



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh nové geometrie tlumícího členu pro napínák řemene osobního vozidla**

**Design of the new damping element geometry for a car belt tensioner**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2020**

**Bc. Daniel Kratejl**

<b>Studijní program:</b>	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
<b>Studijní obor:</b>	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
<b>Vedoucí práce:</b>	Ing. František Lopot, Ph.D.

# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lopota, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 28. 07. 2020

Bc. Daniel Kratejl

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval panu Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. za odborné vedení a trpělivost při vypracovávání této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval konzultantům z řad zaměstnanců společnosti Mubea spol. s r.o.

# Anotační list

Jméno autora: **Bc. Daniel Kratejl**

Název DP: Návrh nové geometrie tlumícího členu pro napínák řemene osobního vozidla

Anglický název: Design of the new damping element geometry for a car belt tensioner

Rok: 2020

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí DP: *Ing. František Lopot, Ph.D.*

Bibliografické údaje: počet stran 79

počet obrázků 63

počet tabulek 4

Klíčová slova: napínák řemene, třecí ložisko, třecí element, 3D tisk, tribometr

Keywords: belt tensioner, friction bearing, friction element, 3D print, tribometer

**Anotace:** Tato práce se zabývá problematikou třecích elementů v napínacích řemene. Práce obsahuje analytický výpočetní model včetně databáze pro konkrétní aplikaci napínáku řemene. Analytický model obsahuje srovnávací a vyhodnocovací parametry pro třecí element. Model je ověřen pomocí MKP. Práce obsahuje návrh a kontrolu maximálního tlaku, modely a výkresy návrhů třecích elementů s novou geometrií. V poslední části diplomové práce je obsaženo měření třecího momentu a koeficientu tření původní geometrie i nových geometrií na tribometru simulujícím pohyb napínáku řemene.

**Abstract:** This thesis deals with issues of friction elements for belt tensioners. The thesis contains analytical model including a database with specific application for the belt tensioner. The analytical model contains comparative and evaluation parameters for the friction element. The model is verified using FEM. The thesis contains design and control of the maximum pressure, models and design drawings of friction elements with new geometry. The last part of the thesis contains the measurements of the friction elements and coefficient of friction of the original and new geometries on a tribometer simulating the movement of a belt tensioner.

# Obsah

1	Cíle práce .....	1
2	Úvod .....	2
3	Společnost Mubea .....	3
4	Řemenové převody .....	4
4.1	Druhy řemenových převodů .....	4
4.1.1	Řemenový třecí převod s otevřeným opásáním .....	4
4.1.2	Řemenový třecí převod se zkříženým opásáním .....	5
4.1.3	Vícenásobný řemenový převod .....	6
4.1.4	Řemenový třecí převod s polozkříženým opásáním .....	6
4.1.5	Řemenový třecí převod s napínací kladkou .....	7
4.2	Řemeny .....	8
4.2.1	Ploché řemeny .....	8
4.2.2	Klínové řemeny .....	8
4.2.3	Kruhové řemeny .....	8
4.2.4	Víceklínové řemeny .....	9
4.3	Napínání řemene .....	11
5	Napínáky řemene vyráběné společnostmi Mubea .....	13
5.1	Kuželové napínáky řemene (E3, E3D) .....	14
5.2	Válcové napínáky řemene .....	16
5.3	Torzní napínáky řemene .....	18
5.4	Napínáky řemene připevněné k alternátoru .....	19
5.5	Dvoukladkové napínáky řemene .....	20
6	Tribologie .....	21
6.1	Druhy opotřebení .....	23
6.2	Maziva .....	24
6.3	Kompozitní materiály v tribologii .....	26
7	Ložiska .....	27
7.1	Valivá ložiska .....	27
7.2	Kluzná ložiska .....	28
8	3D tisk .....	29
8.1	Aplikace 3D tisku .....	31

8.2	Tisk třecích komponentů.....	32
9	Návrh nové geometrie.....	34
9.1	Drážky.....	34
10	Kontrola tlaku na tlumícím elementu .....	35
10.1	Tvorba analytického výpočtového modelu .....	35
10.1.1	Kontrola mezních stavů .....	39
11	Tvorba výpočtového MKP modelu .....	42
11.1	Vytvoření modelu.....	43
11.2	Zatížení modelu.....	44
11.3	Výsledky.....	45
12	Návrh nové geometrie.....	48
12.1	Drážky.....	48
13	Testování .....	49
13.1	Měření třecího momentu tlumícího elementu .....	49
13.1.1	Momentový senzor.....	51
13.1.2	Výpočet axiální síly.....	52
13.1.3	Kalibrace zařízení .....	52
13.2	Srovnání měření se skutečným stavem.....	53
14	Měření .....	54
14.1	Původní geometrie .....	54
14.2	Geometrie s dvojnásobným počtem drážek .....	58
14.3	Geometrie se šířkou drážek 0,7 mm .....	59
14.4	Geometrie s kruhovými drážkami .....	61
14.5	Geometrie s kosočtvercovými drážkami .....	62
14.6	Porovnání výsledků .....	64
15	Ekonomické zhodnocení.....	68
16	Závěr .....	69
17	Seznam použité literatury .....	72
18	Seznam obrázků .....	74
19	Seznam tabulek .....	76
20	Seznam zkratek a symbolů .....	77

# 1 Cíle práce

Cílem diplomové práce je optimalizace geometrie třecího elementu v napínáku řemene. Optimalizovaný třecí element by měl dosáhnout lepších třecích a tlumících vlastností než předchozí geometrie.

Práce se věnuje následujícím úkolům:

- 1) Provedení rešerše v oblasti napínáku řemene a porovnání existujících řešení.
- 2) Pro vybraný typ napínáku sestavit zjednodušené analytické modely pro výpočet rozložení tlaku na tlumícím členu v reálných a zkušebních podmínkách.
- 3) Vytvoření MKP modelů pro ověření analytických výpočtů.
- 4) Navržení a vymodelování vlastního optimalizovaného řešení.
- 5) Určení hodnotících parametrů nových návrhů a porovnání optimalizovaných řešení výpočtem.
- 6) Vyrobení funkčního prototypu na 3D tiskárně a vyhodnocení vhodnosti této technologie pro výrobu prototypů.
- 7) Provedení experimentálních měření a porovnání stávajících a navržených řešení.
- 8) Zpracování výkresové dokumentace optimalizovaného řešení.
- 9) Zhodnocení vyrobiteľnosti v sériových podmínkách, ekonomičnosť a užitné vlastnosti.

## 2 Úvod

System napínání klínového řemene na spalovacím motoru je nedílnou součástí moderních motorů. Použití napínačů řemene přináší mnoho výhod. Hlavní výhodou je lepší účinnost řemenového převodu, ale také nižší opotřebení řemene a ložisek. Napínák řemene má několik částí, ale v této práci bude řešena pouze problematika třecího elementu. Tento element musí zajistit funkci třecího ložiska a zároveň má za úkol tlumení vibrací řemene. Obě tyto funkce jsou stěžejní pro jeho správné fungování.

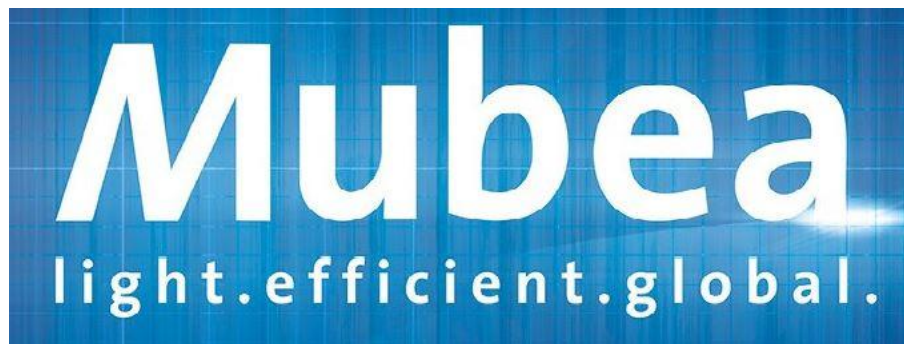
Diplomová práce se věnuje tzv. „rapid prototypingu“. Jedná se o rychlé vytvoření prototypu nové geometrie, kdy byl vytvořen funkční prototyp třecího elementu na 3D tiskárně a tento prototyp byl následně otestován. Dále byl vyhotoven analytický model pro výpočet maximálního tlaku na tlumicím elementu. Při výpočtu tlaku bylo vycházeno z teoretických znalostí zjištěných o napínačů řemene. Výpočetní model je založen na statickém mechanickém modelu. Výsledky z analytického modelu byly podrobeny MKP výpočtům, které určily jejich správnost. Nakonec se třecí elementy otestovaly na tribometru.



### 3 Společnost Mubea

Mubea je německá společnost se sídlem ve městě Attendorn v Německu. Firmu vlastní a také řídí Thomas Muhr. Společnost se zabývá výrobou a vývojem široké řady produktů, které jsou spjaty především s automobilismem. Byla založena v roce 1916 a jejím prvním produktem byly vinuté pružiny. V průběhu let se firma rozrůstala a rozšiřovala portfolio vyráběných produktů. V dnešní době se jedná o globální společnost, která zaměstnává více než 15 tisíc zaměstnanců v 50 výrobních a vývojových závodech po celém světě. V České republice se nachází 3 výrobní závody, které zaměstnávají přibližně 3300 zaměstnanců. [1] [2]

Mezi nabízené produkty patří podvozkové díly, jako jsou nápravové pružiny, stabilizátory a přesné ocelové trubky, dále také součásti pohonu jako jsou talířové pružiny, spojovací hřídele nebo hnací hřídele a díly motoru jako jsou ventilové pružiny, vačkové hřídele a systémy napínáků řemene. Mubea se nově zaměřuje také na komponenty interiéru vozidel, hlavně sedačky a také díly automobilů z karbonových kompozitů. Napínáky řemene firma vyrábí a vyvíjí přes 20 let. V roce 2011 se stala druhým největším výrobcem napínáků řemene v Evropě. Zákazníky firmy jsou všichni přední výrobci automobilů. [1] [2]



Obr. 1: Logo firmy [3]

## 4 Řemenové převody

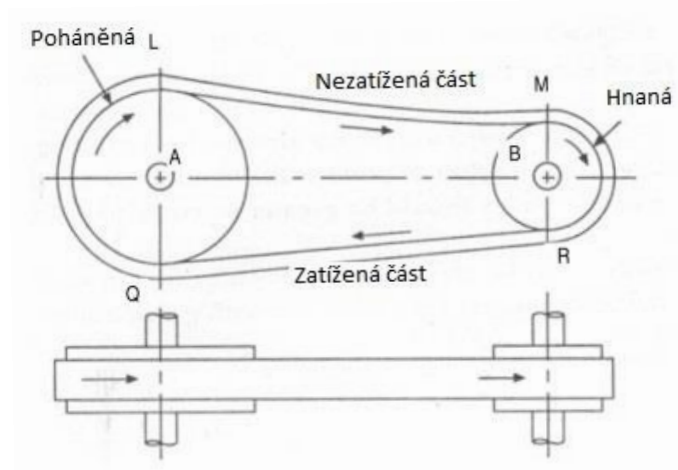
Řemenové převody slouží k přenosu a k transformaci výkonu, nejčastěji mezi rovnoběžnými hřídelemi o malých, středních i velkých osových vzdálenostech. Hnací a hnaná řemenice, které jsou pevně uloženy na hřídelích, jsou pomocí přitlaku obepínány a propojeny předepjatým řemenem. Kinematická a silová vazba mezi řemenem a řemenicemi je u klasických třecích řemenových převodů realizována prostřednictvím třecích sil. Jejich vznik a působení jsou kromě zmíněného přitlaku podmíněny i relativními pohyby řemene vůči řemenicím. Tento jev se nazývá pružný skluz řemene. Významnou roli potom má součinitel tření. [4]

### 4.1 Druhy řemenových převodů

Řemenové převody mají důležité uplatnění ve všech oborech strojírenství. Moderní řemenové převody se provádějí převážně s otevřeným opásáním řemenic na rovnoběžných hřídelích o malých a středních vzdálenostech. V následujících kapitolách budou popsány jednotlivé druhy řemenových převodů. [4]

#### 4.1.1 Řemenový třecí převod s otevřeným opásáním

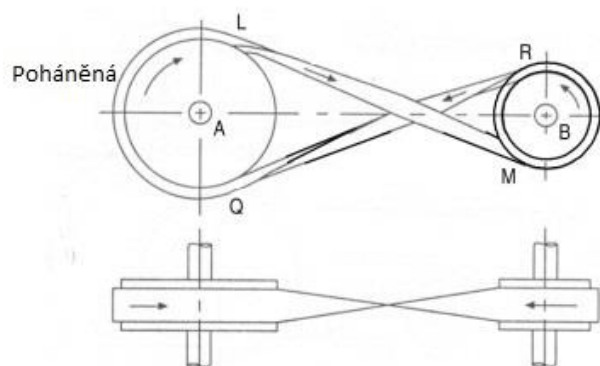
V tomto případě je smysl otáčení hřídelí shodný a hřídele jsou uspořádány rovnoběžně. V zobrazeném případě řemenice A pohání řemen. Napnutí řemene ve spodní větvi (tj. zatížená část) bude větší než v horní větvi (tj. nezatížená část) viz obrázek 2. [5]



Obr. 2: Otevřené opásání (upraveno z [5])

#### 4.1.2 Řemenový třecí převod se zkříženým opásáním

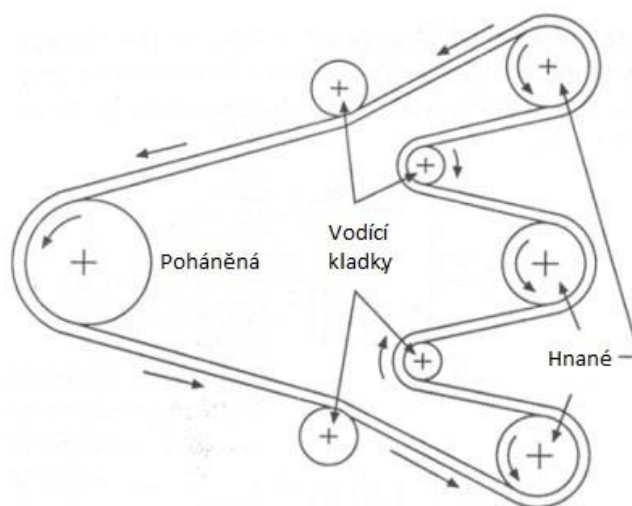
U tohoto uspořádání jsou hřídele rovnoběžné, ale jejich smysl otáčení je opačný. Poháněná řemenice tahá za řemen ve větvi RQ a posílá ho dál do větve LM, zatížená část řemene je větev RQ. Při tomto uspořádání získáme větší úhel opásání než u otevřeného opásání, který eliminuje prokluz řemene. Vzhledem k tomu, že se v místě křížení řemeny o sebe třou, je maximální povolená rychlost řemene omezena na 15 m/s. Další omezení představuje také šířka použitého řemene, která by mohla tvořit problém v jeho potkávacím místě. [5]



Obr. 3: Zkřížené opásání (upraveno z [5])

### 4.1.3 Vícenásobný řemenový převod

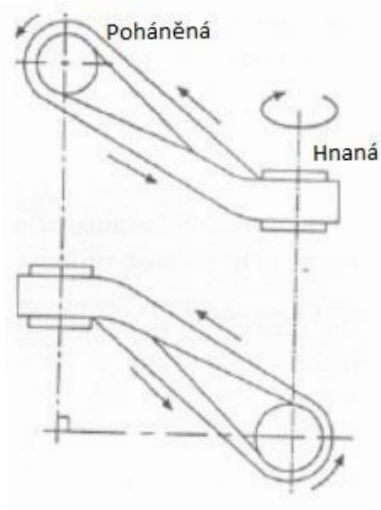
Vícenásobný řemenový převod se používá v případě potřeby přenést pohyb z jedné hřídele na více hřídelí. Hřídele jsou v tomto případě také rovnoběžné. Důležitým prvkem daného převodu jsou vodící kladky, které umožňují vychýlení řemene a přenos výkonu na další řemenice, a zároveň slouží k jeho napínání. V případě dlouhých osových vzdáleností mezi řemenicemi slouží kladky k redukci vibrací řemene a zabraňují sklouznutí řemene z řemenic. [5]



Obr. 4: Vícenásobný řemenový převod (upraveno z [5])

### 4.1.4 Řemenový třecí převod s polozkříženým opásáním

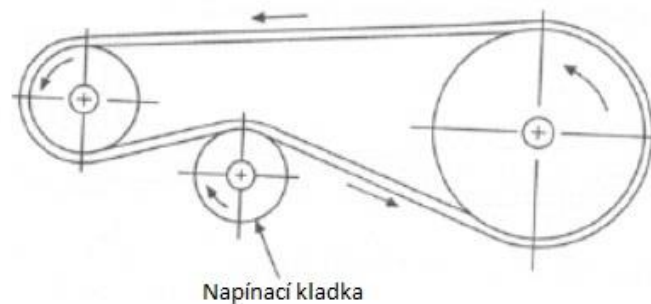
Hřídele jsou mimoběžné, osy svírají pravý úhel, smysl otáčení je shodný viz obrázek 5. Použití je možné jen při dostatečných osových vzdálenostech, náběh řemene na řemenice musí nastávat ve středních rovinách a řemenice musí mít dostatečnou šířku, aby nemohlo dojít ke sklouznutí řemene. [5]



Obr. 5: Polozkřížené opásání (upraveno z [5])

#### 4.1.5 Řemenový třecí převod s napínací kladkou

Hřídele jsou rovnoběžné a jejich smysl otáčení je shodný. Napínací kladka se montuje do ochablé části řemene. Používá se u velkých převodových poměrů a při velkých rychlostech. Kladka přidává stálou napínací sílu, což umožňuje minimalizovat výkonové ztráty a tlumit vibrace řemene. [5]



Obr. 6: Opásání s napínací kladkou (upraveno z [5])

## 4.2 Řemeny

V následujícím textu budou popsány hlavní typy používaných řemenů.

### 4.2.1 Ploché řemeny

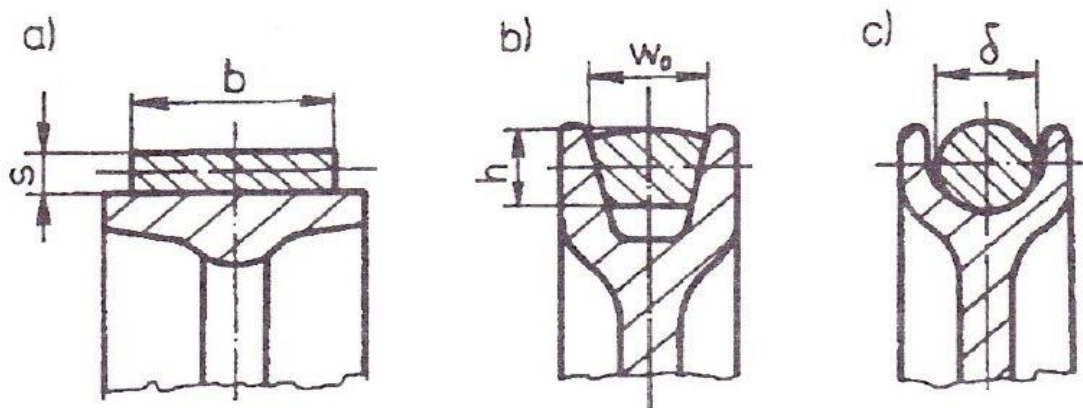
Ploché řemeny se vyrábějí z pryže, plastů a ocele. Pro výrobu pryžových řemenů bývají využívány kompozitní materiály vyztužené například ocelovými nebo polymerními vlákny. Jejich obvodové rychlosti se pohybují až do  $40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Plastové řemeny se též vyrábějí z kompozitních materiálů vyztužených vlákny. Mají vysokou pevnost a obvodové rychlosti se pohybují do  $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Ocelové pásy mají ze všech druhů největší pevnost. Jejich nevýhodou je nižší ohybová tuhost a větší hmotnost. [6]

### 4.2.2 Klínové řemeny

Klínové řemeny se vyrábějí z pryže vyztužené vlákny. Průřez má tvar rovnoramenného lichoběžníku. Výkony, které jsou schopné tyto řemeny přenášet, se pohybují od nízkých až do velmi vysokých hodnot, běžně do 500 kW, extrémně až 2000 kW při obvodových rychlostech  $40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . [6]

### 4.2.3 Kruhové řemeny

Jedná se o řemeny s kruhovým průřezem. Dříve byly vyráběny z kůže, v dnešní době jsou vyráběny z gumy a jejich použití je minimální. [6]



Obr. 7: Druhy řemenů: a) plochý, b) klínový, c) kruhový [4]

#### 4.2.4 Víceklínové řemeny

Po období jednoduchých klínových řemenů se začaly převážně používat víceklínové řemeny. Využití je zejména v automobilovém průmyslu. Typický víceklínový řemen se skládá ze tří hlavních komponent: pryžová směs vyztužená vlákny, (tažného) lanka a síťovaného podkladového materiálu. [7] [8]

Žebra řemene jsou zhotovena z vláknité pryžové směsi. Ty přenáší síly řemenice na tažná vlákna, která pak přenášejí točivý moment z klikové hřídele na pohon příslušenství. Materiály používané pro vlákna jsou převážně polyester, ale ve zvláštních případech se používá i aramid nebo polyamid (elastické pásy). [7]

Základním materiálem pro pryžovou směs je chloropren. Pro vyztužení je používána zejména pryžová směs naplněná vlákny. [7]

Víceklínové řemeny obsahují následující 3 vrstvy

- Vrchní vrstva vyrobená z pryžové směsi odolné proti abrazi. Tvar profilu je lichoběžníkový.
- Vrstvy lanek zajišťující potřebnou tuhost jsou hlavním přenašečem točivého momentu. Nejčastěji jsou vyráběny z polyesteru nebo aramidů.
- Základní vrstva řemene je často vyrobena ze stejné pryžové směsi jako základní vrstva. Oproti základní vrstvě nemá zadní část lichoběžníkový profil. [7]

Před zavedením víceklínových řemenů byl alternátor a příslušenství vozidla poháněn řemenicí klikového hřídele pomocí jednoduchého klínového řemene. Požadovaného napětí řemene bylo dosaženo pomocí manuálního předpětí a následného upevnění v předepjaté poloze pomocí šroubových spojů. Uvedené řešení mělo za následek postupnou ztrátu napětí v řemenu (např. důsledkem stárnutí řemene). Následkem ztráty napětí se začal vyskytovat hluk způsobený sklouznutím řemene a dále se snižujícím napětím klesala také účinnost řemenového pohonu. Pro obnovu počátečních vlastností se musel řemen opět napnout manuálně. [7]

Vzhledem k tomu, že do pohonu příslušenství byly integrovány další agregáty (vodní čerpadlo, čerpadlo posilovače řízení, kompresor klimatizace), byl zaveden víceklínový řemen. Na základě funkčních a prostorových omezení je toto příslušenství umístěno kolem řemenice klikového hřídele a podle jejich velikosti a počtu určuje požadovanou délku řemene. Pro přenos mechanických sil potřebných k účinnému pohánění všech agregátů vznikl požadavek na systém automatického napínání řemene. V současné době se stále zvyšuje poptávka po účinnějších napínacích systémech, zvláště při nynějším zmenšování motorů. Zároveň komponenty pohonu příslušenství jsou stále silnější. [7]

Primárním požadavkem automatického napínání řemene je udržování konstantního napětí řemene v různých podmínkách, ve kterých se motor nachází. To vede k dosažení vysoké životnosti řemene a ložisek agregátů. Kromě toho, se zvyšující se dynamikou v systému řemenového pohonu je nutné tlumit škodlivé vibrace řemene a zmenšit jeho skluz. [7] [8]

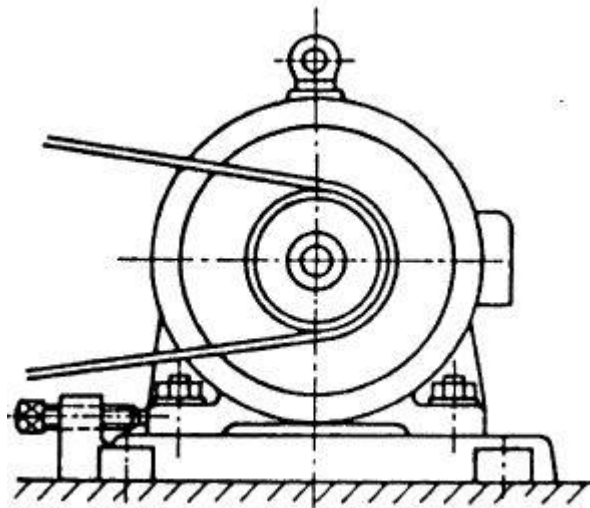


Systémy pohonu řemene patří do kategorie trakčních pohonů a přenáší točivý moment mezi hřídelemi, které od sebe mohou být odděleny. U klínových řemenů se tangenciální síla mezi řemenicí a řemenem přenáší třecím spojem. Požadovaná jmenovitá síla pro dosažení třecího spojení je vytvořena napětím statického pásu. Požadované napětí řemene je v přímém vztahu s přenášeným točivým momentem a působí jako přídavné zatížení na všechna ložiska a hřídele. [7] [8]

### 4.3 Napínání řemene

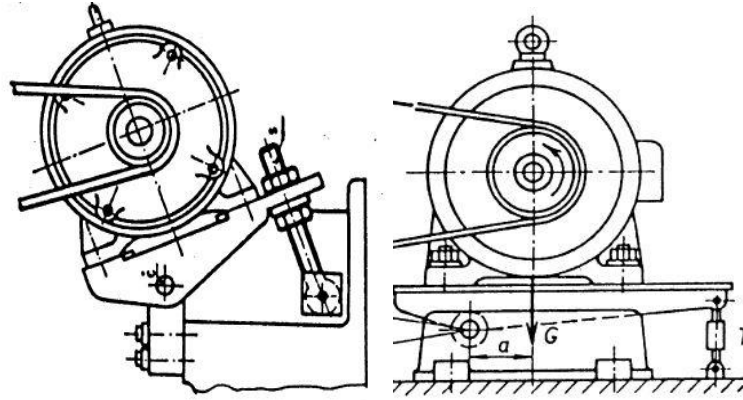
Pro správnou funkci řemenového převodu je nutné dosáhnout správného předpětí řemene. Předpětí je možné dosáhnout následujícími způsoby:

- Zvětšením osové vzdálenosti řemenic posuvem
  - Pomocí horizontálně orientovaných šroubů dosáhneme posunutí např. hnacího zařízení, tím dojde ke zvětšení osové vzdálenosti a požadovanému zvýšení předpětí v řemenu. [9]



Obr. 8: Napínání posunutím [9]

- Zvětšením osové vzdálenosti řemenic naklopením
  - V tomto případě se využívá hmotnosti hnacího nebo hnaného zařízení. U jednoho ze zařízení se provede excentrické uložení na čep. Naklopení je možné provádět pomocí šroubu nebo pomocí pružného členu, který funguje zároveň jako tlumič vznikajících rázů. [9]



*Obr. 9: Napínání naklopením (vlevo) napínání naklopením vlastní vahou (vpravo) [9]*

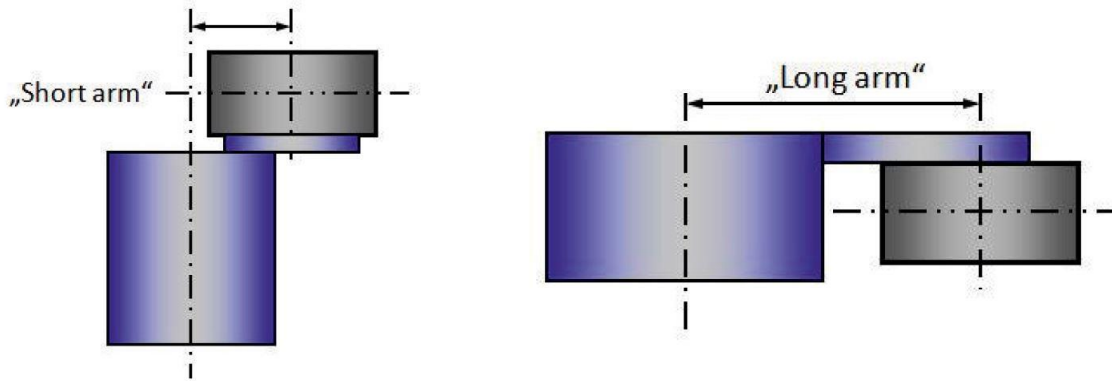
- Napínací kladkou
  - Napínací kladka může fungovat na gravitačním principu, kdy je do řemene přitlačována pomocí závaží nebo může být přitlačována pomocí pružin. Napínací kladky využívající napínání pomocí pružin, jsou nejosofistikovanějším řešením k udržování správného předpětí v řemeni. Jedná se o téměř bezúdržbové řešení, které může podstatně zvýšit životnost řemenového převodu. [9]

## 5 Napínáky řemene vyráběné společnostmi Mubea

Poškození klínového řemene patřilo mezi nejčastější poruchy vozidla. Původní klínový řemen byl obvykle staticky napínán, aby přenášel požadovaný točivý moment z řemenice klikového hřídele na agregáty příslušenství. Nízké předpětí vede k prokluzu klínového řemene, přispívá k předčasnému opotřebení řemene a často vyvolávalo pískání řemene. Naopak vysoké předpětí negativně ovlivňuje opotřebení řemene, opotřebení ložisek agregátů příslušenství a vodících kladek. [4] [7]

V minulosti se poháněla jednotlivá příslušenství pomocí individuálních kratších řemenů. V průběhu let se zmenšoval motorový prostor a bylo potřeba pohánět všechny agregáty pomocí jednoho řemene. To mělo za následek zvýšené požadavky na vlastnosti řemene a jeho napínání za různých podmínek. V této chvíli už byla nutnost využít systém automatického napínání řemene. Automatické systémy napínání řemenů mají dvě hlavní funkce - napínání a tlumení. Funkce napínání se obvykle provádí vinutou pružinou. Funkce tlumení vibrací se dosahuje pomocí třecích prvků nebo hydraulických tlumičů. Při neustálé kontrole napětí lze značně zvýšit životnost řemene, ložisek i hřídelů. Napínáky řemene lze rozdělit na mechanické a hydraulické. [7]

Konstrukce systémů napínáku řemene je primárně omezena zástavbovým prostorem. Z toho důvodu je potřeba vyrábět různé typy napínáků s ohledem na zástavbový prostor. Základním rozdělením je napínák s krátkým a dlouhým ramenem. Napínáky s dlouhým ramenem se používají v případech, kdy může být pružina a tlumící element umístěn ve stejné rovině jako kladka s řemenem. Systémy s krátkým ramenem se používají v případech, kdy je potřeba umístit pružinu a tlumící element pod kladku s řemenem viz obrázek 10. [7]



Obr. 10: Provedení „short arm“ a „long arm“ [7]

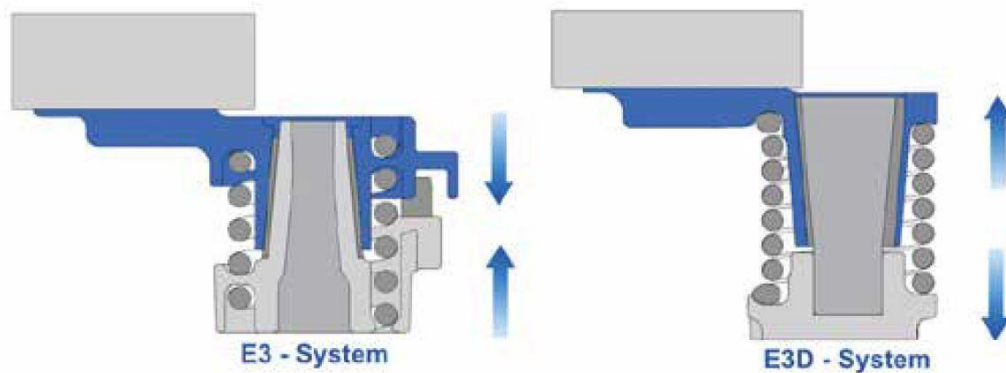
## 5.1 Kuželové napínáky řemene (E3, E3D)

Systémy E3 a E3D s kuželovými pouzdry jsou charakteristické svou robustností, spolehlivostí, jednoduchostí a nízkou cenou. Tyto systémy obsahují nejmenší množství jednotlivých komponent, a jsou proto velmi efektivní. Řez oběma systémy je na obrázku 11. [7]

Redukce komponent je dosaženo kombinací více funkcí v jedné součásti. Například pružina, která vytváří požadovanou torzní tuhost, se používá také k vytvoření axiální síly potřebné pro tlumení vibrací řemene a dále působí také jako spojovací prvek mezi pouzdem napínáku a ramenem. Kuželové pouzdro kombinuje funkce hlavního ložiska a tlumícího prvku. [7]

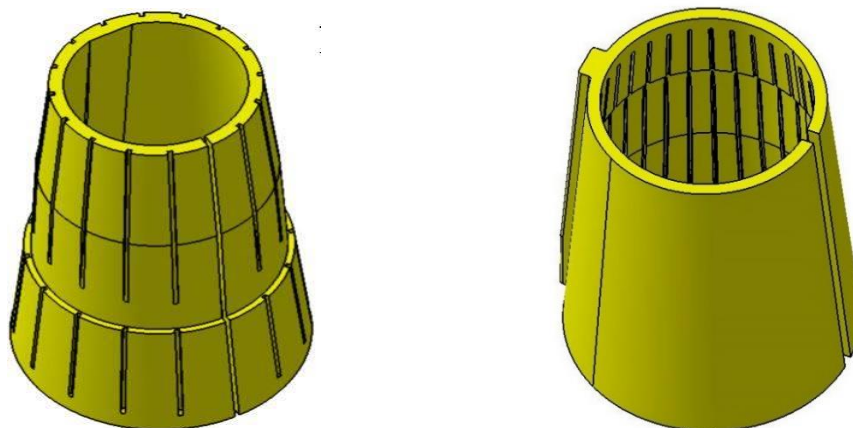
Rozdíl mezi systémy E3 a E3D spočívá primárně ve směru axiální síly a materiálů používaných k výrobě tlumícího členu. Systém E3 využívá tažnou vinutou pružinu pro vytvoření požadované axiální síly. Konce pružiny jsou navinuty podobně jako vývrtka a jsou zašroubovány do pružinových kanálů ramena a pouzdra napínáku. Přišroubováním do hliníkových částí se pružina roztáhne na předem stanovenou délku. Poměrem axiální tuhosti a natažení pružiny je vytvořena axiální síla pružiny, která drží rameno napínáku. Třecí povrch ramena napínáku je tažen proti kuželovému pouzdru, což vytváří třecí sílu mezi ramenem napínáku a pouzdem. [7]

U systému E3D se vinutá pružina během sestavování tlačí a vytvoří tak tlakovou sílu v axiálním směru. V sestaveném stavu síla pružiny tlačí rameno napínáku s kuželovitým pouzdem proti kuželové ocelové hřídeli, která je pevně spojena s pouzdem napínáku. Použitím kompresní pružiny lze vytvořit vyšší axiální síly než u systému E3, což umožňuje vytváření vyšších hodnot tření / tlumení. [7]



Obr. 11: Řez kuželovými systémy napínáků řemene [7]

Jako třecí element u tohoto typu napínáku je používán plastový tenkostěnný kužel. Kužel má po svém obvodu rozmístěné drážky pro rozvod tuku. Drážky jsou rozmístěny vně u systému E3 a uvnitř třecího u systému E3D viz obrázek 12.

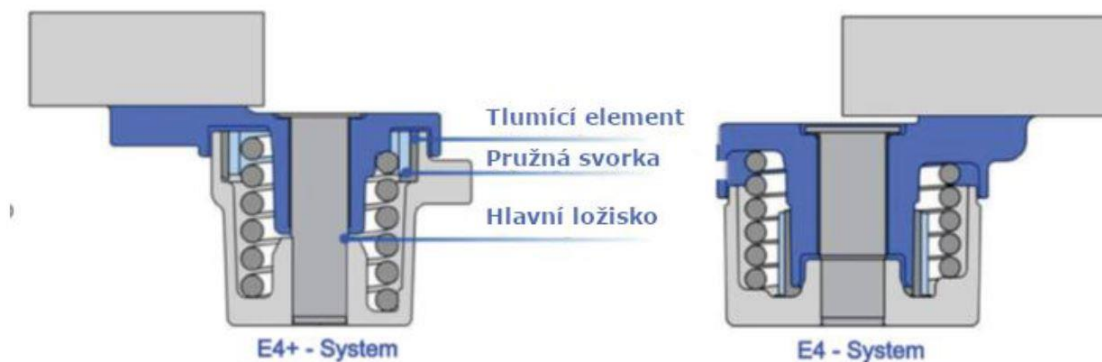


Obr. 12: Třecí element systému E3 (vlevo) a E3D (vpravo) [10]

## 5.2 Válcové napínáky řemene

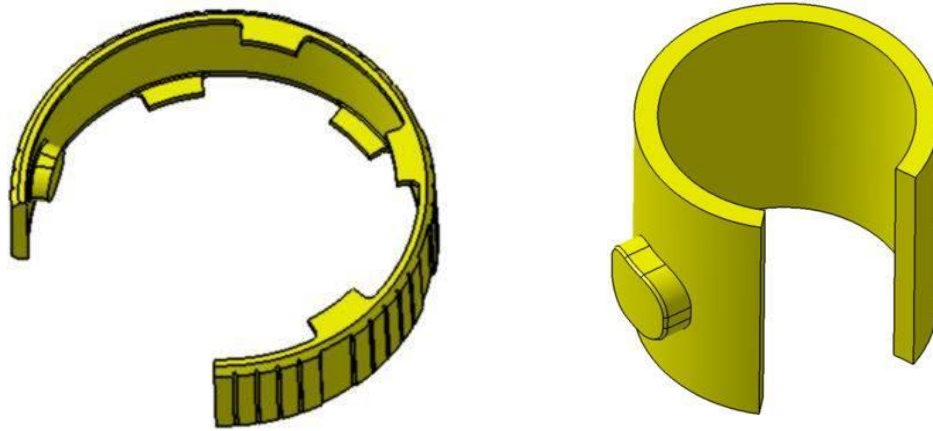
Pro válcové systémy napínáků řemene jsou typické oddělené funkce hlavního ložiska a tlumení. Hlavní ložisko je vyrobeno z ocele (otočný hřídel), který je spojen s otočným pouzdem z PTFE. Systémy válcových napínáků se liší především tím, jak je vyvíjeno tlumení a jaké hodnoty tlumení lze dosáhnout. V systémech se k vytvoření tlumícího mechanismu používají radiální tlumící prvky vyrobené ze speciálních plastů v kombinaci s tlumící objímkou. Řez oběma systémy je na obrázku 13. [7]

V systému E4 je tlumící jednotka navržena tak, aby radiální tlumící prvek dosedal na části válcového prvku ramene napínáku. Předepjatá tlumící objímka, která je obepnutá kolem tlumícího prvku vytváří radiální sílu potřebnou k dosažení požadovaného tlumení. Systém tlumení je v tomto případě oddělen od vinuté pružiny. Tím se eliminují nežádoucí vnitřní rotace a sníží se hluk vydávaný napínákem řemene. [7]



Obr. 13: Řez válcovými systémy napínáků řemene [7]

U tohoto systému se používají dva druhy tlumících elementů. U systému E4+ se používá plastová svorka o výšce několika milimetrů. Po obvodu svorky jsou rozmístěny třecí drážky pro rozvod tuku. U systému E4 se také používá plastová svorka, ale přibližně s dvojnásobnou výškou. U tohoto řešení nejsou po obvodu umístěné třecí drážky.

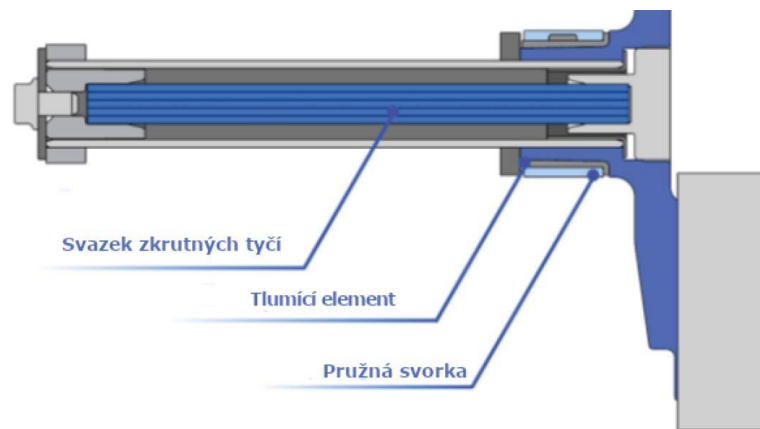


Obr. 14: Tlumící element systému E4+ (vlevo) a E4 (vpravo) [10]

### 5.3 Torzní napínáky řemene

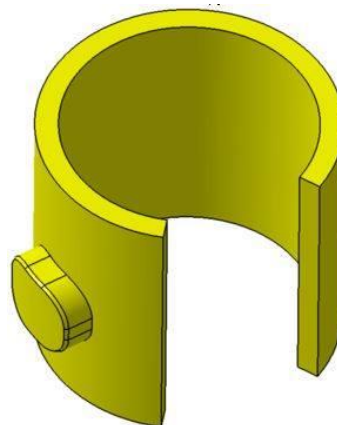
Na rozdíl od konvenčních typů napínáku řemene, které vytváří moment pomocí vinuté pružiny, torzní systém napínáku využívá svazek šestihranných tyčí pro vytvoření potřebného momentu, viz obrázek 15. Svazek tyčí se při namáhání chová jako torzní tyč.

[7]



Obr. 15: Řez torzním napínákem řemene [7]

V tomto případě zajišťuje tlumení vibrací řemene podobná svorka jako u systému E4 viz obrázek 16.



Obr. 16: Tlumící element torzního napínáku řemene [10]



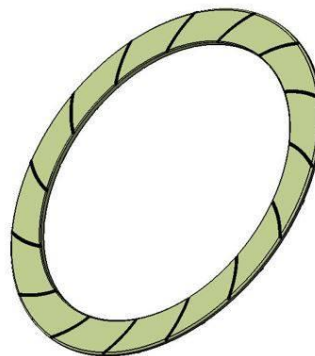
## 5.4 Napínáky řemene připevněné k alternátoru

Tento systém umožňuje výraznou úsporu prostoru. Systém napínání řemene se připojí přímo na čelo generátoru. Díky tomu se výrazně zjednoduší uspořádání řemenového pohonu. Při využití této konstrukce se rameno napínáku otáčí kolem osy řemenice generátoru. [7]



*Obr. 17: Napínák řemene připevněný na alternátor [7]*

U tohoto řešení se používají axiální třecí elementy. Jedná se o plastové kroužky umístěné na obvodu napínáku řemene viz obrázek 18.



*Obr. 18: Axiální třecí element [10]*

## 5.5 Dvoukladkové napínáky řemene

Jedná se o speciální typ napínáku, který se montuje na alternátor a otáčí se kolem jeho osy bez definovaných dorazů. Byl vyvinut pro Mild Hybrid vozidla. Jedná se o vozidla, která jsou schopna rekuperovat brzdovou energii a následně ji využít při akceleraci nebo startu. Při klasickém startu motoru se roztočí řemenice klikového hřídele a uvolněná část řemene vznikne za ní ve směru pohybu řemene. Na tomto místě je u konvenčních vozidel umístěn napínák řemene. Pokud ale dojde ke startu pomocí generátoru, vzniká volná část řemene za alternátorem. Právě pro tento případ byl vyvinut dvoukladkový napínák řemene, protože dokáže napínat dvě oblasti řemene bez použití druhého napínáku řemene. Stejně jako u napínáku jsou u tohoto řešení používány axiální ložiskové kruhy. [7]



*Obr. 19: Dvoukladkový napínák řemene [7]*

## 6 Tribologie

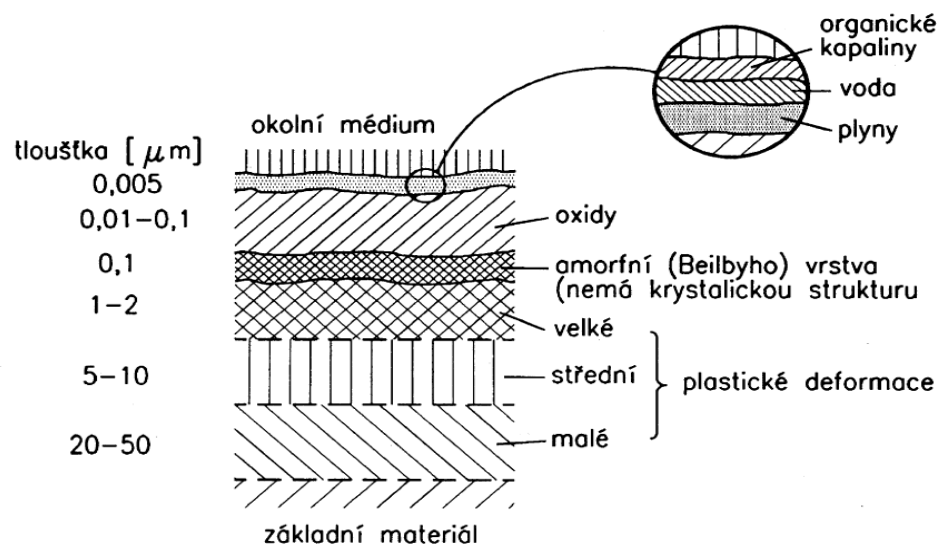
Tribologie je nauka zabývající se chováním dotýkajících se povrchů při vzájemném pohybu. Zahrnuje studium principů tření, mazání a opotřebení. Pohyby mohou být různého druhu např. valivý, rotační, kmitavý nebo kluzný. Může být prováděno více pohybů najednou. Ke tření může docházet mezi různými povrchy např. pevný povrch na pevný povrch, ale i mezi pevným povrchem a kapalinou nebo plynem. Tření využíváme k přenosu pohybu, práce nebo brždění. [11] [12]

Tření můžeme rozdělit:

- a) Tření suché
- b) Tření s tuhým mazivem
- c) Tření s kapalným nebo plastickým mazivem
- d) Tření s mezivrstvou plynu

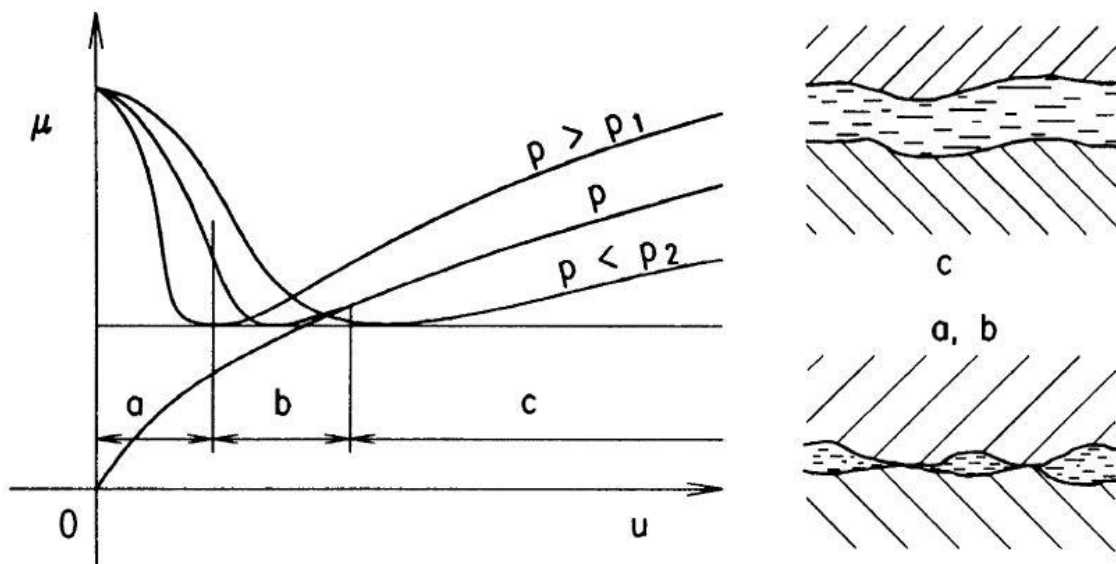
V běžných podmínkách nejsou nikdy dva styčné povrchy zcela čisté. V povrchových vrstvách jsou plyny, vlhkost nebo oxidy. Tyto látky přímo ovlivňují třecí vlastnosti povrchů.

Na obrázku 20 je znázorněn řez obráběným povrchem. [13]



Obr. 20: Řez povrchovými vrstvami [13]

Ke kapalinovému tření dochází v případě, že jsou oba povrchy od sebe zcela odděleny souvislou vrstvou maziva. Při kapalném tření prakticky nedochází k opotřebením povrchů, proto je snaha při konstrukci tribologických kontaktů dosáhnout tohoto tření. Podobné charakteristiky vykazuje i plynné tření. V praxi dochází i při těchto druzích tření ke vzájemným dotekům nerovností těles. V tomto případě dochází ke smíšenému tření. Dále lze vymezit mezní tření, kdy mezi dvěma třecími povrchy je kapalná vrstva se šířkou pouze několik molekul a mazivo má vysokou přilnavost k povrchu. Při tření závisí také na relativní rychlosti třecích ploch vůči sobě. Při vyšších rychlostech třecích povrchů může nastávat pouze kapalinové tření, přestože při nižších rychlostech nebo v klidu se povrchy přímo dotýkají. Závislost součinitele tření na rychlosti vyjadřují Stribeckovy křivky viz Obr. 21: Stribeckova křivka a) mezní tření, b) smíšené tření, c) kapaliné tření V grafu jsou rozdělené oblasti mezního, smíšeného a kapaliného tření, tlak v mazivu je označen písmenem  $p$ . [13]



Obr. 21: Stribeckova křivka a) mezní tření, b) smíšené tření, c) kapaliné tření [13]

## 6.1 Druhy opotřebení

Opotřebení představuje trvalý úbytek materiálu z povrchu tuhých těles při vzájemném pohybu. Na povrchu těles dochází k pružné i plastické deformaci nerovností povrchu, porušení povrchových vrstev a vzniku mikrosvarů. [13]

Opotřebení se rozděluje na základní druhy:

- a) Adhezivní
- b) Abrazivní
- c) Erozivní
- d) Kavitační
- e) Únavové
- f) Vibrační

K adhezivnímu opotřebení dochází při dotyku dvou těles, kdy je následně přenášen materiál z jednoho tělesa na druhé a naopak. Dochází k poškozování povrchu, povrchových vrstev a ke vzniku mikrosvarů. V krajních případech adhezivní opotřebení může docházet k zadírání. [13]

Abrazivní opotřebení je způsobeno rozrýváním povrchu měkčího tělesa tvrdším tělesem. Toto opotřebení nastává například v případě, kdy se z povrchu začnou uvolňovat částice nebo jsou obsaženy v okolním prostředí a vniknou do tribologického spoje, způsobí rýhy do povrchů nebo se do povrchu zamáčkou a abrazivně působí na protější těleso. [13]

Erozivní opotřebení je způsobeno částicemi, které jsou nesený kapalinou nebo plynem nebo samotnými kapalinami. [13]

Kavitační opotřebení vzniká v místě zanikání kavitačních bublin v kapalině. Bubliny kapaliny vznikají v místech, kde její tlak poklesne pod tlak nasycených par při dané teplotě. Bubliny jsou vyplněné parami a při zániku způsobují hydrodynamické rázy, které poškozují povrch. [13]

Při únavovém opotřebením dochází ke vzniku trhlinek, které se postupem času rozšiřují a spojují se s dalšími, až se začnou z povrchu uvolňovat částice nebo povrch popraská. [13]

Vibrační opotřebením vzniká v případech, kdy zároveň s normálovým zatížením vstupují do procesu i tečné posuvy s malou amplitudou a dochází k tečným pružným deformacím. Vibračním opotřebením může docházet ke vzniku malých částic, které připomínají částice uvolněné ze zoxidovaných povrchů a mohou poškozovat i velmi tvrdé povrchy. [13] [14]

V praxi se můžeme setkat s kombinacemi několika typů opotřebením. Častý jev je, že vznik jednoho druhu opotřebením vyvolá vznik dalších. [13] [14]

## 6.2 Maziva

Maziva jsou používána mezi funkčními plochami tribologického systému pro snížení koeficientu tření a pro snížení opotřebením. Musí vytvořit souvislou mazací vrstvu s dobrou přilnavostí a malým vnitřním třením, musí být chemicky odolná a chemicky neutrální ke třecím povrchům. [15]

Rozdělení maziv:

- a) Kapalná
- b) Plastická
- c) Tuhá
- d) Plynná

Kapalná maziva jsou nejrozšířenějším druhem maziv, slouží také k odvodu tepla. Jako kapalná maziva se používají chemicky jednoznačné látky (voda, glycerin), homogenní směsi (rostlinné, minerální, syntetické mazací oleje) a kapalné disperze (emulze – minerální olej ve vodě, suspenze – pevné látky v kapalině). [15]

Plastická maziva používají se u kluzných i valivých uložení, kde není vhodné použít kapalná maziva. Skládají se ze základového oleje, zpevňovací látky a aditiv. Základové oleje jsou většinou standardní kapalná oleje, které lze použít i samostatně jako kapalná maziva. Také aditiva se používají stejně jako u běžných olejů, hlavně na ochranu proti vysokému tlaku,

opotřebení a pro ochranu proti korozi. Zpevňovací látky vytvoří v mazivu mřížkovou strukturu, která je vyplněna olejem. Přidáním zpevňovací látky přestane být olej kapalný. Důležitým úkolem plastických maziv je zajistit dobré třecí podmínky, vytvořením vrstvy na povrchu jsou schopné udržet požadované vlastnosti i v případě smíšeného a mezního tření. Jako zpevňovací látky jsou používány především kovová mýdla (mýdla na bázi lithia, sodíku, hliníku), dále se používají komplexní mýdla (kovové soli ve směsi s kovovým mýdlem stejného kovu) a také gely, betonity a polyurethany. [13] [15]

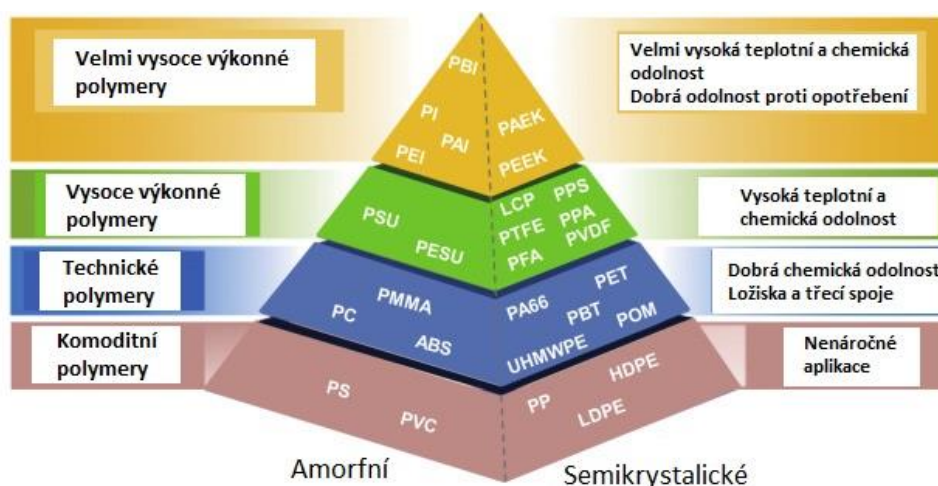
Tuhá maziva se používají v případech, kdy kapalná a plastická maziva svými vlastnostmi nedostačují. Často se jedná o mazání za vysokých tlaků, teplot nebo ve velmi prašných prostředích a nedostatečné ochraně proti atmosférickým vlivům. [15]

Plynná maziva najdou využití u hřídelů s velmi vysokou rychlostí otáčení při malých zatíženích. Výhodné je také použití v prostředích s vysokou teplotou, nebezpečným zářením nebo chemickou agresivitou. Využití najde také u čerpadel a kompresorů, kdy k mazání je použito přepravované medium. [13] [15]

### 6.3 Kompozitní materiály v tribologii

Polymerní a kompozitní materiály stále častěji nahrazují kovové materiály. Jejich výroba se provádí jednoduše pomocí vstřikování nebo odlévání. Získané komponenty jsou lehčí, levnější a odolnější vůči korozi. Z těchto důvodů jsou polymerní materiály na vzestupu a snaha o jejich využití v různých aplikacích se zvyšuje. [11]

Rozsah dostupných druhů polymerů vhodných pro různé provozní podmínky, teploty a opotřebení je rozsáhlý. Rozdělení polymerů můžeme vidět v pyramidě na obrázku 22.



Obr. 22: Rozdělení polymerů [11]

- Komoditní polymery jako polystyren (PS), polyvinylchlorid (PVC) apod. jsou materiály s nízkou pevností v tahu (max 20 MPa) a nízkou teplotní odolností (do 100 °C). Tyto materiály jsou také levné. [11]
- Technické polymery jako polyamidy (PA66) a polyestery (PET) mají vyšší pevnosti (75 MPa) a teplotní rozsah do 120 °C. [11]
- Vysoce a velmi vysoce výkonné polymery mají celkově vyšší úroveň fyzikálních vlastností. Mají velmi vysoký bod tání a velmi vysoké pevnosti. Patří sem například polyaramidy (např. Kevlar), který má pevnost 100 MPa a teploty použití až do 250°C. [11]

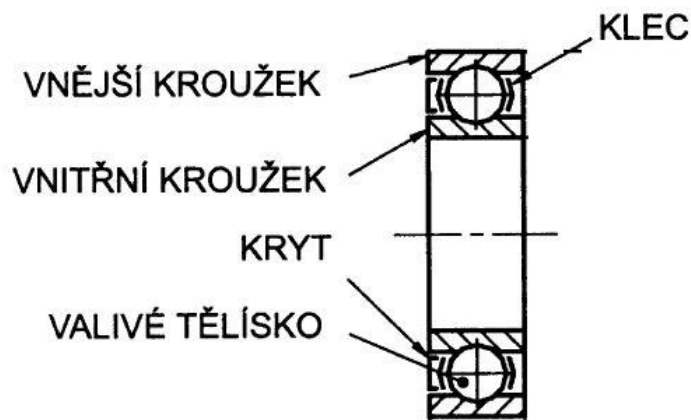


## 7 Ložiska

Ložiska můžeme rozdělit podle druhu tření mezi stykovými plochami na kluzná a valivá. Dále je možné rozdělení podle výsledného směru dominantní zatěžující síly na radiální a axiální ložiska. [16]

### 7.1 Valivá ložiska

Valivá ložiska jsou rozšířenější než kluzná ložiska. Fungují na principu valivého tření tělísek různých tvarů např. koule, válec, jehla nebo soudeček. Tělíska jsou uzavřené v kleci, která je drží pohromadě. Klec vnáší do systému i smykové tření, které vzniká mezi tělísky a klecí. Výhodou oproti třecím je menší tření a větší účinnost. Ložiska mohou být kratší a tím ušetřit prostor. Jsou odolnější proti zadření, potřebují méně maziva. Umožňují vysoké otáčky hřídelí bez značného zahřívání. Naopak jsou náchylnější na rázové namáhání. Mají větší průměry a při vyšších otáčkách mohou být hlučnější. [17]



Obr. 23: Valivé ložisko [17]

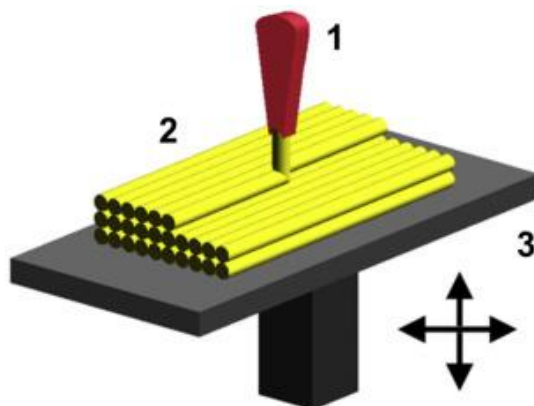
## 7.2 Kluzná ložiska

Ložiska umožňují otočné uložení čepů a hřídelí. Velikost tření je ovlivňována tlakem v ložisku, materiálem ložiska, materiálem hřídele, kvalitou povrchu, teplotou a obvodovou rychlostí. Výhodou kluzných ložisek je menší vnější průměr, klidný a tichý chod a snadná montáž i demontáž. Naopak nevýhodami jsou nutnost mazání kvalitním mazivem a nutnost přesné výroby. [16] [17]

Kluzná ložiska jsou konstruována jako pouzdra nebo pánve. Způsob uložení může být do samostatného ložiskového tělesa nebo do tělesa přímo ve strojní součásti (např. ojnice spalovacího motoru). V případě pouzdra je ložisko dutý válec, pokud se jedná o pánev, je pouzdro dělené v podélné ose. [16] [17]

## 8 3D tisk

3D tisk je přírůstková výrobní technologie. Jedná se o pravý opak obráběcích technologií, kdy se k dosažení požadovaného tvaru provádí odebrání materiálu. Tiskárna provádí výrobu 3D objektů na základě modelu z digitálního souboru. Model je nařezán speciálním softwarem na 2D vrstvy, které jsou seskládány pomocí příkazů ve strojovém jazyce nazývaném G-code, aby jejich spojením vznikl požadovaný tvar. Materiály i technologie používané při 3D tisku jsou různé. V dnešní době je nejrozšířenějším tisk prováděným natavováním tenkého plastového vlákna, které je pomocí trysky vrstveny na sebe viz obrázek 24. Používají se, ale také technologie, kdy je materiál vrstven pomocí natavování přesným laserem. K tisknutým materiálům už nepatří jen plasty, tisknou se také kovové součásti. [18]



Obr. 24: Schéma 3D tisku, (1) extrudér, (2) jednotlivé vrstvy tisknuté součásti, (3) pohyblivá tisková plocha [11]

Tisk pomocí natavování tenkého vlákna do vrstev má výhody z hlediska eliminace potřeby drahých nástrojů a forem pro výrobu součástí. Z tiskových technologií je také nejlevnější a na zpracování nejméně náročný. Tisk probíhá tak, že plastová vlákna jsou přivedena do extrudéru, který je zahřátý na tavicí teplotu přiváděného materiálu. Natavený materiál prochází skrz trysku, která je řízena počítačem a vrství materiál a tím vytváří definovaný tvar. Výsledná vytisknutá součást je trojrozměrný objekt s vertikálně naskládanými vrstvami sestávajících z přilehlých vláken materiálu a vzduchových mezer. Spojení mezi vlákny se uskutečňuje pomocí difúzního svařování. Při vytlačování z trysky se materiál

ochlazuje z teploty skelného přechodu na teplotu okolí, což má za následek vznik vnitřních pnutí v důsledku nerovnoměrné rychlosti nanášení. Tento jev výrazně ovlivňuje pevnost vytisknutých součástí. [11]

3D tisk je velmi rychle se rozvíjejícím odvětvím, které se neustále zlepšuje a jeho výhody jsou stále větší, ale oproti klasické výrobě se potýká i s problémy.

Výhody:

- Možnost tisknout velmi složité geometrie
    - Na rozdíl od konvenční výroby, nepředstavuje pro 3D tisk žádný problém.
  - Nízké počáteční náklady
    - Při konvenční výrobě musí být unikátní forma pro každý výrobek. Tyto formy rapidně zvyšují cenu každého výrobku, a aby se výroba vůbec vyplatila, musí se každá geometrie vyrábět ve velkých sériích. Oproti tomu 3D tisk umožňuje tisknout jakýkoliv tvar pouze v závislosti na použitém materiálu.
  - Snadné přizpůsobení každé části
    - Při 3D tisku není zapotřebí změna jakéhokoliv postupu při změně geometrie součásti. Stačí pouze předělat 3D model a součást lze vytisknout s novými parametry.
  - Nízké náklady na prototypy
    - 3D tiskárny představují ideální nástroj pro vytváření prototypů a značně urychlují proces návrhu součástí.
  - Materiály se širokou škálou vlastností
    - K tisku jsou v dnešní době používány hlavně plasty. Ty nabízí celé množství vlastností jako například vysoká tepelná odolnost, vysoká pevnost, vysoká tuhost nebo biokompatibilita. Dalšími možnostmi jak dosáhnout dalších vlastností je použití kompozitních materiálů. Jako plniva se používají například kovové, keramické, dřevěné nebo karbonové částice, které jsou přidány do polymerů.
- [18]

Nevýhody:

- Nižší pevnost a vlastnosti anizotropního materiálu
  - Vytisknuté součásti nemají tak dobré fyzikální vlastnosti jako konvenčně vyráběné součásti, protože jsou vyráběny po vrstvách, a ne jako objemový materiál. V jednom směru jsou slabší a křehčí o 10 až 50 %.
- Dlouhá doba tisku
  - Při velkosériové výrobě nejsou 3D tiskárny konkurenceschopné, protože vysoké pořizovací náklady při konvenční výrobě jsou vykompenzovány rychlostí výroby.
- Limitovaná přesnost
  - Přesnost vytisknutých dílů závisí na geometrii součásti a na kalibraci tiskárny. Tolerance se pohybují od  $\pm 0,01$  do  $\pm 0,5$  mm.
- Následné zpracování a odstranění podpěr
  - Ve většině případů je potřeba odebrat podpory, které slouží k tomu, aby se konstrukce nezhroutila při tisku. Podpory zanechávají v místě jejich použití poškozené povrchy součásti. Tyto poškozené oblasti vyžadují další výrobní operace, aby došlo k jejich odstranění. [18]

## 8.1 Aplikace 3D tisku

- Letectví a kosmonautika
  - Díly, které byly dříve z desítek součástek, se dnes mohou vytisknout jako jeden celek. Tím se sníží hmotnost a zkrátí se výroba. Lze také vytvářet komplexnější tvary.
- Automobilový průmysl
  - Zde 3D tisk najde uplatnění při vytváření prototypů. Dalším využitím je tisk přípravků pro testování součástí.
- Robotika
  - Tisk speciálních jednorázových dílů pro vývoj nových robotických mechanismů.

- Průmyslové nástroje
  - Používá se k výrobě nízkotlakých vstřikovacích forem, které oproti konvenčním formám jsou schopné vyrobit mnohonásobně méně součástí, ale svou nízkou cenou jsou k tomuto použití výhodnější.
- Zdravotnictví
  - Zdravotnické potřeby a protézy je potřeba často vyrábět přímo na míru pacientovi. 3D tisk přinesl v tomto odvětví velké usnadnění a je také velmi využíván. Například naslouchátka se dříve musela přizpůsobovat pro pacientovo ucho ruční výrobou, dnes už stačí získat 3D model naskenováním pacientova ucha a naslouchátko vytisknout.
- Design
  - Snadná přizpůsobitelnost nových designů. Oproti výrobě konvenčních designových prototypů jsou vytisknuté mnohem kvalitnější. [18]

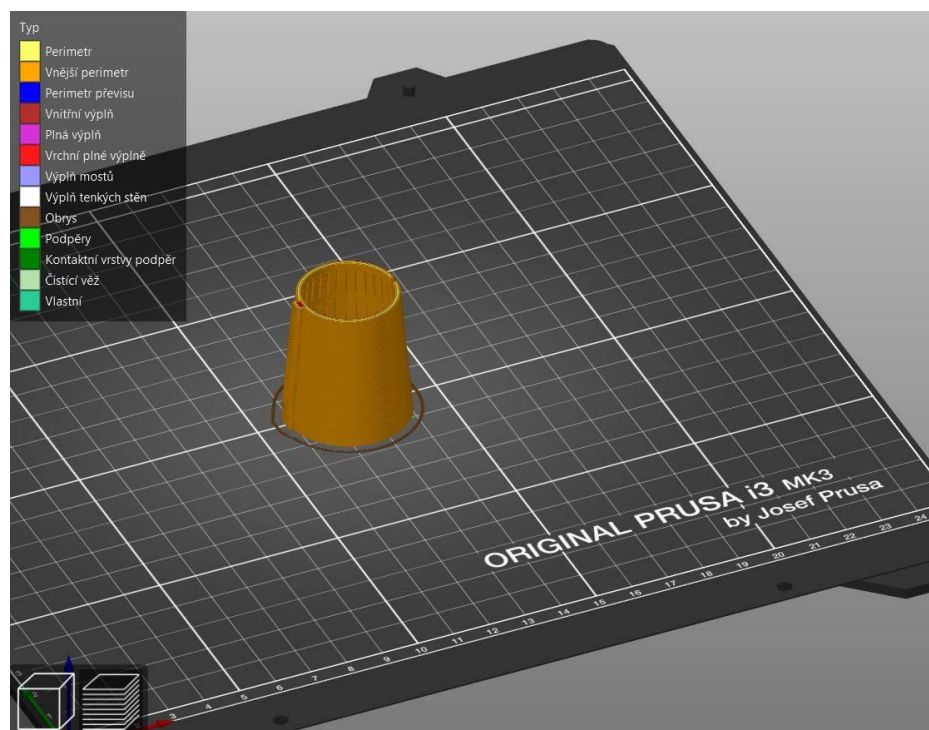
## 8.2 Tisk třecích komponentů

Tisk probíhal na 3D tiskárně PRUSA I3 MK3S od firmy PRUSA RESEARCH. Jedná se o tiskárnu s tryskou o průměru 0,4 mm. Tisková rychlost je přes 200 mm/s a výška vrstvy je od 0,05 mm. [19]



Obr. 25: 3D tiskárna MK3S [19]

Nastavení tisku bylo provedeno v programu Slicer, který je poskytován přímo od výrobce tiskárny. Tisk elementů byl prováděn z ABS tiskové struny, bez podpěr a s tloušťkou vrstvy 0,1 mm. Tloušťka 0,1 mm byla zvolena s ohledem na kvalitu a rychlost výroby. Další snižování tloušťky vrstvy nemělo výrazný vliv na kvalitu. Pro první vrstvu byla snížena teplota extruderu na 250 °C a teplota tiskové plochy na 100 °C. Pro ostatní vrstvy byla teplota extruderu 255 °C a podložky 110 °C.



Obr. 26: Model třecího elementu připravený k tisku

## 9 Návrh nové geometrie

Základním prvkem pro správnou funkci ložiska je vytvoření souvislého filmu maziva. Musí mít vhodné vlastnosti, ze kterých je nejdůležitější viskozita. Viskozita má hlavní vliv na mazání ložiska a tím i jeho trvanlivost. Dalším důležitým prvkem je rozvod maziva po celé ploše ložiska. Toho se dosahuje pomocí mikro nebo makro drážek v ložisku.

Práce se zabývá optimalizací geometrie pomocí makro drážek, které mají za úkol lepší rozvádění tuku po obvodu ložiska. Tento druh tvarování povrchu může mít přímý vliv na zlepšení třecího momentu a rovnoměrného rozložení teplot. Dalším důvodem vytvoření drážek je také ochrana povrchu, protože drážky mohou sloužit k zachycení škodlivých částic kontaminujících mazivo a stykové plochy.

Výsledkem prací na návrhu nové geometrie je analýza několika druhů drážek s různým tvarem a geometrií. Při testování byla zkoumána velikost třecího momentu a zároveň velikost koeficientu tření.

### 9.1 Drážky

Pro testování bylo navrženo několik typů drážek. První návrh spočívá ve zdvojnásobení počtu původních drážek. To by mělo pomoci lepšímu rozvádění maziva po obvodu třecího elementu a v případech, kdy dochází k malým kmitům například při stálé jízdě. Problémem u tohoto řešení může být příliš malá třecí plocha. Další návrh spočívá v rozšíření drážek z původních 0,5 mm na 0,7 mm. Opět by mělo docházet k lepšímu rozvádění maziva. Problémem by mohla být potřeba většího objemu maziva do třecí dvojice. Další dva mají zcela novou geometrii. Jedná se o kruhové a kosočtvercové drážky. U obou typů jsou jednotlivé tvary umísťovány střídavě pod sebe, aby byly drážky vždy po celé délce obvodu. Tento typ geometrie byl vybrán na základě již vyráběných třecích ložisek, u kterých se tyto geometrie používají.



## 10 Kontrola tlaku na tlumícím elementu

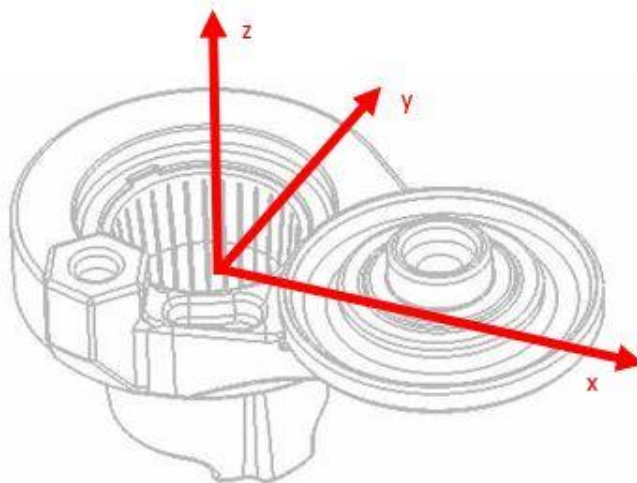
Stanovení maximálního tlaku na tlumícím elementu je důležitým úkolem kvůli zjištění životnosti třecího elementu. Stanovení maximálního tlaku bylo provedeno nejprve pomocí statického analytického modelu a poté ověřeno pomocí MKP výpočtů.

### 10.1 Tvorba analytického výpočtového modelu

Následující výpočetní model je založen na statickém mechanickém modelu napínáku řemene. Zatížení tlumícího elementu bylo uvažováno jako spojení všech zatížení působících na rameno napínáku. Jedná se o sílu od pružiny v axiálním směru a síly od řemene. Vstupní hodnoty pro výpočet jsou vypočítány nebo získány z předchozích měření a testů. V práci je uvedeno pouze naznačení výpočtu, kompletní výpočtový model je přiložen.

- **Souřadnicový systém**

Počátek souřadnicového systému je v polovině výšky a v ose symetrie třecího elementu.

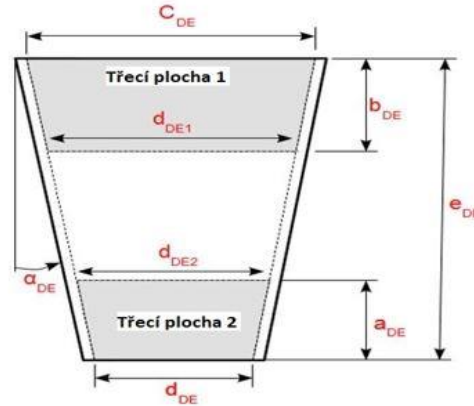


Obr. 27: Počátek souřadnicového systému

• Obsah třecích ploch

$$A_{DE_1} = \pi \cdot \frac{c_{DE} + d_{DE_1}}{2} \cdot \sqrt{b_{DE}^2 + \left(\frac{c_{DE} - d_{DE_1}}{2}\right)^2} - A_{DR} \quad (10.1)$$

$$A_{DE_2} = \pi \cdot \frac{d_{DE} + d_{DE_2}}{2} \cdot \sqrt{a_{DE}^2 + \left(\frac{d_{DE_2} - d_{DE}}{2}\right)^2} - A_{DR} \quad (10.2)$$



Obr. 28: Řez třecím elementem

• Síly a momenty v napínáku řemene

$$F_{1x} = \left| \frac{F_{1y}}{\sin(\alpha_1)} \cdot \cos(\alpha_1) \right| \quad (10.3)$$

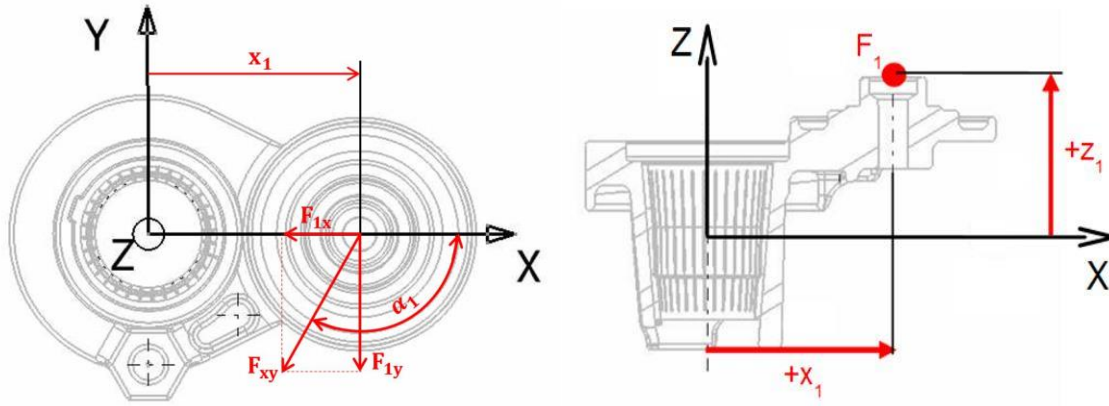
$$F_{1y} = \frac{M_{PN}}{x_1} \quad (10.4)$$

$$M_x = -F_{1y} \cdot z_1 \quad (10.5)$$

$$M_y = F_{1x} \cdot z_1 \quad (10.6)$$

$$F_{xy} = \sqrt{F_{1x}^2 + F_{1y}^2} \quad (10.7)$$

$$M_{xy} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (10.8)$$



Obr. 29: Rozložení sil na napínáku řemene

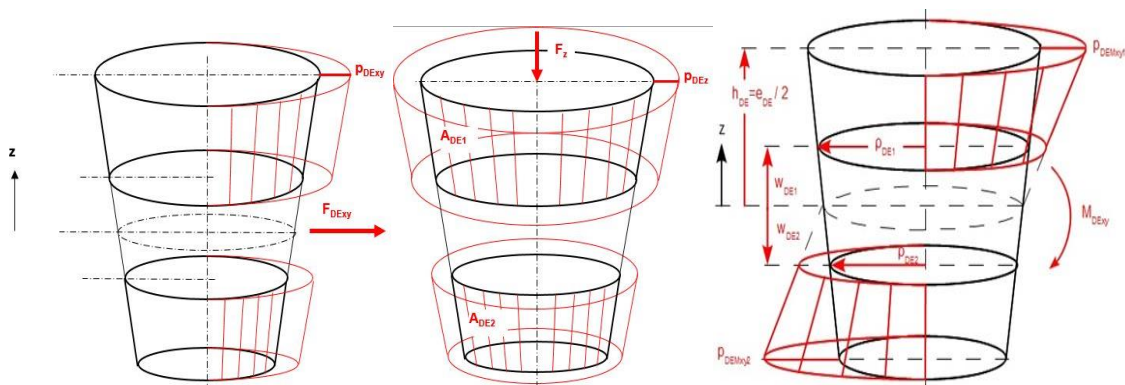
• Tlaky

$$p_{DE_{xy}} = \frac{4 \cdot |F_{DE_{xy}}|}{[d_{DE_1} \cdot b_{DE} + d_{DE_2} \cdot a_{DE} + \operatorname{tg}(\alpha_{DE}) \cdot (b_{DE}^2 - a_{DE}^2)] \cdot \pi \cdot \cos(\alpha_{DE})} \quad (10.9)$$

$$p_{DE_z} = \frac{F_z}{A_{DE} \cdot \sin(\alpha_{DE})} \quad (10.10)$$

$$p_{DE_{M_{xy1}}} = \frac{|M_{DE_{xy}}| \cdot \cos(\alpha_{DE}) \cdot h_{DE}}{\pi} \cdot \frac{1}{\frac{h_{DE}^3 - w_{DE_1}^3}{3} \cdot \rho_{DE_2} - \operatorname{tg}(\alpha_{DE}) \cdot \left( \frac{h_{DE}^4 - w_{DE_1}^4}{4} + \frac{h_{DE}^3 \cdot w_{DE_1} - w_{DE_1}^4}{3} \right)} \quad (10.11)$$

$$p_{DE_{M_{xy2}}} = \frac{|M_{DE_{xy}}| \cdot h_{DE}}{\pi \cdot \cos(\alpha_{DE})} \cdot \frac{1}{\frac{h_{DE}^3 - w_{DE_2}^3}{3} \cdot \rho_{DE_2} - \operatorname{tg}(\alpha_{DE}) \cdot \left( \frac{h_{DE}^4 - w_{DE_2}^4}{4} + \frac{h_{DE}^3 \cdot w_{DE_2} - w_{DE_2}^4}{3} \right)} \quad (10.12)$$



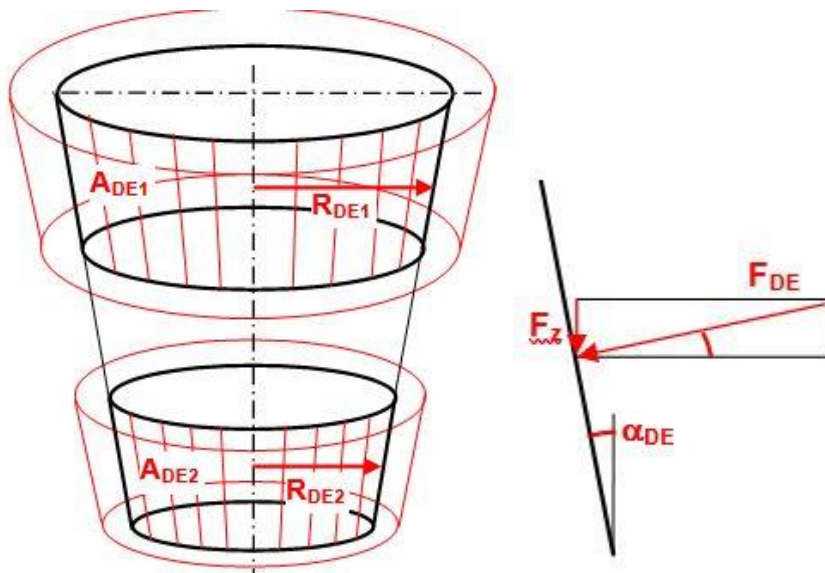
Obr. 30: Rozložení tlaků na tlumícím elementu

• Třecí moment a koeficient tření

$$M_T = \frac{F_{DEz_1}}{\sin(\alpha_{DE})} \cdot R_{DE1} \cdot \mu + \frac{F_{DEz_2}}{\sin(\alpha_{DE})} \cdot R_{DE2} \cdot \mu \quad (10.13)$$

$$M_T = F_z \cdot \mu \cdot \frac{[A_{DE1} \cdot (c_{DE} + d_{DE1}) + A_{DE2} \cdot (d_{DE2} + d_{DE})]}{4 \cdot A_{DE} \cdot \sin(\alpha_{DE})} \quad (10.14)$$

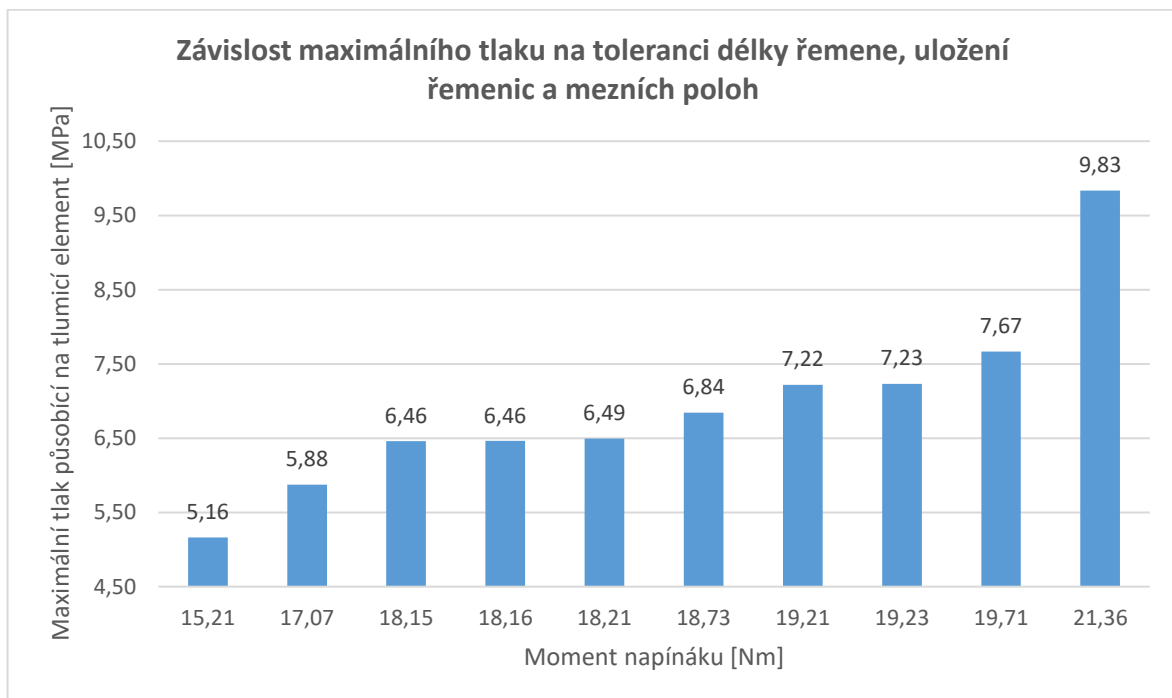
$$\mu = \frac{M_T}{F_z} \cdot \frac{4 \cdot A_{DE} \cdot \sin(\alpha_{DE})}{(A_{DE1} \cdot (c_{DE} + d_{DE1}) + A_{DE2} \cdot (d_{DE2} + d_{DE}))} \quad (10.15)$$



Obr. 31: Schéma výpočtu koeficientu tření

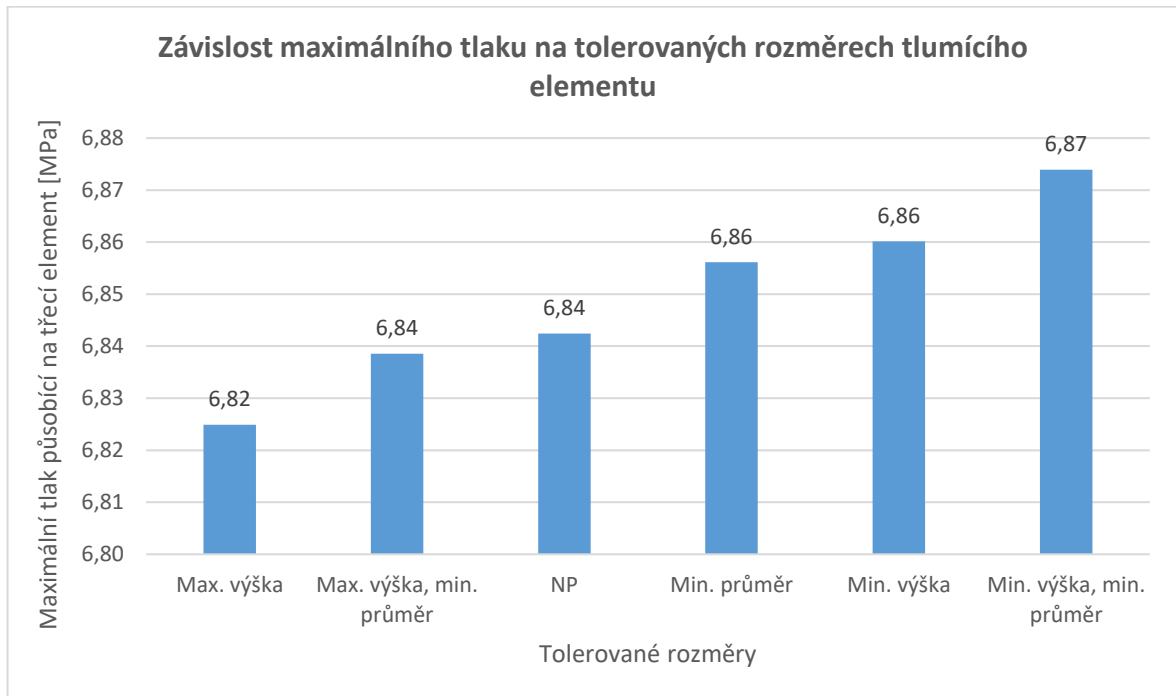
### 10.1.1 Kontrola mezních stavů

Maximální tlak na tlumícím elementu se může měnit vlivem tolerancí jednotlivých komponent. V přiložené databázi s analytickým výpočtem je kontrolováno a porovnáváno několik stavů. Prvním kontrolovaným stavem byla tolerance délky řemene. Na délku řemene má vliv několik faktorů. Mezi faktory patří tolerance délky, uložení řemenic a opotřebení řemene. Z výpočtů je patrné, že tyto tolerance mohou způsobit významný rozdíl v působícím tlaku. Při srovnání případu spodní tolerance délky řemene a uložení řemenic, které způsobí největší napnutí řemene s opačným případem, ke kterému je ještě připočítáno prodloužení řemene vlivem opotřebení, je rozdíl tlaků 23,4 %. Dále byl kontrolován případ maximálního natočení napínáku řemene. U tohoto srovnání byl rozdíl v tlacích přes 31 %. Spojením těchto dvou nepříznivých stavů vznikl rozdíl v tlacích 47,5 %. Srovnání je vidět v následujícím grafu.



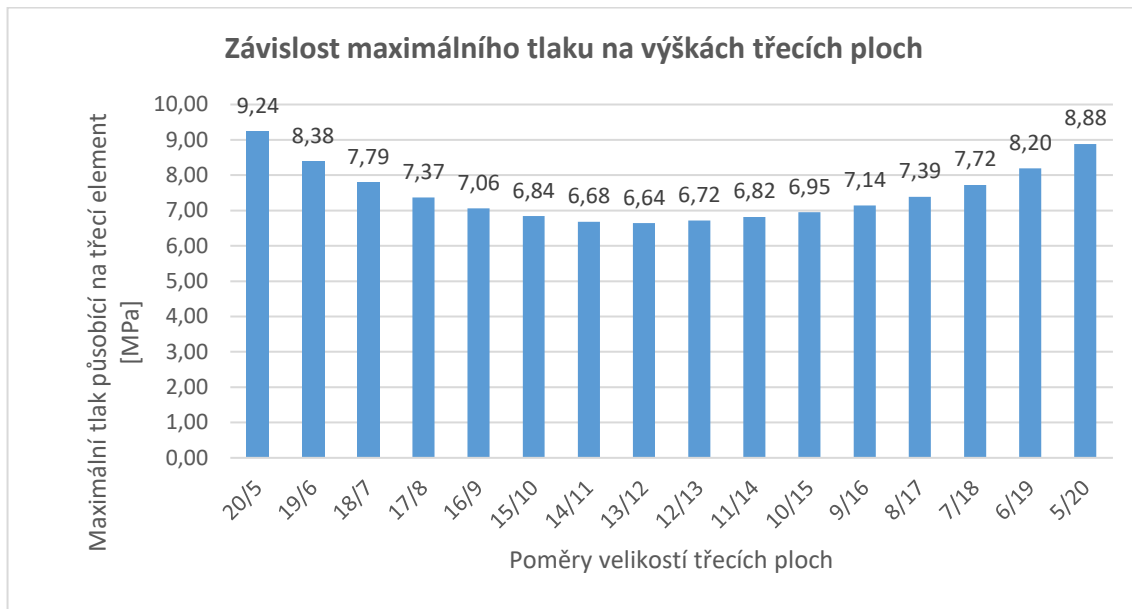
Obr. 32: Závislost maximálního tlaku na toleranci délky řemene, uložení řemenic a mezních poloh

Dalším kontrolovaným stavem byly dolní a horní tolerance rozměrů třecího elementu. Jednalo se o tolerance rozměru výšky a průměru. Tyto tolerance nezpůsobují významný rozdíl v působícím tlaku. Rozdíl činil pouze 0,7 %, viz obrázek 33.



Obr. 33: Závislost maximálního tlaku na tolerovaných rozměrech tlumícího elementu

Dále byla provedena kontrola tlaku v závislosti na poměru velikosti třecích ploch. Suma výšky třecích ploch byla 25 mm. Měnil se poměr velikosti třecí plochy 1 ke třecí ploše 2. Počáteční poměr byl 20 mm na 5 mm třecí plochy 1 na třecí ploše 2 a naopak. Poměry s menšími plochami byly vyřazeny. Důvodem bylo nemožnost jejich výroby. Rozdíl v tlacích přesahoval 28 %. Maximální tlaky u jednotlivých poměrů jsou vidět na obrázku 34.



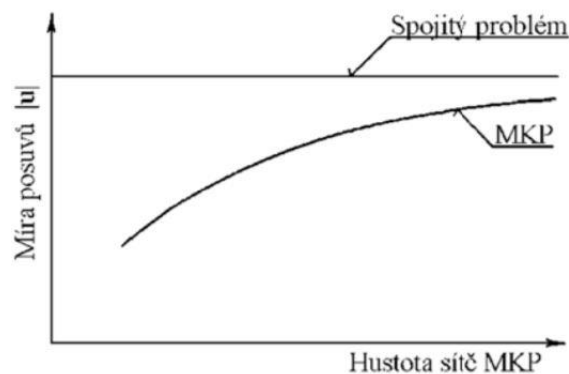
Obr. 34: Závislost maximálního tlaku na výškách třecích ploch

## 11 Tvorba výpočtového MKP modelu

Tvorba výpočtového modelu zahrnuje několik kroků. Patří mezi ně tvorba geometrického modelu, vygenerování sítě, definice požadovaných výsledků analýzy a definice vlastností modelu. Mezi vlastnosti patří materiálové vlastnosti, okrajové podmínky, zatížení modelu a geometrické parametry. [20]

Hlavním požadavkem všech numerických metod je přibližování řešení odpovídajícího spojitého problému při zhušťování sítě konečných prvků – konvergence. K dosažení kritéria konvergence je nutno dosáhnout několika podmínek:

1. Minimální požadavky spojitosti musí být splněny u aproximovaných posuvů na hranicích i uvnitř prvků.
2. Napětí i přetvoření musí zůstat nulová při posuvu prvku jako tuhého celku.
3. Stav konstantního přetvoření musí být popsatelným výpočtním prvkem. [21]



Obr. 35: Konvergence [21]

Výše uvedená kritéria jsou implementována v nástrojích pro tvorbu MKP modelů. Problém může nastat při spojování různých typů prvků v jedné úloze, kdy může dojít k porušení požadavku číslo 1 o prvkové spojitosti. V prostorové síti se mohou stýkat pouze stěny stejného tvaru. Dodržením této podmínky opět zaručíme konvergenci soustavy. [21]



## 11.1 Vytvoření modelu

Tlumič element je zatěžován silami od pružiny a od klínového řemene. Cílem výpočtu je kontrola maximálního tlaku působícího na třecí element v nominální pozici a porovnání s analytickými výpočty provedených v předchozí kapitole. Pro kontrolu tlaku byl použit program Ansys.

Pro správné fungování je nutné zvolit a vytvořit síť modelu. Na síťování stykové plochy třecího elementu a ocelového kužele byl zvolen prvek CONTA 174, který se hodí pro kontakt a posuv objemových těles. Na síťování ostatních ploch byl použit typ SOLID 187. K uložení třecího elementu byla použita vazba BONDED mezi třecím elementem a ramenem a vazba FRICTIONLESS na stykových třecích plochách elementu.

## 11.2 Zatížení modelu

Třecí element je zatěžován vinutou pružinou a také klínovým řemenem. Zatížení bylo rozděleno na čtyři určitelné síly, které mohou být zaneseny do výpočtového modelu.

$F_{xy}$  ... výsledná síla od řemene

$F_z$  ... axiální síla od pružiny

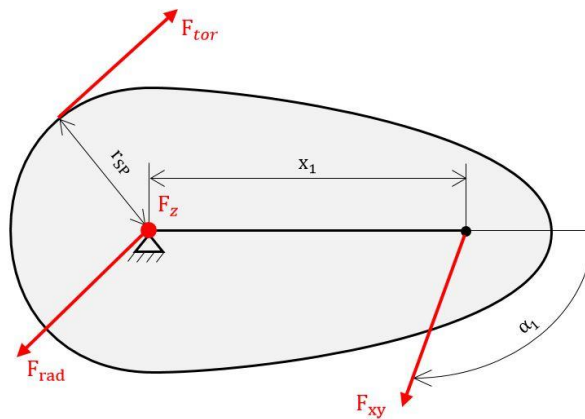
$F_{tor}$  ... torzní síla od pružiny

$F_{rad}$  ... radiální síla od pružiny

$$F_{xy} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (11.1)$$

$$F_z = k \cdot x \quad (11.2)$$

$$F_{rad} = F_{tor} = \frac{M_{PN}}{r_{SP}} \quad (11.3)$$



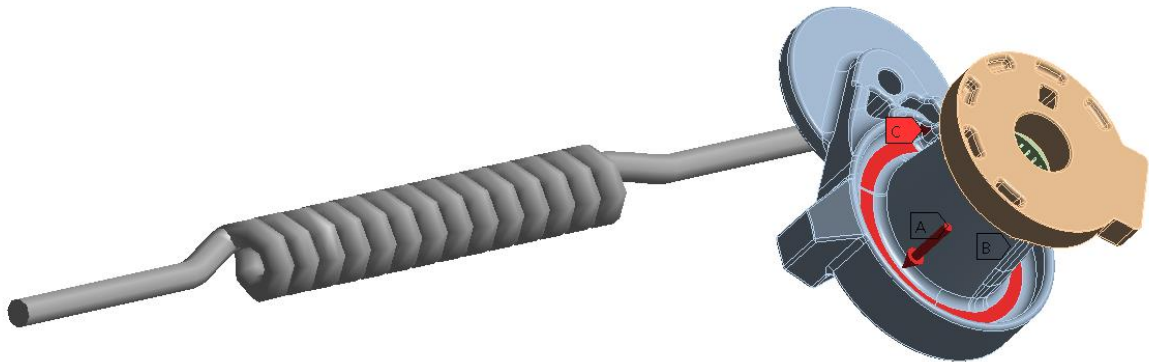
Obr. 36: Zjednodušené schéma zatížení napínáku řemene

Dopočítáním těchto sil byly získány potřebné veličiny pro sestavení modelu. Síla od řemene  $F_{xy}$  je nahrazena předepjatou pružinou s vysokou tuhostí ( $5 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-1}$ ). Hodnota předpětí odpovídá výsledné síle od řemene.

$$F_{xy} = 505,72 \text{ N}$$

$$F_z = 300 \text{ N}$$

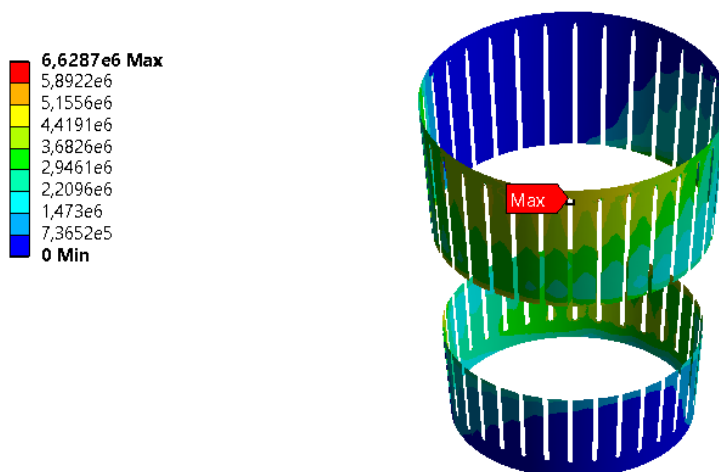
$$F_{rad} = F_{tor} = 780,42 \text{ N}$$



Obr. 37: Zatížení modelu v programu ANSYS

### 11.3 Výsledky

Výsledkem analýzy v programu ANSYS bylo rozložení a nalezení maximálního tlaku na tlumicím elementu. Z obrázku 35 je patrné, že rozložení odpovídá předpokladu, kdy je vždy křížem horní část a protější spodní zatěžována. Stěny umístěné v opačném kříži jsou odlehčovány. Rozložení je způsobeno zatížením od řemene, které má působíště na rameni napínáku mimo třecí element. Hodnota maximálního tlaku se rovná 6,23 MPa. Kritická místa se nachází v rozích třecích drážek. Rozdíl mezi analytickým výpočtem, který vyšel 6,84 MPa, je rozdíl 0,61 MPa. Rozdíl v tlacích bude zapříčiněn zjednodušením rozložení tlaku při analytickém výpočtu.

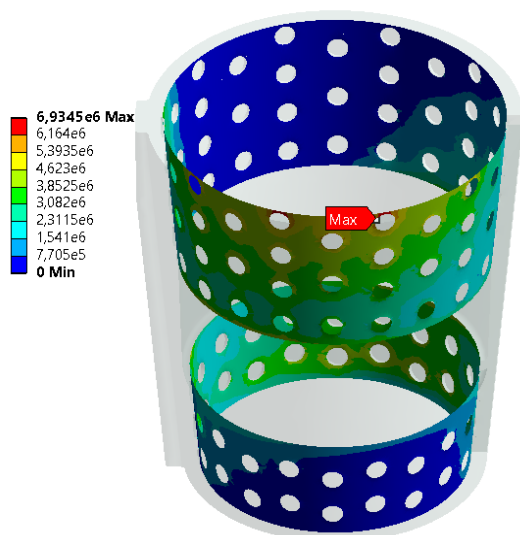


Obr. 38: Maximální tlak na tlumicí element

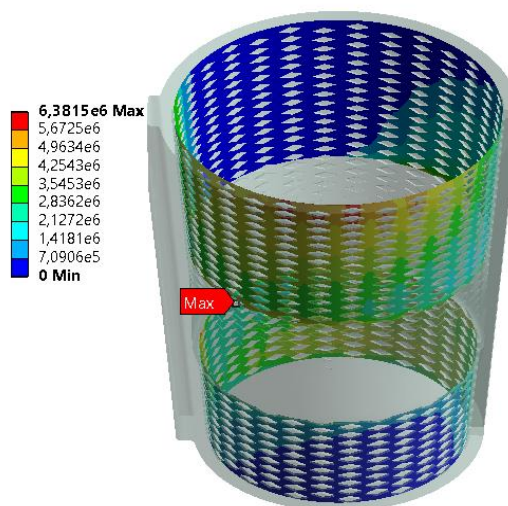
Dále byly provedeny výpočty na nových geometriích, které byly testovány. Kontrola tlaku ukázala, že změna geometrie může výrazně ovlivnit výsledný maximální tlak. U kruhových drážek se maximální tlak projevil na hranách kruhových výřezů v podobném místě jako u původní geometrie. Oproti tomu u kosočtvercových drážek se maximální tlak nachází ve spodní části zatěžované třecí části, ale zvýšený tlak je vidět i na stejném místě jako v přechozích případech. Dále byly provedeny výpočty na elementech s dvojnásobným počtem drážek a se širšími drážkami. Model s dvojnásobným počtem drážek má nižší maximální tlak než se širšími drážkami, ale je patrné, že průměrné tlakové zatížení je vyšší, viz obrázek 38.

Tab. 1: Porovnání maximálních tlaků z MKP výpočtů

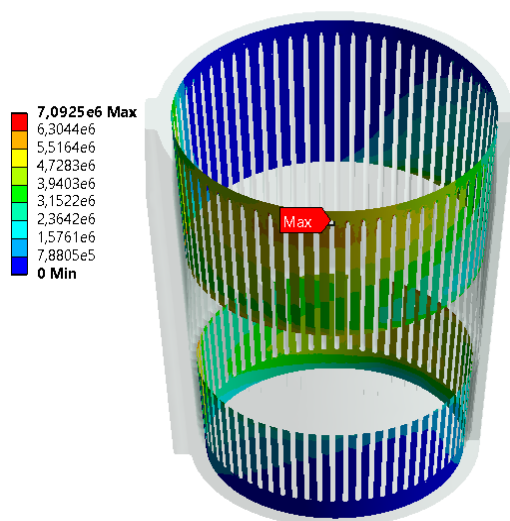
Geometrie	Maximální tlak [Nm]
Drážka 0,5 mm	6,63
Drážka 0,7 mm	7,90
Dvojnásobný počet drážek	7,09
Kruhové drážky	6,93
Kosočtvercové drážky	6,38



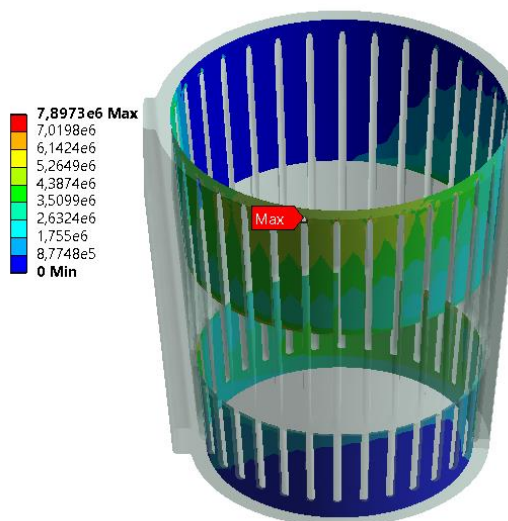
Obr. 39: Kruhové drážky



Obr. 40: Kosočtvercové drážky



Obr. 41: Dvojnásobný počet drážek



Obr. 42: Drážka 0,7 mm

## 12 Návrh nové geometrie

Základním prvkem pro správnou funkci ložiska je vytvoření souvislého filmu maziva. Musí mít vhodné vlastnosti, ze kterých je nejdůležitější viskozita. Viskozita má hlavní vliv na mazání ložiska a tím i jeho trvanlivost. Dalším důležitým prvkem je rozvod maziva po celé ploše ložiska. Toho se dosahuje pomocí mikro nebo makro drážek v ložisku.

Práce se zabývá optimalizací geometrie pomocí makro drážek, které mají za úkol lepší rozvádění tuku po obvodu ložiska. Tento druh tvarování povrchu může mít přímý vliv na zlepšení třecího momentu a rovnoměrného rozložení teplot. Dalším důvodem vytvoření drážek je také ochrana povrchu, protože drážky mohou sloužit k zachycení škodlivých částic kontaminujících mazivo a stykové plochy.

Výsledkem prací na návrhu nové geometrie je analýza několika druhů drážek s různým tvarem a geometrií. Při testování byla zkoumána velikost třecího momentu a zároveň velikost koeficientu tření.

### 12.1 Drážky

Pro testování bylo navrženo několik typů drážek. První návrh spočívá ve zdvojnásobení počtu původních drážek. To by mělo pomoci lepšímu rozvádění maziva po obvodu třecího elementu a v případech, kdy dochází k malým kmitům například při stálé jízdě. Problémem u tohoto řešení může být příliš malá třecí plocha. Další návrh spočívá v rozšíření drážek z původních 0,5 mm na 0,7 mm. Opět by mělo docházet k lepšímu rozvádění maziva. Problémem by mohla být potřeba většího objemu maziva do třecí dvojice. Další dva mají zcela novou geometrii. Jedná se o kruhové a kosočtvercové drážky. U obou typů jsou jednotlivé tvary umísťovány střídavě pod sebe, aby byly drážky vždy po celé délce obvodu. Tento typ geometrie byl vybrán na základě již vyráběných třecích ložisek, u kterých se tyto geometrie používají.

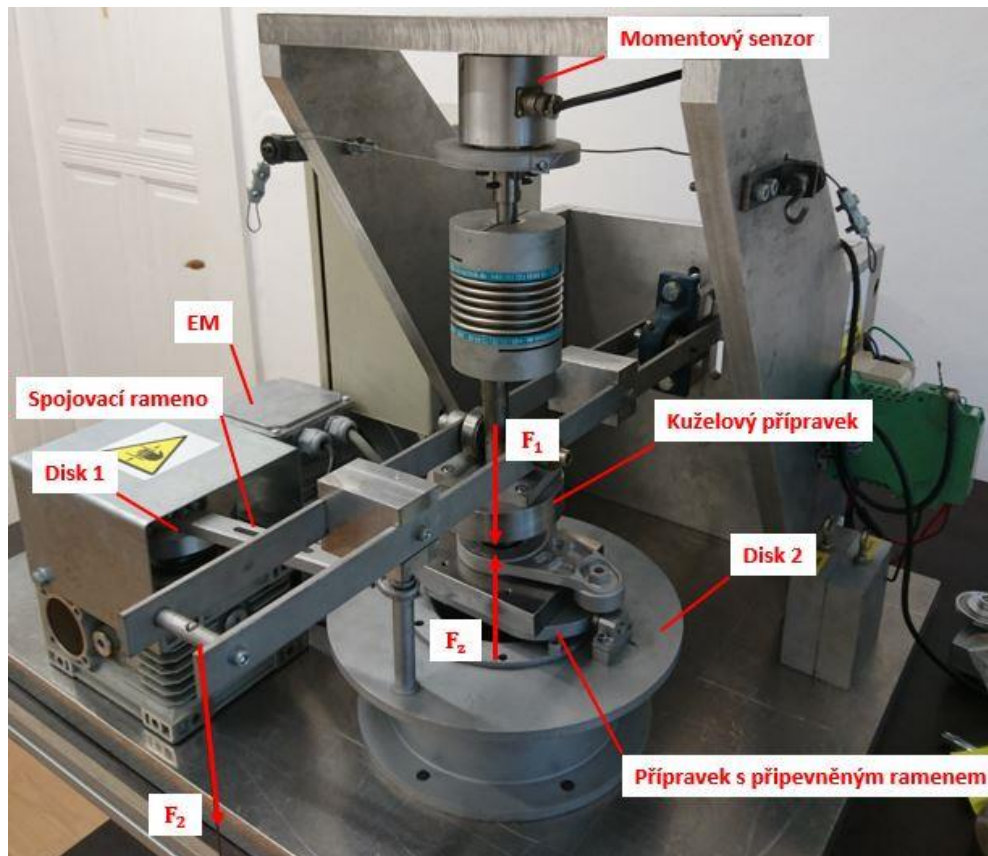
## 13 Testování

Po navržení systému napínání řemene a jeho sestavení následuje řada testů. Testy zaručují, že výsledný produkt bude dosahovat požadované kvality po dobu jeho životnosti. Testují se jednotlivé součásti napínačku řemene, sestava napínačku řemene i celý řemenový pohon.

### 13.1 Měření třecího momentu tlumícího elementu

Testy se zabývaly kuželovým tlumícím elementem systému E3D. Byl zkoumán vliv geometrie na třecí vlastnosti třecího elementu. Měření bylo prováděno na tribometru vyvinutém ve francouzském výzkumném ústavu SUPMÉCA. Měřicí zařízení se skládá z elektromotoru, který přes převodovku otáčí kolem své osy ocelový disk číslo 1. Měřicí přípravek, do kterého je upínáno rameno napínačku, je upnut na ocelovém disku číslo 2. Oba disky jsou spojeny excentricky připojeným táhlem. Disk 2 koná kolem své osy symetrický střídavý pohyb a simuluje skutečný pohyb napínačku, tj. jeho maximální natočení o 75°. Z vrchu se do ramene zasune třecí element a měřicí přípravek s kuželovým členem napínačku.

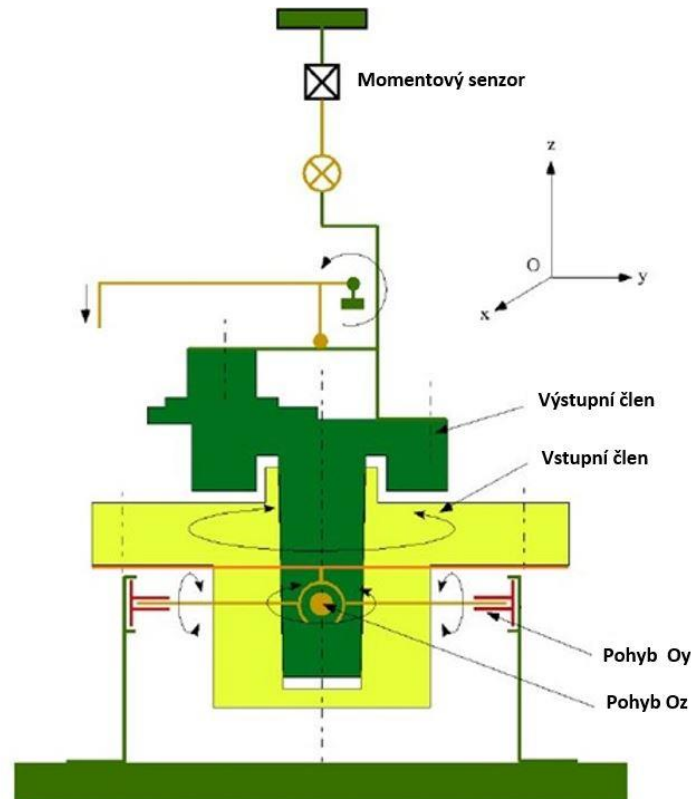
Kuželový přípravek je pomocí pera připojen do pružné spojky, která zabraňuje přenášení rázů od motoru do momentového senzoru. Zatížení je provedeno zavěšením závaží na symetrické rameno uložené v ložisku, které se v polovině dosedá na kuželový přípravek. Před začátkem testování se nastaví požadovaný čas testu do časovače a spustí se přístroj. Čas jedné periody je 2,5 s. Průběh třecího momentu je zobrazován na osciloskopu.



Obr. 43: Měřicí zařízení (z archivu autora)

Z následujícího schématu je patrné, že kromě symetricky střídavého pohybu kolem osy  $z$ , dochází k naklápění přípravku, to umožňuje vytvořit, co nejlepší kontakt mezi tlumícím členem a ocelovým kuželem.





Obr. 44: Schéma měřícího zařízení [22]

### 13.1.1 Momentový senzor

Senzor je umístěn na hřídeli, který je pomocí pružné spojky spojen s kuželovým příprvkem, viz obrázek měřícího zařízení. Symetricky střídavým pohybem disku 2 je vytvářen moment, který se přenáší do momentového senzoru, zde je zaznamenává a jako elektrický signál je odesílán do osciloskopu. Parametry senzoru jsou uvedené v tabulce.



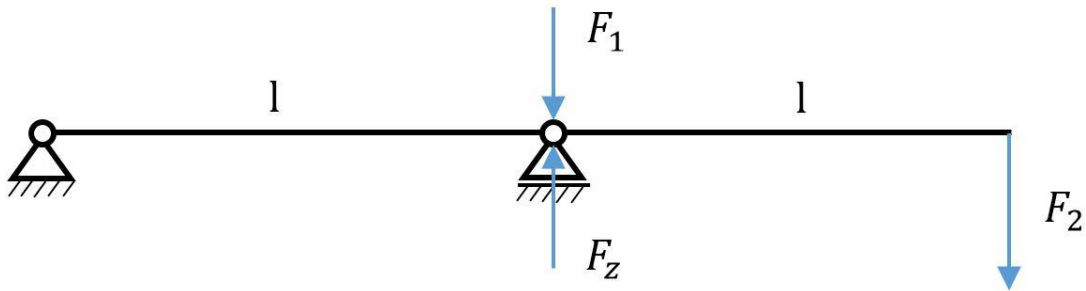
Obr. 45: Momentový senzor [23]

Tab. 2: Parametry senzoru [23]

Veličina	Jednotka	Hodnota
Maximální měřitelný moment	[Nm]	±50
Provozní teplota	[°C]	-20 do +100
Přesnost měření	[Nm]	±0,15

### 13.1.2 Výpočet axiální síly

Pro dosažení požadovaného zatížení je potřeba určit z momentové rovnováhy potřebnou váhu závaží  $F_2$ , které se zavěsí na rameno, viz obrázek 43.



Obr. 46: Schéma výpočtu axiální síly

$$F_2 \cdot 2 \cdot l + F_1 \cdot l - F_z \cdot l = 0 \quad (13.1)$$

$$F_z = \frac{F_2 \cdot 2 \cdot l + F_1 \cdot l}{l} \quad (13.2)$$

$$F_z = 2 \cdot F_2 + F_1 \quad (13.3)$$

$$F_2 = \frac{F_1 - F_z}{2} \quad (13.4)$$

### 13.1.3 Kalibrace zařízení

Kalibrace byla provedena spuštěním zařízení bez zatížení a následně spuštěním s předem stanoveným momentovým zatížením. Z naměřených hodnot byla stanovena převodní konstanta:

$$1 \text{ Nm} = 435 \text{ mV}$$

## 13.2 Srovnání měření se skutečným stavem

Oproti skutečným podmínkám se liší hlavně teplota, která se při měření bude pohybovat okolo 20 °C, ve skutečnosti se teplota napínáku může v extrémech dostat až na 110°C. Je potřeba uvažovat snížení maximálního povoleného tlaku u materiálu, které nastane se zvýšením teploty. Srovnatelné bude zatížení a úhel a po kterém napínák vykonává symetricky střídavý pohyb. V případě tohoto měření se jedná o rychlé prototypování, kdy srovnání třecích vlastností bude s naměřenými hodnotami u původní geometrie.

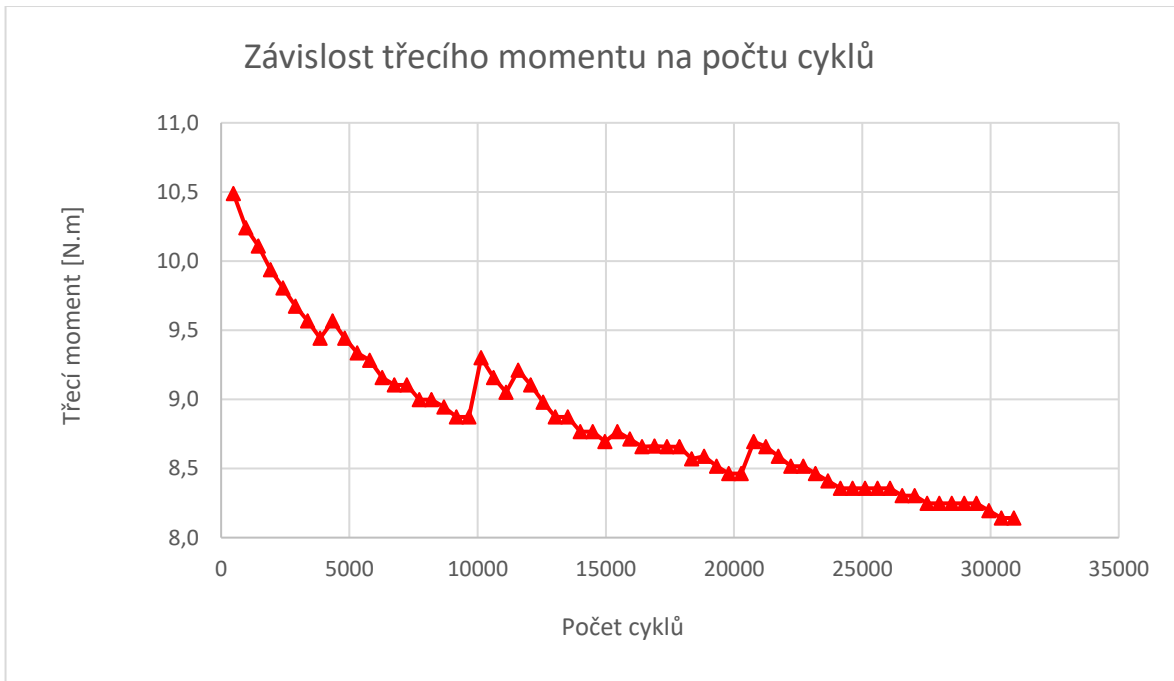
## 14 Měření

Měření bylo provedeno na tribometru, který vykonává symetricky střídavý pohyb. V tribometru bylo upnuté rameno napínáku, do kterého se vloží třecí element a jako protikus ocelový kužel. Tlumící element byl zatížen závažím o váze 14 kg. Samotný přípravek s ocelovým kuželem vážil 2,75 kg. Po přepočtení na přitlačnou sílu působící na třecí element vyšla síla 307 N. Tato hodnota je velmi blízko přitlačné síle v nominální pozici a vzhledem k porovnávací metodě měření je tato hodnota přípustná. Nejdříve byl naměřen vystříknutý třecí element a element vytisknutý na 3D tiskárně, aby mohly být porovnávány naměřené hodnoty. U každého třecího elementu bylo provedeno 30 000 cyklů. Měření bylo prováděno v časových intervalech o délce 19,8 minuty. Po tomto intervalu byla vždy zaznamenána hodnota napětí z osciloskopu. Mezi měřeními byla dodržována časová prodleva 3 minuty, aby teplo způsobované třením neovlivnilo měření. V grafech se objevují náhlá vybočení z trendu hodnot, tato vybočení jsou zapříčiněna nenadálým zastavením měření na delší dobu, než je stanoveno mezi jednotlivými měřeními tj. 3 minuty. Docházelo zde k relaxaci třecího elementu a mírnému zvýšení třecího momentu. Tato vybočení nejsou pro měření významná.

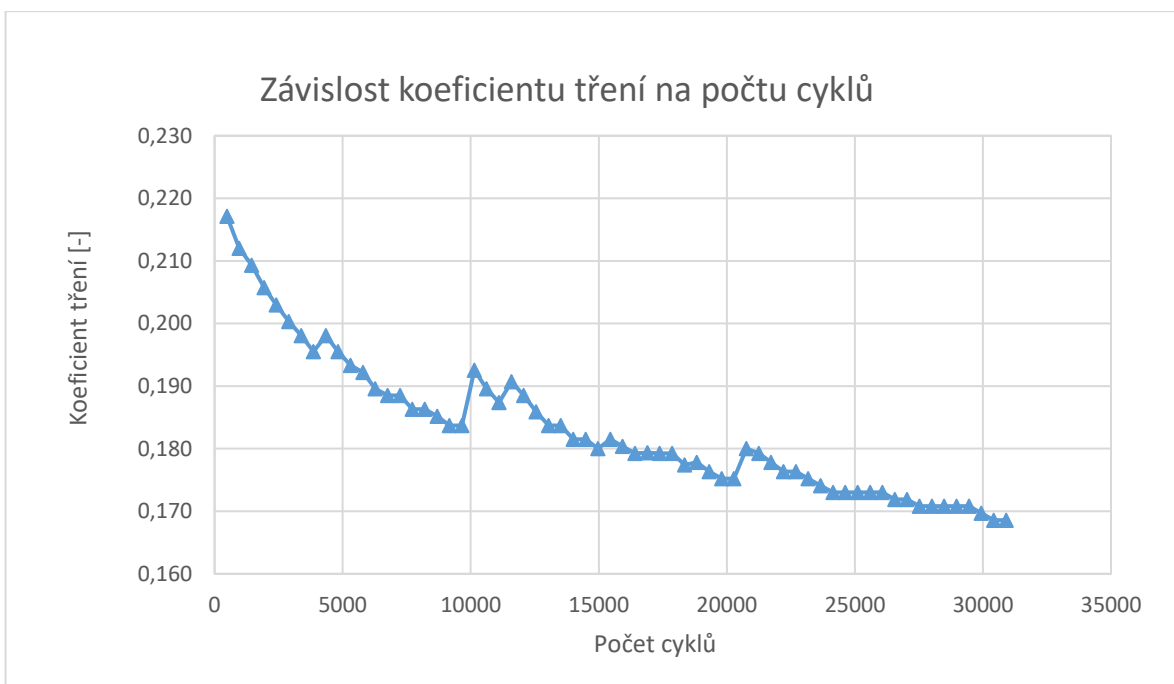
### 14.1 Původní geometrie

Nejprve byly naměřeny hodnoty původní geometrie vystříknuté a vytisknuté. U vystříknutého elementu se jednalo o materiál IGLIDUR J a u vytisknutého o ABS. Šířka drážek je 0,5 mm.

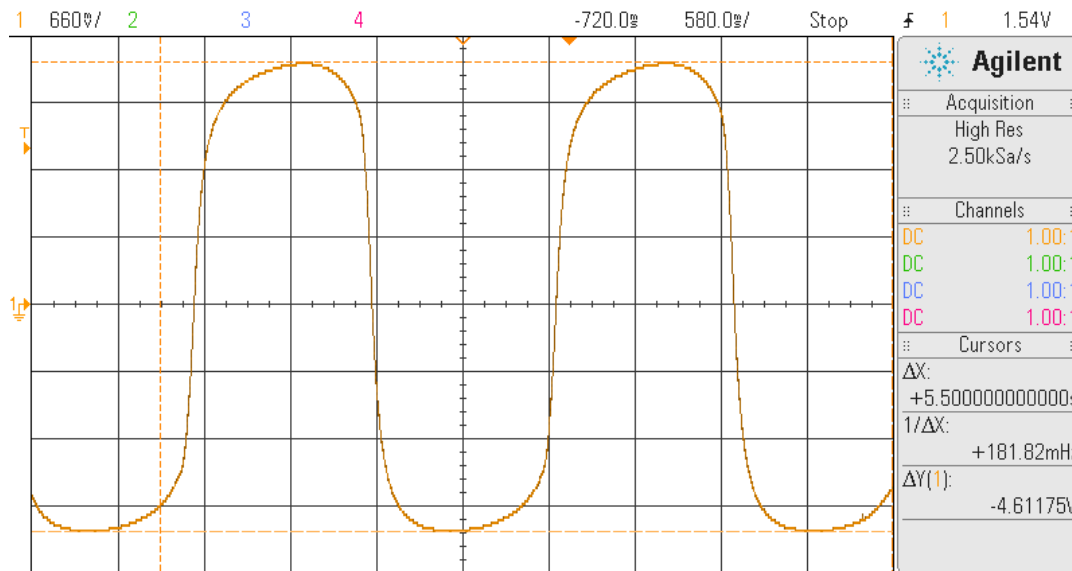
## 1. Měření – vystříknutý třecí element



Obr. 47: Závislost třecího momentu na počtu cyklů původní geometrie vystříknutého třecího elementu

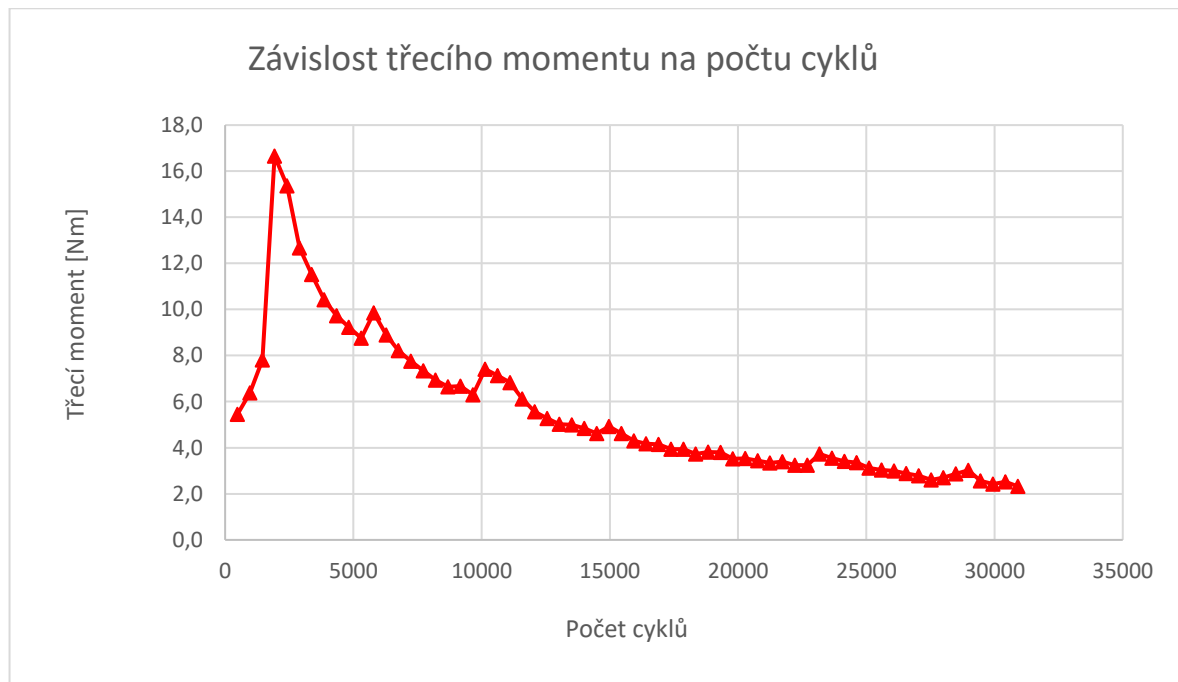


Obr. 48: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů původní geometrie vystříknutého třecího elementu



Obr. 49: Záznam amplitudy původní geometrie vystříknutého třecího elementu

## 2. Měření – vytisknutý třecí element



Obr. 50: Závislost třecího momentu na počtu cyklů původní geometrie vytisknutého třecího elementu



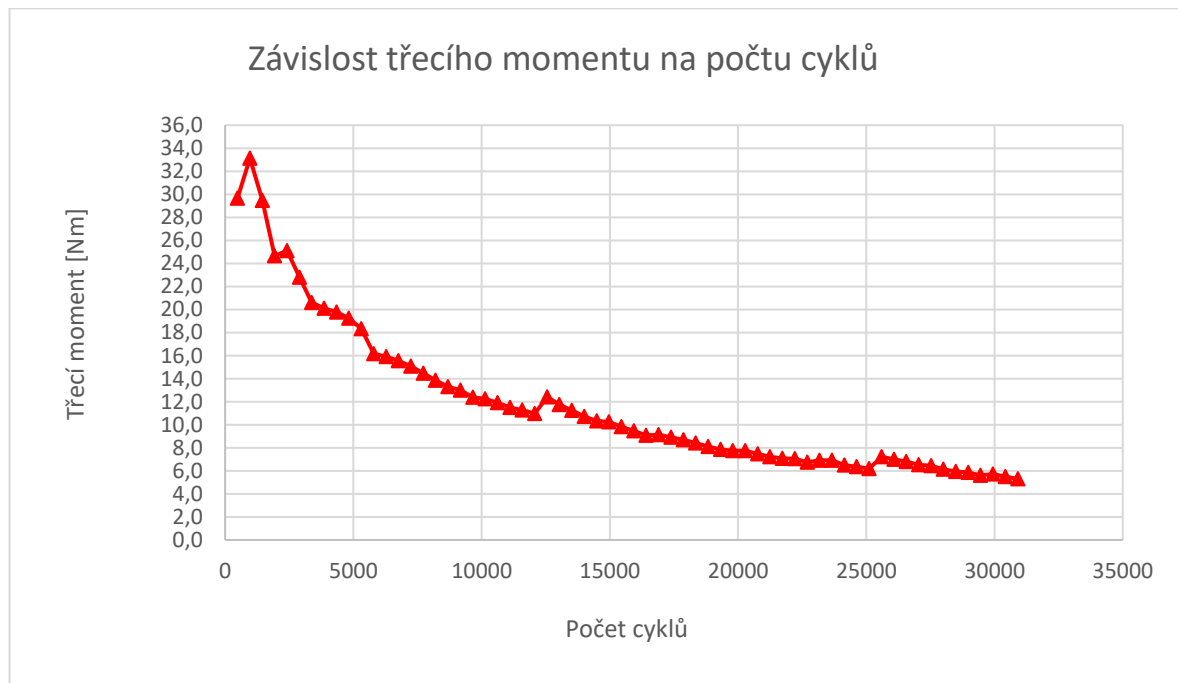
Obr. 51: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů původní geometrie vytisknutého třecího elementu

Z přechozích grafů je patrné, že u vystříknutého elementu s počtem cyklů klesá třecí moment a tím i jeho tlumicí schopnost. Pokles je zpočátku prudký a po několika tisících cyklech se začíná ustalovat. Mírný pokles je ale stále patrný. Naopak oproti tomu vytisknutý element vykazuje prudký nárůst třecího momentu v prvních několika tisících cyklech. To je zapříčiněno technologií výroby, kdy povrch vytisknutého elementu je plný drobných výstupků, které zvyšují drsnost. Počátečním opotřebením se výstupky vyhladí a zvýší se velikost třecí plochy a tím i třecí moment.

Zlom nastává přibližně okolo dvou tisíc cyklů a třecí element začíná vykazovat stejný trend jako původní vystříknutý. Pohybujeme se však v jiné hladině hodnot třecího momentu a koeficientu tření. Zde je patrné, že materiál Iglidur je oproti ABS mnohem trvalejší a vhodnější pro výrobu třecích elementů. Zde je nutné stanovit porovnávací koeficient, který dále využijeme u nových geometrií vytisknutých z materiálu ABS.

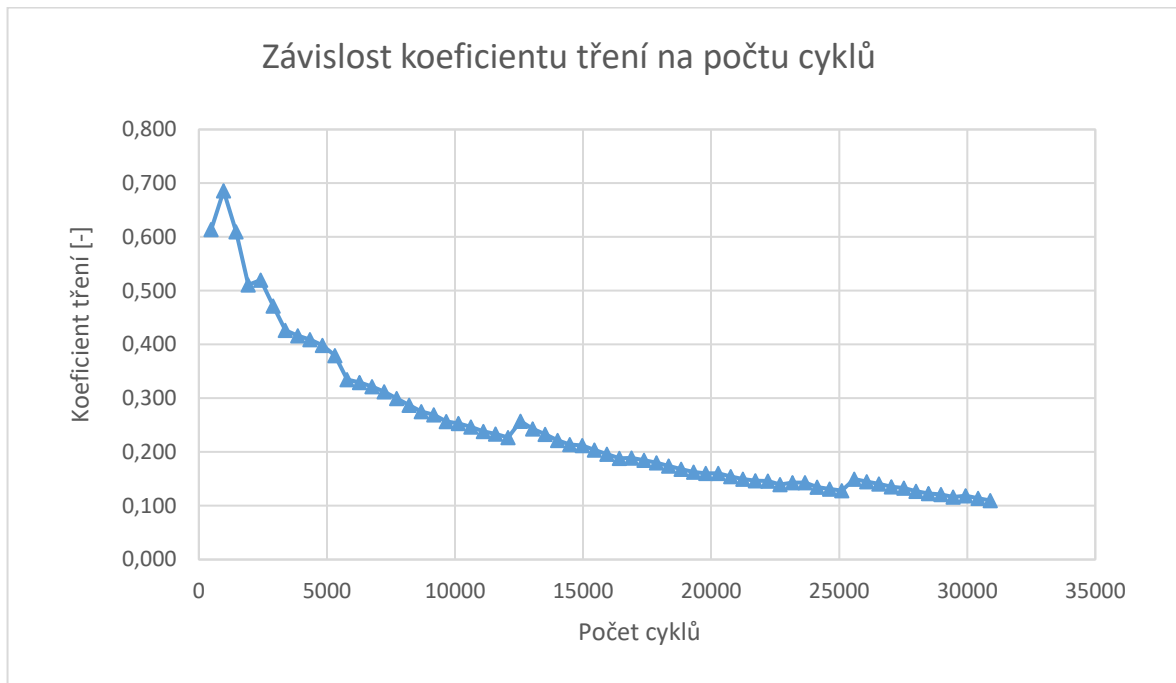
## 14.2 Geometrie s dvojnásobným počtem drážek

Geometrie s dvojnásobným počtem drážek byla zvolena z důvodu nedostatečného rozvádění tuku u současné geometrie při malých kmitech napínáku řemene. Zvýšením počtu drážek by mohlo být docíleno lepšího mazání a lepších vlastností. Průběh třecího momentu a koeficientu tření můžeme nalézt na obrázku 52 a 53.



Obr. 52: Závislost třecího momentu na počtu cyklů třecího elementu s dvojnásobným počtem drážek



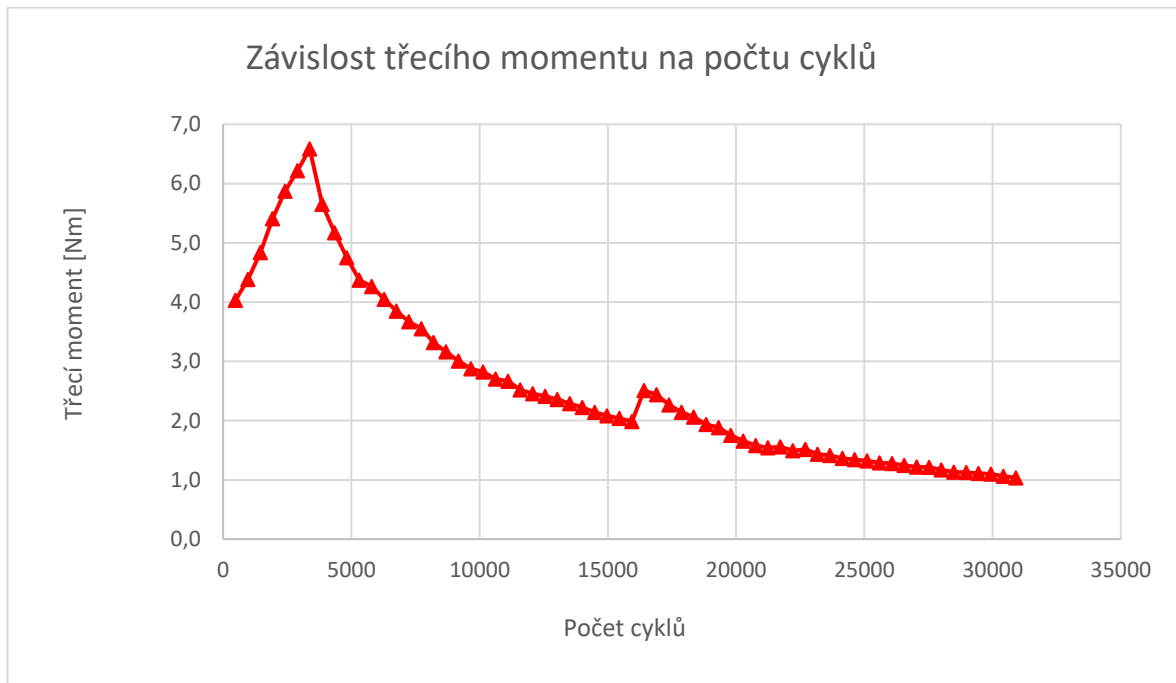


*Obr. 53: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů třecího elementu s dvojnásobným počtem drážek*

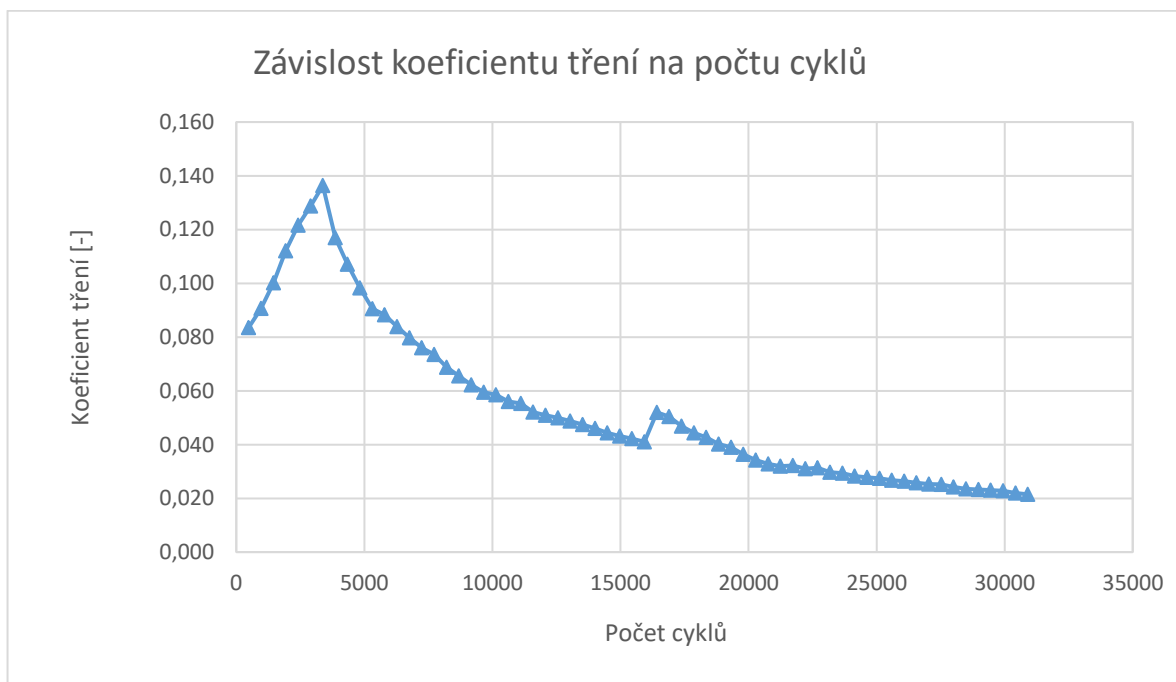
U této geometrie je patrné, že počáteční fáze, kdy se vyhlazují výstupky dané výrobou, je podstatně zkrácena. Příčinou je vyšší tlak působící na třecí plochy. Přestože je tlak na třecí plochy větší, tak zde nedochází k výraznějšímu poklesu veličin oproti původní geometrii drážek. Naopak je tady významný rozdíl, kdy při 30 000 cyklech u původní geometrie se třecí moment pohybuje okolo 2,3 Nm, tak u nové geometrie je to 5,3 Nm, tedy rozdíl 2 Nm.

### 14.3 Geometrie se šířkou drážek 0,7 mm

V tomto případě je zvětšena šířka drážky z původních 0,5 mm na 0,7 mm. Tato geometrie by opět mohla přinést lepší rozvod maziva po obvodu třecího elementu. Problémem této geometrie bude větší spotřeba použitého maziva. Průběh třecího momentu a koeficientu tření můžeme nalézt na obrázku 54 a 55.



Obr. 54: Závislost třecího momentu na počtu cyklů třecího elementu se šířkou drážek 0,7 mm

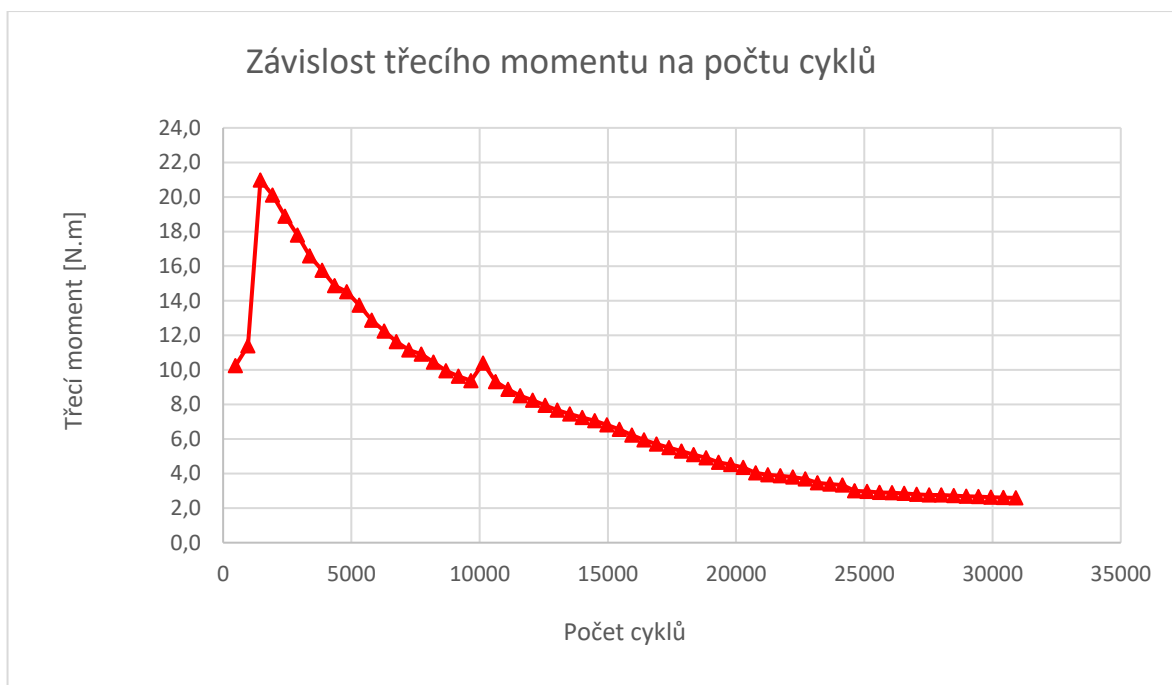


Obr. 55: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů třecího elementu se šířkou drážek 0,7 mm

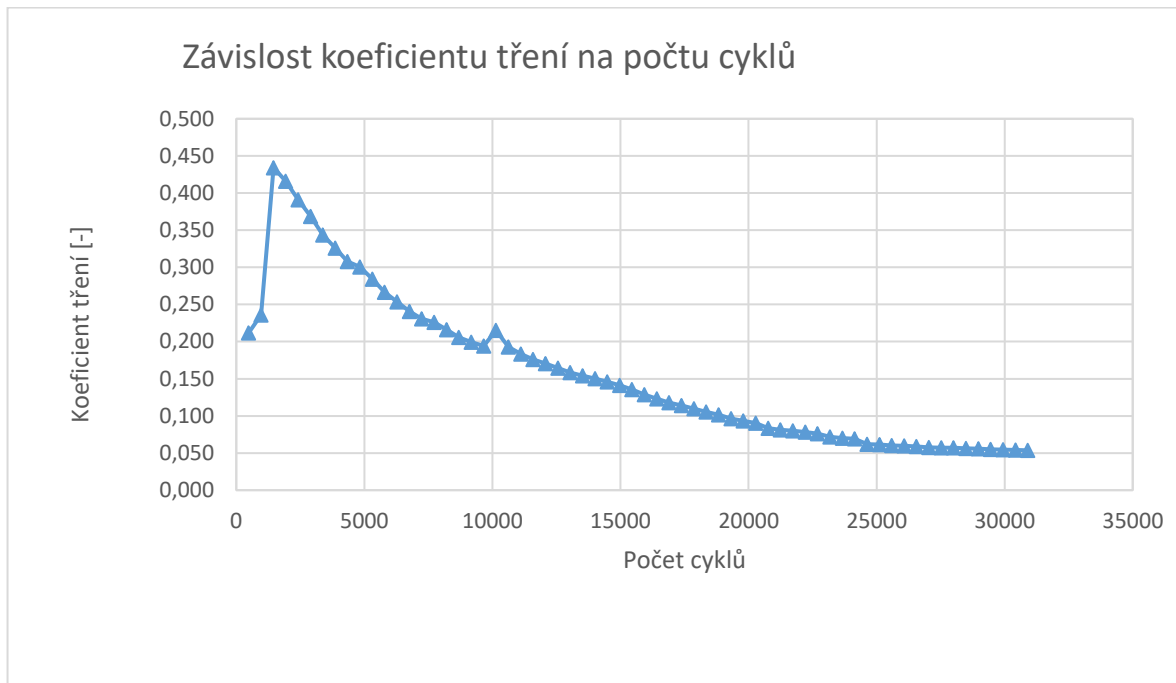
Z grafů je patrné, že zvýšení třecí plochy přineslo posunutí bodu, kdy dojde k vyhlazení výstupků po 3D tisku na vyšší počet cyklů. Oproti původní geometrii je výsledný třecí moment více než dvakrát nižší (1 Nm). Ani pokles třecího momentu není výrazně nižší.

## 14.4 Geometrie s kruhovými drážkami

Tato geometrie je inspirována drážkami používanými u třecích ložisek. Jedná se o kruhové drážky rozmístěné po obvodu ložiska. Průměr každé drážky je 3,6 mm. Jsou v každé řadě po obvodu střídavě, to by mělo pomoci při malých kmitech napínáku, kdy dochází k problémům s rozváděním maziva. Průběh třecího momentu a koeficientu tření můžeme nalézt na obrázku 56 a 57.



Obr. 56: Závislost třecího momentu na počtu cyklů třecího elementu s kruhovými drážkami

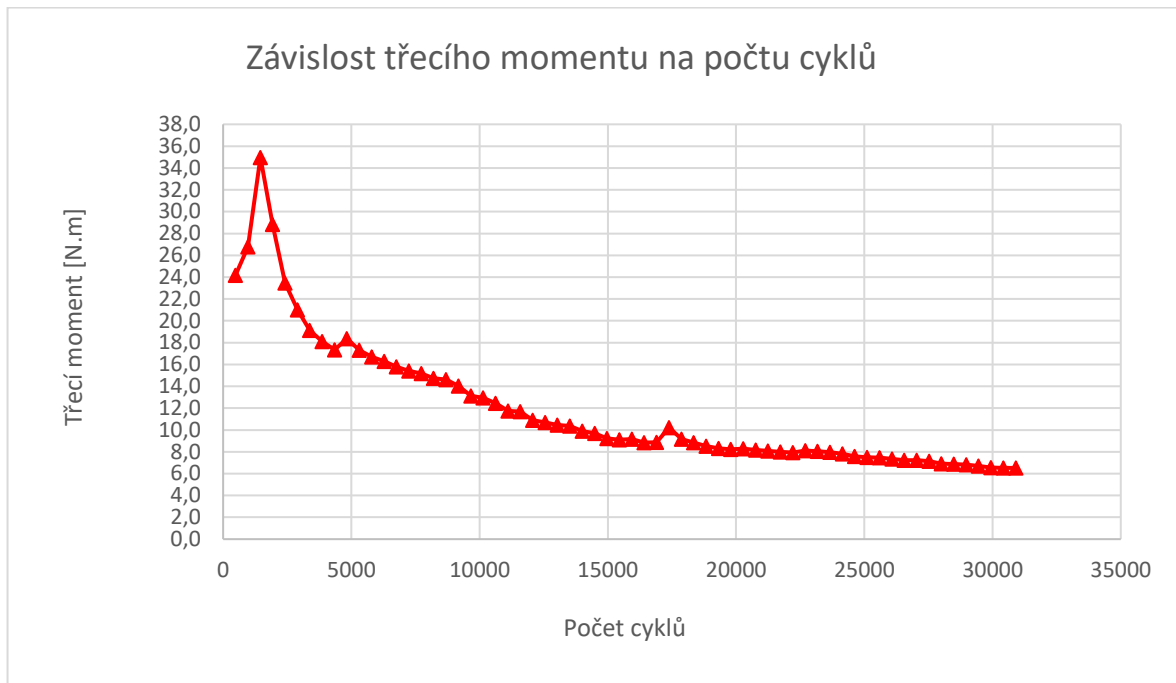


*Obr. 57: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů třecího elementu s kruhovými drážkami*

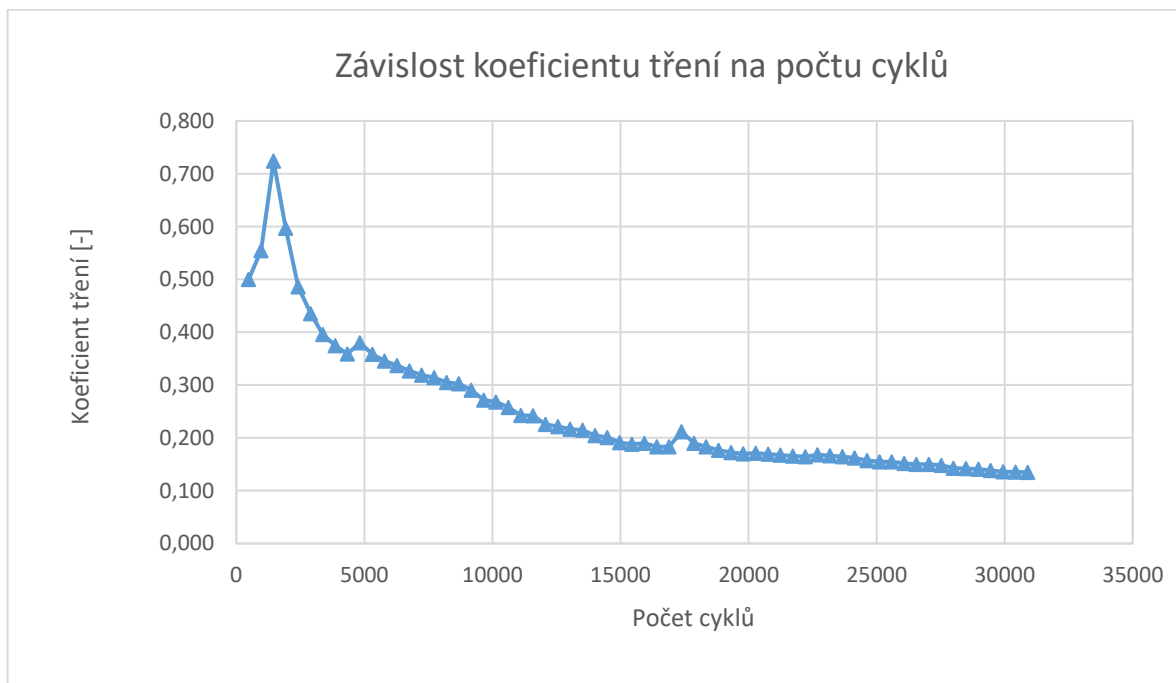
U této geometrie i přes nižší stykovou plochu, než u původního třecího elementu je výrazný pokles třecího momentu. Pokles byl strmější než u ostatních měření. Třecí moment, který ve svém maximu dosahoval téměř 21 Nm, klesl až na 2,6 Nm při posledním měření.

## 14.5 Geometrie s kosočtvercovými drážkami

Tato geometrie je také využívána u třecích ložisek. Kapsy jsou složeny ze dvou trojúhelníků spojeným do jednoho kosočtverce. Kapsy jsou opět po celém obvodě ve střídavých řadách nad sebou. Průběh třecího momentu a koeficientu tření můžeme nalézt na obrázku 58 a 59.



Obr. 58: Závislost třecího momentu na počtu cyklů třecího elementu s kosočtvercovými drážkami



Obr. 59: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů třecího elementu s kosočtvercovými drážkami

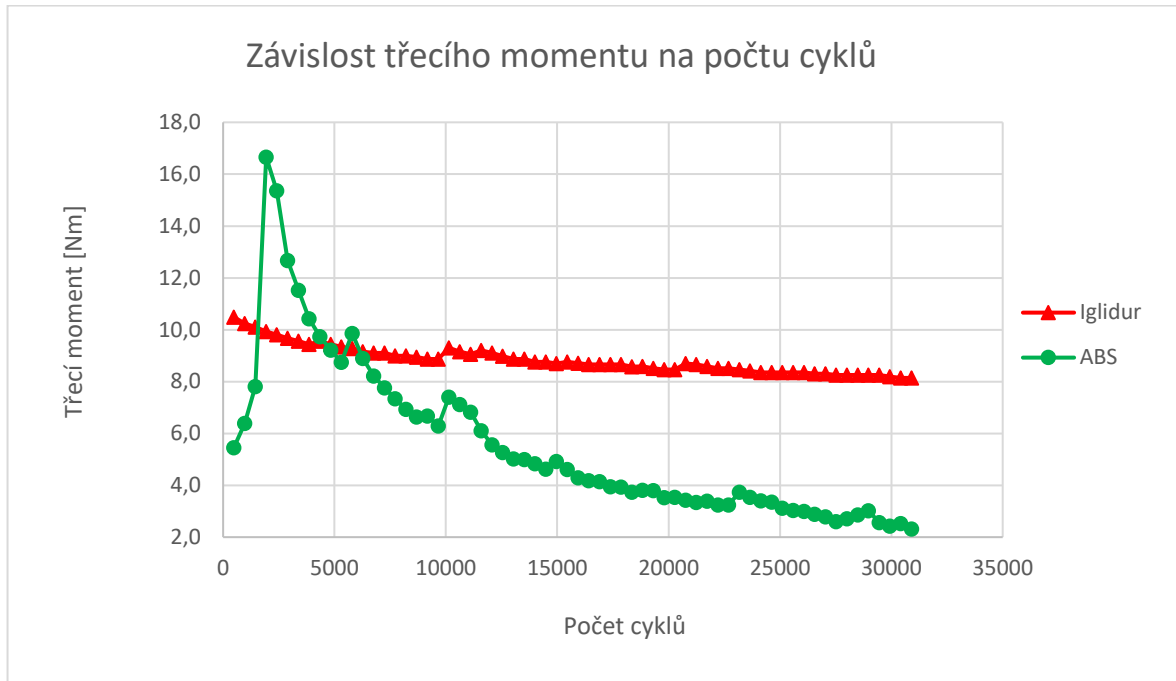
Geometrie s kosočtvercovými drážkami se vykazuje velmi nízkým poklesem třecího momentu a také koeficientu tření. Z maxima 15,2 Nm klesl třecí moment po 30 000 cyklech pouze na 6,52 Nm. Jedná se o mnohem mírnější pokles než u geometrie s dvojnásobným počtem drážek, kde pokles činil přibližně 28 Nm oproti 8,68 Nm v tomto případě.

## 14.6 Porovnání výsledků

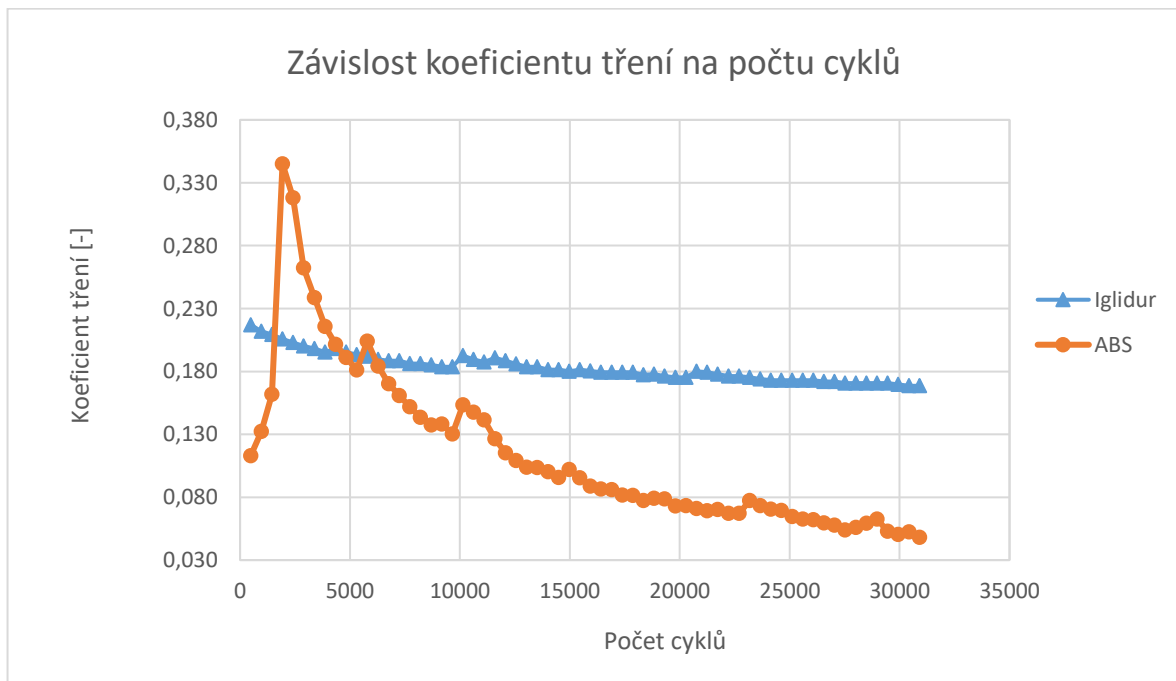
Prvním krokem při testování bylo porovnání vystříknutých a vytisknutých třecích elementů s drážkou 0,5 mm. V tabulce 3 můžeme vidět jednotlivá minima a maxima třecího momentu a koeficientu tření. Na obrázku 60 a 61 můžeme vidět grafické srovnání veličin obou elementů. Je zde patrné, že u vytisknutého element v první fázi dochází k vyhlazování otřepů po 3D tisku. V další části je vidět, že pokles je mnohem prudší než u vystříknutého elementu. Porovnávací koeficient se stanoví z rozdílu minima třecího momentu a koeficientu tření na konci měření. Rozdíl třecího momentu je 3,51 Nm a rozdíl koeficientu tření je 0,121.

Tab. 3: Srovnání vystříknutého a vytisknutého třecího elementu

Materiál	Třecí moment [Nm]		Koeficient tření [-]	
	Min.	Max.	Min.	Max.
Iglidur J	8,14	10,49	0,169	0,217
ABS	2,32	16,66	0,048	0,345



Obr. 60: Závislost třecího momentu na počtu cyklů vytisknutého a vystříknutého třecího elementu



Obr. 61: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů vytisknutého a vystříknutého třecího elementu

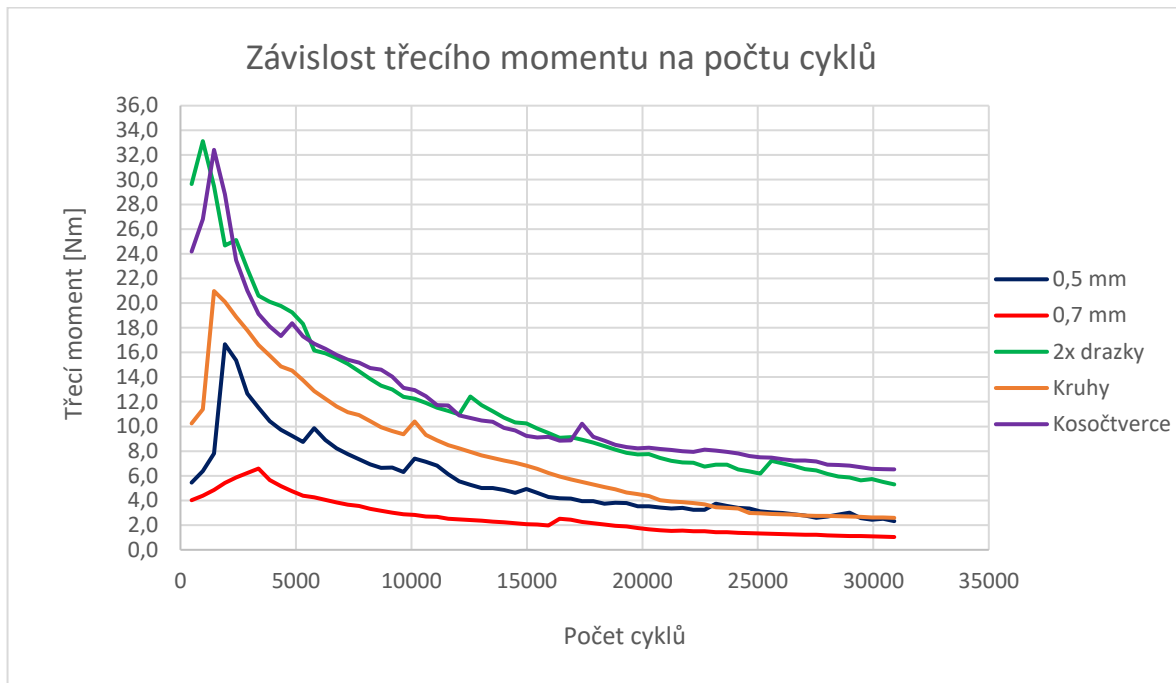
V tabulce 4 je vidět srovnání testovaných geometrií. Z tabulky je patrné, že nejlepší vlastnosti vykazovala geometrie s dvojnásobným počtem drážek a geometrie s kosočtvercovými drážkami. Obě geometrie dosahují podobných maximálních hodnot třecího momentu a koeficientu tření, ale minimální hodnoty na konci měření ukazují jako lepší geometrii s kosočtvercovými drážkami, kde minimum třecího momentu bylo 6,52 Nm oproti 5,30 Nm.

Pokud by byly provedeny srovnání s vystříknutým třecím elementem pomocí srovnávacího koeficientu, byla by hodnota třecího momentu na konci měření 10,04 Nm. To by přispělo k lepšímu tlumení kmitů řemene. Z obrázku 62 a 63 je patrné také, že u kosočtvercové geometrie dochází k pomalejšímu poklesu veličin v průběhu měření. Tato vlastnost by mohla být velmi důležitá z hlediska životnosti. U drážek o šířce 0,7 mm dosahují veličiny nízkých hodnot počátečních hodnot a jejich pokles není menší než u ostatních geometrií. U kruhových drážek je dosahováno vyšších hodnot než u původní geometrie s drážkami 0,5 mm, ale pokles v průběhu je vyšší.

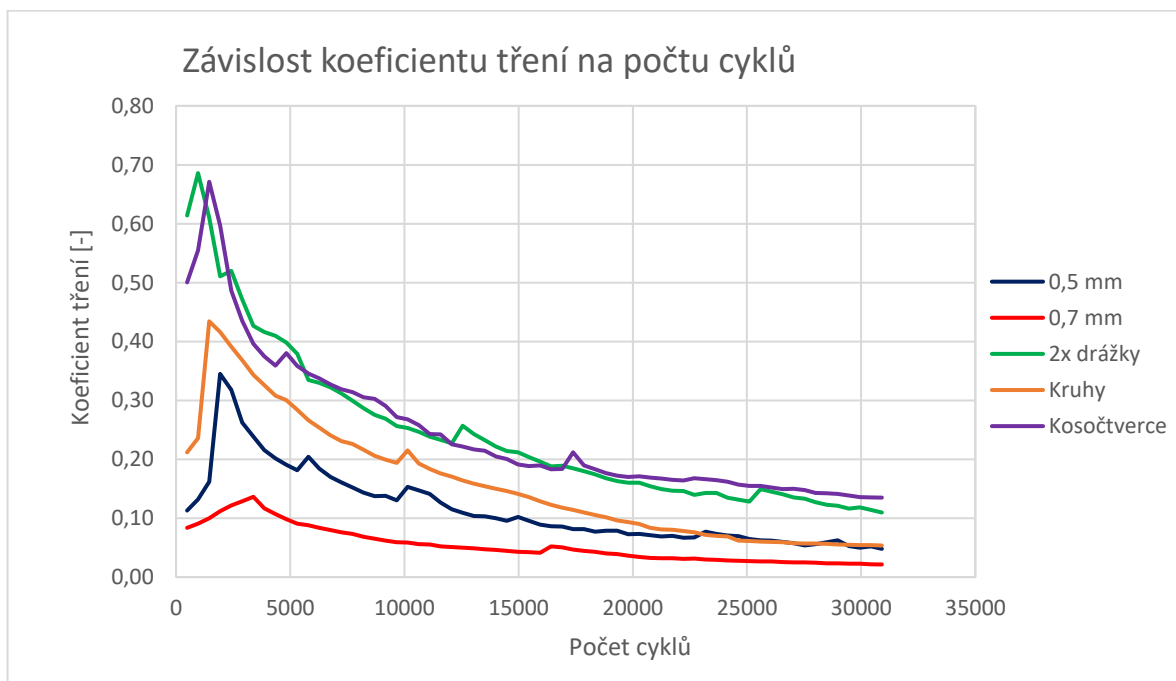
Tab. 4: Srovnání geometrií třecích drážek

Geometrie	Třecí moment [Nm]		Koeficient tření [-]	
	Min	Max	Min	Max
Drážka 0,5 mm	2,32	16,66	0,048	0,345
Drážka 0,7 mm	1,04	6,59	0,021	0,136
Dvojnásobný počet drážek	5,30	33,13	0,110	0,686
Kruhové drážky	2,59	20,98	0,054	0,434
Kosočtvercové drážky	6,52	32,42	0,135	0,671





Obr. 62: Srovnání průběhu třecího momentu jednotlivých geometrií



Obr. 63: Srovnání průběhu koeficientu tření jednotlivých geometrií

## 15 Ekonomické zhodnocení

Náklady na 3D výrobu třecích elementů lze určit z ceny použitého materiálu, ceny energií spotřebovaných při tisku, odpisů 3D tiskárny a mzdových nákladů obsluhy tiskárny. Cena použitého filamentu na jeden třecí element je 3 Kč a cena elektřiny na tisk jednoho elementu je také 3 Kč. Celkový náklad na materiál a energie za jeden třecí element se pohybuje okolo 6 Kč. Cenová kalkulace by měla dále zahrnovat také náklady na odpisy 3D tiskárny, jejíž pořizovací cena byla 26 990 Kč. S ohledem na to, že společnost tiskárnu pořídila pro využití k jiným projektům a vytvoření prototypů v rámci tohoto projektu představuje zanedbatelný podíl celkového využití, nebudou náklady na odpisy v kalkulaci zohledněny. Kalkulace by dále měla obsahovat mzdové náklady na obsluhu 3D tiskárny, ale s ohledem na nízkou časovou náročnost zadání 3D tisku nebudou tyto náklady v kalkulaci zohledněny, protože tvoří zanedbatelnou částku.

Nové modely geometrií by před sériovou výrobou vyžadovaly návrh a výrobu nových forem pro vstřikovací lis. U geometrií se šířkou drážek 0,7 mm a s dvojnásobným počtem drážek by cena nové formy byla přibližně stejná jako u původní geometrie. U geometrií s kruhovými a kosočtvercovými drážkami byla výroba nákladnější. Musela by se vytvořit speciální forma nebo vytvořit drážky pomocí dalších výrobních operací. To by výrazně zvýšilo cenu každého třecího elementu. Bez dalšího testování není možné spočítat, zda by se mohlo využít geometrií s kruhovými a kosočtvercovými drážkami vyplatit. Nyní se jeví lepším řešením geometrie s dvojnásobným počtem drážek, která vyšla v testech jako druhá nejlepší.

## 16 Závěr

V teoretické části byly popsány základní druhy řemenových převodů a jejich částí. Dále se práce zaměřuje na detailnější popis napínáků řemene a jeho částí. V práci jsou uvedeny základními teorie a materiály používaných v tribologických aplikacích. Vzhledem k těmto poznatkům bylo zvoleno ABS jako materiál k 3D tisku třecích elementů.

Dále byl vytvořen analytický výpočtový model a databáze pro jednotlivé krajní případy. Model obsahuje výpočet koeficientu tření a maximálního tlaku působícího na třecí element. Databáze obsahuje výpočet původní geometrie. Dále se v ní nachází výpočet pro případ krajních délek řemene, horní a dolní tolerance rozměrů třecího elementu a krajních uložení řemenic na motoru. Z databáze je patrné, že největší rozdíl působícího maximálního tlaku je u horní a dolní tolerance délky řemene. Rozdíl tlaků je přes 23 %. Při spojení všech nepříznivých stavů dokonce přes 47 %. Naopak nejméně se projevují tolerance rozměrů třecího elementu, rozdíl je 0,7 %. Dále je v databázi uvedeno porovnání vlivu výšky třecích ploch a jejich poměrů. V tomto případě byl rozdíl až přes 28 %.

U vytvoření nových geometrií se vycházelo z geometrií již vyráběných třecích ložisek. Návrh nebyl podrobován hlubší analýze, protože by se jednalo o velmi složité modely zkoumající tokové vlastnosti maziv, které jsou v této práci zanedbávány v rámci urychlení měření. Geometrie, které byly měřeny, obsahovaly zdvojnásobení počtu drážek, rozšíření původních drážek a kruhové a kosočtvercové drážky.

V další části se kontrolovala správnost analytických výpočtů pomocí MKP modelu. Byl vytvořen zjednodušující model zatížení a byly provedeny výpočty v programu ANSYS. U analytického modelu původní geometrie byl maximální tlak na tlumicím elementu 6,84 MPa, u MKP modelu byl nejvyšší tlak 6,23 MPa. Rozdíl je 0,61 MPa. Rozdíl v tlacích bude zapříčiněn zjednodušením rozložení tlaku při analytickém výpočtu. MKP modely byly vytvořeny také pro třecí elementy s novou geometrií. Výraznější zvýšení maximálního tlaku na tlumicím elementu nastalo u geometrie s rozšířenými drážkami. Navýšení bylo 1,26

MPa, ale z modelu je patrné, že tlak rozložený po třecím elementu je například nižší než u geometrie s dvojnásobným počtem drážek.

V testovací části byl nejprve zkalibrován momentový senzor a stanovilo se zatěžovací schéma. Pro zatížení bylo použito závaží o hmotnosti 14 kg, které po dosazení do rovnice statické rovnováhy způsobilo zatížení 307 N. Měření probíhalo po intervalech o délce 19,8 minuty. Po každém intervalu byla dodržována časová prodleva 3 minuty, aby teplo způsobované třením neovlivnilo měření. Za jeden interval bylo provedeno 483 cyklů a u každého třecího elementu bylo provedeno přes 30 000 těchto cyklů. Při testování byly nejdříve porovnány vystříknuté a vytisknuté třecí elementy s drážkou o šířce 0,5 mm. Z měření bylo patrné, že vytisknutý element v na počátku prochází fází, kdy se vyhlazují otřepy po 3D tisku. Následně byl pokles měřených veličin mnohem prudší než u vystříknutého elementu.

Porovnávací koeficient byl stanoven z rozdílu minima třecího momentu a koeficientu tření na konci měření. Rozdíl třecího momentu je 3,51 Nm a rozdíl koeficientu tření je 0,121. Nejlepší vlastnosti vykazovala geometrie s dvojnásobným počtem drážek a geometrie s kosočtvercovými drážkami. Obě geometrie dosahují podobných maximálních hodnot třecího momentu a koeficientu tření, ale minimální hodnoty na konci měření ukazují jako lepší geometrii s kosočtvercovými drážkami, kde minimum třecího momentu bylo 6,52 Nm oproti 5,30 Nm. Pokud by bylo provedeno srovnání s vystříknutým třecím elementem pomocí srovnávacího koeficientu byla by hodnota třecího momentu na konci měření 10,04 Nm. To by přispělo k lepšímu tlumení kmitů řemene. U drážek o šířce 0,7 mm dosahují veličiny nízkých hodnot počátečních hodnot a jejich pokles není menší než u ostatních geometrií. U kruhových drážek je dosahováno vyšších hodnot než u původní geometrie s drážkami 0,5 mm, ale pokles v průběhu je vyšší.

Výstupy práce přinesly užitečné informace pro zadavatele v oblastech dalšího vývoje v oblasti třecích elementů vyráběných napínáků řemene a také možnostech, ale i limitech 3D tisku jako technologie pro „rapid prototyping“ v daném oboru. Cíle práce byly splněny a je možné je efektivně použít pro navazující testování a vývoj. Pro další testování

doporučuji geometrii s dvojnásobným počtem drážek, která dosahovala druhých nejlepších hodnot třecího momentu a vývoj třecího momentu a koeficientu tření byl v průběhu měření stabilní. Důvodem zvolení této geometrie je ekonomická výhodnost, kdy při výrobě vstřikováním v případě svislých mazacích drážek stačí klasická vstřikovací forma, velmi podobná formě, která je již využívána u původní geometrie.

## 17 Seznam použité literatury

- [1] „Mubea společnost,“ Mubea, 2019. [Online]. Available: <https://www.mubea.com/cz/spolecnost/>. [Přístup získán 14. 12. 2019].
- [2] H. Schwan a U. Fels, *The Mubea Way*, Attendorn: Mubea, 2016.
- [3] Mubea, „Mubea,“ Mubea, 2019. [Online]. Available: <https://www.mubea.com/en>. [Přístup získán 11. 03. 2020].
- [4] V. Švec, *Části a mechanismy strojů - Mechanické převody*, Praha: ČVUT, 2003.
- [5] N. Gokarneshan, S. C. B. Kumar a B. Varadarajan, „Science Direct,“ 2013. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/belt-drives>. [Přístup získán 15 01 2020].
- [6] L. Málik a Š. Medvecký, *Části a mechanismy strojov*, Žilina: Žilinská univerzita, 2003.
- [7] *Product Sheet Belt Tensioner*, Attendorn: MUBEA, 2013.
- [8] „V-Belts,“ Camedda, Turín, 2009.
- [9] Š. Král a spol, *Části a mechanismy strojov II. diel*, Bratislava: STU, 2002.
- [10] „Catalogue of single components,“ Mubea, Žebrák, 2017.
- [11] K. Friedrich, „Polymer composites for tribological applications,“ 23. 05. 2018. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2542504818300083>. [Přístup získán 11. 03. 2020].
- [12] V. Štěpina a V. Veselý, *Maziva v Tribologii*, Bratislava: Slovenská akadémie, 1985.
- [13] J. Bečka, *Tribologie*, Praha: ČVUT, 1997.
- [14] G. Morales-Espejel, „Opotřebení a povrchová úprava valivých ložisek,“ SKF, 28 07 2019. [Online]. Available: <https://evolution.skf.com/cs/opotrebeni-a-povrchova-unava-valivych-lozisek/>. [Přístup získán 20 01 2020].
- [15] J. Bečka, *Tribologie - maziva [přednáška]*, Praha: ČVUT, 2010.
- [16] J. Vinš, *Kluzná ložiska*, Praha: Nakladatelství technické literatury SNTL, 1971.
- [17] J. Zelený, *Stavba strojů - Strojní součásti*, Praha: Computer Press, 2000.
- [18] R. Ben, S. Filemon a G. Brian, „3D Hubs,“ 2018. [Online]. Available: <https://www.3dhubs.com/guides/3d-printing/>. [Přístup získán 2. 10. 2019].

- [19] „PRUSA 3D,“ PRUSA RESEARCH, 2020. [Online]. Available: <https://shop.prusa3d.com/cs/3d-tiskarny/181-3d-tiskarna-original-prusa-i3-mk3s.html>. [Přístup získán 10. 6. 2020].
- [20] J. Beran, „Tvorba výpočtového modelu,“ [Online]. Available: [http://www.kts.tul.cz/content/files/podklady/tvorba\\_vypoctoveho\\_modelu.pdf](http://www.kts.tul.cz/content/files/podklady/tvorba_vypoctoveho_modelu.pdf). [Přístup získán 10. 5. 2020].
- [21] J. Petruška, „MKP v inženýrských výpočtech,“ [Online]. Available: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>. [Přístup získán 10. 6. 2020].
- [22] „Tribological device for friction dampers,“ Supméca, Saint-Ouen, 2009.
- [23] *Torque sensor Type C 110 B*, TME, 2019.

## 18 Seznam obrázků

Obr. 1: Logo firmy [3] .....	3
Obr. 2: Otevřené opásání (upraveno z [5]) .....	5
Obr. 3: Zkřížené opásání (upraveno z [5]) .....	5
Obr. 4: Vícenásobný řemenový převod (upraveno z [5]) .....	6
Obr. 5: Polozkřížené opásání (upraveno z [5]) .....	7
Obr. 6: Opásání s napínací kladkou (upraveno z [5]) .....	7
Obr. 7: Druhy řemenů: a) plochý, b) klínový, c) kruhový [4] .....	9
Obr. 8: Napínání posunutím [9] .....	11
Obr. 9: Napínání naklopením (vlevo) napínání naklopením vlastní vahou (vpravo) [9] .....	12
Obr. 10: Provedení "short arm" a "long arm" [7] .....	14
Obr. 11: Řez kuželovými systémy napínáků řemene [7] .....	15
Obr. 12: Třecí element systému E3 (vlevo) a E3D (vpravo) [10] .....	15
Obr. 13: Řez válcovými systémy napínáků řemene [7] .....	16
Obr. 14: Tlumicí element systému E4+ (vlevo) a E4 (vpravo) [10] .....	17
Obr. 15: Řez torzním napínákem řemene [7] .....	18
Obr. 16: Tlumicí element torzního napínáku řemene [10] .....	18
Obr. 17: Napínák řemene připevněný na alternátor [7] .....	19
Obr. 18: Axiální třecí element [10] .....	19
Obr. 19: Dvoukladkový napínák řemene [7] .....	20
Obr. 20: Řez povrchovými vrstvami [13] .....	21
Obr. 21: Stribeckova křivka a) mezní tření, b) smíšené tření, c) kapalinné tření [13] .....	22
Obr. 22: Rozdělení polymerů [11] .....	26
Obr. 23: Valivé ložisko [17] .....	27
Obr. 24: Schéma 3D tisku, (1) extrudér, (2) jednotlivé vrstvy tisknuté součásti, (3) pohyblivá tisková plocha [11] .....	29
Obr. 25: 3D tiskárna MK3S [19] .....	32
Obr. 26: Model třecího elementu připravený k tisku .....	33
Obr. 27: Počátek souřadnicového systému .....	35
Obr. 28: Řez třecím elementem .....	36
Obr. 29: Rozložení sil na napínáku řemene .....	37
Obr. 30: Rozložení tlaků na tlumícím elementu .....	37
Obr. 31: Schéma výpočtu koeficientu tření .....	38
Obr. 32: Závislost maximálního tlaku na toleranci délky řemene, uložení řemenic a mezních poloh .....	39
Obr. 33: Závislost maximálního tlaku na tolerovaných rozměrech tlumícího elementu .....	40
Obr. 34: Závislost maximálního tlaku na výškách třecích ploch .....	41
Obr. 35: Konvergence [21] .....	42
Obr. 36: Zjednodušené schéma zatížení napínáku řemene .....	44
Obr. 37: Zatížení modelu v programu ANSYS .....	45
Obr. 38: Maximální tlak na tlumicí element .....	46
Obr. 39: Kruhové drážky .....	47



Obr. 40: Kosočtvercové drážky.....	47
Obr. 41: Dvojnásobný počet drážek.....	47
Obr. 42: Drážka 0,7 mm .....	47
Obr. 43: Měřicí zařízení (z archivu autora).....	50
Obr. 44: Schéma měřicího zařízení [22] .....	51
Obr. 45: Momentový senzor [23].....	51
Obr. 46: Schéma výpočtu axiální síly.....	52
Obr. 47: Závislost třecího momentu na počtu cyklů původní geometrie vystříknutého třecího elementu .....	55
Obr. 48: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů původní geometrie vystříknutého třecího elementu .....	55
Obr. 49: Záznam amplitudy původní geometrie vystříknutého třecího elementu .....	56
Obr. 50: Závislost třecího momentu na počtu cyklů původní geometrie vytisknutého třecího elementu .....	56
Obr. 51: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů původní geometrie vytisknutého třecího elementu .....	57
Obr. 52: Závislost třecího momentu na počtu cyklů třecího elementu s dvojnásobným počtem drážek.....	58
Obr. 53: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů třecího elementu s dvojnásobným počtem drážek.....	59
Obr. 54: Závislost třecího momentu na počtu cyklů třecího elementu se šířkou drážek 0,7 mm ....	60
Obr. 55: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů třecího elementu se šířkou drážek 0,7 mm.....	60
Obr. 56: Závislost třecího momentu na počtu cyklů třecího elementu s kruhovými drážkami.....	61
Obr. 57: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů třecího elementu s kruhovými drážkami.....	62
Obr. 58: Závislost třecího momentu na počtu cyklů třecího elementu s kosočtvercovými drážkami .....	63
Obr. 59: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů třecího elementu s kosočtvercovými drážkami.....	63
Obr. 60: Závislost třecího momentu na počtu cyklů vytisknutého a vystříknutého třecího elementu .....	65
Obr. 61: Závislost koeficientu tření na počtu cyklů vytisknutého a vystříknutého třecího elementu .....	65
Obr. 62: Srovnání průběhu třecího momentu jednotlivých geometrií .....	67
Obr. 63: Srovnání průběhu koeficientu tření jednotlivých geometrií.....	67

## 19 Seznam tabulek

Tab. 1: Porovnání maximálních tlaků z MKP výpočtů .....	46
Tab. 2: Parametry senzoru [23].....	51
Tab. 3: Srovnání vystříknutého a vytisknutého třecího elementu .....	64
Tab. 4: Srovnání geometrií třecích drážek .....	66

## 20 Seznam zkratek a symbolů

s	[mm]	výška plochého řemene
b	[mm]	šířka plochého řemene
h	[mm]	výška klínového řemene
$w_0$	[mm]	šířka klínového řemene
$\delta$	[mm]	průměr kruhového řemene
PTFE		polytetrafluorethylen
PBI		polybenzimidazol
PI		polyimide
PAI		polyamideimide
PEI		polyeterimid
PAEK		polyaryletherketon
PEEK		polyetheretherketone
PSU		polyakrylsulfon
PESU		polyethersulfon
LCP		liquid crystal polymer
PPS		polyfenylsulfid
PPA		polyftalamid
PFA		perfluoroalkoxy
PVDF		polyvinyliden
PMMA		polymethylmethakrylát
PC		polykarbonát
ABS		akrylonitributadienstyren
PA66		polyamid 66
PET		polyethylentereftalát
PBT		polybuthylentereftalat
UHMWPE		ultra vysoko molekulárně hmotnostní polyethylen
POM		polyoxymetylen

PS		polystyren
PVC		polyvinylchlorid
PP		polypropylen
HDPE		vysoko hustotní polyethylen
LDPE		nízko hustotní polyethylen
$A_{DE_1}$	[mm <sup>2</sup> ]	obsah třecí plochy 1
$A_{DE_2}$	[mm <sup>2</sup> ]	obsah třecí plochy 2
$c_{DE}$	[mm]	velký vnitřní průměr třecího elementu
$d_{DE_1}$	[mm]	malý průměr třecí plochy 1
$b_{DE}$	[mm]	výška třecí plochy 1
$A_{DR}$	[mm <sup>2</sup> ]	obsah plochy drážek
$d_{DE}$	[mm]	malý vnitřní průměr třecího elementu
$d_{DE_2}$	[mm]	velký průměr třecí plochy 2
$a_{DE}$	[mm]	výška třecí plochy 2
$F_{1_x}$	[N]	x komponent výsledné síly
$F_{1_y}$	[N]	y komponent výsledné síly
$\alpha_1$	[°]	úhel výsledné síly od řemene
$M_{PN}$	[Nm]	moment napínáku řemene v nominální pozici
$x_1$	[mm]	délka ramene napínáku řemene
$M_x$	[Nm]	x komponent výsledného momentu
$z_1$	[mm]	vzdálenost od středu tlumicího elementu do středu kladky
$M_y$	[Nm]	y komponent výsledného momentu
$F_{xy}$	[N]	výsledná xy síla působící na třecí element
$M_{xy}$	[Nm]	výsledný xy moment působící na třecí element
$p_{DE_{xy}}$	[MPa]	tlak od síly $F_{xy}$
$p_{DE_z}$	[MPa]	tlak od síly $F_z$
$F_{zDE}$	[N]	z komponent výsledné síly
$A_{DE}$	[mm <sup>2</sup> ]	obsah třecích ploch 1+2

$\alpha_{DE}$	[°]	úhel sklonu stěny tlumícího elementu
$h_{DE}$	[mm]	polovina celkové výšky třecího elementu
$w_{DE_1}$	[mm]	vzdálenost ze středu tlumícího elementu ke třecí ploše 1
$\rho_{DE_1}$	[mm]	minimální poloměr tlumícího elementu v třecí ploše 1
$w_{DE_2}$	[mm]	vzdálenost ze středu tlumícího elementu ke třecí ploše 2
$\rho_{DE_2}$	[mm]	maximální poloměr tlumícího elementu v třecí ploše 2
$M_T$	[Nm]	výsledný třecí moment
$R_{DE_1}$	[mm]	střední poloměr třecí plochy 1
$\mu$	[1]	koeficient tření
$R_{DE_2}$	[mm]	střední poloměr třecí plochy 2
$F_{DEz_1}$	[N]	síla působící na třecí plochu 1
$F_{DEz_2}$	[N]	síla působící na třecí plochu 2
$F_{tor}$	[N]	torzní zatěžující síla napínáku řemene
$F_{rad}$	[N]	radiální zatěžující síla napínáku řemene
$k$	[Nm <sup>-1</sup> ]	tuhost vinuté pružiny
$x$	[mm]	délka stlačení pružiny
$r_{SP}$	[mm]	poloměr pružiny
$F_1$	[N]	přítlačná síla přípravku
$F_2$	[N]	přítlačná síla od závaží
$F_z$	[N]	výsledná reakční síla