] Scott D. Snyder (2000) Active Noise Control Primer (Modern Acoustics and Signal Processing) ISBN: [9780387989518](https://www.isbn-international.org/product/9780387989518)
- [21] Yasuna Yokoi, Aichi-Ken, Rootblower - ROOTS BLOWER HAVING ZIGZAG MEANDERING GROOVES IN THE CASING INNER WALL SURFACE (1999). US patent application publication n.o. 5,944,501.
- [22] Hsieh, C.-F., & Hwang, Y.-W. (2008). Tooth profile of a Roots rotor with a variable trochoid ratio. *Mathematical and Computer Modelling*, 48(1-2), 19–33. <http://doi.org/10.1016/j.mcm.2007.08.008>
- [23] Yao, L., Ye, Z., Dai, J. S., & Cai, H. (2005). Geometric analysis and tooth profiling of a three-lobe helical rotor of the Roots blower. *Journal of Materials Processing Technology*, 170(1-2), 259–267. <http://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2005.05.020>
- [24] Katalog firmy Hoyer Motors dostupné z: <http://www.hoyermotors.com/files/IE3-katalog-1013-WEB-151113.pdf>
- [25] Chování řídicích bodů v prostředí Ansys Workbench. Dostupné z: [https://smichal.web.cern.ch/smichal/COMPOSITE\\_CALCULATION/ANSYS/Lectures%20-%20Intro%20ANSYS%20WB/Mechanical\\_Intro\\_14.5\\_L07\\_RemoteBC%20.pdf0](https://smichal.web.cern.ch/smichal/COMPOSITE_CALCULATION/ANSYS/Lectures%20-%20Intro%20ANSYS%20WB/Mechanical_Intro_14.5_L07_RemoteBC%20.pdf0)