

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní zaměření: Konstruování vozidel a manipulačních
zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Dynamické chování motorového komponentu

Autor: **Lukáš KLIMEČEK**
Vedoucí práce: **Ing. Petr BERNARDIN, Ph.D.**

Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Bc. Lukáš KLIMEČEK
Osobní číslo:	S21N0055P
Studijní program:	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení
Specializace:	Konstruování vozidel a manipulačních zařízení
Téma práce:	Dynamické chování motorového komponentu
Zadávací katedra:	Katedra konstruování strojů

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem této diplomové práce je konstrukční úprava konkrétního dílu. Prostřednictvím analýzy MKP budou dále navrženy změny pro prodloužení únavové životnosti dílu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Specifikace požadavků, analýza úlohy.
2. Konstrukční návrh s příslušnými výpočty.
3. Vypracování příslušné technické dokumentace.
4. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení.

Konzultant – Ing. Jaromír Kašpar

Zadavatel – Mubea, spol. s.r.o.

Rozsah diplomové práce: **40-60**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999
[2] BRENÍK, P., PÍČ, J. Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty. Praha: SNTL, 1986

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **30. listopadu 2022**
Termín odevzdání diplomové práce: **26. května 2023**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Akademický rok: 2022/2023
Jméno a příjmení studenta: Lukáš Klimeček
Název diplomové práce: Dynamické chování motorového komponentu

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma „Dynamické chování motorového komponentu“ vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
Podpis studenta

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Klimeček	Jméno Lukáš	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bernardin, Ph.D.	Jméno Petr	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Dynamické chování motorového komponentu		

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2023
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	130	TEXTOVÁ ČÁST	95	GRAFICKÁ ČÁST	35
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce se věnuje popisu automatického napínáku řemene s ohledem na únavovou pevnost a životnost. Dále je věnována pozornost primárně numerickým výpočtům pomocí metody konečných prvků za účelem vyhodnocení únavových vlastností vybraného dílu pomocí různých výpočetních postupů, jejichž získané výsledky byly následně mezi sebou porovnány. Dalším cílem diplomové práce je sestavení dynamického modelu, jenž simuluje chování automatického napínáku řemene. Následně byla navržena nová konstrukční řešení a vypracována výkresová dokumentace.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Automatický napínák řemene, napínák řemene, napínák, únava, únava materiálu, únava hliníkových slitin, metoda konečných prvků, MKP, FEM, ANSYS, FEMFAT, dynamický výpočet, dynamika

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Klimeček	Name Lukáš
FIELD OF STUDY	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Ph.D. Bernardin	Name Petr
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Dynamic behavior of an engine component	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2023
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	130	TEXT PART	95	GRAPHICAL PART	35
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis is devoted to the description of an automatic belt tensioner with regard to fatigue strength and service life. Furthermore, primary attention is given to numerical calculations using the finite element method in order to evaluate the fatigue properties of the selected part using various computational procedures, the results of which were subsequently compared. Another goal of the diploma thesis is to develop a dynamic model that simulates the behavior of an automatic belt tensioner. Subsequently, new design solutions were proposed and drafting documentation was prepared.
KEY WORDS	Automatic belt tensioner, belt tensioner, tensioner, fatigue, material fatigue, fatigue of aluminum alloys, finite element method, MKP, FEM, ANSYS, FEMFAT, dynamic calculation, dynamics

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval Ing. Petru Berdnardinovi Ph.D. za cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl především poděkovat Ing. Jaromíru Kašparovi za přínosné informace a rady při vypracování diplomové práce a vstřícný přístup.

Stejně velké poděkování patří společnosti Mubea, spol s.r.o. za možnost vypracování diplomové práce, získané zkušenosti a poskytnuté zázemí.

1 OBSAH

1	Obsah	1
2	Použité zkratky a symboly	3
2.1	Seznam symbolů	3
2.2	Seznam zkratk	5
3	Seznam obrázků	6
4	Seznam tabulek	9
5	Úvod.....	10
5.1	Uvedení do problematiky	10
5.2	Cíl diplomové práce	10
6	Teoreticko-metodologická část.....	11
6.1	Pohon řemenem.....	11
6.2	Automatický napínák řemene	12
6.3	Hysterezní křivka napínáku.....	13
6.4	Analytický popis torzní pružiny napínáku	15
6.4.1	Tuhost pružiny	15
6.4.2	Silové zatížení od pružiny.....	18
6.5	Silové účinky na kladce napínáku.....	20
6.6	Únava materiálu	22
6.6.1	Wöhlerova (S-N) křivka	25
6.6.2	Vliv středního napětí kmitu – <i>Haighův diagram</i>	26
6.6.3	Únava slévárenských slitin hliníku	34
6.7	Dynamické modelování automatického napínáku řemene	35
7	Upřesnění zadání, vstupní data	38
7.1	Představení napínáku	38
7.1.1	Housing (HO, Tělo napínáku)	41
7.1.2	Lever Arm (LA, Napínací rameno)	43
7.1.3	Damping Element (DE, Tlumící člen).....	43
7.1.4	Bearing Bush (BB, Ložiskové pouzdro).....	44
7.1.5	Spring (SP, Pružina)	44
7.1.6	Pulley (PU, Kladka).....	44
7.2	Vstupní data	45
7.2.1	Výsledná síla napínáku a její úhel	47

7.2.2	Zrychlení.....	47
7.2.3	Axiální síla.....	47
7.2.4	Radiální/tangenciální síla.....	47
7.2.5	Teplota.....	47
8	Analyticko-syntetická část.....	48
8.1	Úprava CAD modelu.....	48
8.2	Příprava výpočtu v ANSYS.....	50
8.2.1	Náhrady dílů napínáku hmotnými body.....	50
8.2.2	Síťování napínáku.....	51
8.2.3	Okrajové podmínky a zatížení.....	52
8.2.4	Nastavení kontaktů mezi HO, šroubem a blokem motoru.....	57
8.3	Výpočetní kvazidynamické modely.....	58
8.3.1	Výpočetní model č. 1.....	58
8.3.2	Výpočetní model č. 2.....	61
8.3.3	Výpočetní model č. 3.....	65
8.3.4	Shrnutí výsledků kvazidynamických modelů.....	69
8.4	Dynamický model.....	70
8.4.1	Shrnutí výsledků dynamického modelu.....	80
8.5	Návrh nového konstrukčního řešení HO.....	81
8.5.1	Návrh konstrukčního řešení HO č. 1.....	81
8.5.2	Návrh konstrukčního řešení HO č. 2.....	84
8.5.3	Návrh konstrukčního řešení HO č. 3.....	86
8.5.4	Vyhodnocení výsledků nových návrhů konstrukčního řešení.....	89
9	Výkresová dokumentace.....	91
10	Závěr.....	92
11	Reference.....	94
	PŘÍLOHA 1.....	
	PŘÍLOHA 2.....	
	PŘÍLOHA 3.....	
	PŘÍLOHA 4.....	

2 POUŽITÉ ZKRATKY A SYMBOLY

2.1 Seznam symbolů

Symbol	Popis	Jednotka
a	Zrychlení	m/s^2
a_i	Vzdálenost mezi vinutím pružiny i -tého segmentu	mm
a, b	Parametry pružiny	-
A, B	Vzdálenosti v Haighově diagramu	-
b	Exponent únavové pevnosti	-
c_{mi}	Torzni tuhost pružiny v i -tém segmentu	$\text{Nmm}/^\circ$
c_m	Torzni tuhost pružiny	$\text{Nmm}/^\circ$
C	Konstanta	MPa^w
D_{mi}	Střední průměr pružiny i -tého segmentu	mm
D_m	Střední průměr	mm
d	Průměr drátu pružiny	mm
E	Modul pružnosti materiálu (Youngův modul)	MPa
$E_{pružina}$	Modul pružnosti materiálu pružiny (Youngův modul)	MPa
F_t	Třecí síla	N
F_N	Normálová síla	N
F_T	Tangenciální (tečná) síla	N
F_R	Radiální síla	N
F_{ax}	Axiální síla	N
$F_{\text{napínák}}$	Výsledná síla působící na napínák řemene	N
$F_{\text{řemen}}$	Síla v řemeni	N
f	Frekvence zatěžování	1/s
f_{total}	Únavový koeficient	-
$G_{pružina}$	Modul pružnosti ve smyku materiálu pružiny	MPa
h	Výška střednice pružiny	mm
h_i	Výška segmentu i pružiny	mm
k	Exponent závislí na druhu materiálu a použitého kritéria	-
$l_{\text{efektivní}}$	Efektivní délka ramene	mm
$l_{\text{pružina}}$	Celková délka pružiny	mm
l_i	Délka drátu v segmentu i pružiny	mm
l	Délka ramene napínáku	mm

$m_{\text{pružina}}$	Hmotnost pružiny	kg
M	Moment pružiny	Nmm
M_{PN}	Nominální moment	Nmm
N	Počet cyklů	-
n_i	Počet závitů v segmentu i pružiny	-
p_i	Stoupání i -tého segmentu pružiny	mm
p	Stoupání pružiny	mm
R	Axiální tuhost pružiny	N/mm
R_i	Axiální tuhost pružiny v i -tém segmentu	N/mm
$R_{\text{řemen}}$	Tuhost řemene	N/mm
Re	Mez kluzu	MPa
Rm	Mez pevnosti	MPa
$Re0,2$	Smluvní mez kluzu	MPa
T	Perioda kmitu	s
w	Exponent	-
$\alpha_{\text{pružina}}$	Úhel mezi konci pružiny	°
$\alpha_{\text{opásání}}$	Úhel opásání řemene	°
β	Úhel mezi ramenem napínáku a výslednou silou	°
ε_{ael}	Elastická deformace	-
ε_{apl}	Plastická deformace	-
ε_{celk}	Celková deformace	-
μ	Koeficient tření	-
ν	Poissonova konstanta	-
$\rho_{\text{pružina}}$	Hustota materiálu pružiny	kg/m ³
ρ	Hustota materiálu	kg/m ³
σ_h	Horní napětí kmitu	MPa
σ_d	Dolní napětí kmitu	MPa
σ_m	Střední napětí kmitu	MPa
σ_a	Amplituda kmitu	MPa
$\Delta\sigma$	Rozkmit napětí	MPa
σ_c	Mez únavy	MPa
σ_f'	Součinitel únavové pevnosti	MPa
σ_A	Mezní amplituda napětí	MPa
σ_F	Fiktivní napětí	MPa

2.2 Seznam zkratek

Zkratka	Popis	Překlad
BB	Bearing bush	Ložiskové pouzdro
BE	Ball Bearing	Kuličkové ložisko
CAD	Computer-aided design	Počítačem podporovaný design
CD	Cover disk	Krytka
DE	Damping element	Tlumící člen
HMH	Huber-Mises-Hencky hypotéza pevnosti	-
HPDC	Vysokotlaké lití	-
HO	Housing	Tělo napínačku
LA	Lever arm	Napínací rameno
MI	Mouting pin	Montážní kolík
PU	Pulley	Kladka
SC	Screw	Šroub
STP	Stoper pin	Doraz
SP	Spring	Pružina
SF	Safety factor	Součinitel únavové bezpečnosti
MKP	Metoda konečných prvků	-
PN	Nominální stav	-

3 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 5-1- Rozvodový mechanismus poháněný klínovým řemenem [2]	10
Obrázek 5-2- Konvenční systém napínání řemene firmy Mubea [3].....	10
Obrázek 6-1 – Schéma řemenového pohonu [4] 1-vodící kladka, 2-generátor, 3-vodící kladka, 4- posilovač řízení, 5-kliková hřídel, 6-automatický napínák, 7-klimatizace, 8-klínový řemen	11
Obrázek 6-2 – Schéma rozmístění klínového řemene v oblasti spalovacího motoru (Ford) [5]	11
Obrázek 6-3 – Příklad 3D modelu napínáku 1-kladka, 2-napínací rameno, 3-tělo napínáku [1].....	12
Obrázek 6-4 - Řez příkladem 3D modelu napínáku 4,5-třecí element/vodící element, 6-pružina [1] ..	12
Obrázek 6-5 - Hysterezní křivka napínáku, upraveno a převzato z [6]	13
Obrázek 6-6 - Příklad hysterezní křivky	14
Obrázek 6-7 - Pružina [1]	15
Obrázek 6-8 - Geometrie pružiny [1] - upraveno.....	15
Obrázek 6-9 - Vzdálenost spirály a rozteče pružiny [1].....	16
Obrázek 6-10 - Silové účinky od pružiny [1] - upraveno F_{ax} -axiální síla, F_R -radiální síla, F_T -tangenciální síla p-stoupání, h-výška střednice pružiny, $D_m/2$ -střední poloměr pružiny, $\alpha_{pružina}$ -úhel mezi konci pružiny	18
Obrázek 6-11 - Schéma působení sil na kladce napínáku	20
Obrázek 6-12 - Kmitavé zatížení [12]	22
Obrázek 6-13 - Hysterezní křivka materiálu [11]	23
Obrázek 6-14 - Členění únavy materiálu [11]	24
Obrázek 6-15 – Příklad zkušební vzorku pro únavovou zkoušku [16]	24
Obrázek 6-16 - Wöhlerova (S-N) křivka	25
Obrázek 6-17 - Haighův diagram pro různý počet cyklů, převzato a upraveno z [11]	27
Obrázek 6-18 - Možné mezní čáry (kritéria) Haighova diagramu, upraveno a převzato z [19]	28
Obrázek 6-19 - Příklad Haighova diagramu pro ocel dle FEMFAT, převzato a upraveno z [20]	29
Obrázek 6-20 - Příklad Haighova diagramu podle směrnice FKM dle FEMFAT, upraveno a převzato z [20].....	30
Obrázek 6-21 - Závislost mezi poměrem pevností a gradientem napětí, upraveno a převzato z [20] ...	31
Obrázek 6-22 - Příklad modifikovaného Haighova diagramu dle FEMFAT, převzato a upraveno z [20]	32
Obrázek 6-23 – Součinitel únavové bezpečnosti v Haighově diagramu	33
Obrázek 6-24 - Metoda řezných rovin z příručky FEMFAT	34
Obrázek 6-25 - Matematický model automatického napínáku řemene	35
Obrázek 6-26 – Možný vývojový diagram ladění dynamického modelu [vlastní zdroj]	37
Obrázek 7-1 - 3D model napínáku (izometrický pohled) [1] 1-kladka, 2-šroub, 3-krytka kladky, 4- napínací rameno, 5-doraz, 6-tělo napínáku, 7-montážní kolík	38
Obrázek 7-2 - Kompletní řez napínáku [1] 8-ložisko kladky, 9-pružina, 10-tlumící člen, 11-ložiskové pouzdro.....	39
Obrázek 7-3 - Základní rozměry napínáku 1 [1]	39
Obrázek 7-4 - Základní rozměry napínáku 2 [1]	39
Obrázek 7-5 - Fotografie únavového lomu těla napínáku [1]	40
Obrázek 7-6 - 3D model HO včetně kritického místa (izometrický pohled)	41
Obrázek 7-7 - S-N křivka slitiny hliníku AISi9Cu3 z FEMFAT [1].....	42
Obrázek 7-8 – Tahová křivka slitiny hliníku AISi9Cu3 z FEMFAT [1].....	42
Obrázek 7-9 - Haighův diagram slitiny hliníku AISi9Cu3 z FEMFAT [1].....	42
Obrázek 7-10 - LA (izometrický pohled)	43
Obrázek 7-11 - LA (spodní pohled).....	43
Obrázek 7-12 - LA (horní pohled).....	43
Obrázek 7-13 - LA (přední pohled)	43
Obrázek 7-14 - DE (izometrický pohled).....	43
Obrázek 7-15 - DE (horní pohled).....	43
Obrázek 7-16 - BB (izometrický pohled).....	44

Obrázek 7-17 - BB (řez)	44
Obrázek 7-18 - SP (izometrický pohled)	44
Obrázek 7-19 - PU (izometrický pohled)	44
Obrázek 7-20 - Fotografie z měření napínáku 1 [1] 1-laserový otáčkoměr, 2-napínák řemene, 3- potenciometr	45
Obrázek 7-21 - Fotografie z měření napínáku 2 [1]	45
Obrázek 7-22 - Fotografie z měření napínáku 3 [1] 5-potenciometr.....	45
Obrázek 7-23 – Hodnoty síly v řemeni a výsledné síly na kladce z měření [1]	46
Obrázek 7-24 - Hodnoty výchylky napínáku z nominální pozice z měření [1]	46
Obrázek 7-25 - Hodnoty zrychlení napínáku z měření [1].....	46
Obrázek 8-1 - CAD model před zjednodušením 1.....	48
Obrázek 8-2 - CAD model před zjednodušením 2.....	48
Obrázek 8-3 - CAD model po zjednodušení 1	48
Obrázek 8-4 - CAD model po zjednodušení 2	48
Obrázek 8-5 - CAD model po přidání šroubů a bloku motoru.....	49
Obrázek 8-6 - Řez CAD modelem po přidání šroubů a bloku motoru	49
Obrázek 8-7 - DE před zjednodušením.....	49
Obrázek 8-8 - DE po zjednodušení	49
Obrázek 8-9 - Hmotný bod PU	50
Obrázek 8-10 - Hmotný bod SP na LA	50
Obrázek 8-11 - Hmotný bod SP na HO	51
Obrázek 8-12 - Síť napínáku.....	51
Obrázek 8-13 - Detailní pohled na zjemněnou síť HO.....	51
Obrázek 8-14 - Pevná vazba.....	52
Obrázek 8-15 - Předepnutí šroubů 1	52
Obrázek 8-16 - Předepnutí šroubů 2	52
Obrázek 8-17 - Zrychlení v ANSYS	53
Obrázek 8-18 - Výsledná síla napínáku v ANSYS.....	53
Obrázek 8-19 - Axiální síla na LA 1	54
Obrázek 8-20 - Axiální síla na LA 2	54
Obrázek 8-21 - Radiální síla na LA.....	54
Obrázek 8-22 - Tangenciální síla na LA.....	54
Obrázek 8-23 - Axiální síla na HO 1	55
Obrázek 8-24 - Axiální síla na HO 2	55
Obrázek 8-25 - Radiální síla na HO	55
Obrázek 8-26 - Tangenciální síla na HO.....	55
Obrázek 8-27 - Silové účinky pátého zátěžného stavu na LA a HO	56
Obrázek 8-28 - Schéma kontaktů mezi HO, šroubem a blokem motoru	57
Obrázek 8-29 - Výpočetní model č. 1 – schéma nastavení kontaktů	58
Obrázek 8-30 - Výpočetní model č. 1 - napětí dle HMM.....	59
Obrázek 8-31 - Neuberova korekce [20]	59
Obrázek 8-32 - Výpočetní model č. 1 - součinitel únavové bezpečnosti	60
Obrázek 8-33 - Výpočetní model č. 2 – schéma nastavení kontaktů	61
Obrázek 8-34 - Výpočetní model č. 2 - napětí dle HMM.....	62
Obrázek 8-35 - Výpočetní model č. 2 - Součinitel únavové bezpečnosti	62
Obrázek 8-36 - Výpočetní model č. 2 - Kritická oblast (vnitřní strana HO).....	63
Obrázek 8-37 - Výpočetní model č. 2 - Haighův diagram	63
Obrázek 8-38 - Výpočetní model č. 2 - procentuální rozložení součinitele únavové bezpečnosti	64
Obrázek 8-39 - Výpočetní model č. 3 – schéma nastavení.....	65
Obrázek 8-40 - Výpočetní model č. 3 - napětí dle HMM.....	66
Obrázek 8-41 - Výpočetní model č. 3 - Součinitel únavové bezpečnosti	66
Obrázek 8-42 - Výpočetní model č. 3 - Kritická oblast (vnější strana HO)	67

Obrázek 8-43 - Výpočetní model č. 3 - Kritická oblast (vnitřní strana HO)	67
Obrázek 8-44 - Výpočetní model č. 3 - Haighův diagram	67
Obrázek 8-45 - Výpočetní model č. 3 - procentuální rozložení součinitele únavové bezpečnosti	68
Obrázek 8-46 - Dynamický model - modifikace CAD modelu (řez rovinou)	70
Obrázek 8-47 - Dynamický model - odstranění zaoblení na CAD modelu	70
Obrázek 8-48 - Dynamický model - element pružiny reprezentující řemen	71
Obrázek 8-49 - Dynamický model – síť modelu	72
Obrázek 8-50 - Dynamický model - Cylindrical Joint mezi LA a BB.....	72
Obrázek 8-51 - Dynamický model – Revolute Joint na válečku	73
Obrázek 8-52 - Dynamický model - Universal Joint mezi HO a BB	73
Obrázek 8-53 - Dynamický model - nastavení kontaktů	74
Obrázek 8-54 - Dynamický model - fiktivní pružina mezi kroužkem a LA.....	75
Obrázek 8-55 - Dynamický model - Funkce Displacement na virtuální kroužek.....	76
Obrázek 8-56 - Dynamický model - buzení válečku	76
Obrázek 8-57 - Dynamický model - příklad průběhu úhlové výchylky LA	76
Obrázek 8-58 - Dynamický model - pevná vazba.....	77
Obrázek 8-59 - Dynamický model - porovnání naměřené a vypočtené síly od řemene	78
Obrázek 8-60 - Dynamický model - porovnání naměřené a vyčtené úhlové výchylky LA.....	78
Obrázek 8-61 - Dynamický model – součinitel únavové bezpečnosti 1.....	66
Obrázek 8-62 - Dynamický model – součinitel únavové bezpečnosti 2.....	66
Obrázek 8-63 - Dynamický model - detail okolí kritického uzlu.....	66
Obrázek 8-64 - Dynamický model - Haighův diagram.....	80
Obrázek 8-65 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - 3D model HO (izometrický pohled)	81
Obrázek 8-66 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - detail nálitku HO	81
Obrázek 8-67 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - mezera mezi LA a STP.....	82
Obrázek 8-68 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - Součinitel únavové bezpečnosti	82
Obrázek 8-69 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - Součinitel únavové bezpečnosti - detail	83
Obrázek 8-70 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - Detail vnitřní hrany HO	83
Obrázek 8-71 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - Hodnoty součinitele únavové bezpečnosti mimo kontaktní plochu	83
Obrázek 8-72 - Návrh konstrukčního řešení č. 2 – 3D model HO (izometrický pohled).....	84
Obrázek 8-73 - Návrh konstrukčního řešení č. 2 - Součinitel únavové bezpečnosti	85
Obrázek 8-74 - Návrh konstrukčního řešení č. 2 - Součinitel únavové bezpečnosti - detail	85
Obrázek 8-75 - Návrh konstrukčního řešení č. 2 - Detail vnitřní hrany HO	85
Obrázek 8-76 - Návrh konstrukčního řešení č. 2 - Hodnoty součinitele únavové bezpečnosti mimo kontaktní plochu	85
Obrázek 8-77 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 – 3D model HO (izometrický pohled).....	86
Obrázek 8-78 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 – 3D model LA	86
Obrázek 8-79 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 – 3D model LA 2	86
Obrázek 8-80 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 – 3D model HO a LA.....	87
Obrázek 8-81 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 - Součinitel únavové bezpečnosti	87
Obrázek 8-82 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 - Detail vnitřní hrany HO	88
Obrázek 8-83 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 - Hodnoty součinitele únavové bezpečnosti mimo kontaktní plochu	88
Obrázek 9-1 - Obrázek výkresu sestavy.....	91
Obrázek 9-2 - Obrázek výkresu HO	91

4 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Akronymy, anglické a české názvy dílů napínáku [1]	40
Tabulka 2 - Vlastnosti slitiny AlSi9Cu3 [1]	41
Tabulka 3 - Hodnoty zátěžných stavů	56
Tabulka 4 - Shrnutí výsledků kvazidynamických modelů	69
Tabulka 5 - Dynamický model - Materiál a chování základních dílů	71
Tabulka 6 - Dynamický model - vstupní a parametrizované hodnoty.....	77
Tabulka 7 – Součinitele únavové bezpečnosti návrhů nového konstrukčního řešení HO	89

5 ÚVOD

5.1 Uvedení do problematiky

Obsahem diplomové práce je napínák klínového řemene, zejména jeho únavová životnost. Napínák je součástí řemenového pohonu, který na něj přenáší silové účinky. V minulosti bylo běžné, kromě přenosu výkonu z klikové hřídele na vačkovou hřídel, pohánět každou jednotlivou komponentu vozidla (např. kompresor, klimatizace, posilovač) vlastním samotným řemenem. Z důvodu zmenšení prostoru v oblasti zástavbového prostoru pro motor došlo ke značné redukci počtu pohonů, což mělo za následek zpřísnění požadavků na řemenový převod. Tento konstrukční přístup si vyžádal nový návrh řemenového pohonu, který obsahuje automatický napínací systém řemene – napínák, který snižuje nerovnoměrnosti v předepnutí řemene při všech možných provozních zatíženích. V současnosti je toto provedení nepostradatelné. Zároveň s nástupem hybridních vozidel, které kombinují rozdílné pohony – elektromotor a spalovací motor, je využití automatických napínáku mnohem důležitější. To samé platí s příchodem systému Start-Stop. Zároveň dochází k vývoji těchto napínáku, které se stávají komplexnější, modernější a sofistikovanější, jelikož jsou na ně neustále kladeny nové požadavky s přicházejícími novými technologiemi. [1]

5.2 Cíl diplomové práce

Cílem diplomové práce je sestavit několik výpočetních modelů (*MKP model*) za účelem vyhodnocení únavové životnosti konkrétního dílu napínáku a zároveň sestavení dynamického výpočetního modelu popisujícího jeho chování, porovnat mezi sebou získané výsledky a získat poznatky ohledně formulace výpočtu a vlivu proměnných. Modely zároveň poskytnou údaje o možnostech změny konstrukce dílu za účelem prodloužení únavové životnosti a pevnosti.



Obrázek 5-1- Rozvodový mechanismus poháněný klínovým řemenem [2]

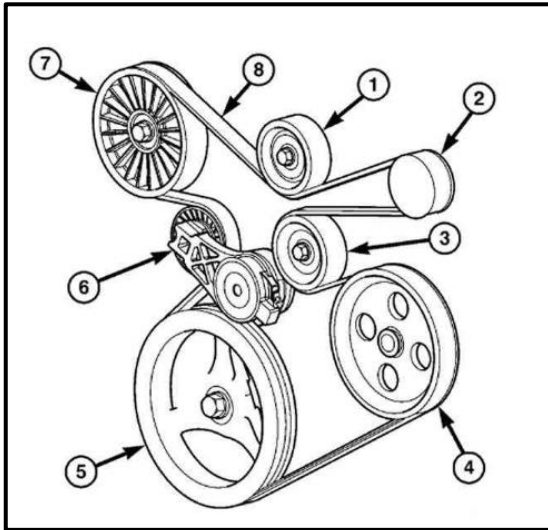


Obrázek 5-2- Konvenční systém napínání řemene firmy Mubea [3]

6 TEORETICKO-METODOLOGICKÁ ČÁST

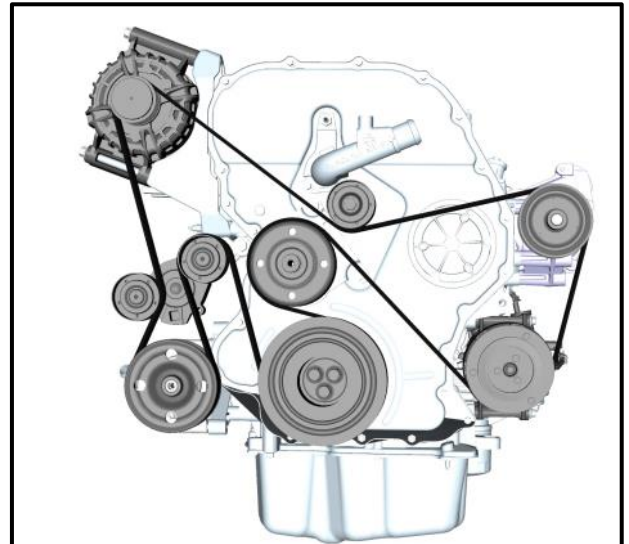
6.1 Pohon řemenem

Klasický řemenový pohon v automobilech se skládá z hnací řemenice, několika hnaných kladek a automatického napínáku řemene. Možná schémata uspořádání řemenového pohonu, například v oblasti spalovacích motorů, lze spatřit na **Obrázek 6-1** a **Obrázek 6-2**.



Obrázek 6-1 – Schéma řemenového pohonu [4]

1-vodící kladka, 2-generátor, 3-vodící kladka, 4-posilovač řízení, 5-kliková hřídel, 6-automatický napínák, 7-klimatizace, 8-klínový řemen



Obrázek 6-2 – Schéma rozmístění klínového řemene v oblasti spalovacího motoru (Ford) [5]

Řemenový pohon lze zařadit mezi nejpoužívanější formu převodu. Hnací kladka (poháněna klikovou hřídelí) pohání ostatní řemenice pomocí řemenu. Celý systém vytváří ucelený systém hmoty, který je vibracemi buzen. Vibrace vznikají kolísáním přenášeného zatížení od spalovacího motoru společně s využitím ostatních komponent systému (klimatizace, čerpadla, posilovače apod.). Vibrace je nutné eliminovat, jelikož mají negativní vliv na životnost pohonu, hlučnost a prokluz řemene. [6]

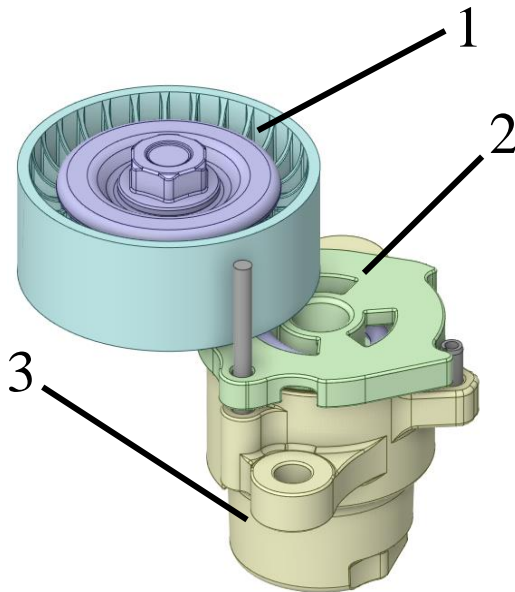
6.2 Automatický napínák řemene

Automatický napínák řemene je důležitou součástí řemenového pohonu, jelikož vytváří částečné konstantní napnutí řemene, a rovněž se podílí na prodloužení životnosti řemene, ložisek a hřídelí tlumením vibrací. [6]

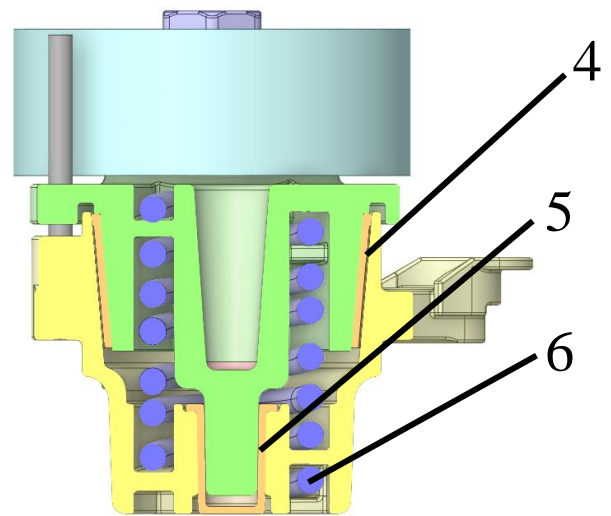
Výhody napínáků řemene v řemenovém pohonu [7]:

- Dodatečné řízení napnutí řemene.
- Kladka nacházející se na volné délce řemene má vliv na libovolnou změnu úhlu opásání, což se projevuje na tření mezi řemenem a kladkou - řemen stejného průřezu přenese větší sílu s napínací kladkou.
- Jednoduchá montáž/demontáž řemene z pohonu.
- Lze dosáhnout mnohem větších převodových poměrů.
- Je možné velmi znatelně zmenšit osovou vzdálenost při větších převodech, aniž by se to projevilo na úhlu opásání řemene.
- Zároveň se lze vyhnout součástem, které by mohly v běžné konstrukci pohonu řemenem překážet.

Běžná (konvenční) konstrukce napínáku se skládá z torzní pružiny, třecích elementů, ramene, těla a kladky – viz **Obrázek 6-3** a **Obrázek 6-4**.



Obrázek 6-3 – Příklad 3D modelu napínáku
1-kladka, 2-napínací rameno, 3-tělo napínáku [1]

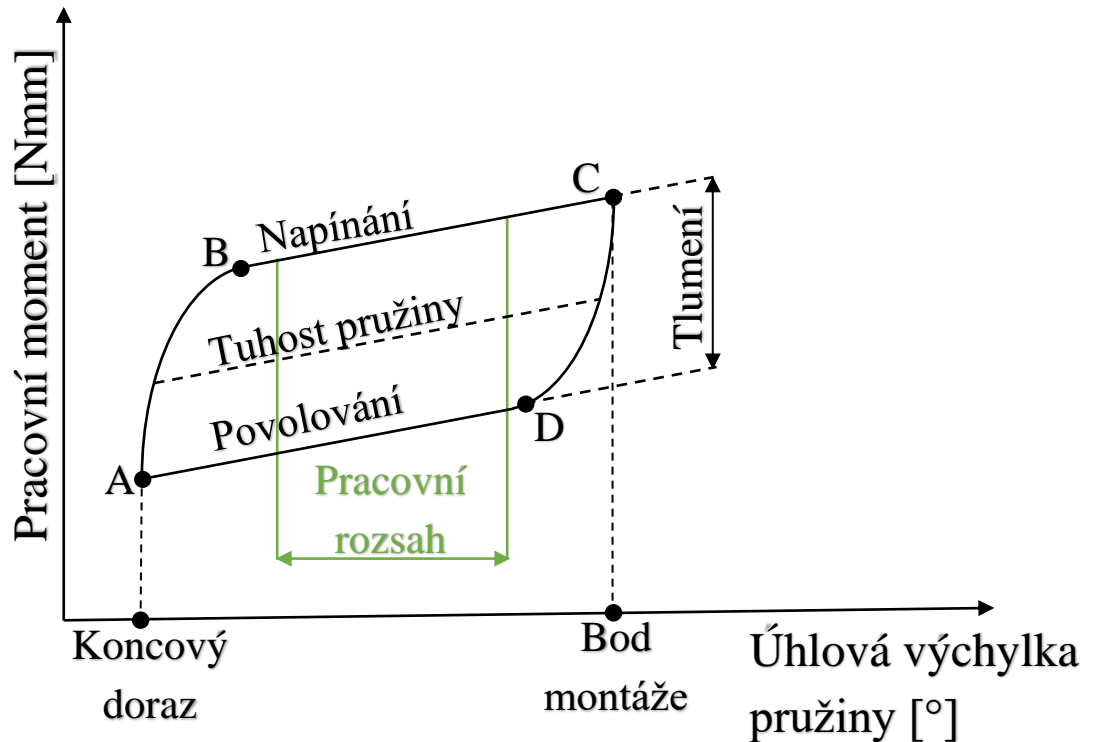


Obrázek 6-4 - Řez příkladem 3D modelu napínáku
4,5-třecí element/vodící element, 6-pružina [1]

Torzni pružina funguje jako akumulací prvek energie za účelem napínání řemene. Třecí element naopak tlumí vibrace.

6.3 Hysterezní křivka napínáku

Tlumící a napínací charakteristiku lze popsat hysterezní křivkou, viz **Obrázek 6-5**. Ta je popsána pracovním momentem a úhlovou výchylkou pružiny. Hysterezní křivka zároveň popisuje fáze napínání a povolování, které jsou ohraničeny bodem koncového dorazu a bodem montáže. Hysterezní křivka zároveň udává velikost tlumení.



Obrázek 6-5 - Hysterezní křivka napínáku, upraveno a převzato z [6]

Křivka (obloukový segment) mezi body A-B popisuje mikro-prokluz [8]. Bod B je označován jako hraniční bod mezi mikro-prokluzem a prokluzem. Mezi body B-C se nachází lineární moment popisující skluz. To samé platí zrcadlově pro část C-D a D-A. Cílem provozu napínáku je se vyhnout mikro-prokluzovým segmentům a pohybovat se v pracovním rozsahu, ve kterém plochá křivka tuhosti pružiny zaručuje takřka konstantní napětí. [6]

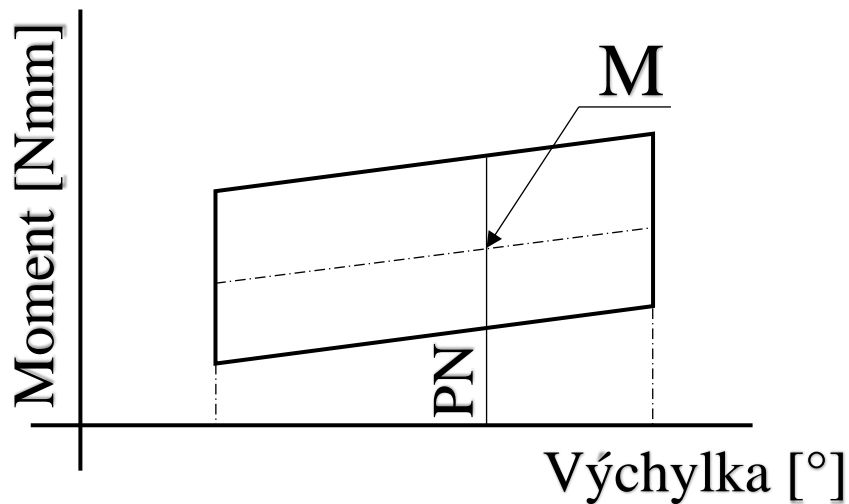
Funkci tlumení je dosaženo při splnění tzv. *Coulombova tření*:

$$F_t \leq \mu \cdot F_N \quad (1)$$

kde,

- F_t : Třecí síla rovnoběžná s povrchem v opačném směru působení
- μ : Koeficient tření závislý na materiálech
- F_N : Normálová síla působící kolmo na povrch

Na výkrese sestavy napínáku je vždy uvedena hysterezní křivka včetně popisu jednotlivých hodnot momentů a výchylek. Zde je potřeba zmínit, že napínák se montuje na vypnutý motor. Tento stav se označuje jako nominální (zkratka PN) a během tohoto stavu je i délka řemene nominální, stejně tak jako pozice dalších agregátů. Z **Obrázek 6-6** je patrné, že pracovní rozsah napínáku se v průběhu od namontování mění, tj. mění se hodnota momentu pružiny, resp. mění se hodnota radiální a tangenciální síly, která působí na okolní díly napínáku (detailnější popis těchto sil je zmíněn v kapitole **6.4.2**).
[1]



Obrázek 6-6 - Příklad hysterezní křivky

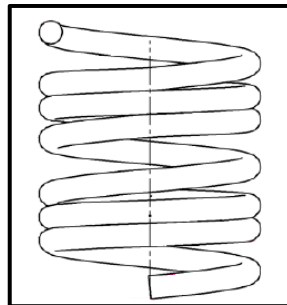
6.4 Analytický popis torzní pružiny napínáku

Pružina je obecně v napínáku namáhána torzně a axiálně. Především axiální síla vytváří svým působením tlak na třecí plochy, přičemž zároveň vzniká tlumení, viz kapitola 6.3. Základním krokem pro výpočet torzní pružiny je určení axiální a především torzní tuhosti. Na základě torzní tuhosti lze poté určit silové zatížení pružiny, resp. silové účinky, které následně vstupují do výpočtu MKP analýzy.

6.4.1 Tuhost pružiny

Sklon hysterezní křivky pružiny na **Obrázek 6-5** je popsán na základě tuhosti pružiny, kterou lze určit dle **ČSN EN 13906-1** (Tlačné pružiny) a **ČSN EN 13906-2** (Zkrutné pružiny) společně s interním postupem firmy *Mubea*. [1, 9, 10]

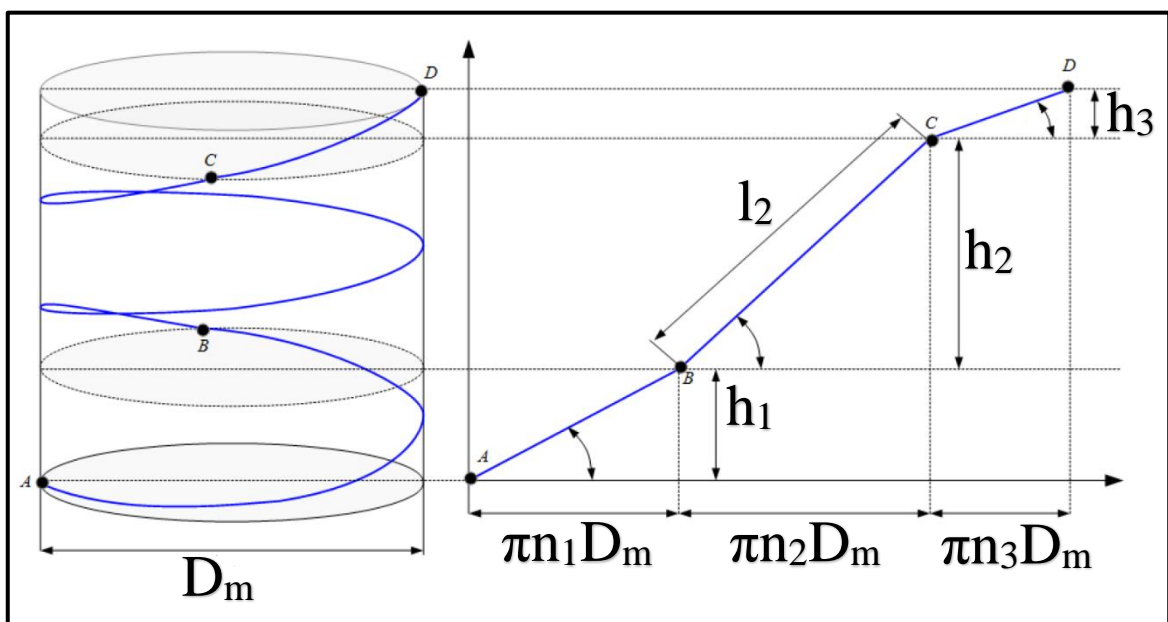
Pružina používána v napínáku, který je předmětem diplomové práce, má po jednotlivých částech rozdílné stoupání, viz příklad **Obrázek 6-7**.



Obrázek 6-7 - Pružina [1]

Důvod, proč má pružina po jednotlivých částech rozdílné stoupání je, aby se zvýšila její axiální tuhost. Tím rovněž získává větší vlastní frekvence, přičemž je snahou se vyhnout rezonančním stavům.

Pružinu lze v tomto případě rozdělit na několik segmentů, viz **Obrázek 6-8**.



Obrázek 6-8 - Geometrie pružiny [1] - upraveno

D_m : Střední průměr pružiny
 h_i : Výška segmentu i pružiny
 n_i : Počet závitů v segmentu i pružiny
 l_i : Délka drátu v segmentu i pružiny
 p_i : Stoupání segmentu i pružiny

Celkovou délku pružiny lze následně spočítat dle vztahu (2) jakožto sumu jednotlivých délek segmentů:

$$l_{pružina} = \sum l_i = \sum \sqrt{\pi^2 D_m^2 n_i^2 + h_i^2} \quad (2)$$

Hmotnost celé pružiny lze poté spočítat dle vztahu (3):

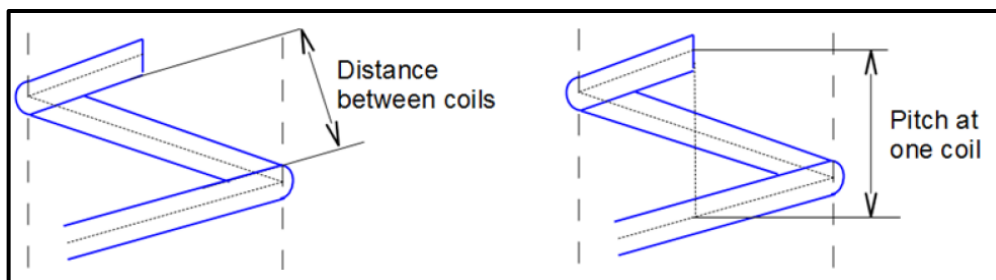
$$m_{pružina} = \frac{d^2 \pi l \rho}{4000} \quad (3)$$

kde,

$\rho_{pružina}$: Hustota materiálu pružiny

Hmotnost pružiny následně vstupuje do *MKP* výpočtu. Avšak její hodnota bude převzata z výrobního výkresu. Detailnější rozbor a využití této hodnoty lze najít v kapitole **8.2.1**.

Do výpočtu pružiny dále vstupuje hodnota vzdálenosti mezi vinutím pružiny (*Distance between coils*) nebo její stoupání (*Pitch at one coil*), viz **Obrázek 6-9**.



Obrázek 6-9 - Vzdálenost spirály a rozteče pružiny [1]

Následně lze pro výpočet stoupání i -tého segmentu, při uvažování vzdálenosti vinutí jakožto vstupního parametru, psát vztah (4):

$$p_i = \pi D_m \operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{a_i + d}{\pi D_m} \right) \right] \quad (4)$$

kde,

a_i : vzdálenost mezi vinutím pružiny i -tého segmentu
 d : průměr drátu pružiny

Pro torzní tuhost pružiny v i -tém segmentu platí vztah (5):

$$c_{mi} = \frac{d^4 E}{3667 D_{mi} n_i} \quad (5)$$

kde,

$E_{pružina}$: Modul pružnosti materiálu pružiny (*Youngův modul*)

Střední průměr pružiny i -tého segmentu lze na základě znalosti délky drátu a výšky segmentu určit dle vztahu (6):

$$D_{mi} = \frac{\sqrt{l_i^2 - h_i^2}}{\pi n_i} \quad (6)$$

Zároveň axiální tuhost pružiny v i -tém segmentu lze spočítat dle vztahu (7):

$$R_i = \frac{G d^4}{8 D_{mi} n_i} \quad (7)$$

kde,

$G_{pružina}$: Modul pružnosti ve smyku materiálu pružiny

Celková torzní (8) a axiální tuhost (9) se na základě lineárního řazení pružin určí následovně:

$$\frac{1}{c_m} = \sum_i \frac{1}{c_{mi}} \quad (8)$$

$$\frac{1}{R} = \sum_i \frac{1}{R_i} \quad (9)$$

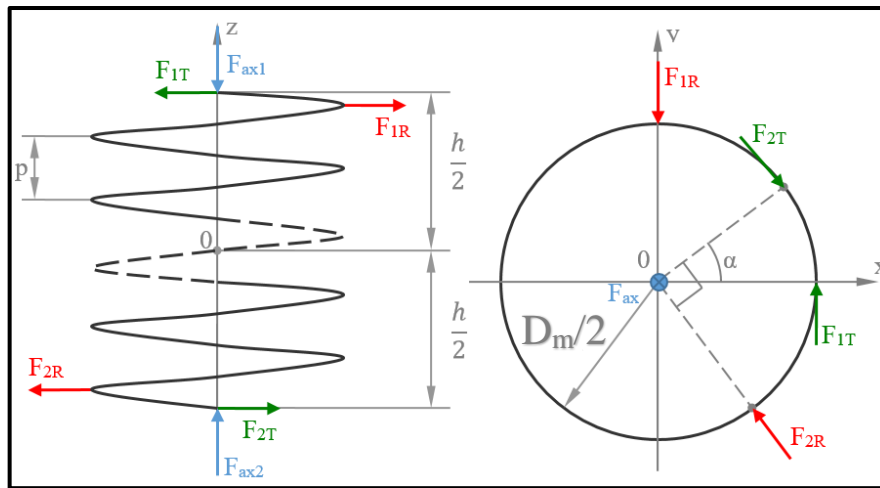
Obě tuhosti, jak torzní tak axiální, se mohou v případě *MKP* výpočtu uplatnit. Rozhodnutí závisí na výpočtáři/konstruktérovi, jak k formulaci výpočtu přistoupí. V případě diplomové práce budou využity obě tuhosti. Na základě torzní tuhosti lze určit maximální a minimální hodnotu tangenciální a radiální síly od pružiny. Axiální tuhost společně s torzní bude využita v dynamickém modelu napínáku.

6.4.2 Silové zatížení od pružiny

Pružina na okolní díly automatického napínáku působí následujícími silovými účinky:

- Axiální síla
- Radiální síla
- Tangenciální (tečná) síla

Při návrhu napínáku se postupuje tak, že se axiální síla volí na základě požadovaného tlumení – jedná se tedy o vstupní hodnotu. Tento přístup je obdobný i v případě momentu pružiny, který musí odpovídat požadavku zákazníka na předepnutí řemene. V praxi bývá běžné, že se na základě výpočtů vyrobí prototypová pružina, která je následně upravena tak, aby se dosáhlo požadovaných vlastností napínáku. Následně se změří axiální a torzní tuhosti finální pružiny, které se poté uvedou na výkrese v rámci mechanických parametrů pružiny.



Obrázek 6-10 - Silové účinky od pružiny [1] - upraveno

F_{ax} -axiální síla, F_R -radiální síla, F_T -tangenciální síla

p -stoupání, h -výška střednice pružiny, $D_m/2$ -střední poloměr pružiny, $\alpha_{pružina}$ -úhel mezi konci pružiny

Při znalosti momentu pružiny lze pro tangenciální (tečnou sílu) psát:

$$F_{1,2T} = \frac{M}{\frac{D_m}{2}} \quad (10)$$

kde,

M: Moment pružiny
 $\frac{D_m}{2}$: Poloměr pružiny

Na základě **Obrázek 6-10** lze psát silovou podmínku rovnováhy při respektování směru působení sil:

$$F_{1T} - F_{1R} = 0 \quad (11)$$

$$F_{1T} = F_{1R} \quad (12)$$

$$F_{2T} - F_{2R} = 0 \quad (13)$$

$$F_{2T} = F_{2R} \quad (14)$$

$$F_{ax1} - F_{ax2} = 0 \quad (15)$$

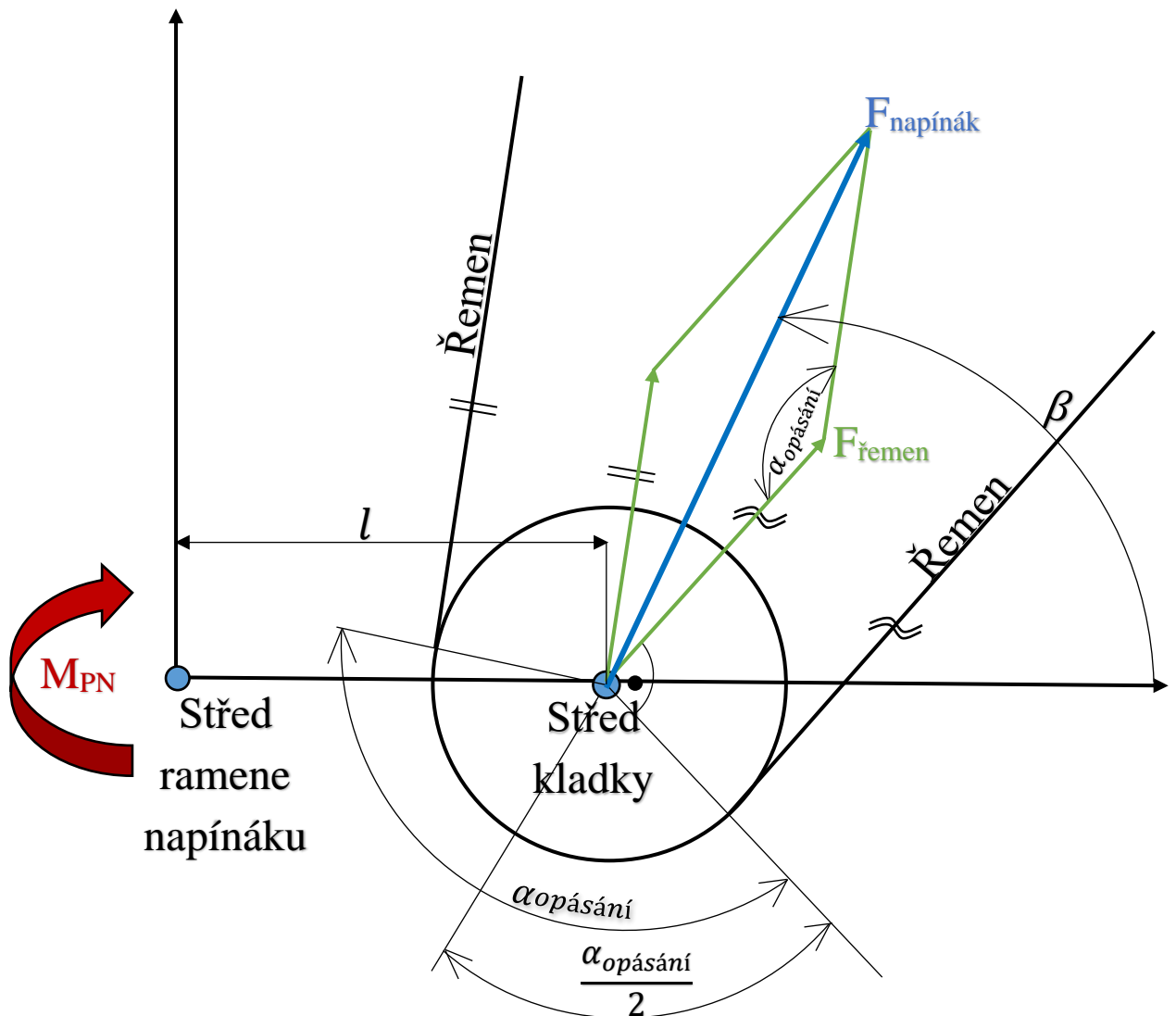
$$F_{ax1} = F_{ax2} \quad (16)$$

Ze silové rovnováhy vyplývá, že síla v radiálním směru je stejně velká, ale opačně orientovaná než síla tangenciální. Síly v axiálním směru jsou rovněž totožné, ale opačně orientované.

6.5 Silové účinky na kladce napínáku

Samotný napínák je zatěžován silovými účinky od řemene, což je dáno samotnou geometrií řemenového pohonu. Poloha jednotlivých komponentů řemenového pohonu společně s průměry řemenic vytváří skutečné rozložení. Pracovní rozsah napínáku je podřízen jeho umístění vůči ostatním komponentům tak, aby nedošlo ke kolizi. Pracovní rozsah je definován hodnotou úhlu natočení ramene napínáku, který reaguje na pokles napnutí řemene. Rovněž tak jsou dány informace ohledně řemene (materiál, deformace, prodloužení apod.).

Schéma působení sil na kladce napínáku lze spatřit na **Obrázek 6-11**.



Obrázek 6-11 - Schéma působení sil na kladce napínáku

Při znalosti síly v řemeni platí pro sílu působící na napínák následující vztah (17):

$$F_{\text{napínák}} = 2 \cdot F_{\text{řemen}} \cdot \cos\left(\frac{\alpha_{\text{opásání}}}{2} - \frac{\pi}{2}\right) \quad (17)$$

kde:

$F_{\text{napínák}}$:	Výsledná síla působící na napínák řemene
$F_{\text{řemen}}$:	Síla v řemeni
$\alpha_{\text{opásání}}$:	Úhel opásání kladky řemene

Vhodnou lokací napínáku řemene v řemenovém pohonu lze ovlivnit úhel mezi silou v řemeni $F_{\text{řemen}}$ a ramenem napínáku tak, aby výsledná síla $F_{\text{napínák}}$ kolísala v co možná nejmenším rozsahu. Základní myšlenkou je umístit napínák do takové polohy, aby efektivní délka ramene napínáku byla zkracována v momentě napínání. Právě tehdy dochází k největší kompenzaci ztráty momentu pružiny M . [1]

Efektivní délku ramene lze definovat jako spojnicí mezi středem ramene napínáku a výsledným vektorem síly řemene $F_{\text{řemen}}$, platí vztah (18):

$$l_{\text{efektivní}} = l \cdot \sin(\beta) \quad (18)$$

kde:

$l_{\text{efektivní}}$:	Efektivní délka ramene
l :	Délka ramene napínáku
β :	Úhel mezi ramenem napínáku a výslednou silou ($F_{\text{napínák}}$)

Zároveň pro nominální moment působící na pružinu platí vztah (19):

$$M_{PN} = l_{\text{efektivní}} \cdot F_{\text{napínák}} \quad (19)$$

6.6 Únava materiálu

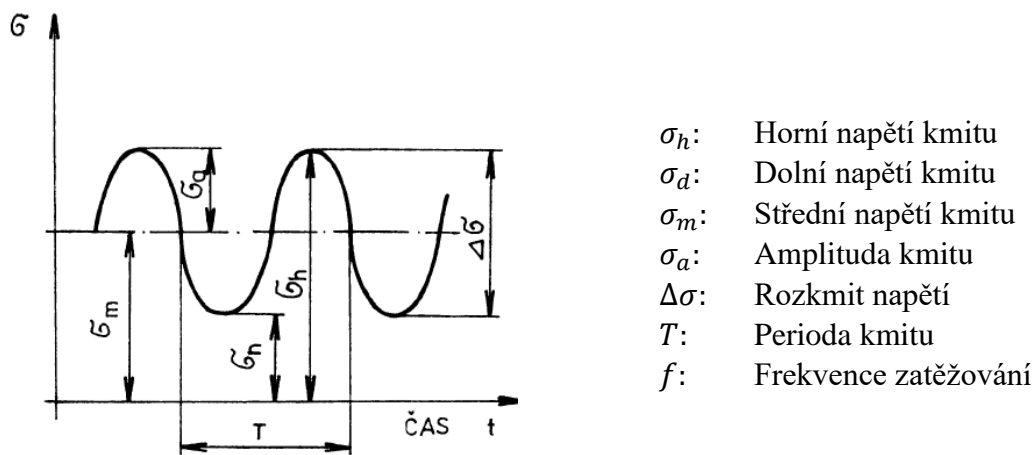
Únava materiálu patří mezi nejdůležitější mezní stavy únosnosti ve strojírenské praxi. Literatura [11] obecně udává, že takřka 90 % veškerých provozních poruch součástí je způsobeno právě únavou materiálu. Mezní stav únavy materiálu je definován jako porucha funkční způsobilosti součásti vlivem časově proměnných dynamických zatížení, jehož hodnota meze únavy je nižší, než pevnost materiálu při statickém zatížení. [11]

Na základě normy ČSN 42 0362 je únava materiálu definována jako: „postupné hromadění poškození materiálu vlivem zatěžování kmitavého charakteru, které vede ke změnám vlastností, ke vzniku a růstu trhlin a k porušení materiálu.“ [12]

Výzkum únavy materiálu odstartoval německý inženýr August Wöhler (1819 – 1914). Během výzkumu došel k následujícím závěrům, jenž obecně platí i v současnosti: [11]

- Počet změn zatížení má přímý vliv na vzniklý lom součásti v reakci na cyklické zatěžování.
- Celkové únavové poškození materiálu je prvně závislé na rozdílu maximálního a minimálního napětí, poté až na jeho absolutní velikosti.
- Výsledky únavových zkoušek lze znázornit tzv. *Wöhlerovou křivkou*, která se rovněž označuje jako *S-N křivka*.
- Na základě únavových zkoušek lze stanovit tzv. mez únavy σ_c , což je mezní hodnota napětí, pod kterou nedochází k poruše materiálu vlivem únavy – výjimkou jsou materiály s nevýraznou mezí únavy – viz kapitola 6.6.1.

Druh zatížení, který se vyskytuje v případě únavového zatížení, je označován jako kmitavý a lze ho spatřit na **Obrázek 6-12**.



Obrázek 6-12 - Kmitavé zatížení [12]

Zároveň pro jednotlivé veličiny platí následující vztahy:

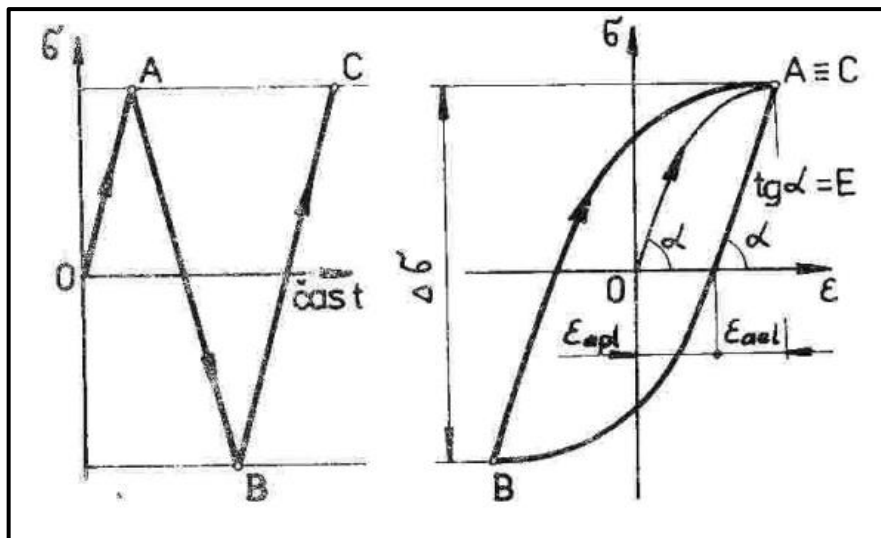
$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2} \quad (20)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2} \quad (21)$$

$$\Delta\sigma = \sigma_h - \sigma_d = 2\sigma_a \quad (22)$$

$$f = \frac{1}{T} \quad (23)$$

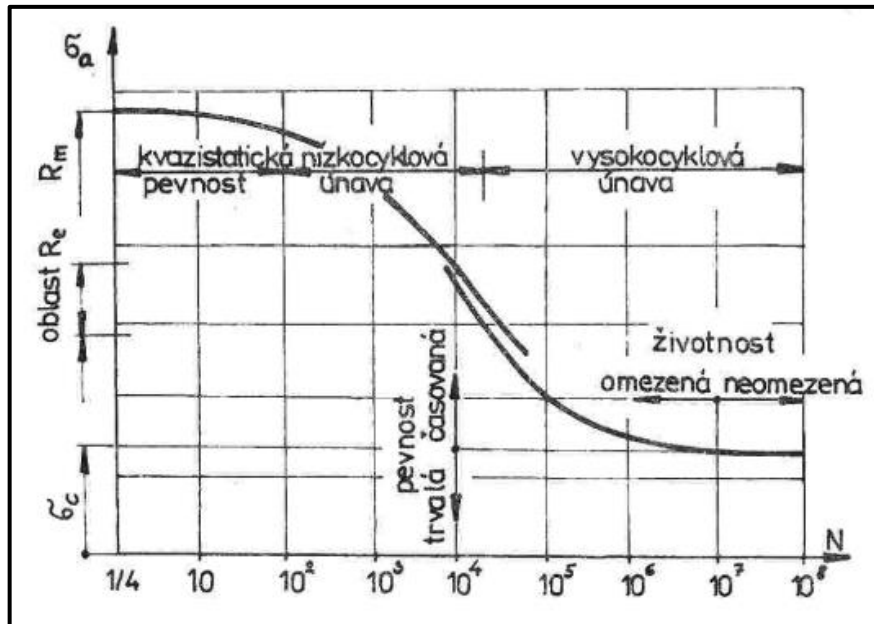
Napětí vzniklé kmitavým zatížením vytváří v materiálu deformaci – buď jen elastickou ε_{ael} , nebo plastickou ε_{apl} , přičemž dohromady tvoří celkovou deformaci ε_{celk} . Poruchu vzniklou únavou materiálu lze charakterizovat jako opakovanou deformaci, která většinou nastává při hodnotách napětí, jenž jsou nižší, než je mez kluzu materiálu. Možnou podobu závislosti popisující vztah mezi deformací a napětím při kmitavém zatížení lze popsat pomocí hysterezní křivky materiálu, viz **Obrázek 6-13**. [13]



Obrázek 6-13 - Hysterezní křivka materiálu [11]

Tvar křivky je dán relaxací napětí materiálu. V případě pružné deformace nastává změna objemu. Při dostatečně rychlých pružných deformacích lze uvažovat adiabatický děj. Během prodloužení mění materiál svůj tvar a teplota klesá. Během stlačování nastává opačný děj a teplota roste. Teplotní diference způsobuje to, že *Hookův zákon* nastává se zpožděním. [14]

Převládá-li plastická deformace, hovoří se o tzv. *nízkocyklové únavě*. Naopak převládající elastická složka deformace popisuje tzv. *vysokocyklovou únavu*. Jednotlivé členění únavy lze spatřit na **Obrázek 6-14**, který rovněž popisuje únavovou křivku materiálu, rovněž označovanou jako *Wöhlerova*, případně *S-N křivka*. Podrobnější popis křivky lze spatřit v kapitole **6.6.1**. [13]

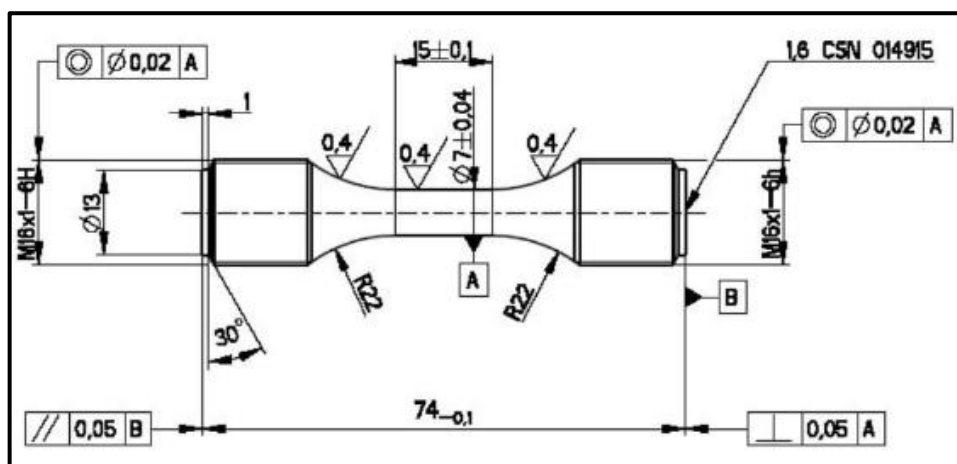


Obrázek 6-14 - Členění únavy materiálu [11]

Cyklické zatěžování je dáno jeho průběhem, který může být například sinusový. Zároveň lze zatěžování řídit buďto konstantním napětím - síla (*měkké zatěžování*), nebo konstantní deformací (*tvrdé zatěžování*). Podstatná je rovněž frekvence zatěžování. Většina reálných konstrukcí a součástí nepracuje pod pravidelným cyklickým, periodicky se opakujícím zatěžováním. [15]

Proto se v praxi běžně zatěžuje proměnlivou amplitudou napětí, které se společně s jeho velikostí, posloupností a frekvencí uspořádává do tzv. zátěžných spekter. [13]

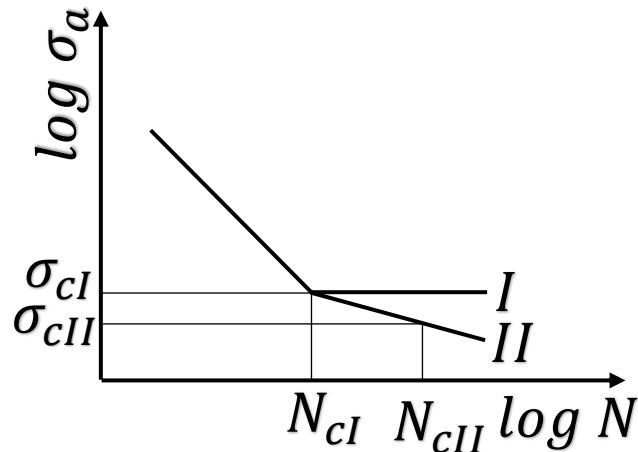
Vlastnosti materiálů vystavené cyklickému zatěžování jsou experimentálně zjištěny na základě únavových zkoušek. Většinou se jedná o zkušební vzorky (zpravidla jednoduché tvary – viz **Obrázek 6-15**), součásti, či celé konstrukce. Průběh a velikost napětí, s tím spojená i plastická deformace, společně ovlivňuje poškození vzniklé únavou materiálu. Stejně tak je důležité zmínit vliv kvality povrchu součástí, velikosti, koncentrátorů napětí (vruby), frekvence zatěžování, provozní teploty, středního napětí, amplitudy napětí, nebo frekvence zatěžování. [13]



Obrázek 6-15 – Příklad zkušební vzorku pro únavovou zkoušku [16]

6.6.1 Wöhlerova (S-N) křivka

Křivka popisuje závislost mezi amplitudou napětí σ_a (svislá osa) a počtem cyklů do poruchy N (vodorovná osa). Křivka se sestavuje proložení křivky experimentálně naměřených bodů, kde každý bod představuje porušení zkušebního vzorku při dané amplitudě napětí a daném počtu cyklů. Výsledkem je kromě získané závislosti amplitudy napětí a počtu cyklů do poruchy rovněž hodnota meze únavy σ_c . Tvar křivky se zpravidla zakresluje v logaritmických, či semi-logaritmických souřadnicích. Možné tvary křivek lze spatřit na **Obrázek 6-16**. [11, 17]



Obrázek 6-16 - Wöhlerova (S-N) křivka

- **Případ I:** reprezentuje materiály, které mají jednoznačnou (výraznou) mez únavy σ_{cI} , tj. po dosažení určitého počtu cyklů N_{cI} nedochází k poklesu křivky – dále je konstantní. Pokud je hodnota napětí, kterou je materiál zatěžován, pod mezí únavy, teoreticky odolá neomezenému počtu cyklů. Hovoří se o tzv. neomezené životnosti a trvalé pevnosti. Zpravidla se jedná o uhlíkové oceli. [11]
- **Případ II:** reprezentuje materiály, které nemají jednoznačnou (výraznou) mez únavy σ_{cII} , a je potřeba definovat tzv. časovanou (smluvní) mez únavy, která nastává při hodnotě počtu cyklů N_{cII} (volí se například 10^8). Typicky se jedná o slitiny hliníku, případně vysoko-pevnostní (austenitické) oceli. [11]

Wöhlerovu křivku lze analyticky popsat, přičemž existuje několik popisů, které lze využít. Mezi nejvíce používané popisy patří mocninný tvar pro výraznou mez únavy (uhlíkové oceli), jehož tvar (24) je následující: [11]

$$\sigma_a^w \cdot N = C = konst. \quad (24)$$

kde:

- σ_a : Amplituda napětí
- w : Exponent
- C : Konstanta

Neznámé parametry w a C se určí na základě statistického vyhodnocení experimentálních testů. Případně exponent w lze určit pomocí poměru meze kluzu materiálu Re a meze únavy σ_c – hovoříme o tzv. *vrubovitosti*. [11]

Rovněž se využívá tzv. popis dle *Basquina*, jehož tvar (25) vypadá následovně:

$$\sigma_a \cong \sigma_f' \cdot (2N)^b \quad (25)$$

kde:

σ_f' : Součinitel únavové pevnosti

b : Exponent únavové pevnosti, $b = -0,06 \div -0,12$

Tento popis má velký význam, jelikož z hlediska praktičnosti vede k jednotnému popisu *Wöhlerovy křivky*. Popisuje šikmou část větve křivky, tj. interval kde $\sigma_a \in \langle Re, \sigma_c \rangle$. Důležité je si všimnout, že se ve vztahu (25) vyskytují půlkmity do poruchy. [11]

Mezi oběma uvedenými vztahy existuje vzájemná relace:

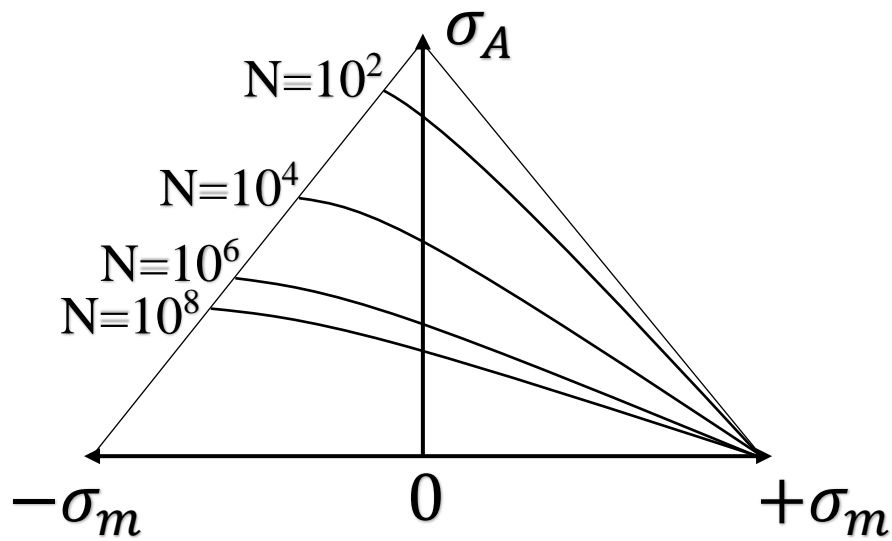
$$C = \frac{1}{2} \sigma_f' \left(-\frac{1}{b} \right) \quad (26)$$

$$w = -\frac{1}{b} \quad (27)$$

6.6.2 Vliv středního napětí kmitu – *Haighův diagram*

Střední napětí kmitu σ_m má velký vliv na celkovou životnost materiálu, přičemž existuje celá řada analytických přístupů, jak tento aspekt zohlednit při cyklickém zatěžování – únavě. *Wöhlerova křivka* se většinou získává při zatěžování zkušebního materiálu s nulovým předpětím, tj. $\sigma_m = 0$. V praxi je ale běžné, že součásti, případně konstrukce, jsou vystaveny určitému předpětí. Proto se kromě standardních únavových zkoušek ještě provádějí zkoušky, které v sobě zahrnují odlišné velikosti středního napětí σ_m . Grafickým výstupem těchto zkoušek je nejčastěji *Haighův diagram*, případně *Smithův diagram*. [18]

Haighův diagram zobrazuje závislost mezi mezní amplitudou napětí σ_A a středním napětím σ_m . Bylo experimentálně dokázáno, že mezní amplituda napětí σ_A v případě tahového předpětí středního napětí σ_m zdatelně klesá. Naopak tlakové předpětí středního napětí σ_m působí pozitivně ve formě navýšení časové pevnosti. Možnou interpretaci *Haighova diagramu* lze spatřit na **Obrázek 6-17**. [11]



Obrázek 6-17 - Haighův diagram pro různý počet cyklů, převzato a upraveno z [11]

Mezní čáru v Haighově diagramu lze popsat následující rovnicí (28):

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_c} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_F}\right)^k = 1 \quad (28)$$

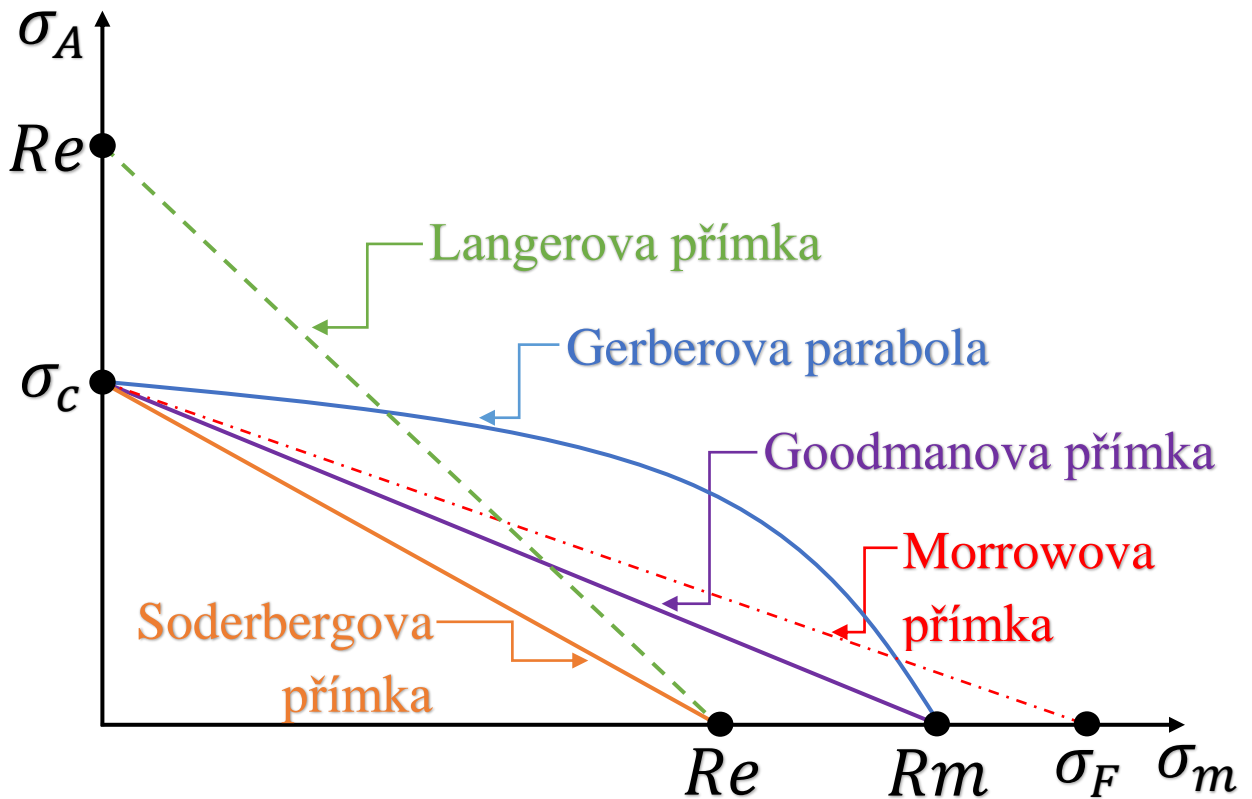
Přičemž pro mezní hodnotu amplitudy napětí σ_A platí vztah (29):

$$\sigma_A = \sigma_c \cdot \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_F}\right)^k\right] \quad (29)$$

Kde,

- σ_c : Mez únavy
- σ_m : Střední napětí
- σ_F : Fiktivní napětí závislé na druhu namáhání, určeno experimentálně
- k : Exponent závislý na druhu materiálu a použitého kritéria, určeno experimentálně

Tvar mezní čáry v *Haighově diagramu* se liší v závislosti na materiálu a použitém kritériu. Na základě toho se zároveň mění matematický popis pro mezní hodnotu amplitudy σ_A (30), resp. se mění koeficient k a σ_F . Možné podoby mezní čáry (kritéria) lze vidět na **Obrázek 6-18**.



Obrázek 6-18 - Možné mezní čáry (kritéria) *Haighova diagramu*,
upraveno a převzato z [19]

Mezi nejčastější a v literatuře nejvíce zmiňované podoby mezní čáry (kritéria) patří následující, přičemž existuje celá řada dalších: [17]

- **Gerberova parabola:** používá se pro ocel a kladné střední napětí σ_m

$$\sigma_A = \sigma_c \cdot \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^2 \right] \quad (30)$$

- **Goodmanova přímka:** používá se pro houževnaté materiály a namáhání tahem, tlakem a ohybem, často v kombinaci s *Langerovou přímkou* (33) pro vyloučení plastických deformací

$$\sigma_A = \sigma_c \cdot \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right) \right] \quad (31)$$

- **Langerova přímka:**

$$\sigma_A = Re \cdot \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{Re} \right) \right] \quad (32)$$

- **Soderbergova přímka:** používá se pro křehké materiály

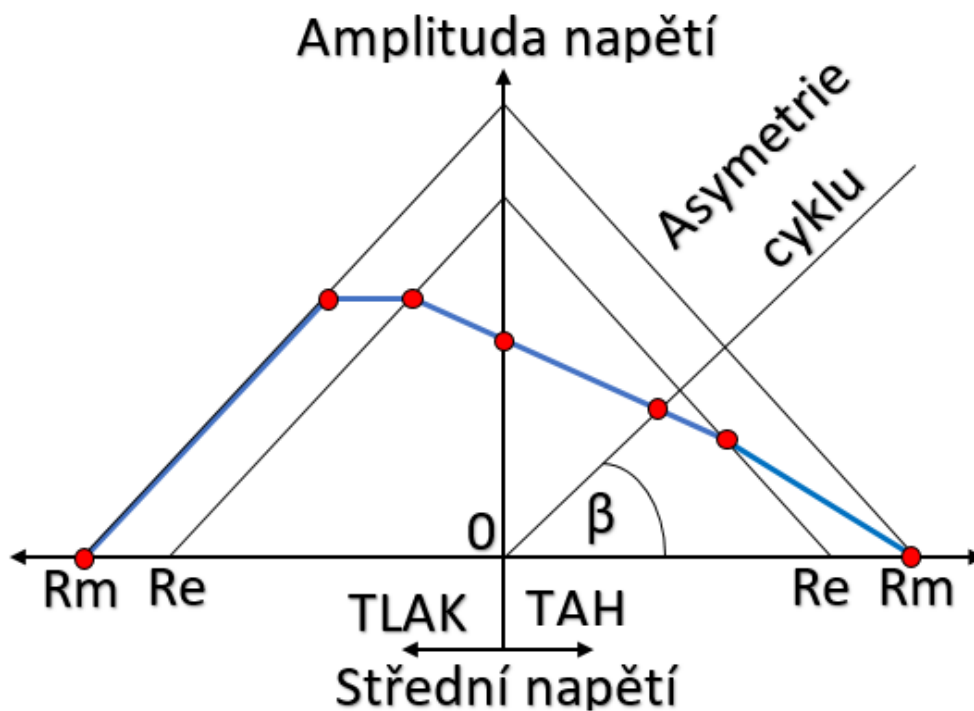
$$\sigma_A = \sigma_c \cdot \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{Re} \right) \right] \quad (33)$$

- **Morrowova přímka:** používá se pro hliníkové slitiny a oceli

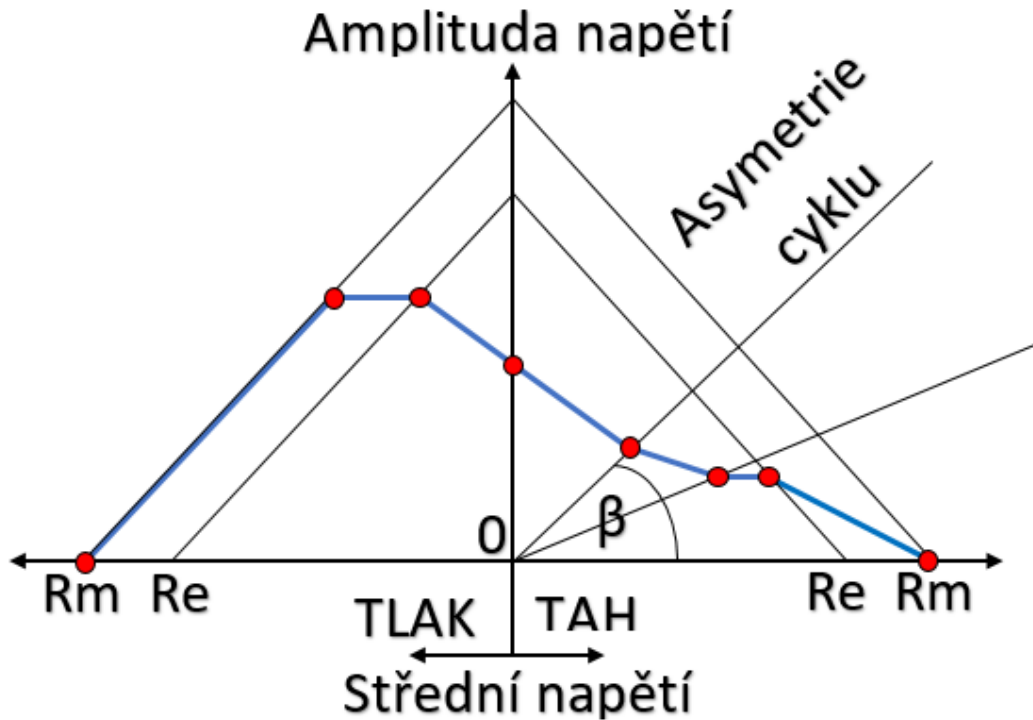
$$\sigma_A = \sigma_c \cdot \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_F} \right) \right] \quad (34)$$

V rámci diplomové práce bude *Haighův diagram* sestavován za pomoci softwaru *FEMFAT*, který poskytuje celou řadu možností, jak tento diagram sestavit, přičemž závisí na zvoleném materiálu, na základě kterého *FEMFAT* automaticky vyhodnotí, jaký typ Haighova diagramu sestaví.

Příklady *Haighova diagramů* pro ocel (**Obrázek 6-19**, **Obrázek 6-20**) - vytvořené na základě manuálu *FEMFAT*: [20]



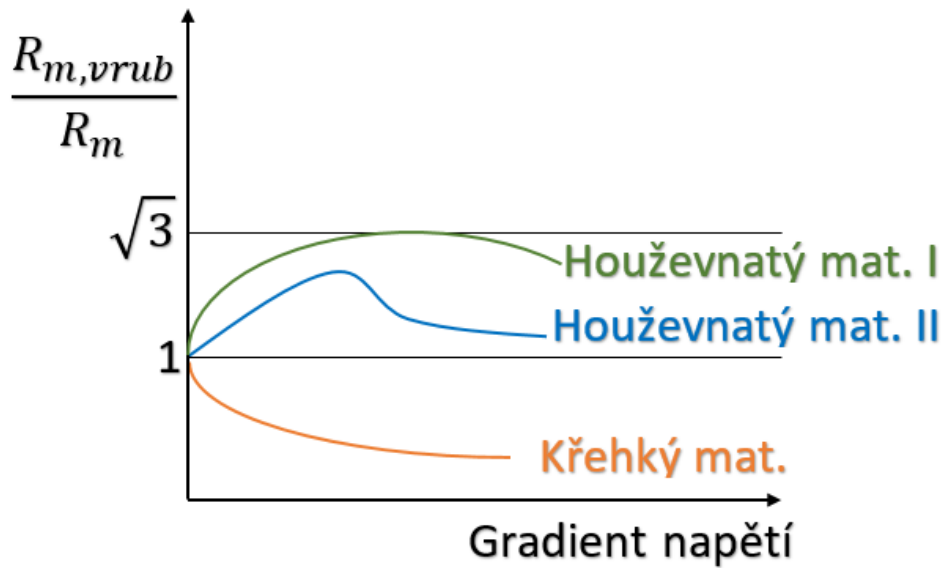
Obrázek 6-19 - Příklad Haighova diagramu pro ocel dle FEMFAT, převzato a upraveno z [20]



Obrázek 6-20 - Příklad Haighova diagramu podle směrnice FKM dle FEMFAT, upraveno a převzato z [20]

Dále software *FEMFAT* pracuje s modifikací *Haighova diagramu*, která se skládá ze změny materiálových hodnot (meze pevnosti) a nastavením faktorů (stavu součásti) ovlivňující únavové chování.

Ačkoliv je vrub, resp. místo koncentrace napětí uvažováno jako faktor, který negativně ovlivňuje únavové chování, zároveň má pozitivní dopad, jelikož dochází k tzv. zpevnění materiálu. *FEMFAT* je schopen na základě vstupních výpočetních dat z *MKP* analýzy najít kritická místa (uzly), ve kterých dochází k prudkému nárůstu napětí, a v tomto místě navýší mez pevnosti daného materiálu – modifikuje *Haighův diagram*. Mez pevnosti je tak funkcí gradientu napětí v místě vrubu. **Obrázek 6-21** reprezentuje tuto modifikaci. Maximální navýšení je omezeno hodnotou $\sqrt{3}$ (experimentálně zjištěno). Na svislé ose je vyneseno poměr mezi mezí pevnosti v místě vrubu a mezí pevnosti materiálu. Na vodorovné ose je vyneseno gradient napětí. [20]

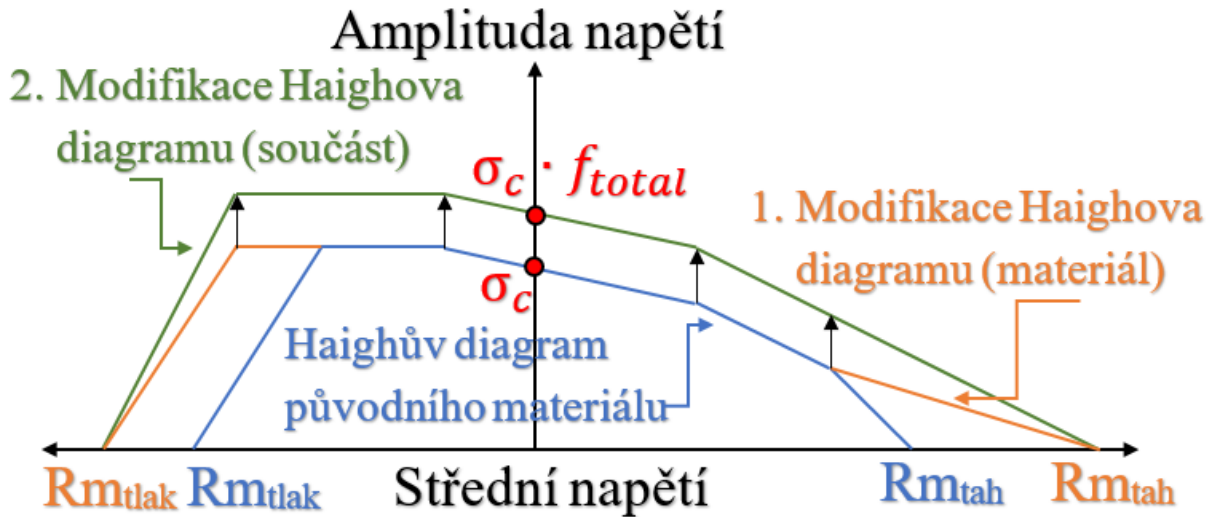


Obrázek 6-21 - Závislost mezi poměrem pevností a gradientem napětí, upraveno a převzato z [20]

FEMFAT dále bere v potaz prodloužení materiálu během přetržení – tažnost materiálu. Oblast *Haighova diagramu* se v tomto případě rozšíří v rámci vodorovné osy, jelikož dojde k navýšení meze pevnosti v tahu, resp. v tlaku.

Jak již bylo zmíněno, ve *FEMFAT* lze nastavit další faktory ovlivňující mez únavy, jedná se o vliv drsnosti (jakosti) povrchu, teploty, technologických úprav, statistického vyhodnocení, plastických deformací, mikrostruktury a mezní vrstvy. Oblast *Haighova diagramu* se v tomto případě rozšíří v rámci svislé osy. Bližší specifikace, možnosti nastavení a význam těchto faktorů lze najít přímo v manuálu softwaru *FEMFAT* [20], případně využít ostatní literatury, jako např. [11, 13]. Detailnější popis těchto faktorů není předmětem diplomové práce.

Možná podoba *Haighova diagramu* pro konkrétní místo součásti může při uvažování veškerých modifikací vypadat následovně (**Obrázek 6-22**), přičemž vzniká nová mez únavy σ_c přenásobená únavovým koeficientem f_{total} . Nová mez únavy může, ale nemusí být vyšší než původní mez únavy.

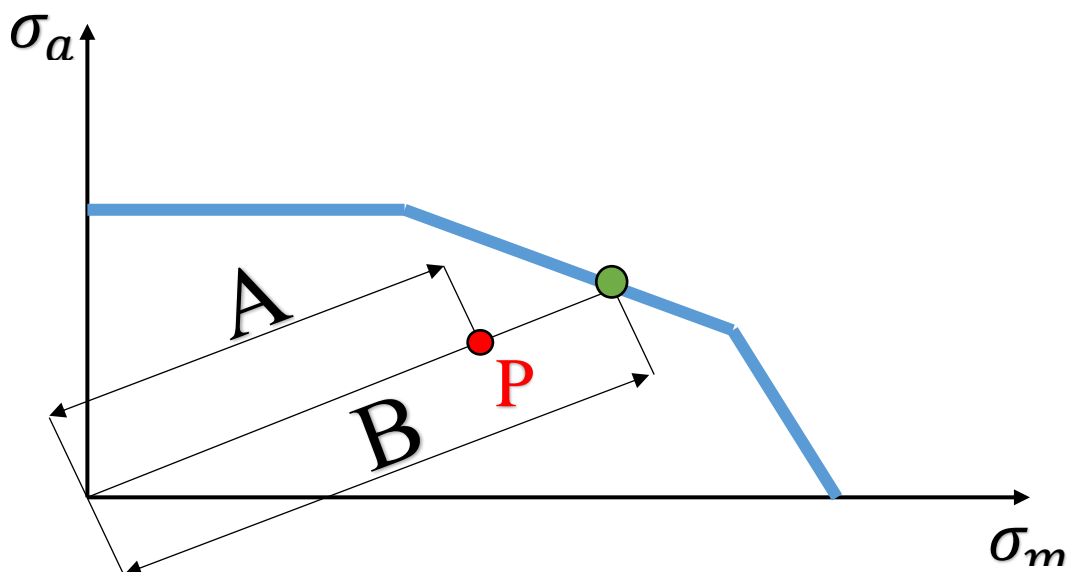


Obrázek 6-22 - Příklad modifikovaného Haighova diagramu dle FEMFAT, převzato a upraveno z [20]

Ať už je použit jakýkoliv *Haighův diagram*, je z hlediska únavy důležité, aby bod reprezentující kmit při daném středním napětí σ_m a amplitudě napětí σ_a ležel uvnitř hranice *Haighova diagramu*, jelikož právě tehdy nedojde k porušení vzniklému únavovým poškozením při uvažování vlivu středního napětí.

Samotná únava bude vyhodnocena pomocí únavového součinitele bezpečnosti ($SF = Safety Factor$), který vychází z *Haighova diagramu*. Bod P (**Obrázek 6-23**) reprezentuje kritický bod (uzel) při dané amplitudě a střední hodnotě napětí. Bezpečnost se následně určí jako poměr vzdáleností dle rovnice (35). Nejprve se určí napětí ve všech uzlech *HO* v softwaru ANSYS a následně se určí amplituda napětí a střední napětí v softwaru FEMFAT.

Zde je potřeba zmínit způsob vyhodnocení těchto napětí. Doposud prezentované poznatky o vlivu středního napětí na únavu platí pro jednoosou napjatost. V případě víceosé napjatosti je problematika tohoto faktoru složitější. K určení amplitudy napětí a středního napětí je využívána metoda řezných rovin (*angl. Cutting plane metod, viz Obrázek 6-24*). Ta je založena na principu sérii několika řezných rovin na fiktivní polokouli s uvažovaným uzlem z MKP, který se nachází uprostřed. Pro každou řeznou rovinu, která je definována svým ortogonálním vektorem, jsou normální a smykové složky napětí určeny zvlášť jak pro amplitudu napětí, tak i pro střední napětí. Následně jsou přepočteny na ekvivalentní napětí pomocí modifikované hypotézy *HMH*. Každá rovina má odpovídající hodnotu amplitudy napětí a středního napětí, přičemž do *Haighova diagramu* je vyneseno mračno bodů. Z něho je poté vybrán jediný bod, který je ze všech nejkritičtější, resp. jeho hodnota součinitele únavové bezpečnosti je nejnižší. [20]



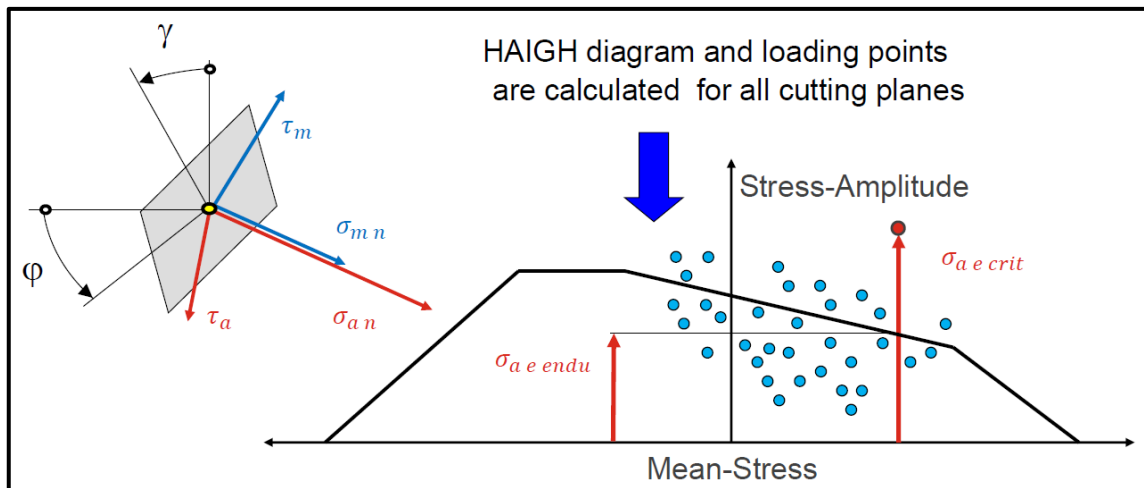
Obrázek 6-23 – Součinitel únavové bezpečnosti v *Haighově diagramu*

$$SF = \frac{B}{A} \quad (35)$$

Jakmile je hodnota součinitele menší než 1, tj. platí rovnice (36), nastává moment, kdy je součást nevyhovující, resp. nastává moment poruchy vzniklé únavovým lomením.

$$SF < 1 \quad (36)$$

Pozn. Jako vyhovující hodnotu součinitele únavové bezpečnosti volím 1,1.



Obrázek 6-24 - Metoda řezných rovin z příručky FEMFAT [20]

6.6.3 Únava slévárenských slitin hliníku

Automatický napínák řemene, jenž je předmětem diplomové práce, je vyroben technologií vysokotlakého lití materiálu *AlSi9Cu3*. Bližší specifikace materiálu lze nalézt v kapitole 7.1.1.

Únavové vlastnosti slévárenských slitin hliníku se projevují na podobě *Wöhlerových křivek*, jelikož jsou ovlivněné druhem a kvalitou dané technologie. Vysokotlaké lití (HPDC) produkuje velice kvalitní odlitky s velmi přesnými rozměry. Lze odlévat poměrně složité tvary a geometrie, přitom zároveň dosáhnout dobré jakosti povrchu a vyšší pevnosti, ta však může být rozdílná v rámci přístupu k technologii. Navíc jsou znatelně omezeny procesy následované po odlévání, například tepelné zpracování, lakování nebo svařování. Při vysokotlakém lití dochází k negativnímu jevu ve formě zachycení vzduchu a dalších plynů v matrici, čímž dochází k tvorbě vnitřních materiálových nehomogenit v důsledku vyšší rychlosti vstřikování. Tím vznikají v materiálu póry (náhodné otvory kruhového nebo oválného tvaru [15]), vměstky (cizorodý materiál náhodně zachycený v tavenině během tavení, zpracování nebo tváření za tepla/studena [15]) nebo smršťování. Vše má významný vliv na mechanické a únavové vlastnosti odlitku. Proto je nutné věnovat velkou pozornost konstrukci samotné formy na odlévání, kvalitě technologie, kontrole odlitků a charakterizaci vzniklých vad v odlitcích. [21]

Zároveň bylo zjištěno, že v případě odlitku vyrobeného metodou vysokotlakého lití (HPDC) byly trhliny vzniklé únavovým poškozením situovány velmi blízko pod povrchem odlitku namísto samotného povrchu. [21]

Dále se na únavových vlastnostech slévárenských slitin podílí chemické složení. Dle [13] bylo zjištěno, že únavové vlastnosti vznikají na částicích křemíku ve formě odtržení částic, případně jejich samotným prasknutím v oblasti mezi dendrity (krystal ve tvaru rozvětveného stromu, vzniká pomalým ochlazením [15]). Zároveň je důležité sledovat obsah některých nečistot, které mohou ovlivňovat mechanické vlastnosti – statické a dynamické. Především se jedná o tažnost a rázovou pevnost.

6.7 Dynamické modelování automatického napínáku řemene

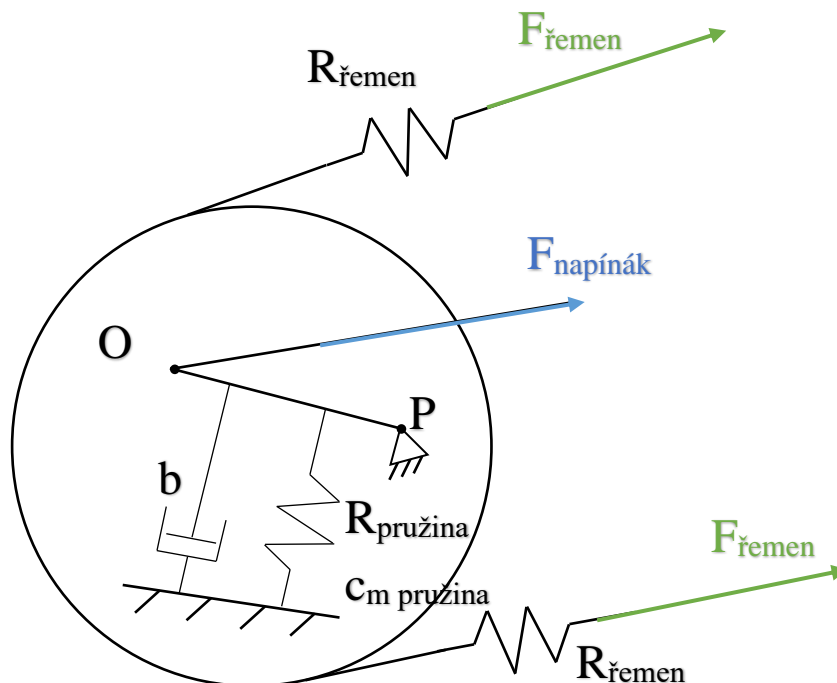
Jedním z cílů diplomové práce je sestavit dynamický model, který popisuje chování automatického napínáku řemene. Některé metody a způsoby predikující toto chování jsou již ověřeny reálnými testy na zkušebních stolicích. Přesto existují určité parametry, které je potřeba určit pomocí experimentů, testů, nebo případným laděním dynamických modelů. [22]

Způsoby, jak simulovat dynamické chování napínáku existuje celá řada, dle [6] jsou některé doposud objevené možnosti následující:

- Bilineární model popisující hysterezní chování napínáku (viz kapitola 6.3) včetně určení parametrů z měření.
- Analytický výpočet společně s metodou konečných prvků (MKP) za asistence experimentálního zařízení, pomocí kterého lze získat neznámé parametry.
- Model napínáku je nahrazen lineární pružinou s ekvivalentním viskózním tlumením.
- Modelování napínáku za pomoci torzní tuhosti, *Coulombovského tření* a viskózního tlumení.

Snahou popisu dynamického modelu napínáku je najít přístup, který zjednoduše určité parametry a popis chování při zachování věrohodnosti a správnosti dosažených výsledků. Při uvažování veškerých vstupních parametrů a okolností chování by model byl příliš složitý a časově náročný.

Matematický model popisující napínák lze spatřit na **Obrázek 6-25**:



Obrázek 6-25 - Matematický model automatického napínáku řemene

Kde síly $F_{\text{řemen}}$ a $F_{\text{napínák}}$ byly uvedeny v kapitole 6.5. Axiální tuhost $R_{\text{pružina}}$ a torzní tuhost c_m pružina byla uvedena v kapitole 6.4.1. Hodnota b představuje tlumení, které vzniká třením mezi ramenem napínáku, resp. tělem napínáku a třecím/vodícím elementem, viz **Obrázek 6-3** a **Obrázek 6-4**.

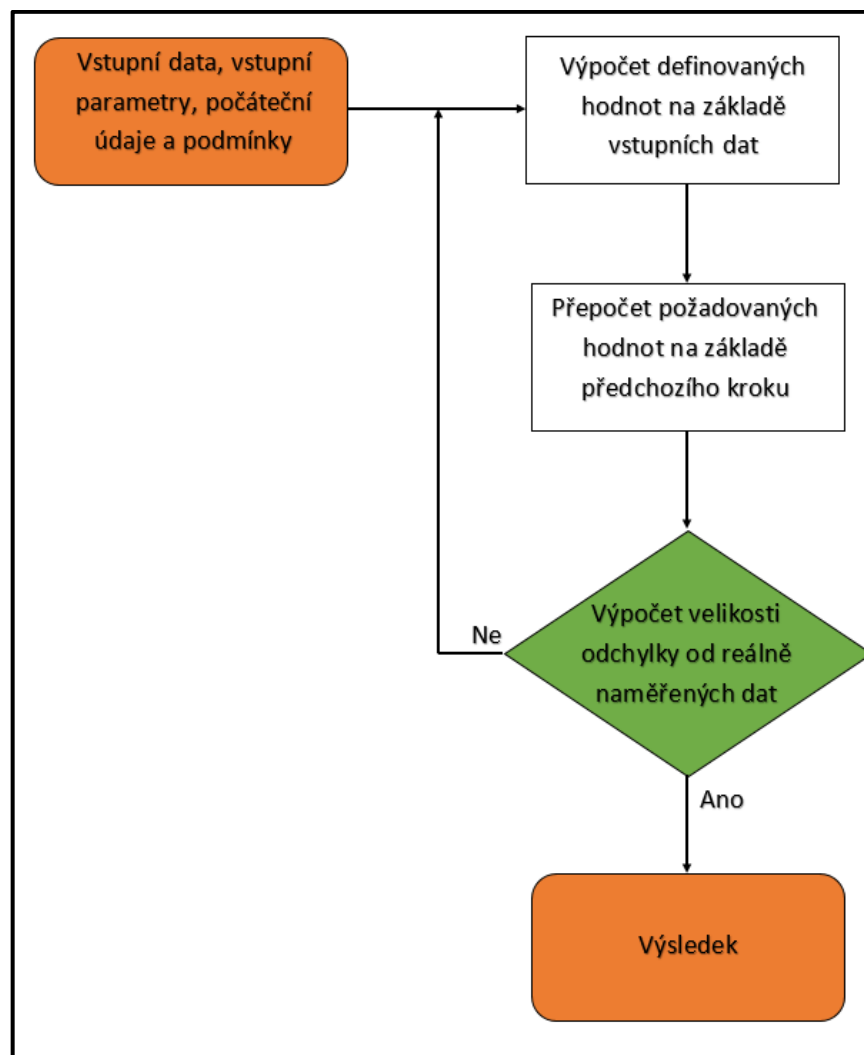
Tuhost řemene $R_{\text{řemen}}$ je v tomto případě neznámou hodnotou a je potřeba ji na základě ladění dynamického modelu určit. Na základě [23] bylo zjištěno, že se určité typy řemenů chovají nelineárně. Přesto lze v rámci dynamického modelu tento aspekt zjednodušit a popsat tuhost řemene jako lineární. Avšak doporučuje se použít co nejjednodušší model tuhosti řemene, který zároveň poskytuje přijatelnou přesnost získaných výsledků za cenu rozumného výpočetního času. Detailnější popis nastavení tuhosti lze najít v praktické části diplomové práce – viz kapitola 8.4.

Při ladění dynamického modelu napínáku je potřeba mít vstupní data vycházející z reálného měření, aby bylo možné odezvu chování napínáku společně s výstupními daty (výsledky) ze simulace s čím porovnat. Podrobnější popis těchto naměřených dat lze najít v kapitole 7.2. Stejně tak je potřeba zvolit rozumný počet proměnných vstupujících do výpočtu. Malý počet proměnných by výpočet velmi zjednodušil a bylo by nemožné získat výsledky odpovídající realitě. Naopak velký počet proměnných by razantně zkomplikoval výpočetní čas a výpočetní náročnost, přičemž by bylo komplikované najít správné řešení. Detailnější popis volby proměnných (parametrů) lze najít v praktické části diplomové práce – viz kapitola 8.4.

Způsoby, jak hledat pomocí simulace správné řešení existuje několik:

- **Pokus/omyl:** Jedná se o nejjednodušší a nejzákladnější metodu. Prvotním krokem je náhodná volba hodnot parametrů a zkoumání vlivu proměnných na výsledek simulace. Vhodnou úpravou proměnných lze dosáhnout rozumných a postačujících výsledků, které v určitých částech popisují reálné chování napínáku. Nevýhodou je poměrně náročný proces volby proměnných, který rovněž nemusí vést k uspokojivému výsledku. Časová náročnost je vysoká.
- **Numerická optimalizace:** Většina softwarů zabývajících se *MKP* výpočty umožňuje využít tzv. numerickou optimalizaci. Na základě definice proměnných (parametrů) a požadovaného dosaženého výsledku (výchylka, síla, deformace, naměřený průběh z měření, signál apod.) hledá numerický řešič možné varianty řešení, které při definované odchylce co nejvíce odpovídají požadavkům. Nevýhodou může být náročnost sestavení optimalizace, která může být, v případě porovnání s reálným průběhem naměřených dat v závislosti na čase a většímu počtu proměnných, poměrně komplexní záležitostí, která nutně nemusí vést k vyhovujícím výsledkům. Naopak výhodou je, že výpočet provádí počítač, což ve většině případů snižuje výpočetní čas a chybovost uživatele.

Možnou podobu ladění dynamického modelu lze vidět na vývojovém diagramu, viz **Obrázek 6-26**.



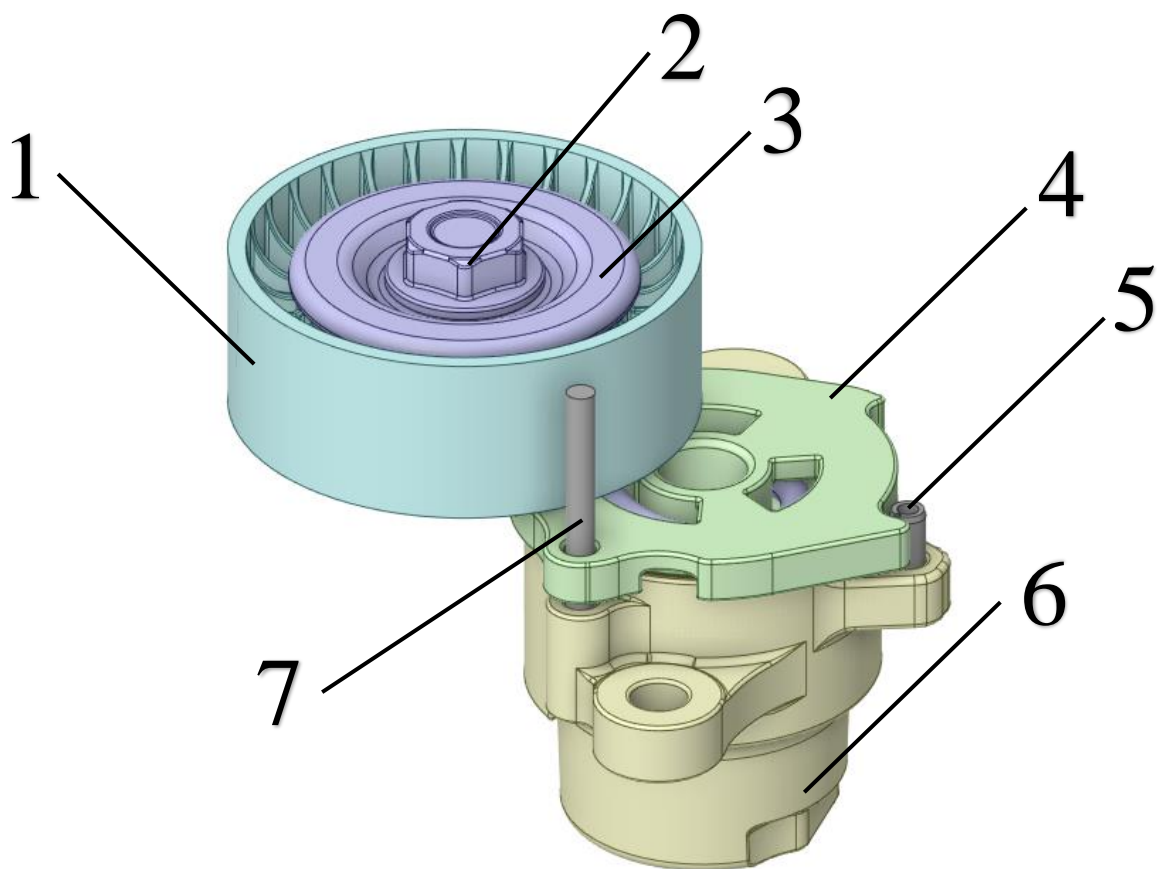
Obrázek 6-26 – Možný vývojový diagram ladění dynamického modelu [vlastní zdroj]

7 UPŘESNĚNÍ ZADÁNÍ, VSTUPNÍ DATA

Jak již byl řečeno v kapitole 5.2, jedním z cílů diplomové práce je vyhodnotit únavovou životnost konkrétního dílu automatického napínačku řemenu, popsat jeho dynamické chování a navrhnout konstrukční řešení, které vede k prodloužení únavové pevnosti a životnosti.

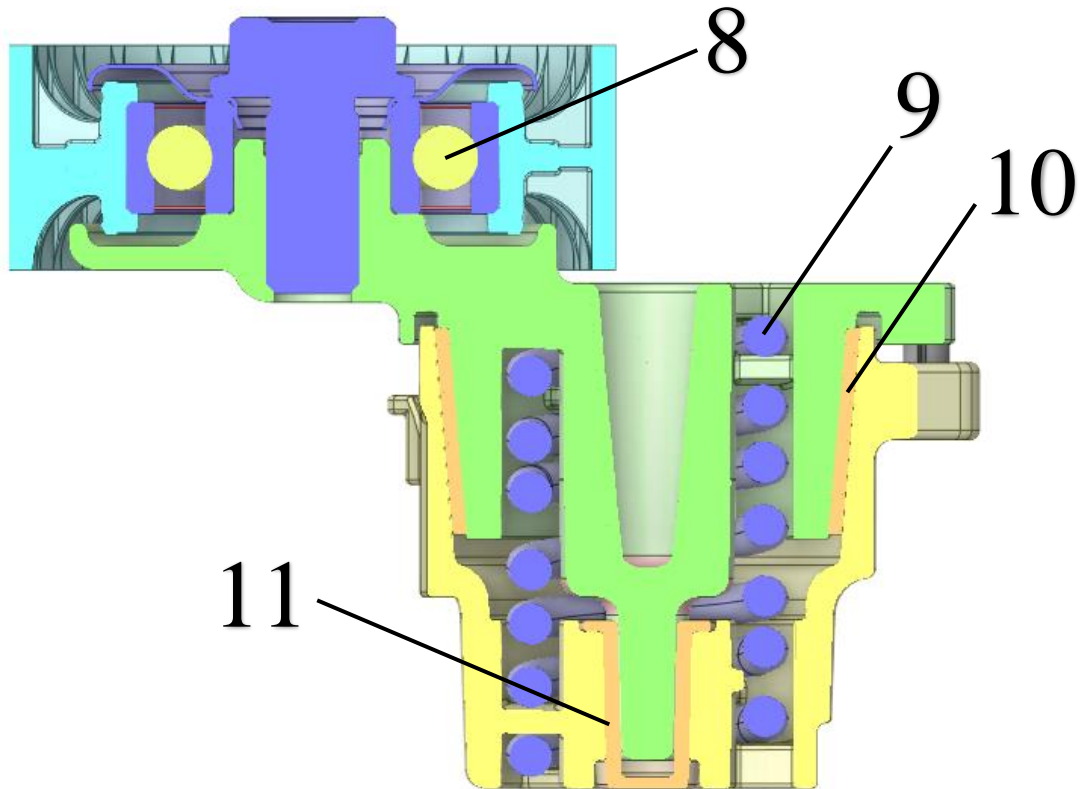
7.1 Představení napínačku

Automatický napínač, který je předmětem diplomové práce, je konvenční druh napínačku vyráběný společností *Mubea*. Detailnější podobu napínačku (všechny pohledy) je možné zhlédnout v **PŘÍLOZE 1**. V této kapitole budou prezentovány základní pohledy včetně pojmenování jednotlivých dílů, viz **Obrázek 7-1** a **Obrázek 7-2**.



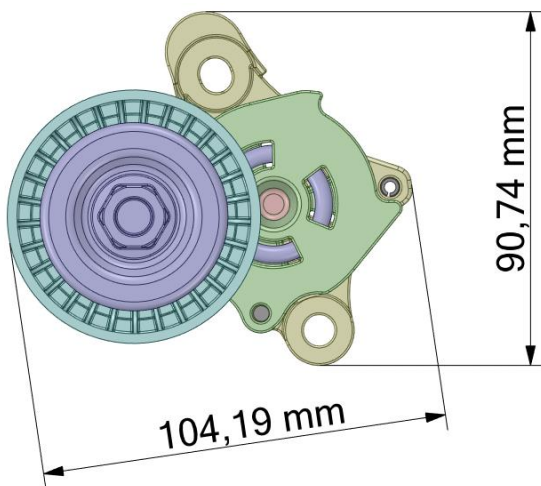
Obrázek 7-1 - 3D model napínačku (izometrický pohled) [1]

1-kladka, 2-šroub, 3-krytka kladky, 4-napínací rameno, 5-doraz, 6-tělo napínačku, 7-montážní kolík

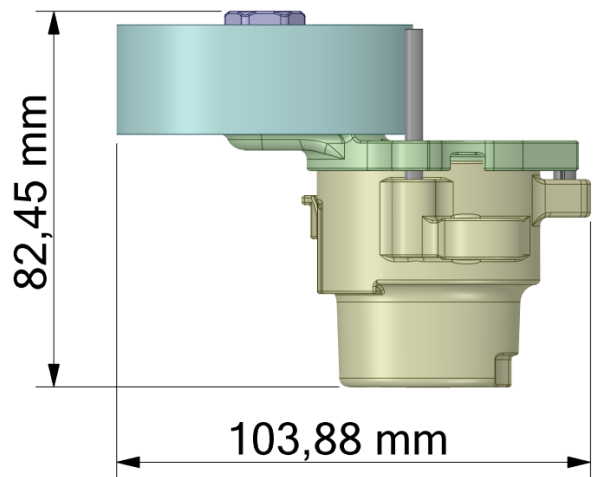


Obrázek 7-2 - Kompletní řez napínáku [1]
8-ložisko kladky, 9-pružina, 10-tlumící člen, 11-ložiskové pouzdro

Základní rozměry pro představu o velikosti napínáku lze spatřit na **Obrázek 7-3** a **Obrázek 7-4**.



Obrázek 7-3 - Základní rozměry napínáku 1 [1]



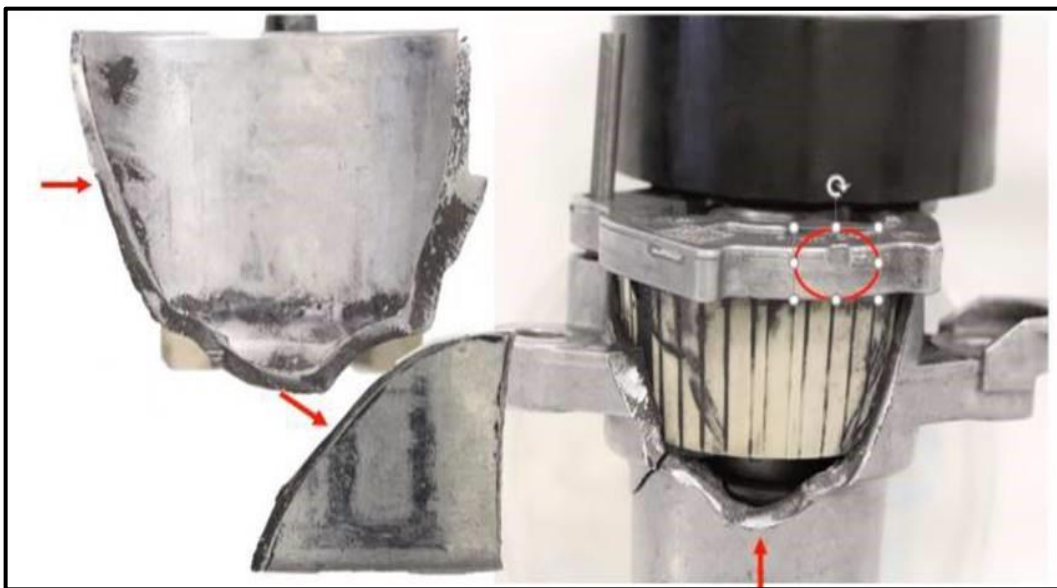
Obrázek 7-4 - Základní rozměry napínáku 2 [1]

V diplomové práci budou používané názvy napínáku označovány akronymem, případně anglickým názvem. Je tak učiněno z důvodu firemního přístupu k práci s daty. Seznam použitých zkratk a symbolů byl již představen v kapitole 2. Zde pro rekapitulaci je uvedena ještě **Tabulka 1** s použitými akronymy, anglickým označením a překladem jednotlivých dílů napínáku.

Tabulka 1 - Akronymy, anglické a české názvy dílů napínáku [1]

AKRONYM	ANGLICKÝ NÁZEV	ČESKÝ NÁZEV
PU	Pulley	Kladka
SC	Screw	Šroub
CD	Cover disk	Krytka
LA	Lever arm	Napínací rameno
STP	Stoper pin	Doraz
HO	Housing	Tělo napínáku
MI	Mounting pin	Montážní kolík
BE	Ball Bearing	Kuličkové ložisko
SP	Spring	Pružina
DE	Damping element	Tlumící člen
BB	Bearing bush	Ložiskové pouzdro

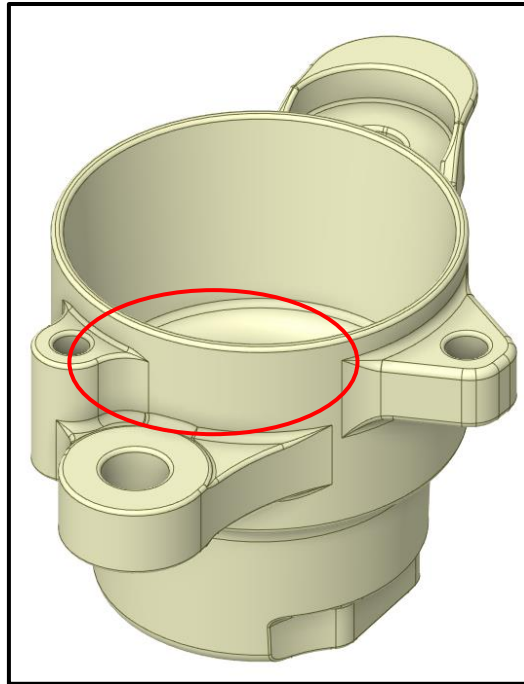
Konkrétní díl, který je předmětem zkoumání diplomové práce, je tělo napínáku (*Housing*), dále již pouze *HO*. Důvodem, proč byl tento díl vybrán je, že v průběhu testu na vyhodnocení únavy napínáku došlo na obvodu *HO* k lomu – viz **Obrázek 7-5**.



Obrázek 7-5 - Fotografie únavového lomu těla napínáku [1]

Z toho důvodu budou v diplomové práci vyhodnocovány únavové vlastnosti pouze *HO*. Ostatní díly napínáku nejsou předmětem zkoumání.

3D model *HO* včetně vyznačeného kritického místa lze spatřit na **Obrázek 7-6**.



Obrázek 7-6 - 3D model *HO* včetně kritického místa (izometrický pohled)

Nyní budou detailněji představeny klíčové díly napínáku (*HO*, *LA*, *DE*, *BB*, *SP*, *PU*). Ostatní díly napínáku (*MI*, *STP*) se nevyskytují ve výpočtech a jejich popis není z hlediska vyhodnocení únavy napínáku potřebný.

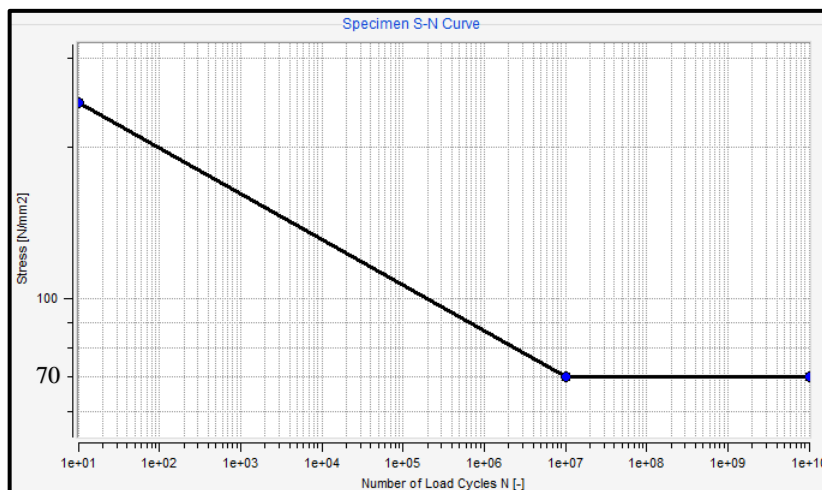
7.1.1 Housing (*HO*, Tělo napínáku)

HO je vyráběn technologií vysokotlakého lití slitiny hliníku – zmíněno již v kapitole 6.6.3. Konkrétně se jedná o slitinu s označením *EN AC-46000*, resp. *AlSi9Cu3(Fe)*. Vlastnosti této slitiny hliníku jsou následující – viz **Tabulka 2**.

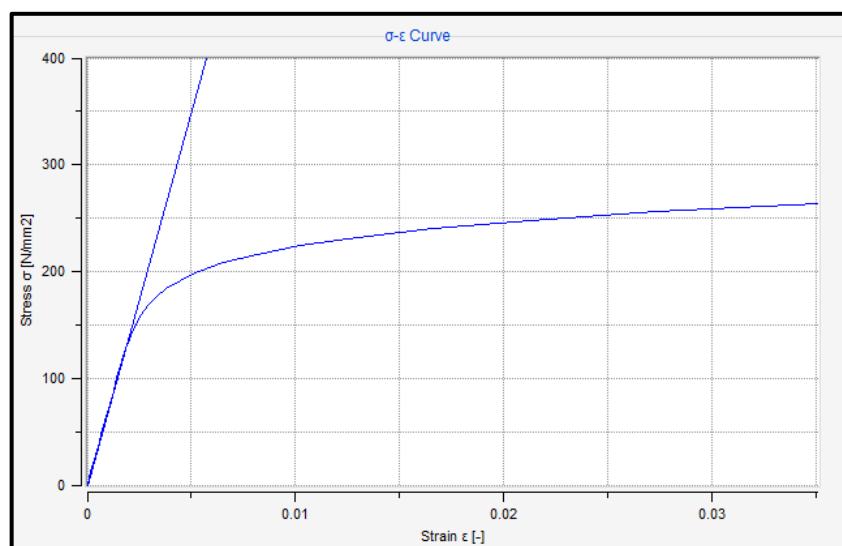
Tabulka 2 - Vlastnosti slitiny *AlSi9Cu3* [1]

	E [MPa]	v [-]	ρ [kg/m³]	Re_{0,2} [MPa]	Rm [MPa]	σ_c [MPa]
AlSi9Cu3(Fe)	70000	0,3	2700	140	240	70

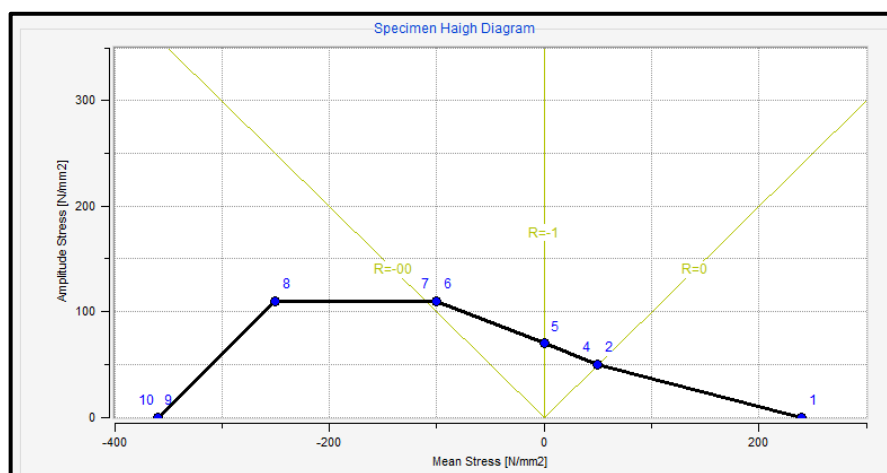
S-N křivku materiálu lze spatřit na **Obrázek 7-7**. Jedná se o křivku, která je nahraná do softwaru *FEMFAT* pro vyhodnocení únavové životnosti. Stejně tak je možné vidět tahovou křivku materiálu na **Obrázek 7-8** a *Haighův diagram* na **Obrázek 7-9**.



Obrázek 7-7 - S-N křivka slitiny hliníku AlSi9Cu3 z FEMFAT [1]



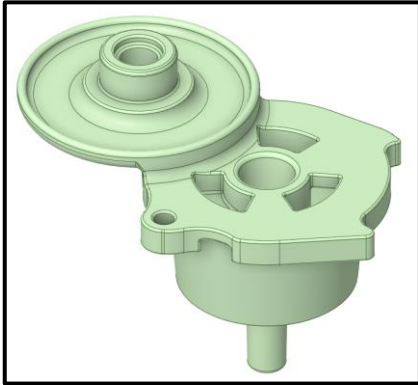
Obrázek 7-8 – Tahová křivka slitiny hliníku AlSi9Cu3 z FEMFAT [1]



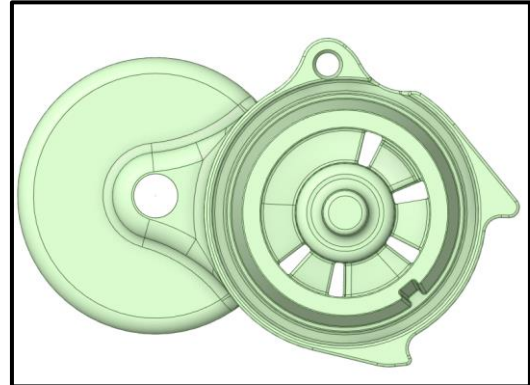
Obrázek 7-9 - Haighův diagram slitiny hliníku AlSi9Cu3 z FEMFAT [1]

7.1.2 Lever Arm (LA, Napínací rameno)

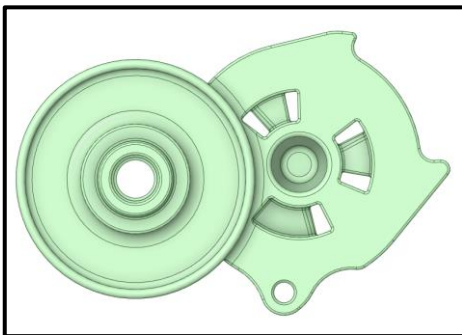
Napínací rameno (*Lever Arm*), dále již pouze *LA*, je rovněž odléváno technologií vysokotlakého lití slitiny $AlSi9Cu3(Fe)$, resp. *EN AC-46000*. Vlastnosti materiálu poté odpovídají **Tabulka 2**.



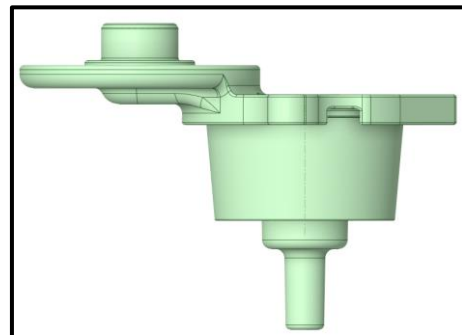
Obrázek 7-10 - LA (izometrický pohled)



Obrázek 7-11 - LA (spodní pohled)



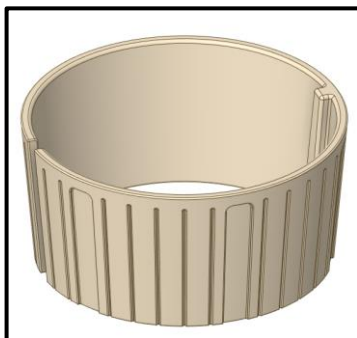
Obrázek 7-12 - LA (horní pohled)



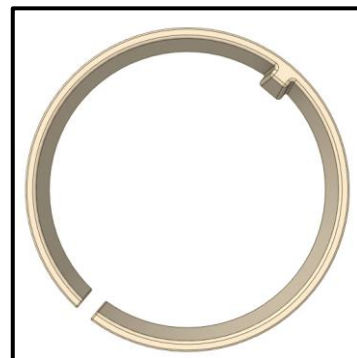
Obrázek 7-13 - LA (přední pohled)

7.1.3 Damping Element (DE, Tlumící člen)

Tlumící člen (*Damping Element*), dále již pouze *DE*, je plastový díl - polyamid. *DE* přichází do kontaktu s *HO* se svojí vnější plochou, a zároveň do kontaktu s *LA* se svojí vnitřní plochou. *DE* má na vnitřním obvodu drážku, která zapadá do protikusu na *LA*. Na kontaktní vnější plochu je před montáží nanесeno mazivo, které se následně zachytává v drážkách. [1]



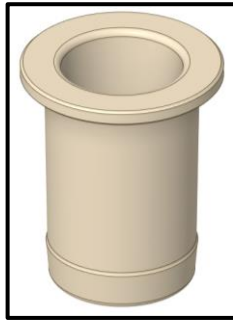
Obrázek 7-14 - DE (izometrický pohled)



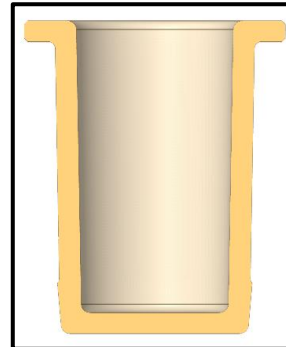
Obrázek 7-15 - DE (horní pohled)

7.1.4 Bearing Bush (BB, Ložiskové pouzdro)

Ložiskové pouzdro (*Bearing Bush*), dále již pouze *BB*, je plastový díl - polyamid. *BB* je pouze vodící člen, který není během provozu mazán. [1]

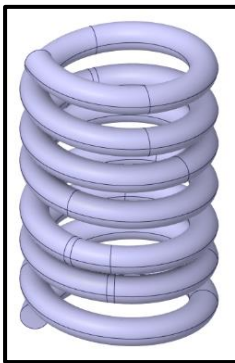


Obrázek 7-16 - BB (izometrický pohled)



Obrázek 7-17 - BB (řez)

7.1.5 Spring (SP, Pružina)

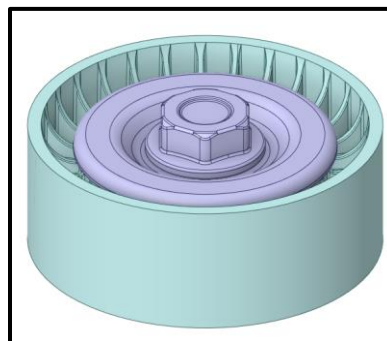


Obrázek 7-18 - SP
(izometrický pohled)

Pružina (*Spring*), dále již pouze *SP*, je torzní/tažná pružina, jejíž analytický popis byl popsán v kapitole 0. Vlastnosti materiálu, ze kterého je pružina vyrobena, nemá smysl uvádět, jelikož je v *MKP* modelu nahrazena pomocí různých entit dle složitosti modelu – viz popis jednotlivých výpočetních modelů v kapitole 8.3. Smysl stoupání závitů je levý, počet závitů v nezátíženém stavu je 7,25. Jedná se o pružinu, která je zakončena bez deformací a otřepů. Dále je otryskována kuličkami o průměru 0,6 mm po dobu 10 min. Mechanické vlastnosti, resp. torzní tuhost pružiny je 119,0 Nmm/° a axiální tuhost je 65,94 N/mm. Hmotnost pružiny je 0,06744 kg. Hodnoty jsou převzaty z výrobního výkresu pružiny. [1]

7.1.6 Pulley (PU, Kladka)

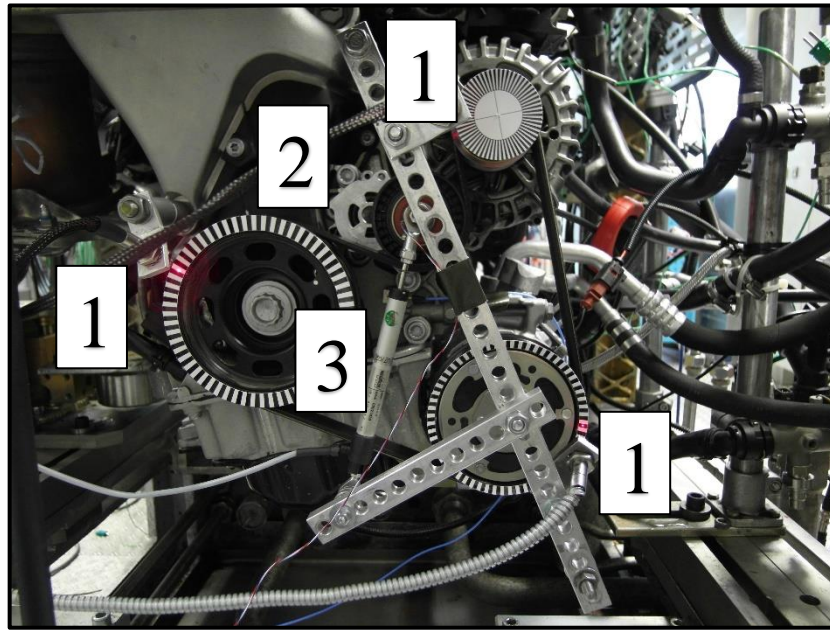
Kladka (*Pulley*), dále již pouze *PU*, je díl napínačku, jehož detailnější popis není z hlediska výpočtu potřeba – nahrazen hmotným bodem, viz kapitola 8.2.1. Jediným údajem, který popisuje kladku, včetně krytky a šroubu, je hmotnost – ta je 0,14 kg. [1]



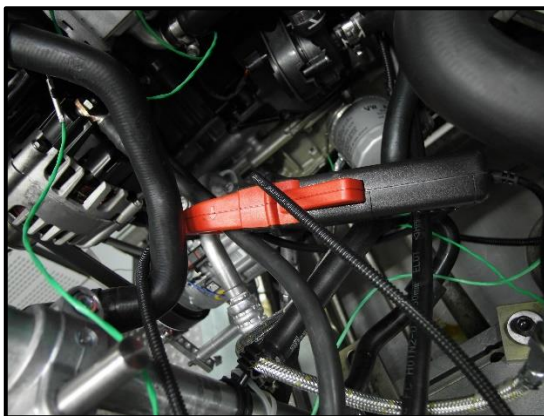
Obrázek 7-19 - PU (izometrický pohled)

7.2 Vstupní data

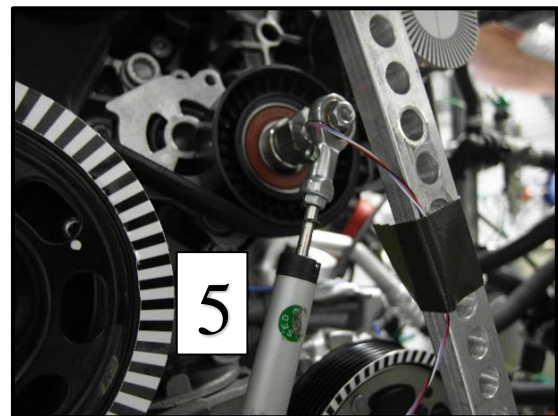
Před výpočtem napínáku v *MKP* softwaru je nutné získat vstupní data z proběhlých měření. Úkolem konstruktéra/výpočtáře je si vyžádat výsledky z měření, zpracovat je a vyhodnotit je. Podobu měření, včetně popisu jednotlivých částí, je možné spatřit na **Obrázek 7-20** až **Obrázek 7-22**. Měřené veličiny jsou výchylka napínáku, úhlové vibrace klikové hřídele, poměrná deformace v místě prasknutí *HO*, síla v řemeni a výsledná síla od řemene působící na napínák. Měření probíhá během různorodých provozních podmínek (režimů), které se liší vytížením celého pohonu. Příklady režimů mohou být následující: start, zapnutý/vypnutý alternátor, zapnutá/vypnutá klimatizace, různé druhy zatížení, otáček apod. [1]



Obrázek 7-20 - Fotografie z měření napínáku 1 [1]
1-laserový otáčkoměr, 2-napínák řemene, 3-potenciometr



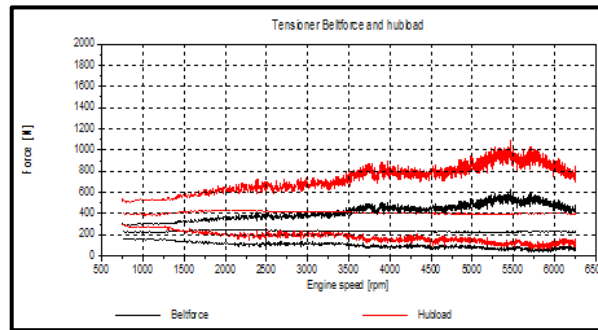
Obrázek 7-21 - Fotografie z měření napínáku 2 [1]



Obrázek 7-22 - Fotografie z měření napínáku 3 [1]
5-potenciometr

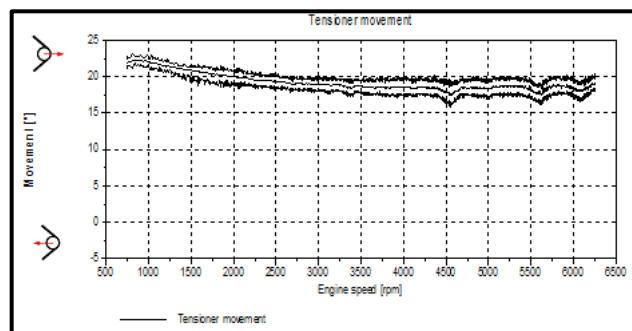
Pro výpočet napínáku byl vybrán režim, během kterého na napínák působila největší síla od řemene, a zároveň se dosahovalo největších výchylek LA . Konkrétně se jednalo o režim se zapnutým alternátorem, který měl odběr 180 A a bez zapnuté klimatizace.

Změřenou sílu v řemeni (*Beltforce*) a výslednou sílu na kladce (*Hubload*) v závislosti na otáčkách motoru (*Engine speed*) je možné vidět na **Obrázek 7-23**.



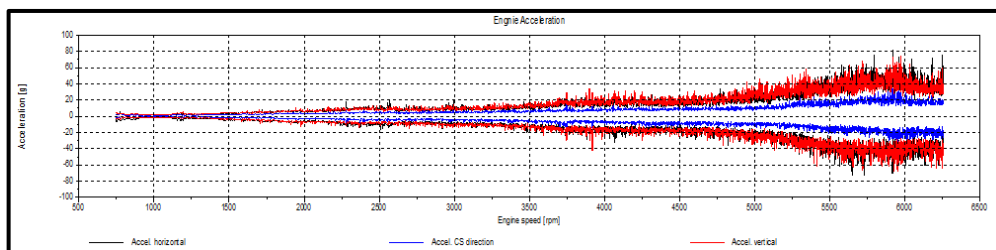
Obrázek 7-23 – Hodnoty síly v řemeni a výsledné síly na kladce z měření [1]

Změřenou výchylku napínáku (*Movement*) ve stupních v závislosti na otáčkách motoru (*Engine speed*) je možné vidět na **Obrázek 7-24**.



Obrázek 7-24 - Hodnoty výchylky napínáku z nominální pozice z měření [1]

Změřenou hodnotu zrychlení (*Acceleration*) z akcelerometru v závislosti na otáčkách motoru (*Engine speed*) je možné vidět na **Obrázek 7-25**. Zrychlení bylo měřeno v horizontálním (černá barva) směru, ve směru osy klikové hřídele (modrá barva) a ve vertikálním směru (červená barva.)



Obrázek 7-25 - Hodnoty zrychlení napínáku z měření [1]

Pozn. Detailnější podoba naměřených dat je možná k nahlédnutí v **PŘÍLOZE 2**.

7.2.1 Výsledná síla napínáku a její úhel

Jak již zmíněno v kapitole 6.5, výsledná síla od řemene je závislá na síle v řemeni a úhlu opásání, viz rovnice (17). Z proběhlého měření byl vybrán krátký časový úsek, na kterém byla zjištěna maximální a minimální hodnota.

$$F_{\text{napínákMAX}} = 1013 \text{ N}$$
$$F_{\text{napínákMIN}} = 98 \text{ N}$$

Hodnota úhlu mezi ramenem napínáku a výslednou silou působící na napínák řemene je rovněž zadána, resp. vychází z uspořádání celého pohonu řemene, který vychází z návrhu pohonu v softwaru *MubeaRie*, případně *SimDrive*. O tento úhel bude následně ve výpočetním modelu rameno vychýleno ze své montážní pozice.

$$\beta = 44,4^\circ$$

7.2.2 Zrychlení

Z naměřených dat (**Obrázek 7-25**) je klíčová hodnota zrychlení ve směru osy klikové hřídele (modrá čára). Zrychlení dosahuje kladné a záporné hodnoty.

$$a_{\text{MAX}} = 350 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$
$$a_{\text{MIN}} = -350 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

7.2.3 Axiální síla

Z výkresu pružiny, která je součástí napínáku, byla odečtena hodnota.

$$F_{\text{ax1}} = F_{\text{ax2}} = 150 \text{ N}$$

7.2.4 Radiální/tangenciální síla

Z kapitoly 6.3 je již známé, že hodnota radiální a tangenciální síly se v průběhu pracovního rozsahu napínáku mění, tudíž do výpočtu vstupuje minimální a maximální radiální/tangenciální síla. Na základě výkresu sestavy napínáku a pružiny je možné určit hodnoty těchto sil.

$$F_{1,2\text{TMAX}} = F_{1,2\text{RMAX}} = 781,78 \text{ N}$$

$$F_{1,2\text{TMIN}} = F_{1,2\text{RMIN}} = 735,41 \text{ N}$$

7.2.5 Teplota

Provozní teplota pro vyhodnocení únavových vlastností je specifikována jako 100°C. Jedná se o ustálený teplotní stav, kdy je napínák namontován na motor.

8 ANALYTICKO-SYNTETICKÁ ČÁST

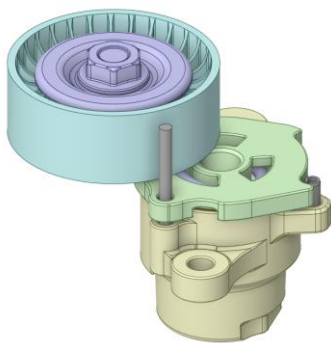
V této kapitole budou popsány použité varianty pro vyhodnocení únavy *HO*. K vyhodnocení bude použit software *ANSYS* společně s implementací softwaru *FEMFAT* pro vyhodnocení únavové životnosti. Pro úpravu *CAD* modelu bude použit software *SpaceClaim*.

První série výpočetních modelů (kapitola 8.3) bude zjednodušena tzv. *kvazidynamickým způsobem* – série statických výpočtů v několika zátěžných stavech (celkem 5). Poté bude popsán dynamický model (kapitola 8.4), jehož snahou bude popsat chování napínáku ve snaze přiblížení k realitě.

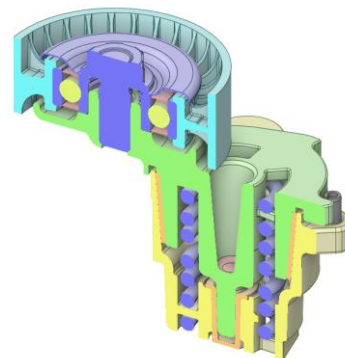
Následně (kapitola 8.5) bude představeno několik nových konstrukčních návrhů řešení *HO* za účelem navýšení součinitele únavové bezpečnosti.

8.1 Úprava CAD modelu

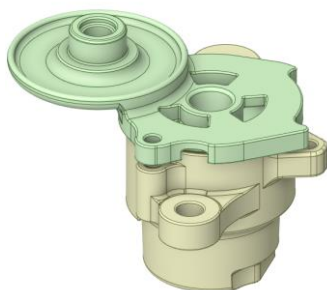
Pro výpočet napínáku, resp. vyhodnocení únavy *HO*, je nejprve nutné upravit *CAD* model v softwaru *SpaceClaim*. Některé díly napínáku budou zjednodušeny, případně potlačeny (neuvažují se). Tento krok vede k urychlení výpočtu ve snaze, aby se požadované výstupy (vyhodnocení únavy) příliš neovlivnily. Na **Obrázek 8-1** až **Obrázek 8-4** je patrné zjednodušení *CAD* modelu.



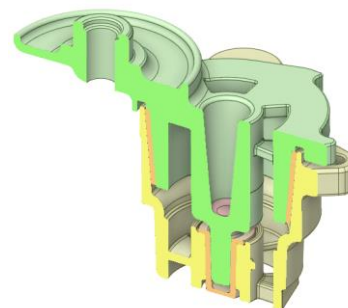
Obrázek 8-1 - CAD model před zjednodušením 1



Obrázek 8-2 - CAD model před zjednodušením 2

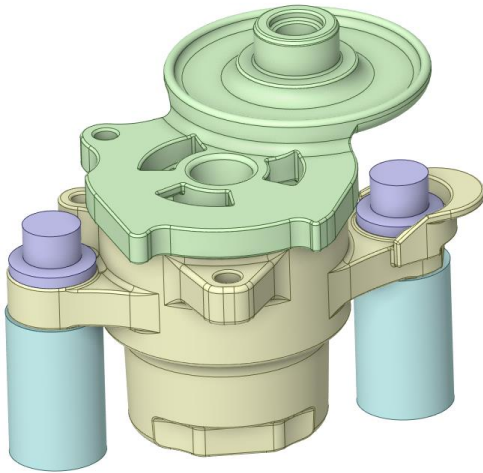


Obrázek 8-3 - CAD model po zjednodušení 1

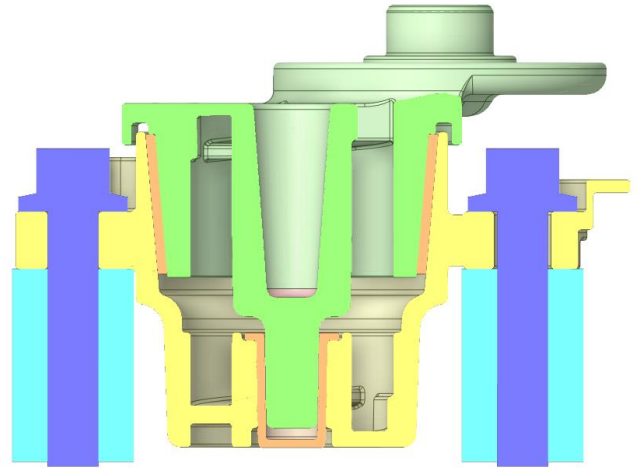


Obrázek 8-4 - CAD model po zjednodušení 2

Pro aplikaci okrajových podmínek je nutné do sestavy přidat prvky, které simulují blok motoru. K bloku motoru je následně za pomoci šroubů (M8) napínák připevněn. Podoba napínáku po přidání prvku motoru a šroubů vypadá následovně, viz **Obrázek 8-5** a **Obrázek 8-6**.

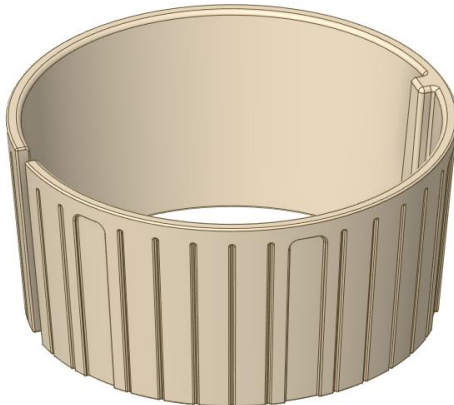


Obrázek 8-5 - CAD model po přidání šroubů a bloku motoru



Obrázek 8-6 - Řez CAD modelem po přidání šroubů a bloku motoru

Zároveň došlo ke zjednodušení DE. Kontaktní plocha s HO je v rámci geometrie složitá, proto je výhodné odstranit drážky, ve kterých se zachycuje mazivo, a uvažovat tak hladký vnější povrch.



Obrázek 8-7 - DE před zjednodušením



Obrázek 8-8 - DE po zjednodušení

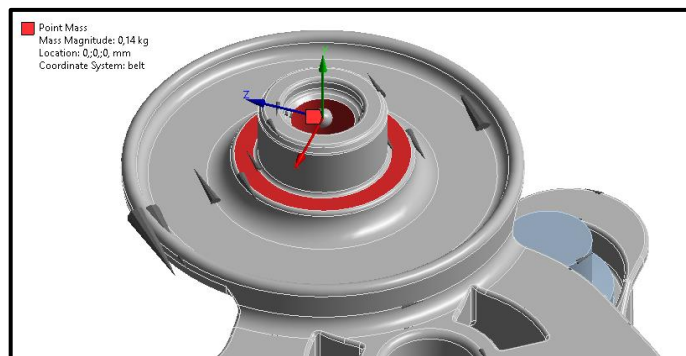
Tím je úprava CAD modelu provedena a lze se přenést do prostředí softwaru ANSYS.

8.2 Příprava výpočtu v ANSYS

Do softwaru *ANSYS Mechanical* je naimportován *CAD* model. K jednotlivým dílům napínáku je nutné přiřadit odpovídající materiál popisující jeho fyzikální a mechanické vlastnosti. Zvolené materiály byly popsány v kapitole 7.1. Důležité je avšak zmínit, že materiál hliníkové slitiny *AlSi9Cu3* (pro *HO* a *LA*) je ve výpočtech nastaven jako lineární. Odstraněné díly napínáku jsou nahrazeny hmotnými body ve vhodné zvolené umístění. Jedná se konkrétně o hmotné body nahrazující sestavu *PU* a *SP*. Zároveň je nutné vysíťovat celý model, přičemž je důležité se věnovat částem napínáku, které jsou předmětem zkoumání únavy – především *HO*. Rovněž se ale jedná o kontaktní plochy, které taktéž vyžadují jemnější síť. Dále je potřeba nastavit okrajové podmínky a zatížení. Důležitou částí je nastavení kontaktů. Tato část umožňuje vícero řešení, jak daný kontakt nastavit, přičemž se od toho velmi razantně odvíjí získané výsledky. Proto bude v této diplomové práci představeno několik výpočetních modelů, které se budou především lišit v nastavení některých kontaktů. Budou porovnány dosažené hodnoty součinitele únavové bezpečnosti a zároveň bude detailněji popsáno jejich nastavení.

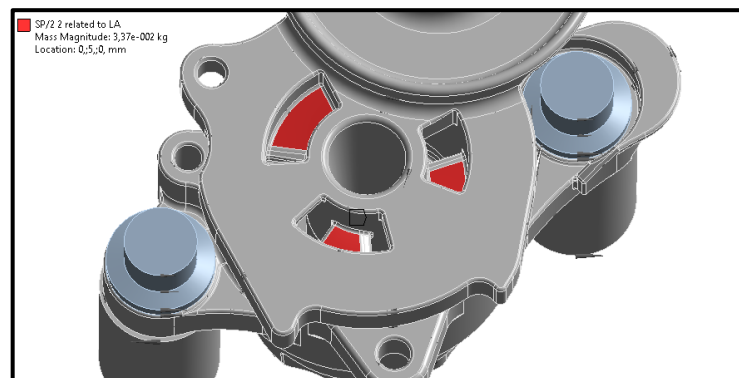
8.2.1 Náhrady dílů napínáku hmotnými body

Na **Obrázek 8-9** je možné vidět nahrazení kladky hmotným bodem o celkové hmotnosti 0,14 kg.

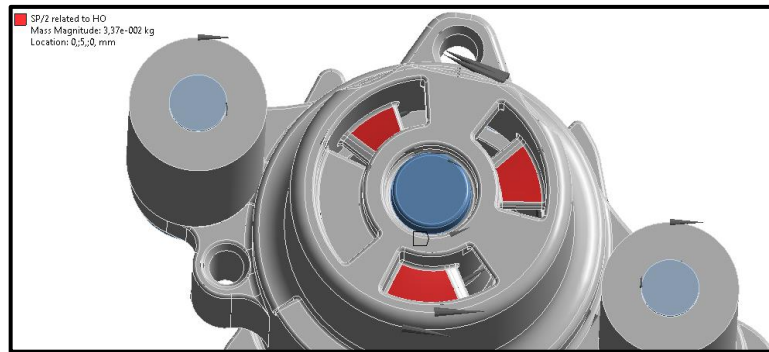


Obrázek 8-9 - Hmotný bod PU

V případě hmotného bodu *SP* je situace složitější. Celková hmotnost *SP* je soustředěna do dvou hmotných bodů, přičemž se uvažuje rovnoměrné rozložení hmotnosti hmotných bodů, tudíž každý hmotný bod váží poloviční hodnotu hmotnosti celé pružiny ($0,06744/2 = 0,03372$ kg). Jeden hmotný bod je vázán k *LA* a druhý k *HO*. Pozice hmotných bodů odpovídá dosedacím plochám *SP* vůči *LA*, resp. *HO*.



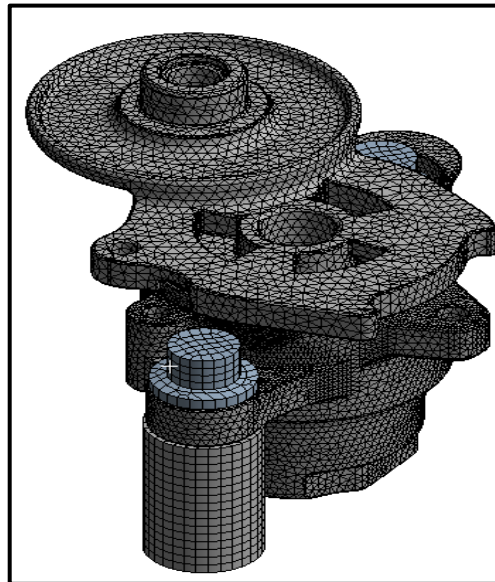
Obrázek 8-10 - Hmotný bod SP na LA



Obrázek 8-11 - Hmotný bod SP na HO

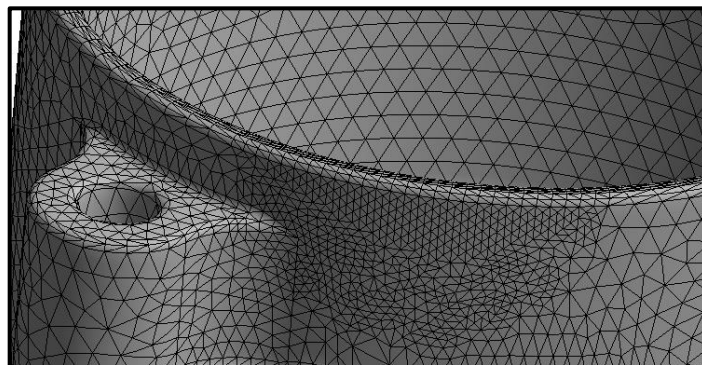
8.2.2 Síťování napínáku

Dále je nutné vysítovat sestavu napínáku (**Obrázek 8-12**). Síť je rozdělena na základě jednotlivých dílů napínáku. Detailnější podoba sítě je možná k nahlédnutí v **PŘÍLOZE 3**. Zde bude detailněji popsána pouze síť *HO*.



Obrázek 8-12 - Síť napínáku

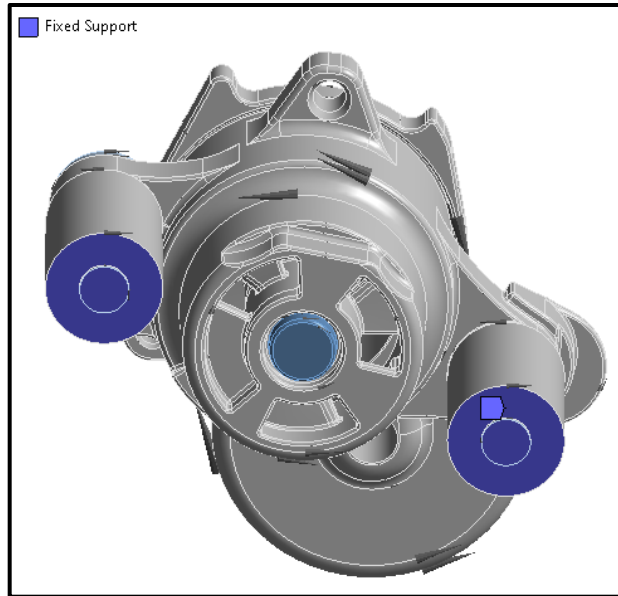
HO je vysítován elementy o velikosti 1,5 mm rovněž s úpravou některých hran a ploch. Zároveň síť v oblasti kritického místa napínáku (viz **Obrázek 7-6**) byla zjemněna, viz **Obrázek 8-13**. Velikost elementů v případě zjemnění činí 0,5 mm.



Obrázek 8-13 - Detailní pohled na zjemněnou síť HO

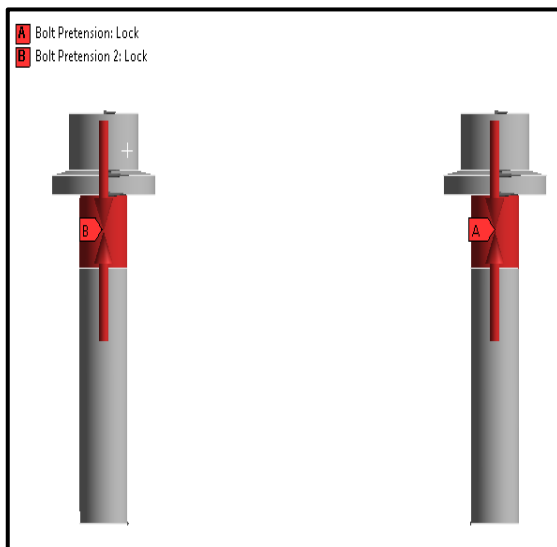
8.2.3 Okrajové podmínky a zatížení

Jak již bylo nastíněno v kapitole 8, výpočet se skládá z celkem pěti zátěžných stavů. Tudiž v softwaru ANSYS je v případě *Number Of Steps* nastavena hodnota 5. Dále byla přidána okrajová podmínka ve stylu *Fixed Support* na plochu, která je součástí bloku motoru, viz **Obrázek 8-14**. Tato okrajová podmínka představuje pevné spojení, tj. odebírá všechny stupně volnosti.

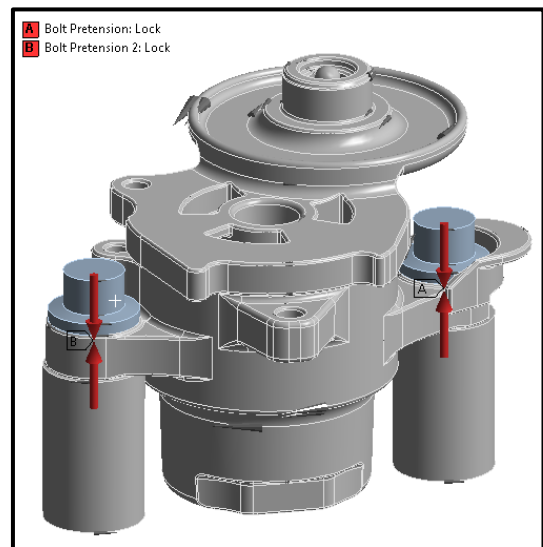


Obrázek 8-14 - Pevná vazba

První zátěžný stav reprezentuje předepnutí šroubů. Velikost předepínací síly je na základě interního postupu firmy *Mubea* zvolena 43 650 N. [1] Tato síla je aplikována na každý šroub, resp. na část šroubu (*dřík*), která je volně průchozí v části *HO* – viz **Obrázek 8-15** a **Obrázek 8-16**. Předepínací síla je aplikovaná pouze v prvním zátěžném stavu a poté dojde k tzv. uzamčení (*Lock*).

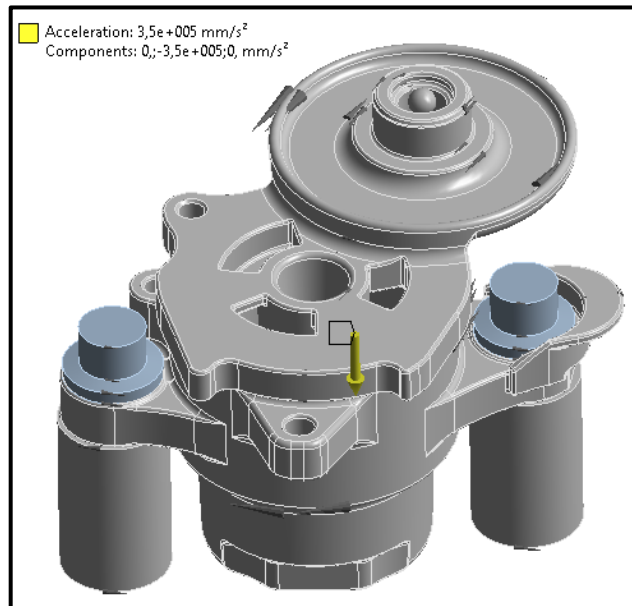


Obrázek 8-15 - Předepnutí šroubů 1



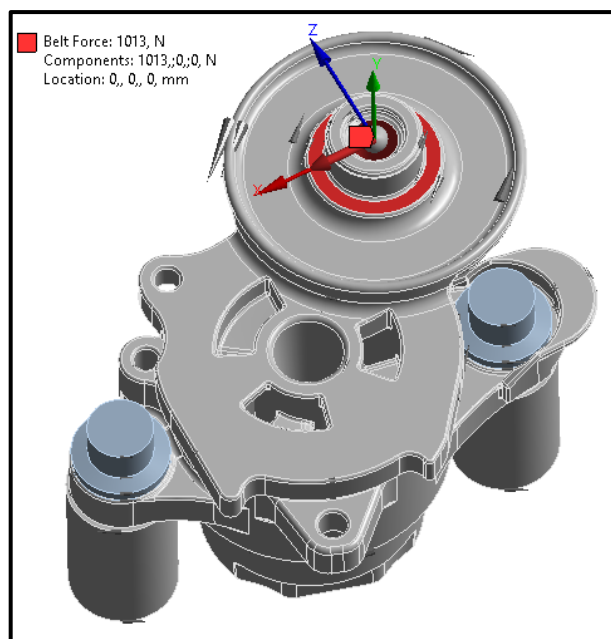
Obrázek 8-16 - Předepnutí šroubů 2

Následně bylo přidáno zrychlení působící na celou sestavu, tj. v celém globálním souřadnicovém systému ve směru osy HO , viz **Obrázek 8-17**. V každém zátěžném stavu působí jiné zrychlení, resp. jeho hodnota se střídavě mění mezi kladnou a zápornou hodnotou, viz **Tabulka 3**.



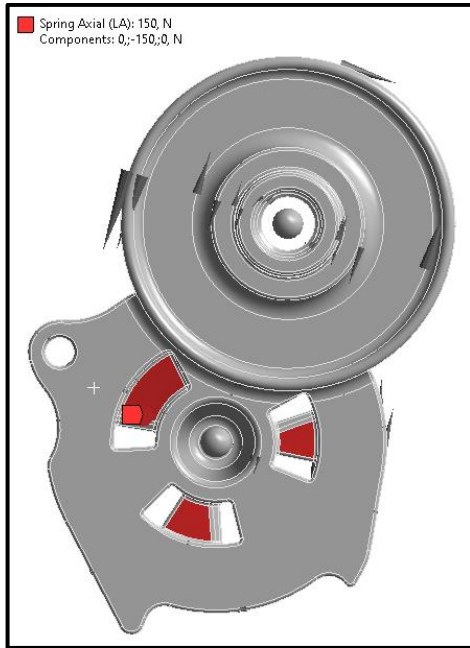
Obrázek 8-17 - Zrychlení v ANSYS

Poté byla přidána výsledná síla působící na napínák od řemene pod zadaným úhlem $44,4^\circ$ (**Obrázek 8-18**). Síla nabývá v druhém a třetím zátěžném stavu své minimální hodnoty, resp. ve čtvrtém a pátém stavu své maximální hodnoty, viz **Tabulka 3**.

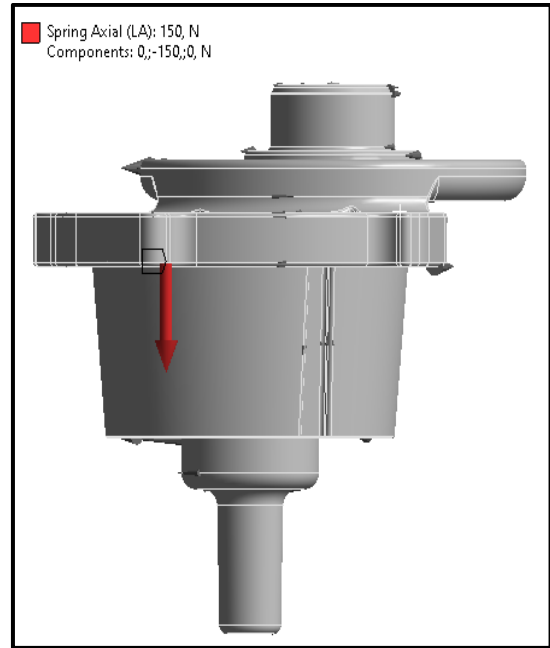


Obrázek 8-18 - Výsledná síla napínáku v ANSYS

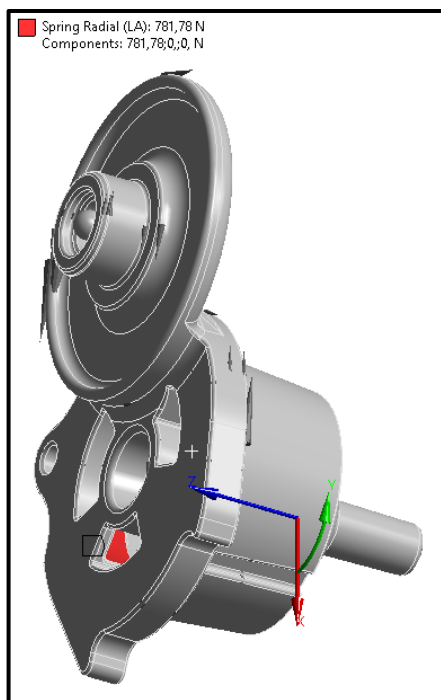
Již v kapitole 6.4.2, resp. na **Obrázek 6-10**, bylo uvedeno, že axiální, radiální a tangenciální síly působí od pružiny na ostatní díly napínáku - na *LA* a *HO*. Axiální síla na *LA* působí proti axiální síle na *HO* – jejich hodnoty jsou totožné, ale směr opačný. Pro tangenciální síly platí to stejné. Naopak radiální síly mají v případě *LA* a *HO* stejný směr působení v rámci svého cylindrického souřadnicového systému. Naopak v globálním souřadnicovém systému je jejich směr rozdílný. Plochy, které jsou vybrány pro umístění síly, představují kontaktní plochy pružiny a *LA*, resp. pružiny a *HO*.



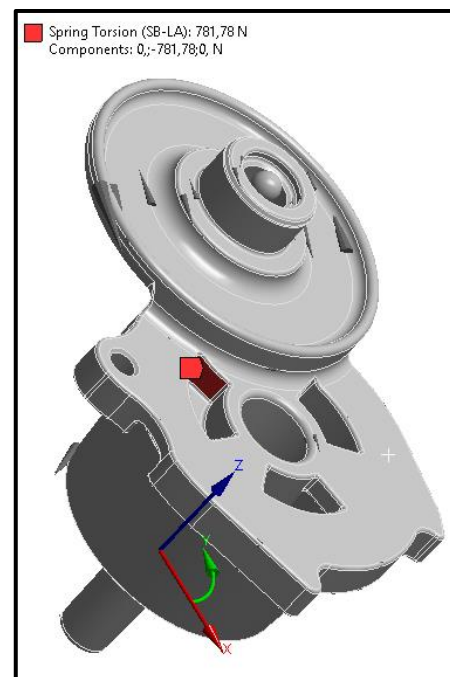
Obrázek 8-19 - Axiální síla na LA 1



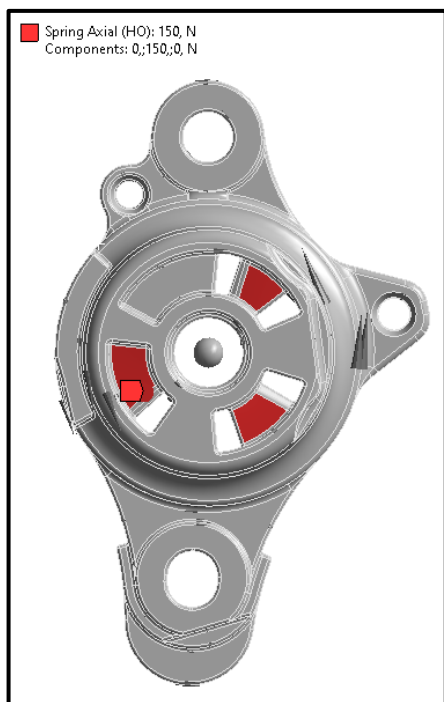
Obrázek 8-20 - Axiální síla na LA 2



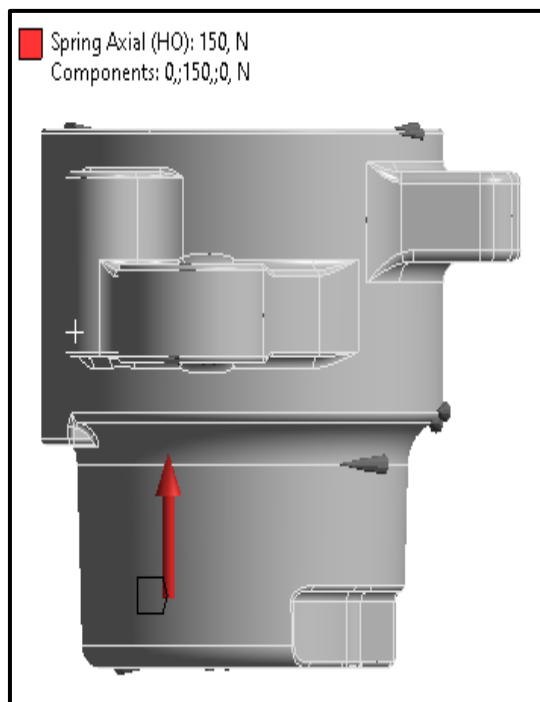
Obrázek 8-21 - Radiální síla na LA



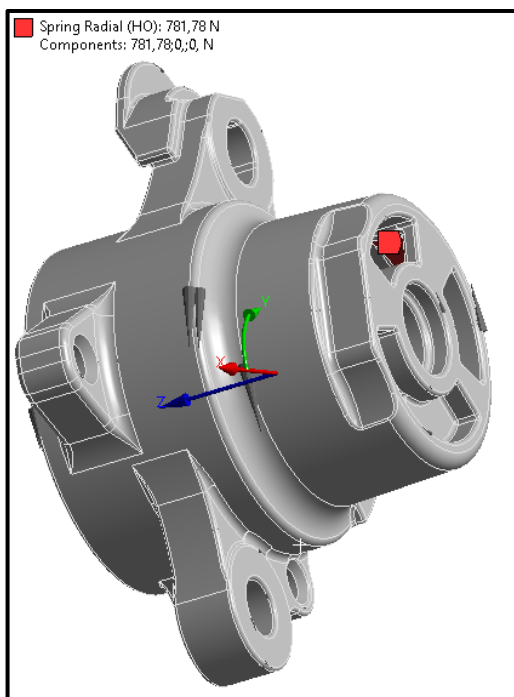
Obrázek 8-22 - Tangenciální síla na LA



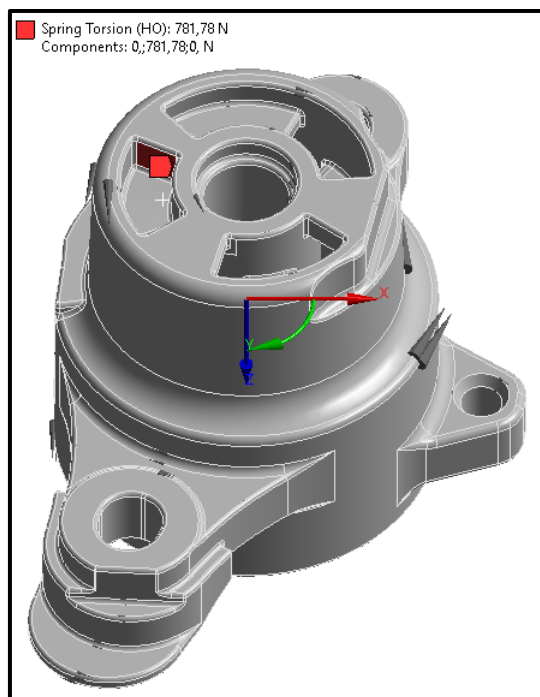
Obrázek 8-23 - Axiální síla na HO 1



Obrázek 8-24 - Axiální síla na HO 2

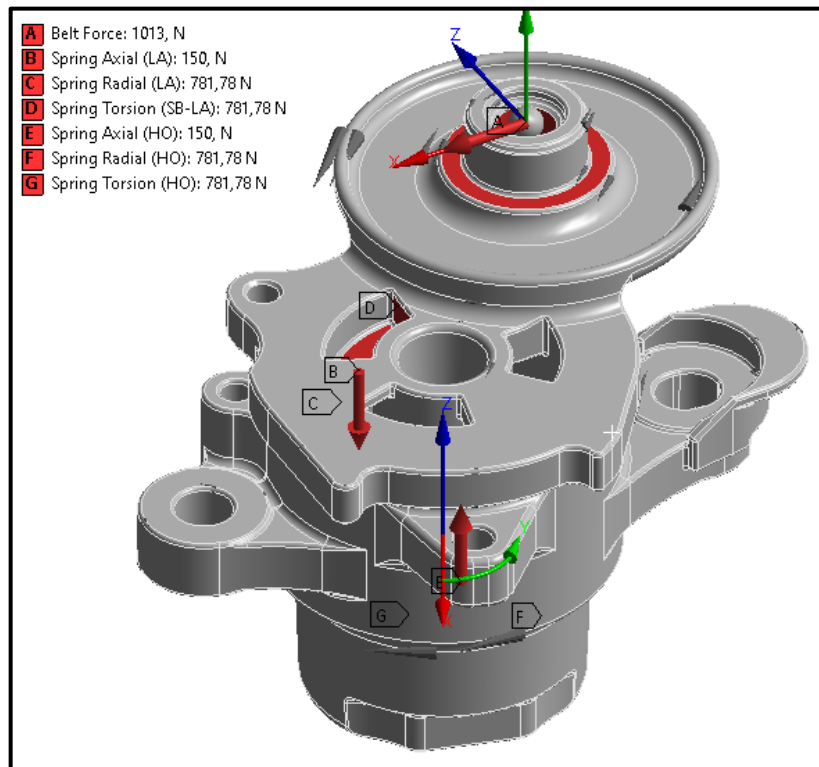


Obrázek 8-25 - Radialní síla na HO



Obrázek 8-26 - Tangenciální síla na HO

Síly jsou kromě prvního zátěžného stavu, ten je určen pouze pro předepnutí, v každém dalším stavu rozdílné (kromě axiální síly). Výsledné silové účinky působící na LA a HO v posledním zátěžném stavu je možné vidět na **Obrázek 8-27**.



Obrázek 8-27 - Silové účinky pátého zátěžného stavu na LA a HO

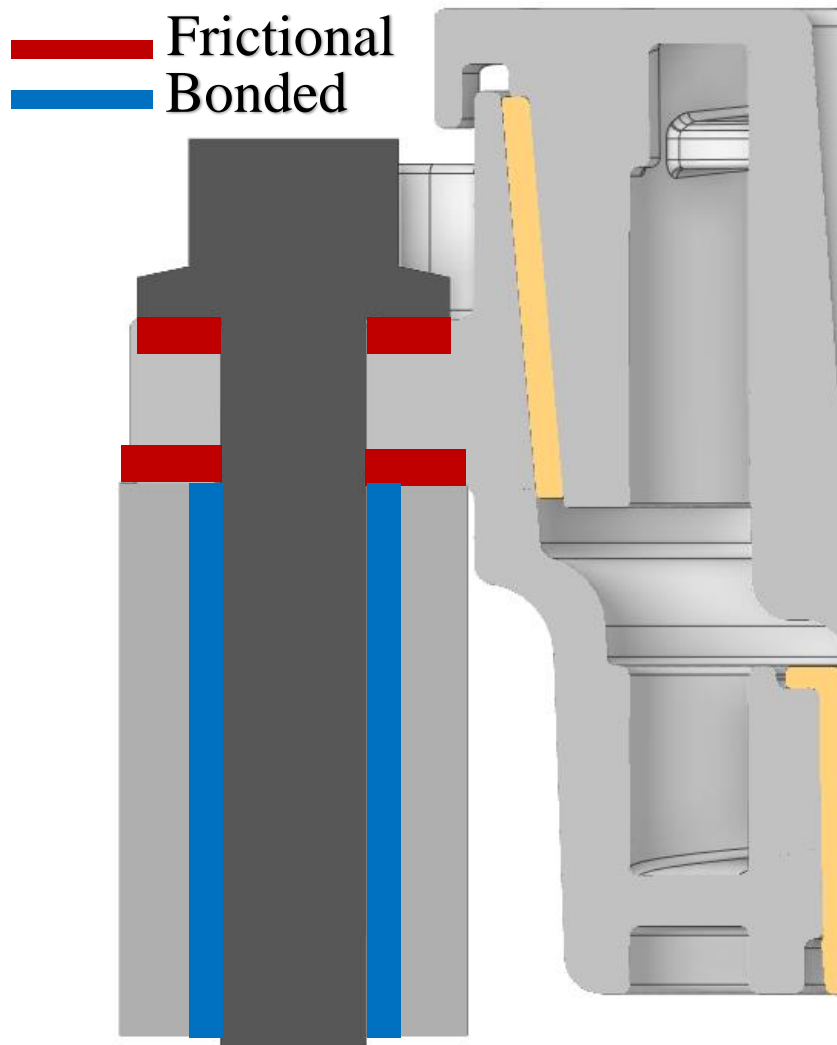
Konečnou podobu zátěžných stavů lze spatřit v **Tabulka 3**.

Tabulka 3 - Hodnoty zátěžných stavů

	Předepínací síla (N)	a (m/s ²)	F _{napínák} (N)	F _{ax LA} (N)	F _{ax HO} (N)	F _{R LA} (N)	F _{R HO} (N)	F _{T LA} (N)	F _{T HO} (N)
1	43650	-	-	-	-	-	-	-	-
2	Lock	350	98	-150	150	735,41	735,41	-735,41	735,41
3	Lock	-350	98	-150	150	735,41	735,41	-735,41	735,41
4	Lock	350	1113	-150	150	781,78	781,78	-781,78	781,78
5	Lock	-350	1113	-150	150	781,78	781,78	-781,78	781,78

8.2.4 Nastavení kontaktů mezi HO, šroubem a blokem motoru

Poslední krok přípravy výpočtu v softwaru *ANSYS*, který je totožný pro všechny navržené výpočetní modely, je nastavení kontaktů mezi *HO*, šrouby a blokem motoru. Ukázku zvolených kontaktních ploch a nastavení druhu kontaktu je možné spatřit na schématu **Obrázek 8-28**.



Obrázek 8-28 - Schéma kontaktů mezi HO, šroubem a blokem motoru

Kontakt typu *Bonded* představuje tzv. pevné spojení, tj. příslušné zvolené plochy se vzájemně spojí a nedochází ke kontaktu – chovají se jako celek. Jedná se tedy o lineární kontakt. Naopak kontakt typu *Frictional* představuje spojení, během kterého naopak dochází k vzájemnému kontaktu obou ploch, mezi kterými vzniká tření, proto je nutné v případě tohoto kontaktu definovat třecí koeficient mezi oběma plochami. Mezi šrouby a *HO*, resp. mezi *HO* a blokem motoru je uvažována hodnota koeficientu tření 0,2. [1]

Rovněž je nutné určit, jestli daná plocha v kontaktu je tzv. *Contact* nebo *Target*. Případně o jakou formulaci kontaktu se jedná. Detailnější popis nastavení kontaktů není předmětem diplomové práce.

8.3 Výpočetní kvazidynamické modely

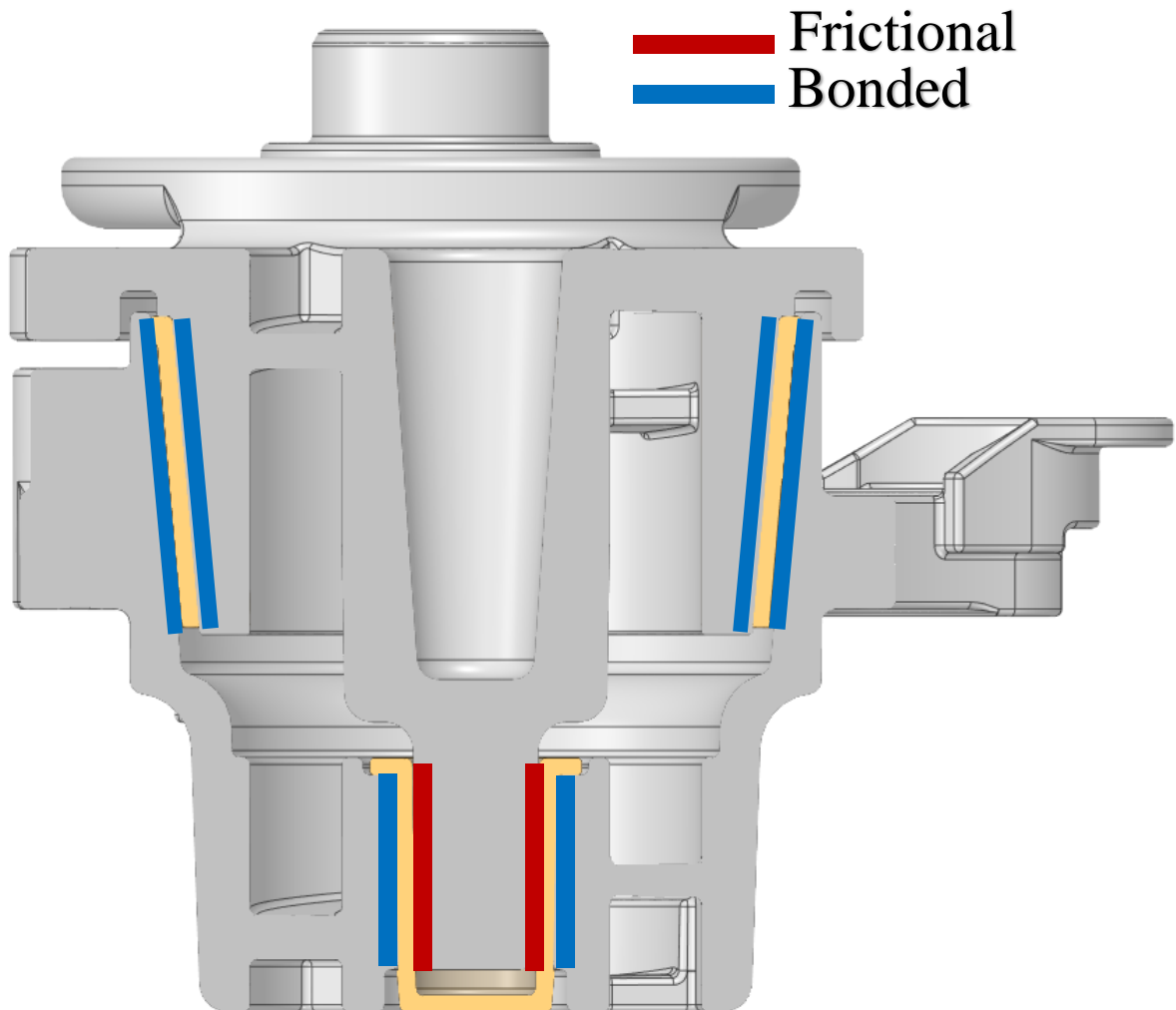
Nyní budou představeny výpočetní modely, jejichž nastavení je v rámci doposud představených úprav CAD modelu a přípravy výpočtu v softwaru ANSYS zcela identické.

U kvazidynamického způsobu modelování výpočtu se dynamický jev modeluje pomocí statických výpočtů. Díky tomu se výpočetní model zjednoduší. Je zřejmé, že toto zjednodušení sebou přináší jistá úskalí. Použitím statického modelu dojde k zanedbání setrvačných účinků, čímž se model uvede do nerovnováhy, přičemž může zároveň dojít k protočení *LA* – jev, který neodpovídá skutečnosti. Způsobů, jak nastolit statickou rovnováhu v modelovaném systému, je několik – viz následující kapitoly.

8.3.1 Výpočetní model č. 1

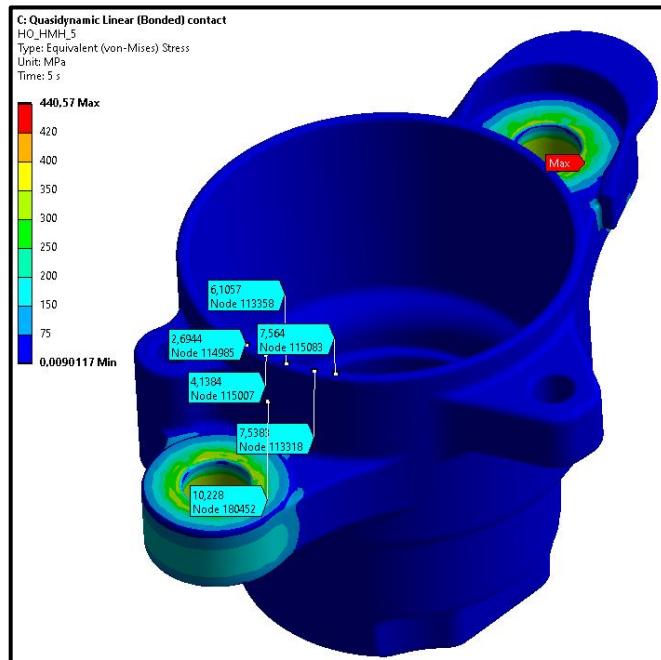
Výpočetní model č. 1 uvažuje kontakt mezi *HO* a *DE*, resp. mezi *DE* a *LA* jako *Bonded*. Tj. jedná se o kontakt, který tyto tři díly napínačku spojí v jeden celek a zabrání tak pootočení *LA*. Kontakt mezi *HO* a *BB* je nastaven jako *Bonded*. Kontakt mezi *BB* a *LA* je nastaven jako *Frictional* s hodnotou koeficientu tření 0,1.

Zmíněné nastavení kontaktů je možné vidět na schématu **Obrázek 8-29**



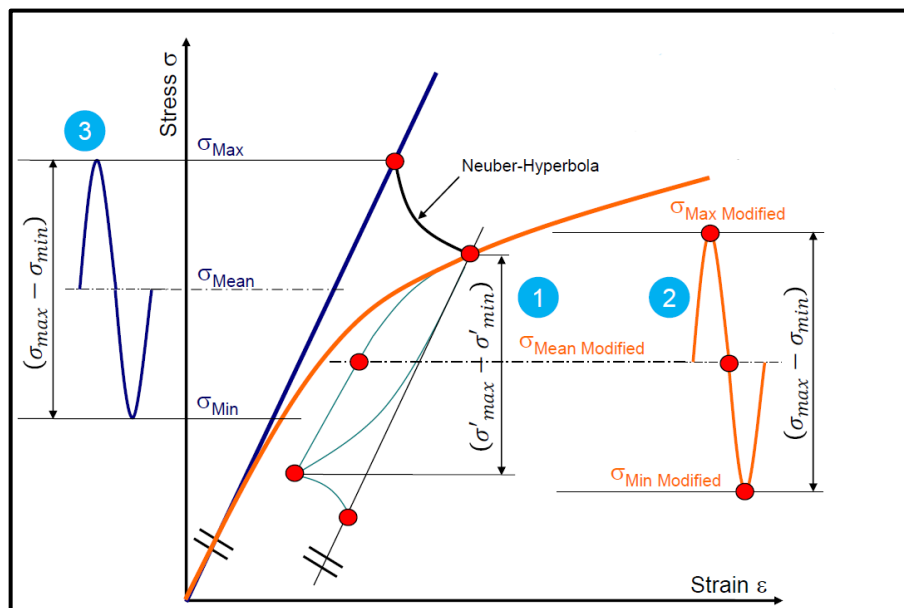
Obrázek 8-29 - Výpočetní model č. 1 – schéma nastavení kontaktů

Výsledné napětí na *HO* dle hypotézy *HMH* výpočetního modelu č. 1 je možné vidět na **Obrázek 8-30**. Největší hodnota 440,57 MPa je v místě kontaktu šroubu a *HO* (nutno znovu zmínit, že chování materiálu v případě *HO* je nastaveno jako lineární). Hodnoty napětí v oblasti kritického místa dosahují hodnot v jednotkách MPa.



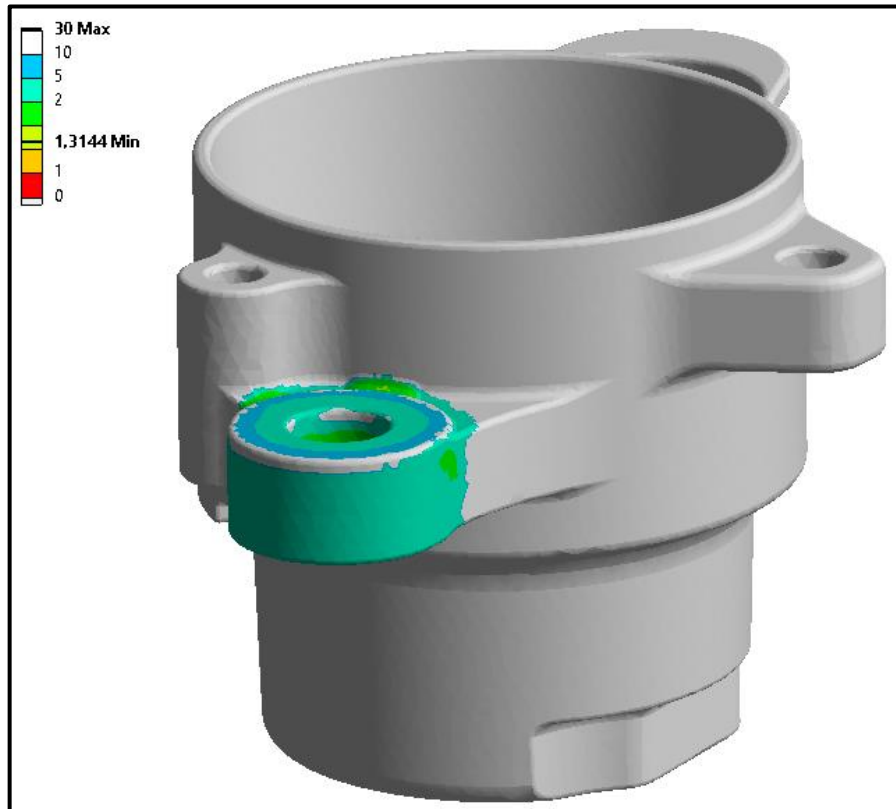
Obrázek 8-30 - Výpočetní model č. 1 - napětí dle HMH

Pro vyhodnocení součinitele únavové bezpečnosti je nutné hodnoty napětí a deformace přepočítat z lineární charakteristiky materiálu na nelineární. To se provádí v softwaru *FEMFAT* za pomoci tzv. *Neuberovy korekce*. Pomocí této korekce dojde k přepočítání středního napětí σ_m a amplitudy napětí σ_a . Grafické znázornění této metody lze najít na **Obrázek 8-31**. [20]



Obrázek 8-31 - Neuberova korekce [20]

Rozložení výsledného součinitele únavové bezpečnosti výpočetního modelu č. 1 na dílu *HO* lze vidět na **Obrázek 8-32**. Z dosažených výsledků je zřejmé, že v oblasti kritického místa, viz **Obrázek 7-6**, nedochází k žádnému kritickému napětí, které by ukazovalo na vznik únavové trhliny. Nejnižší hodnota součinitele únavové bezpečnosti dosáhla hodnoty 1,31 a nachází se v oblasti šroubového spoje. Takto prezentovaný výsledek je z hlediska výpočtu správný, avšak v návaznosti na reálné měření a vzniklý únavový lom (**Obrázek 7-5**) simulace nepotvrdila výskyt kritického místa. Proto je vhodné pozměnit nastavení výpočetního modelu – změna *Bonded* kontaktu mezi *HO* a *DE* – viz následující kapitola **8.3.2**.



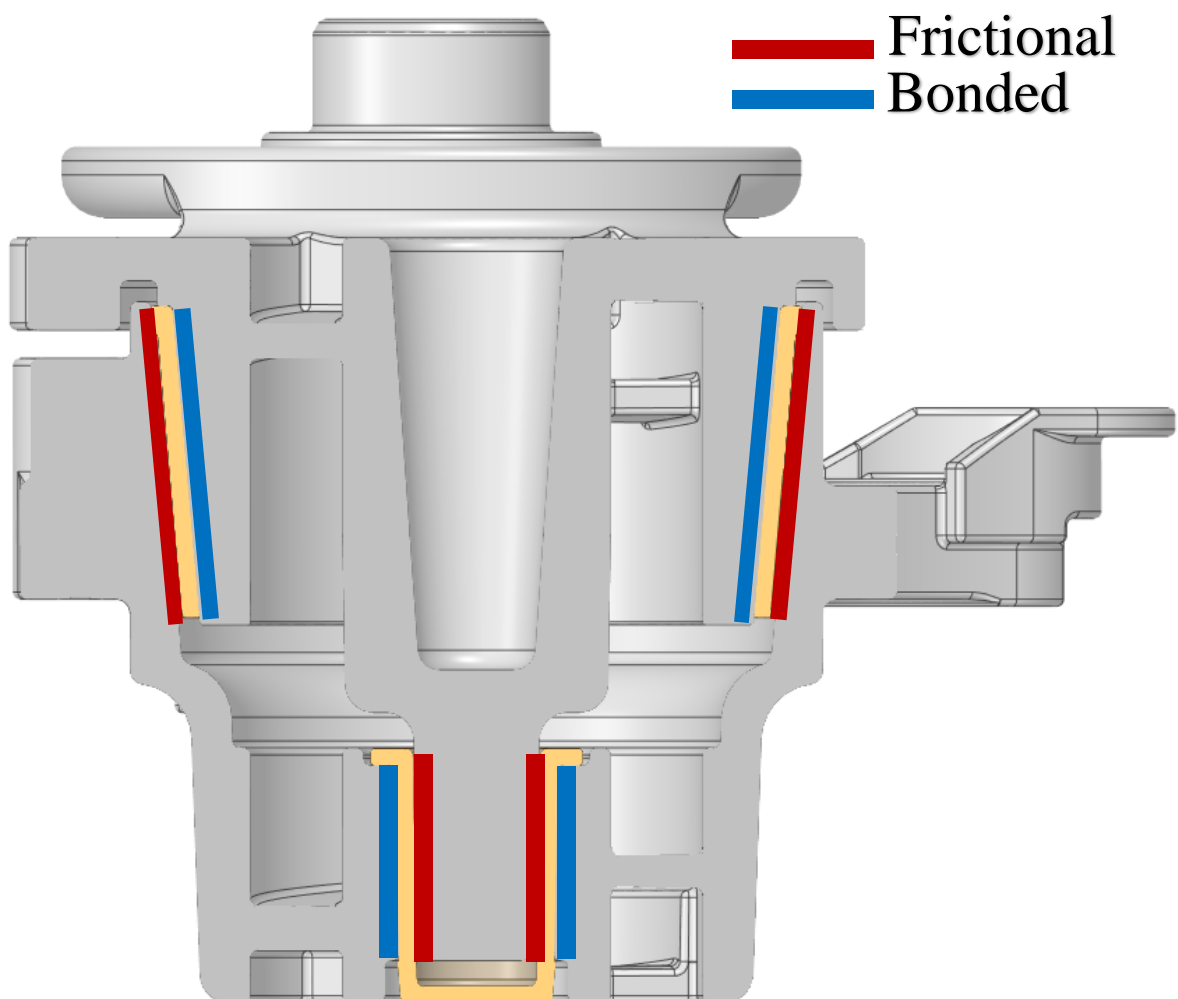
Obrázek 8-32 - Výpočetní model č. 1 - součinitel únavové bezpečnost

Pozn. Pro tento výpočetní model, z důvodu nepotvrzení kritického místa, nebyl dále prováděn detailní rozbor výsledků včetně Haighova diagramu.

8.3.2 Výpočetní model č. 2

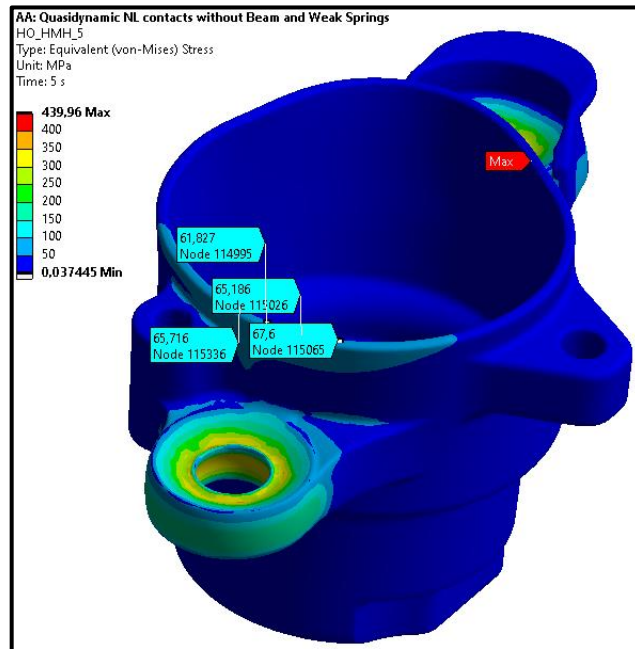
Výpočetní model č. 2 se od předchozího modelu liší v tom, že namísto kontaktu typu *Bonded* mezi *HO* a *DE* je uvažován kontakt typu *Frictional*, u kterého je nutné nastavit hodnotu koeficientu tření. Právě zmíněný koeficient ovlivňuje protočení *LA*. Jakmile je koeficient dostatečně nízký, například 0,05 – což odpovídá skutečnosti, je celý napínák v nerovnováze a dochází k protočení *LA* za cílem uvedení systému do rovnováhy. Je-li naopak koeficient dostatečně velký – zvoleno **0,15**, jsou i třecí síly dostatečně velké a celkový třecí moment je rovněž dostatečně velký – k protočení *LA* nedojde – žádoucí efekt. Výsledný moment od třecích sil je pak roven momentu od síly od řemene – platí statická rovnováha.

Zmíněné nastavení kontaktů je možné vidět na schématu **Obrázek 8-33**.



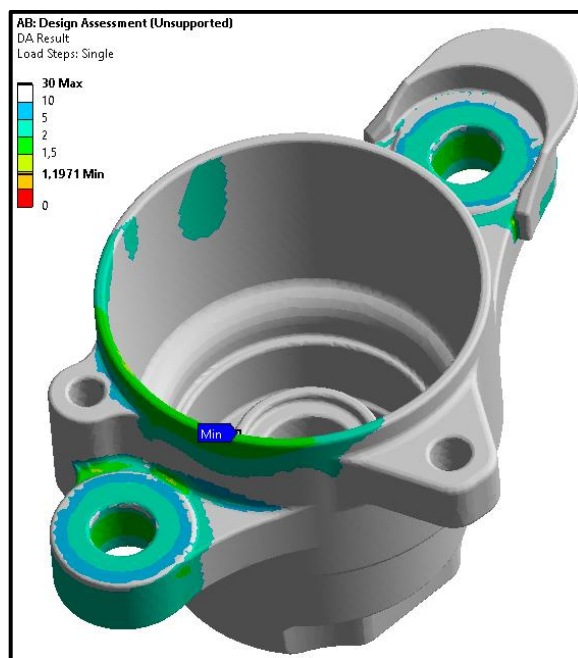
Obrázek 8-33 - Výpočetní model č. 2 – schéma nastavení kontaktů

Výsledné napětí na *HO* dle *HMH* výpočetního modelu č. 2 je možné vidět na **Obrázek 8-34**. Největší hodnota 439,96 MPa je opět v místě kontaktu šroubu a *HO*. Hodnoty napětí v oblasti kritického místa dosahují oproti výpočetnímu modelu č. 1 mnohonásobně vyšších hodnot – kolem 60-65 MPa.

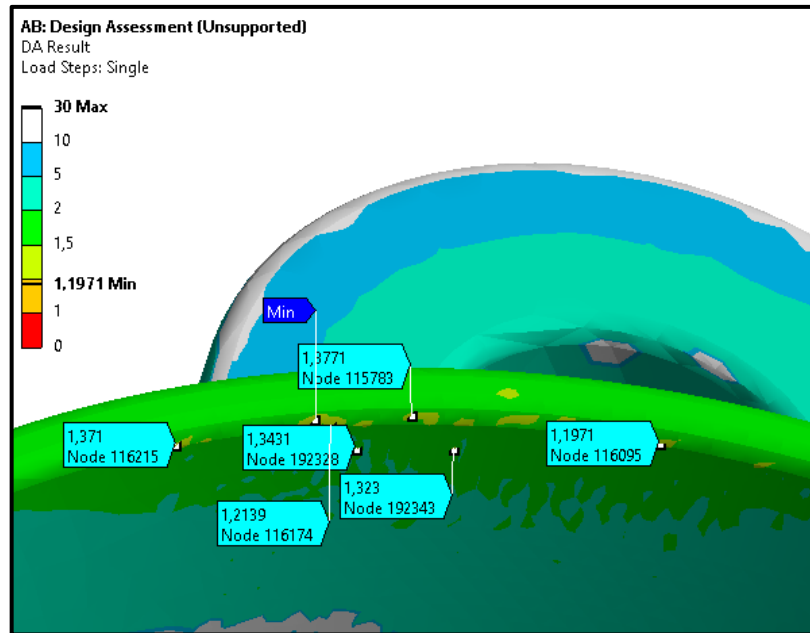


Obrázek 8-34 - Výpočetní model č. 2 - napětí dle *HMH*

Rozložení výsledného součinitele únavové bezpečnosti výpočetního modelu č. 2 na dílu *HO* lze vidět na **Obrázek 8-35** včetně detailů kritického oblasti na horní hraně *HO*, viz **Obrázek 8-36**. Nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti se nachází na horní vnitřní straně *HO*, tj. 1,197. Na **Obrázek 8-36** je možné vidět detail oblasti kritického uzlu včetně okolních hodnot.

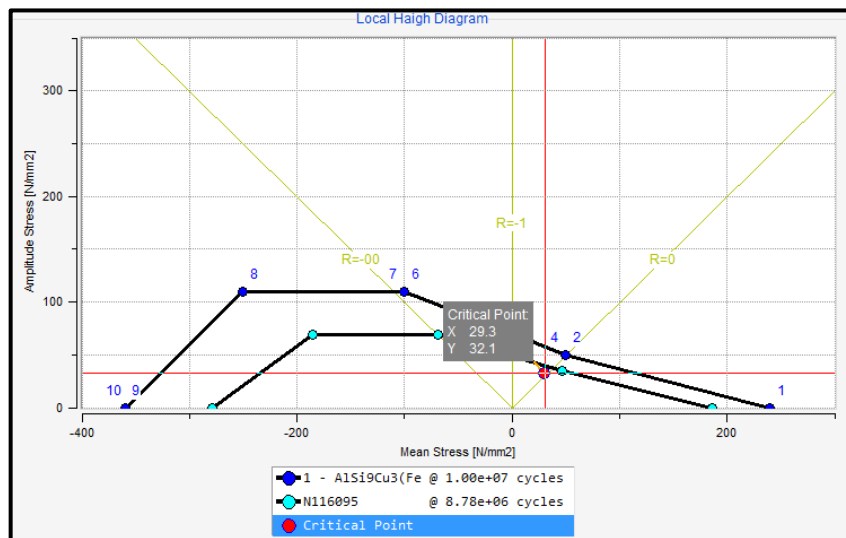


Obrázek 8-35 - Výpočetní model č. 2 - Součinitel únavové bezpečnosti



Obrázek 8-36 - Výpočetní model č. 2 - Kritická oblast (vnitřní strana HO)

Na Obrázek 8-37 je možné vidět *Haighův diagram* pro výpočetní model č. 2. Tmavě modré body na hranici diagramu označují materiálovou křivku. Světle modré body na hranici diagramu označují konkrétní zvolený díl, tj. *HO*. Červený bod značí kritický uzel.

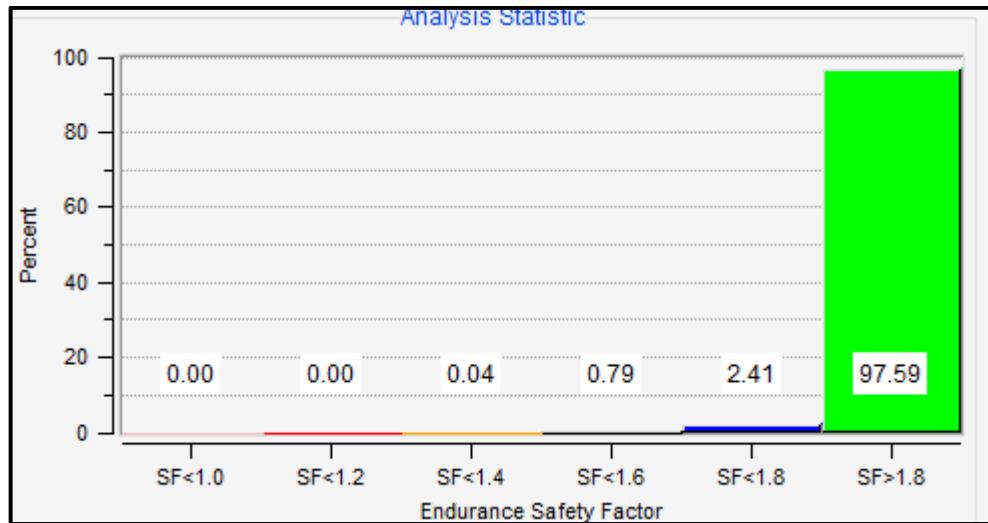


Obrázek 8-37 - Výpočetní model č. 2 - Haighův diagram

Z dosažených výsledků výpočetního modelu č. 2 je zřejmé, že změna nastavení kontaktu mezi *HO* a *DE* přinesla změnu v dosažených výsledcích. Na hraně *HO* se objevila oblast, ve které se hodnota součinitele únavové bezpečnosti blíží k hodnotě 1,2.

Avšak je důležité zmínit, že některé kritické uzly se nachází přímo na kontaktní ploše mezi *HO* a *DE*, tj. dosažené výsledky mohou být tímto faktorem ovlivněné – zkreslené, a nemusí odpovídat skutečnosti. Zároveň se jedná o jednotlivé elementy, které dohromady tvoří společnou oblast.

Na **Obrázek 8-38** je možné vidět procentuální rozložení součinitele únavové bezpečnosti HO výpočetního modelu č. 2 v závislosti na jeho hodnotách.



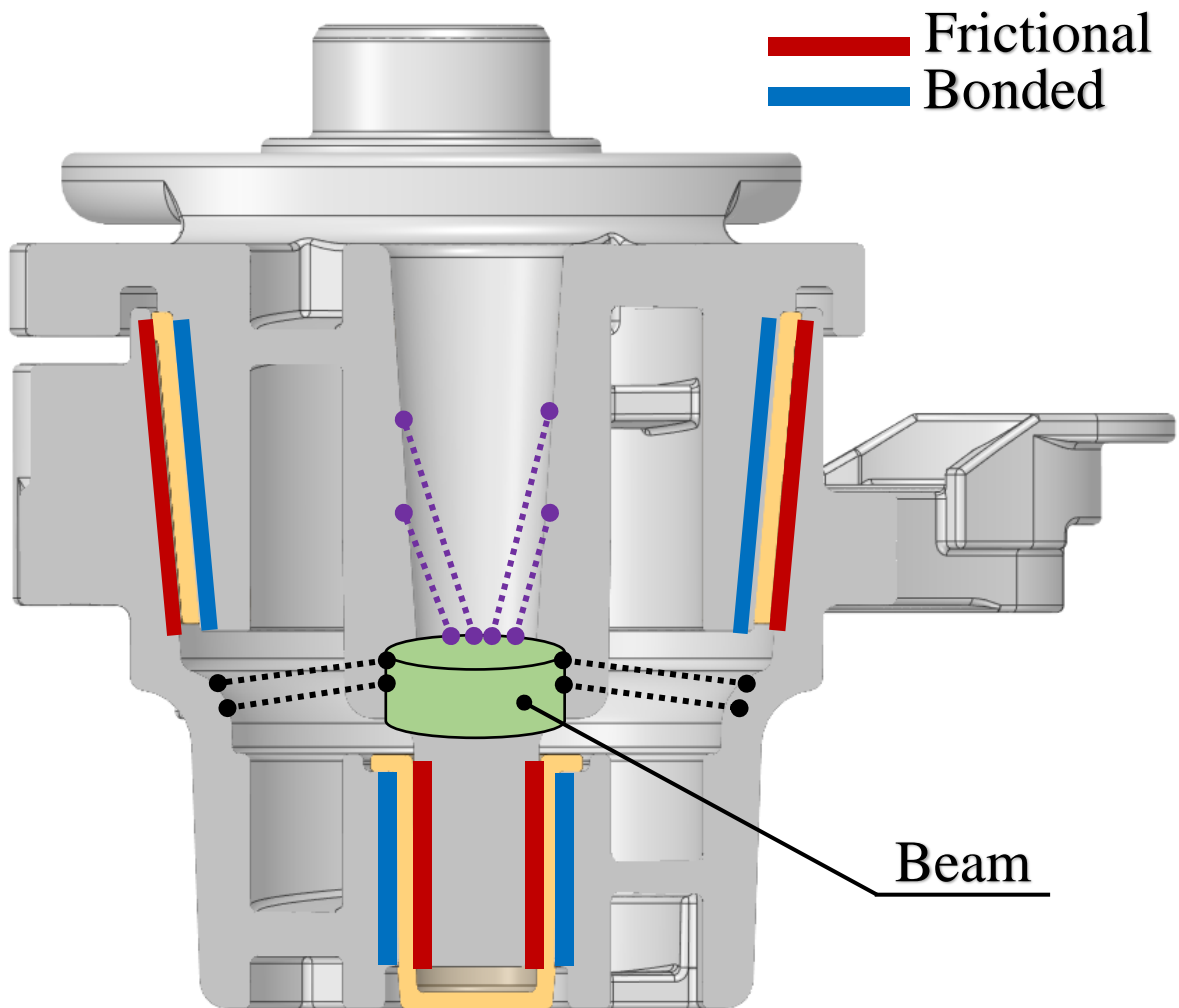
Obrázek 8-38 - Výpočetní model č. 2 - procentuální rozložení součinitele únavové bezpečnosti

Závěrem výpočetní modelu č. 2 je nutné zmínit, že hodnota koeficientu tření byla nakonec zvolena tak, že se provedlo několik simulací s různými hodnotami, přičemž se kontrolovala pozice LA a jeho protočení. Výsledná zvolená hodnota 0,15 tak odpovídá variantě, ve které LA poprvé nevykazoval protočení.

8.3.3 Výpočetní model č. 3

Výpočetní model č. 3 se liší tím, že do osy rotace mezi *LA* a *HO* byl přidán prvek *Beam* – nosník, který je na oba objekty vázán. Ten svojí tuhostí zajistí, že se *LA* nemůže vlivem zatížení protočit. Zároveň u kontaktu typu *Frictional* byl koeficient tření nastaven na hodnotu 0,05 – to odpovídá předpokládané skutečnosti.

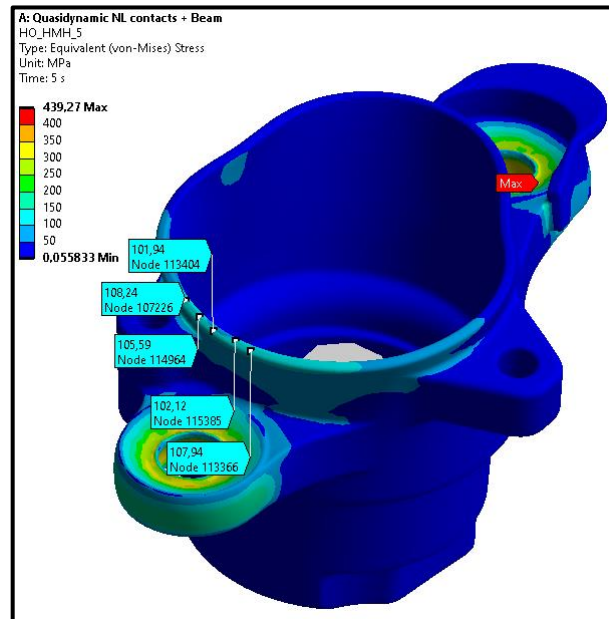
Schéma výpočetního modelu č. 3 je možné vidět na **Obrázek 8-39**.



Obrázek 8-39 - Výpočetní model č. 3 – schéma nastavení

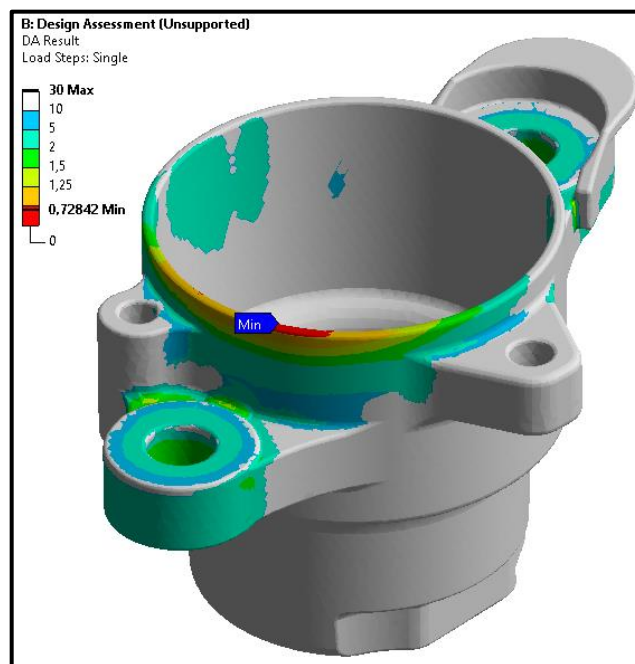
Materiál *Beamu* je zvolena konstrukční ocel, která se nachází v knihovně materiálu softwaru ANSYS. *Beam* má kruhový průřez o průměru 12 mm a délku 3 mm. *Beam* se nachází v ose *LA* a *HO*.

Výsledné napětí na *HO* dle *HMH* výpočetního modelu č. 3 je možné vidět na **Obrázek 8-40**. Největší hodnota 439,27 MPa je opět v místě kontaktu šroubu a *HO*. Hodnoty napětí v oblasti kritického místa dosahují oproti výpočetnímu modelu č. 2 vyšších hodnot, konkrétně se jedná o hodnoty kolem 105 MPa.

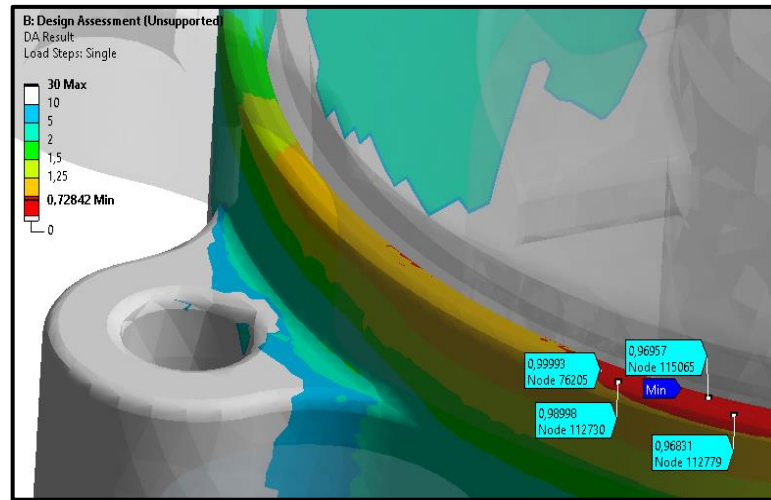


Obrázek 8-40 - Výpočetní model č. 3 - napětí dle *HMH*

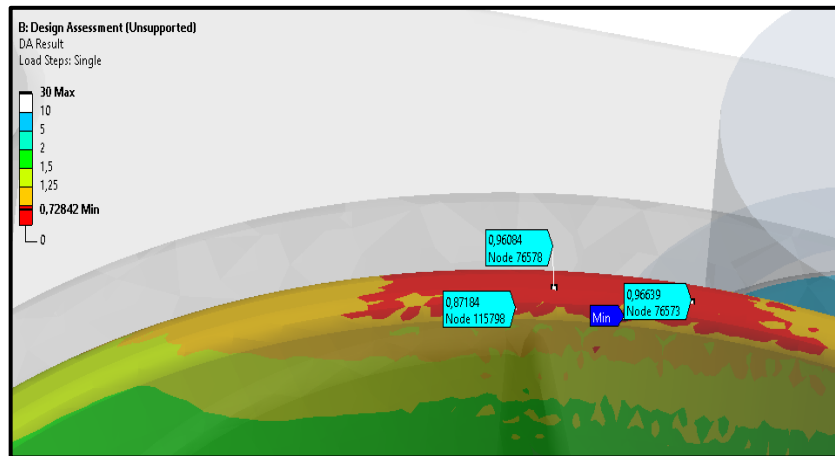
Rozložení výsledného součinitele únavové bezpečnosti výpočetního modelu č. 3 na dílu *HO* lze vidět na **Obrázek 8-41** včetně detailů kritické oblasti na horní hraně *HO*, viz **Obrázek 8-42** a **Obrázek 8-43**. Nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti se nachází na horní vnitřní straně *HO*, tj. 0,728. Na zmíněných obrázcích je možné vidět detail oblasti kritického uzlu, včetně okolních hodnot, kde se hodnoty bezpečnosti pohybují především kolem hodnoty 0,96.



Obrázek 8-41 - Výpočetní model č. 3 - Součinitel únavové bezpečnosti

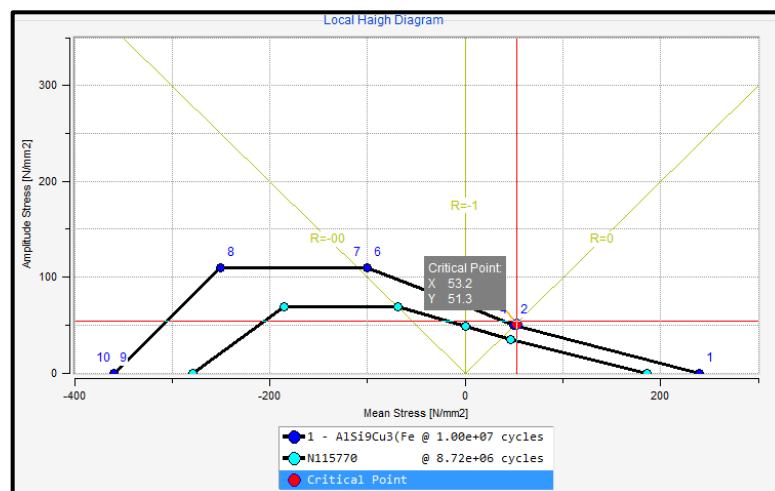


Obrázek 8-42 - Výpočetní model č. 3 - Kritická oblast (vnější strana HO)



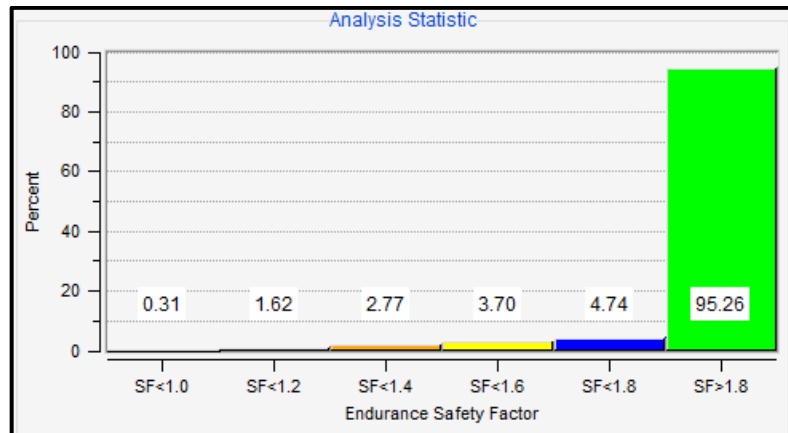
Obrázek 8-43 - Výpočetní model č. 3 - Kritická oblast (vnitřní strana HO)

Na **Obrázek 8-44** je možné vidět Haighův diagram pro výpočetní model č. 3. Tmavě modré body na hranici diagramu označují materiálovou křivku. Světle modré body na hranici diagramu označují konkrétní zvolený díl, tj. HO. Červený bod značí kritický uzel.



Obrázek 8-44 - Výpočetní model č. 3 - Haighův diagram

Na **Obrázek 8-45** je možné vidět procentuální rozložení součinitele únavové bezpečnosti *HO* výpočetního modelu č. 3 v závislosti na jeho hodnotách.



Obrázek 8-45 - Výpočetní model č. 3 - procentuální rozložení součinitele únavové bezpečnosti

Z dosažených výsledků výpočetního modelu č. 3 je zřejmé, že přidání prvku v podobě *Beamu* napomohlo výpočtu, resp. byla potvrzena kritická oblast *HO*, která se nachází na jeho hraně.

Zároveň kritické uzly dohromady tvoří značně velkou oblast – tj. nejedná se pouze o jednotlivé osamocené uzly. Stejně tak kritické uzly dosahují hodnot menších než 1 i mimo kontaktní plochu mezi *HO* a *DE* – konkrétně na samotné hraně *HO*. Takto prezentovaný výpočetní model lze vzhledem k dosaženým výsledkům považovat za adekvátní.

Během výpočetního modelu č. 3 byly rovněž vyzkoušeny různé varianty nastavení a definice *Beamu*. Například byl zvolen jiný materiál, jiná pozice *Remote Point*, jiný průměr a jiná délka. Výsledky se v určitých případech velmi lišily, především některé nastavení vůbec nevyhodnotilo kritickou oblast. V rámci variace nastavení nebyla zjištěna určitá závislost, přesto prezentovaný výpočetní model č. 3 je z hlediska výsledků součinitele únavové bezpečnosti nejprísnejší, tj. jeho hodnota je nejnižší.

8.3.4 Shrnutí výsledků kvazidynamických modelů

Z prezentovaných výpočetních modelů postavených na kvazidynamickém přístupu (**Tabulka 4**) je patrné, že nastavení kontaktů a způsob eliminace protočení *LA* má velký význam v rámci vyhodnocení součinitele únavové bezpečnosti, a zároveň je tento přístup velmi citlivý na volbu parametrů. Avšak z výpočetního modelu č. 3 je zřejmé, že bylo potvrzeno kritické místo *HO*. Koeficient únavové bezpečnosti v této oblasti dosahuje hodnot nižších než 1 – vznik poruchy způsobený únavovým lomem. Jelikož je výpočetní model takto citlivý, nabízí se ještě řešení v podobě dynamického modelu – ten bude představen v následující kapitole.

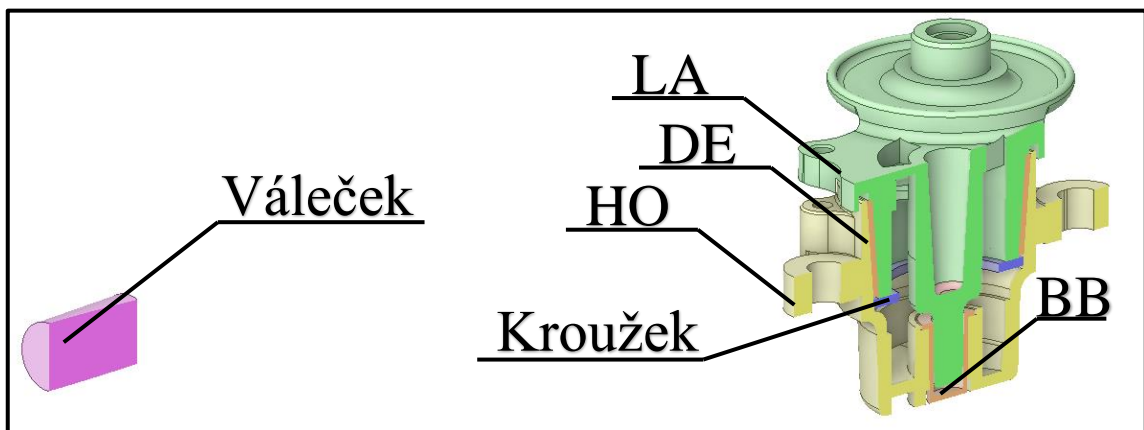
Tabulka 4 - Shrnutí výsledků kvazidynamických modelů

	Kontakt <i>HO-DE</i>	Kontakt <i>DE-LA</i>	Eliminace protočení	Nejnižší hodnota součinitel únavové bezpečnosti v kritickém místě
Výpočetní model č. 1	<i>Bonded</i>	<i>Bonded</i>	<i>Bonded</i> kontakt	-
Výpočetní model č. 2	<i>Frictional</i> ($\mu = 0,15$)	<i>Bonded</i>	Umělé zvýšení μ	1,197
Výpočetní model č. 3	<i>Frictional</i> ($\mu = 0,05$)	<i>Bonded</i>	<i>Beam</i>	0,728

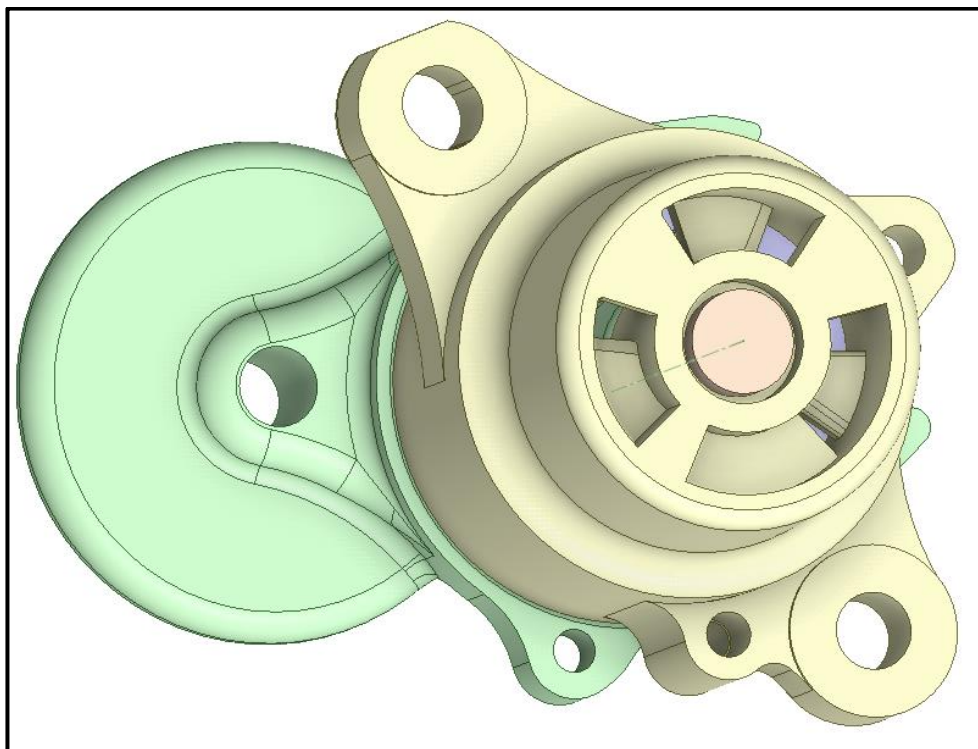
8.4 Dynamický model

Popis dynamického modelu byl již představen v kapitole 6.7. Nyní bude představen konkrétní příklad. Cílem základního dynamického modelu je najít přibližné hodnoty parametrů pro případné další dynamické simulace.

Původní CAD model sestavy byl ve značné míře modifikován. Z původní sestavy byl zachován *HO*, *LA*, *DE*, *BB*. Pro simulování reálného provozu napínačku byl dále přidán objekt virtuální kroužek (modrá barva) reprezentující kontaktní plochu mezi *HO* a *DE*, a váleček (růžová barva) pro uchycení řemene. Podobu CAD modelu vstupujícího do dynamického výpočtu lze vidět na **Obrázek 8-46**. Rovněž z důvodu náročnosti výpočtu byly CAD modely *LA* a *HO* značně zjednodušeny, resp. byla odstraněna většina zaoblení – viz **Obrázek 8-47**.



Obrázek 8-46 - Dynamický model - modifikace CAD modelu (řez rovinou)



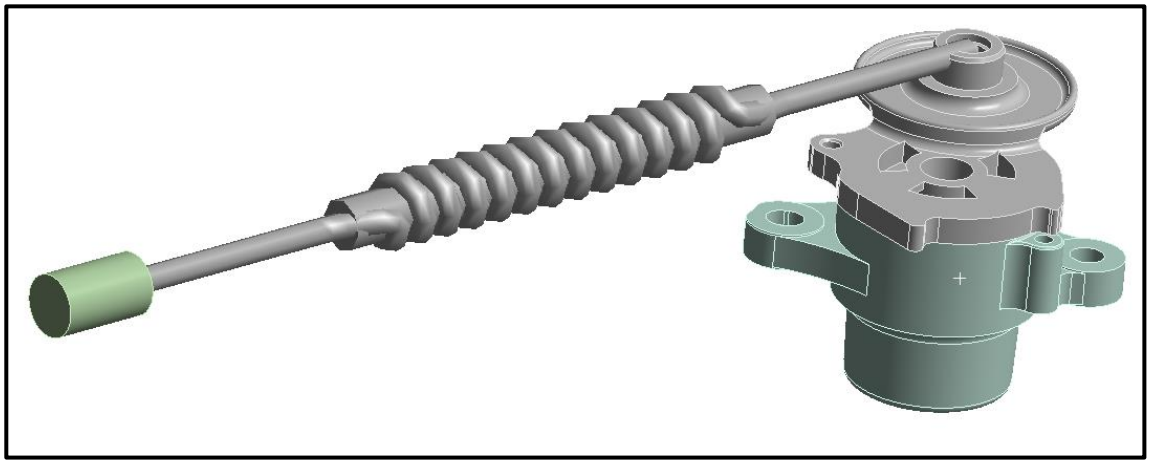
Obrázek 8-47 - Dynamický model - odstranění zaoblení na CAD modelu

Následně mezi LA a váleček byl přidán element pružiny (*Flexible*) reprezentující řemen (**Obrázek 8-48**). Řemen je popsán parametrem tuhosti a tlumení. V softwaru ANSYS není možné parametrizovat tuhost a tlumení u pružiny s nelineární charakteristikou, proto je nutné přidat dvě pružiny, kde jedna popisuje tuhost a druhá tlumení. Tuhost řemene je na základě kapitoly 6.7 uvažována jako nelineární a je popsána rovnicí (37). Jelikož je dynamický model koncipován jako parametrický, je chování pružiny rovněž parametrizováno.

$$R_{\text{řemen}} = ax^2 + bx \quad (37)$$

kde:

a, b: parametry pružiny, které budou parametrizovány



Obrázek 8-48 - Dynamický model - element pružiny reprezentující řemen

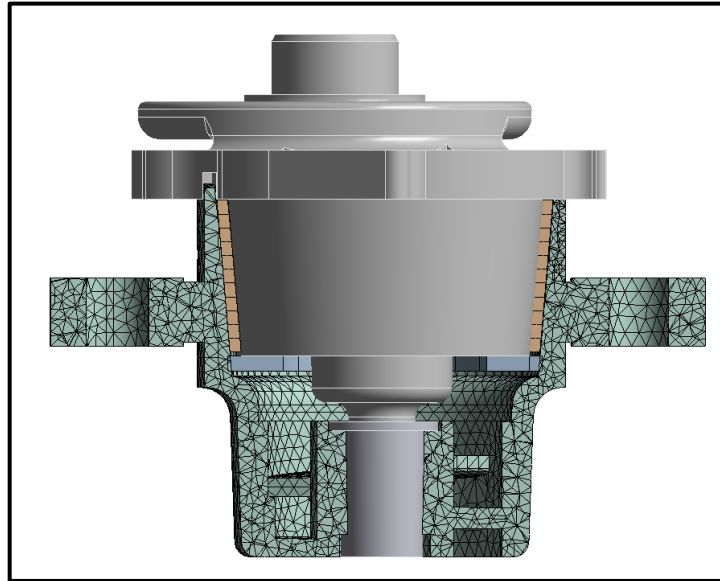
Hmotný bod reprezentující kladku byl zachován včetně jeho hmotnosti – viz **Obrázek 8-9** v kapitole 8.2.1.

Pro snadnější a efektivnější ladění dynamického modelu bylo u jednotlivých objektů nastaveno následující chování tuhosti včetně přiřazení typu materiálu – viz **Tabulka 5**.

Tabulka 5 - Dynamický model - Materiál a chování základních dílů

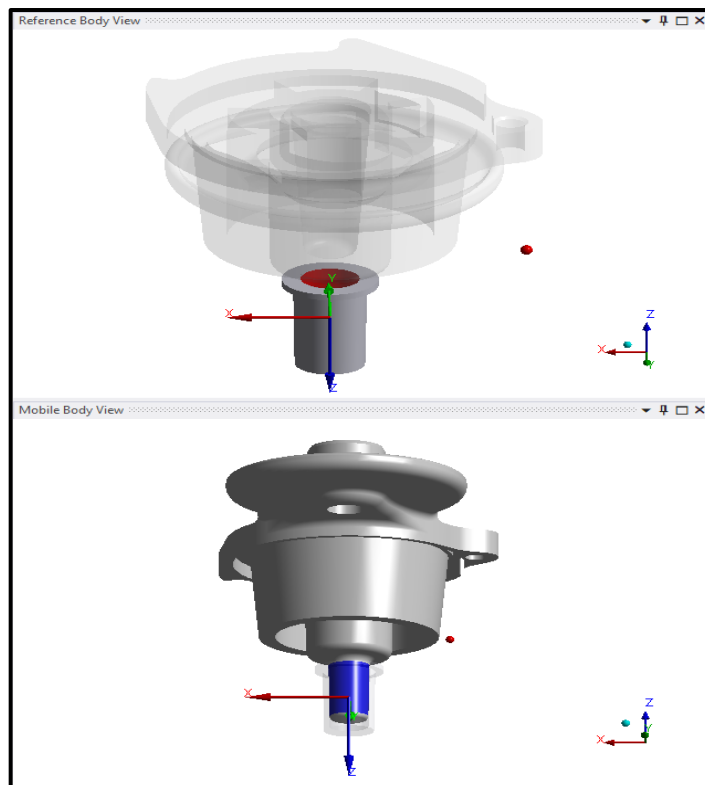
Díl	Materiál	Chování
LA	AlSi9Cu3	Rigid (Tuhé)
HO	AlSi9Cu3	Flexible (Poddajné)
DE	Polyamid	Flexible (Poddajné)
BB	Polyamid	Rigid (Tuhé)
Kroužek	Polyamid	Flexible (Poddajné)
Váleček	Konstrukční ocel	Rigid (Tuhé)
Řemen (pružina + tlumič)	-	Rigid (Tuhé)

Následně byl celý model, resp. všechny díly, jejichž chování bylo nastaveno na *Flexible*, vysítovány. Možnou podobu sítě dynamického modelu je možné spatřit **Obrázek 8-49**.



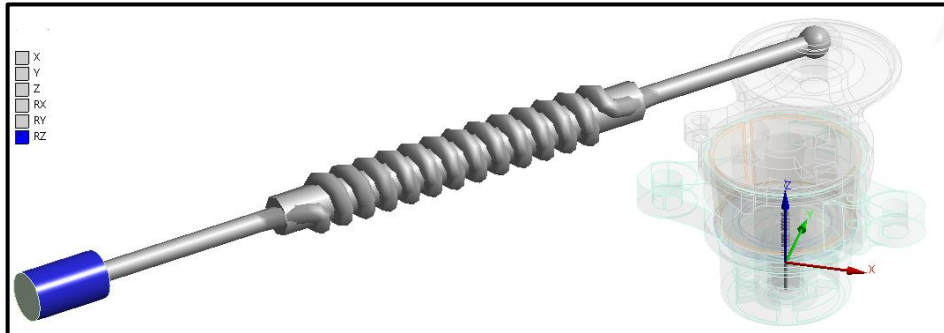
Obrázek 8-49 - Dynamický model – síť modelu

Poté je potřeba simulovat rotaci *LA* vůči napínáku. Tento proces je simulován pomocí vazby *Joint* typu *Cylindrical*, která je aplikována mezi *LA* a *BB* (**Obrázek 8-50**). Tato funkce umožňuje rotaci kolem osy *z* (modrá osa) a zároveň posun v této ose dle lokálního souřadnicového systému. Hodnotu torzní tuhosti této funkce, jenž simuluje tuhost pružiny, lze volně parametrizovat.



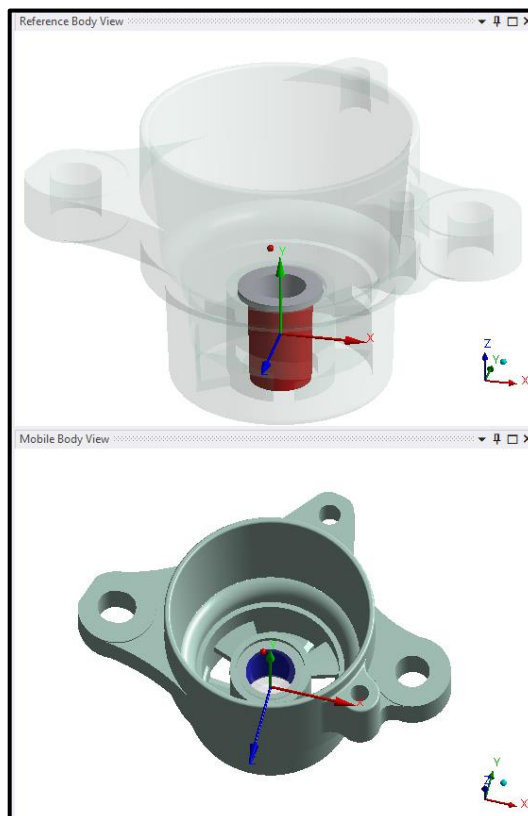
Obrázek 8-50 - Dynamický model - Cylindrical Joint mezi LA a BB

Na váleček byla aplikována vazba *Joint* typu *Revolute* (**Obrázek 8-51**) – bez parametrizace. Rotace umožněna pouze kolem osy z (modrá osa). Tento pohyb reprezentuje buzení napínáku od řemene. Této vazbě budou později přidělena naměřená data reprezentující úhlové výchylky LA .



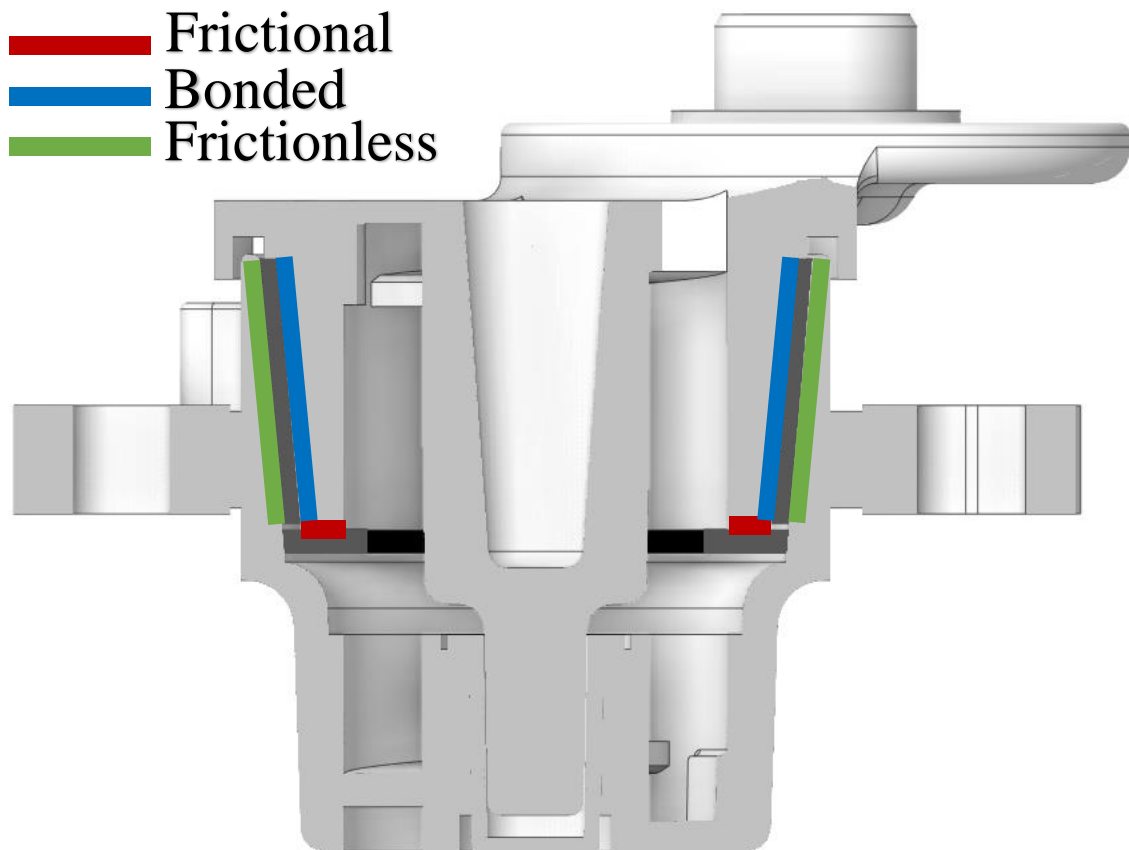
Obrázek 8-51 - Dynamický model – Revolute Joint na válečku

Poslední přidaná vazba *Joint* typu *Universal* je aplikována mezi *HO* a *BB* – viz **Obrázek 8-52**. Rotace umožněna kolem osy x (červená osa) a z (modrá osa) v lokálním souřadnicovém systému. Důvod, proč nebyl rovněž aplikován typ *Cylindrical* je ten, že neumožňuje simulovat klopení LA . *Cylindrical* umožňuje posuv ve směru osy rotace a rotaci kolem osy rotace. Ve skutečnosti je mezi LA a BB jistá vůle, která se může právě zapříčinit o to, že se LA lehce naklápí.



Obrázek 8-52 - Dynamický model - Universal Joint mezi HO a BB

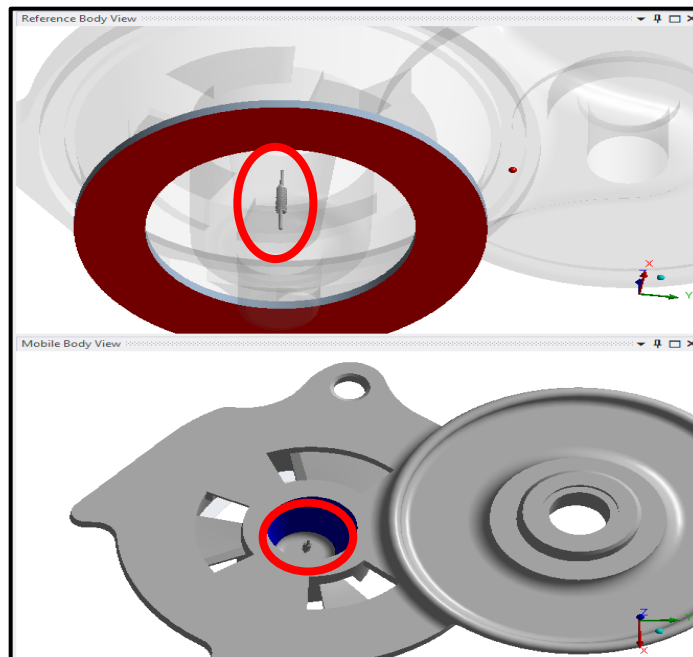
Následně byly přidány kontaktní plochy mezi jednotlivé prvky, viz **Obrázek 8-53**. Mezi *HO* a *DE* byl nastaven kontakt *Frictionless* (bez tření). Důvod, proč je tento kontakt takto nastaven je ten, že v původních verzích výpočetních modelů dynamického modelu se výpočty prováděly s tuhými tělesy. Následně byl do současného výpočtu přidán poddajný *HO* – tím vznikl zcela nový kontakt, který v předchozích verzích ladění výpočtu nebyl. Proto je důležité nastavit tento kontakt jako kontakt bez tření, aby nezpůsobil nežádoucí tlumení. Mezi *LA* a *DE* byl nastaven kontakt *Bonded*, stejně jako u předchozích kvazidynamických výpočetních modelů. Naopak byl přidán nový kontakt, tj. kontakt mezi virtuálním kroužkem a *LA* – typ *Frictional* se zvoleným koeficientem 0,1 – ten způsobuje celkové tlumení dynamického výpočetního modelu.



Obrázek 8-53 - Dynamický model - nastavení kontaktů

Dále byla přidána fiktivní pružina mezi virtuální kroužek a *LA* (**Obrázek 8-54**). U této pružiny byla nastavena imaginární tuhost a zároveň jí byla předepsána předepínací síla, kterou lze parametrizovat. Důvod přidání této fiktivní pružiny je fakt, že je součástí zjednodušení modelu, ve kterém je reálný třecí kontakt mezi *HO* a *DE* nahrazen souborem následujících entit:

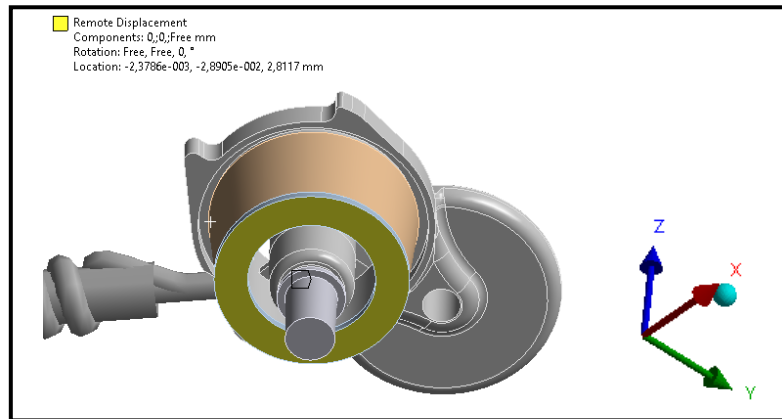
- *Frictionless* (bez tření) kontakt mezi *HO* a *DE*
- *Frictional* (třecí) kontakt mezi virtuálním kroužkem a *LA*
- Fiktivní pružina s předepnutím



Obrázek 8-54 - Dynamický model - fiktivní pružina mezi kroužkem a *LA*

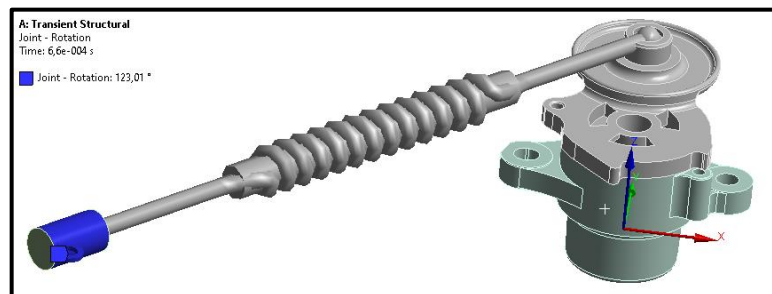
Další pružina byla přidána mezi *LA* a okolí (*ground*). Na rozdíl od kvazidynamických výpočtů představených v kapitole 8.3, je axiální síla od pružiny v dynamickém modelu modelována pomocí předepnuté pružiny, která odpovídá skutečné pružině (*SP*) v napínáku, jenž byla představena v kapitole 7.1.5.

Poté byla spodní hraně kroužku přidělena funkce *Displacement* (přemístění) – viz **Obrázek 8-55**, která určuje posuv jednotlivých uzlů sítě. Původním předpokladem je, aby se *LA* svojí rotací, resp. kmitáním třel o virtuální kroužek. *LA* je umožněna rotace kolem osy *z* (modrá osa) – viz **Obrázek 8-50** a *Cylindrical Joint*. Kroužku je zároveň kolem této osy *z* (modrá osa) rotace zakázána – tím vzniká potřebné tření. Aby bylo zaručeno neustálé tření mezi *LA* a virtuálním kroužkem, je kroužku předepsán nulový posuv ve směrech *x* (červená osa) a *y* (zelená osa). *LA* má předepsán klopení ve směrech *x* a *y* – viz **Obrázek 8-52** a *Universal Joint*. Zároveň virtuální kroužek se může pohybovat ve směru osy *z*, neboť tomuto pohybu brání *Frictional* (třecí) kontakt s *LA* – viz **Obrázek 8-53**.

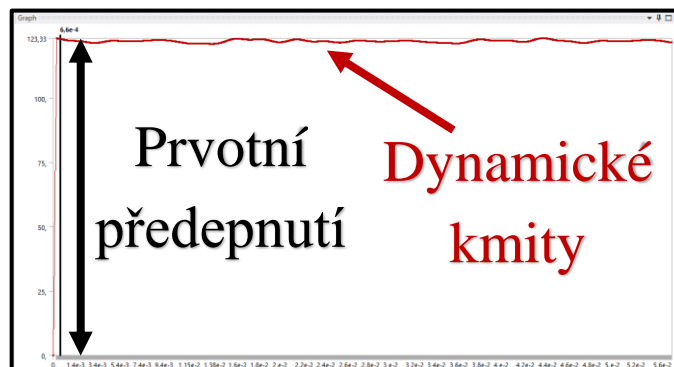


Obrázek 8-55 - Dynamický model - Funkce Displacement na virtuální kroužek

Potom bylo válečku, resp. funkci *Joint* typu *Revolute* (Obrázek 8-51) přidáno buzení (Obrázek 8-56) – přesněji řečeno hodnoty úhlových výchylek z proběhlého měření – viz Obrázek 7-24. Zároveň je důležité zmínit, že *LA* se nejprve vychýlí (předepne) na základě zadaných a parametrizovaných hodnot - řádově se může jednat o desítky, až stovky stupňů. Zároveň se velikost této prvotní výchylky při změně vstupních hodnot pokaždé mění. Tento proces je realizován pomocí skriptu, který je aplikován do výpočetního modelu. Velikost prvotní výchylky je vždy v souladu s požadovaným předpětím napínáku – moment od pružiny. Ačkoliv není přiřazen žádnému prvku či funkci, jeho hodnota je aplikována v právě zmíněném skriptu. Po přepočtení této výchylky následně začíná *LA* kmitat kolem této polohy na základě zadaných vstupních dat vycházejících z měření. Rovněž je důležité zmínit, že se jedná o vybraný časový úsek, který odpovídá předem zvolenému spektru provozu během měření – nejedná se tudíž o celý cyklus měření, avšak pouze o jeho selektovanou část.



Obrázek 8-56 - Dynamický model - buzení válečku



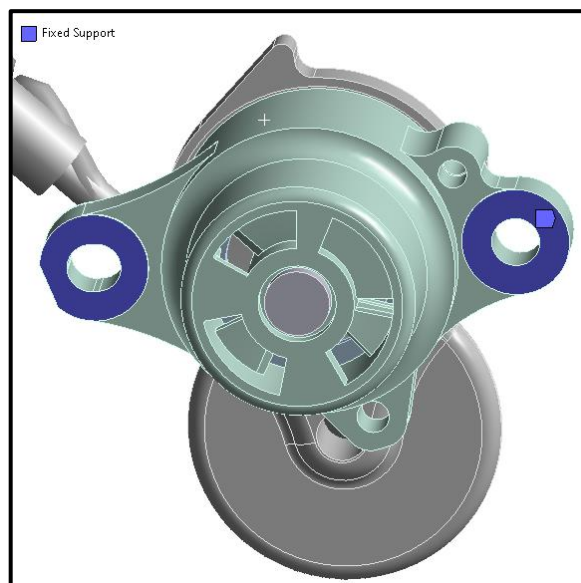
Obrázek 8-57 - Dynamický model - příklad průběhu úhlové výchylky *LA*

V **Tabulka 6** je vypsán přehled zvolených vstupních a parametrizovaných hodnot. Je důležité si uvědomit, že větší počet parametrů značně komplikuje výpočetní proces a snahu dosáhnout příznivého výsledku. Proto byla provedena celá řada ladících výpočetních modelů s různorodým zjednodušením – například použití tuhých těles, případně úplné zanedbání některých prvků, menší počet parametrů, nebo jiné varianty a provedení vzájemných pohybů jednotlivých objektů. Tento proces vedl k nalezení optimálních velikostí jednotlivých parametrů.

Tabulka 6 - Dynamický model - vstupní a parametrizované hodnoty

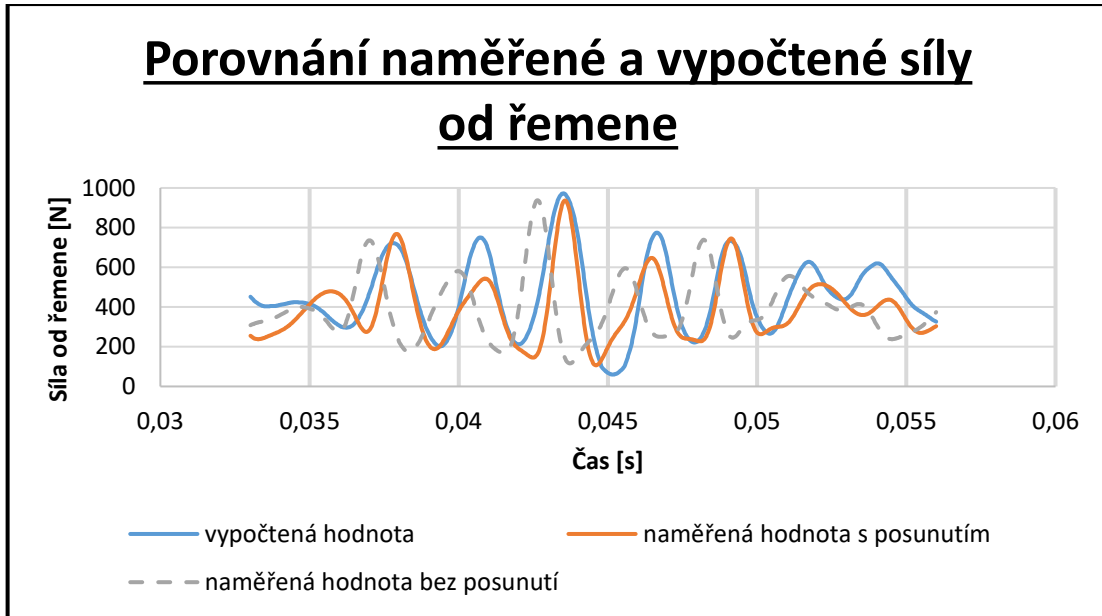
Objekt	Veličina	Hodnota	Parametrizováno
Kladka	Hmotnost kladky	0,14 kg	Ano
Řemen	Tuhost řemene	1000 N/mm	Ne
	Parametr tuhosti a řemene	1500	Ano
	Parametr tuhosti b řemene	0,1	Ano
	Tlumení řemene	0,24 Ns/mm	Ano
Fiktivní pružina mezi virtuálním kroužkem a LA	Předepínací síla	2000 N	Ano
	Tuhost pružiny	1000 N/mm	Ne
Pružina reprezentující skutečnou pružinu	Předepínací síla	160 N	Ne
	Tuhost pružiny	100 N/mm	Ne
Kloub	Moment pružiny	14 000 Nmm	Ano
	Torzni tuhost	100 Nmm/°	Ano

V neposlední řadě je nutné určit okrajovou podmínku, zde konkrétně *Fixed Support* na plochu *HO* reprezentující pevnou vazbu s blokem motoru – viz **Obrázek 8-58**.

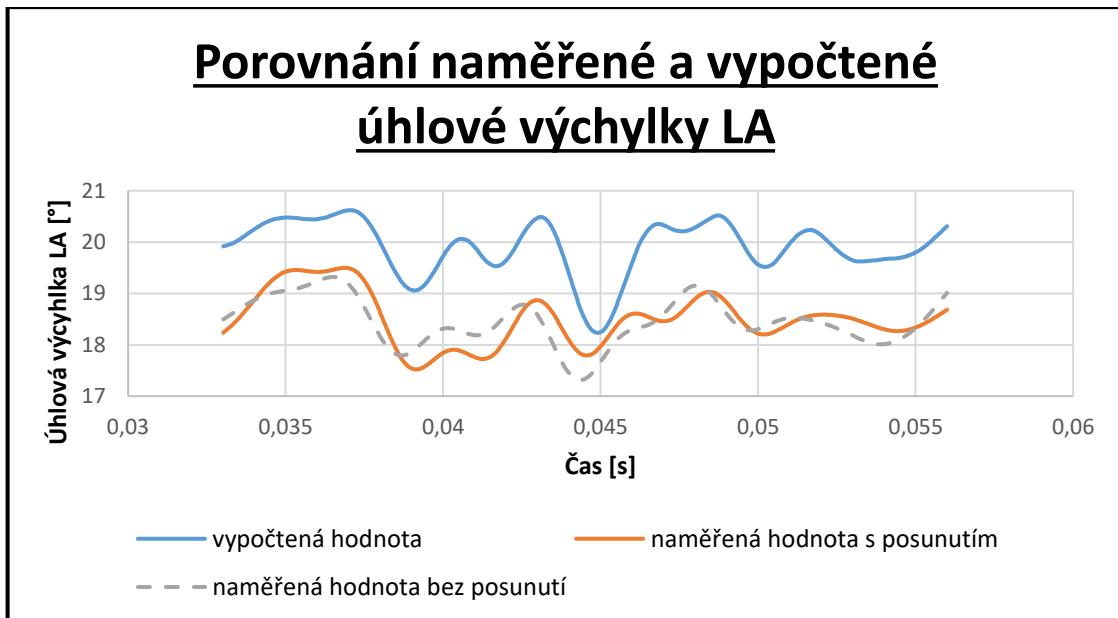


Obrázek 8-58 - Dynamický model - pevná vazba

Jako rozhodující faktor, jestli byly hodnoty parametrů optimálně zvoleny, posloužilo porovnání naměřených hodnot síly od řemene a úhlové výchylky LA s těmi vypočtenými. Vzájemné porovnání těchto hodnot lze najít na **Obrázek 8-59** a **Obrázek 8-60**. Naměřená hodnota bez posunutí reprezentuje natočení LA ze své nominální pozice (PN) – měření bylo totiž prováděno s řemenem na horní toleranci jeho vlastní délky – to způsobuje posunutí.

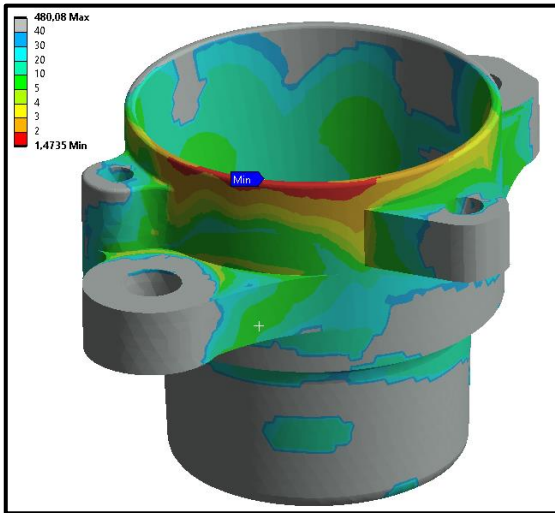


Obrázek 8-59 - Dynamický model - porovnání naměřené a vypočtené síly od řemene

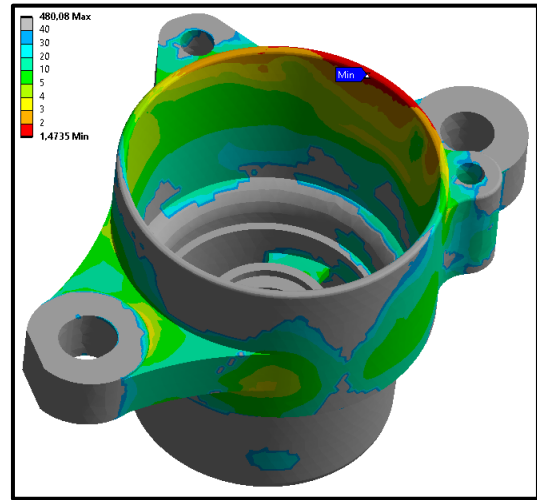


Obrázek 8-60 - Dynamický model - porovnání naměřené a vypočtené úhlové výchylky LA

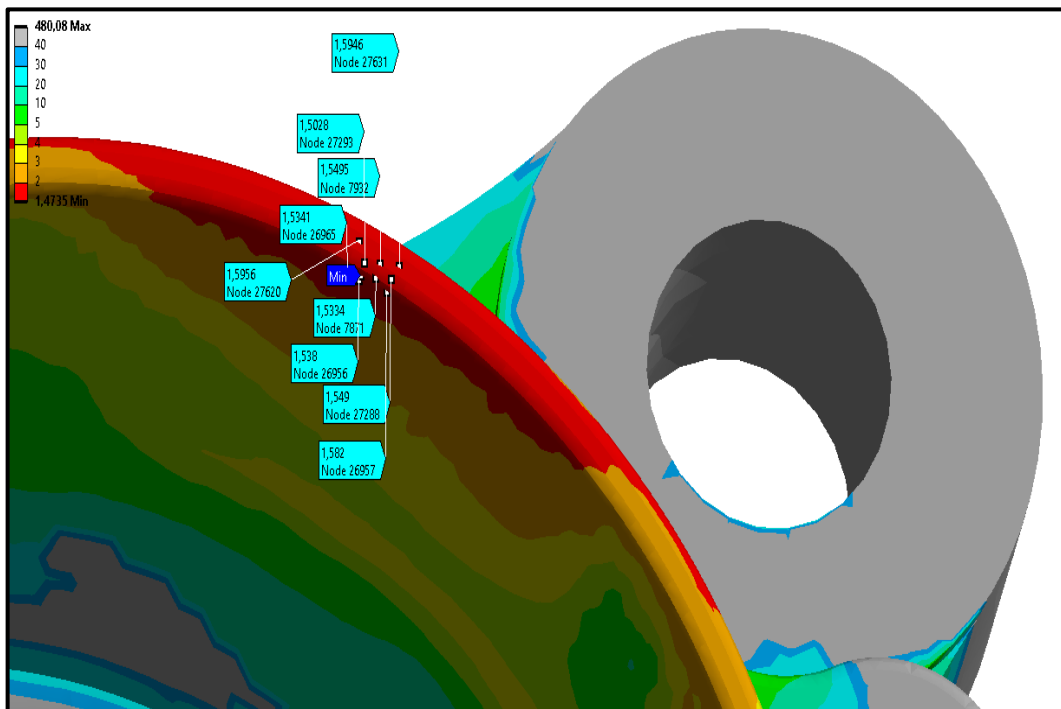
Rozložení výsledného součinitele únavové bezpečnosti dynamického modelu na dflu HO lze vidět na **Obrázek 8-61** a **Obrázek 8-62** včetně detailu (**Obrázek 8-63**) na oblast kritického uzlu. Nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti dosahuje hodnoty 1,47.



Obrázek 8-61 - Dynamický model – součinitel únavové bezpečnosti 1

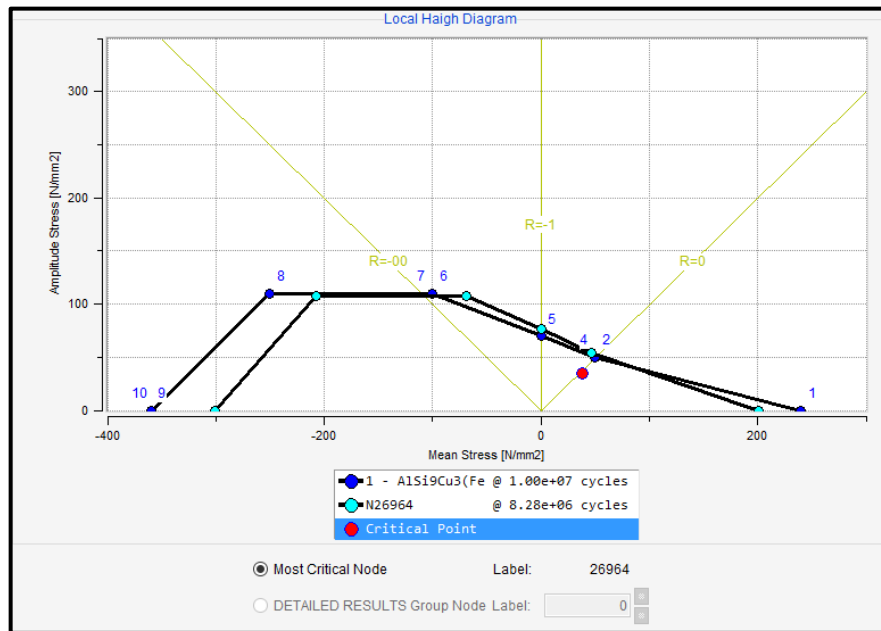


Obrázek 8-62 - Dynamický model – součinitel únavové bezpečnosti 2



Obrázek 8-63 - Dynamický model - detail okolí kritického uzlu

Na **Obrázek 8-64** je možné vidět *Haighův diagram* pro dynamický model. Tmavě modré body na hranici diagramu označují materiálovou křivku. Světle modré body na hranici diagramu označují konkrétní zvolený díl, tj. HO. Červený bod značí kritický uzel.



Obrázek 8-64 - Dynamický model - Haighův diagram

8.4.1 Shrnutí výsledků dynamického modelu

Dynamický model nepotvrdil doposud získané výsledky z kvazidynamických výpočtů, jenž byly představeny v kapitole 8.3, kde součinitel únavové bezpečnosti dosáhl nejnižší hodnoty 0,728. Zde v konkrétním případě dosáhl součinitel únavové bezpečnosti hodnoty 1,474 (vyhovující). Přesto dynamický model poukázal na mnohé aspekty ladění takto komplexního výpočetního modelu, jenž lze aplikovat i na jiné strojní součásti vystavené dynamickému namáhání. Avšak nutnou podmínkou je mít správně naměřená data, která slouží jako hlavní porovnávací kritérium. Zároveň časová náročnost sestavení takto rozsáhlého výpočetního modelu je značně velká, stejně tak jako samotný výpočetní čas, který může v závislosti na síle výpočetního výkonu trvat několik desítek hodin.

8.5 Návrh nového konstrukčního řešení HO

Cílem této kapitoly je navrhnout nové konstrukční řešení napínáku. Hlavním požadavkem na nové řešení je:

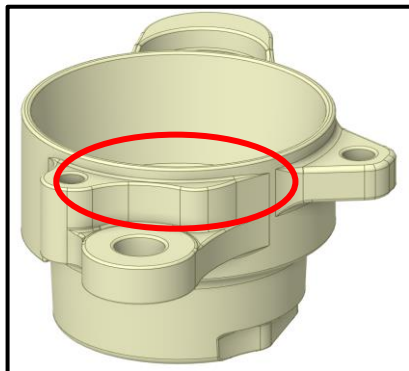
- Co nejmenší změna současného řešení, které nezapříčiní kompletní změnu dosavadní technologie výroby a konstrukce, a které rovněž nezapříčiní zásah do okolí kolem napínáku.
- Jednoduchost, funkčnost.
- Navýšení součinitele únavové bezpečnosti v oblasti kritického místa *HO* (viz **Obrázek 7-6**).

Proto budou představené konstrukční řešení primárně zaměřeny na úpravu *LA* a *HO*. Ostatní díly zůstanou ponechány. Pro vyhodnocení součinitele únavové bezpečnosti byl vybrán **Výpočetní model č. 3** (viz kapitola **8.3.3**) z důvodu, že byl v porovnání s ostatními modely nejpřísnější, resp. hodnota součinitele únavové bezpečnosti byla nejnižší.

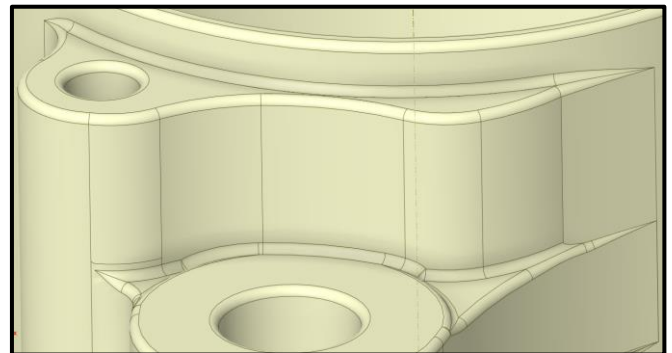
Celkem budou vytvořeny tři návrhy nového konstrukčního řešení. Následně bude provedena rozhodovací analýza, na základě které bude vybrána optimální varianta. Veškeré konstrukční změny budou provedeny v programu *NX Siemens*.

8.5.1 Návrh konstrukčního řešení HO č. 1

Nový návrh konstrukčního řešení č. 1 se primárně zaměřuje na kritické místo *HO*. Byl přidán jednoduchý nálitek (viz červeně vyznačená oblast na **Obrázek 8-65**) do kritické oblasti. Nálitek navazuje na oblast montážního kolíku a zároveň navazuje na oblast pro šroub. Na **Obrázek 8-66** je možné vidět detail nálitku.

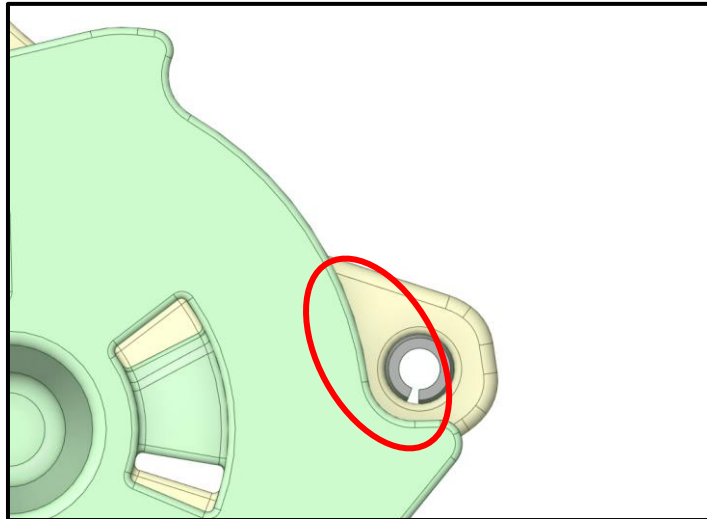


Obrázek 8-65 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - 3D model HO (izometrický pohled)



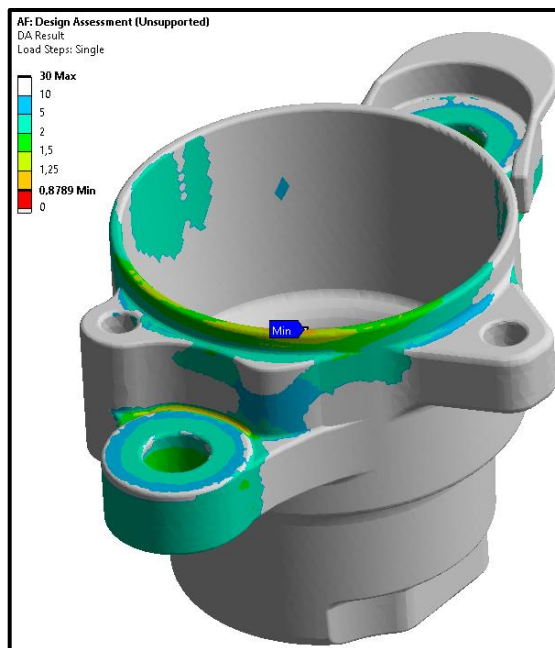
Obrázek 8-66 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - detail nálitku HO

Zároveň byla provedena malá úprava *LA*. Konkrétně se jedná o oblast, která je v blízkém kontaktu se *STP* (*Stoper pin – doraz*). V tomto místě byla zvětšena mezera (viz červeně vyznačená oblast na **Obrázek 8-67**) mezi *LA* a *STP* – z 1 mm na 1,3 mm. Je tak učiněno z důvodu, že v současném konstrukčním řešení je mezera mezi těmito dvěma díly nízká a v případě kritického a neočekávaného přetížení napínáku by mohlo dojít ke kontaktu obou částí. Tato úprava se nachází i u ostatních návrhů, proto z toho důvodu bude představena pouze zde.

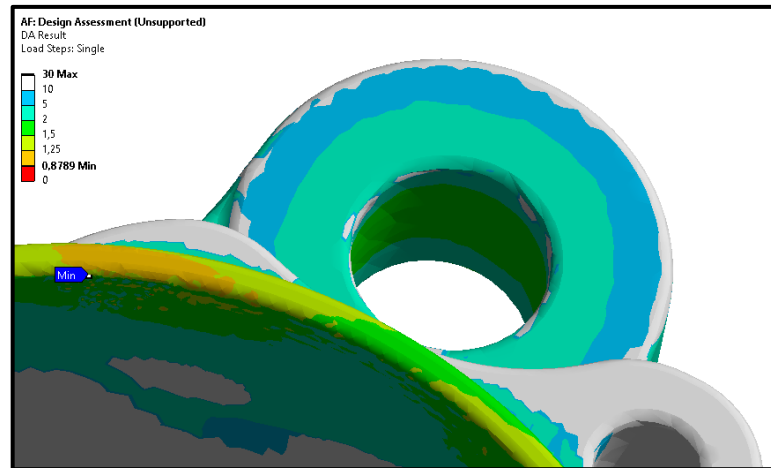


Obrázek 8-67 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - mezera mezi LA a STP

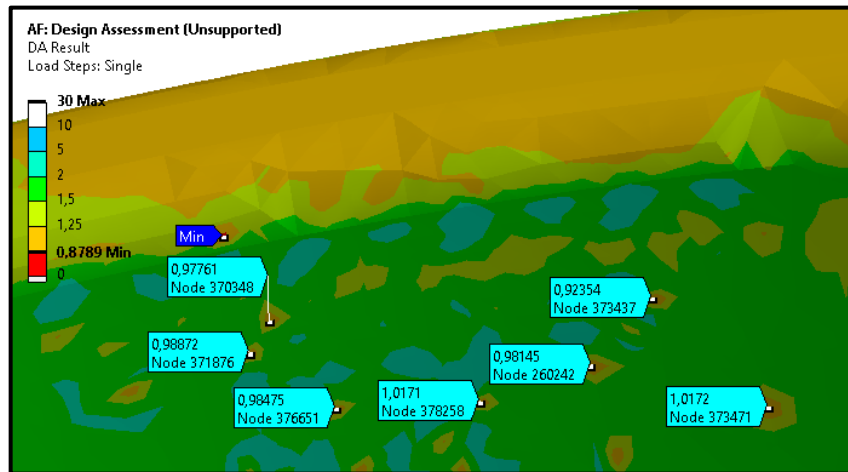
Na základě výpočtu součinitele únavové bezpečnosti v případě návrhu konstrukčního řešení č. 1 došlo ke zlepšení v porovnání s hodnotami na **Obrázek 8-41** až **Obrázek 8-43** (kde nejnižší hodnota byla 0,728). Nejnižší hodnota 0,879 se nachází na vnitřní straně *HO* na kontaktní ploše – viz **Obrázek 8-68**. Kritická hodnota se nachází v uzlu, který je osamocen – tj. okolní hodnoty jsou vyšší – proto nelze považovat tuto hodnotu za zcela odpovídající. Okolní uzly na vnitřní hraně *HO* (viz **Obrázek 8-70**) dosahují hodnot 0,92; 0,98 a 1,01. Navíc se kritické uzly nachází přímo v samotném kontaktu a výsledky z toho důvodu nemusí být věrohodné. Rovněž oblast kritických hodnot je v porovnání s předchozím výpočtem ztelně menší. Z toho důvodu jsou na **Obrázek 8-71** prezentovány hodnoty součinitele únavové bezpečnosti mimo kontaktní plochu mezi *HO* a *DE* – přesněji na hraně *HO*. Zde součinitel únavové bezpečnosti dosahuje přibližně hodnot kolem 1,17.



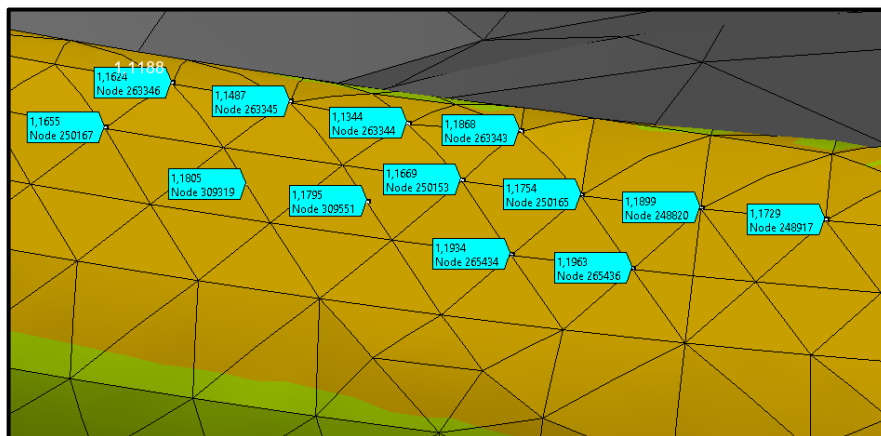
Obrázek 8-68 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - Součinitel únavové bezpečnosti



Obrázek 8-69 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - Součinitel únavové bezpečnosti - detail



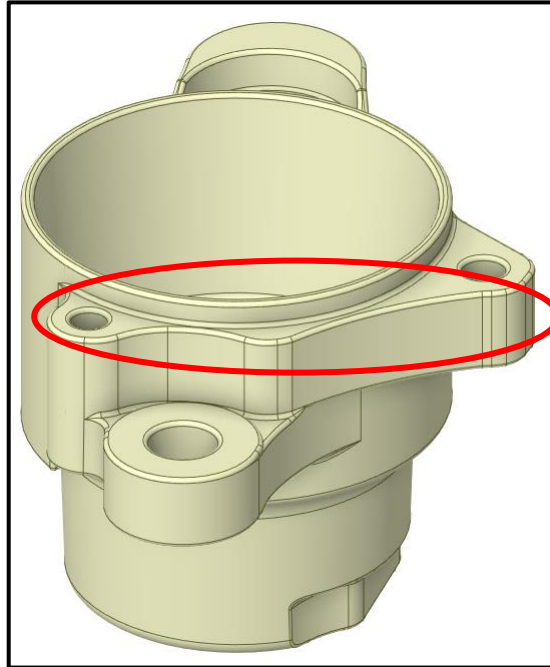
Obrázek 8-70 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - Detail vnitřní hrany HO



Obrázek 8-71 - Návrh konstrukčního řešení č. 1 - Hodnoty součinitele únavové bezpečnosti mimo kontaktní plochu

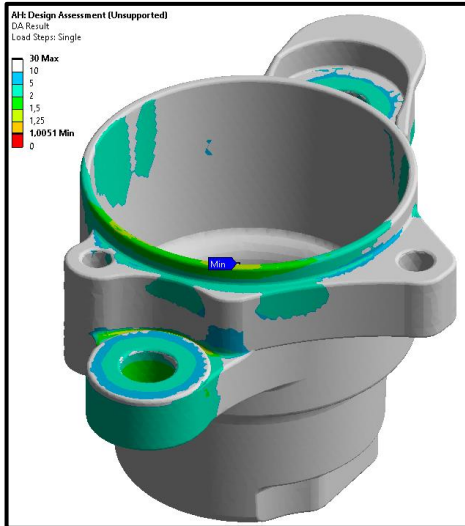
8.5.2 Návrh konstrukčního řešení HO č. 2

Nový návrh konstrukčního řešení č. 2 se rovněž zaměřuje na kritické místo *HO*, jako v případě předchozí kapitoly, avšak s rozdílem, že nálietek (viz červeně vyznačená oblast na **Obrázek 8-72**) je prodloužen až k oblasti dorazu.

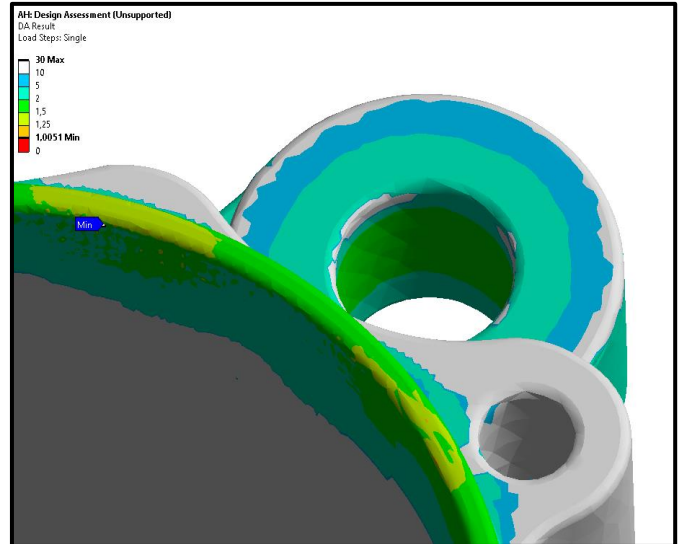


Obrázek 8-72 - Návrh konstrukčního řešení č. 2 – 3D model HO (izometrický pohled)

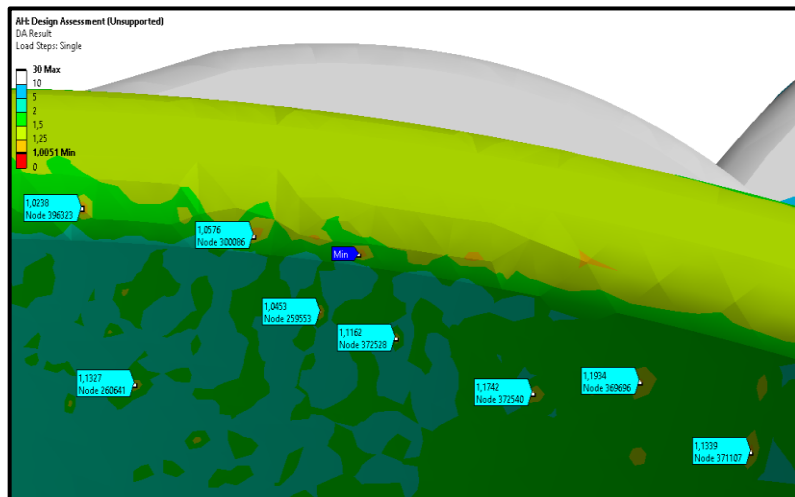
Na základě výpočtu součinitele únavové bezpečnosti v případě návrhu konstrukčního řešení č. 2 (**Obrázek 8-73** a **Obrázek 8-74**) opět došlo ke zlepšení v porovnání s předchozími výpočty. Nejnižší hodnota 1,005 se opakovaně nachází na vnitřní straně *HO* na kontaktní ploše – opět v jednom uzlu. Okolní hodnoty bezpečnosti (viz detail **Obrázek 8-75**) dosahují hodnot v rozmezí 1,02 až 1,19. Rovněž platí to co u předchozího návrhu – tj. kritické uzly se nachází přímo v kontaktní ploše a jejich hodnoty nemusí být věrohodné. Z toho důvodu jsou na opět prezentovány hodnoty součinitele únavové bezpečnosti mimo kontaktní plochu mezi *HO* a *DE* – přesněji na hraně *HO*. Zde součinitel únavové bezpečnosti dosahuje přibližně hodnot kolem 1,35.



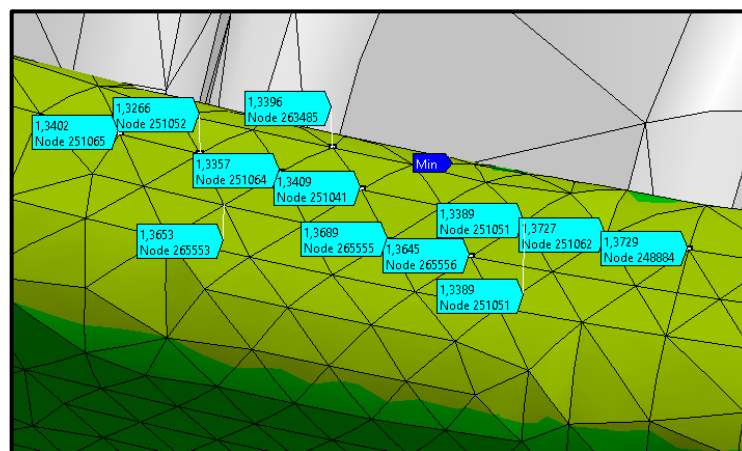
Obrázek 8-73 - Návrh konstrukčního řešení č. 2 - Součinitel únavové bezpečnosti



Obrázek 8-74 - Návrh konstrukčního řešení č. 2 - Součinitel únavové bezpečnosti - detail



Obrázek 8-75 - Návrh konstrukčního řešení č. 2 - Detail vnitřní hrany HO

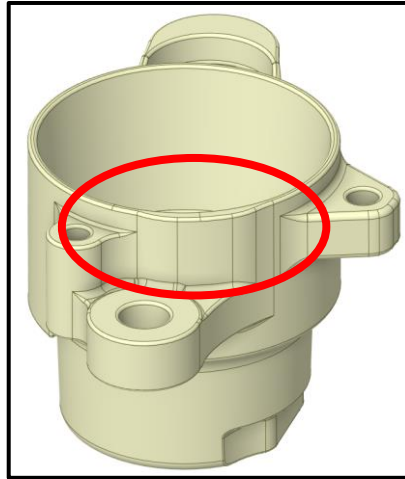


Obrázek 8-76 - Návrh konstrukčního řešení č. 2 - Hodnoty součinitele únavové bezpečnosti mimo kontaktní plochu

8.5.3 Návrh konstrukčního řešení HO č. 3

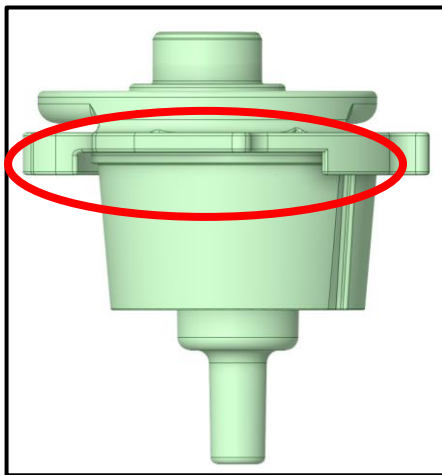
Nový návrh konstrukčního řešení č. 3 se zaměřuje na zesílení stěny v místě kritického místa *HO*. Pomocí doposud představených konstrukčních návrhů byla stěna *HO* zesílena pouze částečně – tj. zesílení nesahalo až po okraj hrany *HO*. Aby bylo možné toto kompletní zesílení stěny provést, je nutné rovněž poupravit dosavadní konstrukční řešení *LA*, jelikož by jinak došlo během provozu napínáku ke kolizi dvou zmíněných částí.

Na **Obrázek 8-77** je možné vidět zesílení stěny v kritické oblasti *HO* až po jeho okraj (viz červeně vyznačená oblast).

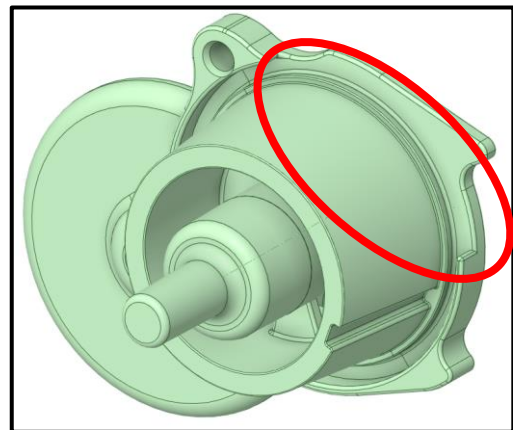


Obrázek 8-77 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 – 3D model HO (izometrický pohled)

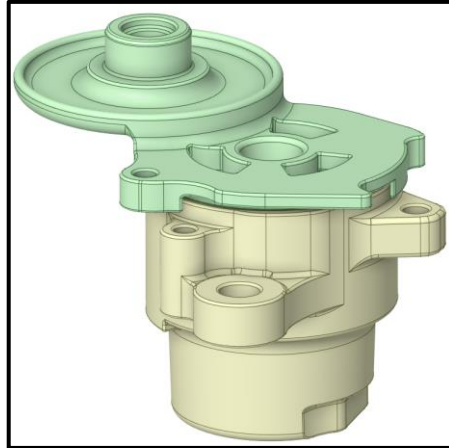
Na **Obrázek 8-78** a **Obrázek 8-79** je možné vidět konstrukční úpravu *LA* (viz červeně vyznačená oblast). Vyznačené vybrání je z důvodu, aby se *LA* mohl volně otáčet kolem své osy a nedošlo tak ke kontaktu se zesílenou stěnou *HO*. Na **Obrázek 8-80** je možné vidět vzájemnou polohu *HO* a *LA* vůči sobě.



Obrázek 8-78 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 – 3D model LA

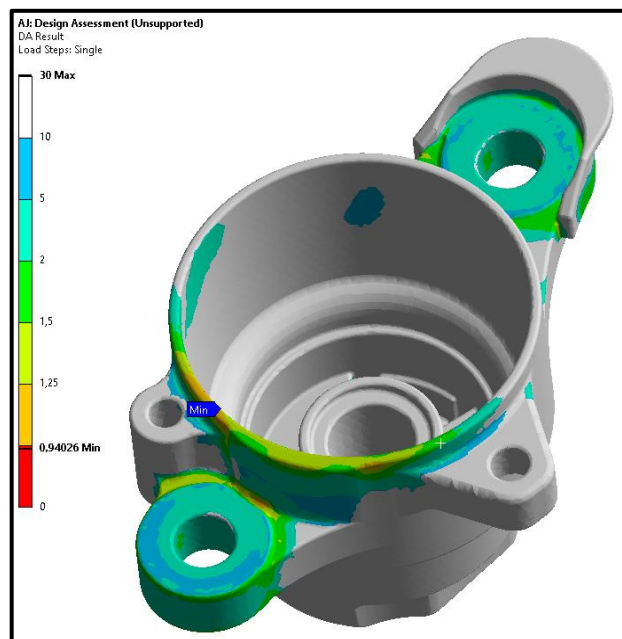


Obrázek 8-79 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 – 3D model LA 2

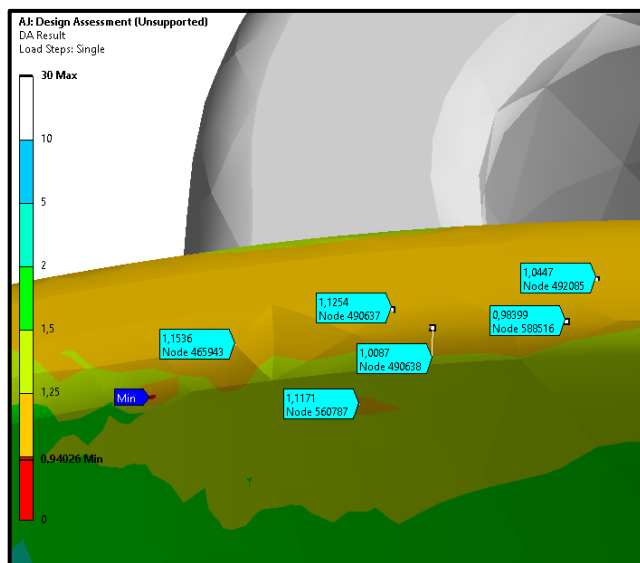


Obrázek 8-80 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 – 3D model HO a LA

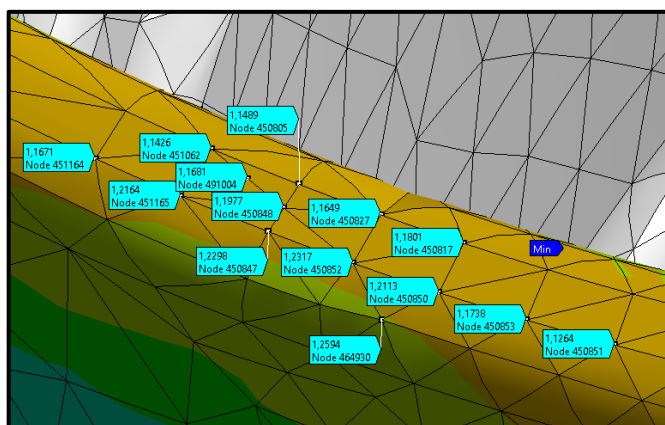
Na základě výpočtu součinitele únavové bezpečnosti v případě návrhu konstrukčního řešení č. 3 došlo k mírnému zlepšení. Na **Obrázek 8-81** je možné vidět rozložení součinitele únavové bezpečnosti. Nejnižší hodnota, tj. 0,940 se nachází opět v uzlu, který je osamocen – viz **Obrázek 8-82**. Okolní hodnoty součinitele únavové bezpečnosti kolem kritického uzlu dosahují hodnot 0,98; 1,01; 1,04; 1,12 a 1,15. Naopak hodnoty součinitele únavové bezpečnosti mimo kontaktní plochu – opět na hraně HO - dosahují průměrně hodnot kolem 1,18.



Obrázek 8-81 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 - Součinitel únavové bezpečnosti



Obrázek 8-82 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 - Detail vnitřní hrany HO



Obrázek 8-83 - Návrh konstrukčního řešení č. 3 - Hodnoty součinitele únavové bezpečnosti mimo kontaktní plochu

8.5.4 Vyhodnocení výsledků nových návrhů konstrukčního řešení

Jelikož jsou rozhodovací kritéria (viz úvod **kapitoly 8.5**) pro výběr optimálního řešení zřejmá, bude využita empirická metoda rozhodování na základě zkušenosti a intuice. V případě komplexního nového konstrukčního řešení, kdy by předmětem návrhu byla úprava konstrukce celého napínačku, tj. všech dílů, by bylo nutné přistoupit k souhrnné rozhodovací analýze.

V **Tabulka 7** je možné vidět shrnutí výsledků součinitele únavové bezpečnosti jednotlivých návrhů nového konstrukčního řešení *HO*. Pro jednotlivé návrhy konstrukčního řešení bylo vybráno pět kritických uzlů, tj. uzly s nejnižší hodnotou součinitele bezpečnosti, a následně byl proveden aritmetický průměr těchto hodnot.

Tabulka 7 – Součinitele únavové bezpečnosti návrhů nového konstrukčního řešení *HO*

Návrh konstrukčního řešení	Součinitele únavové bezpečnosti v pěti kritických uzlech na kontaktní ploše	Průměrná hodnota součinitele únavové bezpečnosti na kontaktní ploše	Součinitele únavové bezpečnosti v pěti kritických uzlech mimo kontaktní plochu	Průměrná hodnota součinitele únavové bezpečnosti mimo kontaktní plochu
č. 1	0,879; 0,924; 0,981; 0,987; 0,989	0,952	1,166; 1,162; 1,181; 1,149; 1,180	1,168
č. 2	1,005; 1,024; 1,045; 1,058; 1,116	1,050	1,34; 1,327; 1,365; 1,340; 1,369	1,348
č. 3	0,940; 0,984; 1,009; 1,045; 1,117	1,019	1,167; 1,216; 1,143; 1,168; 1,198	1,178

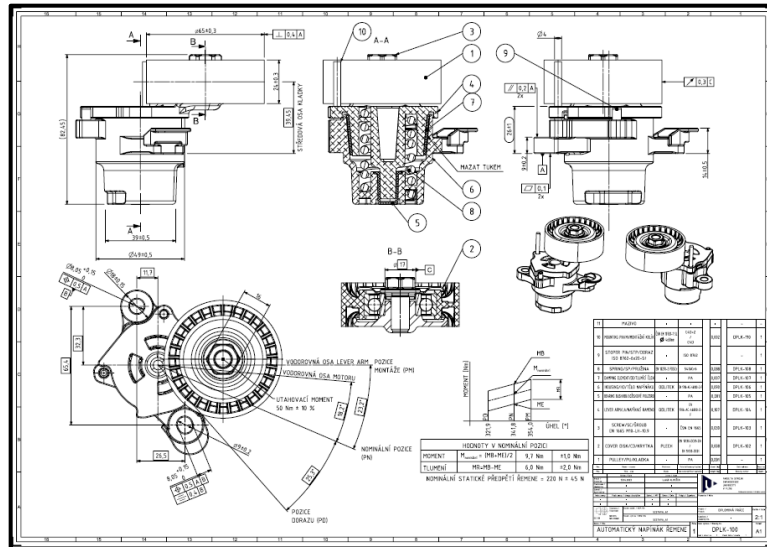
V případě návrhu konstrukčního řešení č. 1 a č. 2 se tvorba nálitku v oblasti kritického místa *HO* jeví jako ideální a zároveň jeho výrobní provedení je jednoduché. Součinitel únavové bezpečnosti v obou návrzích dosahuje daleko vyšších hodnot oproti původnímu konstrukčnímu návrhu *HO*. Z hlediska konkrétních hodnot bezpečnosti dosahuje návrh konstrukčního řešení č. 2 lepších výsledků.

Naopak návrh konstrukčního řešení č. 3 v podobě zesílení stěny až po okraj hrany *HO* nepřinesl uspokojivý výsledek. Součinitel únavové bezpečnosti stoupl, avšak ne velkým rozdílem oproti řešení č. 1 a 2. Rovněž z důvodu konstrukční úpravy *HO* bylo nutné provést úpravu *LA*, u kterého bylo zvětšené vybrání z důvodu jeho rotace vůči *HO*. Hrana *LA* funguje jako labyrintové těsnění třecí plochy a zamezuje vniknutí nežádoucích kapalin a prachu do útrob napínáku. Odebrání této hrany, resp. její zmenšení po obvodu *LA* by narušilo tento ochranný prvek a došlo by ke značnému snížení životnosti napínáku. Zároveň ve skutečnosti by navržené vybrání muselo být daleko větší, jelikož při montáži napínáku je nutné předeprnout pružinu, což vyžaduje otočení *LA* o nemalý úhel, aby v pružině vznikl příčný moment. Z těchto důvodů je návrh konstrukčního řešení č. 3 zcela nevyhovující.

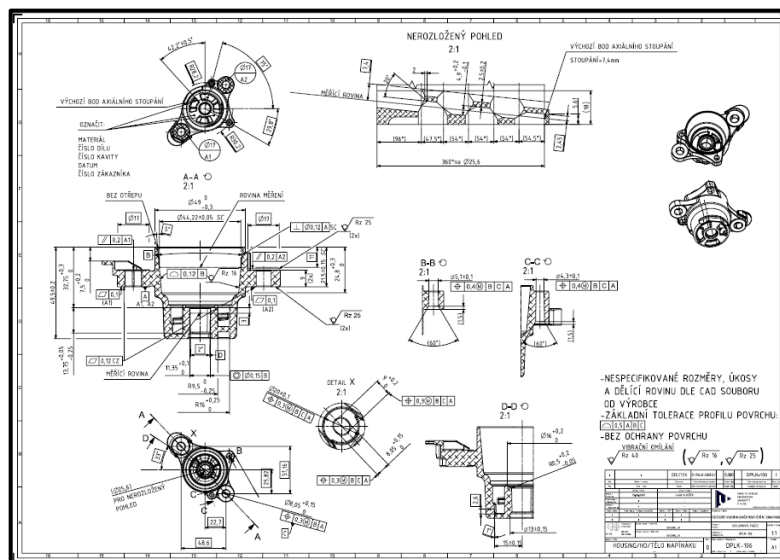
Ze zmíněných důvodů byl **Návrh konstrukčního řešení č. 2** vybrán jakožto nejvhodnější varianta z navrhovaných řešení.

9 VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Pro nový návrh konstrukčního řešení, jenž byl vybrán v předchozí kapitole, tj. **konstrukční řešení č. 2**, byla vypracována výkresová dokumentace – přesněji výkres sestavy včetně výrobního výkresu *HO*. Detailnější podobu výkresové dokumentace lze najít v **PŘÍLOZE 4**.



Obrázek 9-1 - Obrázek výkresu sestavy



Obrázek 9-2 - Obrázek výkresu HO

Důležité je zmínit, že veškeré uvedené informace na výkrese včetně geometrických a rozměrových tolerancí, volbě materiálů, montážních instrukcí, tepelného a povrchového zpracování byly konzultovány, avšak jejich detailní popis a rozbor není předmětem diplomové práce.

10 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo sestavit několik výpočetních modelů (včetně modelu dynamického) pomocí metody konečných prvků (MKP) za účelem vyhodnocení únavové životnosti a pevnosti konkrétního dílu automatického napínačku. Současně bylo cílem porovnat výsledky jednotlivých výpočetních modelů a navrhnout nové konstrukční řešení.

Během porovnání jednotlivých výsledků se ukázalo, že takto dynamické soustavy, jako je automatický napínaček řemene, jsou velmi citlivé na samotné sestavení výpočetního modelu. Bylo zjištěno, že v případě kvazidynamického výpočtu je potřeba eliminovat protočení ramene napínačku (LA). Toho lze dosáhnout několika způsoby, přičemž každý přinesl s sebou jiná úskalí, která ovlivňují dosažené výsledky. Ukázalo se, že v případě **Výpočetního modelu č. 1**, ve kterém se uvažovalo pevné spojení (*Bonded* kontakt) mezi tělem napínačku (HO) a tlumícím členem (DE), lze dosáhnout velmi zkresleného výsledku. Ačkoliv se jednotlivé díly napínačku tímto způsobem chovají jako jeden celek, vyhodnocení součinitele únavové bezpečnosti nepřineslo žádné výsledky potvrzující kritické místo na těle napínačku (HO). Naopak **Výpočetní model č. 2** s sebou přinesl úskalí v podobě hodnoty koeficientu tření na kontaktní ploše tělem napínačku (HO) a tlumícím členem (DE), jehož hodnotu je třeba uměle navýšit, aby se rameno napínačku (LA) neprotáčelo. Třecí poměry na kontaktní ploše pak ale neodpovídají skutečnosti. V případě **Výpočetního modelu č. 3** bylo dosaženo eliminace protočení ramene napínačku (LA) pomocí přidání prvku v podobě *Beamu* – nosníku, jenž je vázán na tělo napínačku (HO) a rameno napínačku (LA). Tuhost takto vloženého *Beamu* zajistí, že se rameno napínačku (LA) nemůže vlivem zatížení protočit. Úskalí takto poskládaného výpočetního modelu spočívá v definici *Beamu*, u kterého se volí materiál, průměr a samotné vázání na ostatní díly. Toto nastavení ovlivňuje dosažené výsledky. Naopak součinitel tření mezi tělem napínačku (HO) a tlumícím členem (DE) odpovídá předpokládané skutečnosti.

V případě sestavování **Dynamického modelu** se ukázalo, že je potřeba takto komplexní dynamickou soustavu v značné míře modifikovat. Byly zachovány pouze vybrané díly, které byly zároveň značně zjednodušeny, a zbytek byl ignorován. Dále byly přidány fiktivní objekty (virtuální kroužek, váleček), které napomáhají naladění dynamického modelu a simulují reálný provoz napínačku – kontaktní plocha a uchycení řemene. Rovněž bylo nutné simulovat chování řemene – to bylo uskutečněno pomocí pružin s definovanou tuhostí a tlumením – nelineární chování. Následně bylo potřebné nastavit pohyby jednotlivých dílů napínačku vůči sobě a sestavení celkového výpočetního modelu. V případě dynamického modelu bylo nezbytné mít k dispozici data z měření napínačku, které bylo potřebné analyzovat a zpracovat, a vybrat vhodný časový úsek pro samotnou simulaci. Dále bylo nezbytné takto sestavený výpočetní model parametrizovat, aby bylo možné najít výpočetní řešení, které odpovídá zmíněným naměřeným datům. Kromě toho bylo důležité zvolit vhodný počet parametrů, aby se snížil výpočetní čas, a aby bylo zároveň možné dosáhnout příznivých výsledků. Samotné ladění dynamického modelu a hledání optimálních hodnot jednotlivých parametrů bylo prováděno pomocí skriptu, který při různých hodnotách parametrů provedl nejdříve výpočet předepnutí ramene napínačku (LA), které se v závislosti na vstupních hodnotách parametrů neustále měnilo, a až poté následovalo kmitání kolem této polohy na základě vstupních dat z měření. Závěrem bylo provedeno vyhodnocení získaných výsledků a porovnání se skutečnými naměřenými daty.

Na základě získaných výsledků a poznatků **Výpočetních kvazidynamických modelů** se nabízí hlubší a detailnější zkoumání metodik eliminace protočení ramene napínáku (LA). Je zřejmé, že samotné nastavení kontaktních ploch hraje velký význam v případě vyhodnocení součinitele únavové bezpečnosti. Zde by bylo vhodné provést několik různorodých variací výpočetních modelů se zaměřením na kontakt. ANSYS nabízí celou řadu nastavení kontaktu, které je svojí komplexností a různorodostí velmi obsáhlé a detailní. Zároveň se nabízí hlubší možnost prozkoumání eliminace protočení ramene napínáku (LA) za pomoci prvku - *Beamu*, které přineslo zajímavé výsledky, avšak samotná definice tohoto prvku je různorodá a to s sebou přináší odlišné výsledky, jež by bylo vhodné detailněji analyzovat.

Dynamický model nabízí celou řadu zkoumání. Na základě doposud získaných teorií o sestavení dynamických modelů by bylo vhodné sestavit další typy simulací založených na jiných způsobech a přístupech, a zároveň porovnat mezi sebou získané výsledky. Již samotné sestavení dynamického modelu nabízí celou řadu modifikací nastavení – například volba parametrů, definice kontaktních ploch, definice chování řemene, poddajné rameno napínáku (LA), vzájemných pohybech jednotlivých dílů napínáku vůči sobě, nebo způsob vyhodnocení. Nabízí se především porovnání deformací.

Rovněž se nabízí hlubší studie únavových vlastností slévarenských slitin hliníku a samotná konstrukce jednotlivých dílů napínáku.

Kvazidynamický způsob výpočtu ukázal, že je v případě sestavování výpočetních modelů velmi citlivý a je potřeba v případě používání této metody sestavit různorodé výpočty a porovnat mezi sebou získané výsledky. Přesto považuji **Výpočetní model č. 3** z hlediska nastavení výpočtu a eliminace protočení ramene napínáku (LA) za nejvíce vyhovující. V případě **Dynamického modelu** se povedlo sestavit výpočetní model, který svými výsledky koresponduje s naměřenými daty a dosáhlo se tak velmi příznivé shody. Diplomová práce ukázala, že je důležité neopomenout podstatu únavových zkoušek, které ačkoliv jsou časově a finančně náročné, lze v případě správné simulace reálného provozu součástí dosáhnout výsledků, které nejvíce odpovídají skutečnosti. Vždy je potřeba najít optimální rovnováhu mezi výpočty a reálnými fyzickými testy.

Věřím, že mnou získané výsledky a poznatky napomohou k dalšímu zkoumání dynamického chování nejenom napínáků řemene, ale i ostatních prvků, které se používají v automobilech.

11 REFERENCE

- [1] *Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*
- [2] SIIM, Slid. *Belt Drives & Types of Belts* [online]. 2022 [vid. 2022-10-12]. Dostupné z: <https://fractory.com/belt-drives/>
- [3] *Belt Tensioner Systems* [online]. [vid. 2022-09-23]. Dostupné z: <https://www.mubea.com/en/belt-tensioner-systems>
- [4] *Serpentine Belt Routing* [online]. [vid. 2022-10-13]. Dostupné z: <https://jeepspecs.com/tj-generation/serpentine-belt-diagram/>
- [5] *DRIVE BELT ROUTING - 3.2L POWER STROKE DIESEL* [online]. [vid. 2022-10-13]. Dostupné z: https://www.fordservicecontent.com/Ford_Content/vdirsnet/OwnerManual/Home/Content?variantid=6027&languageCode=en&countryCode=USA&Uid=G1861324&ProcUid=G1861327&userMarket=usa&div=f&vFilterRingEnabled=False
- [6] LONG, Shangbin, Xuezhi ZHAO a Wen-Bin SHANGGUAN. Method for estimating vibration responses of belt drive systems with a nonlinear tensioner. *Nonlinear Dynamics* [online]. 2020, **100**(3), 2315–2335. ISSN 1573-269X. Dostupné z: doi:10.1007/s11071-020-05617-3
- [7] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. VII. Praha: Knihotiskárna Dr. Ed. Grégr a syn, 1942.
- [8] KONG, L a Robert PARKER. Microslip friction in flat belt drives. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part C-journal of Mechanical Engineering Science - PROC INST MECH ENG C-J MECH E* [online]. 2005, **219**, 1097–1106. Dostupné z: doi:10.1243/095440605X31959
- [9] ČSN 13906-1. Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátu a tyčí kruhového průřezu - Výpočet a konstrukce - Část 1: Tlačné pružiny. leden 2014.
- [10] ČSN 13906-3. Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátu a tyčí kruhového průřezu - Výpočet a konstrukce - Část 3: Zkrutné pružiny. září 2014.
- [11] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1987.
- [12] ČSN 420362. Zkoušky únavy - Základní pojmy a značky. 1. říjen 1986.
- [13] SEDLÁČEK, Vladimír. *Únava hliníkových a titanových slitin*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00180-3.

- [14] LEHNERT, Ondřej. *Zpracování napětově deformační odezvy v průběhu cyklického zatěžování*, Bakalářská práce, VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2014.
- [15] ČSN EN 12258-1. *Hliník a slitiny hliníku - Termíny a definice - Část 1: Obecné termíny*. 2013.
- [16] KUBĚNA, Martin. *Únavové vlastnosti hliníkové slitiny EN-AW 7020*, Bakalářská práce, VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2011.
- [17] VÍZKOVÁ, Ivona. *Vliv středního napětí na trvalou pevnost a životnost*, Bakalářská práce, ČVUT v Praze, Fakulta Strojní. 2017.
- [18] STOLÁŘ, Jakub. *Porovnání kritérií únavového porušení při pulzujícím namáhání v jednoosém tahu*, Bakalářská práce, VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2015.
- [19] SEKERCIOGLU, T a O E CANYURT. Development of the positive mean stress diagrams using genetic algorithm approach. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* [online]. 2014, **37**(3), 306–313. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1111/ffe.12114>
- [20] FEMFAT SUPPORT. *FEMFAT Standard Training*. 2017
- [21] SZALVA, Péter a Imre Norbert ORBULOV. Fatigue testing and non-destructive characterization of AlSi9Cu3(Fe) die cast specimens by computer tomography. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* [online]. 2020, **43**(9), 1949–1958. ISSN 8756-758X. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1111/ffe.13249>
- [22] LONG, Shangbin, Xuezhi ZHAO, Wen-Bin SHANGGUAN a Weidong ZHU. Modeling and validation of dynamic performances of timing belt driving systems. *Mechanical Systems and Signal Processing* [online]. 2020, **144**, 106910. ISSN 0888-3270. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106910>
- [23] WANG, Bozun, Yefei SI, Charul CHADHA, James T ALLISON a Albert E PATTERSON. Nominal Stiffness of GT-2 Rubber-Fiberglass Timing Belts for Dynamic System Modeling and Design. *Robotics* [online]. 2018, **7**(4). ISSN 2218-6581. Dostupné z: doi:[10.3390/robotics7040075](https://doi.org/10.3390/robotics7040075)

