

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Modifikace napínacího systému klínového řemene

Autor: **Ondřej Kubeš**
Vedoucí práce: **Ing. Ivana Mazínová, Ph.D.**
Konzultant: **Ing. Josef Justa**

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Ondřej KUBEŠ
Osobní číslo:	S19B0063P
Studijní program:	B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Dopravní a manipulační technika
Téma práce:	Modifikace napínacího systému klínového řemene
Zadávající katedra:	Katedra konstruování strojů

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Provedte rešerši napínacího systému klínového řemene automobilu a dané problematiky. Pro zvolené součásti napínáku navrhnete možné úpravy současného řešení z hlediska jejich vyrobiteľnosti a optimalizace nákladů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Úvod
2. Rešerše napínáku klínového řemene
3. Případová studie
4. Zhodnocení práce, závěr

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran A4**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

VLK, F. *Stavba motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2003

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 2000

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BUDYNAS, R. G. *Konstruování strojních součástí. 1. vyd.*. Brno: VUTUM, 2010

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

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ivana Mazínová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Josef Justa**
Mubea spol. s r.o., Žebrák

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2019**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2020**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

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. Ivaně Mazínové, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování mé bakalářské práce.

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

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kubeš	Jméno Ondřej	
STUDIJNÍ OBOR	23-35-8 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Mazínová, Ph.D.	Jméno Ivana	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Modifikace napínacího systému klínového řemene		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	67	TEXTOVÁ ČÁST	55	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)	Bakalářská práce obsahuje teoretický rozbor třecích převodů se zaměřením na řemenové převody. Dále byly v práci popsány jednotlivé napínací systémy a u vybraného systému E4 byl vytvořen nový konstrukční návrh napínacího systému klínového řemene automobilu.
ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Klínové řemeny, napínací systém, E4, design, konstrukční návrh, CAD

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Kubeš	Name Ondřej	
FIELD OF STUDY	23-35-8 "Transport and Handling Machinery"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Mazínová, Ph.D.	Name Ivana	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Modification of Belt Tensioner System		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	67	TEXT PART	55	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis contains a theoretical analysis of friction gears with a focus on belt gears. Furthermore, the individual tensioning systems were described in this thesis and a new structural design of the car V-belt tensioning system was created for the selected E4 system.
KEY WORDS	belts, tensioning system, E4, design, structural design, CAD.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	10
1 Úvod.....	11
1.1 Společnost Mubea	11
2 Třecí převody	13
2.1 S kontaktním stykem.....	13
2.2 S nepřímým stykem.....	14
2.2.1 Řemeny	17
3 Napínací systémy řemene	18
3.1 Popis napínacích systémů.....	18
3.2 Funkce napínacího systému	19
3.3 Rozdělení napínacích systémů od firmy Mubea	20
3.1.1 Systém E1 a E2	21
3.1.2 Systém E3 a E3D	21
3.1.3 Systém E4 a E4+	22
3.1.4 Systém E5	23
3.1.5 Systém E8	23
3.1.6 DAT napínací systémy.....	23
4 Studie současného řešení	25
4.1 Popis a analýza stávající konstrukce napínacího systému E4	25
4.1.1 Tělo a rameno napínače E4	25
4.1.2 Ložiskové pouzdro.....	28
4.1.2 Středový čep.....	28
4.1.3 Tlumící element	28
4.1.4 Objímka tlumícího elementu.....	29
4.1.5 Ostatní součásti E4.....	30
5 Koncepční návrh nového řešení.....	35
5.1 Požadavky a jejich specifikace.....	35
5.1.1 Návrh 1.....	36
5.1.2 Návrh 2.....	39
5.1.3 Návrh 3.....	40
5.1.4 Návrh 4.....	43

	Katedra konstruování strojů	Ondřej Kubeš
6	Zhodnocení	48
7	Závěr	49
8	Seznam použité literatury	50
	Seznam obrázků	52
	Seznam tabulek	54
	Přílohy	55
	Vázané přílohy	55
	Nevázané přílohy	55

Seznam použitých zkratk a symbolů

η – součinitele tření

F_n – normálová síla

F_t – tečná síla

F_r – třecí síla

β – úhel opásání

1 Úvod

Cílem mé bakalářské práce je úprava stávajícího řešení napínacího systému klínového řemene u automobilu z hlediska zjednodušení jeho vyrobitelnosti a snížení nákladů na výrobu. Návrh nového řešení bude proveden ve spolupráci se zadavatelem této práce, společností Mubea, spol. s r. o., na napínacím systému s jednou kladkou, který nese firemní označení E4.

Na úvod práce byl popsán princip a funkce jednotlivých systémů napínání řemene s podrobným popisem jednotlivých součástí u systému E4. V práci bylo představeno nové konstrukční řešení, které bylo vytvořeno za pomoci 3D softwaru Catia V5. Výsledný konstrukční návrh byl porovnán se současným řešením na základě zadaných kritérií.

V závěru práce bylo vypracováno hodnocení nového konstrukčního řešení napínacího systému a byla zpracována výrobní dokumentace. Nově navržené konstrukční řešení splnilo cíl bakalářské práce a to, že byla zjednodušena výroba, a tím i sníženy celkové náklady napínacího systému E4.

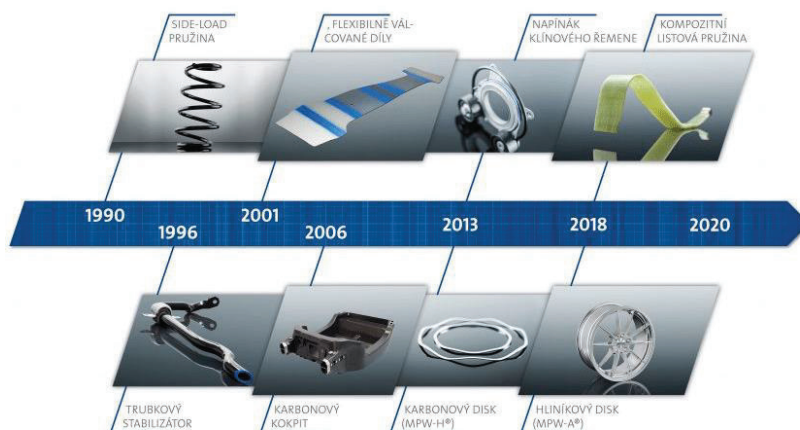
1.1 Společnost Mubea

Společnost Mubea se řadí mezi největší lídry v automobilovém průmyslu v oblasti vývoje a výroby komponent a sestav komponent v automotive. Obzvláště vyniká ve vývoji a výrobě komponent s jedinečnými vlastnostmi 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 dvojicí spoluzakladatelů panem Muhrem a panem Bendrem. Společnost Mubea má nyní 45 poboček ve 20 zemích po celém světě s více než 20 000 zaměstnanci. [1]



Obrázek 1 - Logo společnosti Mubea [2]

V současnosti má Mubea v České republice 3 pobočky, které se nacházejí v Žebráku, Prostějově a v Dolních Kralovicích a dohromady mají přes 3500 zaměstnanců. První pobočka v České republice byla založena roku 1995 v Žebráku. Tato pobočka je dodnes největší a patří k ní i vlastní vývojové centrum a nástrojárna. Mezi hlavní vyráběné komponenty patří systémy napínání řemenů, hlavové opěrky, rámy sedaček, tyčky stabilizátoru, objímky, výrobky z uhlíkových vláken a interiérové komponenty. [3, 4]



Obrázek 2 - Výrobky společnosti Mubea [1]

Systemy napínáků řemenů jsou součástí výrobního portfolia Mubea již více jak 30 let a díky tomu jí patří druhé místo mezi všemi výrobci v Evropě. Společnost Mubea vyvinula v roce 2013 speciální systém napínání řemenu s využitím dvou kladek a to primárně pro systémy Start/Stop. [3]

Jednotlivé komponenty jsou dodávány pro výrobce předních světových značek v automobilovém průmyslu. Jsou to např.: Audi, Toyota, Lamborghini, Škoda, Porsche atd. [3, 5]

2 Třecí převody

Napínací systém je součástí třecích převodů, zejména pak hlavně třecích převodů s nepřímým stykem, které jsou základním prvkem v celé hnací soustavě automobilu. Z tohoto důvodu jsou v této kapitole vysvětleny.

Napínák je v přímém kontaktu s řemenem a tlakem, kterým na něj působí, dochází k dostatečnému napnutí řemene tak, aby nedocházelo k prokluzu na ostatních hnaných komponentech v pohonném systému automobilu. [5]

Přenos kroutícího momentu je zajištěn třením mezi dvěma a více elementy.

Přenos točivého momentu se dělí do dvou základních skupin:

- a) Kontaktním stykem: kola se přímo dotýkají, např. třecí a ozubené převody.
- b) Nepřímým stykem: opásáním, např. lanové, řemenové a řetězové převody. [6]

Při uvažování ideálního přenosu točivého momentu (bez prokluzů) platí rovnice (1): [7]

$$v_1 = v_2 \quad (1)$$

Dosazením za rychlosti do rovnice získáme vztah:

$$\pi * D_1 * v_1 = \pi * D_2 * v_2 \quad (2)$$

Z rovnice (1) a (2) dostaneme, že:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (3)$$

$v_{1,2}$ obvodová rychlost kola

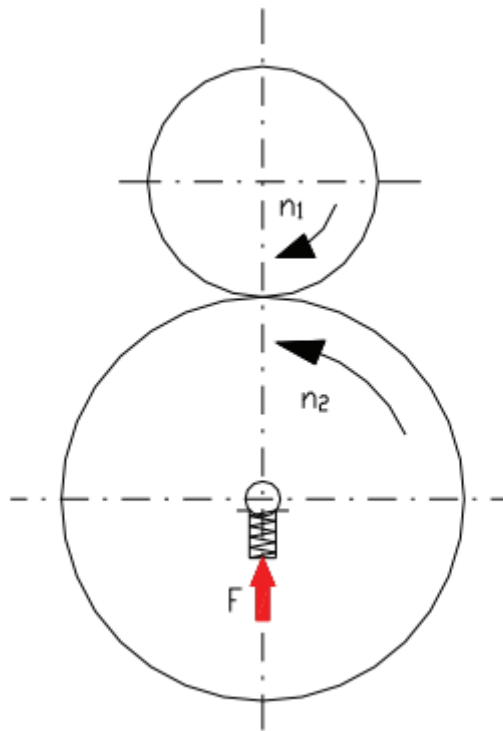
$i_{1,2}$ převodový poměr

$n_{1,2}$ otáčky

D průměr kladky

2.1 S kontaktním stykem

Používají se k přenosu rotačního pohybu a točivého momentu z kola hnacího na kolo hnané. Dochází tak v důsledku tření, které vzniká ve stykové třecí ploše mezi řemenicí a řemenem. Z důvodu zvýšení součinitele tření η bývají kola po obvodu opatřena např. pryžovým obložením. Aby byla vyvozena dostatečná třecí síla mezi koly, musejí být k sobě přitlačena, např. pružinou nebo závažím. [8]



Obrázek 3 – Třecí převody s konstantním stykem [11]

Výhody:

- jednoduchá konstrukce,
- tichý a klidný chod,
- prokluz při přetížení,
- tlumí rázy.

Nevýhody:

- nekonstantní převodový poměr kvůli prokluzům,
- vlivem přitlačných sil jsou namáhány ložiska,
- pouze pro malé zatížení.

Rozdělení:

- se stálým převodovým poměrem,
- s měnitelným převodovým poměrem,
- mezi rovnoběžnými hřídeli,
- mezi různoběžnými hřídeli.

2.2 S nepřímým stykem

Řemenové převody slouží k přenosu točivého momentu z hnacího kola na hnané kolo. Přenos točivého momentu je umožněn působením tření mezi řemenem a řemenicí (kladkou). Řemenové převody jsou převody se silovým stykem. Jsou nepřesné, protože u nich dochází k prokluzu. Pro odstranění prokluzu lze použít převody s ozubenými řemeny, kde ke skluzu nedochází, protože točivý moment není přenášen pomocí tření, ale pomocí tvaru zubů řemene. [9]

Řemenové převody se skládají z [10]:

- řemene,
- řemenic (minimálně 2),
- popř. napínací kladky.

Výhody řemenových převodů: [10]

- tlumí rázy a vibrace, jsou pružné a mají pružný záběr,
- mohou pracovat při velkých obvodových rychlostech (dle typu řemene),
- nízká cenová náročnost,
- snadná a jednoduchá montáž,
- při přetížení dojde k prokluzu (funkce pojistné spojky).

Nevýhody řemenových převodů: [10]

- není zaručen převod – prokluz (neplatí pro ozubené řemeny),
- nutné předeprnutí,
- nízká tuhost převodu,
- vytahování a opotřebení řemenu,
- špatná odolnost proti vysokým teplotám, vlhkosti, prachu a nečistotám,
- při prokluzu vzniká statická elektřina.

Použití: [10]

- při velké osové vzdálenosti,
- klidný a tichý chod,
- není nutný přesný převod.

Základní výpočty: [11]

Teoretický převodový poměr:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

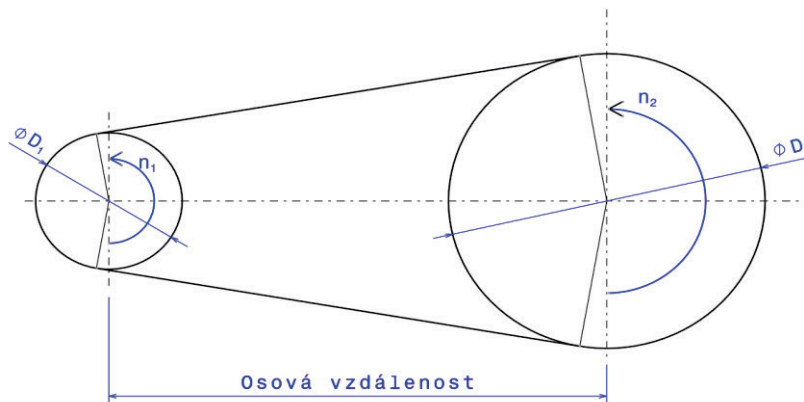
Obvodová rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]:

$$v_1 = \frac{\pi * D_1 * n_1}{60} \quad (5)$$

$$v_2 = \frac{\pi * D_2 * n_2}{60} \quad (6)$$

Součinitel tření: [12]

$$\eta = 0,95-0,98 \quad (7)$$



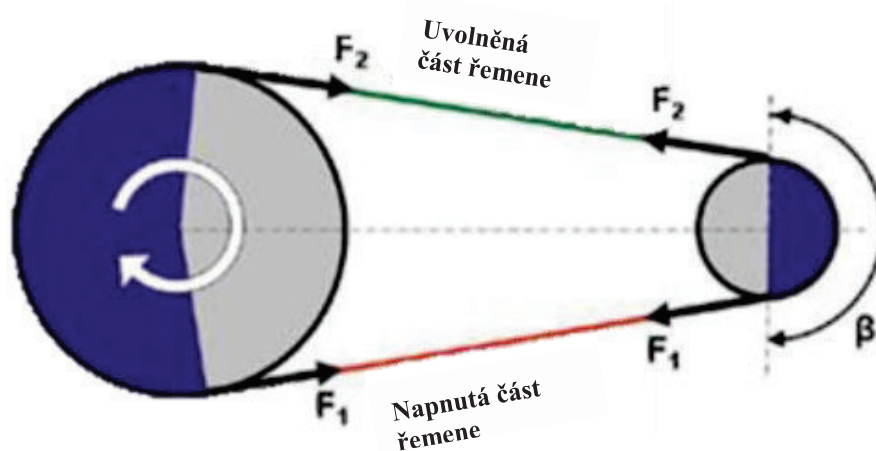
Obrázek 4 - Schéma řemenového převodu

Síly v řemenu:

Řemenové převody jsou obvykle geometricky definovány a analyticky vypočítávány použitím známých nebo požadovaných hodnot síly a poměrů řemenic.

Pro bezpečné přemístění prvků v řemenovém pohonu je třecí síla F_r mezi pásem a řemenicí stejná nebo vyšší než tangenciální F_t , která má být přenášena viz rovnice 8. [5]

$$F_r = \eta * F_n \geq F_t \quad (8)$$



Obrázek 5 - Síly v řemenovém převodu [5]

Součinitel tření η mezi pásem a kladkou závisí na druhu pásu a na povrchu pásu a řemenic. Požadovaná kontaktní síla F_n pro pás, také známá jako normálová síla, působí přímo v ložiskách a hřídelích řemenových převodů.

Řemenový pohon přenáší točivý moment, jestliže je napětí na tažné straně pásu (napnutá strana pásu) větší než část, která je na tlačné straně (uvolněná strana pásu). Za teoretického předpokladu,

že pás převádí síly na celý jeho úhel záběru, může být poměr napnutí pásu popsán pomocí Eulerovi rovnice: [5]

$$m = \frac{F_1}{F_2} = e^{\eta \cdot \beta_1} \quad (9)$$

m poměr napětí mezi uvolněnou a napnutou částí řemene

F₁ síla v napnuté části pásu

F₂ síla v uvolněné části pásu

η součinitel tření

β₁ úhel opásání řemenice

Rovnice (9) má zásadní význam při výpočtu uspořádání řemenových pohonů.

2.2.1 Řemeny

Požadavky:

- přenést velkou tažnou sílu,
- dobré třecí vlastnosti.

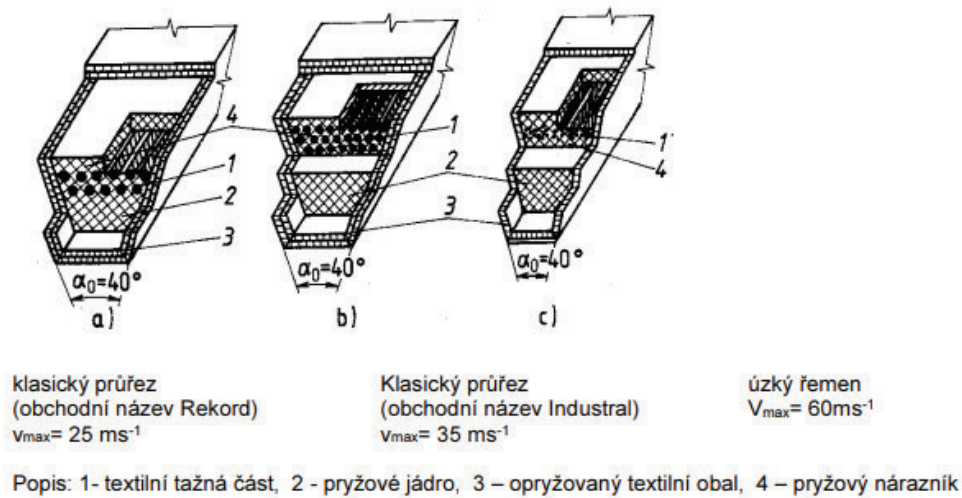
Materiály řemenů:

- kůže,
- pryž,
- textilní vlákna,
- plasty.

U moderních řemenů se využívá kombinace materiálů, kdy povrch má dobré třecí vlastnosti (často pryž) a uvnitř jsou vlákna s vysokou pevností (uhlíková, sklolaminátová, kordonová). [10]

Rozdělení podle tvaru:

- ploché,
- klínové,
 - klasické,
 - úzké,
 - široké,
- kruhové.



Obrázek 6 - Typy klínových řemenů [6]

3 Napínací systémy řemene

Napínací systém řemene je nedílnou a velice důležitou součástí v celém pohonném systému vozidla. Sestava napínacího systému se skládá z několika součástí, které jako jedna soustava dokáže dostatečně předepnout klínový řemen. Klínový řemen spojuje jednotlivé části příslušenství motoru automobilu s klikovou hřídelí. V současné době mezi nejčastěji využívané příslušenství poháněné motorem patří např.: kompresor klimatizace, alternátor, atd. [5]

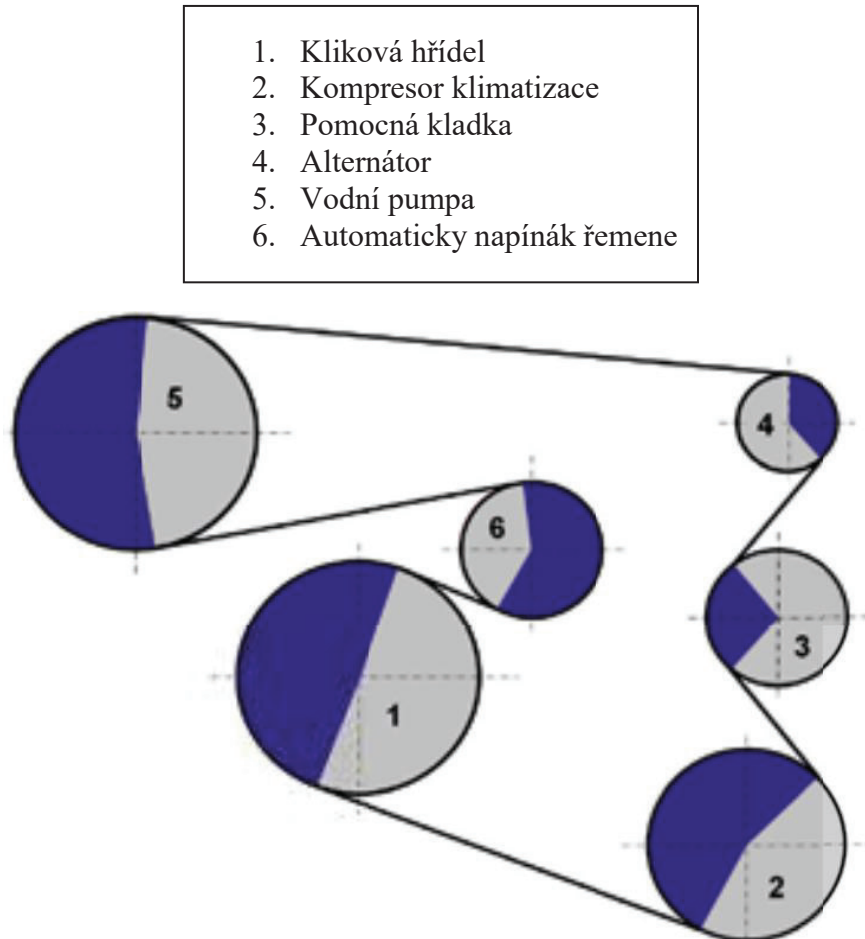
3.1 Popis napínacích systémů

Před zavedením vícenásobného klínového řemenu, byla pohonná čerpadla poháněná řemenicí klikového hřídele. Požadované napětí řemenu bylo dosaženo vytažením otočného generátoru a jeho zajištěním na místě. Se ztrátou napětí řemenu (např. v důsledku stárnutí řemenu) byl častým výskytem hluk způsobený sklouznutím řemene. Tím nebylo dosahováno potřebné síly v řemeni a muselo se znovu zvětšit napětí pomocí otočné konzoly generátoru. [5]

Vzhledem k tomu, že do pohonu příslušenství byly integrovány další agregáty (vodní čerpadlo, čerpadlo posilovače řízení, kompresor klimatizace, atd.), byl zaveden vícenásobný klínový řemen. Na základě funkčnosti a souboru omezení jsou jednotlivé agregáty umístěny kolem řemenice klikového hřídele, čímž určují požadovanou délku pásu. K přenášení potřebné mechanické síly tak, aby byly všechny agregáty účinně poháněny, vznikl požadavek na systém automatického napínání řemenů. V současné době existuje vždy poptávka po účinnějších napínacích systémech, zejména když se zmenšují velikosti motoru, avšak komponenty pohonu příslušenství jsou silnější.

Systémy pohonu řemenů patří do kategorie trakčních pohonů, které přenášejí točivý moment mezi hřídeli, které mohou být od sebe vzdáleny. Kladky nebo řemenice, které jsou pevně připevněné k hřídeli, jsou spojeny pásem. Celý systém napínání klínového řemene se skládá z pěti základních komponent: kladky, ramena napínáku, pouzdra napínáku, pružiny a třecího (tlumícího) elementu. [5]

Pouzdro napínáku je vždy pevně uchyceno k motoru. Pružina je uložena s předepnutím mezi tělem napínáku a ramenem napínáku tak, aby rameno napínáku mohlo volně rotovat kolem pouzdra napínáku. [5]



Obrázek 7 - Pohled shora na uskupení komponent [5]

3.2 Funkce napínacího systému

Napínák klínového řemene má dvě základní funkce. Napíná řemene a tlumí vibrace.

Napínáním řemene se dokáže korigovat napětí, které řemen přenáší a tím i zajistit, aby přenášené napětí bylo stále konstantní, čímž lze značně zvýšit životnost řemene, ložisek a hřídelí. Funkce napínání řemene je obvykle realizována pomocí svinuté pružiny. [5]

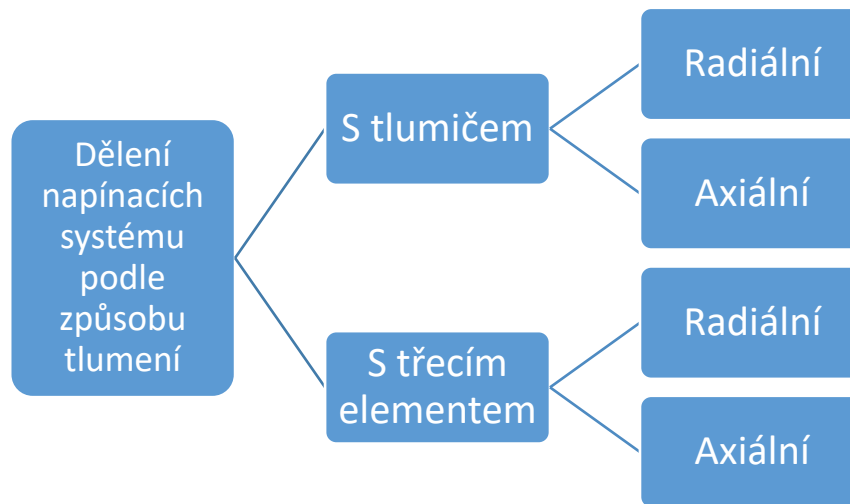
Dále zajišťuje tlumení celé soustavy komponent, protože vibrace klikového mechanismu z motoru by se mohly přenášet a měly by nežádoucí vliv na životnost celého řemenového pohonu. Tlumící funkce je dosaženo nejčastěji samotným třením jednotlivých elementů nebo hydraulickými tlumiči. [5]

3.3 Rozdělení napínacích systémů od firmy Mubea

Napínací systémy se dělí do 4 základních kategorií:

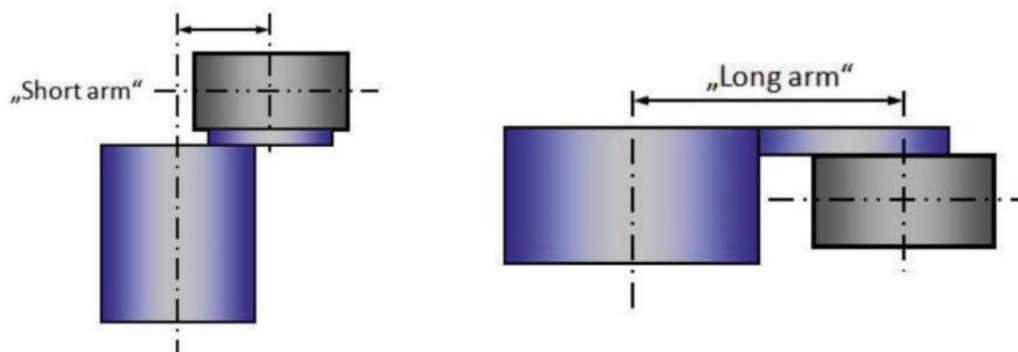
1. Na konvenční a hybridní
2. Podle tlumícího elementu
3. Způsobu vyvození konstantní síly
4. Dle délky ramene

1. Jedno ze základních hledisek, podle kterého se dělí napínací systémy řemene je podle užití na konvenční a hybridní. Hlavní rozdíly mezi konvenčními a hybridními napínacími systémy jsou v počtu kladek, uchycení a použití. Konvenční napínací systém využívá napínák, který se připevňuje na blok motoru a disponuje pouze jednou kladkou. U hybridního systému napínání se používá napínák, jenž disponuje dvěma kladkami a je uchycen na kryt alternátoru. Hybridní systém napínání klínového řemene se začal využívat až s příchodem hybridních pohonů automobilů a nástupu systému start-stop. [5]
2. U napínacích systému využíváme dva typy tlumení. Tlumení běžnými nejčastěji kapalinovými tlumiči nebo třecími elementy, které se nejčastěji vyrábí z plastů, které na sobě mohou mít povrchovou vrstvu z PTFE materiálu. [5]



Obrázek 8 - Dělení napínacích systému podle způsobu tlumení

3. K vyvození konstantní napínací síly se nejčastěji využívá šroubových pružin, které mohou mít konstantní nebo nekonstantní stoupání závitu. Ve výjimečných případech lze vyvodit napínací sílu pomocí přímých prutů, které ve svazku fungují a mají vlastnosti torzní pružiny. [5]
4. Pro upevnění napínacího systému klínového řemene na blok motoru je vždy omezený prostor, proto se využívají dvě základní konstrukční varianty, a to s „krátkým“ ramenem nebo „dlouhým“ ramenem. Konstrukční varianta se volí vždy podle dostupnosti okolního prostoru v axiálním směru. U „dlouhého“ ramene napínáku může být systém pružiny a tlumení umístěn ve stejné výšce jako řemenový pohon. Pro napínáky s „krátkým“ ramenem musí být skříň umístěna za řemenovým pohonem. [5]



Obrázek 9 - Rozdělení dle délky ramene [5]

3.1.1 Systém E1 a E2

Tyto systémy napínání klínového řemene automobilu se již v dnešní době nepoužívají, ani se jejich vývoj nepodporuje, protože konstrukce napínacích systému tohoto typu je velmi složitá. Zánik systémů E1 a E2 byl z části zapříčiněn i jejich zbytečně velkou hmotností, která byla mnohem větší než u následujících novějších systému napínáků. [5]

3.1.2 Systém E3 a E3D

Napínací systémy E3 a E3D jsou nejpoužívanější a nejvíce vyráběné, protože jsou konstrukčně velmi jednoduché a díky své mohutné konstrukci mají i velice dobrou životnost. Vyznačují se především kuželovým ložiskem. Systém E3 a E3D obsahuje nejmenší počet jednotlivých komponent a jsou proto velmi cenově dostupné. [5]

Redukce součástí je zde dosažena za pomoci kombinace více funkcí v jedné komponentě. Například pružina, která v tomto případě vykonává několik funkcí najednou. V tomto systému pružina vytváří potřebný moment pro napnutí pásu, ale také tvoří axiální sílu, která je potřebná pro tlumení vibrací. Pružina zde zastává i funkci spojovacího prvku těla napínáku s ramenem napínáku. Konstrukce systému E3 a E3D si je velmi podobná. U obou systémů E3 a E3D je použito kónické pouzdro kombinující funkci hlavního ložiska a tlumení, ale jejich konstrukce není shodná, proto nejsou oba dva typy vhodné na stejné využití. [5]

Rozdíl mezi E3 a E3D systémem spočívá primárně ve směru axiální síly a materiálů používaných k dosažení potřebného tlumícího efektu za pomoci tření. [5]

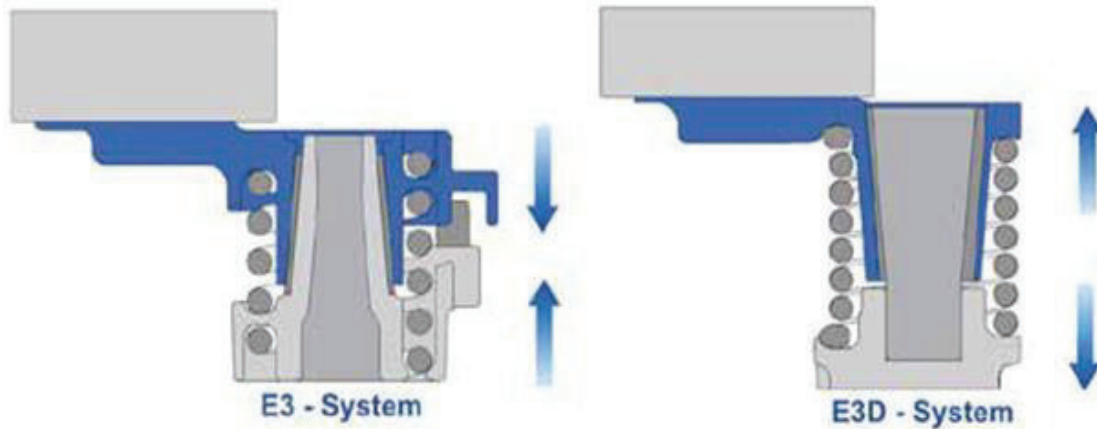
Životnost tohoto systému závisí na plastovém kuželovém pouzdře, které je rychle opotřebované, a tudíž musí být jeho výroba přesná. U systému E3D se šroubová pružina během montáže stlačí a vytváří tak tlakovou sílu. V konečném složeném stavu působí tlaková síla pružiny na rameno a tělo napínáku. U toho systému je použit kužel, který má část s menším průměrem své podstavy v těle napínáku, viz Obrázek 10. Tímto uspořádáním se dosáhne většího třecího účinku, který zaručuje i větší hodnotu tlumení než u systému E3. [5]

Výhody:

- jednoduchá konstrukce,
- nízká cena.

Nevýhody:

- životnost plastového kuželového pouzdra.



Obrázek 10 - Kuželové napínací systémy E3 a E3D [5]

3.1.3 Systém E4 a E4+

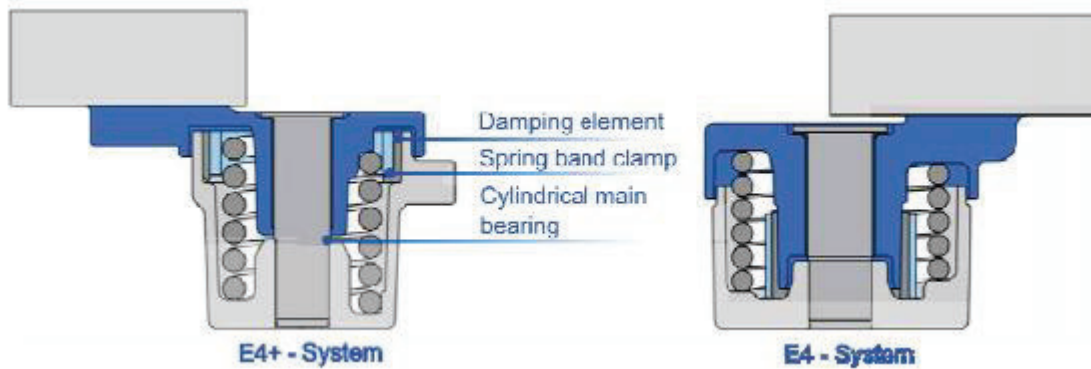
Válcové napínací systémy klínových řemenů automobilů E4 a E4+ jsou typické především oddělením funkcí hlavního ložiska a tlumení. Hlavní ložisko je vyrobeno z válcového ložiskového hřídele (otočného hřídele), který je spojen s otočným pouzdem z PTFE materiálu s ocelovou podložkou. [5]

Napínací systémy E4 a E4+ se liší především tím, jak je tlumení vytvořeno a jaké hodnoty tlumení lze dosáhnout. V obou systémech se k vytvoření tlumícího mechanismu používají radiální tlumící prvky vyrobené ze speciálních plastů v kombinaci s páskovými svorkami. [5]

V systému E4 je tlumící jednotka navržena tak, že radiální tlumící element je uložen na části válcového prvku ramene napínáku. Předpjatá svorka pružinového pásu, která je zabalena kolem tlumícího prvku, vytváří radiální sílu potřebnou k dosažení požadovaného tlumení. Systém E4 je jako takový nezávislý na vinutí, které vytváří tlumení. Konstrukce tohoto systému umožňuje, aby pružinová svorka byla neustále zatěžována a upevněna ve své poloze. Tím se eliminuje nežádoucí vnitřní rotace a možná příčina hluku při provozu. [5]

U řemenových pohonů, které vyžadují co nejvyšší tlumení, vyvinula společnost Mubea systém vysokého tlumení napínání E4+. Analogicky k systému E4 se tlumení dosáhne třecím momentem mezi radiálním tlumícím prvkem a jeho třecím partnerem, kterým je hliníkové tělo napínáku. Použití vnějšího průměru tlumícího prvku v kombinaci s větším obvodem a tím zároveň i větší plochou povrchu umožňuje dosažení vyšší třecí síly než u systému E4. [5]

Vysoké tlumení E4+ je dosaženo vinutým pružinovým lisovacím agregátem, který následně přitlačuje tlumící prvek, čímž dochází k vyvození tlumícího účinku. Tlumící funkce je v přímém vztahu k pružině a točivému momentu. [5]



Obrázek 11 - Válcové napínací systémy E4+ a E4 [5]

3.1.4 Systém E5

Je konstrukčně odlišný od předchozích typů. Napínací systém E5 je tzv. zkrutný, protože na rozdíl od předchozích typů nemá běžnou vinutou pružinu. K vyvození napínací síly se zde využívá svazek zkrutných tyčí. Svazek má tvar šestihranu a vlastnosti stejné jako torzní tyč. Díky své odlišné konstrukci se dá využít například tam, kde je více míst pouze v jednom směru a kvůli tomu by nebyla možnost použití napínacího systému s klasickou vinutou pružinou. [5]

U této konstrukční varianty je pro velikost tlumení rozhodující pouze kovová pružná svorka a velikost jejího předepnutí. Velikost předepnutí se zde dá velice snadno měnit pomocí jiného počtu zkrutných tyčí. Nevýhodou tohoto napínáku je větší hmotnost ve srovnání s ostatními typy napínáků a namáhání na ohyb, které zde vzniká vzhledem k jeho délce. [5]

3.1.5 Systém E8

Napínací systém E8 má speciální konstrukci, která se začala využívat a rozvíjet s příchodem tzv. downsizing. Tento napínák se uchycuje přímo na alternátor na rozdíl od předchozích typů. Napínací systém E8 je svou konstrukcí podobný nekonvenčním (DAT) napínacím systémům, ale z hlediska jejich funkce se řadí do skupiny konvenčních napínacích systémů. [5]

Mezi velké výhody napínáků E8 patří jejich velikost. E8 napínák je ve srovnání s předešlými typy nízký, hlavně díky využití vinuté pružiny, která má malý počet závitů, ale velký vnitřní průměr pružiny je větší, než průměr samotného těla napínáku. Takovéto pružiny se zde musí využívat hlavně kvůli tomu, že E8 napínák je pevně usazen na krytu alternátoru, kde musí být dostatek místa na kladku, která musí být v kontaktu s řemenem. [5]

Nežádoucí vibrace, které zde jsou, se přenáší pomocí ramena napínáku, na jehož vnitřním obvodu jsou umístěny třecí elementy, které tyto nežádoucí vibrace tlumí. [5]

Nevýhodou systému E8 je jeho náročná konstrukce, která je způsobena odstraněním klasického těla napínáku. Kvůli této konstrukční změně musí být využito speciálních tlumících elementů. [5]

3.1.6 DAT napínací systémy

DAT napínací systémy jsou konstrukčně velmi podobné systému E8, ale u DAT systémů jsou na tělo napínáku vloženy dvě ramena, aby byla možnost použít dvě kladky. Všechny předchozí systémy využívají ke svému provozu pouze jednu kladku a jedno rameno. [5]

DAT napínák se upevňuje přímo na alternátor a k vyvození napínacího momentu využívá stejně jako E8 vinutou pružinu s větším vnitřním průměrem, než má tělo napínáku a má malý počet závitů. Vibrace jsou zde tlumeny třecím elementem, který se nachází na vnitřním průměru těla napínáku. Napínací systémy DAT se využívají především u automobilů s hybridními pohony nebo u systému start-stop. [5]

4 Studie současného řešení

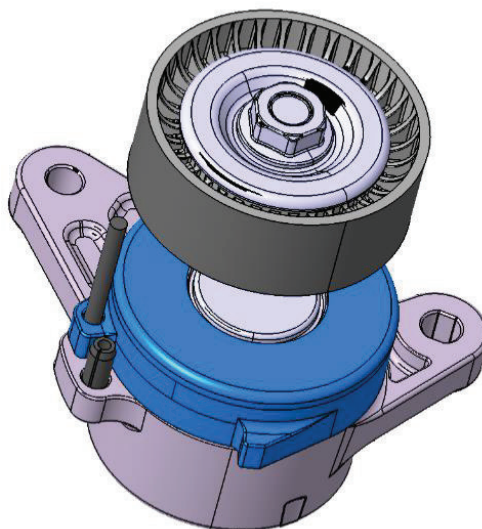
Cílem bakalářské práce je zjednodušení konstrukce napínacího systému E4 z hlediska výrobní ceny napínáku.

Aby bylo možné navrhnout úpravy předešlého řešení, je nutné nejprve rozebrat a popsat jednotlivé části současného řešení napínacího systému E4.

4.1 Popis a analýza stávající konstrukce napínacího systému E4

V současné době se napínák E4 a E4+ skládá ze 14 jednotlivých částí, viz Obrázek 12. Všechny 14 součástí je vyrobeno ze základních materiálů, jako jsou: hliníkové slitiny, ocel nebo plasty.

Všechny části jsou zobrazeny na rozstřelu sestavy, viz Obrázek 25. Stávající sestava má hmotnost 634 g. Složený model sestavy napínáku E4 je vidět na Obrázku 12. [5]



Obrázek 12 - Sestavený napínák E4

4.1.1 Tělo a rameno napínáku E4

Tělo i rameno napínáku patří k základním částem celé sestavy, které se vyrábí jako odlitek. Nejčastěji z hliníkové slitiny EN AC-ALSi9Cu3(Fe) s obchodním označením EN-AC 46000.

Vlastnosti materiálu: [13]

Tabulka 1 – Vlastnosti materiálu EN AC - 4600

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

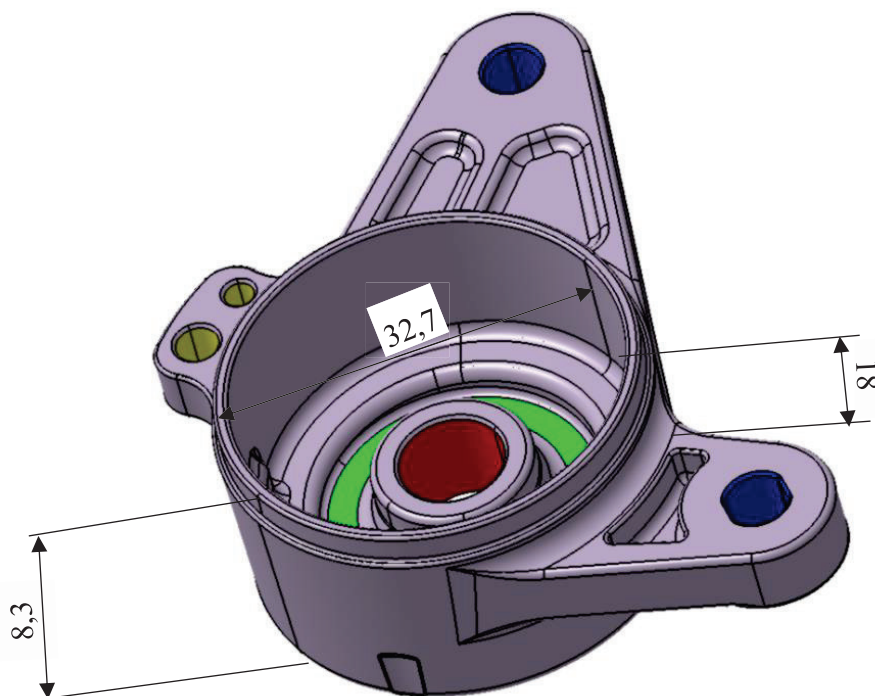
Slitina hliníku s obchodním označením EN-AC 46000 je vhodná pro tlakové lití a je velmi dobře slévateľná. U této slitiny nevznikají vnitřní sraženiny při tuhnutí a má menší sklon k vytváření povrchových defektů. Slitina obsahuje příměs Si, což zaručuje dobrou obrobiteľnost, která je nezbytná pro dokončovací operace funkčních ploch.

Tělo napínáku je nehybné a pevně uchycené na motor pomocí dvou odlišných děr, které jsou modře vyznačené (viz Obrázek 13) a umístěné tak, aby nebylo možné je zaměnit a nedošlo tak k uchycení na motor ve špatné poloze.

Důležité funkční plochy jsou barevně odlišené na následujících obrázcích (Obrázek 13 a Obrázek 14). Žlutě vyznačené díry na Obrázku 13 a 14 slouží k zařizování ramene a těla napínáku v potřebné poloze při přepravě, montáži nebo testování.

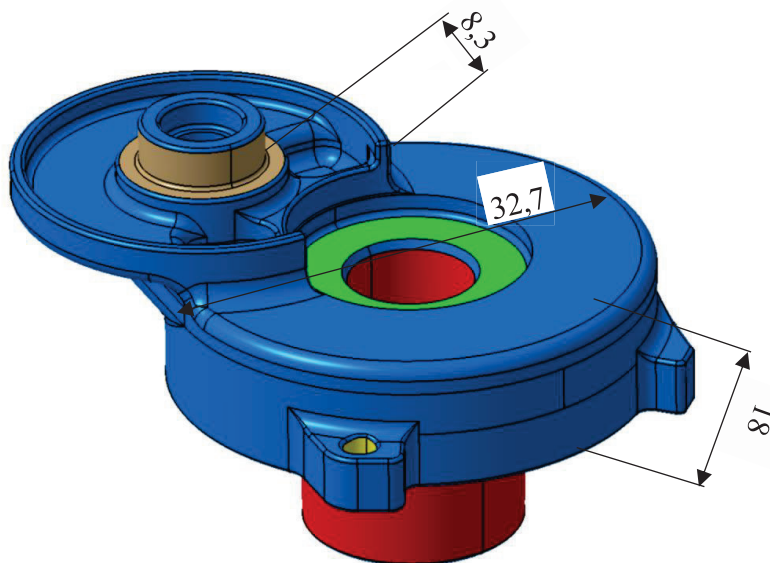
Červeně vyznačené plochy na Obrázcích 13 a 14 znázorňují místa, kde dochází k tření mezi dvěma plochami. Tyto plochy jsou opatřeny geometrickými tolerancemi a musí u nich být dodržena předepsaná drsnost, která je docílena dodatečným obráběním nebo jinými dokončovacími operacemi.

Zeleně vyznačená plocha (viz Obrázek 13) je dosedací plocha těla napínáku pro tlumící element. Na Obrázku 14 slouží tato plocha pro dosednutí ložiskového pouzdra. Tyto plochy musí splňovat předepsané geometrické tolerance, zejména na: rovinost, kolmost a celkové házení.



Obrázek 13 - Tělo napínáku

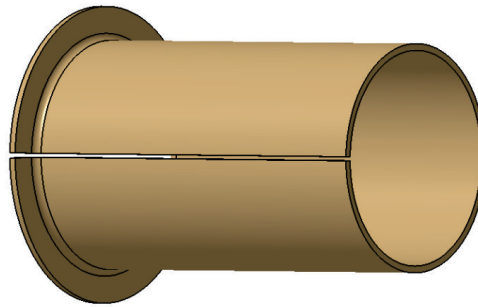
Hnědě vyznačené plochy (viz Obrázek 14) jsou dosedací plochy pro ložisko. Tyto plochy musí splňovat podmínky pro uložení ložiska, které jsou stanovené v tabulkách od dodavatele ložisek.



Obrázek 14 - Rameno napínáku

4.1.2 Ložiskové pouzdro

Ložiskové pouzdro u systému E4 a E4+ má tvar válce. Slouží k umožnění vzájemné rotace mezi tělem napínáku a ramene napínáku. Pro umožnění správné montáže a eliminace praskání součásti při montáži je ložiskové pouzdro rozříznuté po jedné jeho straně ve svislém směru (viz Obrázek 15). Na výrobu ložiskového pouzdra se využívá PTFE materiál s příměsí skelných vláken. Vlastnosti materiálu viz Příloha 2. [13]



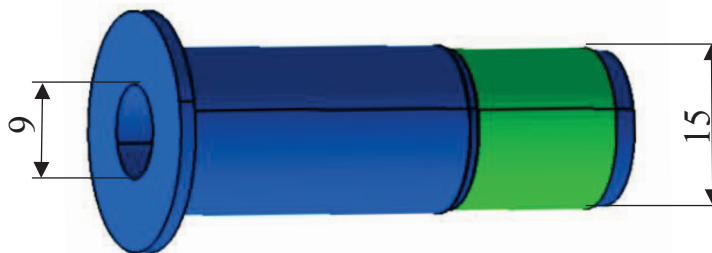
Obrázek 15 - Ložiskové pouzdro

4.1.2 Středový čep

Středový čep zajišťuje po zalisování do sestavy pojištění proti vzájemnému posunutí těla napínáku a ramene napínáku v axiálním směru. Zúžená část (zelená plocha viz Obrázek 16) je pomocí rádlování, aby nedocházelo k samovolné rotaci středového čepu uvnitř těla napínáku a zároveň díky tření, ke kterému dochází mezi tělem napínáku a středovým čepem.

Nejčastěji se vyrábí z automatové oceli ČSN 11 109 s obchodním označením 11SMn30. Hlavní výhodou této oceli je její velmi dobrá obrobiteľnosť a s tím spojené možnosti dosažení potřebné kvality povrchu. [14]

Zvlášť velké nároky jsou zde kladeny na přesnost tvaru. Nejužší vnější průměr musí být hlídán na kruhovitost a dosedací plocha pod hlavou čepu musí být kolmá na tuto plochu, aby bylo možné čep správně zalisovat.



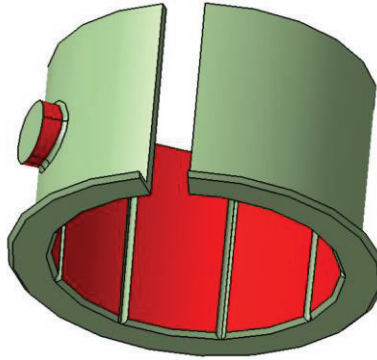
Obrázek 16 - Středový čep

4.1.3 Tlumící element

Tlumící element zde zajišťuje tlumení rázu od motoru, které by mohli mít nežádoucí účinek na chod celého systému řemene. Při použití Stanylu® TW371 jako výchozího materiálu je zajištěná dobrá

tepelná odolnost až 250 °C, velká trvanlivost, odolnost vůči tečení a potřebné třecí vlastnosti. Podrobnější informace o materiálu v Příloze 3. [15]

U E4 systému se tlumící element nachází na vnějším průměru vnitřní strany ramene napínáku. K tlumení za pomoci třecí síly dochází na vnitřním průměru tlumícího elementu na červeně zvýrazněné ploše (viz Obrázek 17), kde dochází k tření uvnitř těla napínáku.

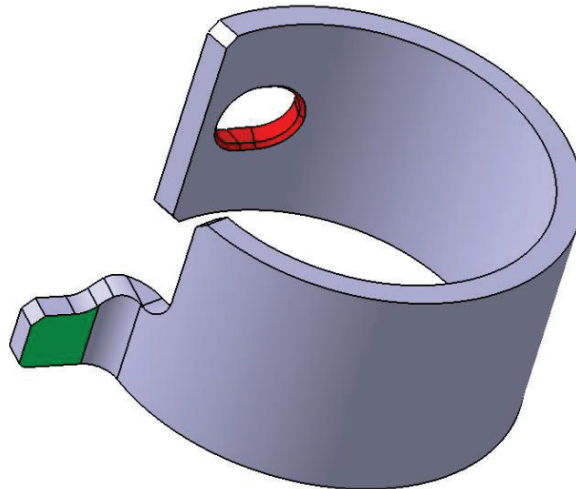


Obrázek 17 - Tlumící element

4.1.4 Objímka tlumícího elementu

Objímka tlumícího elementu obaluje u E4 systému tlumící element. Základní funkcí této součásti je přitlačovat tlumící element na rameno napínáku, čímž se dosáhne dostatečného tlumícího momentu. Objímka tlumícího elementu a samotný tlumící element jsou vzájemně zajištěny pomocí přesně tvarovaného otvoru, který je zvýrazněn červeně (viz Obrázek 18).

Na zeleně zvýrazněné ploše (viz Obrázek 18) dochází ke kontaktu objímky s pružinou, která je tímto zajištěna ve stálé poloze vůči rameni napínáku a pomáhá tím tak k udržení konstantní napínací síly.



Obrázek 18 - Objímka tlumícího elementu

Na objímku tlumícího elementu se využívá materiálu s obchodním označením EN 51CrV4 dle ČSN 41 5260. Je to nízko legovaná ušlechtilá chrom-vanadová ocel, která se využívá na pružící a tlumící elementy s vysokým namáháním především v automobilovém a kolejovém průmyslu. Má přesně definované vlastnosti, viz Tabulka 2. [16]

Tabulka 2 – Vlastnosti materiálu En 51CrV4

EN 51CrV4 – žhánáno na měkko		
Pevnost v tahu	650-880	Mpa
ρ	7700	$\frac{kg}{m^3}$
Tažnost	8-25	%
Teplota tání	1450-1510	°C

4.1.5 Ostatní součásti E4

Pružina je hlavní součástí pro vyvíjení napínací síly. U konvenčních napínačů se jedná o běžný typ pružiny s více závity a menším vnitřním průměrem v porovnání s nekonvenčními napínacími systémy. Pružina použitá u tohoto napínače je definována průměrem drátu 4,7 mm, stoupáním 1 mm a vnitřním průměrem 42,7 mm.



Obrázek 19 - Pružina pro E4 napínač

Pro výrobu pružin se využívá materiál EN 10270-2 FD SiCr, který má jasně definované chemické složení (viz Tabulka 3) s pevností v tahu 1830-1980 N/mm². [17]

Tabulka 3 – Chemické složení EN 10270-2 FD SiCr

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 %

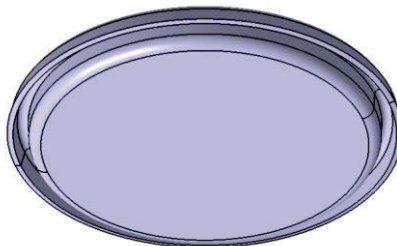
Mechanické vlastnosti této pružiny viz Tabulka 4. [17]

Tabulka 4 – Mechanické vlastnosti EN 10270-2 FD SiCr

EN 10270-2 FD SiCr		
Modul pružnosti v tahu	206	MPa
ρ	7850	$\frac{kg}{m^3}$
Modul pružnosti ve smyku	79.5	MPa

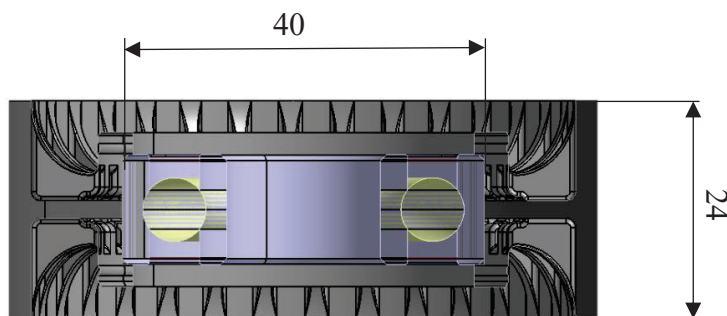
Při použití pružiny s konstantním stoupáním a stálým průměrem drátu je doplněná o gumové pouzdro, které se umísťuje po vnějším obvodu pružiny a zabraňuje pružině ve vzniku vlastních kmitů a tím nedochází k rezonování celé soustavy.

Aby nedošlo ke znečištění v prostoru ložiskového pouzdra a nedošlo tak ke snížení účinnosti nebo dokonce k zadření celého systému vlivem nečistot, je nutné, aby byl prostor ložiskového pouzdra utěsněn. Za tímto účelem se u napínacích systému E4 přidává těsnění, které je vtlačeno do kruhového výřezu na horní části ramene napínáku.



Obrázek 20 - Těsnění

Kladka je důležitou součástí celé napínací soustavy řemene a jako jediná je v přímém kontaktu s řemenem.



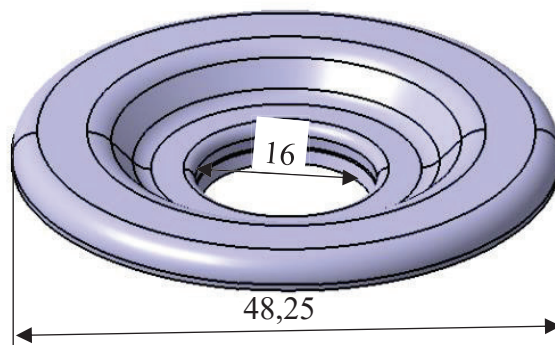
Obrázek 21 - Řez kladky s kuličkovým ložiskem

Vyrábí se z plastového polyamidu s 30% příměsí skelných vláken. Konkrétně se jedná o materiál PA66 GF 30. PA66 GF 30 je vhodný především z hlediska pevnostní i tepelné odolnosti. Rozdíl pracovní teploty je zde razantní, protože kladka musí vydržet vysoké provozní teploty, které vznikají třením mezi řemenem a povrchem kladky během provozu. [13, 18]

Tabulka 5 – Vlastnosti materiálu PA66 GF 30

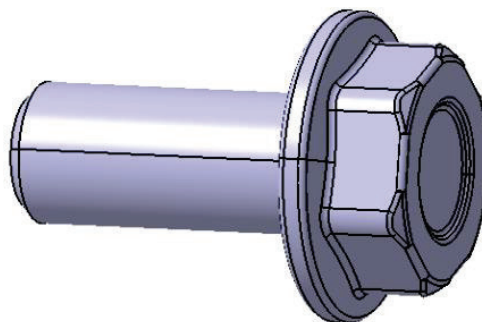
PA66 GF 30		
Mez kluzu	126	Mpa
ρ	1450	$\frac{kg}{m^3}$
Maximální provozní teplota	284	°C
Součinitel tření	0.35	-

Kladka je z horní části uzavřena krycím diskem, který zabraňuje proniknutí nečistot do prostoru ložiska, a tím chrání ložisko před snížením jeho životnosti nebo funkčnosti. Krycí disk se vyrábí tvarovým vystřížením z plechu, nejčastěji o tloušťce 0,5 mm z nízkouhlikové oceli DC04 (ČSN 11305), která je vhodná pro tváření za studena. Krycí disk zároveň slouží jako podložka pro šroub, čímž se zamezí opření šroubu o ložisko. [19]



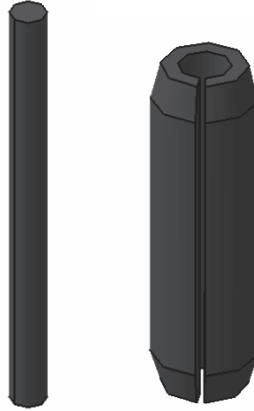
Obrázek 22 - Krycí disk

Krycí disk a kladka jsou k rameni napínáku přišroubované šroubem M10 se šestihrannou hlavou a hladkým límcem dle DIN 6921.

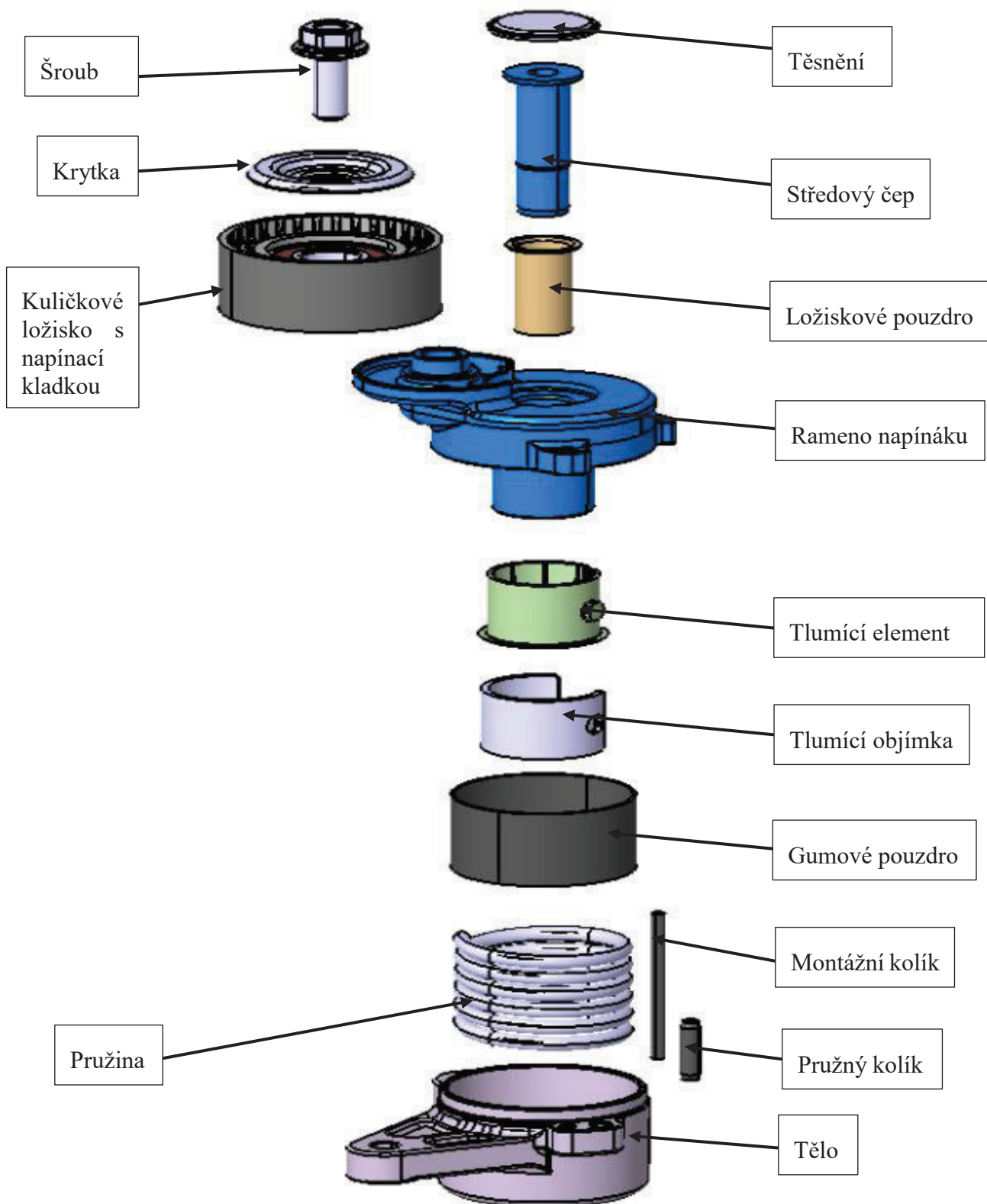


Obrázek 23 - Šroub se šestihrannou hlavou a hladkým límcem

Jako poslední části v sestavě E4 jsou využity dva typy kolíků. První typ kolíku je kolík montážní, který slouží k udržení napínáku v montážní poloze a druhý je pružný kolík, který slouží pro určení dorazu v pracovní poloze.



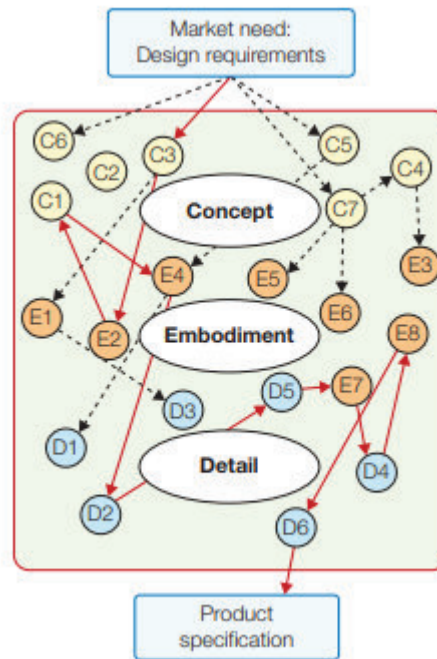
Obrázek 24 - Montážní a pojistný kolík



Obrázek 25 - Rozstřel předchozího řešení E4 napínačku

5 Konceptní návrh nového řešení

Na Obrázku 26 je vidět postup vývoje nového konstrukčního řešení. Na začátku celého vývoje jsou stanoveny požadavky, podle kterých je následně navrhnut koncept řešení dané problematiky. Po navržení konceptu se vytvoří reálný hmotný objekt nebo virtuální model. Poslední část vývoje nového konstrukčního řešení je detailní zpracování konstrukčního návrhu, včetně uvedení všech technických specifikací a vytvoření výrobní dokumentace.



Obrázek 26 - Metodika postupu návrhu řešení [13]

První konceptní návrh se odvíjel od zadaných požadavků firmy Mubea, s. r. o., mezi které patřilo odstranění středového čepu ze sestavy napínacího systému a nahrazení materiálu kluzného ložiska. Všechny kladené požadavky jsou popsány v následující kapitole.

Následné konceptní návrhy byly vytvářeny tak, aby postupně odstraňovaly jednotlivé nedostatky předchozích návrhů, které by zapříčinily ztrátu funkčnosti, snížení životnosti nebo příliš obtížnou výrobu.

U tohoto postupu postupného odstraňování nedostatků se mohlo stát, že odstraněním jednoho nedostatku se objevilo více dalších nedostatků, nebo by se ukázalo, že výsledný návrh je příliš složitý a tím i nevhodný pro sériovou výrobu. V takovém případě byla možnost se vrátit o několik návrhů zpět a zvolit jiný postup řešení jednotlivých nedostatků, které by se ve výsledném návrhu ukázaly jako vhodnější.

5.1 Požadavky a jejich specifikace

Před vytvořením prvního konceptního návrhu bylo nutno podrobně definovat a sepsat kladené požadavky, které bylo nutné dodržet.

Požadavky od zadavatele:

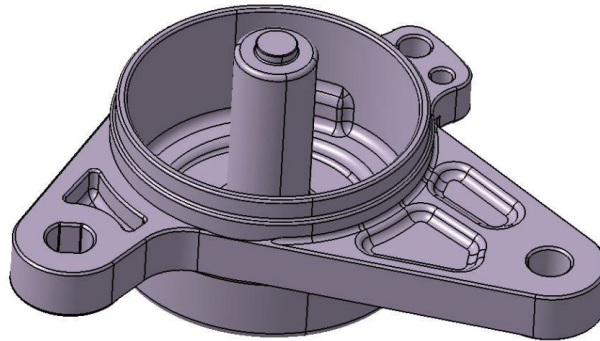
- odstranění středového čepu,
- zachování silových charakteristik,
- změna materiálu kluzného ložiska,
- zohlednění dostupné technologie výroby,
- zachování základních vnějších rozměrů,
- snížení celkových nákladů,
- snadná montáž.

Níže byly vytvořeny jednotlivé návrhy, které na sebe vzájemně navazují. Každý jednotlivý návrh měl za cíl odstranit nedostatky předchozího návrhu až do doby, dokud nebyly odstraněny všechny nedostatky vzniklé modifikací předchozího řešení.

5.1.1 Návrh 1

Při vytváření prvního koncepčního návrhu byl kladen důraz na splnění dvou zadaných požadavků. Odstranění středového čepu, z důvodů složité výroby a vysokých pořizovacích nákladů a změnu materiálu kluzného ložiska za materiál, který by byl levnější alternativou stávajícího.

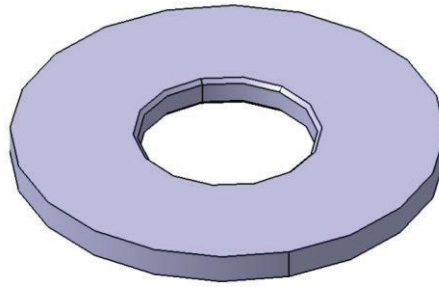
Nejdříve byl odstraněn středový čep, který doposud zajišťoval tělo a rameno napínáku ve stálé poloze a zajišťoval sestavu před rozpadnutím v axiálním směru. Zajištění polohy mezi tělem a ramenem napínáku bylo v Návrhu 1 zajištěno novým konstrukčním řešením těla napínáku, kdy uprostřed těla byl válcový výstupek, který v zamontovaném stavu dosahoval stejné výšky, jako horní plocha ramene napínáku. Válcový výstupek je vidět na Obrázku 27.



Obrázek 27 - Tělo napínáku po odebrání středového čepu

Konstrukční změna těla napínáku nemá žádný vliv na zachycení axiálních sil. Pro zajištění sestavy před rozpadnutím v axiálním směru bylo nutné doplnit sestavu o pojistný element.

Pojistný element proti rozpadnutí sestavy v axiálním směru je vidět na Obrázku 28. Tento pojistný element je zalisováván na stejném stroji, na kterém byl doposud zalisováván i středový čep. Pojistný element v nalisovaném stavu je vidět na Obrázku 31.



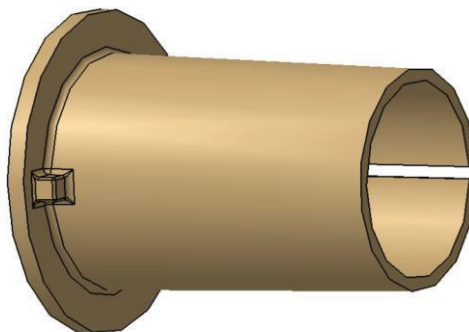
Obrázek 28 - Pojistný element v axiálním směru

V axiálním směru zde působí síla od pružiny, akcelerace od motoru a síly vyvozené v rámci funkce napínacího systému. Axiální síla od pružiny je v tomto případě 90 N.

Při zajišťování sestavy v axiálním směru není počítáno se zatížením vlastní vahou, protože napínací systémy E4 se montují na blok motoru pouze ve vodorovné poloze. Tímto je zajištěno, že v axiálním směru nebude působit síla způsobená vlastní tíhou volných součástí.

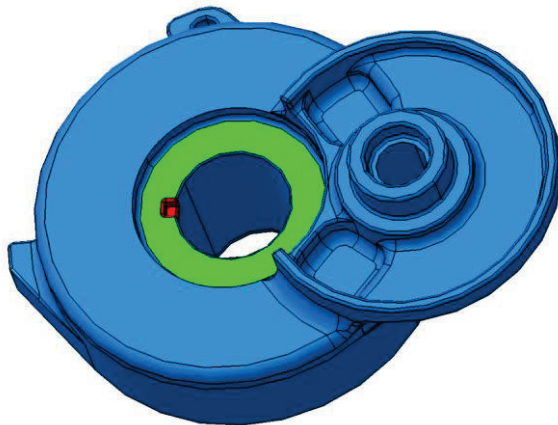
Druhým cílem prvního návrhu byla změna PTFE materiálu ložiskového pouzdra. Ložiskové pouzdro z PTFE materiálu má tloušťku stěny 0,5 mm a hladký válcový povrch. Alternativou materiálu PTFE byl zvolen plastový materiál Stanyl[®] TW371. Tento materiál byl zvolen, protože jeho důležité mechanické a tepelné vlastnosti jsou velmi podobné, v některých případech lepší, než u předchozího PTFE materiálu a náklady spojené s materiálem a následnou výrobou jsou nižší, přibližně o 33 %. Vlastnosti materiálu Stanyl[®] TW371 viz Příloha 3. [15]

Tloušťka stěny plastového ložiskového pouzdra bude minimálně 1 mm silná. Plastové ložiskové pouzdro musí být zajištěno proti samovolnému otáčení v rameni napínacího systému, aby byla zajištěna poloha ložiskového pouzdra tak, aby rozříznutá část ložiskového pouzdra byla natočena do místa, kde na tuto část bude působit nejmenší namáhání. Další problém při samovolné rotaci ložiskového pouzdra by bylo nerovnoměrné opotřebení, kterým došlo ke snížení životnosti ložiskového pouzdra. Pro pojištění proti rotačnímu pohybu, bude ložiskové pouzdro doplněno o tvarový výstup, který bude umístěn na dosedací ploše mezi ložiskovým pouzdem a ramenem napínáku (viz Obrázek 29).



Obrázek 29 - Tvarový výstupek kluzného ložiska

Dosedací plocha pro kluzné ložisko (zvýrazněná zeleně na Obrázku 30) na horní ploše ramene napínáku bude opatřena drážkou (zvýrazněná červeně na Obrázku 30), která bude mít totožný tvar, jako výstupek na ložiskovém pouzdra. Ve smontovaném stavu budou tyto součástky do sebe přesně zapadat a nebude docházet k samovolnému protáčení ložiskového pouzdra.



Obrázek 30 - Tvarové zajištění na rameni napínáku

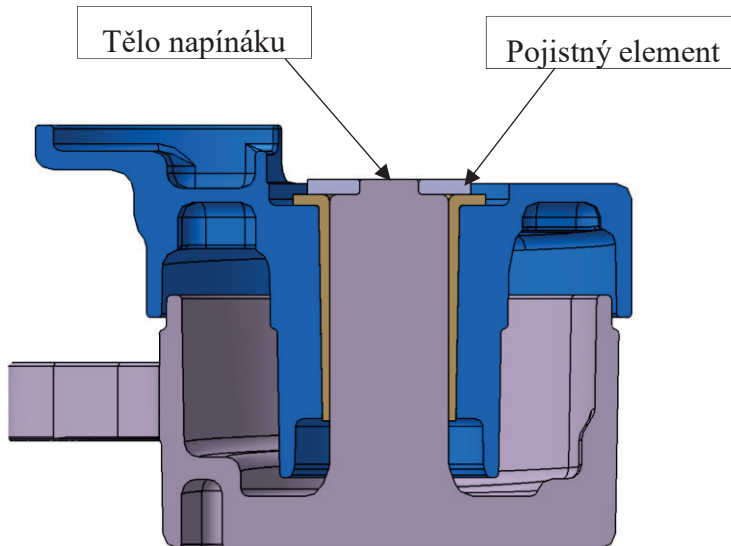
Souhrn Návrhu 1:

Změny:

- odstranění středového čepu,
- přidání pojistného elementu v axiálním směru,
- změněna tloušťka a materiál ložiskového pouzdra,
- přidáno tvarové pojištění proti rotaci ložiskového pouzdra.

Nedostatky:

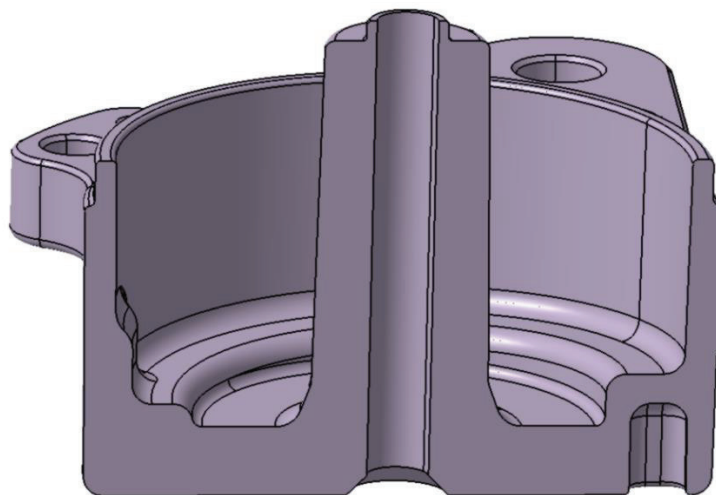
- nelze vystředit na lisovacím stroji,
- velikost tvarových výstupků ložiskového pouzdra,
- problém s porozitou těla napínáku v místě nahrazení středového čepu.



Obrázek 31 - Hlavní části Návrhu 1 v řezu

5.1.2 Návrh 2

Návrh 2 vychází z Návrhu 1. V tomto návrhu bylo hlavním cílem odstranit nedostatky popsané v Návrhu 1. V tomto návrhu nastane změna konstrukce těla napínáku tak, aby byla možnost vystředit sestavu napínáku na lisovacím stroji při zalisování. Dále bude upraveno pojištění proti rotaci ložiskového pouzdra vůči rameni napínáku.



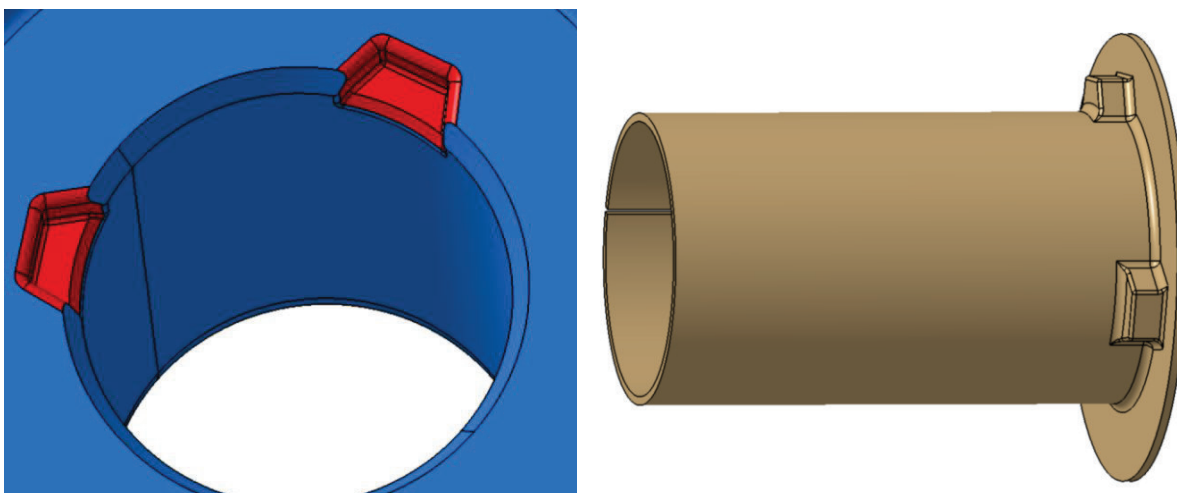
Obrázek 32 - Průchozí díra středem těla napínáku

Uprostřed těla napínáku byla vytvořena průchozí válcová díra (viz Obrázek 32), díky které bude možno vystředit celou sestavu na lisovacím stroji. Vyvrtáním díry o průměru 5 mm došlo k výraznému snížení tloušťky stěny těla napínáku v místě, kde bude docházet k nalisování pojistného axiálního elementu.

Pro výpočet lisovací síly využívá společnost Mubea vlastní výpočetní program. S využitím tohoto programu byla vypočítána maximální lisovací síla 1316,23 N. Pro tuto hodnotu zatížení bylo zjištěno, že tloušťka stěny těla napínacího systému v místě nalisování pojistného elementu musí být 3,5 mm. (viz Příloha 7).

Nyní je tloušťka stěny 1 mm. Tloušťka stěny 1 mm není dostačující, protože by při lisování pojistného elementu došlo ke zborcení stěny těla napínacího systému v celé horní části, kde je pojistný element nalisován.

Dále v Návrhu 2 byla provedena změna tvarových výstupků, které mají zabránit samovolnému protáčení ložiskového pouzdra. Současný návrh má dvě drážky stejného tvaru. Jejich rozteč je 105° . Tvar drážek v rameni napínáku a tvarové výstupky na dosedací ploše ložiskového pouzdra můžeme vidět na Obrázku 33. Drážky a tvarové výstupky tohoto tvaru jsou snadno vyrobitelné, protože budou součástí odlitku a jejich velikost nám zajistí stálou polohu mezi ložiskovým pouzdem a ramenem napínáku.



Obrázek 33 - Pojištění proti rotaci kluzného pouzdra

Souhrn Návrhu 2:

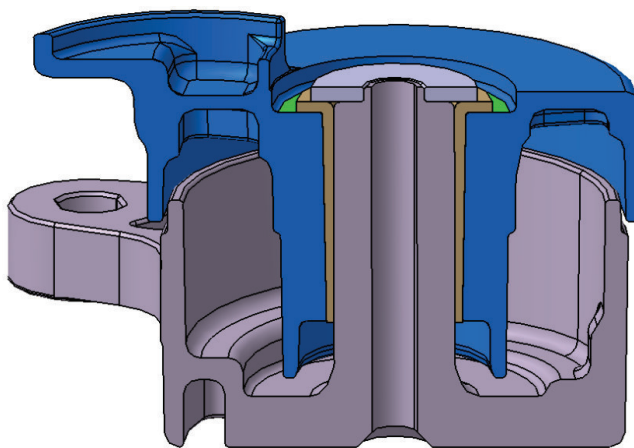
Změny:

- přidání středící díry,
- zvětšení tvarového pojištění proti rotaci ložiskového pouzdra.

Nedostatky:

- tloušťka stěny pro nalisování pojistného elementu,
- tvar průchozí válcové díry.

Náhled na smontované hlavní části Návrhu 2 v řezu můžeme vidět na Obrázku 34.

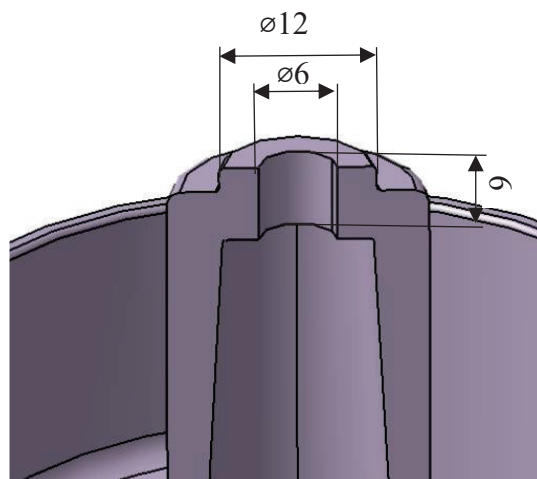


Obrázek 34 - Hlavní části Návrhu 2 v řezu

5.1.3 Návrh 3

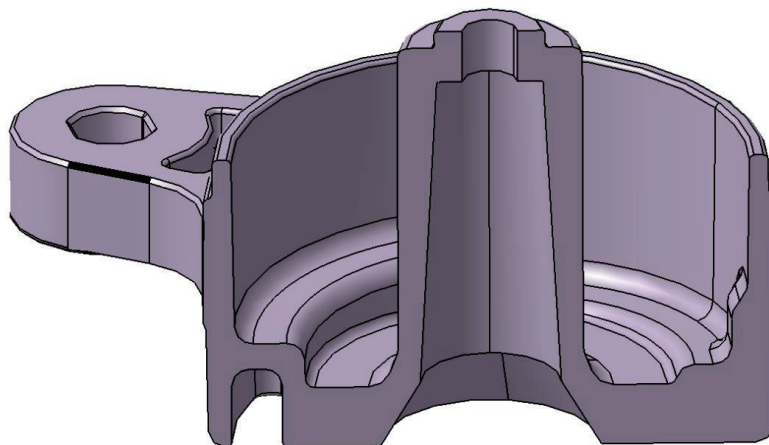
V Návrhu 3 bylo hlavním cílem vyřešit tvar válcové díry uprostřed těla napínáku, která v provedení, které bylo představeno v Návrhu 2, není vhodná pro sériovou výrobu ani pro samotné tlakové lití. Dále bylo kladeno za cíl zvětšit tloušťku stěny těla napínáku pro nalisování pojistného elementu.

Pro vystředění napínáku na lisovacím stroji byla ponechána válcová díra o průměru 5 mm. Díra pro vystředění se bude nacházet pouze na délce 5 mm od horní plochy těla napínáku. Tloušťka stěny pro nalisování pojistného elementu byla zvětšena na 3,5 mm (viz Obrázek 35).



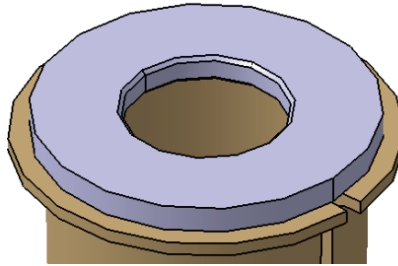
Obrázek 35 - Detailní náhled středící díry

Na Obrázku 36 je vidět již nové řešení díry vedené středem těla napínáku. V Návrhu 3 byla nahrazena válcová díra o průměru 5 mm po celé své délce za válcovou díru o průměru 5 mm s přechodem na kuželovou díru. Kuželová díra začíná 5 mm pod horní plochou těla napínáku. Průměr této díry byl zvolen 11,5 mm. Díra je na délce 35,5 mm zkosená pod úhlem 2° . Poté následuje změna zkosení na $27,5^\circ$ až po spodní plochu napínáku.



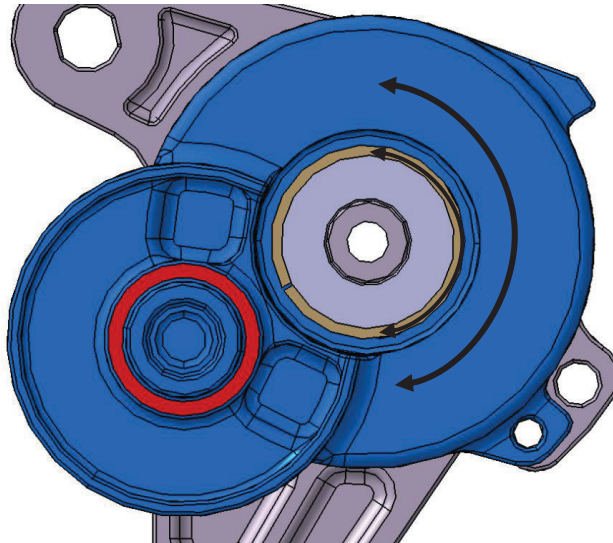
Obrázek 36 - Díra v těle napínáku v Návrhu 3

U Návrhu 3 byl změněn tvar průchozí díry tak, aby na horní části bylo možné středit sestavu na lisovacím stroji a spodní část byla upravena, aby bylo možné tělo napínáku vyrobit jako odlitek. Ložiskové pouzdro je v axiálním směru zajištěno nalisovaným pojistným elementem, ale vnější průměr pojistného axiálního elementu je menší, než vnější průměr dosedací plochy ložiskového pouzdra, viz Obrázek 37.



Obrázek 37 - Detailní pohled na zařezávání hrany

Pojistný axiální element je nalisovaný na tělo napínáku, který je pevně uchycený na blok motoru, tudíž tělo napínáku spolu s nalisovaným pojistným elementem zůstávají stále ve stejné poloze. Rameno napínáku a ložiskové pouzdro jsou ve vzájemné poloze pevně zafixované pomocí tvarových výstupků, proto tyto dvě části napínacího systému řemene neustále rotují kolem osy těla napínáku, viz Obrázek 38. Rotace těchto součástí je zapříčiněna vyrovnáváním napětí v řemeni pomocí kladky, která je přišroubovaná právě k rameni napínáku.



Obrázek 38 - Pohyb rotujících částí

Tímto může docházet k zařezávání ocelové hrany pojistného elementu do plastového kluzného pouzdra, a tím dojde k narušení jeho pevnosti. Následně může dojít k celkovému poškození. Proto bude nutné zvětšit vnější průměr pojistného axiálního elementu tak, aby vnější průměr pojistného elementu přesahoval přes plastové ložiskové pouzdro a nedocházelo k zařezávání ocelové hrany do plastové rotující plochy.

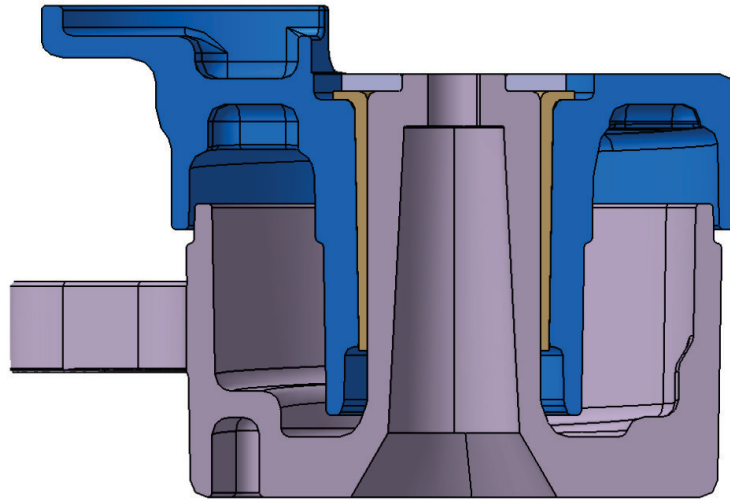
Souhrn Návrhu 3:

Změny:

- tvar průchozí díry,
- tloušťka stěny pro nalisování pojistného elementu.

Nedostatky:

- koncentrace napětí na spodní části těla napínáku, v místě kde je nejnižší tloušťka stěny,
- zařezávání hrany pojistného elementu do ložiskového pouzdra.

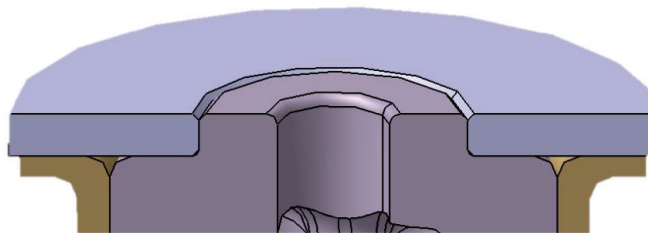


Obrázek 39 - Hlavní části Návrhu 3 v řezu

5.1.4 Návrh 4

V Návrhu 4 bylo hlavním cílem zvětšit tloušťku stěny na spodní části těla napínáku, kde dochází k největší koncentraci napětí a zvětšit vnější průměr pojistného axiálního elementu tak, aby vnější průměr pojistného elementu přesahoval vnější průměr dosedací plochy ložiskového pouzdra.

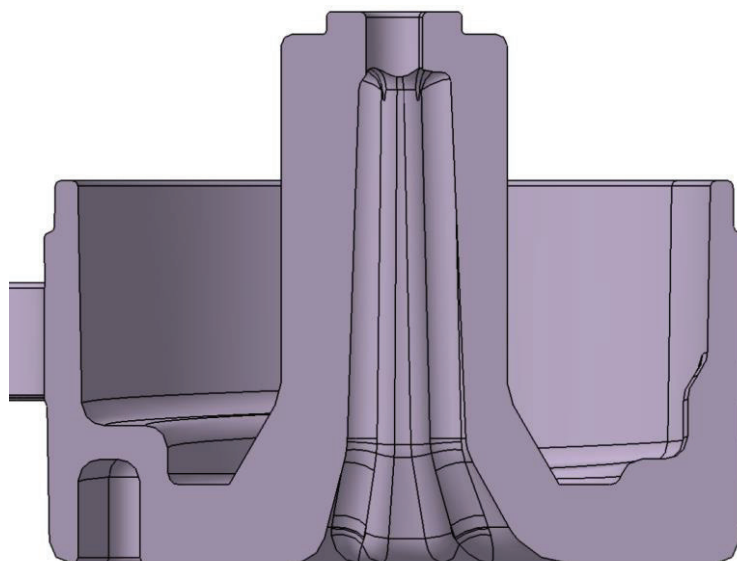
Na Obrázku 40 je vidět přesah, jak vnější průměr pojistného elementu přesahuje přes vnější průměr ložiskového pouzdra. V takovémto případě nehrozí zařezávání hrany pojistného elementu do ložiskového pouzdra. Při volbě plastového materiálu ložiskového pouzdra nehrozí obrácený případ, kdy by se hrana ložiskového pouzdra zařezávala do pojistného elementu, který byl vyroben z materiálu DC 04, protože materiálu DC 04 má větší odolnost proti vniknutí cizího elementu, v tomto případě plastového ložiskového pouzdra.



Obrázek 40 - Přesah pojistného elementu

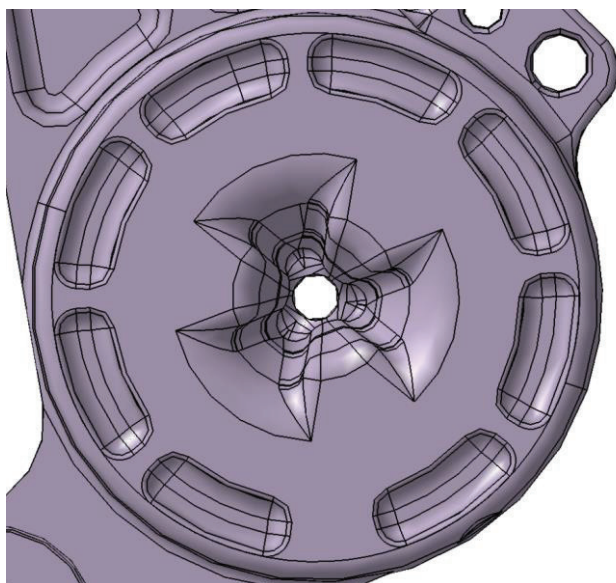
Dále byla v Návrhu 4 upravena konstrukce díry uprostřed těla napínáku tak, aby v místě největší koncentrace napětí byla silnější stěna. V přechodu, kde bylo zvětšené zkosení kuželové díry, byl přidán materiál na vnější straně vnitřního výstupku, který byl vytvořen odstraněním středového čepu již v Návrhu 1. Zvětšenou tloušťku stěny v Návrhu 4 můžeme vidět na Obrázku 41 na pravé straně řezu. Na levé straně řezu na Obrázku 41 můžeme vidět řez žebrem.

Díra uprostřed těla napínáku byla doplněna o 3 žebra pro zpevnění celého středu těla napínáku. Žebra byla přidána po celém obvodu vnitřní díry těla napínáku s roztečí 120°. Všechna žebra byla navrhnutá tak, aby je bylo možné vyrobít za pomoci tlakového lití.

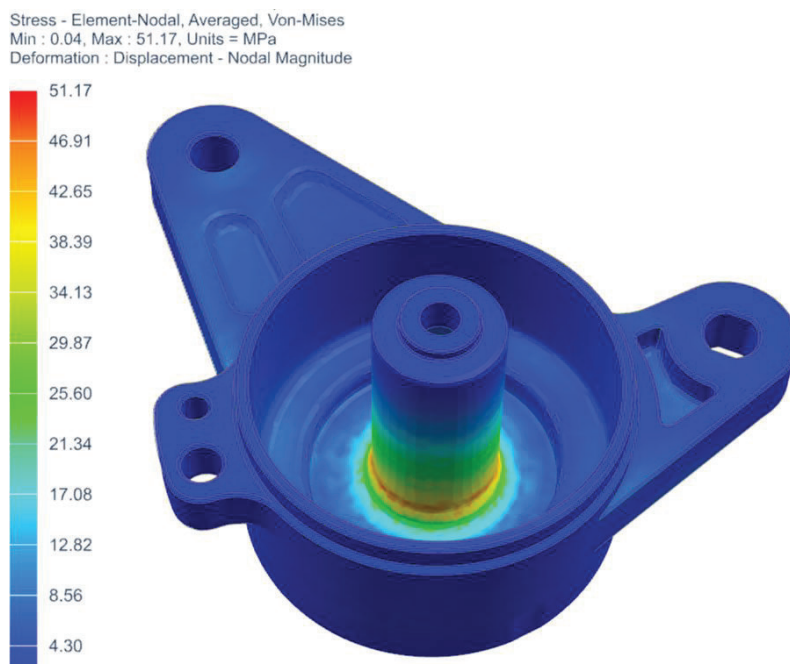


Obrázek 41 - Tělo napínáku Návrhu 4 v řezu

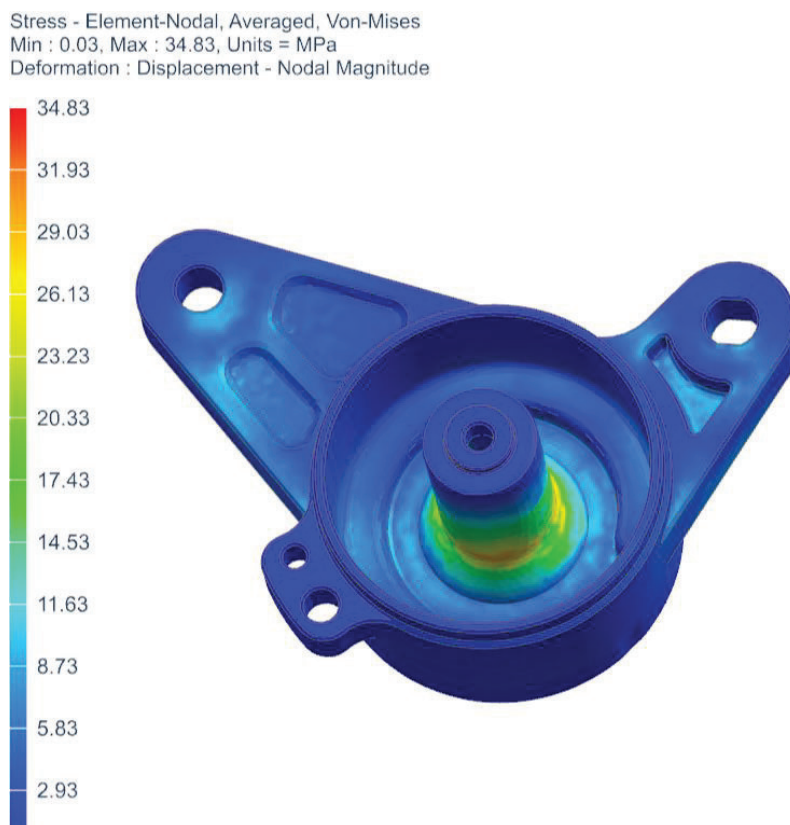
Náhled ze zdola na díru, která byla vytvořena uprostřed těla napínáku včetně žeber a jejich rozmístění můžeme vidět na Obrázku 42.



Obrázek 42 - Pohled ze zdola



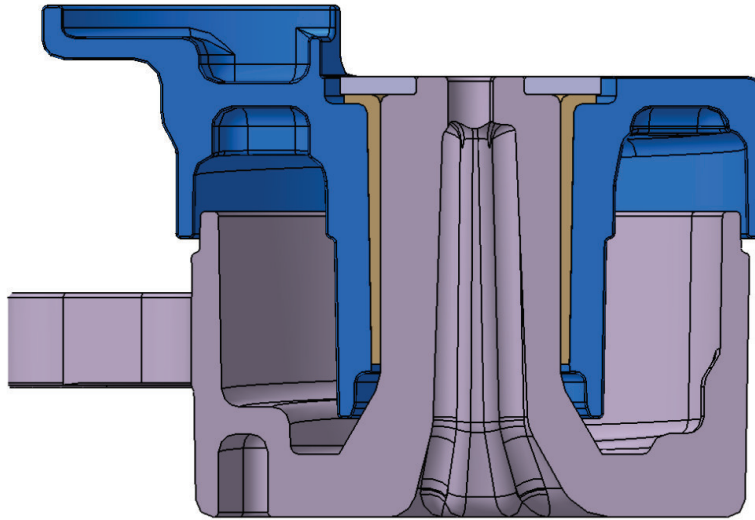
Obrázek 43 – Napětí těla napínacího systému v Návrhu 3



Obrázek 44 – Napětí těla napínacího systému v Návrhu 4

Při porovnání výsledků z výpočetního softwaru NX Nastran bylo zjištěno, že u konstrukčního Návrhu 4 je maximální napětí zatížené součásti o 31,9 % nižší, než u konstrukčního Návrhu 3. Na oba konstrukční návrhy bylo použito stejné zatížení. Pro výpočty obou návrhů byl vytvořen diskrétní model, se stejnými parametry diskretizace.

Na Obrázku 43 vidíme řez výsledným Návrhem 4, který splňuje všechny kladené požadavky. Součástky, které nejsou v řezu zahrnuty, nebyly v průběhu procesu nijak modifikovány.



Obrázek 45 - Hlavní části Návrhu 4 v řezu

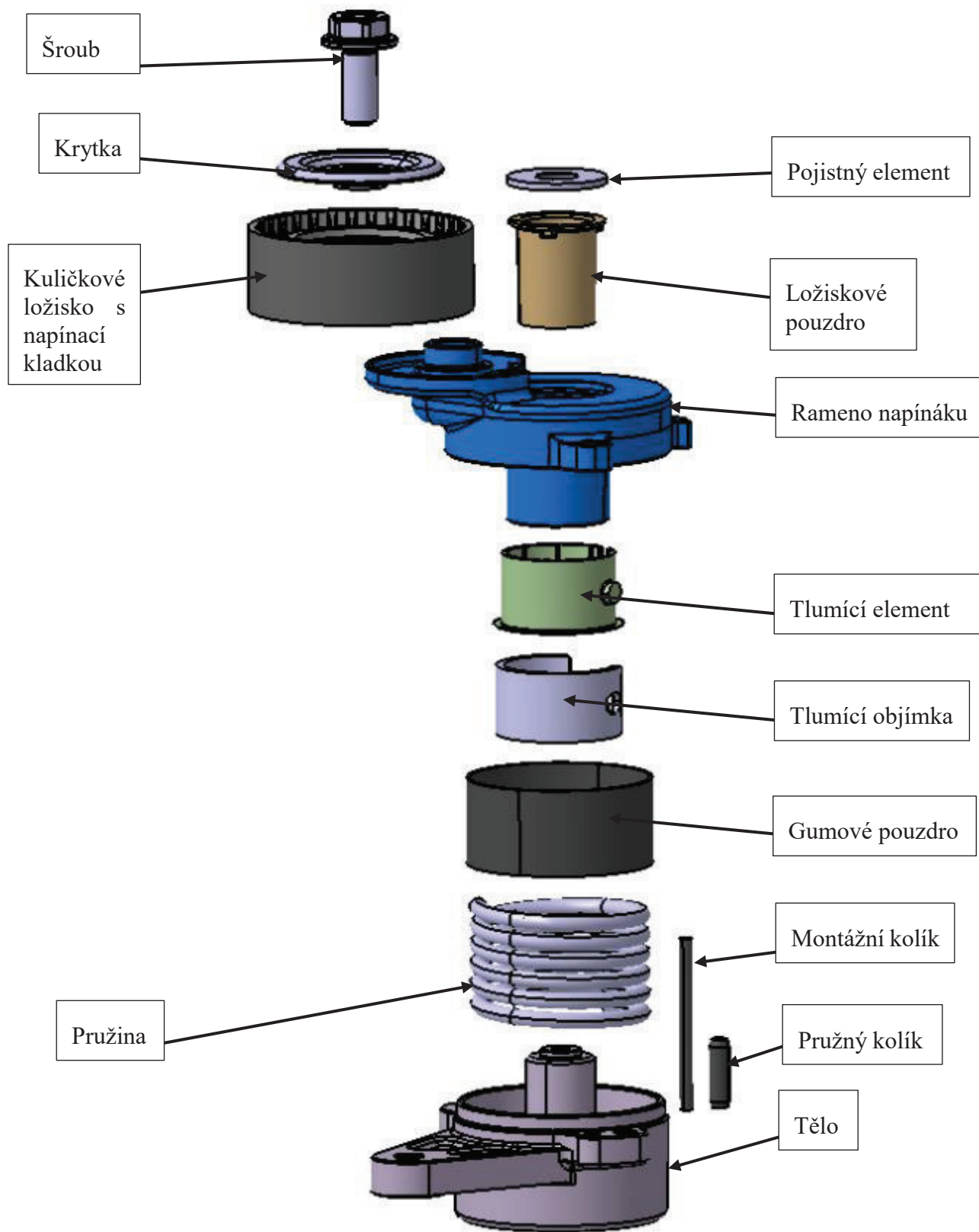
Souhrn Návrhu 4:

Změny:

- tvar díry uvnitř těla napínáku,
- průměr pojistného elementu.

V Návrhu 4 již nebyly nalezeny žádné nedostatky.

Na Obrázku 44 je vidět rozstřel současného řešení napínacího systému. Do rozstřelu byly zařazeny všechny součásti s výjimkou sestavy kladky, která zde byla zobrazena jako jeden celek.



Obrázek 46 - Rozstřel sestavy Návrhu 4

6 Zhodnocení

Výsledný Návrh 4 byl porovnán z technicko-ekonomického hlediska s předchozím řešením napínacího systému E4. Náklady na výrobu byly změněny pouze u několika součástí, kde byly provedeny konstrukční nebo materiálové změny. Vzhledem k citlivosti informací nejsou v práci uváděny konkrétní hodnoty.

Cena odlitku je při porovnávání dvou konstrukčních řešení sériové výroby ovlivněna převážně cenou spotřebovaného materiálu, protože jedna forma se využije až pro 120 000 dílu. [20]

$$\text{Náklady na 1 kus} = \frac{\text{cena formy}}{\text{počet kusů}} + \text{hodnota materiálu 1 kusu}$$

U současného řešení ramene napínacího systému byly sniženy náklady odstraněním dodatečného obrábění vnitřní průchozí díry pro ložiskové pouzdro, která je v Návrhu 4 pouze předlitá.

Zásadní konstrukční změny byly provedeny na těle napínacího systému, pro jeho výrobu je potřeba více materiálu a obtížněji vyrobitelná licí forma, ale rozdíly v nákladech nejsou výrazně vyšší, než u předchozího řešení napínacího systému. Dále musel být do sestavy napínacího systému přidán pojistný element pro zajištění v axiálním směru. Přidáním této jednoduché konstrukční součásti byly zvýšeny náklady, ale konstrukční změny provedené na těle napínacího systému a přidání jednoduchého pojistného elementu umožnily odstranění středového čepu ze sestavy napínacího systému, který byl kvůli jeho výrobním požadavkům (viz kapitola 4.1.2) jednou z nejdražších součástí v celé sestavě napínacího systému.

Další snížení nákladů bylo dosaženo změnou materiálu kluzného ložiska, za levnější alternativu, kterou je možné využít pro výrobu ložiskového pouzdra. Pořizovací cena plastového materiálu Stanyl® TW371 v porovnání s PTFE materiálem je až o 33 % nižší.

Výsledná sestava napínacího systému se skládá ze stejného počtu jednotlivých součástí, ale konstrukčními úpravami se celkové náklady na výrobu snížily, protože se zjednodušila vyrobitelnost napínacího systému E4. Také došlo ke snížení celkové hmotnosti z původních 634 g na konečných 578 g. Snížení hmotnosti nastalo při odstranění středového čepu, protože na jeho nahrazení bylo využito těla napínacího systému, který se vyrábí z hliníku. Hliník má nižší měrnou hmotnost, při srovnání s ocelí.

7 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo provedení rešerše napínacích systémů klínového řemene automobilu a pro vybrané součásti navrhnout možné úpravy řešení z hlediska výrobitelnosti a optimalizace nákladů.

V práci byl proveden teoretický popis třecích převodů a typů řemenů. Dále byly popsány jednotlivé systémy napínání řemene, které jsou vyráběny ve společnosti Mubea. U vybraného systému E4 byl proveden podrobný rozbor všech součástí.

Dále byly sepsány požadavky na nový návrh napínacího systému podle, podle kterých vytvořen nový Návrh 1.

Pomocí postupného zlepšování byly vytvořeny další návrhy. V Návrhu 2 byly odstraněny nedostatky týkající se vystředění na lisovacím stroji a velikosti tvarových výstupku ložiskového pouzdra. V následujícím Návrhu 3 byl hlavní cíl vyřešit problém týkající se tvaru válcové díry, který nebyl vhodný pro velkosériovou výrobu spolu s tloušťkou stěny pro nalisování pojistného axiálního elementu. V posledním Návrhu 4 došlo k vyřešení problému se zařezáváním kovové hrany do plastového ložiskového pouzdra. Posledním problémem nového konstrukčního řešení byla koncentrace napětí ve spodní části těla napínačku. Koncentrace napětí na spodní části těla napínačku byla vyřešena přidáním žeber uvnitř těla a přidáním materiálu na vnější straně výstupu.

Na závěr práce bylo provedeno technicko-ekonomické zhodnocení nového konstrukčního řešení napínacího systému klínového řemene E4 s předchozím konstrukčním řešením. Náklady na výrobu nového konstrukčního řešení napínacího systému E4 byly sníženy, čímž bylo splněno zadání bakalářské práce.

K bakalářské práci byla vytvořena výkresová dokumentace hlavních částí celého napínacího systému, na kterých byly prováděny konstrukční nebo materiálové modifikace.

8 Seznam použité literatury

- [1] O skupině Mubea, „www.pracemubea.cz,“ [Online]. Available: <https://www.pracemubea.cz/skupina-mubea/>. [Přístup získán 17. října 2019].
- [2] „Prostějovský Večerník,“ Prostějovský Večerník, 15. září 2016. [Online]. Available: <http://www.vecernikpv.cz/rozhovory/16126-logo-mubea-nebude-chybet>. [Přístup získán 19. října 2019].
- [3] Závod Žebrák, „www.pracemubea.cz,“ [Online]. Available: <https://www.pracemubea.cz/zavod-zebrak/>. [Přístup získán 17. října 2019].
- [4] Závod Prostějov, „www.pracemubea.cz,“ [Online]. Available: <https://www.pracemubea.cz/zavod-prostejov/>. [Přístup získán 17. října 2019].
- [5] Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.
- [6] D. Hložanka, „www.spszengrova.cz,“ 28. ledna 2014. [Online]. Available: <https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SPS/SPS%203%20%20%C5%98emenov%C3%A9%20p%C5%99evody-UT.pdf>. [Přístup získán 2. listopadu 2019].
- [7] J. E. SHIGLEY, MISCHKE, C. R. a BUDYNAS, R. G., Konstruování strojních součástí. 1. vyd., Brno: VUTIUM, 2010.
- [8] I. M. Svobodová, „www.domes.spsbrno.cz,“ září 2013. [Online]. Available: http://domes.spsbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_15-08.pdf. [Přístup získán 2. listopadu 2019].
- [9] S. Hosnedl a J. KRÁTKÝ, Příručka strojního inženýra: obecné strojní části, Praha: Computer Press, 2000.
- [10] P. doc. Ing. Jaroslav Krátký a P. Ing. Václav Kubec, „www.KKS_CMS2.cz,“ 12. října 2018. [Online]. Available: https://www.email.cz/download/k/79rYMVqoBtpA2M8YI4im180DQ3Myn-PZygku9PndcdC398fb-RmY6rKh9Ku-LQA3-7kMw-c/KKS_CMS2_11_P_V_treci%20remenove%20a%20retezove%20prevody_2015.pdf. [Přístup získán 21. října 2019].
- [11] I. H. Palát, „www.sspu-opava.cz,“ 2011/2012. [Online]. Available: https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablon/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-01.pdf. [Přístup získán 12. listopadu 2019].
- [12] czech-ware, „www.czech-ware.net,“ [Online]. Available: <http://www.czech-ware.net/mojzik/pmk/txt/tp.html>. [Přístup získán 2. listopadu 2019].
- [13] *The GRANTA EduPack materials and proces selection platforms, produkt firmy ANSYS/GRANTA, www.grantadesign.com/education/.*

- [14] Feron, „online.ferona.cz,“ Feron, [Online]. Available: <https://online.ferona.cz/materialove-normy/>. [Přístup získán 23. března 2020].
- [15] DSM ENGINEERING MATERIALS, „www.plasticsfinder.com,“ [Online]. Available: <https://plasticsfinder.com/en/datasheet/Stanyl%C2%AE+TW371/X9L4m>. [Přístup získán 26. března 2020].
- [16] Steelgr, „www.steelgr.com,“ [Online]. Available: <https://www.steelgr.com/Steel-Grades/Tool-Steel/1-2242.html>. [Přístup získán 17. června 2020].
- [17] Wiretec, „www.wiretec.eu,“ [Online]. Available: <https://www.wiretec.eu/ep-en-10270-2-fd-sicr.htm>. [Přístup získán 27. března 2020].
- [18] Techplasty, „www.techplasty.sk,“ [Online]. Available: <https://www.techplasty.sk/material/polyamid/pa66gf30-polyamid-modifikovany-sklennymi-vlaknami>. [Přístup získán 26. června 2020].
- [19] Nypro, „www.nyprohutni.cz,“ [Online]. Available: <https://nyprohutni.cz/valcovane-za-studena>. [Přístup získán 27. června 2020].
- [20] P. a. k. doc. Ing. Martin Hynek, „www.kks.zcu.cz,“ 2014. [Online]. Available: https://kks.zcu.cz/export/sites/kks/projekty-ver-fin/OPVK_PU/KA_01_publicace/KA01-Tlakove-liti-hliniku.pdf. [Přístup získán 6. června 2020].

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Logo společnosti Mubea [2]	11
Obrázek 2 - Výrobky společnosti Mubea [1].....	12
Obrázek 3 – Třecí převody s konstantním stykem [11].....	14
Obrázek 4 - Schéma řemenového převodu	16
Obrázek 5 - Síly v řemenovém převodu [5].....	16
Obrázek 6 - Typy klínových řemenů [6].....	18
Obrázek 7 - Pohled shora na uskupení komponent [5]	19
Obrázek 8 - Dělení napínacích systému podle způsobu tlumení.....	20
Obrázek 9 - Rozdělení dle délky ramene [5]	21
Obrázek 10 - Kuželové napínací systémy E3 a E3D [5]	22
Obrázek 11 - Válcové napínací systémy E4+ a E4 [5]	23
Obrázek 12 - Sestavený napínák E4	25
Obrázek 13 - Tělo napínáku.....	27
Obrázek 14 - Rameno napínáku.....	27
Obrázek 15 - Ložiskové pouzdro	28
Obrázek 16 - Středový čep.....	28
Obrázek 17 - Tlumící element	29
Obrázek 18 - Objímka tlumícího elementu.....	29
Obrázek 19 - Pružina pro E4 napínák	30
Obrázek 20 - Těsnění	31
Obrázek 21 - Řez kladky s kuličkovým ložiskem	31
Obrázek 22 - Krycí disk	32
Obrázek 23 - Šroub se šestihrannou hlavou a hladkým límcem.....	32
Obrázek 24 - Montážní a pojistný kolík	33
Obrázek 25 - Rozstřel předchozího řešení E4 napínáku.....	34
Obrázek 26 - Metodika postupu návrhu řešení [13]	35
Obrázek 27 - Tělo napínáku po odebrání středového čepu.....	36
Obrázek 28 - Pojistný element v axiálním směru	37
Obrázek 29 - Tvarový výstupek kluzného ložiska.....	37
Obrázek 30 - Tvarové zajištění na rameni napínáku	38

Obrázek 31 - Hlavní části Návrhu 1 v řezu.....	38
Obrázek 32 - Průchozí díra středem těla napínáku	39
Obrázek 33 - Pojištění proti rotaci kluzného pouzdra	40
Obrázek 34 - Hlavní části Návrhu 2 v řezu.....	40
Obrázek 35 - Detailní náhled středící díry	41
Obrázek 36 - Díra v těle napínáku v Návrhu 3	41
Obrázek 37 - Detailní pohled na zařezávání hrany	42
Obrázek 38 - Pohyb rotujících částí.....	42
Obrázek 39 - Hlavní části Návrhu 3 v řezu.....	43
Obrázek 40 - Přesah pojistného elementu.....	43
Obrázek 41 - Tělo napínáku Návrhu 4 v řezu.....	44
Obrázek 42 - Pohled ze zdola	44
Obrázek 43 – Napětí těla napínacího systému v Návrhu 3	45
Obrázek 44 – Napětí těla napínacího systému v Návrhu 4.....	45
Obrázek 45 - Hlavní části Návrhu 4 v řezu.....	46
Obrázek 46 - Rozstřel sestavy Návrhu 4.....	47

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Vlastnosti materiálu EN AC - 4600	26
Tabulka 2 – Vlastnosti materiálu En 51CrV4.....	30
Tabulka 3 – Chemické složení EN 10270-2 FD SiCr.....	30
Tabulka 4 – Mechanické vlastnosti EN 10270-2 FD SiCr	31
Tabulka 5 – Vlastnosti materiálu PA66 GF 30.....	32

Přílohy

Vázané přílohy

Příloha č. 1 – Materiálový list EN AC - 4600

Příloha č. 2 – Materiálový list PTFE s 25% příměsí skelných vláken

Příloha č. 3 – Materiálový list materiálu Stanyl® TW371

Příloha č. 4 – Materiálový list 51CrV4

Příloha č. 5 – Materiálový list PA66 GF 30

Příloha č. 6 - Výpočet nalisování pojistného axiálního elementu

Nevázané přílohy

Výkres sestavy 00

Výrobní výkres – Tělo napínáku 01

Výrobní výkres – Rameno napínáku 02

Výrobní výkres – Ložiskové pouzdro 03

Výrobní výkres – Pojistný element 04

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/m ³

Katedra konstruování strojů

Ondřej Kubeš

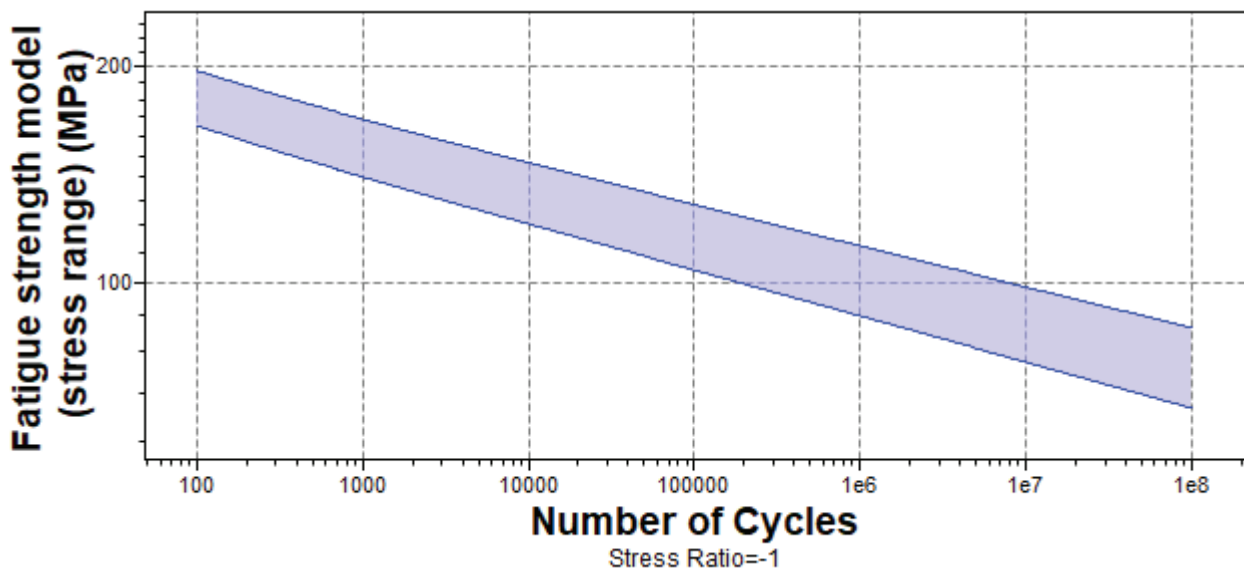
Physical properties

Density	2,73e3	-	2,79e3	kg/m ³
---------	--------	---	--------	-------------------

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

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	µhm.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
Metal hot forming	Unsuitable

Katedra konstruování strojů		Ondřej Kubeš
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

Katedra konstruování strojů			Ondřej Kubeš
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 25% příměsí skelných vláken

PTFE (25% glass fiber)

General information

Designation

Polytetrafluoroethylene (25% 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)	25		%
Filler/reinforcement	Glass		
Filler/reinforcement form	Short fiber (<5mm)		
Polymer code	PTFE-GF25		

Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	75		%
Glass (fiber)	25		%

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
Specific stiffness	0,612	-	0,735	MN.m/kg

Katedra konstruování strojů	Ondřej Kubeš		
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
------------------------	--------	--------	---------

Katedra konstruování strojů				Ondřej Kubeš
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

Katedra konstruování strojů
 UV radiation (sunlight)
 Flammability

Good
 Non-flammable

Ondřej Kubeš

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 materiálu Stanyl® TW371

Rheological properties

dry / cond.

Molding shrinkage [parallel]	2 / * %	Sim. to ISO 294-4
Molding shrinkage [normal]	2 / * %	Sim. to ISO 294-4
Spiral flow length 1.0 mm 800 bar	115 / * mm	-
Spiral flow length 1.0 mm 900 bar	125 / * mm	-
Spiral flow length 1.0 mm 1000 bar	135 / * mm	-

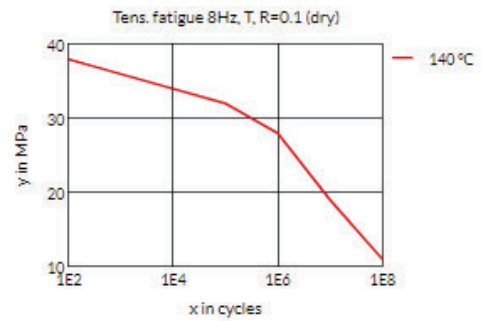
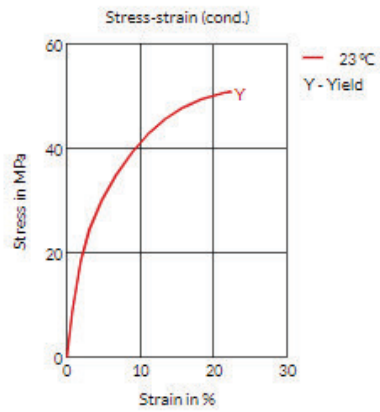
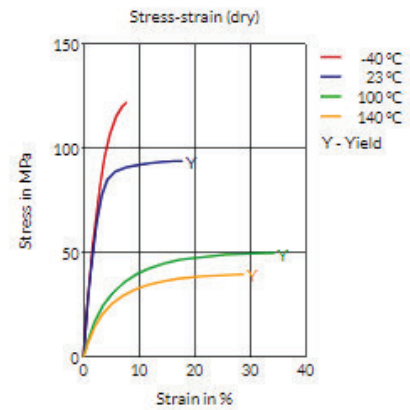
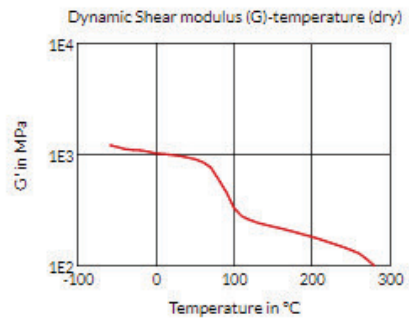
Mechanical properties

dry / cond.

Tensile modulus	2900 / 1000 MPa	ISO 527-1/-2
Tensile modulus (-40°C)	3400 / - MPa	ISO 527-1/-2
Tensile modulus (120°C)	750 / - MPa	ISO 527-1/-2
Tensile modulus (160°C)	650 / * MPa	ISO 527-1/-2
Tensile modulus (180°C)	600 / * MPa	ISO 527-1/-2
Tensile modulus (200°C)	560 / * MPa	ISO 527-1/-2
Yield stress	90 / 50 MPa	ISO 527-1/-2
Yield stress (-40°C)	120 / * MPa	ISO 527-1/-2
Yield stress (120°C)	45 / * MPa	ISO 527-1/-2
Yield stress (160°C)	40 / * MPa	ISO 527-1/-2
Yield stress (180°C)	35 / * MPa	ISO 527-1/-2
Yield stress (200°C)	30 / * MPa	ISO 527-1/-2
Yield strain	20 / 30 %	ISO 527-1/-2
Yield strain (-40°C)	8 / * %	ISO 527-1/-2
Nominal strain at break	30 / >50 %	ISO 527-1/-2
Nominal strain at break (120°C)	>50 / * %	ISO 527-1/-2
Nominal strain at break (160°C)	>50 / * %	ISO 527-1/-2
Nominal strain at break (180°C)	>50 / * %	ISO 527-1/-2
Nominal strain at break (200°C)	>50 / * %	ISO 527-1/-2
Flexural modulus	2600 / 900 MPa	ISO 178
Flexural strength	115 / - MPa	ISO 178
Charpy impact strength (+23°C)	N / N kJ/m ²	ISO 179/1eU
Charpy impact strength (-30°C)	150 / N kJ/m ²	ISO 179/1eU
Charpy notched impact strength (+23°C)	7 / 15 kJ/m ²	ISO 179/1eA
Charpy notched impact strength (-30°C)	5 / 5 kJ/m ²	ISO 179/1eA
Izod notched impact strength (+23°C)	7 / 14 kJ/m ²	ISO 180/1A

Izod notched impact strength (-40°C)	5 / 5	kJ/m ²	ISO 180/1A
Thermal properties			
	dry / cond.		
Melting temperature (10°C/min)	295 / *	°C	ISO 11357-1/-3
Glass transition temperature (10°C/min)	75 / *	°C	ISO 11357-1/-2
Temp. of deflection under load (1.80 MPa)	190 / *	°C	ISO 75-1/-2
Temp. of deflection under load (0.45 MPa)	290 / *	°C	ISO 75-1/-2
Vicat softening temperature (50°C/h 50N)	290 / *	°C	ISO 306
Coeff. of linear therm. expansion (parallel)	0.85 / *	E-4/°C	ISO 11359-1/-2
Coeff. of linear therm. expansion (normal)	1.1 / *	E-4/°C	ISO 11359-1/-2
Burning Behav. at 1.5 mm nom. thickn.	HB / *	class	IEC 60695-11-10
Thickness tested	1.5 / *	mm	IEC 60695-11-10
UL recognition	Yes / *	-	-
Burning Behav. at thickness h	HB / *	class	IEC 60695-11-10
Thickness tested	3 / *	mm	IEC 60695-11-10
UL recognition	Yes / *	-	-
Thermal Index 2500 hrs	163 / *	°C	IEC 60216/ISO 527-1/-2
Thermal Index 5000 hrs	152 / *	°C	IEC 60216/ISO 527-1/-2
Thermal Index 10000 hrs	141 / *	°C	IEC 60216/ISO 527-1/-2
Thermal Index 20000 hrs	130 / *	°C	IEC 60216/ISO 527-1/-2
Electrical properties			
	dry / cond.		
Volume resistivity	1E12 / 1E7	Ohm*m	IEC 60093
Surface resistivity	- / 1E13	Ohm	IEC 60093
Comparative tracking index	400 / -	V	IEC 60112
Other properties			
	dry / cond.		
Water absorption	11.4 / *	%	Sim. to ISO 62
Water absorption in water at 23°C after 24h	3.3 / *	%	ISO 62
Humidity absorption	3.2 / *	%	Sim. to ISO 62
Density	1250 / -	kg/m ³	ISO 1183
Material specific properties			
	dry / cond.		
Viscosity number	180 / *	cm ² /g	ISO 307, 1157, 1628

Diagrams



PŘÍLOHA č. 4

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. 5

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

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

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	%
Water absorption @ sat	7,8	-	10	%

Katedra konstruování strojů
Humidity absorption @ sat

2,1 - 2,9

Ondřej Kubeš
%

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
Polymer molding water	* 13,5	-	20,3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 2,01	-	2,22	MJ/kg

Katedra konstruování strojů				Ondřej Kubeš
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			

PŘÍLOHA č. 6

Výpočet nalisování pojistného axiálního elementu

Predictor

Material of inner body

Name	AISI9Cu3
Model	Bilinear with isotropic hardening
E-modulus, [Mpa]	70000.00
Poisson's ratio, [-]	0.30
Tangent modulus, [Mpa]	12500.00
Yield strength, [Mpa]	140.00
Ultimate strength, [Mpa]	240.00
Coefficient of thermal expansion, [um/K]	23.80
Required safety factor, [-]	1.25

Material of outer body

Name	DC04
Model	Bilinear with isotropic hardening
E-modulus, [Mpa]	210000.00
Poisson's ratio, [-]	0.30
Tangent modulus, [Mpa]	573.00
Yield strength, [Mpa]	140.00
Ultimate strength, [Mpa]	270.00
Coefficient of thermal expansion, [um/K]	12.00
Required safety factor, [-]	1.25

Inner Diameter, [mm]	5
Middle Diameter, [mm]	12
Outer Diameter, [mm]	29
Height of pressed joint, [mm]	2
delta T1 - heating up, [°C]	0
delta T2 - heating down, [°C]	0
delta d min, [mm]	0.06415477

Coefficient of friction, [-] (for Al-Al ... 0.15; for Steel-Al ... 0.18)

M, [Nm]	23.3
Fax, [N]	90

Solvers

	min	max	Worst case, min. overlap	Worst case, max. overlap
Outer diameter of inner body, mm	12	12.027	12	12.027
Inner diameter of outer body, mm	11.994	11.967	11.967	11.994

Worst case, min. overlap

Overlap on diameter	0.033
Penalty parameter	5.00E+05
Number of increments	5
Max. number of iterations	100
N-R limit	1
Contact damping	8000

Start solution for worst case, min. overlap

Solver output

Solution process with DoF=240 started.

Load-step 1 converged after 23 iterations.

Load-step 2 converged after 44 iterations.

Load-step 3 converged after 52 iterations.

Load-step 4 converged after 58 iterations.

Load-step 5 converged after 59 iterations.

No. of errors: 0

No. of warnings: 0

N-R residuals norm

Worst case, max. overlap

Overlap on diameter	0.033
Penalty parameter	5.00E+05
Number of increments	5
Max. number of iterations	100
N-R limit	1
Contact damping	8000

Start solution for worst case, max. overlap

Solver output

Solution process with DoF=240 started.

Load-step 1 converged after 23 iterations.

Load-step 2 converged after 44 iterations.

Load-step 3 converged after 53 iterations.

Load-step 4 converged after 55 iterations.

Load-step 5 converged after 59 iterations.

No. of errors: 0

No. of warnings: 0

N-R residuals norm

Results

Worst case, min. overlap

Press-in/out force, [N]	1312.46
max. penetration, [mm]	0.000370749
Max. equivalent stress at inner body, [Mpa]	168.40
Max. equivalent stress at outer body, [Mpa]	146.34
Safety factor to Yield strength, inner body	0.83
Safety factor to Ultimate strength, inner body	1.43
Safety factor to Yield strength, outer body	0.96
Safety factor to Ultimate strength, outer body	1.85

Equivalent (von Mises) stress over radius of inner body

Equivalent (von Mises) stress over radius of outer body

Worst case, max. overlap

Press-in/out force, [N]	1316.23
max. penetration, [mm]	0.000371807
Max. equivalent stress at inner body, [Mpa]	168.19
Max. equivalent stress at outer body, [Mpa]	146.12
Safety factor to Yield strength, inner body	0.83
Safety factor to Ultimate strength, inner body	1.43
Safety factor to Yield strength, outer body	0.96
Safety factor to Ultimate strength, outer body	1.85

Equivalent (von Mises) stress over radius of inner body

Equivalent (von Mises) stress over radius of outer body