

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017
Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní zaměření: Konstruování vozidel a manipulační techniky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Posouzení konceptu dvouramenného napínáku klínového řemene

Autor: **Bc. Ondřej Kubeš**
Vedoucí práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Konzultant: **Ing. Jaromír Kašpar**

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval Ing. Petru Bernardinovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování mé bakalářské práce.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jaromíru Kašparovi ze společnosti Mubea, spol. s.r.o., za odborné vedení práce a cenné rady, které mi pomohly tuto práci zkompletovat.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kubeš	Jméno Ondřej	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017 „Konstruování strojů a technických zařízení“		
VEDOUČÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bernardin, Ph.D.	Jméno Petr	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Posouzení konceptu dvouramenného napínačku klínového řemene		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	82	TEXTOVÁ ČÁST	69	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)	Diplomová práce obsahuje teoretický rozbor napínacích systémů klínových řemenů. V práci byla provedena analýza současného řešení a následně byly vytvořeny nové návrhy napínačku klínových řemenů. Pro nové návrhy byla provedena dynamická simulace pro zjištění zatěžovacích účinků s jejich následným porovnáním rovnoměrnosti zatížení kladek. Nejlépe hodnocené nové řešení bylo porovnáno se stávajícím řešením. Tyto výsledky byly následně vyhodnoceny v závěru diplomové práce.
ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Napínání řemene, zatížení kladek, konstrukční návrh, CAD model, dynamická simulace, SimDrive

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Kubeš	Name Ondřej	
FIELD OF STUDY	N0715A270017 „Design engineering of machines and technical devices“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Bernardin, Ph.D.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Assessing the Concept of a Double-arm V-belt Tensioner		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2022
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	82	TEXT PART	69	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis contains a theoretical analysis of tensioning systems of V-belts. In the thesis, an analysis of the current solution was carried out and subsequently new designs of V-belt tensioners were created. Dynamic simulation was performed for the new designs to determine the loading effects followed by a comparison of the uniformity of the pulley loading. The best rated new design was compared with the existing design. These results were then evaluated at the end of the diploma thesis.
KEY WORDS	Belt tensioning, pulley loading, structural design, CAD model, dynamic simulation, SimDrive

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	10
Seznam obrázků.....	11
Seznam tabulek.....	14
1 Úvod.....	15
1.1 Představení společnosti Mubea.....	15
2 Napínací systémy řemene.....	17
2.1 Popis napínacích systémů.....	18
2.2 Funkce napínacího systému.....	19
2.3 Rozdělení napínacích systémů.....	19
2.4 Napínací systémy společnosti Mubea.....	20
2.4.1 Systém E1, E2 a E5.....	21
2.4.2 Systém E3 a E3D.....	21
2.4.3 Systém E4 a E4+.....	22
2.4.4 Systém E8.....	23
2.4.5 DAT napínací systémy.....	23
2.4.6 DAT-V.....	24
3 Studie současného řešení.....	25
3.1 Ramena napínáku.....	27
3.1.1 Rameno napínáku 1.....	27
3.1.2 Rameno napínáku 2.....	28
3.2 Ložiskové pouzdro.....	29
3.3 Středový čep.....	29
3.4 Ostatní součásti.....	30
3.5 Zatížení kladek.....	34
3.5.1 Startování pohonné soustavy.....	34
3.5.2 Maximální rekuperace.....	34
4 Návrh nových řešení.....	35
4.1 Varianta 1.....	35
4.2 Varianta 2.....	37
4.3 Varianta 3.....	38

Katedra konstruování strojů

Bc.Ondřej Kubeš

4.4	Varianta 4	39
5	Porovnání nových variant	41
5.1	Vstupní hodnoty	41
5.2	Vyhodnocení dynamické simulace.....	43
5.2.1	Vyhodnocení zatížení při rozjezdu pohonné soustavy.....	44
5.2.2	Vyhodnocení zatížení při maximální rekuperaci	50
5.2.3	Kontrola ostatních parametrů.....	54
5.3	Volba vhodné varianty	57
5.3.1	Porovnání variant	57
6	Popis technického řešení.....	58
6.1	Ramena napínáku	59
6.1.1	Rameno napínáku 1.....	59
6.1.2	Rameno napínáku 2.....	60
6.2	Distanční element pro uložení kladky	61
6.3	Tlumící element.....	62
6.4	Sestava nového řešení	63
7	Zhodnocení	65
8	Závěr	66
9	Seznam použité literatury	67
	Přílohy.....	69
	Vázané přílohy	69
	Nevázané přílohy	69

Seznam použitých zkratk a symbolů

- M - Torzní moment pružiny
- F - Síla pružiny
- R - Aktivní rameno páky pružiny
- \bar{W} - Dílčí moment
- σ - Nekorigované ohybové napětí
- d - Jmenovitý průměr drátu
- E - Modul elasticity
- α - Torzní úhel
- D - Střední průměr závitů
- n - Počet aktivních závitů
- R_{MR} - Úhlová charakteristika pružiny
- AT1 - Napínací kladka 1
- AT2 - Napínací kladka 2

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Logo společnosti Mubea [2]	15
Obrázek 2 - Výrobky společnosti Mubea [5].....	16
Obrázek 3 - Základní části napínáku klínového řemene [5]	17
Obrázek 4 - Napínák s pohonem příslušenství motoru [7]	17
Obrázek 5 - Pohled shora na uskupení komponent [6]	18
Obrázek 6 - Rozdělení dle délky ramene [5]	19
Obrázek 7 - Dělení napínacích systému podle způsobu tlumení.....	20
Obrázek 8 - Napínák E5 [6]	21
Obrázek 9 - Kuželové napínací systémy E3 a E3D [6]	22
Obrázek 10 - Válcové napínací systémy E4+ a E4 [5]	23
Obrázek 11 - DAT Napínací systém na bloku motoru [5].....	24
Obrázek 12 - DAT-V napínák [6].....	24
Obrázek 13 - Napínák s opačným směrem orientace kladek [6]	25
Obrázek 14 - DAT-V na bloku motoru [6]	25
Obrázek 15 - Rozstřed sestavy napínáku DAT-V	26
Obrázek 16 - Rameno napínáku 1.....	28
Obrázek 17 - Rameno napínáku 2.....	28
Obrázek 18 - Ložiskové pouzdro.....	29
Obrázek 19 - Středový čep.....	30
Obrázek 20 - Pružina pro DAT-V napínák	30
Obrázek 21 - Těsnění	31
Obrázek 22 - Pojistný axiální element	31
Obrázek 23 - Kladka s kuličkovým ložiskem	32
Obrázek 24 - Krycí disk	33
Obrázek 25 - Šrouby pro uchycení kladek.....	33
Obrázek 26 - Montážní kolík	33
Obrázek 27 - Start pohonné soustavy alternátorem[6]	34
Obrázek 28 - Maximální hodnota rekuperace[6]	35
Obrázek 29 - Varianta 1 shora	35
Obrázek 30 - Řez středem rotace druhé kladky	36

Obrázek 31 - Umístění do sestavy pohonné jednotky	36
Obrázek 32 - Varianta 2	37
Obrázek 33 - Řez uchycením na blok motoru	37
Obrázek 34 - Varianta 3 shora	38
Obrázek 35 - Řez varianty 3 skrze napínací kladky	39
Obrázek 36 - Umístění do sestavy pohonné jednotky	39
Obrázek 37 - Varianta 4	40
Obrázek 38 - Řez Varianty 4 místem uchycení	40
Obrázek 39 - Osy rotace setrvačných hmot	41
Obrázek 40 - Popis charakteristických bodů variant	43
Obrázek 41 - Rozložení sil na kladce[6]	44
Obrázek 42 - Zatížení kladky 1, Varianta 1	45
Obrázek 43 - Zatížení kladky 1, Varianta 2	45
Obrázek 44 - Zatížení kladky 1, Varianta 3	46
Obrázek 45 - Zatížení kladky 1, Varianta 4	47
Obrázek 46 - Zatížení kladky 2, Varianta 1	48
Obrázek 47 - Zatížení kladky 2, Varianta 2	48
Obrázek 48 - Zatížení kladky 2, Varianta 3	49
Obrázek 49 - Zatížení kladky 2, Varianta 4	49
Obrázek 50 - Zatížení kladky 1, Varianta 1	50
Obrázek 51 - Zatížení kladky 1, Varianta 2	51
Obrázek 52 - Zatížení kladky 1, Varianta 3	51
Obrázek 53 - Zatížení kladky 1, Varianta 4	52
Obrázek 54 - Zatížení kladky 2, Varianta 1	52
Obrázek 55 - Zatížení kladky 2, Varianta 2	53
Obrázek 56 - Zatížení kladky 2, Varianta 3	53
Obrázek 57 - Zatížení kladky 2, Varianta 4	54
Obrázek 58 - Síly v napínané části řemene	55
Obrázek 59 - Síly v ochablé části řemene	55
Obrázek 60 - Grafy vychýlení kladky 1 z montážní polohy	56
Obrázek 61 - Grafy vychýlení kladky 2 z montážní polohy	56
Obrázek 62 - Rozstřel nového řešení	58

Obrázek 63 - Rameno napínačku 1.....	59
Obrázek 64 - Rameno napínačku 2 zespoda.....	60
Obrázek 65 - Rameno napínačku 2 shora.....	61
Obrázek 66 - Distanční element shora.....	61
Obrázek 67 - Distanční element ze spodu.....	62
Obrázek 68 - Tlumící element	62
Obrázek 69 - Řez sestavou přes místo uchycení a první napínací kladku	63
Obrázek 70 - Řez skrz napínací kladky	64

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Vlastnosti materiálu EN AC - 4600.....	27
Tabulka 2 - Chemické složení EN 10270-2 FD SiCr [14].....	30
Tabulka 3 - Mechanické vlastnosti EN 10270-2 FD SiCr [14]	31
Tabulka 4 - Vlastnosti materiálu PA66 GF 30[15].....	32
Tabulka 5 - Potřebné parametry pro dynamickou simulaci	43
Tabulka 6 - Porovnání jednotlivých variant.....	57
Tabulka 7 - Zhodnocení výsledných působících sil.....	65

1 Úvod

Cílem této diplomové práce je navržení a posouzení nového koncepčního řešení napínacího systému klínového řemene určeného primárně pro motory vybavené „start-stop“ systémem. Dvoukladkové řešení napínacího systému zajišťuje napnutí řemene pro každý z režimů, ve kterém se může spalovací motor nacházet. Návrh nového řešení a následné posouzení bude prováděn ve spolupráci se společností Mubea spol. s r. o..

Na úvod práce bude vysvětlen obecný princip a funkce napínacích systému. Dále budou popsány a vysvětleny jednotlivé typy napínacích systému, které jsou vyráběny ve společnosti Mubea. Na základě získaných znalostí z již vyráběných napínacích systému bude provedena podrobná analýza stávajícího napínacího systému pro motory vybavené systémem „start-stop“.

Následující část práce se bude zabývat návrhy nových variant napínacích systémů, které budou vytvářeny v 3D softwaru Catia V5, který je primárně využíván u zadavatele této práce. Na příslušné návrhy bude vytvořena dynamická simulace v softwaru SimDrive. Získané hodnoty z dynamické simulace budou následně porovnány, aby bylo zjištěno, zda nově navržená řešení vyhovují zadání. Nově navržená řešení, která splňují zadání, budou následně mezi sebou porovnány a ohodnoceny na základě několika hledisek a nejlépe hodnocená varianta bude vybrána pro podrobnější analýzu.

V závěru práce bude provedeno zhodnocení a porovnání nového konstrukčního řešení napínacího systému se stávajícím napínacím systémem, který byl vybrán pro porovnání a ověření výsledků.

1.1 Představení společnosti Mubea

Společnost Mubea patří mezi největší lídry v automobilovém průmyslu se zaměřením na vývoj a výrobu výrobků s jedinečnými vlastnostmi v automotive. Obzvláště vyniká ve vývoji a výrobě komponent se zaměřením na snížení celkové hmotnosti vozidla a tím také k větší šetrnosti k životnímu prostředí vzhledem k emisím CO₂. Mubea byla založena v Německém Attendornu roku 1916 zakladateli Muhrem a Bendrem. Společnost Mubea má celosvětově dohromady 48 poboček s více než 14 000 zaměstnanci.[1]



Obrázek 1 - Logo společnosti Mubea [2]

V České republice má Mubea celkem 3 pobočky v Žebráku, Dolních Kralovicích a Prostějově. Dohromady v České republice Mubea zaměstnává více než 3500 zaměstnanců. První založená a zároveň největší pobočka v současnosti byla založena v roce 1995 v Žebráku. Pobočka v Žebráku disponuje vlastním vývojovým centrem a nástrojárnou.[3] Mezi primárně vyráběné komponenty patří systémy napínání řemenů, objímky, rámy sedaček, tyčky stabilizátoru, objímky, hlavové opěrky, výrobky z uhlíkových kompozitů a interiérové komponenty. [4]



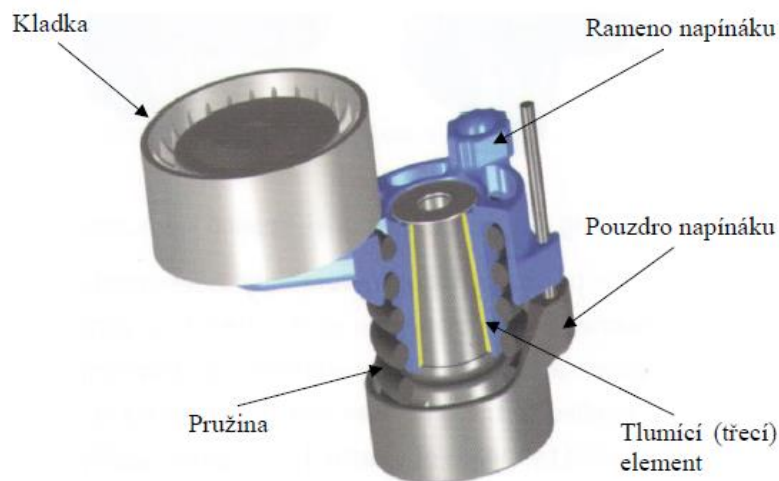
Obrázek 2 - Výrobky společnosti Mubea [5]

Napínáky klínových řemenů jsou v Mubea vyráběny více jak třicet let, díky čemuž patří společnost Mubea mezi největší výrobce na světě. V roce 2013 byl společností Mubea vyvinut speciální systém napínání řemene s využitím dvoukladkového napínáku. Tento systém byl určen primárně pro systémy Start/Stop. [6]

Mubea své výrobky dodává pro většinu předních světových značek. Jsou to např.: Škoda, Audi, Porsche, Bentley, Alfa Romeo, Lamborghini, atd. [3]

2 Napínací systémy řemene

Systémy pohonu řemenů se řadí do kategorie trakčních pohonů, které přenášejí krouticí moment mezi hřídelemi na libovolnou vzdálenost. Řemenice nebo kladky jsou pevně připevněné k hřídeli, které jsou spojeny pásem. Celý systém napínání klínového řemene se skládá z pěti základních komponent (viz Obrázek 3): kladka (kladky), rameno napínáku, pouzdro napínáku (tělo napínáku), pružina a tlumící (třecí) element. [6]



Obrázek 3 - Základní části napínáku klínového řemene [5]

Napínák řemene je důležitou součástí v pohonném systému vozidla. Napínací systém vozidla se skládá z několika součástí, které jako celek dokáží předepnout klínový řemen, který je poháněn od klikového hřídele a následně spojuje další komponenty motoru automobilu. Nejčastějšími komponenty jsou alternátor, vodní pumpa a kompresor klimatizace. Možnost a příklad použití je vidět na Obrázku 4. [7]

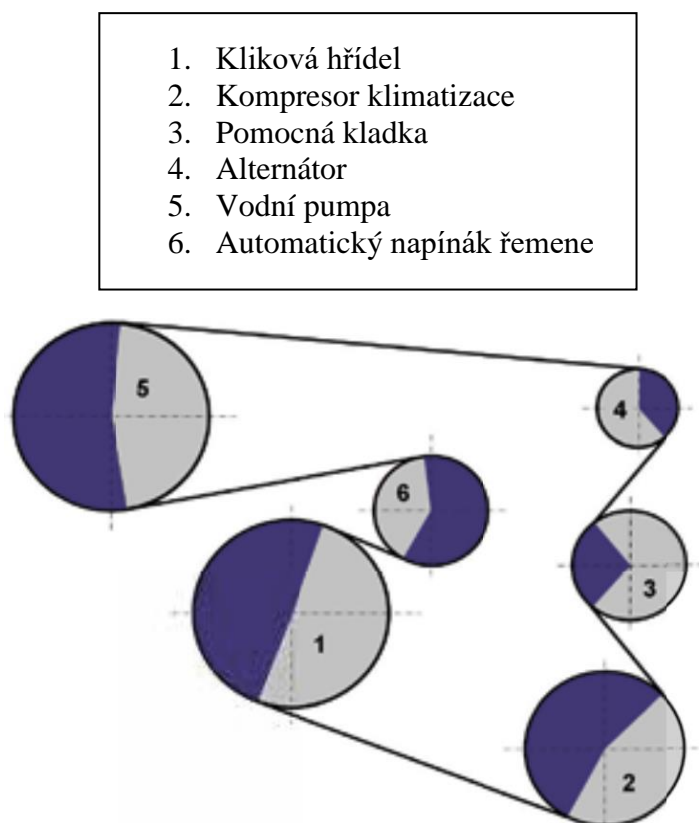


Obrázek 4 - Napínák s pohonem příslušenství motoru [7]

2.1 Popis napívacích systémů

Před příchodem vícenásobného klínového řemene byla pohonná čerpadla v motorovém prostoru poháněna řemenicí klikového hřídele. Požadovaného napětí pro pohon komponent bylo dosaženo vytažením generátoru a následným zajištěním na místě. Opotřebením a stárnutím řemene docházelo ke ztrátě napětí, což vedlo ke zvýšení hlučnosti a ztrátě účinnosti, která byla zapříčiněna prokluzem řemene. Tímto došlo ke ztrátě potřebné napívací síly v řemeni, následkem čehož bylo nutné znovu zvýšit napětí v řemeni pootočením konzoly generátoru. Tento způsob napínání je dnes již nedostatečný, protože životnost řemene by nebyla dostatečná vlivem opakovaného předepínání. [6]

Pokračujícím vývojem technologií byly do pohonného systému vozidel přidávány další komponenty (čerpadlo posilovače řízení, kompresor klimatizace atd.), proto začal být využíván vícenásobný klínový řemen. Dle funkčnosti a jednotlivých omezení byly jednotlivé komponenty umístěny kolem řemenice klikového hřídele, aby došlo ke zjištění požadované délky řemene. Aby docházelo ke stále stejnému přenosu požadované mechanické síly na jednotlivé komponenty vozidla a nedocházelo ke zbytečnému přetěžování ložisek jednotlivých komponent, vznikl požadavek na automatické napínání řemene ke zvýšení životnosti. Při současném trendu, kdy dochází k tzv. „downsizingu“ existuje vždy poptávka po stále účinnějších napívacích systémech, protože komponent poháněných přes klínový řemen je v systému pohonu vozidel stále více. [6]



Obrázek 5 - Pohled shora na uskupení komponent [6]

Tělo napínačku je uchyceno na bloku motoru, v případě DAT a E8 napínacích systémů na alternátor (viz kapitola 2.4.4 a 2.4.5). Pružina je ukládána v předepnutém stavu mezi ramenem napínačku a tělem napínačku tak, aby rameno napínačku mohlo rotovat kolem pouzdra napínačku. [6]

2.2 Funkce napínacího systému

Napínač klínového řemene plní dvě základní funkce. Tlumí vibrace a napíná řemen. Dále však musí být zajištěno tlumení celé soustavy komponent, protože činností motoru zde vznikají vibrace, které se mohou přenášet na jednotlivé komponenty a mít nežádoucí vliv na jejich životnost. Tlumení je dosaženo nejčastěji třením jednotlivých elementů nebo přidáním hydraulických tlumičů. [5]

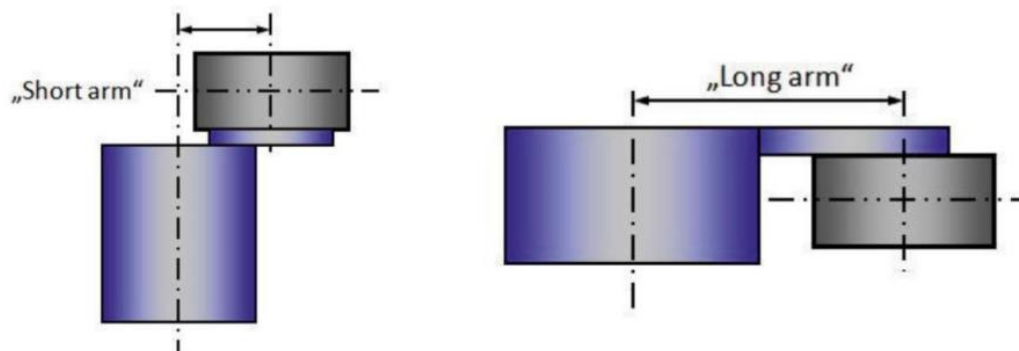
Napínáním řemene je možné korigovat napětí, které bude řemen přenášet a zajistit tím, aby síly působící na ložiska jednotlivých komponent nebyly příliš vysoké a nedocházelo ke snižování životnosti soustavy. Napínání řemene je obvykle zajištěno pomocí pružiny. [6]

2.3 Rozdělení napínacích systémů

Napínací systémy klínových řemenů se dělí do 4 základních kategorií:

1. Dle délky ramene
2. Na konvenční a nekonvenční
3. Způsobu vyvození napínací síly
4. Podle tlumícího elementu

ad 1) Pro upevnění napínačku klínového řemene je na bloku motoru vždy omezený prostor, proto je využíváno dvou základních konstrukčních řešení. Řešení s „dlouhým“ ramenem a s „krátkým“ ramenem. Vhodnost použití jednotlivých řešení se volí podle dostupnosti okolního prostoru. U řešení s „dlouhým“ ramenem napínačku může být systém tlumení a pružiny umístěn ve stejné výšce s řemenovým pohonem. Pro napínačky s „krátkým“ ramenem je skříň umístěna za řemenovým pohonem. [5]

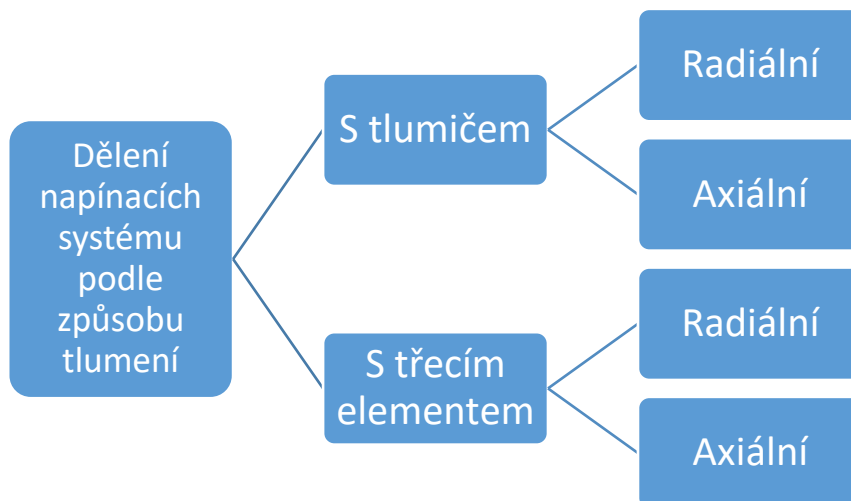


Obrázek 6 - Rozdělení dle délky ramene [5]

ad 2) Další základní hledisko, podle kterého dělíme napínací systémy klínového řemene podle užití na konvenční a nekonvenční. Hlavní rozdíl mezi konvenčními a nekonvenčními systémy napínání je v počtu kladek, použití a uchycení.[6] Konvenční napínací systémy využívají napínák, který disponuje jednou kladkou a připevňuje se obvykle na blok motoru. U nekonvenčních napínacích systémů je využíváno napínáky se dvěma kladkami a uchycením na kryt alternátoru. Nekonenční systémy napínání klínového řemene se začali využívat s příchodem tzv. „Start-Stop“ systémů a hybridních pohonů automobilů. [5]

ad 3) K vyvození předepínací síly se nejčastěji využívá šroubových pružin s konstantním nebo nekonstantním stoupáním závitu. Ve výjimečných případech lze vyvodit napínací sílu pomocí přímých prutů ve svazku, které mají vlastnosti torzní pružiny. [5]

ad 4) U napínacích systému je využíváno dvou základních typů tlumení. Tlumení třecími elementy, nejčastěji vyrobených z plastů, které mohou být doplněny o povrchovou vrstvu PTFE materiálu nebo kapalinovými tlumiči, viz Obrázek 7. [5]



Obrázek 7 - Dělení napínacích systému podle způsobu tlumení

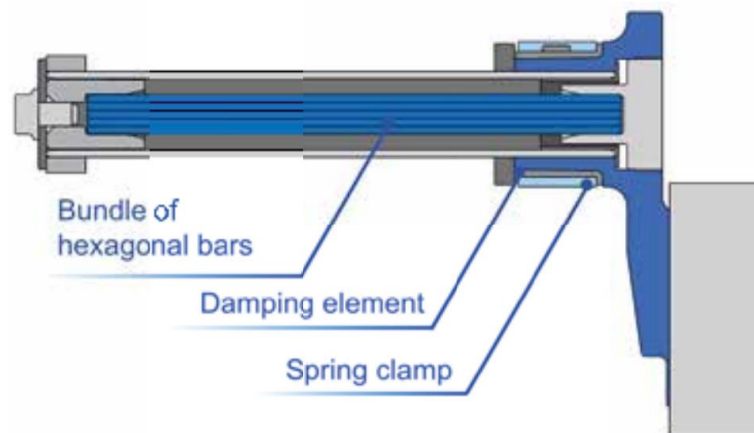
2.4 Napínací systémy společnosti Mubea

Společnost Mubea vyrábí několik typů napínacích systému, mezi nejrozšířenější typy patří konvenční napínáky s krátkým ramenem, kde je využito k tlumení třecích prvků, a k vyvození předepínací síly řemene se využívají vinuté pružiny. Ve speciálních případech se využívá systému, který aplikuje svazek torzních pružin pro vyvození napínací síly. V současné době se zaměřuje na vývoj speciálních dvoukladkových nekonvenčních napínáků, které se nasazují přímo na alternátor. Tyto typy se nejčastěji využívají u spalovacích motorů vybavených systémem Start/Stop. Tento systém napínáku byl vyvinut v roce 2013. Po vzoru kombinace konvenčních a nekonvenčních DAT napínáku je vyráběn nejnovější typ napínáku, který se upevňuje na alternátor, ale k napínání řemene využívá pouze jednu kladku. Níže budou popsány jednotlivé typy napínáků. [6]

2.4.1 Systém E1, E2 a E5

Napínací systémy klínových řemenů E1 a E2 nejsou v dnešní době již používány, ani není podporován jejich další vývoj, protože konstrukce tohoto typu je velmi složitá. Z části byl zánik těchto typů napínacích systémů zapříčiněn i velkou hmotností ve srovnání s novějšími systémy napínacích systémů. [6]

Systém E5 byl konstrukčně odlišný, než všechny ostatní konvenční napínací systémy, protože nepoužíval k vyvození napínací síly klasickou vinutou pružinu, ale svazek šestihelných zkrutných tyčí (viz Obrázek 8), které na sebe doléhaly. Napínací systém E5 se v dnešní době používá jen ve výjimečných aplikacích, proto se jim nebudeme podrobněji zabývat.



Obrázek 8 - Napínák E5 [6]

2.4.2 Systém E3 a E3D

V současné době jsou nejvíce používány napínací systémy E3 a E3D. Největší výhodou těchto typů napínacích systémů je jejich jednoduchá konstrukce a velice dobrá životnost. Hlavní poznávací znak u těchto napínacích systémů je ložisko kuželového tvaru. Systémy E3 a E3D se skládají z nejmenšího počtu jednotlivých komponent, díky čemuž jsou i cenově dostupné. [6]

Snížení počtu součástí je zde dosaženo kombinací více funkcí v jedné součástce. Například pružina zde neslouží pouze k vyvození napínací síly, ale také zde vytváří axiální sílu, která drží napínák před rozpadnutím a zároveň je zapotřebí k tlumení vibrací. [9] Součástí konstrukce napínacích systémů E3 a E3D je kónické pouzdro kombinující funkcí tlumení a hlavního ložiska. Rozdíl v konstrukci E3 a E3D je primárně ve směru působení axiální síly a využívaných materiálů k dosažení potřebného tlumení. [6]

Životnost celého systému je omezena plastovým pouzdem, které je nejvíce opotřebovávané, proto je zde důležitá přesná výroba. Během montáže je u systému E3 natažena vinutá pružina, která prochází pružinovým kanálkem uvnitř těla napínáku a ramenem napínáku, čímž zde dochází k dosažení potřebné síly k udržení napínáku ve správné poloze. U pružiny je zde využíváno tahové síly, proto jsou konce pružiny speciálně navrhované tak, aby vytvářely tzv. zámek pro jednotlivé části napínáku. Díky těmto konstrukčním úpravám již není potřeba použít další spojovací prvky. Tlumení u systému E3 a E3D je zajištěno plastovým pouzdem ve tvaru kužele, který má vnitřní

průměr menší, než je průměr podstavy v těle napínáku (viz Obrázek 9). Kuželové pouzdro je na svém vnitřním průměru opatřeno tvarovým výstupkem tak, aby nedocházelo rotaci kolem podstavy těla napínáku, čímž by docházelo k nerovnoměrnému opotřebení a snížení životnosti. [6]

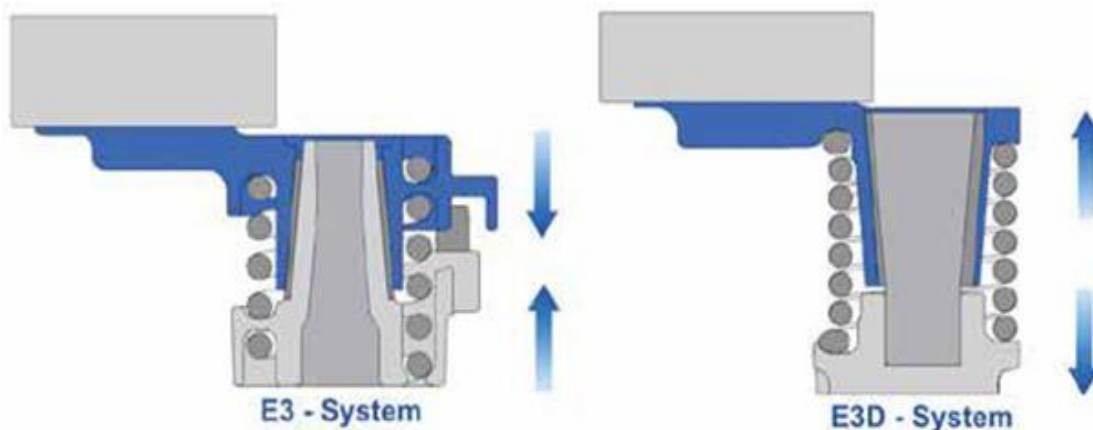
Výhody E3:

- Absence spojovacích prvků
- Jednoduchost konstrukce
- Využití pružiny pro více funkcí

Nevýhody E3:

- Malý tlumicí účinek
- Plastové kuželové pouzdro

Systém E3D využívá opačného působení sil, než tomu bylo u E3 systému, proto je zde při montáži pružina stlačena a následně tak po sestavení napínáku do jedné sestavy roztahuje rameno a tělo napínáku od sebe. Působení síly je vidět na Obrázku 9 v pravé části. Roztahováním ramene a těla napínáku od sebe dochází k přitlačování kuželového pouzdra mezi ramenem a tělem napínáku, čímž dochází k vyvození potřebného tlumení za pomoci tření. Musí zde být použit obrácený kužel, proto je zde podstava s větší průměr kužele uložen v horní části ramene napínáku. Takovéto konstrukční uspořádání má ve srovnání s E3 napínacím systémem výhodu ve velikosti tlumení, kdy u E3D je možné dosahovat vyšších hodnot tlumení. [6]

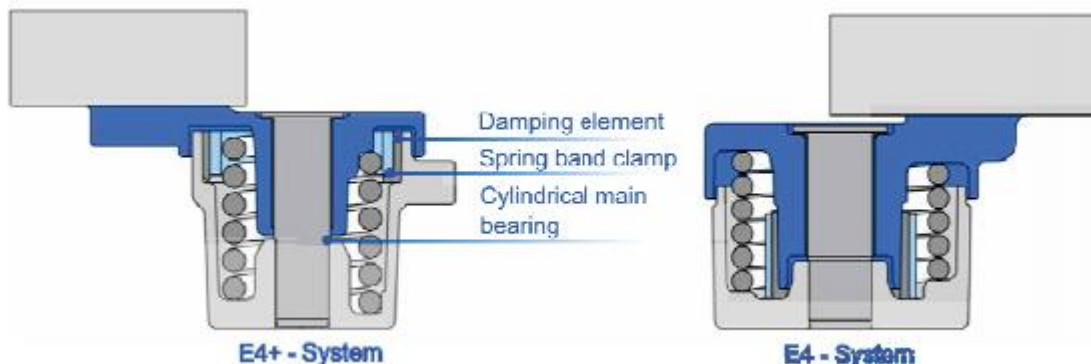


Obrázek 9 - Kuželové napínací systémy E3 a E3D [6]

2.4.3 Systém E4 a E4+

Válcové napínací systémy E4 a E4+ jsou konstrukčně velmi podobné E3 a E3D napínacím systémům. Hlavní rozdíl v konstrukci jednotlivých napínáku můžeme vidět v uložení vinuté pružiny, která není uložena ve speciálně vyrobené drážce, čímž není napínák zajištěn vůči posunutí v axiálním směru. Z tohoto důvodu byl do E4 a E4+ systémů přidán středový čep a pojistný element v axiálním směru. [6]

Poslední rozdíl, který můžeme mezi těmito systémy najít je tvar tlumícího elementu a možnost jeho uložení. U E4 systému máme válcový tlumící element, který je uložen uvnitř pružiny. U E4+ napínacím systému najdeme tlumící element vně pružiny, kde je přitlačován na větším obvodu, čímž získáváme větší třecí plochu a větší tlumení. [6]



Obrázek 10 - Válcové napínací systémy E4+ a E4 [5]

2.4.4 Systém E8

Napínací systémy E8 se vyznačují speciální konstrukcí, kdy se napínák uchycuje přímo na alternátor. Tyto systémy se začali rozšiřovat s příchodem tzv. downsizingu. Svou konstrukcí je napínací systém E8 podobný nekonvenčním napínacím systémům DAT, ale vzhledem k jejich funkci se řadí mezi konvenční napínací systémy. [6]

Velkou výhodou napínáků E8 je jejich velikost, kdy ve srovnání s předešlými systémy je nízký a dá se využít i tam, kde není dostatek prostoru pro výše zmíněné systémy. Takto nízkého napínáku bylo dosaženo především díky využití vinuté pružiny o malém počtu závitů s velkým vnitřním průměrem, který je větší, než průměr samotného těla napínáku. Tento typ pružin je zde využívám kvůli tomu, že E8 napínák je pevně uchycen na krytu alternátoru, kde musí být zajištěn dostatek místa pro řemenici alternátoru, která musí být v kontaktu s řemenem. [6]

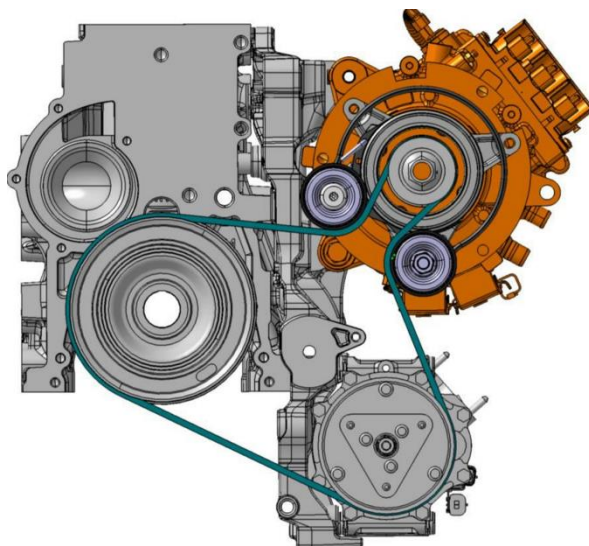
Tlumení nežádoucích vibrací, které jsou přenášeny přes rameno napínáku, jsou tlumeny na jeho vnitřním obvodu, kde jsou umístěny třecí elementy sloužící k tlumení vibrací.

Nevýhodou napínacích systémů E8 je náročná konstrukce, která je způsobena nekompaktním tělem napínáku. Kvůli této změně musí být použito speciálního spojení těla napínáku a pojistného elementu. [6]

2.4.5 DAT napínací systémy

DAT napínací systémy jsou svou konstrukcí velmi podobné předešlému E8 systému. Hlavním rozdílem zde je počet kladek, kdy DAT napínací systém disponuje dvěma kladkami a zároveň dvěma rameny napínáku. Stejně tak jako E8 napínací systémy jsou i DAT napínací systémy upevňovány na alternátor a vyvození napínacího momentu je zde dosaženo pružinou o malém počtu závitů a větším vnitřním průměrem, než je průměr těla napínáku. [6]

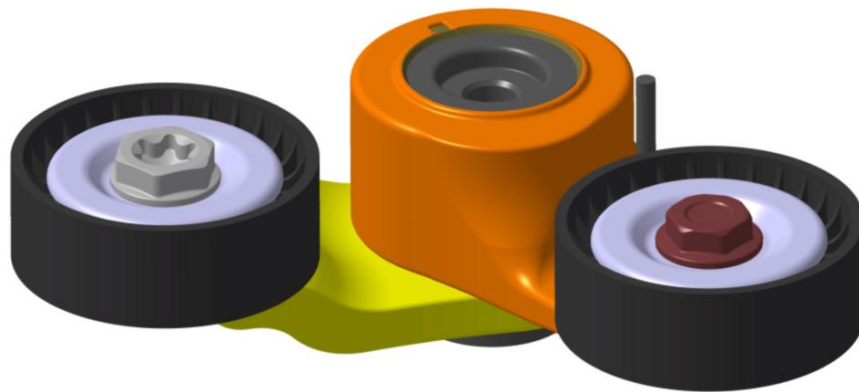
Tlumení vibrací je zde dosaženo třecím elementem umístěným na vnitřním průměru ramene napínáku a vnějším průměru těla napínáku. Nejčastěji jsou DAT napínáky využívány u automobilů využívajících systém start-stop nebo u hybridních automobilů s rekuperací. [6]



Obrázek 11 - DAT Napínací systém na bloku motoru [5]

2.4.6 DAT-V

Napínací systémy s označením DAT-V jsou kombinací konvenčních a nekonvenčních napínacích systémů. Napínací systém DAT-V se neupevňuje na alternátor jako je tomu u ostatních DAT napínáků. Napínací systémy DAT-V nemají klasické tělo napínáku, na kterém jsou uloženy ramena napínáku. Pružina k vyvození napínací síly je zde uložena mezi dvojicí ramen, stejně tak jako u konvenčních napínacích systémů. Uvnitř ramen, které tvoří tělo napínáku je veden otvor pro středový čep a šroub k upevnění celého napínáku na blok motoru. Tímto způsobem je napínák zajištěn jako jeden celek před rozpadnutím v ose jeho rotace. [6]



Obrázek 12 - DAT-V napínák [6]

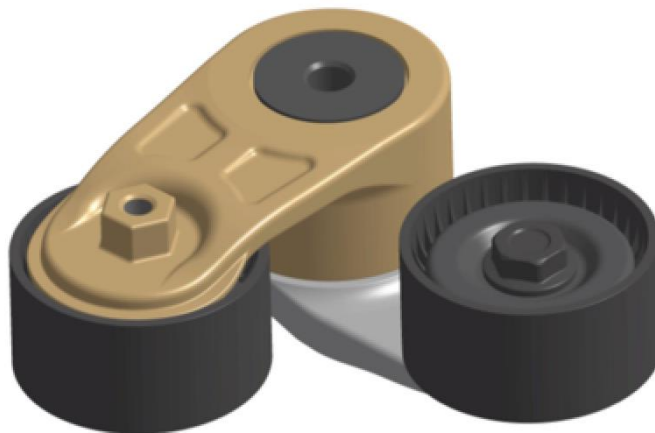
3 Studie současného řešení

Cílem diplomové práce je posouzení konceptu dvouramenného napínačku klínového řemene. Aby bylo možné provést návrh a posouzení jednotlivých konceptů, je nutné nejdříve analyzovat a popsat jednotlivé součásti současného řešení napínacího systému DAT-V, se kterým budou následně porovnávány výsledky a z jehož současné konstrukce budeme vycházet při návrhu nových konstrukčních řešení nového napínacího systému DAT-L. [6]

V následující kapitole budou podrobně popsány jednotlivé součásti současného řešení DAT-V napínačku včetně jejich funkce a materiálu.

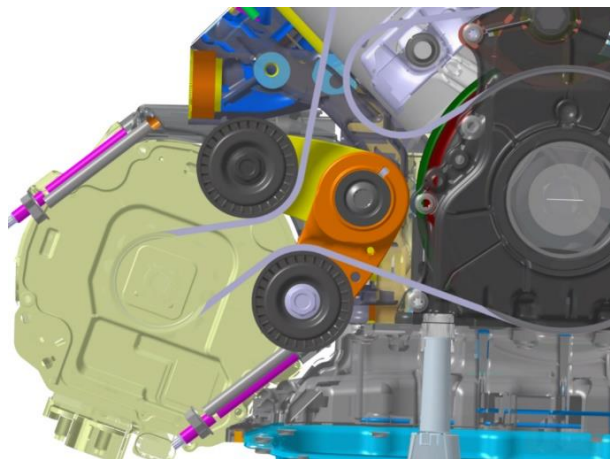
Současné řešení DAT-V napínačku je vyráběno ve třech variantách: [6]

- Obě kladky orientované směrem nahoru (viz Obrázek 12)
- Obě kladky orientované směrem dolů
- Opačný směr orientace kladek (viz Obrázek 13)

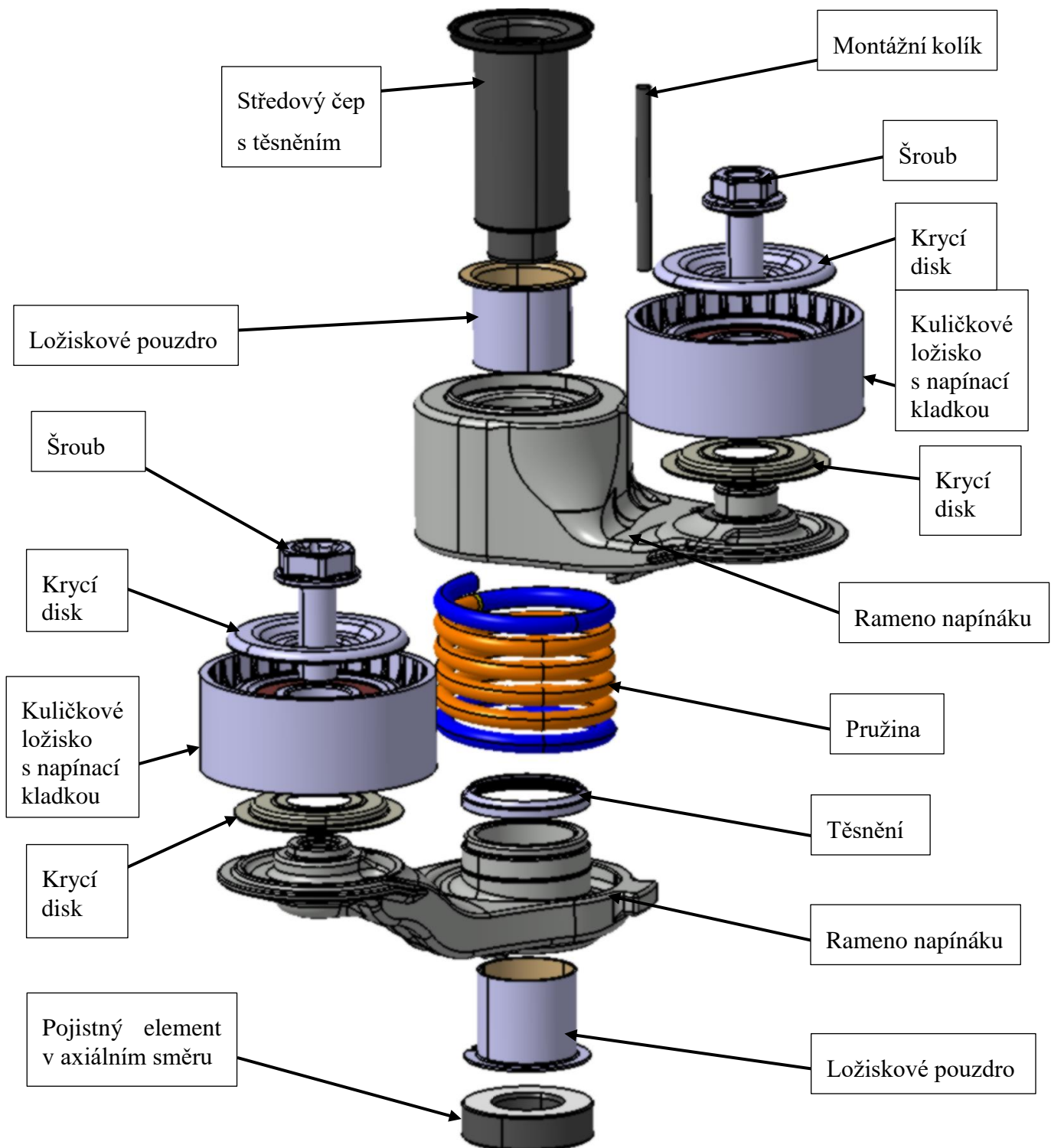


Obrázek 13 - Napínač s opačným směrem orientace kladek [6]

Uchycení všech tří variant na blok motoru je provedeno šroubem, který prochází skrze obě ramena napínačku. Použité materiály se u těchto jednotlivých konstrukčních řešení neliší v závislosti na typu napínačku, ale na ostatních proměnlivých parametrech, jako je hodnota tlumení, potřebná napínací síla nebo zatížení kladek.



Obrázek 14 - DAT-V na bloku motoru [6]



Obrázek 15 - Rozstřel sestavy napínáku DAT-V

3.1 Ramena napínáku

Ramena napínáku patří k základním částem celé sestavy napínáku DAT-V, které se vyrábí jako odlitek. Pro výrobu odlitku se nejčastěji využívá hliníkové slitiny EN AC- AlSi9Cu3(Fe) s obchodním označením EN-AC 46000.

Vlastnosti materiálu: [10]

Tabulka 1 - Vlastnosti materiálu EN AC - 46000

EN AC- AlSi9Cu3(Fe)		
Mez pevnosti v tahu	240	MPa
ρ	2750	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Youngův modul pružnosti	75,5	GPa
Tvrdość	80	HB
Teplota tání	600	$^{\circ}\text{C}$
Tažnost	1	%

Slitina hliníku EN-AC 4600 je velmi dobře slévateľná a je vhodná pro tlakové lití. Tato slitina má menší sklon ke vzniku povrchových defektů. Slitina EN-AC 4600 obsahuje příměs křemíku, která nám zaručuje dobrou obrobiteľnost při dokončovacích operacích funkčních ploch.

3.1.1 Rameno napínáku 1

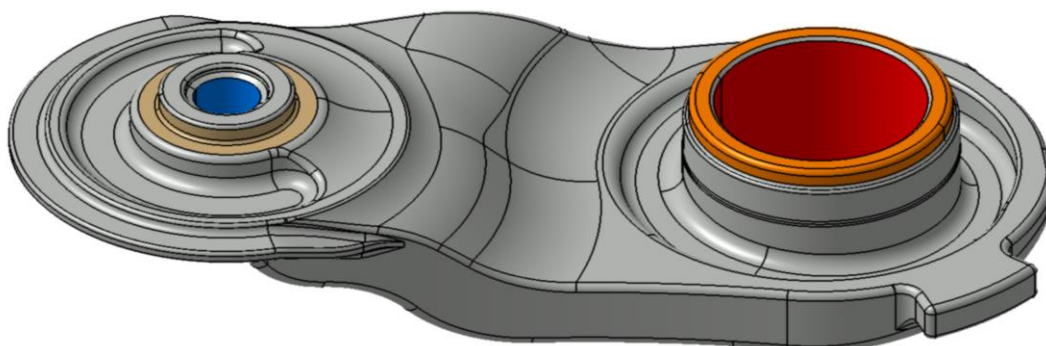
Na Obrázku 16 je vidět rameno napínáku 1. Důležité funkční plochy jsou barevně odlišené, viz Obrázek 16.

Hnědě vyznačené plochy na Obrázku 16 znázorňují dosedací plochy pro ložisko. Pro tyto plochy je nutné dodržet podmínky pro uložení ložiska, které udává dodavatel ložisek ve svém katalogu.

Červená zvýrazněná plocha (viz Obrázek 16) je místo, kde dochází k tření mezi dvěma plochami. V tomto konkrétním případě se jedná o kontakt s kluzným ložiskovým pouzdem. Tato plocha je doplněna o geometrické tolerance a musí zde být dodržena předepsaná drsnost, které docílíme dodatečným obráběním nebo jinou dokončovací operací, například broušením. [11]

Oranžově zvýrazněná plocha vyznačuje místo, kde je uložen těsnící element, který zabraňuje vniknutí nečistot do prostoru mezi rameno napínáku a kluzné ložisko.

Modře vyznačený otvor slouží k upevnění kladky na rameno napínáku za pomoci šroubu.



Obrázek 16 - Rameno napínáku 1

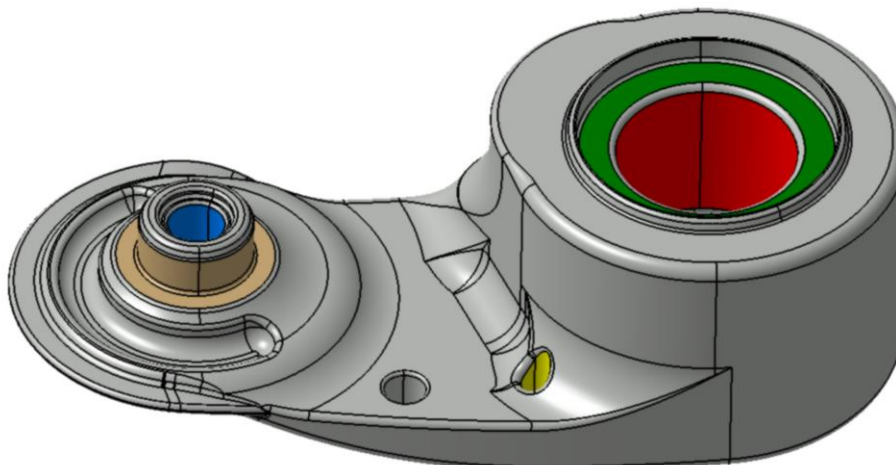
3.1.2 Rameno napínáku 2

Při pohledu na Obrázek 17 můžeme vidět podobnou konstrukci ramene napínáku 2, jako tomu bylo u ramene napínáku 1, avšak hnědě zvýrazněná dosedací plocha pro ložisko kladky by ve smontované sestavě směřovalo opačným směrem, než u ramene napínáku 1.

Zeleně zvýrazněná plocha je dosedací plocha pro kluzné ložiskové pouzdro, které je přitlačováno středovým čepem tak, aby bylo neustále v kontaktu s touto plochou. Tato plocha musí splňovat předepsané geometrické tolerance, zejména na: rovinost, kolmost a celkové házení.

Červeně zvýrazněná plocha je stejně tak, jako u Obrázku 17 plocha, kde dochází ke kontaktu mezi ložiskovým pouzdem a samotným ramenem napínáku.

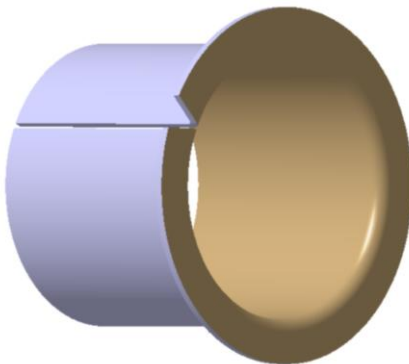
Žlutě zvýrazněná díra, která prochází skrz rameno napínáku je díra pro montážní kolík, který zajišťuje obě ramena v montážní poloze.



Obrázek 17 - Rameno napínáku 2

3.2 Ložiskové pouzdro

Ložiskové pouzdro u napínacího systému DAT-V má tvar válce. Slouží ke snížení tření při vzájemné rotaci mezi středovým čepem a ramenem napínáku. Pro zajištění správné montáže a zamezení praskání součásti při montáži je ložiskovým pouzdrem veden řez po jedné jeho straně ve svislém směru (viz Obrázek 18). Pro výrobu ložiskového pouzdra se využívá PTFE materiálu s příměsí skelných vláken. Vlastnosti materiálu nalezneme v příloze 2. [12]



Obrázek 18 - Ložiskové pouzdro

3.3 Středový čep

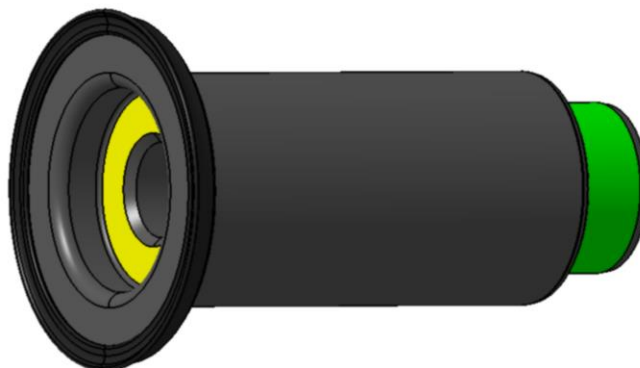
Středový čep po zalisování do sestavy zajišťuje, aby nedošlo ke vzájemnému posunutí jednotlivých částí napínáku. Zúžená zeleně vyznačená část na Obrázku 19 je doplněna o geometrické tolerance, protože v tomto místě dochází k nalisování pojistného elementu do ramene napínáku 1.

Žlutě zvýrazněná plocha je dosedací plocha pro šroub, kterým dojde k uchycení napínáku na blok motoru.

Na Obrázku 19 můžeme vidět černý těsnící element, který zabraňuje vniku nežádoucích nečistot do prostoru mezi středovým čepem a ramenem napínáku, které by mohly snížit funkčnost nebo životnost ložiskového pouzdra.

Středový čep je nejčastěji vyráběn z automatové oceli ČSN 11 109, někdy označované pod obchodním označením ČSN 11SMn30. Tato ocel má výhodu dobré obrobitelnosti, která je nezbytná pro dosažení potřebné kvality povrchu pro nalisování. [13]

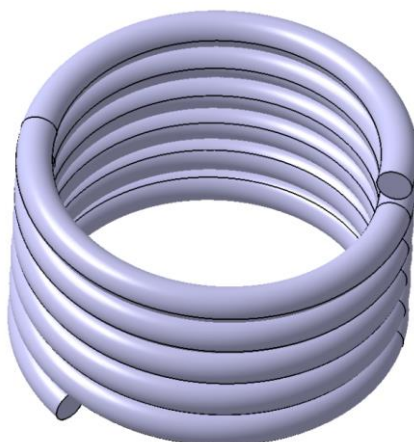
Největší nároky u středového čepu jsou klady na přesnost tvaru. Nejužší vnější průměr středového čepu je kontrolován na kruhovitost a dosedací plocha pod hlavou čepu musí být kolmá na tuto plochu, aby bylo možné čep správně zalisovat do ramene napínáku 1.



Obrázek 19 - Středový čep

3.4 Ostatní součásti

Pružina je hlavní součástí pro vyvinutí napínací síly. U DAT-V napínáků se jedná o běžný typ pružiny s více závitů a menším vnitřním průměrem ve srovnání s nekonvenčními napínacími systémy.



Obrázek 20 - Pružina pro DAT-V napínák

Pružiny jsou vyráběné z materiálu EN 10270-2 FD SiCr s přesně definovaným chemickým složením (viz Tabulka 2) a pevností v tahu 1830-1980 MPa. [14]

Tabulka 2 - Chemické složení EN 10270-2 FD SiCr [14]

C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu
0,5-0,6 %	1,2-1,6 %	0,5-0,9 %	≤0,03 %	≤0,025 %	0,5-0,8 %	≤0,12 %

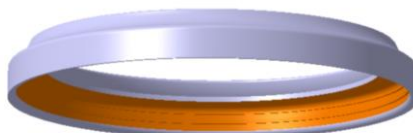
Mechanické vlastnosti pružiny viz Tabulka 3. [14]

Tabulka 3 - Mechanické vlastnosti EN 10270-2 FD SiCr [14]

EN 10270-2 FD SiCr		
Modul pružnosti v tahu	206	MPa
ρ	7850	kg·m ⁻³
Modul pružnosti ve smyku	79.5	MPa

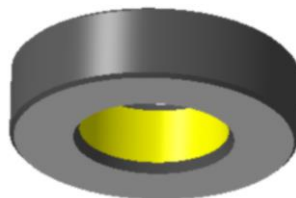
Aby bylo zabráněno vniknutí nečistot do prostoru ložiskového pouzdra a nedošlo tak ke snížení účinnosti nebo následnému zadření celého systému vlivem nečistot, je nutné, aby byl prostor ložiskových pouzder utěsněn. Za tímto účelem se u napínacích systému DAT-V přidává těsnění, které je vtlačeno do kruhového výřezu v horní části ramene napínáku po celém obvodu středového čepu. Černě zvýrazněná část viz Obrázek 19 v kapitole 3.3.

Druhé těsnění (viz Obrázek 21) se nachází uvnitř samotného napínáku mezi ramenem 1 a ramenem 2 tak, aby byl izolovaný prostor kluzných ložisek obou ramen.



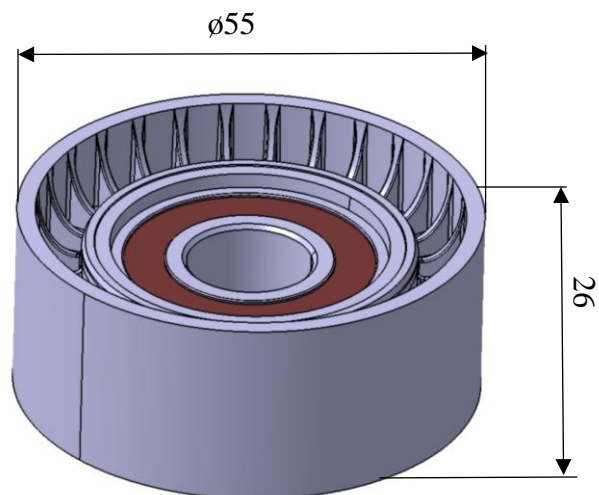
Obrázek 21 - Těsnění

Další nezbytnou částí napínáku je pojistný axiální element, který je po smontování celého napínáku nalisován na středový čep. Žlutě zvýrazněná plocha na Obrázku 22 je nalisována na konec středového čepu.



Obrázek 22 - Pojistný axiální element

Důležitou součástí celé soustavy napínáku klínového řemene je kladka (Obrázek 23), která je jako jediná v přímém kontaktu s řemenem.



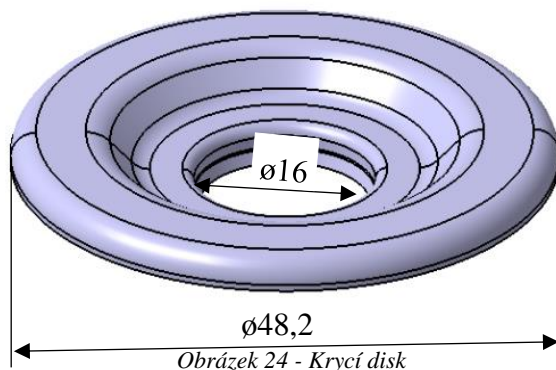
Obrázek 23 - Kladka s kuličkovým ložiskem

Kladka se nejčastěji vyrábí z plastového polyamidu, doplněného 30% příměsí skelných vláken. V tomto případě se jedná o materiál PA66 GF30. Tento materiál je vhodný vzhledem k jeho pevnostní i tepelné odolnosti. Vzhledem k provozním specifikacím musí materiál kladky vydržet pracovat i při vysokých teplotách, které zde vznikají při provozu. [15]

Tabulka 4 - Vlastnosti materiálu PA66 GF 30[15]

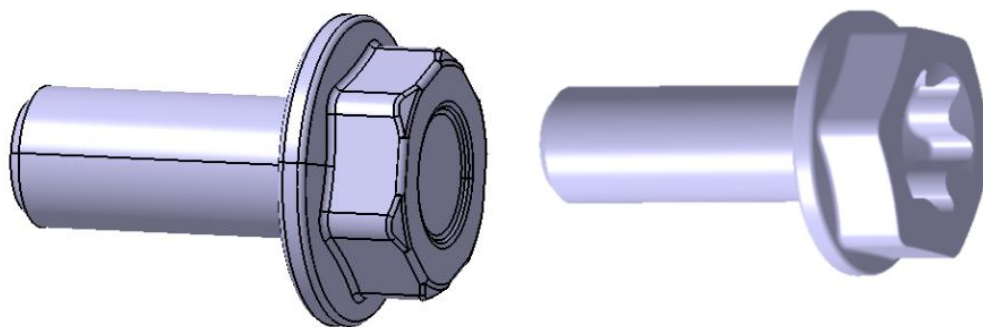
PA66 GF 30		
Mez kluzu	126	MPa
ρ	1450	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Maximální provozní teplota	284	$^{\circ}\text{C}$
Součinitel tření: kladka x řemen	0.35	-

Na horní i dolní části kladky jsou umístěné krycí disky (viz Obrázek 24), zabraňující vniku nečistot do prostoru ložiska, čímž je ložisko chráněné před snížením jeho funkčnosti a životnosti. Krycí disky se nejčastěji vyrábějí vystřížením z plechu o tloušťce 0,5mm z nízkouhlíkové oceli ČSN 11305, někdy označována jako DC04. Ocel ČSN 11 305 je vhodná pro tváření za studena.[16] Zároveň zde krycí disky slouží jako dosedací plocha pro šroub, čímž nedojde k opření šroubu o ložisko.



Obrázek 24 - Krycí disk

Krycí disk a kladka ramene 1 jsou k rameni napínáku přišroubované šroubem M10 se šestihrannou hlavou a hladkým límcem dle DIN 6921.[9] Na rameni 2 je využito šroubu M10 LH se šestihrannou hlavou Torx (Obrázek 25).



Obrázek 25 - Šrouby pro uchycení kladek

Jako poslední části v sestavě DAT-V je využit montážní kolík. Montážní kolík (viz Obrázek 26) slouží k udržení napínáku v montážní poloze, dokud není uchycen na blok motoru.



Obrázek 26 - Montážní kolík

3.5 Zatížení kladek

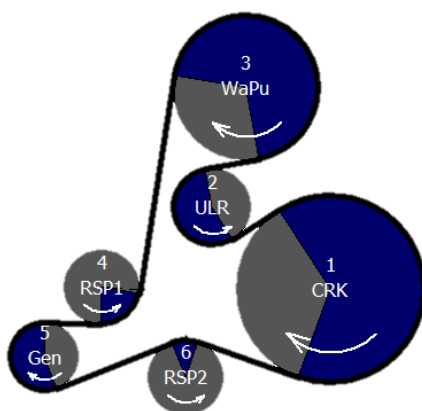
U současného řešení DAT-V napínacích systémů dochází k nerovnoměrnému zatěžování kladek, což vede k většímu namáhání jednoho z ramene napínačku a výrazně robustnější konstrukci tak, aby vydrželo dané namáhání.

Napětí v řemeni je vlivem takového napínání, jaký představují běžné DAT napínací systémy rozdílné na větvi před alternátorem a za alternátorem. Kvůli rozdílnému napětí v řemeni působí na obě kladky rozdílné radiální zatížení od řemene, které je přes napínací kladky přenášeno na ramena napínačku. Vzhledem k nerovnoměrnému zatížení dochází i k nerovnoměrnému opotřebení kladek, které snižuje životnost a funkčnost celého systému, ale tento efekt není pro napínač jako funkční celek příliš limitující. Rozdíl mezi zatížením na první a na druhé kladce u napínačku typu DAT a DAT-V závisí na pracovní poloze, ve které se napínač nachází.

3.5.1 Startování pohonné soustavy

Kladky napínacího systému se v průběhu provozu pohonné soustavy pohybují v závislosti na zatížení, které působí v jednotlivých částech pásu. Jednou z hraničních poloh, kdy je největší rozdíl v zatížení mezi první a druhou kladkou je právě při rozběhu celé pohonné soustavy při startování alternátorem.

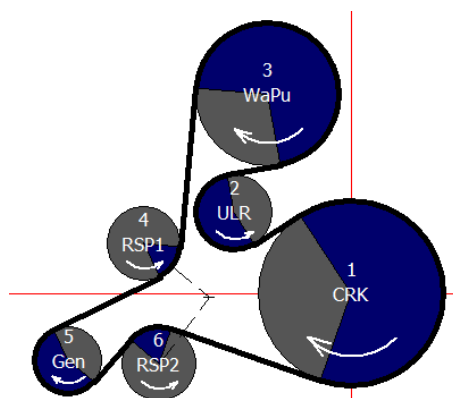
V této poloze je více zatížená kladka 1 s označením RSP1 na pozici 4 (viz Obrázek 27), která napíná část řemene mezi alternátorem (2; Gen) a vodní pumpou (3; WaPu). Velikost působící výsledné síly (dále jen jako „hubloud“) F_{1start} je v této poloze až 1261N. V současné chvíli působí na kladku 2 s označením RSP2 na pozici 6 maximální hubloud F_{2start} , který dosahuje hodnoty 234N. [6]



Obrázek 27 - Start pohonné soustavy alternátorem[6]

3.5.2 Maximální rekuperace

Opačný případ než při startování pohonné soustavy alternátorem nastává, když dochází k rekuperaci energie v její maximální výši. Část řemene mezi vodní pumpou (3; WaPu) a alternátorem (5; Gen) je v tuto chvíli méně zatížená, než část řemene mezi alternátorem (5; Gen) a klikovou hřídelí (1; CRK). Maximální hubloud F_{1rekup} působící na druhou kladku (4; RSP1) dosahuje v této poloze hodnoty 1463N. hubloud F_{2rekup} působící na první kladku (6) zde dosahuje maximální hodnoty 237N. [14]



Obrázek 28 - Maximální hodnota rekuperace[6]

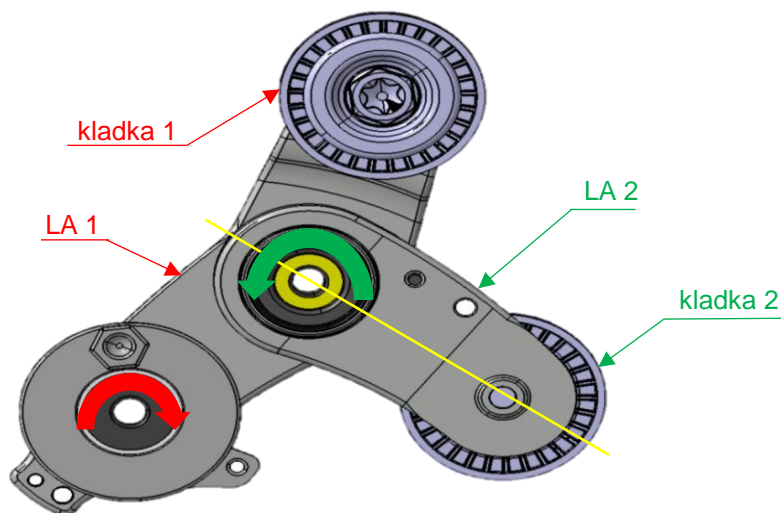
4 Návrh nových řešení

V následující kapitole budou navržena nová řešení dvoukladkového napínacího systému s označením DAT-L.

Při návrhu nových řešení bylo uvažováno s rozmístěním jednotlivých komponent a jejich parametry, jako má výše popsáný DAT-V napínací systém tak, aby bylo možné provést porovnání jednotlivých návrhů a následně i jejich vyhodnocení.

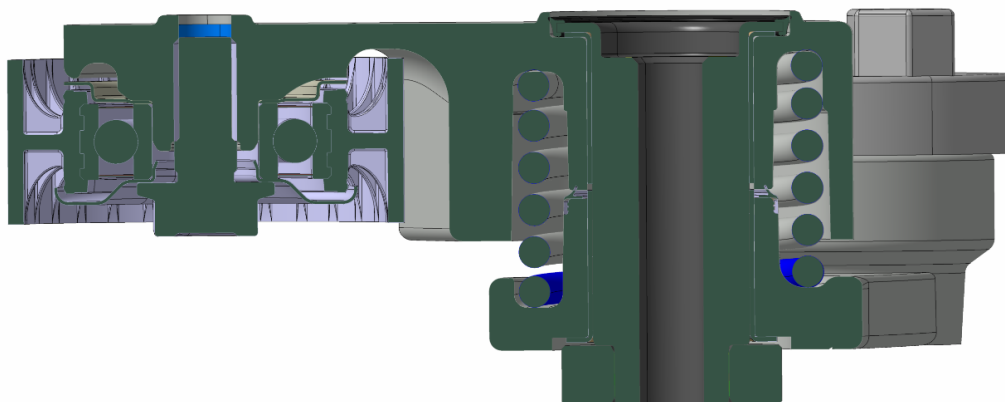
4.1 Varianta 1

Varianta 1 byla vytvořena s cílem odlišit střed rotace první a druhé kladky tak, aby poloha jedné z kladek byla částečně nezávislá na poloze druhé kladky. Osa rotace ramene napínáku byla umístěna do středu osy rotace celého napínáku jako celku. V tomto místě je umístěna první pružina, která bude zajišťovat polohu a napínací sílu první kladky. Směr rotace je naznačen červenou šipkou na Obrázku 29. V tomto místě dochází zároveň k uchycení celého napínáku na blok motoru za pomoci šroubu, který prochází skrze celé tělo. Střed rotace druhého ramene je uložen přibližně ve středu prvního ramene. Směr a střed rotace je naznačen zelenou šipkou na Obrázku 29.



Obrázek 29 - Varianta 1 shora

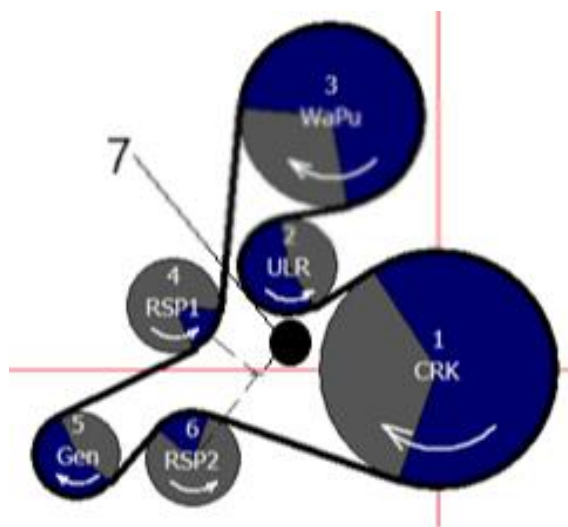
Pro lepší znázornění a popis funkčnosti napínáku byl proveden řez středem rotace druhého ramene a středem druhé kladky (viz žlutá čára na Obrázku 30).



Obrázek 30 - Řez středem rotace druhé kladky

Pozice a napínací síla druhé kladky je zajištěna vinutou pružinou (viz Obrázek 30), která dosedá na jedné straně na rameno první napínací kladky a na druhé straně působí na rameno druhé napínací kladky. Obě ramena jsou mezi sebou zajištěná vůči posunutí středovým čepem, který na horní straně dosedá na rameno druhé napínací kladky a na druhé straně je na něj nalisován pojistný element proti posunutí v axiálním směru. V řezu vidíme dvě kluzná ložiska, stejně tak, jako tomu bylo u současného DAT-V řešení, včetně těsnění, aby se do prostoru kluzných ložisek nedostávaly nečistoty a nedocházelo ke snižování funkce kluzných ložisek.

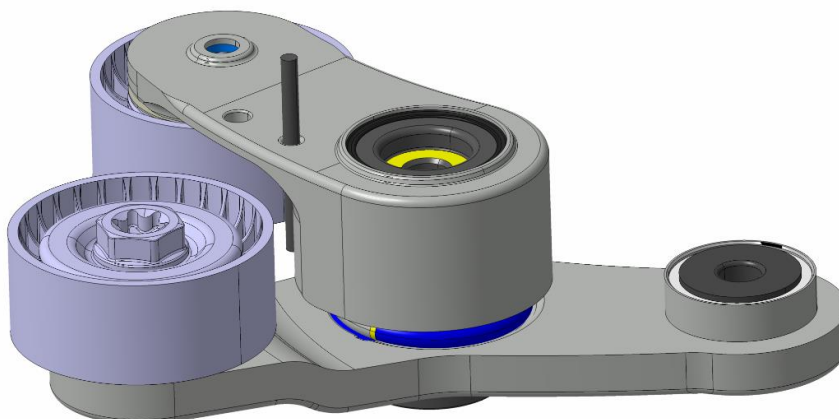
Umístění do sestavy pohonné jednotky motoru včetně toho jak bude probíhat opásání jednotlivých kladek, můžeme vidět na Obrázku 31. Bod 7 znázorňuje předpokládaný střed rotace napínáku, kde bude zajištěno uchycení na blok motoru.



Obrázek 31 - Umístění do sestavy pohonné jednotky

4.2 Varianta 2

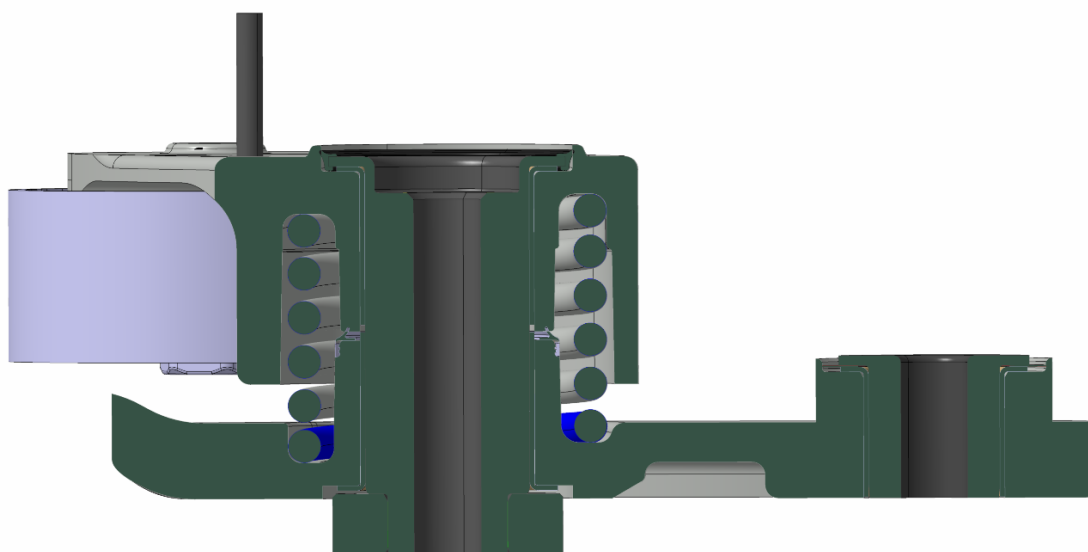
Návrh Varianty 2 byl vytvořen z návrhu Varianty 1, kdy je předpokládáno, že pozice napínáku jako celku nemusí být zajištěna samostatnou pružinou, ale pozice samotného napínáku bude zajištěna silou v pásu a nebude hrozit nepředpokládané vychýlení napínáku z pracovní polohy, tj. nedojde k protočení celého napínáku kolem místa, kde je zajištěno uchycení na blok motoru.



Obrázek 32 - Varianta 2

Pohyby jednotlivých kladek jsou zde totožné jako u Varianty 1. Zajištění polohy prvního a druhého ramene kladek vůči sobě byl proveden stejným způsobem, který byl popsán u varianty 1.

Rozdíl mezi Variantou 1 a Variantou 2 je vidět v ose rotace kladky 1 a zároveň i v místě uchycení na blok motoru. V druhé variantě bylo uchycení zjednodušeno tím, že došlo k odebrání celého těla a zůstalo zde pouze kluzné ložisko pro zajištění rotace, středový čep a těsnění, které je umístěno mezi středovým čepem a kluzným ložiskem. Uchycení na blok motoru zde bude zajištěno šroubem, který bude procházet skrze středový čep, viz Obrázek 33.



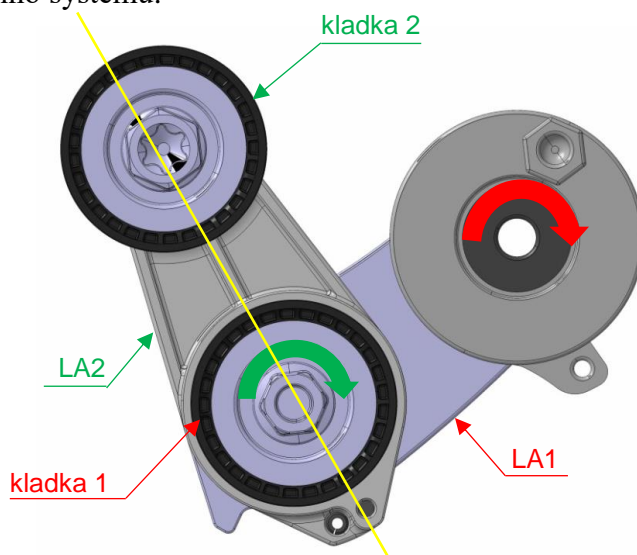
Obrázek 33 - Řez uchycením na blok motoru

Tato varianta je v porovnání s Variantou 1 konstrukčně jednodušší, ale pro správný chod musí být splněný předpoklad, že poloha napínačku bude zajištěna samotným pásem, tak jako je to u DAT napínacích systémů.

U Varianty 1 a 2 bylo pro zachování ideální výšky řemene zvolena varianta, kdy jedna kladka směřuje dolů a druhá kladka nahoru. Vhodnými konstrukčními úpravami by bylo možné, aby u těchto variant mohl být směr obou kladek nahoru nebo dolů.

4.3 Varianta 3

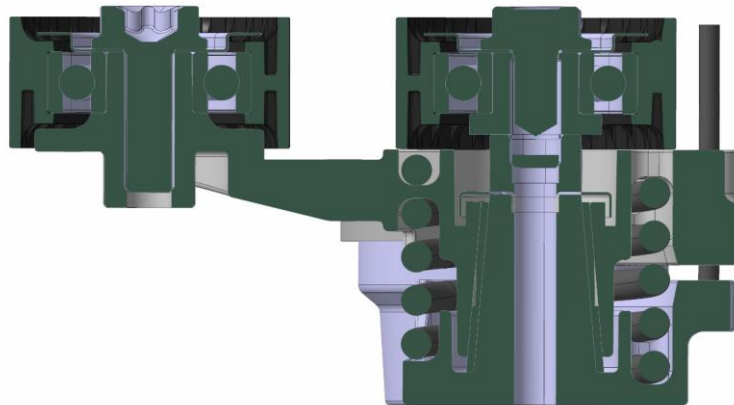
Varianta 3 byla vytvořena s cílem zjednodušit konstrukci napínačku a ušetřit okolní prostor. Toho bylo dosaženo sjednocením osy rotace druhého ramene s osou rotace první kladky. Pro vytvoření této varianty bylo využito znalostí z konstrukce konvenčních napínacích systémů, konkrétně E3 napínacího systému.



Obrázek 34 - Varianta 3 shora

Při pohledu na Variantu 3 shora vidíme, že upevnění napínačku na blok motoru je provedeno obdobně, jako u Varianty 1 za pomoci průchozího šroubu skrze celou část napínačku. V tomto místě je zároveň osa rotace prvního ramene (LA1 viz Obrázek 34). Směr napínacího momentu znázorňuje červená šipka v Obrázku 34.

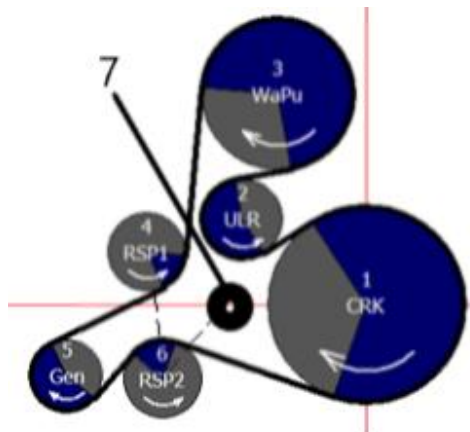
Střed rotace druhého ramene (LA2) je umístěn v ose první napínací kladky (zelená šipka viz Obrázek 34). Pro podrobnější popis byl proveden řez skrze obě napínací kladky, viz žlutá čára na Obrázku 34.



Obrázek 35 - Řez varianty 3 skrze napínací kladky

Na Obrázku 35 můžeme vidět podobnost s již výše zmíněným napínacím systémem E3, kdy byla využita vinutá tažná pružina, která zde zajišťuje napínací sílu na druhé napínací kladce a zároveň zajišťuje obě ramena napínáku ve vzájemné poloze. Pružina je zde uložena v pružinovém kanálku, čímž dochází k neustálému přitlačování obou ramen k sobě v axiálním směru. Pro uložení první napínací kladky byla v horní části nalisována část napínáku, která bude sloužit jako dosedací plocha pro sestavu celé napínací kladky. Dalším společným znakem s E3 napínacími systémy je kuželové ložisko, které je uloženo mezi ramenem napínáku 1 a ramenem napínáku 2.

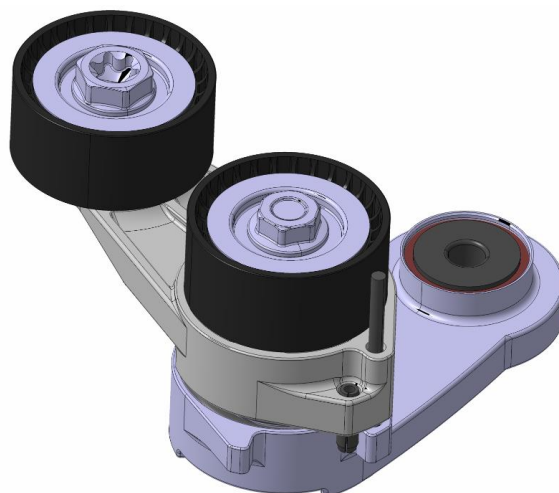
Způsob opásání jednotlivých kladek a místo uchycení je znázorněno na Obrázku 36, kde bod 7 znázorňuje předpokládané místo, kde bude napínák uchycen na blok motoru.



Obrázek 36 - Umístění do sestavy pohonné jednotky

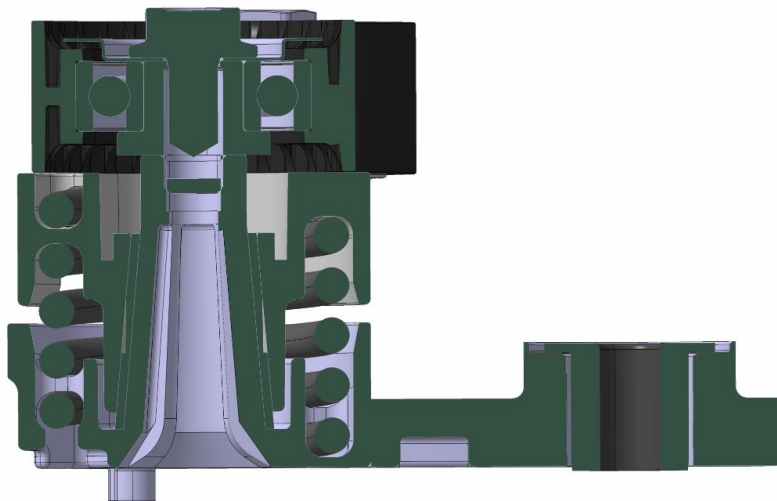
4.4 Varianta 4

Stejně tak, jako u Varianty 2 došlo ke zjednodušení předchozí varianty, i zde bylo pro vytvoření Varianty 4 využito předchozího řešení Varianty 3 a došlo ke zjednodušení konstrukce v místě uchycení za předpokladu, že pozice napínáku bude zajištěna řemenem tak, aby nedocházelo k výraznému vychýlení celého napínáku. Řemen musí zajistit polohu především ve středu rotace celého napínáku (v místě uchycení na blok motoru).



Obrázek 37 - Varianta 4

Pohyby jednotlivých kladek Varianty 4 jsou totožné s Variantou 3. Rozdíl mezi těmito variantami je ve zjednodušení místa, kde bude docházet k uchycení napínáku na blok motoru. Stejně jako u Varianty 2 bude uchycení tvořeno ze středového čepu, skrze který bude procházet šroub pro upnutí. Rotace mezi ramenem napínáku a středovým čepem je zajištěna kluzným ložiskem, které je doplněno o těsnění viz Obrázek 38.



Obrázek 38 - Řez Varianty 4 místem uchycení

Další drobná konstrukční úprava zde byla provedena na rameni první napínací kladky, kdy byl pozměněn tvar válcové díry skrze rameno napínáku na válcový otvor vyztužený žebrovaním. Takto tvarovaný otvor bude vzhledem k technologii výroby jednodušší a bude zde nižší riziko vzniku vnitřních staženin. Tuto konstrukční úpravu je možné využít i pro Variantu 3, protože v tomto místě se nenachází žádné funkční plochy. [7]

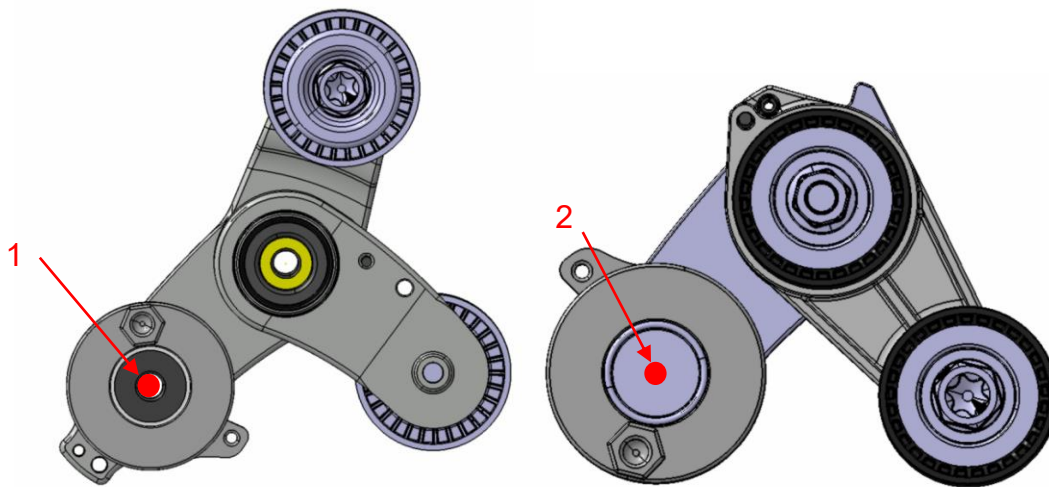
U Varianty 3 a 4 není možné měnit směr orientace kladek, protože vzhledem ke konstrukci napínáku musí první kladka směřovat směrem nahoru a konstrukce ramene pro druhou napínací kladku by byla příliš složitá, aby byla totožná výška osy řemene pro kladku 1 a kladku 2.

5 Porovnání nových variant

V této kapitole bude zjištěno, jestli u navržených variant dojde ke snížení zatížení jednotlivých kladek a zda se tyto varianty vyplatí využívat pro budoucí použití. Pro zjištění zatížení jednotlivých kladek bude využito dynamické simulace v software SimDrive 3D od společnosti CONTECS Engineering. Software SimDrive 3D je mezinárodně uznávaný a akceptovaný v automobilovém průmyslu, který dokáže za pomoci sestavení vhodného 3D modelu predikovat zatěžování, pohyb mechanických soustav a přenos energie v závislosti na čase a frekvenční oblasti. Tento software se nejčastěji využívá pro simulace klínových řemenů, řetězových pohonů, ventilových rozvodů nebo například převodovek. [17]

5.1 Vstupní hodnoty

Vstupní hodnoty pro dynamickou simulaci byly primárně brány totožné, jako tomu bylo u současného řešení napínacího systému, aby byla možnost objektivně porovnat výsledky současného a nového řešení, ale vzhledem k rozdílům mezi jednotlivými přístupy muselo dojít ke změně a přepočítání některých nezbytně nutných parametrů. Těmi hlavními jsou momenty setrvačnosti jednotlivých ramen k jejich osám rotace (body 1 a 2 na Obrázku 39), hodnoty tlumení jednotlivých tlumících elementů a základní parametry pružin. K výpočtu jednotlivých momentů setrvačnosti byl využit program Catia V26.



Obrázek 39 - Osy rotace setrvačných hmot

V případě Varianty 1 a 3 ke zvolení parametrů pružiny a tlumícího elementu, které byly přidány do místa, kde dochází k uchycení napínáku. Pro zjištění základních parametrů pružin jako jsou tuhost pružiny a torzní namáhání pružiny při znalosti potřebného napínacího momentu, jmenovitého průměru drátu, vnitřního průměru pružiny, celkové výšky pružiny a materiálových vlastností, využívá společnost Mubea spol. s.r.o., výpočetní program, který je sestaven na základě norem dle ČSN EN 13906.

Pro zkrutné pružiny je konkrétně využívána norma ČSN EN 13906-2. [6]

Torzní moment pružiny

Torzní moment pružiny můžeme vyjádřit jako

$$M = F \cdot R \quad (1)$$

nebo lze využít vztahu (2)

$$M = \bar{W} \times \sigma \quad (2)$$

M [Nmm] - torzní moment pružiny

F [N] - síla pružiny

R [mm] - aktivní rameno páky pružiny

\bar{W} [mm³] - dílčí moment

σ [N/mm²] - nekorigované ohybové napětí

\bar{W} pro kruhové dráty z rovnice (2) můžeme zapsat jako

$$\bar{W} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (3)$$

d [mm]- jmenovitý průměr drátu

Dosazením (3) do (2) a vyjádřením M získáme výsledný vztah (4) pro výpočet torzního momentu pružiny:

$$M = \frac{d^4 \cdot E \cdot \alpha}{3667 \cdot D \cdot n} \quad (4)$$

E [N/mm²] - modul elasticity

α [°] - torzní úhel

D [mm] - střední průměr závitu

n [-] - počet aktivních závitů

Úhlová charakteristika pružiny

Úhlová charakteristika pružiny R_{MR} se zjišťuje ze vztahu

$$R_{MR} = \frac{M}{\alpha} = \frac{d^4 \cdot E}{3667 \cdot D \cdot n} \quad (5)$$

Cílem je dosáhnout co nejmenší hodnoty R_{MR} , proto je snaha volit co největší počet aktivních závitů vzhledem k dostupnému prostoru v konstrukci daného napínáku.

torzní úhel α vyjádříme jako:

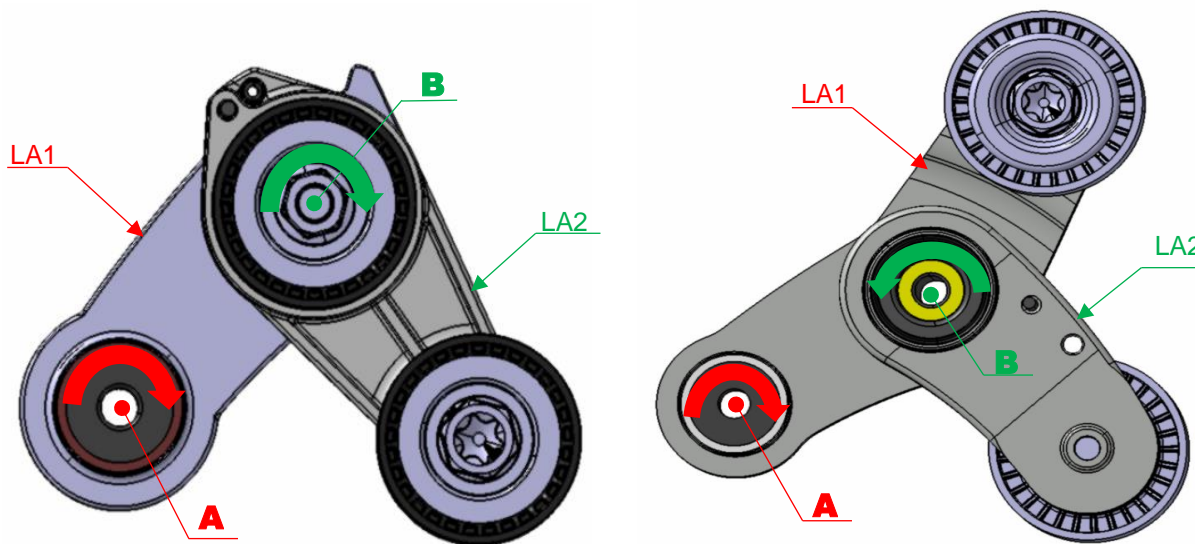
$$\alpha = \frac{3667 \cdot D \cdot M \cdot n}{E \cdot d^4} \quad (6)$$

Střední hodnota tlumení se následně určí z grafu hysterezní křivky pro daný napínák.

S využitím výše uvedených znalostí byly zjištěné zbylé hodnoty nezbytné pro dynamickou simulaci. Parametry pružin a hodnoty tlumení jsou uvedeny v Tabulce 5.

Tabulka 5 - Potřebné parametry pro dynamickou simulaci

	Moment setrvačnosti k ose rotace [kg·mm ²]		Tuhost pružin [Nm]		Úhlová charakteristika pružiny [Nm/°]		Střední hodnota tlumení [Nm]	
	Rameno 1	Rameno 2	A	B	A	B	A	B
Varianta 1	388	2290	14.4	10	0.098	0.150	13,6	6
Varianta 2	388	2290	---	13.5	0.125	---	1	14.6
Varianta 3	327	737	14.4	14.6	0.135	0.150	14.2	8
Varianta 4	327	737	---	12.7	0.110	---	1	8



Obrázek 40 - Popis charakteristických bodů variant

5.2 Vyhodnocení dynamické simulace

Při vyhodnocování výsledků dynamické simulace byl brán zřetel primárně na zatížení působící na jednotlivé kladky a velikost vychýlení kladek z jejich statické rovnovážné polohy. Jako poslední sledovaný parametr byla síla v řemeni, které nesmí být příliš vysoká, aby nedošlo k poškození ostatních poháněných agregátů.

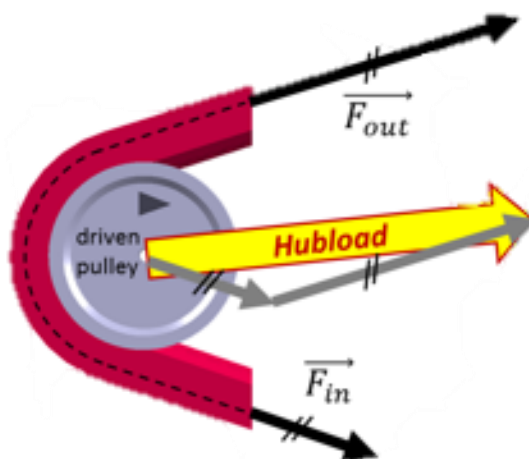
Prezentované grafy představují porovnání mezi současným řešením DAT-V napínačku s jednou ze čtyř nově navržených variant. Jednotlivé parametry byly sledované v otáčkovém rozsahu motoru mezi 800-6500 1/min.

5.2.1 Vyhodnocení zatížení při rozjezdu pohonné soustavy

V této kapitole bude porovnáváno zatížení jednotlivých kladek při rozjezdu pohonné soustavy alternátorem, protože při rozjezdu soustavy nastává první hraniční stav, kdy jsou největší zatížení a nevyrovnanost sil působících na kladky.

5.2.1.1 Zatížení kladky 1

Pro pochopení a vysvětlení grafu zatížení kladky je důležité nejprve definovat výsledné celkové zatížení, které působí na kladku. Výsledné zatížení působící na kladku se skládá ze dvou silových složek. [18] Ze složky síly směřující do napnuté části řemene a ze složky síly směřující do uvolněné části řemene viz Obrázek 41.



Obrázek 41 - Rozložení sil na kladce[6]

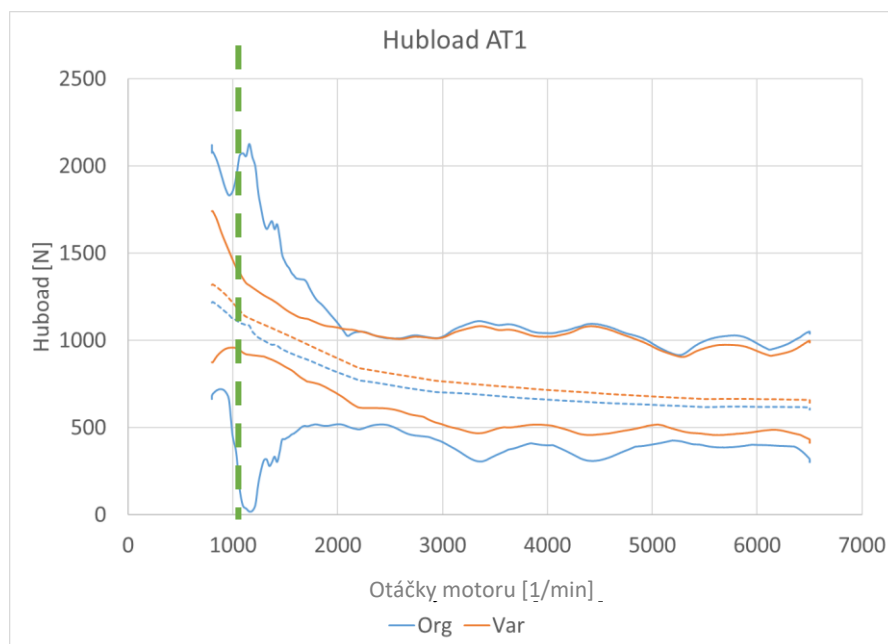
Takto získaná výsledná síla se označuje „Hubload“. Jak můžeme vidět na Obrázku 41, hubload je vektorový součet sil na uvolněné části řemene a uvolněné části řemene (F_{in} a F_{out}).

Na Obrázku 42 můžeme vidět průběh velikosti působících sil na kladce 1 v rozběhu celé soustavy, kdy modré čáry ukazují průběh sil na současném řešení napínačku DAT-V a oranžové čáry popisují průběh sil na nově navrženém řešení.

V grafu jsou vykresleny 2 plně nepřerušované čáry, které znázorňují minimum a maximum výsledného hubloadu.

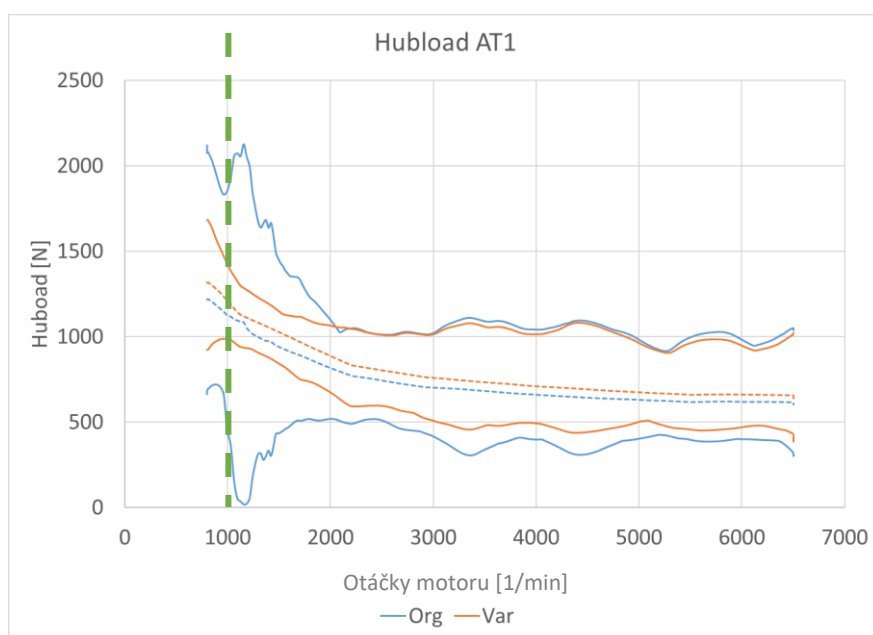
Zelenou čárkovanou svislou čarou, je vyznačeno kritické místo, ve kterém vzniká největší namáhání kladky.

Jako poslední můžeme v grafu vidět přerušovanou modrou a oranžovou čáru, která popisuje střední hodnotu hubloadu, který je naším cílem snížit a zároveň docílit vyrovnaní rozdílu mezi maximem a minimem.



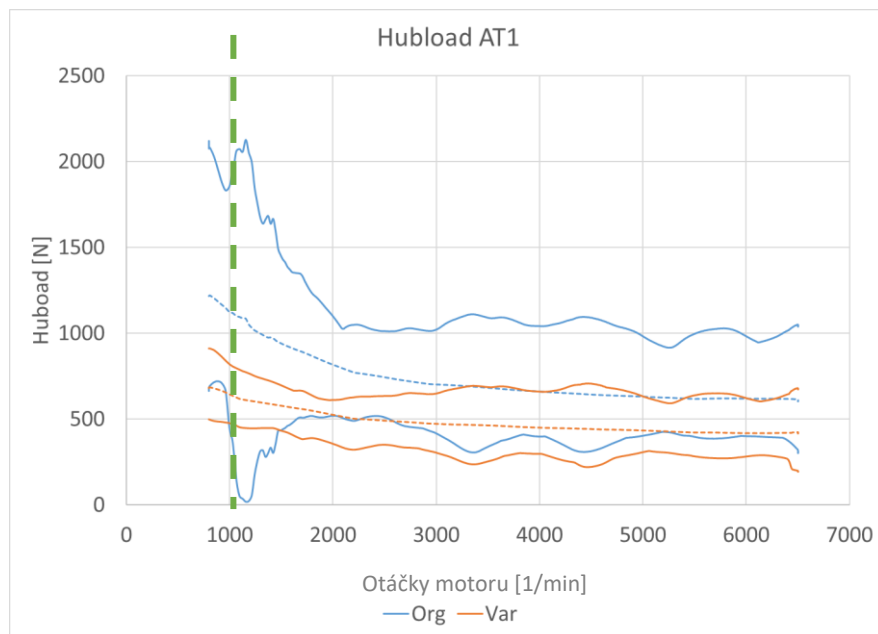
Obrázek 42 - Zatížení kladky 1, Varianta 1

U prvního grafu na Obrázku 42, který popisuje průběh velikosti sil na kladce 1 je vidět, že ve vyznačeném kritickém místě, kde dochází k největšímu rozdílu mezi maximem a minimem, došlo ke snížení rozdílu, ale střední hubload je vyšší než u současného řešení. Při postupném zvyšování otáček motoru a s tím i zrychlení pohybu celé soustavy dochází k postupnému vyrovnání jednotlivých grafů, tudíž největší rozdíl zde nastává při samotném rozběhu soustavy v rozmezí mezi 800-2000 1/min.



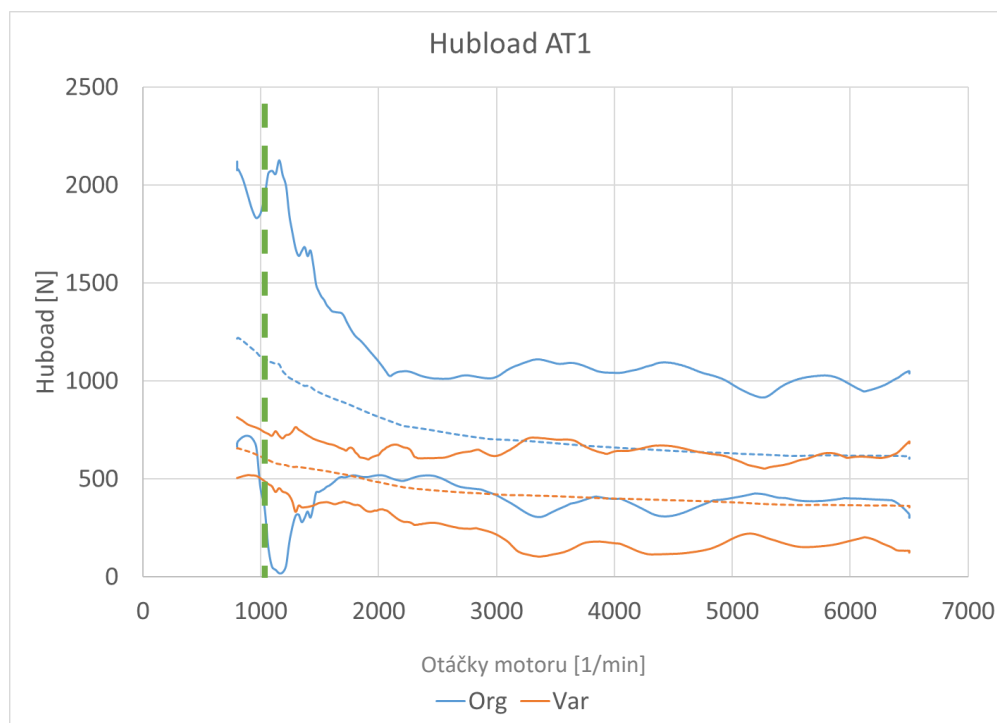
Obrázek 43 - Zatížení kladky 1, Varianta 2

Na Obrázku 43 je vidět velmi podobný průběh sil a tím i téměř shodné hodnoty hublodu. Varianta 1 i Varianta 2 by podle průběhů sil byly použitelné pro další vývoj do běžného provozu, avšak nedochází zde k významnému snížení středního hublodu, pouze k vyrovnanějšímu průběhu sil.



Obrázek 44 - Zatížení kladky 1, Varianta 3

U Varianty 3 je z grafu na první pohled vidět, že zde došlo k výraznému snížení celkové hodnoty hublodu a zásadnímu vyrovnaní sil. Zde bude nutné ověřit, zda nedošlo k výraznému nárůstu zatížení na druhé kladce, aby se nejednalo pouze o přenesení zatížení z kladky 1 na kladku 2. Toto ověření provedeme v následující kapitole 5.2.1.2.

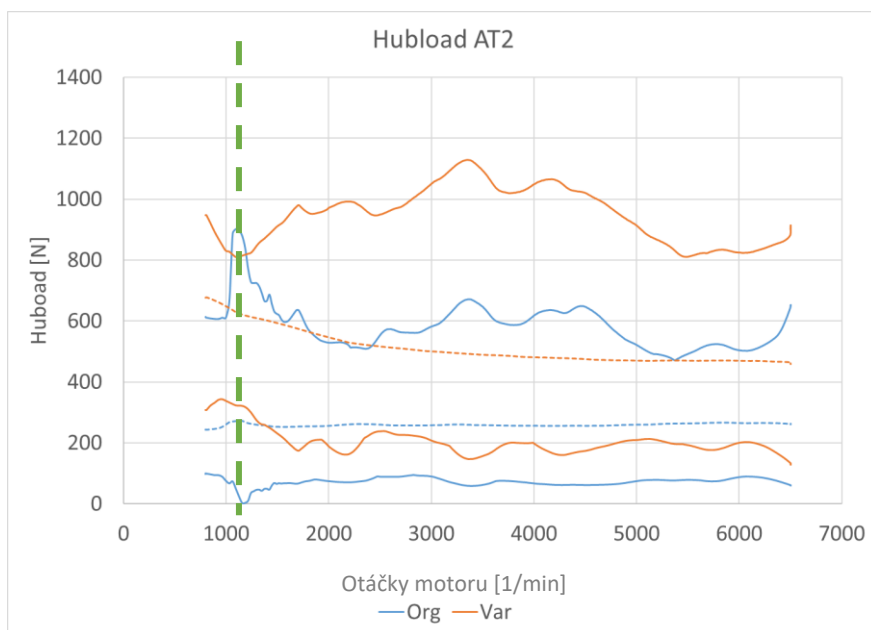


Obrázek 45 - Zatížení kladky 1, Varianta 4

Obrázek 45 popisuje průběh sil na kladce 1 u poslední čtvrté varianty. Zde stejně jako u Varianty 3 došlo k výraznému vyrovnání jednotlivých sil a snížení výsledné síly.

5.2.1.2 Zatížení kladky 2

V této kapitole bylo řešeno zatížení druhé kladky při rozjezdu pohonné soustavy alternátorem. Větší hodnoty zatížení by měli při rozjezdu pohonné soustavy působit na kladku 1, ale je nutné ověřit, zda nedošlo pouze k přenesení síly z kladky 1 na kladku 2 a zda zde nedochází k nějakým výrazným skokovým změnám, které by mohli mít negativní vliv na chod pohonné soustavy motoru.



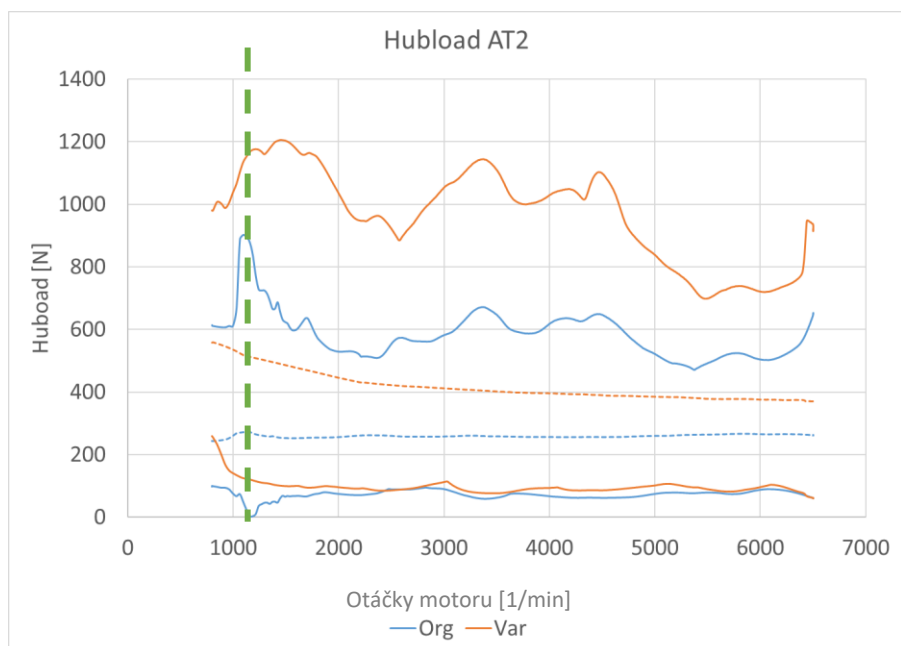
Obrázek 46 - Zatížení kladky 2, Varianta 1

Z grafu jednotlivých zatížení je vidět, že ani na druhé kladce nedošlo k výraznému zlepšení rozložení sil, ani ke snížení výsledného zatížení u Varianty 1.



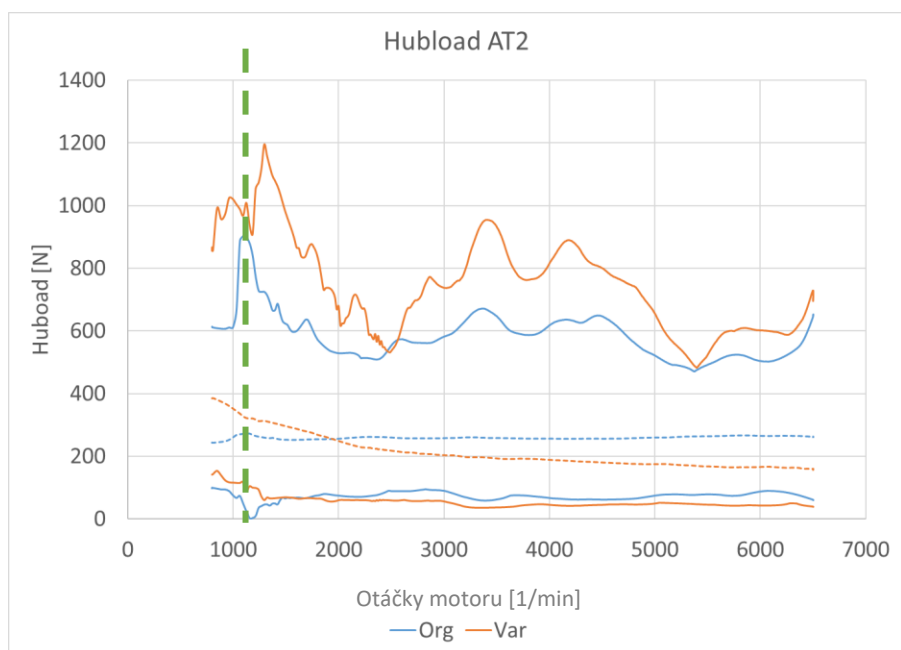
Obrázek 47 - Zatížení kladky 2, Varianta 2

Grafy na Obrázku 47 jsou až na malé rozdíly totožné, tudíž u Varianty 1 a Varianty 2 nedochází při rozjezdu pohonné soustavy ke zlepšení zatížení ve srovnání se současným řešením.



Obrázek 48 - Zatížení kladky 2, Varianta 3

U Varianty 3 vidíme, že na kladce 2 došlo k nárůstu maximálních sil v celém průběhu. Zvýšení sil může být zapříčiněno přenesením částečného zatížení z kladky 1, čímž došlo ke zvýšení zatížení na kladce 2. Vzhledem k nízkým hodnotám zatížení na kladce 2 u současného řešení je toto zvýšení adekvátní a ukazuje se, že při rozjezdu pohonné soustavy dochází u Varianty 3 k vyrovnání rozdílu sil a celkovému snížení zatížení na jedné nebo druhé kladce.



Obrázek 49 - Zatížení kladky 2, Varianta 4

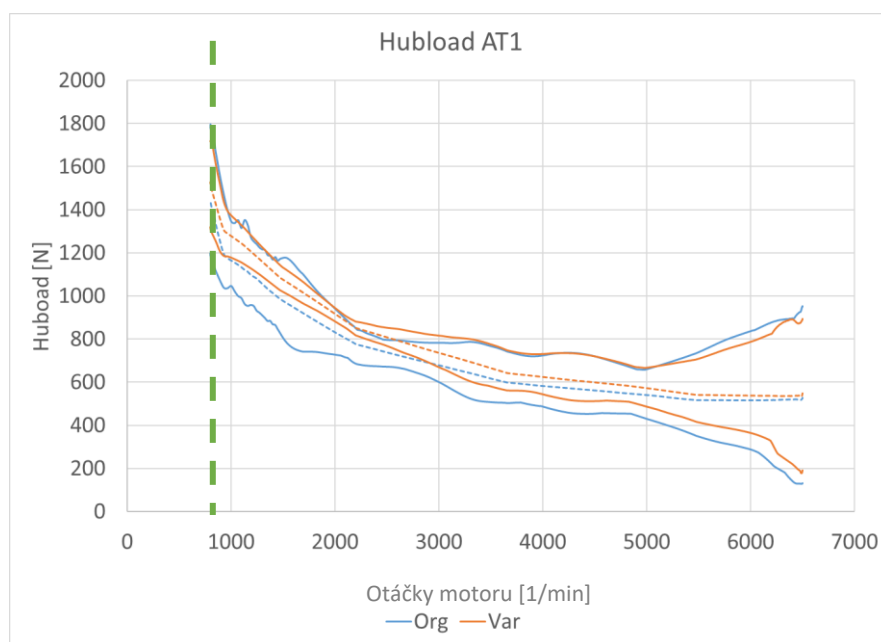
Maximální hodnoty zatížení jsou u Varianty 4 nižší ve srovnání s Variantou 3. U této varianty je při nízkých otáčkách motoru hubload vyšší, než u současného řešení, ale při vyšších otáčkách

se hodnota hublodu dostává pod hodnoty, které byly u současného řešení. Rozdíl v hodnotě hublodu u této varianty a současného řešení není vyšší než 150N, tudíž se nemusíme touto skutečností více zabývat.

5.2.2 Vyhodnocení zatížení při maximální rekuperaci

Druhý hraniční stav, kdy docházelo k velké nerovnoměrnosti sil působících na kladku, byl, když docházelo k maximální rekuperaci, proto v této kapitole porovnáme zatížení kladky 1 a kladky 2 nově navržených variant se současným řešením.

5.2.2.1 Zatížení kladky 1



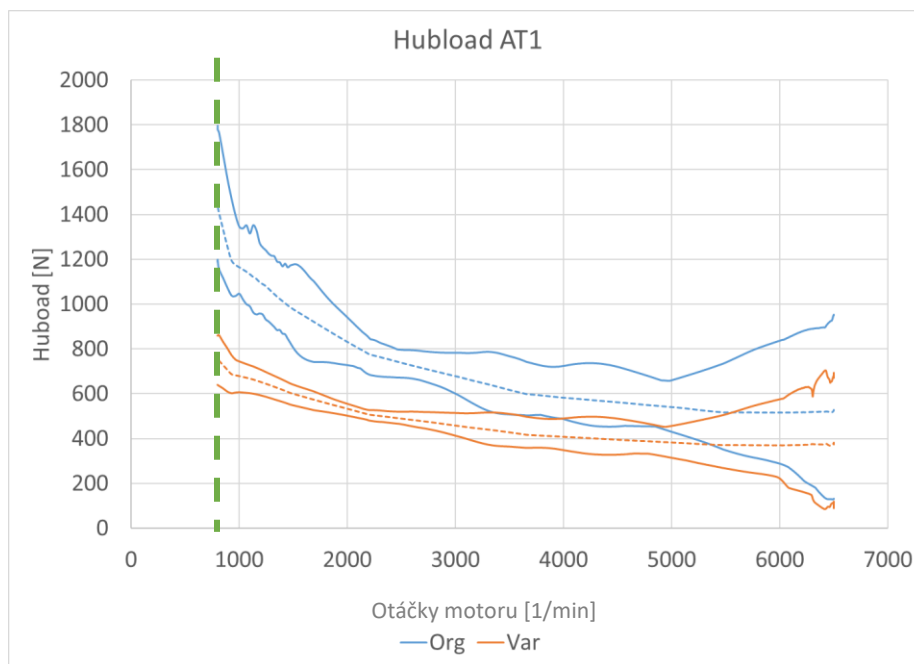
Obrázek 50 - Zatížení kladky 1, Varianta 1

Na Obrázku 50 vidíme téměř totožné průběhy sil na kladce u nové varianty i současného řešení. Výsledné zatížení působící na kladku je v průběhu vyšší, není to však žádný velký rozdíl.



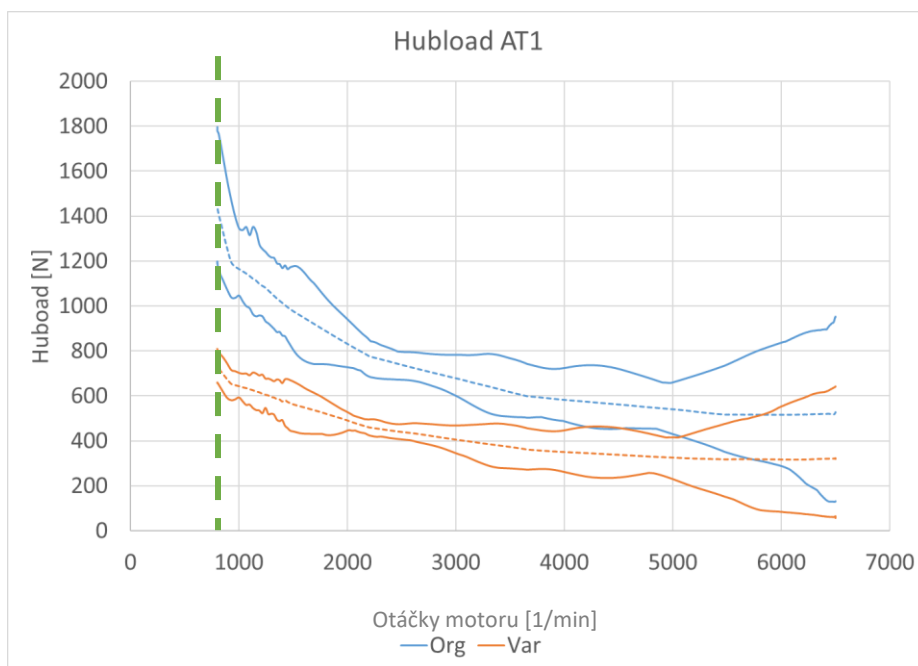
Obrázek 51 - Zatížení kladky 1, Varianta 2

Na Obrázku 51 u Varianty 2 nepozorujeme žádné zásadní změny ve srovnání s Variantou 1 nebo současným řešením.



Obrázek 52 - Zatížení kladky 1, Varianta 3

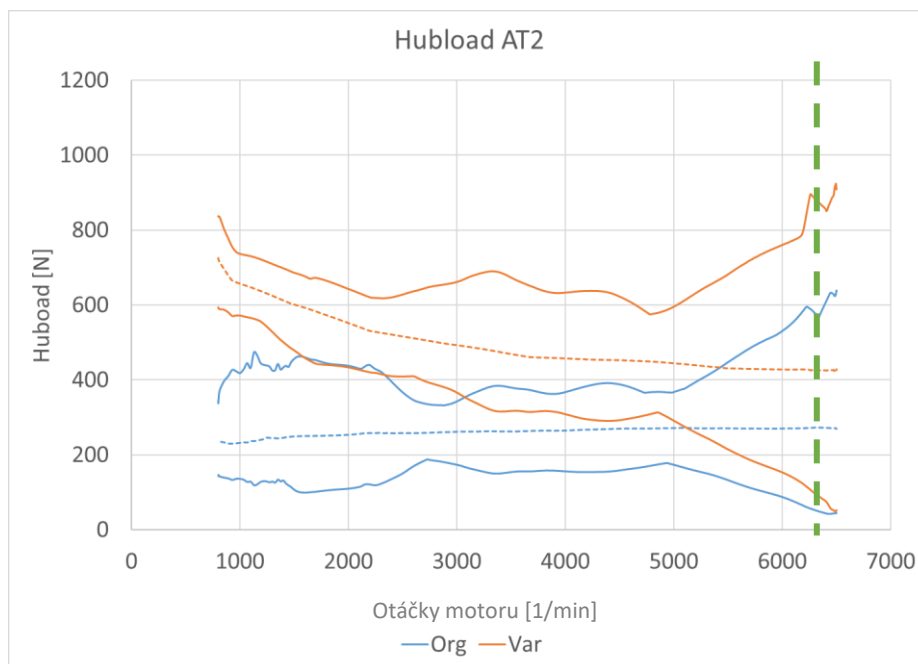
Zatížení kladky 1 u Varianty 3 vypadá na první pohled vhodně, protože zde došlo ke snížení sil působících v jednotlivých větvích i k zásadnímu poklesu hublodu. Tento pokles je nejvýraznější při nižších otáčkách motoru a v průběhu zvyšování otáček dochází k dorovnávání se stávajícímu řešení, avšak stále se hodnota hublodu pohybuje na nižších hodnotách, než tomu bylo doposud.



Obrázek 53 - Zatížení kladky 1, Varianta 4

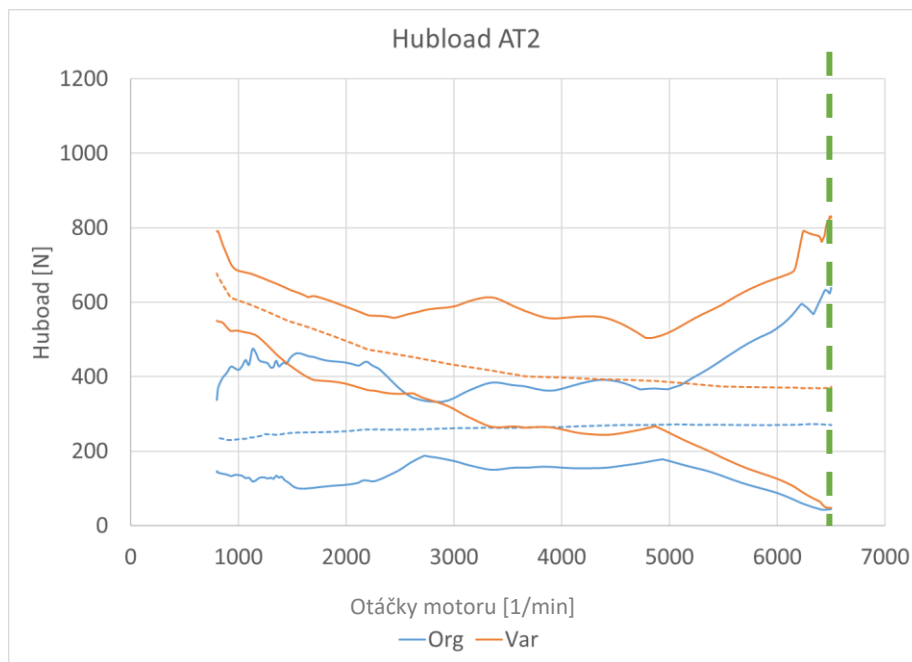
Na Obrázku 53 vidíme, že zatížení kladky u Varianty 3 a Varianty 4 se nijak zásadně neliší, tudíž můžeme prohlásit, že u obou zmíněných variant došlo ke zlepšení ve srovnání se současným řešením.

5.2.2.2 Zatížení kladky 2



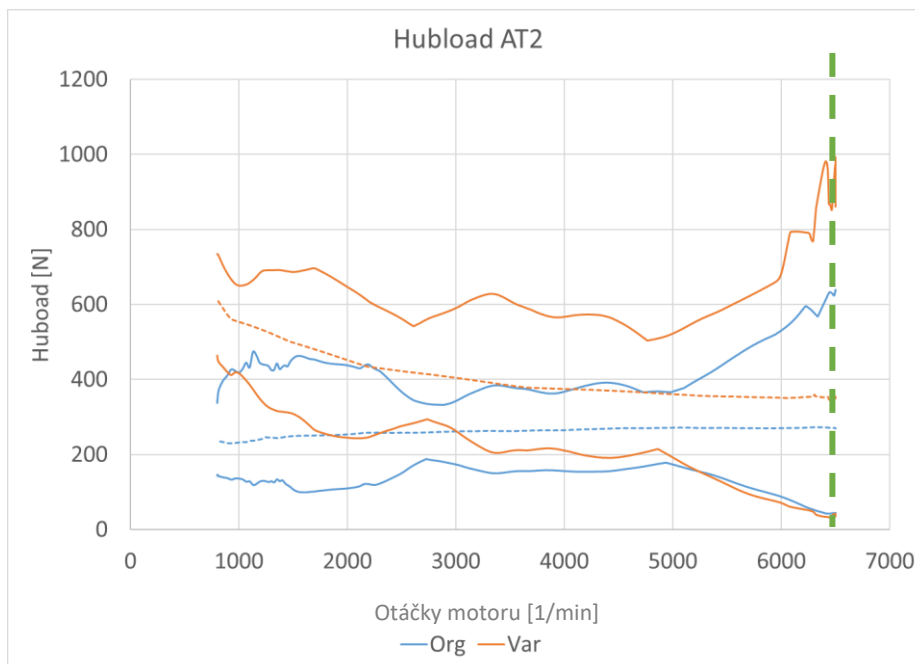
Obrázek 54 - Zatížení kladky 2, Varianta 1

Z Obrázku 54 vyplývá, že ke zlepšení zatěžovacích podmínek nedošlo u Varianty 1 ani na kladce 2. Při porovnání se současným řešením se zdá Varianta 1 jako nevyhovující pro řešení rovnoměrnosti zatížení a snížení celkového hublodu.



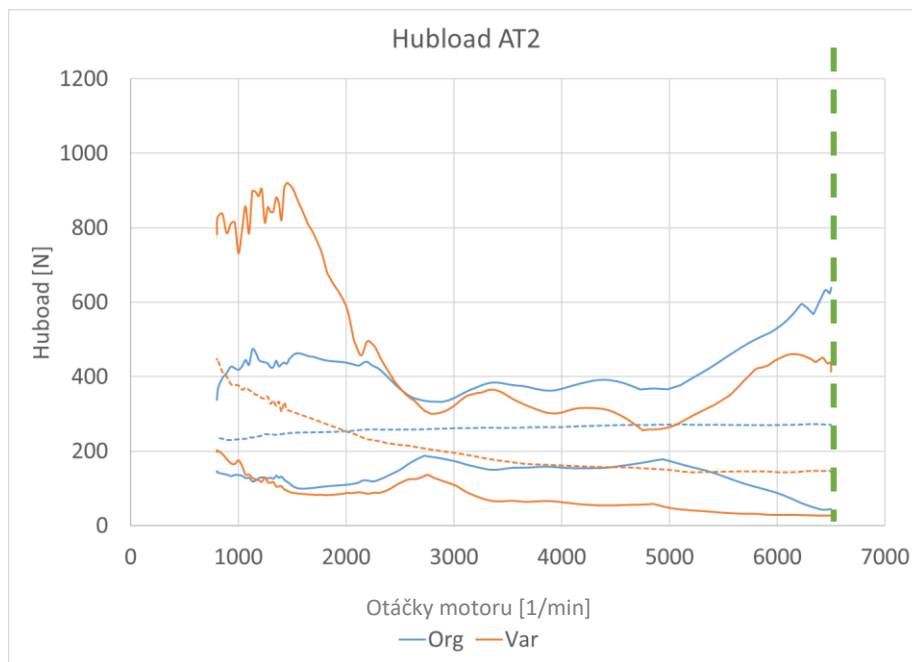
Obrázek 55 - Zatížení kladky 2, Varianta 2

Varianta 2 (Obrázek 56) stejně jako Varianta 1 vychází v porovnání hůře, než současné řešení, avšak má drobné výhody ve srovnání s Variantou 1.



Obrázek 56 - Zatížení kladky 2, Varianta 3

U Varianty 3 došlo k velkému nárůstu sil na druhé kladce ve srovnání se současným řešením, ale tato kladka byla již u současného řešení méně namáhaná, tudíž ani tak velký nárůst sil u této varianty není problematický a tato varianta se zdá jako vhodné nové řešení.

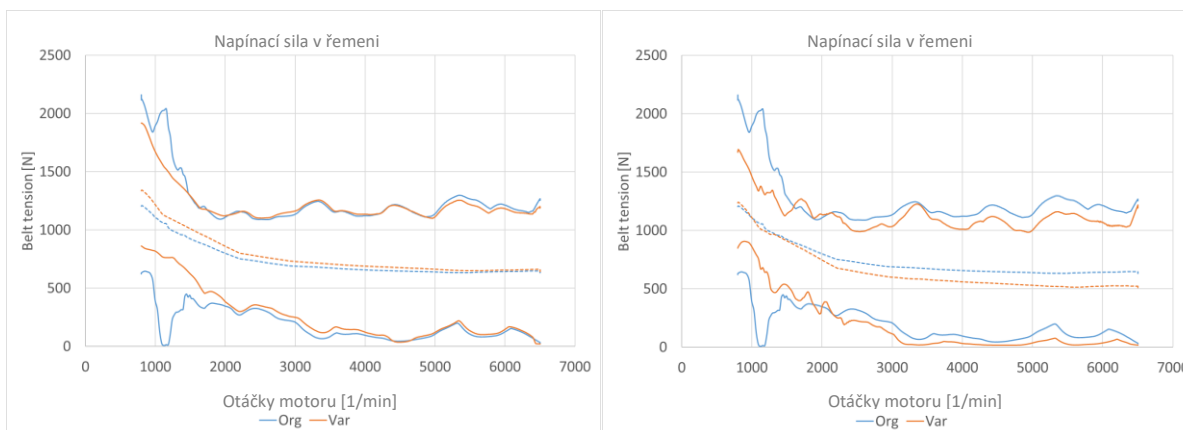


Obrázek 57 - Zatížení kladky 2, Varianta 4

U grafu Varianty 4 na Obrázku 57 sledujeme z počátku podobný průběh sil jako u Varianty 3, kdy ve srovnání se současným řešením je zatížení při nízkých otáčkách motoru mnohem vyšší, ale vzhledem k tomu, že se jedná o celkově méně namáhanou kladku, není tato skutečnost nijak problematická a můžeme tuto variantu prohlásit jako vhodnou z hlediska vyrovnaní sil a zatížení na jednotlivých kladkách.

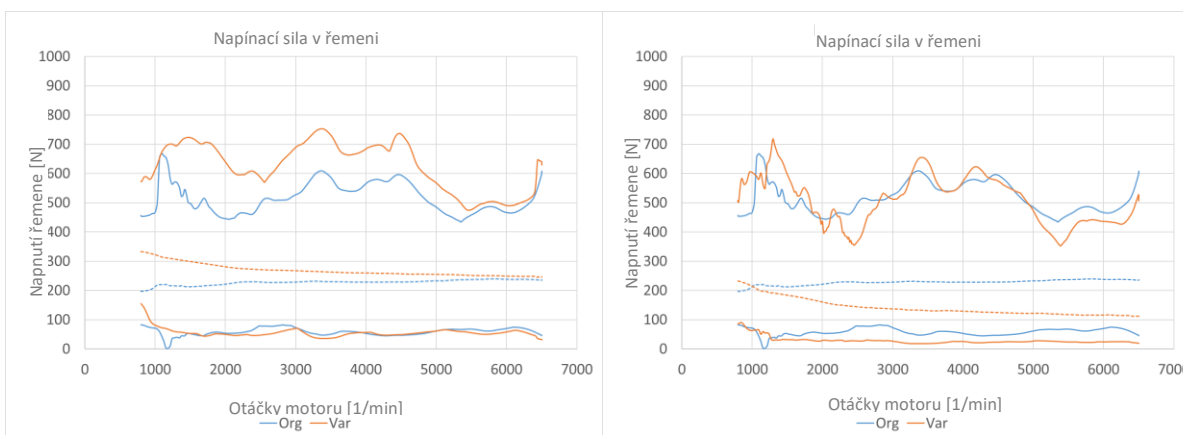
5.2.3 Kontrola ostatních parametrů

V této kapitole byla provedena kontrola zbylých parametrů, které je nutné dodržet jako prokluz řemene a vychýlení jednotlivých kladek z jejich statické rovnovážné polohy. Kontrola těchto parametrů bude probíhat pouze u Varianty 3 a Varianty 4, které se po vyhodnocení zatížení na kladkách ukázali jako vhodné ve srovnání se současným řešením. Varianta 1 a Varianta 2 již nebude dále více rozebírána ani nijak porovnávána, protože podle zatížení kladek bylo zjištěno, že tyto varianty nejsou vhodné pro budoucí použití.

Síla v řemeni v řemeni:

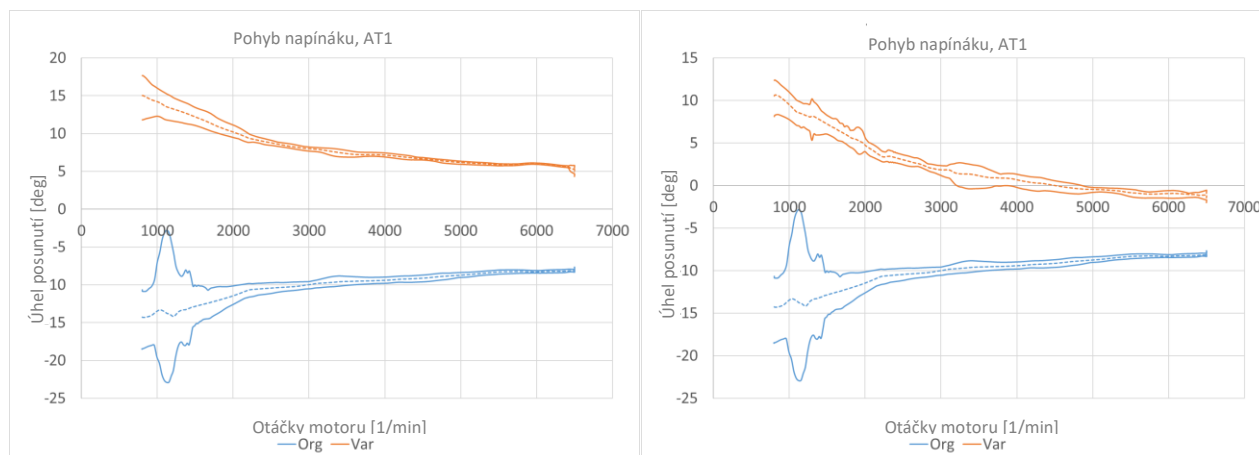
Obrázek 58 - Síly v napínané části řemene

V napínaných větvích řemene nedochází ke vzniku větších sil v řemeni, ve srovnání se současným řešením, viz grafy na Obrázku 58. Varianta 3 (vlevo) i Varianta 4 (vpravo) naopak dosahují menších sil ve větvi, která je více napínána. Rozdíly jsou u obou variant zanedbatelné.



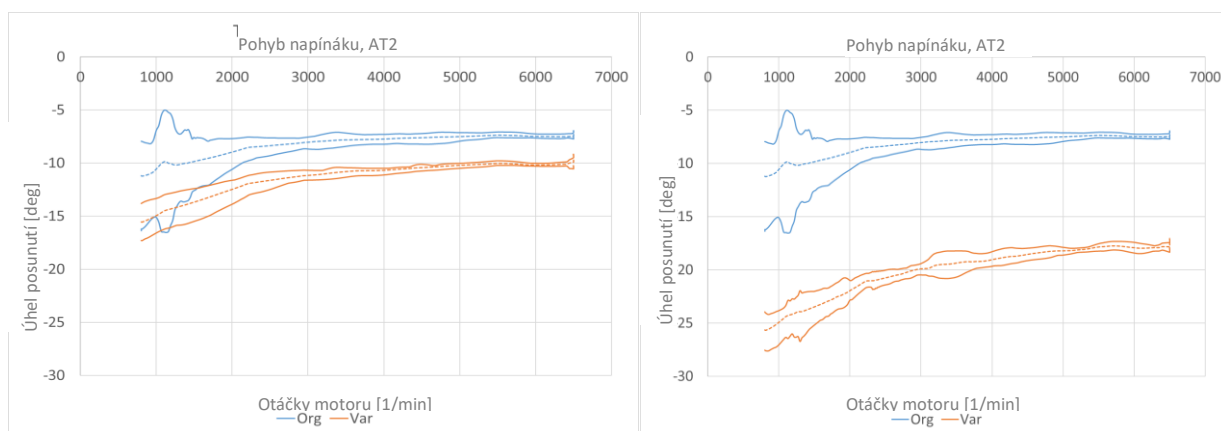
Obrázek 59 - Síly v ochablé části řemene

Na Obrázku 59 vidíme grafy průběhu sil v uvolněných větvích řemene. U varianty 4 (vpravo) je průběh zatížení proměnlivý, ale v žádném okamžiku nedochází k výrazně velkému vychýlení od současného řešení. U Varianty 3 (vlevo) byly síly v celém průběhu vyšší oproti současnému řešení, ale vzhledem k tomu, že se jedná o uvolněnou větev řemene, tak jsou hodnoty zatížení dostatečně malé a nehrozí žádné poškození ostatních agregátů v pohonné soustavě.

Vychýlení kladek z montážní polohy:

Obrázek 60 - Grafy vychýlení kladky 1 z montážní polohy

Z grafů na Obrázku 60 je možné vidět, že dochází k přijatelnému vychýlení kladek a nenastává tak situace, kdy by došlo například k uvolnění napínáku nebo k velkému vychýlení, které by mohlo zapříčinit náraz do ostatních komponent pohonného systému motoru. Hodnota vychýlení nových variant se pohybuje ve srovnání se současným řešením v kladných hodnotách. Tato skutečnost je zapříčiněna pouze obrácením směrů pohybu. Důležité je porovnávat velikosti absolutních hodnot vychýlení od počátečního nulového vztahu, nikoli jejich kladnou nebo zápornou orientaci.



Obrázek 61 - Grafy vychýlení kladky 2 z montážní polohy

U Varianty 4 (vpravo) vidíme větší vychýlení ve srovnání se současným řešením. Obzvláště velké vychýlení můžeme pozorovat při nízkých hodnotách, kdy se napínací kladka vychyluje oproti normální montážní poloze o více jak 25%. Při pohledu na rozložení celého pohonného systému vozidla můžeme vidět dostatek prostoru kolem napínací kladky tak, že nehrozí riziko nárazu do jiné komponenty.

5.3 Volba vhodné varianty

V této části bylo provedeno porovnání Varianty 3 a Varianty 4, které vyhovují podle všech předchozích srovnávání z cenového, konstrukčního a montážního hlediska. Následně bude vybrána nejvýhodnější varianta, která by mohla být vhodnou náhradou za současné řešení napínacího systému DAT-V a podrobněji popsána.

5.3.1 Porovnání variant

Varianta 3 a Varianta 4 budou porovnávány dle několika různých kritérií, kdy každé kritérium bude ohodnoceno bodově na stupnici 1-5, kdy 5 bodů je nejlepší možné hodnocení a 1 je nejméně vhodné. Součet jednotlivých kritérií bude porovnán se součtem druhé varianty a varianta s vyšším bodovým hodnocením bude vybrána pro další rozpracování.

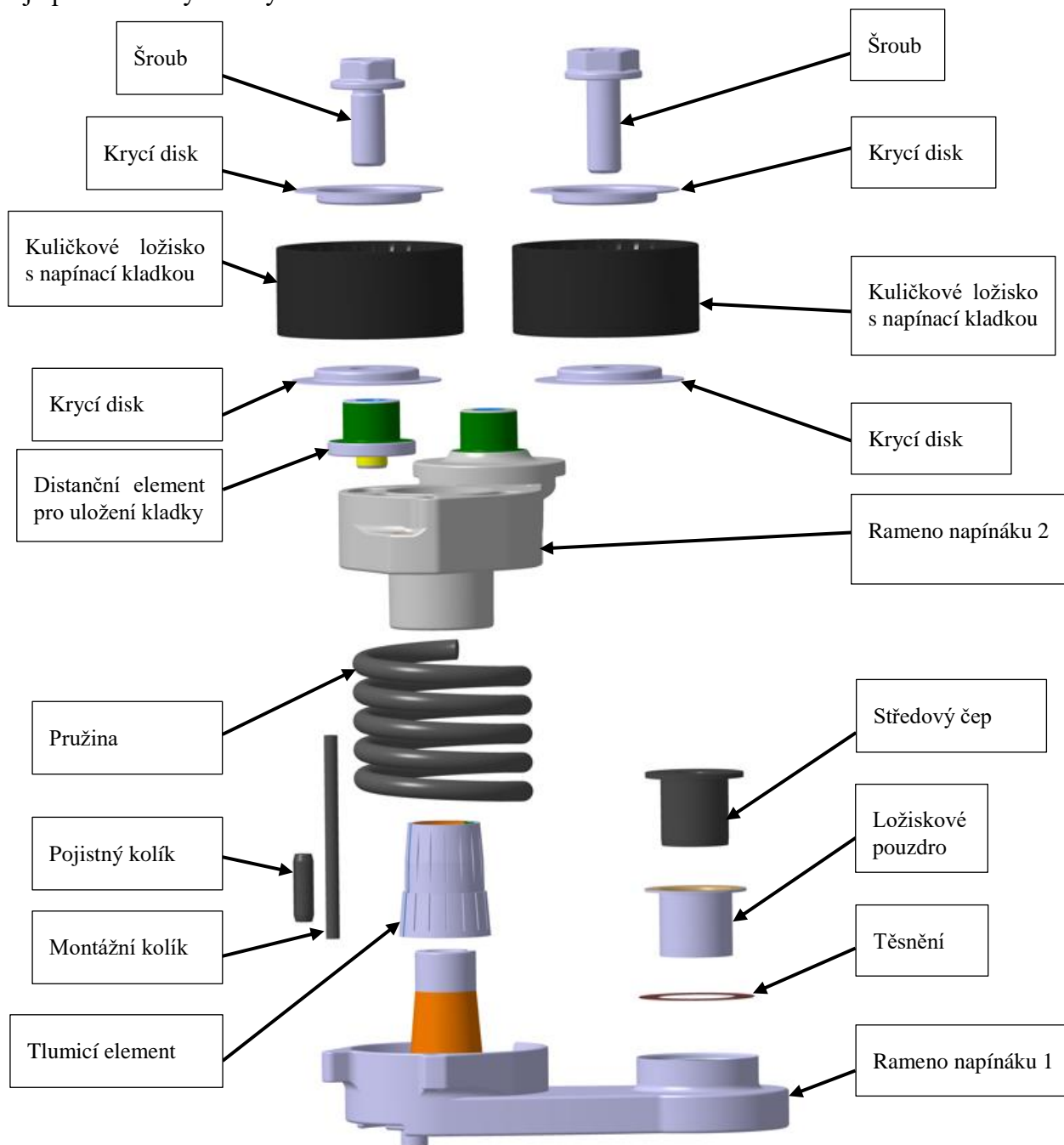
Tabulka 6 - Porovnání jednotlivých variant

Varianta	Kritérium					Suma bodů
	Hmotnost	Spolehlivost	Montáž	Konstrukce	Cena	
Varianta 3	2	3	2	3	1	11
Varianta 4	4	3	4	3	4	18

Při porovnání Varianty 3 a Varianty 4 bylo zjištěno, že v celkovém součtu vychází lépe Varianta 4, která získala 18 bodů z 24 možných, viz tabulka 6. Nejvýraznější rozdíl mezi těmito variantami spočívá primárně v konstrukčním řešení v místě, kde dochází k uchycení napínáku na blok motoru, kdy je Varianta 4 v tomto místě zjednodušena. Takto zjednodušený systém uchycení je výrazně menší, lehčí, levnější a dochází zde k redukci počtu jednotlivých komponent, které by příliš zvyšovali cenu, dělali složitější konstrukci a prodlužovala by se montáž jednoho kusu napínáku.

6 Popis technického řešení

V následující kapitole budou popsány hlavní části nového řešení, které bylo vyhodnoceno jako nejlepší z nově vytvořených variant.



Obrázek 62 - Rozstřel nového řešení

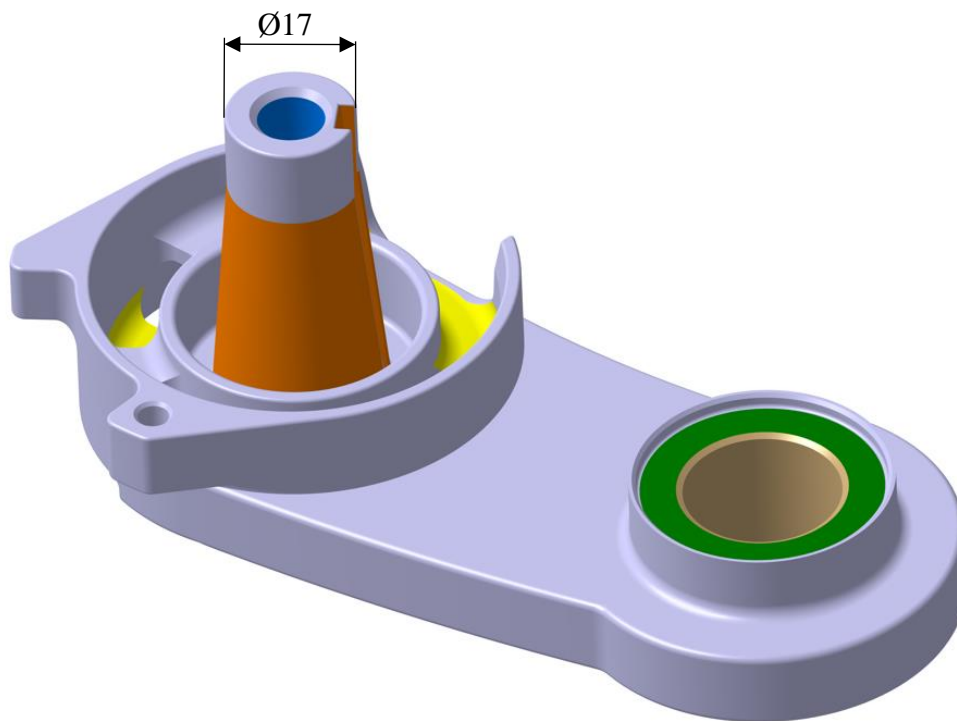
6.1 Ramena napínáku

Pro výrobu ramen napínáku nového řešení bude využíváno stejné technologie a materiálu jako u stávajícího řešení. Změna byla provedena v konstrukci samotných ramen napínáku, zajištění jejich polohy a systému uchycení na blok motoru.

6.1.1 Rameno napínáku 1

Rameno napínáku 1 zajišťuje svou konstrukcí možnost uchytit napínák na blok motoru. Hnědě vyznačená válcová díra viz Obrázek 63, slouží jako otvor pro malý středový čep, který společně s kluzným ložiskem umožňuje rotaci ramene napínáku a zároveň je možnost středovým čepem vést šroub, kterým dojde k uchycení napínáku. Aby nedocházelo ke vniku nečistot do prostoru kluzného ložiska, bylo umístěno na rameno napínáku těsnění, které dosedá na zeleně zvýrazněnou plochu.

Oranžově zvýrazněná kuželová plocha na Obrázku 63 je místo, kde je uložen tlumicí element a za vzniku tření s ramenem napínáku 2 zde dochází k tlumení vibrací. Tato plocha je doplněna o tvarovou drážku, aby nedocházelo k protáčení tlumicího elementu uvnitř ramen, čímž by docházelo k nerovnoměrnému opotřebování. Způsob tlumení, byl podrobněji popsán v kapitole 2.4.2, kde byly popsány E3 a E3D systémy, ze kterých toto řešení vychází.



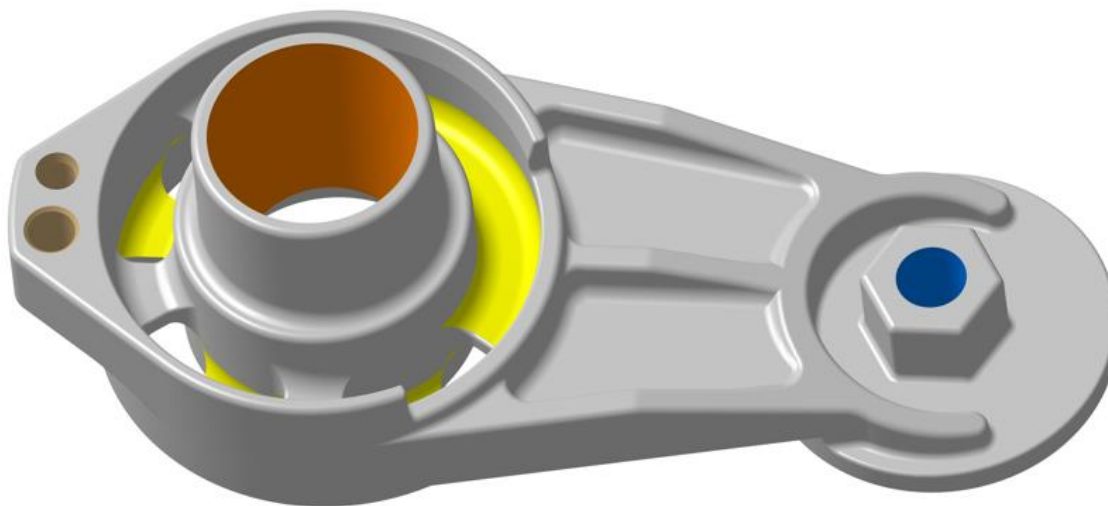
Obrázek 63 - Rameno napínáku 1

Pružina je u tohoto řešení umístěna ve žlutě vyznačeném pružinovém kanálku. Jak již bylo dříve zmíněno v kapitole 2.4.2, pružina je při montáži natažena a po smontování do jedné sestavy zajišťuje ramena napínáku ve vzájemné poloze. Svým uložením a neustálým přitlačováním ramen v axiálním směru, je zde zajištěna i potřebná síla na tlumicí element.

Poslední konstrukční úprava zde byla provedena v horní části středového kuželového výstupku (modře vyznačený otvor na Obrázku 63), kam je nalisován distanční element, který bylo nezbytně nutné přidat pro správné uložení kladky s kuličkovým ložiskem. Touto konstrukční úpravou dochází k tomu, že kladka s ložiskem není přímo uložena na rameni napínáku, ale na distančním elementu, čímž byla zajištěna potřebná výška uložení kladky, aby nedocházelo ke kolizi s ramenem napínáku 2.

6.1.2 Rameno napínáku 2

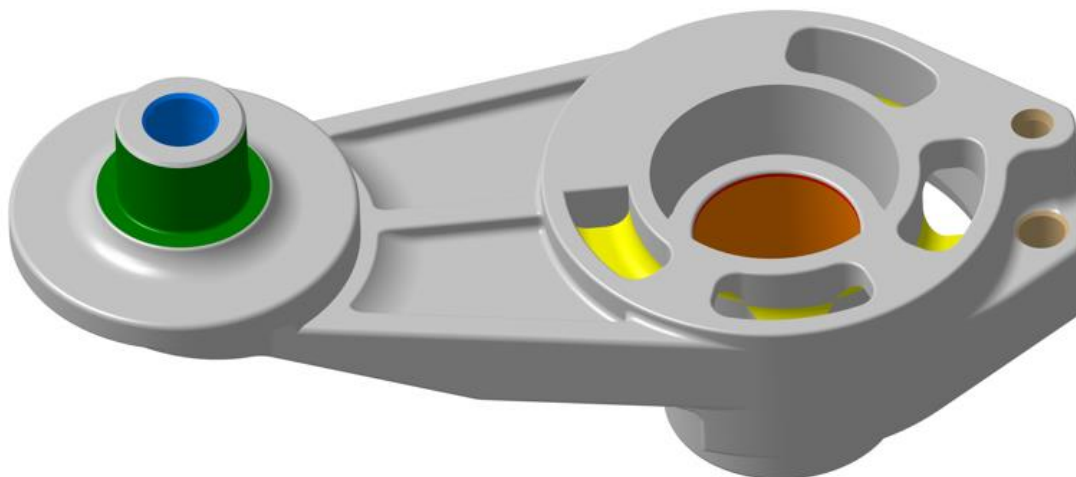
Na Obrázku 64 je vidět žlutě zvýrazněná plocha, která stejně tak jako u ramene napínáku 1 slouží pro uložení pružiny. Pružina je vedena tímto pružinovým kanálkem a vytváří tak potřebnou napínací a tlumící sílu. Dále zajišťuje rameno napínáku 2 a rameno napínáku 1 ve vzájemné poloze, aby nedošlo k rozpadnutí sestavy v axiálním směru, díky čemuž zde není potřeba využívat pojistného elementu v axiálním směru.



Obrázek 64 - Rameno napínáku 2 zespoda

Oranžově zvýrazněná kuželová plocha (viz Obrázek 64) je prostor, kde dochází k tření mezi ramenem napínáku 2 a tlumícím elementem. Třením mezi těmito dvěma komponenty dochází k tlumení vibrací.

Hnědě zvýrazněné otvory jsou zde umístěny pro montážní a pojistný kolík. Montážní kolík umožňuje udržet smontovaný napínák v montážní poloze. Pojistný kolík byl přidán pro ochranu zbylých agregátů v pohonném systému vozidla v případě poruchy systému.



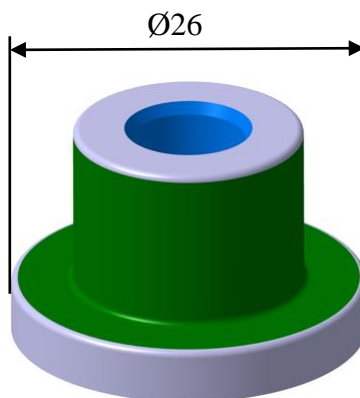
Obrázek 65 - Rameno napínaču 2 shora

Zelené plochy na Obrázku 65 zvýrazňují plochy pro uložení ložiska. U těchto ploch musí být dodržena drsnost a geometrické tolerance, které určuje dodavatel ložisek.

Pro uchycení napínací kladky na rameno napínaču slouží modře zvýrazněná díra, která je doplněna o závit. Kladka je po uložení pevně přišroubována k rameni napínaču.

6.2 Distanční element pro uložení kladky

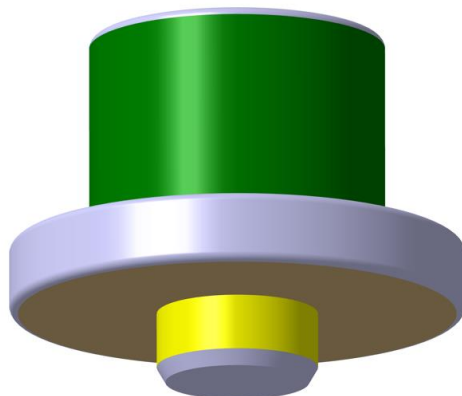
U nově navrženého řešení bylo nutné využít distančního elementu, který nám zajišťuje potřebnou polohu kladky. Zároveň je zde dostatečně velký průměr (zeleně zvýrazněná plocha viz Obrázek 66) plochy pro uložení ložiska. Tato plocha nemohla být součástí ramene napínaču 1, protože by nebylo možné namontovat plastový tlumící element na rameno napínaču 1, vzhledem k potřebnému průměru plochy pro uložení ložiska a průměru tlumícího elementu v jeho užší horní části.



Obrázek 66 - Distanční element shora

Na Obrázku 66 vidíme distanční element ze shora. Podobně jako u ramene napínačku 2, je zeleně zvýrazněná plocha místo, kde dochází k uložení ložiska. Stejně jako u ramene napínačku 2 musí být tyto plochy opatřeny předepsanými geometrickými tolerancemi.

Modře zvýrazněná díra je doplněna o závit a slouží k pevnému uchycení kladky za pomoci šroubu.



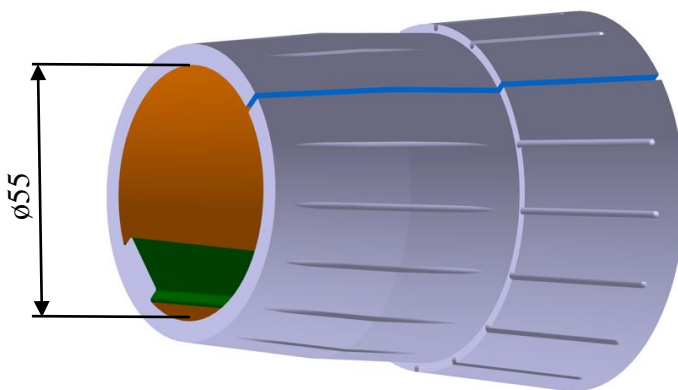
Obrázek 67 - Distanční element ze spodu

Při pohledu na distanční element ze spodu vidíme dosedací plochu (hnědá plocha viz Obrázek 67). Na této ploše dosedá distanční element na rameno napínačku 1.

Žlutě zvýrazněná plocha na Obrázku 67 je místo, kde dochází k nalisování distančního elementu na rameno napínačku 1.

6.3 Tlumící element

Na Obrázku 68 je vidět kuželový tlumící element, který je umístěn mezi rameno napínačku 1 a rameno napínačku 2.



Obrázek 68 - Tlumící element

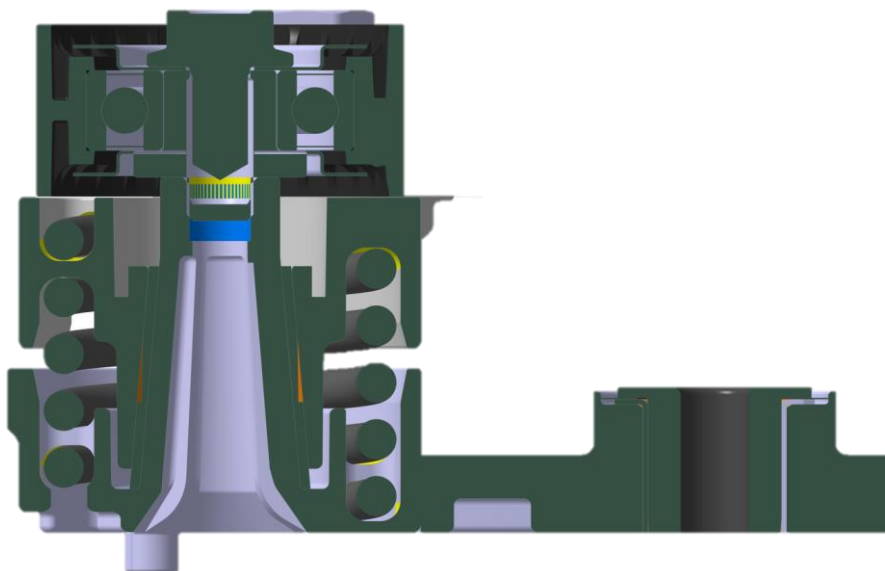
Tlumící element je v kontaktu s ramenem napínačku 1 na své vnitřní ploše (oranžově zvýrazněná na Obrázku 68). Průměr v nejužším místě vnitřní stěny tlumícího elementu je 18mm. Z tohoto důvodu musel být přidán do sestavy distanční element pro uložení kladky, viz kapitola 6.2. Tlumící element je po jedné své straně rozříznutý (modře zvýrazněná oblast viz Obrázek 68), aby byl pružný a mohl se při montáži roztáhnout bez rizika prasknutí.

Zeleně zvýrazněný tvarový výstupek na Obrázku 68 je veden po celé délce tlumícího elementu. Tvarový výstupek má shodný tvar s drážkou na rameni napínačku 1, aby došlo k přesnému zapadnutí tlumícího elementu a pojištění proti protáčení uvnitř ramen napínačku.

6.4 Sestava nového řešení

Ostatní součásti nebyly výrazně měněny ve srovnání se stávajícím řešením, které bylo podrobně analyzováno v kapitole 3, proto nyní pro názornou ukázkou celé sestavy provedeme 2 základní řezy.

Řez místem uchycení a první napínací kladkou:

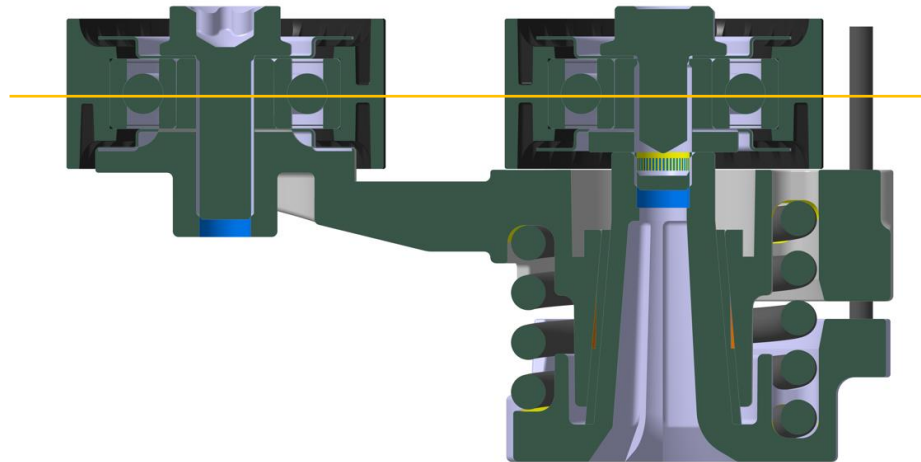


Obrázek 69 - Řez sestavou přes místo uchycení a první napínací kladku

Na Obrázku 69 vidíme řez místem uchycení a první napínací kladkou. V řezu je vidět zamontovaná pružina v pružinovém kanálku, jak bylo popsáno v předchozích kapitolách. V horní části ramene napínačku v ose napínací kladky vidíme zalisovaný distanční element, na který dosedá sestava napínací kladky.

Poslední důležité místo na Obrázku 69 vidíme v pravé části, kde dochází k uchycení napínačku na blok motoru. V tomto místě se nachází středový čep s průchozí dírou pro šroub, kterým dojde k uchycení napínačku. Mezi středovým čepem a ramenem napínačku se nachází ložiskové pouzdro, které je v horní části doplněno o těsnění.

Řez osami rotace první a druhé napínací kladky:



Obrázek 70 - Řez skrz napínací kladky

Na Obrázku 70 vidíme řez vedený skrz obě napínací kladky. V pravé části obrázku, vidíme v řezu rameno napínače 1. V tomto místě je názorně vidět porovnání tloušťky stěny vnitřní kuželové díry, která byla doplněna o žebrování pro zvýšení pevnosti, především ve své spodní části.

V horní části obrázku byla žlutou čarou znázorněna osa řemene, která prochází středem napínacích kladek. Osa řemene musí být u obou napínacích kladek shodná, protože v případě rozdílné výšky by docházelo ke sklouzávání řemene.

7 Zhodnocení

Výsledná Varianta 4, která při porovnání se ostatními Varianty vyšla jako nejlepší nové řešení, byla porovnána se současným řešením DAT-V napínacího systému dle zjišťovaných parametrů. Mezi zjišťované parametry byla zařazena výsledná působící síla na napínací kladky při startování pohonného systému alternátorem, působící síla při maximální hodnotě rekuperace.

Zhodnocení výsledné působící síly:

Tabulka 7 - Zhodnocení výsledných působících sil

	Výsledná působící síla [N]					
	Rozjezd pohonné soustavy alternátorem			Maximální hodnota rekuperace		
	Kladka 1	Kladka 2	Rozdíl [%]	Kladka 1	Kladka 2	Rozdíl [%]
Současné řešení	1261	234	538,8	1463	237	617
Nové řešení	623	361	172,5	759	438	173,3
Rozdíl působících sil	638	-127	-----	704	-201	-----

Při maximální hodnotě rekuperace jako prvním kritickým stavu zatěžování kladek došlo ke snížení výsledné hodnoty zatížení na více zatěžované první kladce o téměř 50%. Na druhé kladce, která je méně zatěžována došlo k nárůstu výsledné hodnoty zatížení také o téměř 50%, čímž ale došlo pouze k vyrovnání sil na obou kladkách a při konstrukci takového napínacího systému nebude muset být konstrukce celého napínáku, samotných ramen napínáku tolik robustní a ostatních pohonných agregátů v pohonné soustavě vozidla.

Při rozjezdu pohonné soustavy alternátorem vycházejí výsledky podobně. Na první napínací kladce došlo k výraznému zredukování výsledné síly a na kladce druhé nárůstu. K nárůstu síly zde došlo na méně zatěžující kladce. I u tohoto případu došlo ke snížení nerovnoměrnosti zatěžování a bude moci dojít k úspoře materiálu a ke zvýšení životnosti systému.

U současného řešení byla kladka 1 při rozjezdu pohonné soustavy alternátorem zatěžována silou, která byla více jak 5 krát větší (538,8%) než na kladce 2. Tato nerovnoměrnost zatížení byla snížena na 172,5%. U maximální hodnoty rekuperace byla hodnota výsledné působící síly na kladku 1 dokonce 6x větší (617%). Zde došlo k vyrovnání sil na rozdíl 173,3%.

Současné řešení konkrétního napínacího systému, se kterým bylo prováděno porovnávání, se skládá celkově z 18 jednotlivých částí. Nově navržené řešení se skládá celkově z 19 součástí, protože bylo nutné přidat distanční element pro uložení kladky. I přes nárůst počtu jednotlivých součástí došlo z konstrukčního hlediska ke zredukování samotné hmotnosti celého napínáku ze současných 960g na 830g.

8 Závěr

Cílem diplomové práce bylo provedení rešerše napínacích systémů klínových řemenů a návržení nového řešení dvouramenného napíacího systému klínového řemene primárně určené pro motory vybavené „start-stop“ systémem. Začátkem práce byla představena společnost Mubea spol. s.r.o., a vyráběné napíací systémy se základním popisem jejich využití, funkcí, výhod a nevýhod.

Následující část práce byla věnována podrobné analýze současného napíacího systému s firemním označením DAT-V, včetně zatěžovacích stavů při provozu a vysvětlení hraničních zatěžujících stavů, které působí na napínák v provozu. Na základě specifikovaných požadavků, které byly převzaty od současného napíacího systému DAT-V byly vytvořeny čtyři nové konstrukční varianty. U jednotlivých variant byla v krátkosti popsána jejich funkčnost, podmínky využití, výhody a nevýhody.

Dále byla provedena dynamická simulace všech čtyř nově navržených variant prostřednictvím Softwaru SimDrive. Vyhodnocování dynamické simulace bylo zaměřeno na porovnání zatěžujících sil působících na kladky napínáku v předem určených oblastech zatěžování. Během vyhodnocování zatížení napíacích kladek bylo zjištěno, že 2 nově navržené varianty nejsou vyhovující, protože došlo k nárůstům sil působících na napíací kladky. U dvou nově navržených variant došlo ke snížení hodnot zatěžovacích sil. Tyto dvě varianty byly dále přezkoumány podle ostatních parametrů, např.: prokluz řemene, síla v řemeni a vychýlení kladek z montážní polohy. Bylo zjištěno, že obě varianty vyhovují dle zadaných specifikací, proto bylo provedeno porovnání variant dle obecných specifikací, jako jsou cena, náročnost montáže, spolehlivost, hmotnost a složitost konstrukce. Jednotlivá kritéria byla bodově hodnocena na stupnici 1-5 a výsledná varianta byla na základě získaných 18 bodů z celkových 24 vybrána pro další rozpracování. Druhá varianta získala z celkového počtu 24 bodů 11.

Na závěr práce byla provedena podrobná analýza nově navrženého řešení dvouramenného napíacího systému určeného pro motory vybavené systémem „start-stop“. Hlavní vybrané části konkrétního napínáku byly vybrány pro popsání hlavních konstrukčních a funkčních změn, které byly provedeny ve srovnání se stávajícím řešením, společně s popsáním důležitých funkčních prvků. Popřípadě byla vysvětlena funkce a činnost nově vložené součásti. Nakonec bylo provedeno zhodnocení a porovnání nově navržené varianty se stávajícím řešením, kde bylo ukázáno splnění cíle této diplomové práce a vhodnost řešení pro budoucí využití.

9 Seznam použité literatury

- [1] Práce Mubea. *Práce Mubea* [online]. Copyright © 2019 Mubea. Všechna práva vyhrazena. [cit. 13.11.2021]. Dostupné z: <https://www.pracemubea.cz/>
- [2] Home | Mubea | Mubea. *Redirecting to https://www.mubea.com/de* [online]. Copyright © 2021 Muhr und Bender KG [cit. 13.11.2021]. Dostupné z: <https://www.mubea.com/en>
- [3] Závod Žebrák | Práce Mubea. *Práce Mubea* [online]. Copyright © 2019 Mubea. Všechna práva vyhrazena. [cit. 13.11.2021]. Dostupné z: <https://www.pracemubea.cz/zavod-zebrak/>
- [4] Závod Prostějov | Práce Mubea. *Práce Mubea* [online]. Copyright © 2019 Mubea. Všechna práva vyhrazena. [cit. 13.11.2021]. Dostupné z: <https://www.pracemubea.cz/zavod-prostejov/>
- [5] MINICH, Radovan. *Upínání napínáku klínového řemenu v automobilu*. V Plzni, 2019. Diplomová práce (Ing.). Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Václava Lašová.
- [6] Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.
- [7] KUBEŠ, Ondřej. *Modifikace napínacího systému klínového řemene*. V Plzni, 2020. Bakalářská práce ; (Bc.). Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ivana Mazínová.
- [8] Difference between drive belt and timing belt. *Studentlesson - Best platform for technical student* [online]. Copyright © Copyright 2019, All Rights Reserved [cit. 17.12.2021]. Dostupné z: <https://studentlesson.com/difference-between-drive-belt-and-timing-belt/>
- [9] ŘASA, Jaroslav a ŠVERCL, Josef. *Strojnické tabulky pro školu a praxi. 1, Jednotky, matematika, mechanika, technické kreslení, strojní součásti*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004. 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [10] EN AC-46000 (46000-F, AISi9Cu3(Fe)) Cast Aluminum : MakeItFrom.com. *MakeItFrom.com: Material Properties Database* [online]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-AC-46000-46000-F-AISi9Cu3Fe-Cast-Aluminum/#:~:text=EN%20AC-46000%20aluminum%20is%20an%20aluminum%20alloy%20formulated,material.%20AISi9Cu3%20%28Fe%29%20is%20the%20EN%20chemical%20designation.>
- [11] BRENÍK, Přemysl a PÍČ, Josef. *Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1982. 573 s. Česká matice technická; Roč. 1982. Č. 380 Technický průvodce; Sv. 59.
- [12] *The GRANTA EduPack materials and proces selection platforms, produkt firmy ANSYS/GRANTA, www.grantadesign.com/education/.*

- [13] Feron online - Materiálové normy. *Feron online - Vítejte* [online]. Copyright © 2017 Feron a.s. [cit. 12.03.2022]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/materialove-normy/>
- [14] wiretec GmbH :: FD SiCr. *wiretec GmbH :: Home* [online]. Copyright © 1999 [cit. 15.03.2022]. Dostupné z: <https://www.wiretec.eu/ep-en-10270-2-fd-sicr.htm>
- [15] Stránka nebola nájdená | TechPlasty. *TechPlasty - Technické Plasty / TechPlasty* [online]. Copyright © 2014 [cit. 15.03.2022]. Dostupné z: <https://www.techplasty.sk/material/polyamid/pa66gf30-polyamid-modifikovany-sklennymi-vlaknami>.
- [16] Ocelové plechy válcované za studena | Nypro. *Hutní materiál nakoupíte nejlépe z velkoobchodu | NYPRO* [online]. Dostupné z: <https://nyprohutni.cz/valcovane-za-studena>
- [17] Simdrive3D - CONTECS engineering services GmbH. *Contecs Engineering Services GmbH* [online]. Copyright © CONTECS engineering service GmbH [cit. 19.05.2022]. Dostupné z: <http://www.contecs-engineering.de/products/simdrive.html>
- [18] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 2, Převodové mechanismy*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2000. viii, 198 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-202-5.

Přílohy

Vázané přílohy

Příloha č. 1 – Materiálový list EN AC - 4600

Příloha č. 2 – Materiálový list PTFE s 30% příměsí skelných vláken

Příloha č. 3 – Materiálový list 51CrV4

Příloha č. 4 – Materiálový list PA66 GF 30

Nevázané přílohy

Výkres sestavy

Výrobní výkres – Rameno napínáku 2 01

PŘÍLOHA č. 1

Materiálový list EN AC - 4600

Aluminum, EN AC-46000, die cast, F

General information

Designation

EN AC-46000 (DIN EN 1706)

Condition F (As-fabricated)

EN number EN AC-46000 / EN AC-Al Si9Cu3(Fe)

Typical uses

General purpose alloy: machinery, engine blocks, pump housings, engine covers, cylinder heads, gearboxes

Composition overview

Compositional summary

Al80-90 / Si8-11 / Cu2-4 / Mg0.05-0.55 (impurities: Fe<1.3, Zn<1.2, Mn<0.55, Ni<0.55, Pb<0.35, Sn<0.25, Ti<0.25, Cr<0.15, Other<0.25)

Material family Metal (non-ferrous)

Base material Al (Aluminum)

Composition detail (metals, ceramics and glasses)

Al (aluminum)	* 79,6	-	90	%
Cr (chromium)	0	-	0,15	%
Cu (copper)	2	-	4	%
Fe (iron)	0	-	1,3	%
Mg (magnesium)	0,05	-	0,55	%
Mn (manganese)	0	-	0,55	%
Ni (nickel)	0	-	0,55	%
Pb (lead)	0	-	0,35	%
Si (silicon)	8	-	11	%
Sn (tin)	0	-	0,25	%
Ti (titanium)	0	-	0,25	%
Zn (zinc)	0	-	1,2	%
Other	0	-	0,25	%

Price

Price * 51,8 - 59,8 CZK/kg

Price per unit volume * 1,42e5 - 1,67e5 CZK/m³

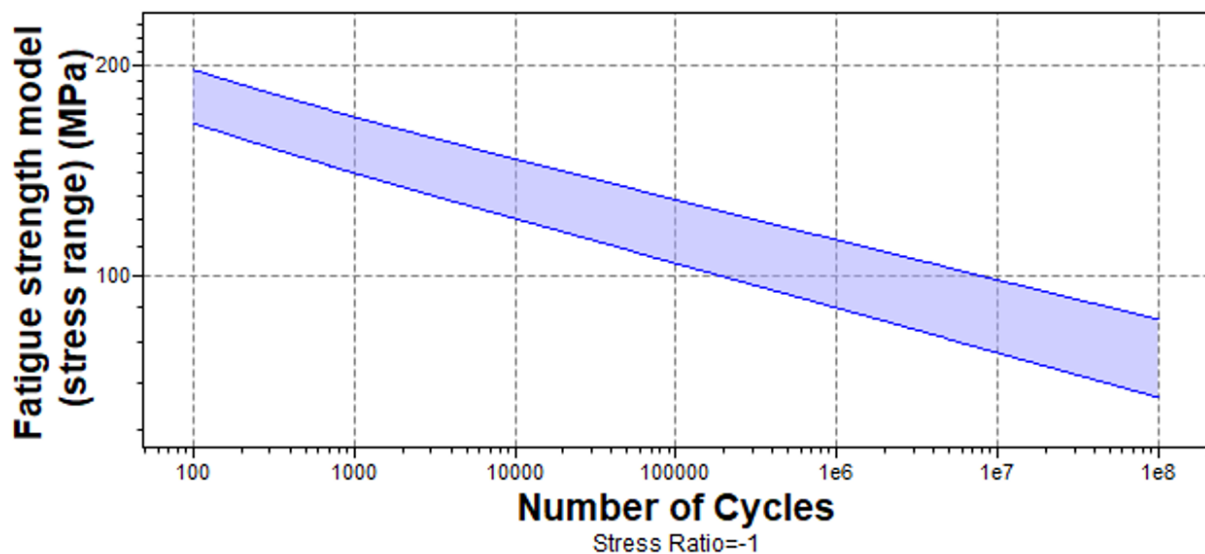
Physical properties

Density 2,73e3 - 2,79e3 kg/m³

Mechanical properties

Young's modulus	74,5	-	77,5	GPa
Specific stiffness	26,9	-	28,1	MN.m/kg
Yield strength (elastic limit)	133	-	147	MPa
Tensile strength	228	-	252	MPa
Specific strength	48,1	-	53,3	kN.m/kg
Elongation	1	-	1,2	% strain
Compressive strength	* 133	-	147	MPa
Flexural modulus	* 74,5	-	77,5	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 133	-	147	MPa
Shear modulus	* 27,8	-	29,3	GPa
Bulk modulus	* 69,8	-	79,7	GPa
Poisson's ratio	0,322	-	0,338	
Shape factor	37			
Hardness - Vickers	92	-	102	HV
Elastic stored energy (springs)	116	-	142	kJ/m ³
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	81	-	94	MPa
Fatigue strength model (stress range)	77,3	-	98,5	MPa

Parameters: Stress Ratio = -1, Number of Cycles = 1e7cycles



Katedra konstruování strojů

Bc.Ondřej Kubeš

Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 18	-	20,5	MPa.m ^{0.5}
Toughness (G)	4,28	-	5,52	kJ/m ²

Thermal properties

Melting point	* 502	-	596	°C
Maximum service temperature	150	-	170	°C
Minimum service temperature	-273			°C
Thermal conductivity	108	-	122	W/m.°C
Specific heat capacity	944	-	982	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	20,5	-	21,5	μstrain/°C
Thermal shock resistance	82,7	-	92,9	°C
Thermal distortion resistance	* 5,12	-	5,84	MW/m
Latent heat of fusion	* 384	-	393	kJ/kg

Electrical properties

Electrical resistivity	5,6	-	8,2	μohm.cm
Electrical conductivity	21	-	30,8	%IACS
Galvanic potential	* -0,72	-	-0,64	V

Magnetic properties

Magnetic type Non-magnetic

Optical, aesthetic and acoustic properties

Transparency				Opaque
Acoustic velocity	5,19e3	-	5,31e3	m/s
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,005	-	0,08	

Critical materials risk

Contains >5wt% critical elements? Yes

Processing properties

Metal casting Excellent
Metal cold forming Unsuitable

Katedra konstruování strojů

Bc. Ondřej Kubeš

Metal hot forming	Unsuitable	
Metal press forming	Unsuitable	
Metal deep drawing	Unsuitable	
Machining speed	57,9	m/min
Weldability	Excellent	

Durability

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Acceptable
Weak acids	Excellent
Strong acids	Excellent
Weak alkalis	Acceptable
Strong alkalis	Unacceptable
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Excellent
Galling resistance (adhesive wear)	Acceptable

Notes

Lead-tin overlay required to prevent galling of bearings.

Flammability	Non-flammable
--------------	---------------

Corrosion resistance of metals

Stress corrosion cracking	Susceptible
---------------------------	-------------

Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 176	-	194	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 11,2	-	12,4	kg/kg
Water usage	* 997	-	1,1e3	l/kg

Processing energy, CO2 footprint & water

Casting energy	* 10,4	-	11,5	MJ/kg
Casting CO2	* 0,625	-	0,691	kg/kg
Casting water	* 19,7	-	29,5	l/kg
Vaporization energy	* 1,55e4	-	1,71e4	MJ/kg
Vaporization CO2	* 930	-	1,03e3	kg/kg

Vaporization water	* 6,45e3	-	9,68e3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 0,956	-	1,06	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0574	-	0,0634	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 5,29	-	5,84	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,317	-	0,351	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 10,1	-	11,2	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 0,606	-	0,67	kg/kg
Non-conventional machining energy (per unit wt removed)	* 155	-	171	MJ/kg
Non-conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 9,3	-	10,3	kg/kg

Recycling and end of life

Recycle	True			
Embodied energy, recycling	* 30,5	-	33,7	MJ/kg
CO2 footprint, recycling	* 2,39	-	2,65	kg/kg
Recycle fraction in current supply	40,5	-	44,7	%
Downcycle	True			
Combust for energy recovery	True			
Landfill	True			
Biodegrade	True			

Notes

Standards with similar compositions

- Europe:

EN AB-46000 to CEN EN 1676, EN AC-46000 to CEN EN 1706, EN AC-46200 to CEN EN 1706, EN AC-46500 to CEN EN 1706

PŘÍLOHA č. 2

Materiálový list PTFE s 30% příměsí skelných vláken

PTFE (30% glass fiber)**General information****Designation**

Polytetrafluoroethylene (30% Glass fiber)

Tradenames

Dyneon TFM, Tarflen

Typical uses

Bearings, chemical vessel linings, pipe and valve linings, pumps, impellers, pipes, gaskets, diaphragms, piston rings, high temperature electrical insulation, a coating for non-stick applications.

Composition overview**Compositional summary**

(CF₂-CF₂)_n + glass filler

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)		
Base material	PTFE (Polytetrafluoroethylene)		
% filler (by weight)	30		%
Filler/reinforcement	Glass		
Filler/reinforcement form	Short fiber (<5mm)		
Polymer code	PTFE-GF25		

Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	70		%
Glass (fiber)	30		%

Price

Price	* 221	- 264	CZK/kg
Price per unit volume	* 4,87e5	- 6,07e5	CZK/m ³

Physical properties

Density	2,2e3	- 2,3e3	kg/m ³
---------	-------	---------	-------------------

Mechanical properties

Young's modulus	1,38	- 1,65	GPa
-----------------	------	--------	-----

Katedra konstruování strojů

Bc.Ondřej Kubeš

Specific stiffness	0,612	-	0,735	MN.m/kg
Yield strength (elastic limit)	* 11	-	14,9	MPa
Tensile strength	13,8	-	18,6	MPa
Specific strength	* 4,9	-	6,62	kN.m/kg
Elongation	200	-	300	% strain
Compressive modulus	* 1,38	-	1,65	GPa
Compressive strength	* 6,9	-	9,65	MPa
Flexural modulus	1,31	-	1,62	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	13,1	-	14,5	MPa
Shear modulus	* 0,489	-	0,585	GPa
Bulk modulus	* 2,74	-	2,88	GPa
Poisson's ratio	* 0,4	-	0,42	
Shape factor	9,2			
Hardness - Vickers	* 3	-	5	HV
Elastic stored energy (springs)	* 40,8	-	72,7	kJ/m ³
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	* 5,52	-	7,44	MPa

Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 0,646	-	1,94	MPa.m ^{0.5}
Toughness (G)	0,336	-	2,05	kJ/m ²
Impact strength, notched 23 °C	14	-	15	kJ/m ²

Thermal properties

Melting point	315	-	339	°C
Glass temperature	117	-	130	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	112	-	132	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	* 97	-	120	°C
Maximum service temperature	* 260	-	290	°C
Minimum service temperature	-268	-	-200	°C
Thermal conductivity	0,335	-	0,419	W/m.°C
Specific heat capacity	* 988	-	1,03e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	139	-	180	µstrain/°C
Thermal shock resistance	* 43,6	-	66,3	°C
Thermal distortion resistance	* 0,00201	-	0,00281	MW/m

Electrical properties

Electrical resistivity	3,3e20	-	3e21	μohm.cm
Electrical conductivity	5,75e-20	-	5,22e-19	%IACS
Dielectric constant (relative permittivity)	2,7	-	2,9	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	* 1,9e-4	-	2,1e-4	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	15	-	30	MV/m

Magnetic properties

Magnetic type	Non-magnetic
---------------	--------------

Optical, aesthetic and acoustic properties

Transparency	Opaque
Acoustic velocity	781 - 858 m/s
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0282 - 0,0319

Critical materials risk

Contains >5wt% critical elements?	No
-----------------------------------	----

Absorption & permeability

Water absorption @ 24 hrs	0,009 - 0,011 %
---------------------------	-----------------

Processing properties

Polymer injection molding	Unsuitable
Polymer extrusion	Unsuitable
Polymer thermoforming	Unsuitable
Linear mold shrinkage	1,8 - 2 %
Molding pressure range	20,6 - 55 MPa

Durability

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Excellent
Strong acids	Excellent
Weak alkalis	Excellent

Strong alkalis	Excellent
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Good
Flammability	Non-flammable

Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 224	-	247	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 12,2	-	13,4	kg/kg
Water usage	* 396	-	438	l/kg

Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer extrusion energy	* 7,86	-	8,66	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,629	-	0,693	kg/kg
Polymer extrusion water	* 5,67	-	8,51	l/kg
Polymer molding energy	* 20,3	-	22,4	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,62	-	1,79	kg/kg
Polymer molding water	* 13,3	-	19,9	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 0,509	-	0,563	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0382	-	0,0422	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 0,82	-	0,906	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0615	-	0,0679	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 1,16	-	1,29	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 0,0873	-	0,0965	kg/kg

Recycling and end of life

Recycle	False			
Recycle fraction in current supply	0,1			%
Downcycle	True			
Combust for energy recovery	False			
Heat of combustion (net)	* 3,51	-	3,69	MJ/kg
Combustion CO2	* 0,644	-	0,677	kg/kg
Landfill	True			
Biodegrade	False			

PŘÍLOHA č. 3

Materiálový list 51CrV4

Mechanical Properties

Quantity	Value	Unit
Young's modulus	200000 - 200000	MPa
Tensile strength	650 - 880	MPa
Elongation	8 - 25	%
Fatigue	275 - 275	MPa
Yield strength	350 - 550	MPa

Physical Properties

Quantity	Value	Unit
Thermal expansion	10 - 10	e-6/K
Thermal conductivity	25 - 25	W/m.K
Specific heat	460 - 460	J/kg.K
Melting temperature	1450 - 1510	°C
Density	7700 - 7700	kg/m ³
Resistivity	0.55 - 0.55	Ohm.mm ² /m

Heat Treatment:

Annealing	Quenching	Tempering	Normalizing	Q & T
√	√	√	√	√

Can produce 1.2242 specifications and size

Steel grade	Specification	Processing range(mm)
1.2242	<u>Round bar</u>	Φ1 to Φ2000
1.2242	<u>Square-shape steel/Flate bar</u>	10 to 1000
1.2242	<u>Steel Plate/Sheet</u>	0.08 to 800(T)*10 to 1500(W)*Long
1.2242	<u>Forging</u>	Pipe/tube/slugs/donuts/cubes/other shapes
1.2242	<u>Tubings</u>	OD: Φ4-410; WT: 1-35 mm
1.2242	<u>Steel coils and strip</u>	THK:0.1mm Width:1500mm

Description

C	Si ≤	Mn ≤	P ≤	S ≤	Cr	Ni	Mo	Other
0.55-0.62	0.15-0.35	0.80-1.10	0.035	0.035	0.90-1.20			V 0.07-0.12

PŘÍLOHA č. 4

Materiálový list PA66 GF 30

PA66 (30% glass fiber)

General information

Overview

Note: Polyamides are moisture sensitive. Density, mechanical, impact, and electrical properties on this datasheet are for material conditioned at 50% relative humidity and 23°C. These are more typical of in-use performance than the properties of the dry material. Other properties are for the dry-as-molded material.

Designation

Polyamide (Nylon) (Type 66, 30% Glass Fiber)

Tradenames

Alcom, Hifill, Pentamid, Stanyl

Typical uses

Gears, cams, rollers, bearings, nuts and bolts, power tool housing, electrical connectors, combs, coil formers, fuel tanks for cars, kitchen utensils.

Composition overview

Compositional summary

$(\text{NH}(\text{CH}_2)_4\text{NH}-\text{CO}-(\text{CH}_2)_4-\text{CO})_n + \text{glass filler}$

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)		
Base material	PA66 (Polyamide/nylon 46)		
% filler (by weight)	30		%
Filler/reinforcement	Glass		
Filler/reinforcement form	Short fiber (<5mm)		
Polymer code	PA66-GF30		

Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	70		%
Glass (fiber)	30		%

Price

Price	* 134	- 184	CZK/kg
Price per unit volume	* 1,9e5	- 2,66e5	CZK/m ³

Katedra konstruování strojů

Bc. Ondřej Kubeš

Physical properties

Density	* 1,42e3	-	1,45e3	kg/m ³
---------	----------	---	--------	-------------------

Mechanical properties

Young's modulus	5,34	-	6,66	GPa
Specific stiffness	* 3,72	-	4,64	MN.m/kg
Yield strength (elastic limit)	* 102	-	127	MPa
Tensile strength	103	-	126	MPa
Specific strength	* 71,1	-	88,5	kN.m/kg
Elongation	5,51	-	7,92	% strain
Elongation at yield	* 4,63	-	8,8	% strain
Compressive modulus	* 5,7	-	6,3	GPa
Compressive strength	* 130	-	144	MPa
Flexural modulus	5,05	-	6,05	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	162	-	198	MPa
Shear modulus	* 2,14	-	2,25	GPa
Shear strength	* 61,7	-	75,4	MPa
Bulk modulus	* 7,04	-	7,78	GPa
Poisson's ratio	* 0,351	-	0,365	
Shape factor	5,4			
Hardness - Vickers	* 33	-	36	HV
Hardness - Rockwell M	* 155	-	171	
Hardness - Rockwell R	* 155	-	171	
Hardness - Shore D	* 91	-	95	
Elastic stored energy (springs)	* 862	-	1,37e3	kJ/m ³
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	* 43,4	-	48	MPa

Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 4,39	-	4,86	MPa.m ^{0.5}
Toughness (G)	* 3,09	-	4,14	kJ/m ²
Impact strength, notched 23 °C	12,8	-	24,9	kJ/m ²
Impact strength, notched -30 °C	6,93	-	15,1	kJ/m ²
Impact strength, unnotched 23 °C	77,5	-	114	kJ/m ²
Impact strength, unnotched -30 °C	55,4	-	83,1	kJ/m ²

Katedra konstruování strojů

Bc. Ondřej Kubeš

Thermal properties

Melting point	284	-	306	°C
Glass temperature	71	-	79	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	* 284	-	340	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	258	-	313	°C
Maximum service temperature	73	-	87	°C
Minimum service temperature	* -58	-	-38	°C
Thermal conductivity	* 0,447	-	0,464	W/m.°C
Specific heat capacity	* 1,37e3	-	1,43e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	* 46,8	-	47,8	µstrain/°C
Thermal shock resistance	* 346	-	470	°C
Thermal distortion resistance	* 0,00942	-	0,00984	MW/m

Electrical properties

Electrical resistivity	8,12e15	-	2,03e17	µohm.cm
Electrical conductivity	8,49e-16	-	2,12e-14	%IACS
Dielectric constant (relative permittivity)	12,2	-	17,2	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	0,248	-	0,653	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	16,7	-	28,4	MV/m
Comparative tracking index	* 375	-	425	V

Magnetic properties

Magnetic type Non-magnetic

Optical, aesthetic and acoustic properties

Transparency	Opaque			
Acoustic velocity	1,93e3	-	2,16e3	m/s
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0107	-	0,0118	

Critical materials risk

Contains >5wt% critical elements? No

Absorption & permeability

Water absorption @ 24 hrs 1,9 - 3,1 %

Katedra konstruování strojů				Bc.Ondřej Kubeš
Water absorption @ sat	7,8	-	10	%
Humidity absorption @ sat	2,1	-	2,9	%

Processing properties

Polymer injection molding	Acceptable			
Polymer extrusion	Acceptable			
Polymer thermoforming	Limited use			
Linear mold shrinkage	0,4	-	0,6	%
Melt temperature	242	-	316	°C
Mold temperature	40	-	80	°C
Molding pressure range	34,4	-	103	MPa

Durability

Water (fresh)	Acceptable
Water (salt)	Acceptable
Weak acids	Unacceptable
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Acceptable
Strong alkalis	Unacceptable
Organic solvents	Acceptable
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Fair
Flammability	Slow-burning

Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 112	-	124	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 5,75	-	6,34	kg/kg
Water usage	* 604	-	668	l/kg

Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer extrusion energy	* 5,9	-	6,52	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,443	-	0,489	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,86	-	7,29	l/kg
Polymer molding energy	* 20,9	-	23,1	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,57	-	1,74	kg/kg

Katedra konstruování strojů

Bc.Ondřej Kubeš

Polymer molding water	* 13,5	-	20,3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 2,01	-	2,22	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,151	-	0,167	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 15,8	-	17,5	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 1,19	-	1,31	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 31,2	-	34,4	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 2,34	-	2,58	kg/kg

Recycling and end of life

Recycle	False			
Recycle fraction in current supply	0,1			%
Downcycle	True			
Combust for energy recovery	False			
Heat of combustion (net)	* 19,7	-	20,7	MJ/kg
Combustion CO2	* 1,52	-	1,59	kg/kg
Landfill	True			
Biodegrade	False			