

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní zaměření: KVSZ Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh dvouramenného napínáku klínového řemene

Autor: **Bc. Matěj TOPIČ**
Vedoucí práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**

Akademický rok 2020/2021

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Matěj TOPIČ**
Osobní číslo: **S19N0119P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Studijní obor: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Návrh dvouramenného napínáku klínového řemene**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Analýza problému konstrukčního uzlu. Návrh modifikace dvouramenného napínáku klínového řemene pro motory se start-stop systémem.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Specifikace požadavků
2. Konstrukční návrh s příslušnými výpočty
3. Vypracování technické dokumentace
4. Komplexní zhodnocení navrhovaného řešení

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

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojí částí*. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3
[2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojí částí. Převodové mechanismy*. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-202-5
Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu

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

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jaromír Kašpar**
Mubea spol. s r.o.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2020**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

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

Poděkování

V první řadě bych chtěl poděkovat Ing. Jaromíru Kašparovi za výbornou spolupráci, cenné rady, vstřícnost a asistenci při zpracovávání této práce. Zároveň bych chtěl tímto poděkovat Ing. Otomaru Šedivému společně s firmou Mubea spol. s.r.o. za poskytnutí veškerého potřebného vybavení a prostor, vstřícnost při spolupráci.

Také bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Bernardinovi za snahu, trpělivost a věcné rady při vypracovávání této práce.

Na závěr bych chtěl poděkovat Západočeské Univerzitě, a to zejména Fakultě strojní. Za veškerou podporu jak během mého studia, tak během tvorby této práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÁ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Topič	Jméno Matěj	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017 „Konstruování strojů a technických zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bernardin, Ph.D.	Jméno Petr	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh dvouramenného napínačku klínového řemene		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	82	TEXTOVÁ ČÁST	56	GRAFICKÁ ČÁST	26
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje rešerši zabývající se teorií kolem řemenových převodů, napínačků řemenů a informace týkající se kompozitních materiálů. Dále práce obsahuje praktickou část týkající se návrhu náhrady ocelové pružiny za pružinu z kompozitního materiálu u napínačku řemenového převodu.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Řemenové převody, napínačky řemene, pružiny z kompozitních materiálů.</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Topič	Name Matěj	
FIELD OF STUDY	N0715A270017 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Bernardin, Ph.D.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of a two-arm V-belt tensioner		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	82	TEXT PART	56	GRAPHICAL PART	26
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This Diploma thesis includes research describes theory belt drivers, belt tensioners and information about composites materials. Thesis also includes the design steel spring replacement by composite material spring designed for belt tensioner.
KEY WORDS	Belt drivers, belt tensioners, composite material springs

Obsah

1	Úvod.....	10
2	Seznámení s firmou Mubea	11
2.1	Historie firmy	11
2.2	Specializace firmy	14
3	Řemenové převody	15
3.1	Základní konstrukce řemenových převodů.....	16
3.2	Rozdělení řemenových převodů	18
3.2.1	Rozdělení podle způsobu opásání.....	18
3.2.2	Rozdělení podle řemene.....	19
3.3	Obecně známé principy napínání řemenových převodů.....	21
3.3.1	Statické napínání.....	22
3.3.2	Dynamické napínání	23
3.4	Základní druhy napínáků firmy Mubea	26
3.4.1	Jednokladvkové napínáky.....	26
3.4.2	Dvoukladvkové napínáky	30
4	Popis doporučených náhrad materiálů pro konstrukci pružiny - Vláknové kompozity 33	
4.1	Plnivo vláknových kompozitů	33
4.1.1	Materiály vláken kompozitů	33
4.1.2	Orientace vláken kompozitů	34
4.1.3	Délka vláken kompozitů	35
4.2	Pojivo vláknových kompozitů	35
4.3	Popis mechanického chování vláknových kompozitů.....	35
4.3.1	Orientovaná vlákna	35
4.3.2	Náhodná orientace vláken.....	36
4.4	Vhodné varianty kompozitních materiálů k použití	36
5	Konstrukční návrh.....	38
5.1	Zadané parametry	38
5.1.1	Princip funkce původní varianty napínáku sloužícímu k inovaci.....	38
5.1.2	Rozměry pružiny.....	40
5.1.3	Mechanické vlastnosti pružiny	40
5.1.4	Zatěžovací prostředí.....	40

5.1.5	Doporučené materiály	41
5.2	Předběžný konstrukční návrh vzorku	41
5.2.1	Volba vhodného materiálu.....	41
5.2.2	Prvotní řešení náhrady pružiny	42
5.2.3	Finální volba materiálu	55
5.2.4	Volba vhodného modulu průřezu materiálu v jednotlivých úsecích	57
5.2.5	Výpočtový model a optimalizace pružiny	58
5.3	Konstrukční návrh náhrady pružiny	62
5.3.1	Návrh 3D modelu pružiny	62
5.3.2	Výpočetní model 3D modelu pružiny.....	63
5.3.3	Optimalizace 3D modelu pružiny	65
6	Kontrola pružiny v celém rozsahu pracovních teplot	67
7	Zhodnocení vhodnosti náhrady.....	73
7.1	Parametry původního konstrukčního řešení	73
7.2	Parametry navrženého konstrukčního řešení	74
7.3	Srovnání konstrukčních variant řešení	75
8	Zhodnocení práce a závěr	77
9	Seznam použité literatury	78
9.1	Publikace na internetu	78
9.2	Knižní publikace.....	80
9.3	Placené normy a firemní dokumenty.....	80
10	Seznam obrázků	80
11	Seznam tabulek	82

1 Úvod

První část této práce se zabývá rešerší z oblasti teorie klínových řemenů a základním rozdělení řemenových převodů dle jednotlivých kritérií. Dále práce obsahuje popis obecných metod napínání klínového řemene a jejich jednotlivý popis. Rešerše mimo jiné obsahuje také krátké seznámení s firmou Mubea spol. s.r.o. a konstrukčními řešeními napínáků klínového řemene vyráběných touto firmou. V poslední řadě je část rešerše věnována vláknovým kompozitům, jejich rozdělení a popisu potenciálně vhodných materiálů k řešení náhrady ocelové pružiny kompozitním materiálem.

Napínáky řemene jsou důležitou součástí v odvětví automobilového průmyslu. Napínáky řemenů lze najít v automobilu jako součást mechanismu převodu rozvodového řemene. Napínáky klínového řemene konají důležitou funkci, a tou je zajištění funkce řemenového převodu ideálně bez jakéhokoliv prokluzu. V případě špatné funkce napínáku řemene a následného prokluzu může dojít k poškození či špatnému fungování automobilu. Konstrukční část práce obsahuje popis původní varianty napínáku klínového řemene a podrobný popis požadavků na kompozitní náhradu pružiny. Další částí konstrukční části práce je návrh náhrady kompozitní pružiny, který sloužil především k dimenzování pružiny a volby vhodného materiálu. Praktická část pak dále obsahuje dimenzování pružiny s nekonstantním průřezem s výpočtním modelem a optimalizací. Následně je uveden návrh 3D modelu též s výpočtním modelem a optimalizací, který vedl přímo k finálnímu řešení modelu pružiny. Konstrukční návrh je následně podroben kontrole a zhodnocení vůči původní variantě. V závěru konstrukční části už jsou uvedeny jen fakta vycházející z celého průzkumu a návrhu praktického řešení, které zhodnocují funkci samotného řešení a jeho potenciál pro podobné oblasti užití.

2 Seznámení s firmou Mubea

2.1 Historie firmy

Poprvé se na trhu objevila firma pod obchodním názvem Josef Muhr, Attendorn 1. srpna 1916, se stejnojmenným zakladatelem, kdy zakladatel společně se synem začal pronajímat továrnu Funkes Fabrik.

Roku 1931 se firma rodiny Muhr spojuje s rodinnou firmou Bender a firma získává obchodní značku Mubea, která se skládá z počátečních písmen ve jménech obou vlastníků firmy (**Muhr** a **Bender**) a ze sídla společnosti (**Attendorn**).

Tehdy zásadním krokem byl pro firmu roku 1960, kdy se uvádí do provozu Německá pobočka v Daadenu, kdy firma nabírá dalších 25 zaměstnanců, čímž firma řeší problém s nedostatkem pracovních sil, což je jedním z významných kroků tehdy ještě vcelku mladé společnosti.

Velmi významný byl pro firmu také rok 1980, kdy firma přichází na trh s průlomovým produktem, kterým je stabilizátor náprav pro vůz Porsche 928. Nová trubková konstrukce stabilizátoru umožňuje snížení hmotnosti o 40% oproti původní verzi. V následujících letech pak firma přichází s dalšími novinkami na trh, jako jsou například vulkanizovaná pryžová ložiska, trubky s proměnlivou tloušťkou stěny a sníženou hmotností.



Obrázek 2-1 Stabilizátor nápravy^[1]

Velmi zásadní milník je pro firmu rok 1981, kdy firma otvírá první americkou pobočku ve městě Florence ve státě Kentucky, která je vzdálena pouze 400 kilometrů od tehdejšího centra automobilového průmyslu, čímž si firma otvírá cestu k americkému trhu.



Obrázek 2-2 První pobočka firmy Mubea v Americe^[1]

V letech 1989 firma Mubea přichází s patentem pružiny pro boční zatížení. Tato varianta pružiny byla použita u vozidel koncernu Volkswagen, a to u vozů Audi Quattro, Volkswagen Golf a Volkswagen Passat.



Obrázek 2-3 Pružina pro boční zatížení^[1]

S rokem 1994 se mění vedení firmy, kdy se Dr. Thomas Muhr vrací po dvou letech v BMW a přebírá vedení po svém otci Dr. Karlu Heinzovi Muhrovi. Převzetí technického vedení je pro syna zakladatele náročným úkolem. Syn tak s vytrvalostí a empatií vůči svému otci vedení firmy přebírá a přichází s inovacemi v mnoha oblastech. Nicméně otec se zdá být s inovacemi spokojený.



Obrázek 2-4 Dr. Thomas Muhr^[1]

V České Republice firma zakládá dceřinou společnost roku 1996, která se nachází v Žebráku do dnes. Dceřiná společnost je zaměřena zejména na výrobu napínáků řemenů a začíná na počtu 30 zaměstnanců.

Roku 2004 firma Mubea otvírá závod Tailor Rolled Blanks (TRB), který přichází s prvními válcovkami za studena v Attendornu, což bylo v budoucnu důsledkem velkého vývoje díky flexibilnímu válcování. Téhož roku firma také zakládá Závod v Tchaj-changu v Číně, který je vzdálen přibližně hodinu cesty autem od Šanghaje, čímž expanze firmy zasáhne také čínský trh a firma tak získává spolupráci s dalšími asijskými kooperačními partnery.

S rokem 2010 firma přebírá rakouskou firmu Carbo Tech. Převzetím této firmy Mubea rozšiřuje nabídku svých produktů o odlehčené kompozitní konstrukce vyztužené uhlíkovými vlákny.

Později v roce 2015 firma přichází s inovativními metodami výroby odlehčených hliníkových slitin a kompozitů na bázi uhlíkových vláken. Při užití hliníkových slitin je tak využíváno inovativního procesu metody lití, která je spojena s výhodami hmotnosti a pevnosti procesu kování s konstrukční svobodou procesu lití.



Obrázek 2-5 Disky kol vyráběné inovativními metodami^[1]

Dalším průlomovým rokem byl pro společnost Mubea rok 2018, kdy firma přichází s inovativní konstrukcí tažné listové pružiny z kompozitního materiálu na bázi skelných vláken. Pružina spojuje jak inovativní tvar konstrukce, tak užití nekonvenčního materiálu, což umožňuje úsporu hmotnosti až 50 kilo ve srovnání s konvenčními ocelovými listovými pružinami.



Obrázek 2-6 Listová pružina ze sklolaminátu^[1]

Nyní v roce 2020 se tedy firma může pyšnit více než 100 lety vývoje, kdy narostla z původních 12 zaměstnanců a jednoho závodu na společnost o počtu více než 14 300 zaměstnanců a 45 poboček ve 20 zemích.^[1]

2.2 Specializace firmy

Firmy Mubea se zaměřuje hlavně na automobilový průmysl a mimo jiné také na letectví. Jednou z nejvýznamnějších předností této firmy je, že se zabývá inovacemi používaných dílů v automobilovém průmyslu, a to zejména za účelem odlehčování. Zde firma Mubea nabízí široký sortiment součástí využívající nekonvenčních materiálů. Hlavních šest produktových zaměření jsou tedy: Podvozky, karoserie, hnací ústrojí, E-Mobility, letectví, průmysl.

Tématika podvozků je zde zaměřena do několik skupin, jednou z nich je výroba pružin. Zde jde o výrobu celistvých systémů nápravových pružin se záměrem odlehčení, dále také výrobou kompozitních pružin. Další oblastí jsou stabilizátory podvozku s dutým i plným průřezem. Jednou z těchto oblastí je mimo jiné výroba přesných ocelových trubek, které jsou pak dále užívány pro výrobu dalších komponentů. V neposlední řadě je zde výroba disků kol automobilů z nekonvenčních materiálů a výroba odlehčených spojovacích tyčí. Je nutno říct, že katalog produktů tohoto změření je opravdu rozsáhlý a proto je cílem čtenáře seznámit pouze s těmi nejvýznamnějšími.

V oblasti karoserií se firma zaměřuje do tří hlavních skupin. První skupinou jsou Tailor Rolled Products. Zde se jedná o plechové komponenty s proměnlivou tloušťkou stěny optimalizovanou z hlediska namáhání a funkcí. Dále Mubea Carbo Tech, kde jde o výrobu konstrukcí odlehčených dílů z kompozitních materiálů. Poslední skupinou jsou interiéry, kde je kladen důraz na kombinaci designu, odlehčené konstrukce a bezpečnosti.

V kategorii hnacích ústrojí se firma zabývá zejména inovacemi a reaguje tak na technologie, které se v současné době výrazně mění. Katalog produktů v této kategorii pak nabízí ventilové pružiny, systémy napínání řemene, spojovací součástky, pružiny pro převodovky, trubkové hřídele a přesně střižené díly.

E-Mobility je skupina produktů, která je na trhu teprve krátce, zde jde o výrobu menších modulárních přepravních vozidel, kde celý koncept umožňuje plnit individuální požadavky

zákazníků. Vozidla disponují vysokou přepravní hmotností v poměru k hmotnosti vozidla, která se pohybuje kolem 115 kg. Pohon v tomto případě zajišťují elektromotory s akumulátory.



Obrázek 2-7 vozidlo Mubea eCargo^[2]

Oblast letectví zaštiťuje pobočka Mubea FLAMM. Společnost nabízí široké portfolio špičkových technologií používaných v letectví. Zde jde jak o individuální, ale i sériovou výrobu komplexních lisovaných, tažených, tvářených obráběných komponentů z nerezové oceli, hliníku a titanových slitin. Další doménou jsou pak galvanické povrchové úpravy, povrchové ochrany prostřednictvím plně automatizovaných procesů lakování a komplexních nýtovacích a montážních sestav.

Poslední skupinou produktů jsou produkty zejména pro domácí průmysl. Portfolio produktů pak nabízí talířové pružiny, strukturní a vizuální komponenty vyztužené uhlíkovými vlákny a komponenty pro domácí spotřebiče. Dále je zde výroba přesných ocelových trubek a spojovací prvky, jejichž zastoupení lze najít též i v jiných oblastech výroby než je průmysl.^[2]

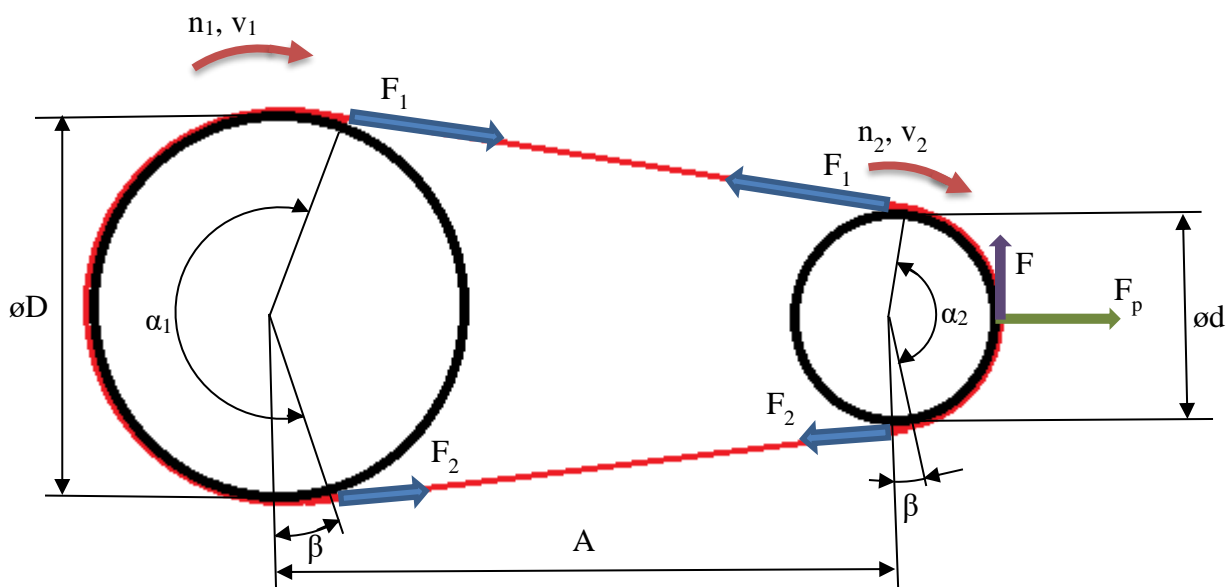
3 Řemenové převody

Řemenové převody jsou jedním z často užívaných převodů ve strojírenství. Jde o princip převodu, kdy jsou dvě a více řemenic propojeny řemenem, který přenáší obvodovou sílu a rychlost z řemenice na hnací hřídeli na řemenici na hřídeli hnané. Mezi hlavní výhody tohoto převodu je výborné tlumení rázů při rozběhu, vibrací při pracovních rychlostech a také velmi tichý provoz. Dobrou vlastností je také možnost využití vysokých osových vzdáleností. Dalšími přednostmi řemenových převodů jsou pak možnost pohonu několika hřídelí najednou a velmi nízké pořizovací náklady. Mezi nedostatky řemenových převodů patří omezený převodový poměr, kdy by se poměr průměrů řemenic neměl dostat do hodnot, aby úhel opásání menší

řemenice nebyl příliš malý. Další z nevýhod je také nižší teplotní odolnost a vysoké radiální síly na ložiskách od předepnutí řemene. V určitých případech použití řemenových převodů může být nedostatkem nekonstantní převodový poměr vlivem prokluzu řemene. Posledním nedostatkem už je pak snad vyšší náročnost na časté kontroly, údržbu a případné dopínání řemene z důvodu jeho prodlužování.

3.1 Základní konstrukce řemenových převodů

Obecná a nejpoužívanější konstrukce řemenového převodu se tedy, jak už bylo zmíněno, skládá ze dvou řemenic a řemene viz. Obrázek 3-1 níže. Řemenový převod má vždy dvě větve řemenu, jednu zatíženou a jednu odlehčenou. Zatížená větev je z pravidla vždy tažena od hnané řemenice k hnací řemenici ve směru otáčení. Odlehčená větev je pak tažena od hnací řemenice k řemenici hnané ve směru. V případě, že se změní směr otáčení řemenice, dochází také logicky k záměně větví.^[3]



Obrázek 3-1 Schéma řemenového převodu

Za předpokladu, že levá řemenice je hnaná a pravá řemenice hnací, pak platí tyto základní vztahy:

$$i = \frac{d}{D} ; v_1 = v_2 ; v_1 = n_1 \cdot \pi \cdot D ; v_2 = n_2 \cdot \pi \cdot d$$

$$n_2 \cdot \pi \cdot d = n_1 \cdot \pi \cdot D$$

$$n_2 \cdot d = n_1 \cdot D$$

$$i = \frac{d}{D} = \frac{n_1}{n_2}$$

i – převodový poměr; d – průměr hnací řemenice; D – Průměr hnané řemenice;

v_1 – Obvodová rychlost hnané řemenice; v_2 – Obvodová rychlost hnací řemenice;

n_1 – otáčky hnané řemenice; n_2 – otáčky hnací řemenice

$$\alpha_2 = 180^\circ + 2\beta; \alpha_1 = 180^\circ - 2\beta;$$

$$\sin \beta = \frac{D-d}{2A}; l = 2A \cdot \cos \beta + \pi \cdot D \cdot \frac{\alpha_1}{360} + \pi \cdot d \cdot \frac{\alpha_2}{360};$$

α_1 – Úhel opásání hnané řemenice; α_2 – Úhel opásání hnací řemenice;

β – Úhel tečny řemene; l – Délka řemene; A – Osová vzdálenost

Pro výpočet sil na zatížené a odlehčené větvi pak platí tyto základní vztahy:

$$F = \frac{2M_k}{d} = F_1 - F_2$$

F – Užitečná síla; F_1 – Síla na zatížené větvi; F_2 – Síla na odlehčené větvi; M_k – Krouticí moment na hnací hřídeli

V případě použití plochého řemenového převodu lze použít Eulerův vztah pro určení velikosti jednotlivých silových složek:

$$F_1 = F_2 - e^{f\beta}$$

$$F_1 = F - \frac{e^{f\beta}}{e^{f\beta} - 1}$$

$$F_2 = F - \frac{1}{e^{f\beta} - 1}$$

$$F_p = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f\beta} + 1}{e^{f\beta} - 1}$$

F_p – Potřebné předeptnutí; f -součinitel tření^[3]

3.2 Rozdělení řemenových převodů

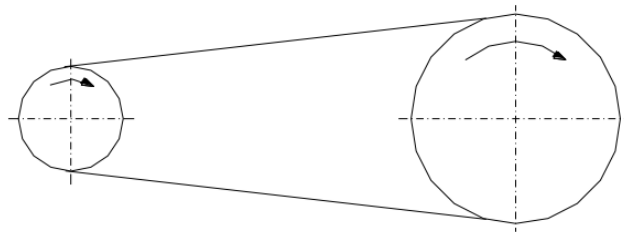
Řemenové převody je možná dále rozdělit do několika dalších kategorií, přičemž každá kategorie je vždy něčím výjimečná a z tohoto hlediska má svou specifickou oblast využití.

3.2.1 Rozdělení podle způsobu opásání

Co se týče opásání, existují víceméně tři základní konstrukční uzpůsobení. Typickým opásání je otevřené viz. Obrázek 3-2, poté opásání s překříženými větvemi řemene na obrázku 3-3 a v poslední řadě opásání řemene s mimoosým uložením řemenic.

3.2.1.1 Opásání otevřené

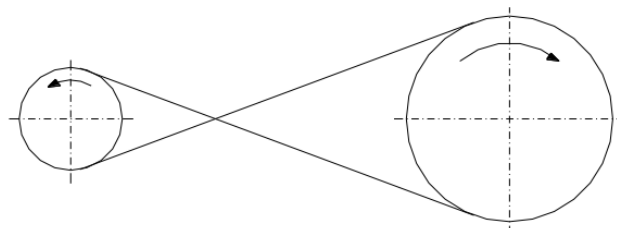
Užití otevřeného opásání je nejobvyklejším a také konstrukčně nejjednodušším. Pro konstrukční návrh, stačí užít jednoduchých algebraických vztahů a tím, že je tento způsob konstrukce vcelku konvenčním, je zaručena i výborná spolehlivost i bez dalších přidavných prvků, které by kompenzovali nežádoucí efekty.^[3]



Obrázek 3-2 Opásání otevřené^[3]

3.2.1.2 Opásání s překříženým řemenem

Užití opásání s překříženými větvemi není tak hojně používané jako opásání otevřené, nicméně disponuje výjimečnými vlastnostmi, které ho činí v určitých směrech nenahraditelným. Specifickými vlastnostmi jsou zde zvýšený úhel opásání řemenic a opačný směr otáčení opásání. Zvýšený úhel opásání zejména na velké řemenici, zvyšuje kontaktní plochu mezi řemenem. Záměna směru otáčení mezi jednotlivými hřídeli pak umožňuje speciální konstrukční řešení tam, kde není možno zaměnit směr otáčení pohonu, či řešit konstrukční řešení v omezeném zástavbovém prostoru. Nežádoucím efektem je zde otěr, který vzniká mezi dvěma větvemi řemene, ten je nutno kompenzovat specifickým konstrukčním řešením, což také omezuje možnosti použití určitých typů řemenů.^[3]

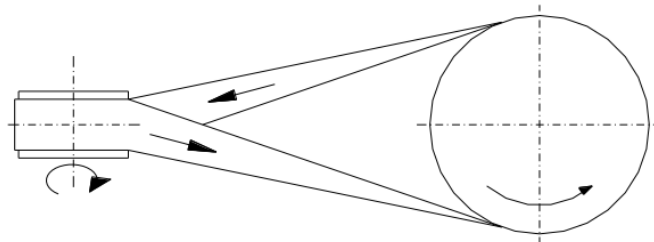


Obrázek 3-3 Opásání s překříženým řemenem^[3]

3.2.1.3 Opásání mimoosé

Užití poslední varianty opásání má též své nesporné výhody a těmi je zejména možnost mimoosého uložení řemenic a možnost změny úhlu osy rotace. Tato varianta řešení ovšem sebou nese i své nevýhody, způsobené hlavně zakřivením středové osy řemene, což vede jednak

k nerovnoměrnému namáhání řemene a zároveň vznik tlaku řemene na boční stěnu řemenice, důsledkem čehož vzniká tendence řemene sklouznout ven z řemenice a axiální namáhání uložení hřídele, na které řemenice leží. Sklouznutí řemene je však možno předejít vedením řemene, nicméně je jasné, že tato varianta vyžaduje složitější konstrukci. ^[3]



Obrázek 3-4 Mimoosé opásání^[3]

3.2.2 Rozdělení podle řemene

Řemeny lze rozdělit podle dvou základních vlastností, jednou z nich je materiál řemene a druhou vlastností je tvar řemene, a to nejen průřezu řemene, ale i tvaru stykové plochy. ^[3]

3.2.2.1 Rozdělení podle materiálů

Materiál zde určuje zejména tuhost, koeficient tření a možnosti předepnutí z hlediska meze elasticity materiálu. Je také třeba říci, že chování materiálu řemene v závislosti na teplotě má velký vliv, zde hraje roli teplotní odolnost materiálu a to nejen teplotní hranice, kdy materiál degraduje, ale i proměnlivost tuhosti v závislosti na změně teploty a dlouhodobá tvarová stálost při vystavení celého rozsahu pracovních teplot, což vcelku vymezuje vhodnost využití jednotlivých materiálů.

Z hlediska materiálů jsou pak používány:

Řemeny kožené – V případě kožených řemenů jde spíše o přežitek z minulosti, je to dáno zejména vysokou pořizovací cenou v porovnání s ostatními materiály. Dříve tyto řemeny byly hojně užívány, zejména pro dostupnost materiálu a jednoduchosti úpravy délky řemene. Tyto řemeny disponují nižším koeficientem tření (0,2-0,3), takže je nutno pro přenos obvodové síly dosáhnout mnohem vyššího předepnutí. Další komplikací užití kožených řemenů je nutnost mazání tak, aby bylo dosaženo požadovaného koeficientu tření.

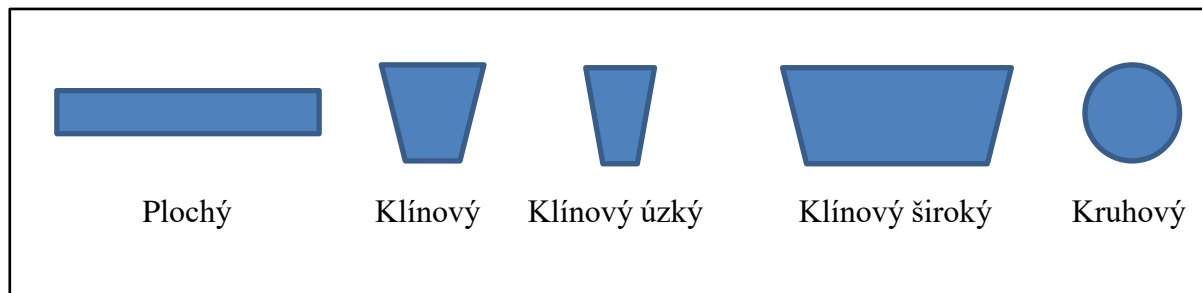
Řemeny textilní – Textilní řemeny se vyznačují zejména vyšší teplotní odolností, ale také jsou méně citlivé na prach a vlhkost. Jsou také vhodné pro vyšší obvodové rychlosti. Výbornou vlastností je také chemická odolnost proti výparům z louhů, kyselin a benzínu. Z hlediska přílnavosti se projevují vcelku stejnými hodnoty koeficientu tření jako řemeny kožené. ^[4]

Řemeny pryžové – Pryžové řemeny disponují zejména výborným třecím koeficientem (0,75), což umožňuje nižší předepínací síly, které pak působí na uložení hřídele, také jsou velmi pružné a ohebné. Vyznačují se velmi tichým během a jsou vhodné do vlhkého prostředí, ale je třeba je chránit před sálavým teplem, olejem a benzínem.

Řemeny hybridní – Oblast hybridních řemenů je dnes na trhu hojně zastoupena. Jde o kombinaci výše zmíněných materiálů. Kombinace materiálů je volena na základě oblasti užití řemene, kdy je například možné dosáhnout vysoké tuhosti řemene díky použitím textilního jádra, ale zároveň vyšší přílnavosti za použití pryžového obalu.

3.2.2.2 Rozdělení řemenů podle průřezu

Tvar průřezu řemene má velmi velký vliv zejména na přenos sil mezi řemenicí a řemenem. Zde pak hraje roli nejen plocha styku mezi řemenicí a řemenem, ale také úhel stykové plochy k ose řemenice, který má výrazný vliv na rozložení sil. Dále má na celkovou funkčnost vliv poměru výšky a šířky řemene, což velmi ovlivňuje tuhost řemene v ohybu a minimální rozměry řemenice a zároveň setrvačné účinky na řemeni.



Obrázek 3-5 Druhy průřezů řemene

Ploché řemeny – Ploché řemeny mají své využití zejména u strojů, kde jsou kladeny vysoké nároky na malé deformační ztráty, nutný krátkodobý prokluz, nízké vibrace a hlavně vysoké otáčky. Nízký průřez řemene, má příznivý vliv na ohebnost a nižší setrvačnost řemene. K přenosu obvodových sil dochází prostřednictvím tření mezi spodní plochou řemene a řemenicí. Boční stěny průřezu obstarávají už jen vedení řemene tak, aby se z řemenice nesesunul.^[5]

Klínové řemeny – Aplikace užití klínových řemenů je v průmyslu velmi rozsáhlá. Princip funkce klínového řemenu se od plochého řemenu velmi liší, a to v případě kontaktní plochy řemene. V případě uložení klínového řemene na řemenici není konstrukčně přijatelné, aby řemen ležel spodní plochou na řemenici, pro správnou funkci řemene by se měl řemen dotýkat řemenice pouze zkosnými stěnami tak, aby docházelo ke tření po stěnách. Tento způsob konstrukce umožňuje přenos mnohem vyšších obvodových sil při menším předepnutí. Vyšší průřez má ale vliv na vyšší setrvačné účinky a ohebnost řemene, proto řemeny nejsou vhodné pro tak vysoké otáčky jako řemeny ploché. Klínové řemeny se užívají u strojů, kde chceme docílit plynulého rozběhu a umožnit tak v případě startu prokluz řemene. Klínové řemeny se tedy vyznačují zejména hladkým startem a během, extrémně vysokým rozsahem přenosu síly a velkým rozsahem rychlostí.^{[6][7]}

Klínové řemeny úzké – Využití úzkých klínových řemenů je způsobeno hlavně se zvýšenými požadavky trhu. Funkce úzkého klínového řemene je vcelku stejná jako funkce klasického klínového řemene, rozdíl je však ve schopnosti přenosu výkonu, kdy je úzký klínový řemen schopen přenést mnohem vyšší výkony.^[7]

Klínové řemeny široké – Široké klínové řemeny mají svoje nenahraditelné místo v užití při konstrukci variátorů. Nižší průřez je lépe ohebný a má menší setrvačné účinky.

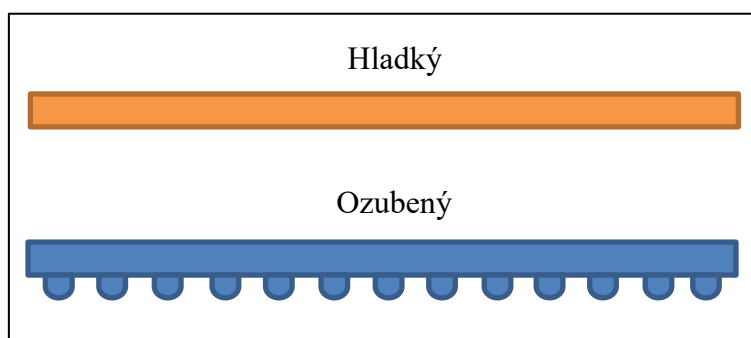
Kruhové řemeny – Kruhové řemeny mají v průmyslu stejně tak jako ostatní typy svoje místo. Velmi vhodné jsou pak v případě užití mimoosého uložení řemenic a to zejména u válečkových dopravníků, kdy je možné jednou hřídelí pohánět několik válců v řadě.^[8]



Obrázek 3-6 Pohon dopravních válečků^[8]

3.2.2.3 Rozdělení řemenů podle tvaru stykové plochy

Řemeny lze také rozdělit podle stykové plochy na řemeny hladké a ozubené.



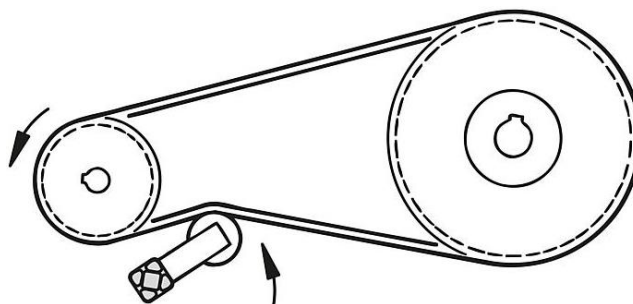
Obrázek 3-7 Typy stykových ploch řemene

Hladké řemeny vynikají zejména v situacích, kdy je žádoucí, aby funkcí převodu byl prokluz řemene, ať už jde o prokluz v případě překročení bezpečného krouticího momentu v rámci ochrany dalších strojních součástí, nebo jde o prokluz při plynulém rozběhu. Konstantní průřez má též pozitivní vliv na ochranu proti vzniku trhlin.

Řemeny ozubené zase vynikají v situacích, kde hladké řemeny selhávají. Zde jde hlavně o nežádoucí prokluz řemene u strojů, kde si není možné dovolit vzájemné posunutí řemenic. V kombinaci ozubeného řemene s ozubenou řemenicí je při správném napnutí zajištěna přesná vzájemná poloha obou řemenic. V určitých situacích však nemusí být funkce ozubení řemene spojena se zamezením prokluzu. Zuby se mohou též vyskytovat na řemenech klínových, kde má ozubení pozitivní vliv na prodloužení životnosti řemene, neboť přispívá k jeho ohebnosti.

3.3 Obecně známé principy napínání řemenových převodů

Pro správnou funkci řemenového převodu je nutné zajistit požadované předepnutí řemene tak, aby došlo ke tření mezi řemenicí a řemenem a nedocházelo k nežádoucímu prokluzu. Řemen pak může být napínán staticky nebo dynamicky. Princip funkce typického napínáku lze vidět na obrázku 3-8. V tomto případě je přidána kladka, která se protáčí a je přitlačována na odlehčenou větev řemene, čímž je vyvozeno předepnutí řemene a jeho správná funkce. Napínáky mimo jiné také vyrovnávají tepelné dilatace řemene a tlumí vibrace.

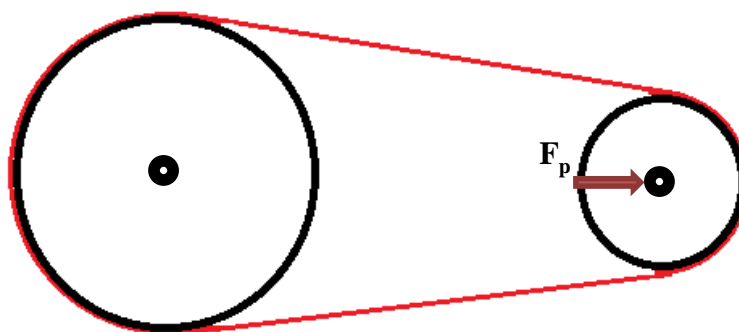


Obrázek 3-8 Typická konstrukce napínáku

3.3.1 Statické napínání

Konstrukce statického napínání řemene se vyznačuje zejména konstantní polohou systému napínání, která je opravdu v celém průběhu pracovního procesu stroje neměnná a její poloha se mění jen v servisních intervalech při dopínání řemene. Je jasné, že tyto statické systémy zajišťují pouze předepnutí řemene pouze nastavením polohy na požadovanou hodnotu a jsou tak vhodné spíše pro neměnné prostředí s neměnnými podmínkami. Velikost předepnutí pak většinou odpovídá pracovní teplotě řemene a konkrétním otáčkám a krouticím momentům. Znamená to tedy, že tyto systémy nejsou zrovna adaptabilní k proměnlivým podmínkám zatěžování.

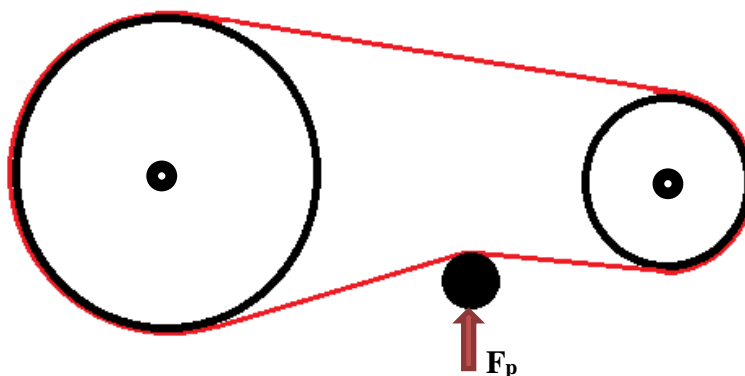
Napínání posunem motoru – Jednou z nejpoužívanějších variant napínání řemene je konstrukční řešení, kdy je osa hnané řemenice nehybná a pohybuje se s osou řemenice hnací. V tomto případě je hnací hřídel přímo spojena s motorem a osová vzdálenost řemenic se nastavuje přímo posuvem samotného motoru a jeho následným zajištěním v požadované poloze. Tento systém napínání se hojně používá v kombinaci s klínovými řemeny, které mají vysoký průřez vůči své šířce a v případě kladkových systémů napínání, by mohlo docházet k překroucení řemene, nicméně je možno ho také použít v kombinaci s řemeny plochými. Konstrukční řešení tohoto typu má pak uplatnění hlavně u těžkých strojů a zařízení s konstantními rychlostmi a momenty, kde je jednoduchostí řešení zajištěna vcelku vysoká spolehlivost, jelikož odpadá závislost na doplňkových systémech napínání.



Obrázek 3-9 Napínání posunem motoru

Napínání přidáním pevné kladky – Princip konstrukční řešení s přidáním pevné kladky je takový, že je na odlehčenou větev řemene přidána kladka, jejíž stavitelná poloha se dá regulovat kolmo na osu řemene. Nastavením kladky do požadované polohy se nastaví požadované předepnutí, aby nedocházelo k prokluzu řemene při požadovaných pracovních teplotách a

rychlostech. Toto konstrukční řešení vyniká zejména v situacích, kdy není možné pohybovat s ani jednou z os řemenic. Zároveň zde dochází ke zvýšení úhlu opásání, čímž je možné docílit přenosu vyšších momentů. Přídavná kladka také může plnit funkci vedení řemene těsně před řemenicí tak, aby se předešlo nežádoucímu svlečení řemene z řemenice. V systému je pak možné použít více kladek v místech náběhu řemene na řemenici. Pro užití kladek se hodí spíše varianty řemenů s širším průřezem, aby nedocházelo k nežádoucímu překroucení řemene.



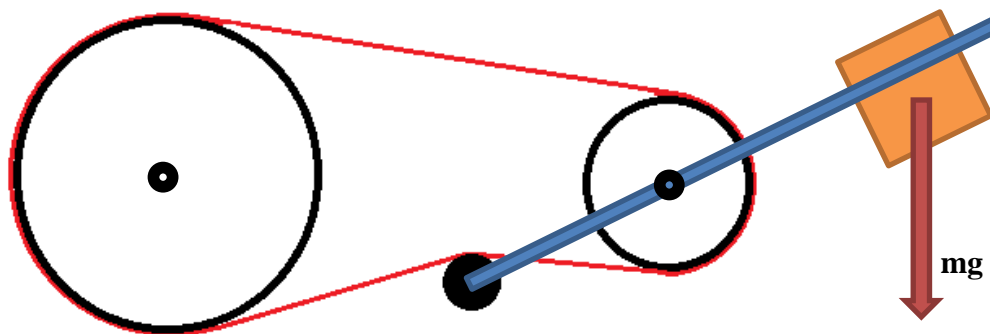
Obrázek 3-10 Napínání přidáním pevné kladky

3.3.2 Dynamické napínání

Dynamické napínání řemene se vyznačuje více adaptabilním způsobem napínáním řemene, neboť napínací systémy jsou schopny lépe reagovat na proměnlivé zatěžovací prostředí a to hlavně v případě tlumení rázů. Systémy je pak možné rozdělit na podle zdroje síly využívané k napínání.

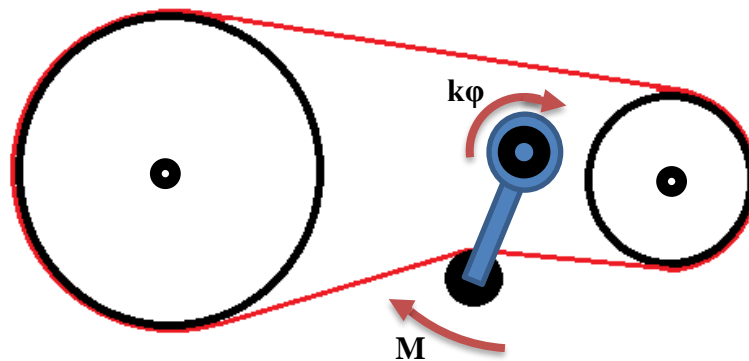
3.3.2.1 Mechanické napínání

Systém s protizávažím – Systém s protizávaží funguje na principu páky (viz. Obrázek 3-11), kdy rameno mezi kladkou a středem má délku pevně danou a délka druhého ramena je nastavitelná posuvným závažím. Sílu, kterou působí kladka na řemen, je pak možné libovolně měnit v závislosti na pracovních podmínkách. Výjimečnost tohoto konstrukčního řešení je hlavně v jednoduchosti konstrukce, nicméně je nutno říct, že si nese také své nevýhody a ty jsou velký zástavbový prostor a nevhodnost využití na pohyblivých konstrukcích, kde dochází k setrvačným účinkům, které mohou mít vliv na funkci celého napínacího systému.



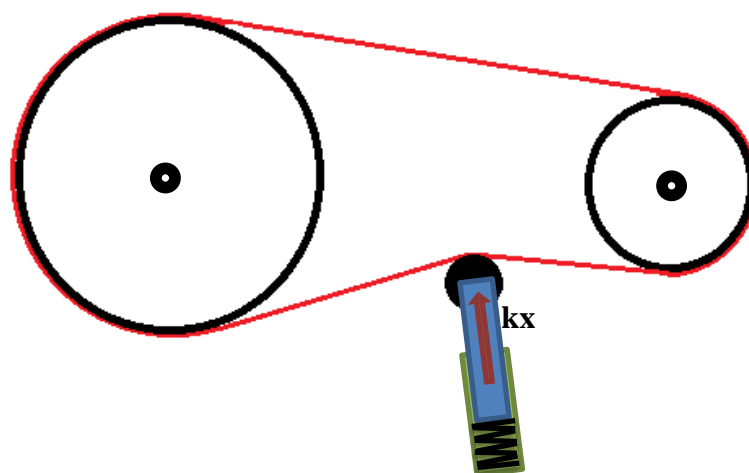
Obrázek 3-11 Napínání protizávažím

Systém se zkrutnou pružinou – Další hojně používaný systém napínání je systém se zkrutnou pružinou. Zde je k pevně ukotvené a předepnuté zkrutné pružině připevněno rameno s kladkou, které je přitlačováno na řemen krouticím momentem generovaným zkrutnou pružinou. Zde je vhodné dodat, že moment dodávaný pružinou závisí na úhlu natočení ramene. To znamená, že pokud dojde k jeho vychýlení, dojde tak ke změně velikosti dodávaného momentu. Při konstrukci je tedy nutné zvolit správný pracovní rozsah ramene a v závislosti na něm vhodné předepnutí pružiny. Tento princip je mimo jiné hojně užívaný v automobilovém průmyslu, díky jeho malému zástavbovému prostoru a jeho nezávislosti na setrvačných účincích.



Obrázek 3-12 Napínání zkrutnou pružinou

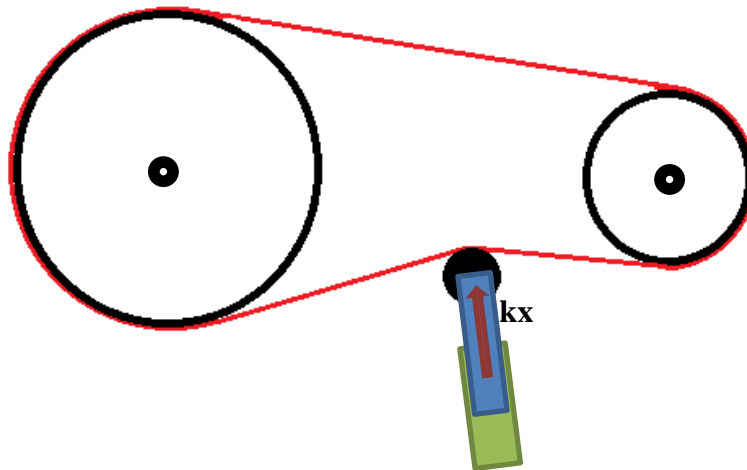
Systém s tlačnou pružinou – Konstrukční varianta s tlačnou pružinou funguje velmi podobná variantě s pružinou zkrutnou. Dodávaná síla kladkou na řemen je též proměnná, ovšem zde je přítlak kladky vyvozen posuvem kolmým ve směru na osu řemene. Důmyslnost této varianty oproti variantě se zkrutnou pružinou je však v tom, že v tomto případě může být předepnutí pružiny jednoduše nastavitelné i v průběhu servisu, bez demontáže pružiny, a to tak, že v případě této konstrukční varianty může být na spodní straně pružiny využit stavěcí šroub k regulaci počátečního stlačení pružiny. Tento systém je též užívaný v automobilovém průmyslu, ovšem jsou zde trochu větší nároky na zástavbový prostor.



Obrázek 3-13 Napínání tlačnou pružinou

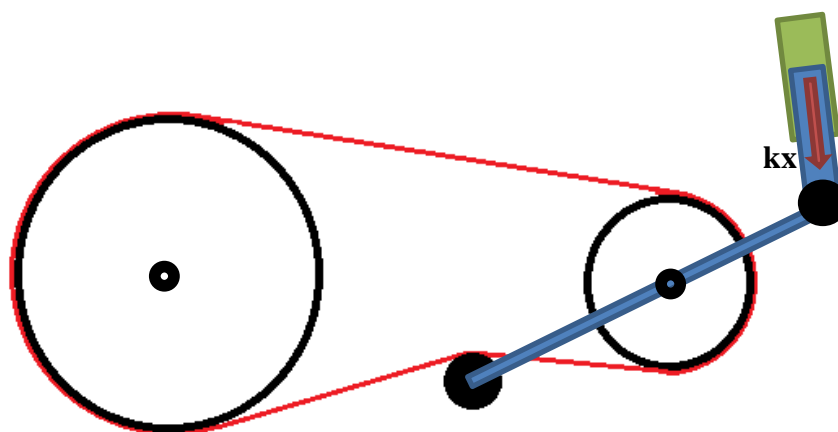
3.3.2.2 Pneumatické napínání

Klasický princip pneumatického napínání – Princip pneumatického napínání je v podstatě stejný jako princip napínání mechanického roždíl je pouze ve zdroji energie dodávané síly, který nevyhází z mechanické deformace pružiny, ale stlačování plynového média uvnitř válce. Velikost dodávané síly pak odpovídá pracovnímu tlaku válce a jeho průměru. Je ovšem nutno říci, že je předem nutno počítat se změnou hustoty plynu v závislosti na teplotě, která má přímo úměrný vliv na pracovní tlak válce. Je tedy nutno optimalizovat hodnoty tlaku pro celé spektrum pracovních teplot.



Obrázek 3-14 Pneumatické napínání

Pneumatické napínání s přepákováním – V případech, kdy je třeba změnit poměr délky stlačení a velikosti síly a není žádoucí měnit konstrukci samotného pneumatického válce, je také možné využít jeho kombinaci s přepákováním, která umožňuje změnit tlačnou délku a zvětšit pracovní rozsah napínáku při menších změnách. Pro toto konkrétní existuje mnoho variant řešení přepákování, která zároveň mohou přispívat k dosažení menšího zástavbového prostoru.



Obrázek 3-15 Pneumatické napínání s přepákováním

3.4 Základní druhy napínáků firmy Mubea

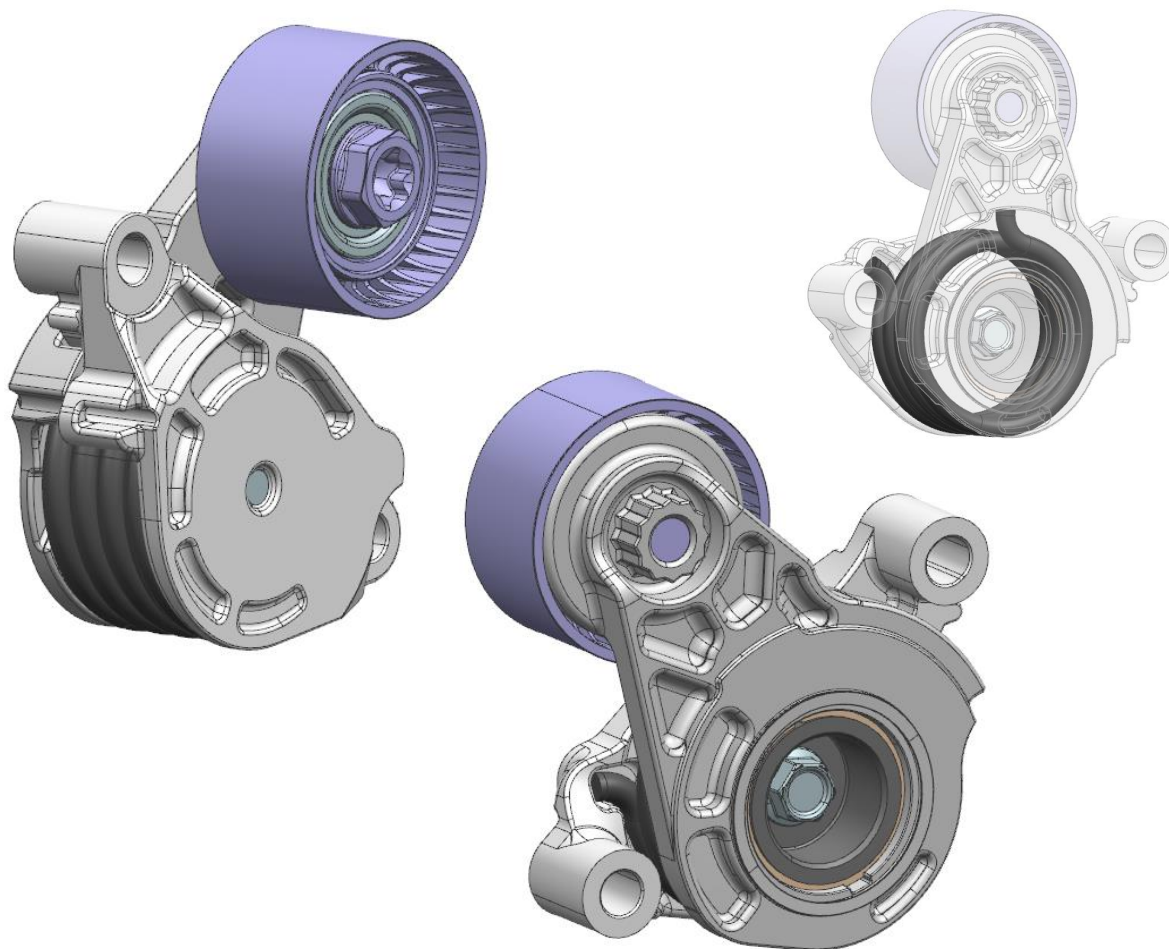
Tato kapitola se věnuje ukázce základních druhů dodávaných firmou Mubea. Zde už nejde o schématické ukázky napínáků, ale přímo o konstrukční provedení. Portfolio napínáků dodávaných firmou Mubea je velmi obsáhlé, proto jsou v této kapitole ukázány jen produkty, ukazující specifické konstrukční řešení využívaného funkčního principu. Jednotlivé varianty konstrukční řešení se pak mezi sebou mohou lišit, ale princip funkce se pak nijak významně nemění.

3.4.1 Jednokladvé napínáky

Jednokladvé napínáky firmy Mubea mají oblast užití v automobilovém průmyslu, kde jsou užity pro napínání klínového řemene, tato varianta se užívá v případech, kdy je jasně dáno, která větev řemene je odlehčená a která je zatížená, napínáky zajišťují správnou funkci převodu, kdy by nemělo docházet k prokluzu.

3.4.1.1 Konstrukční řešení se zkrutnou pružinou – Napínák E3D

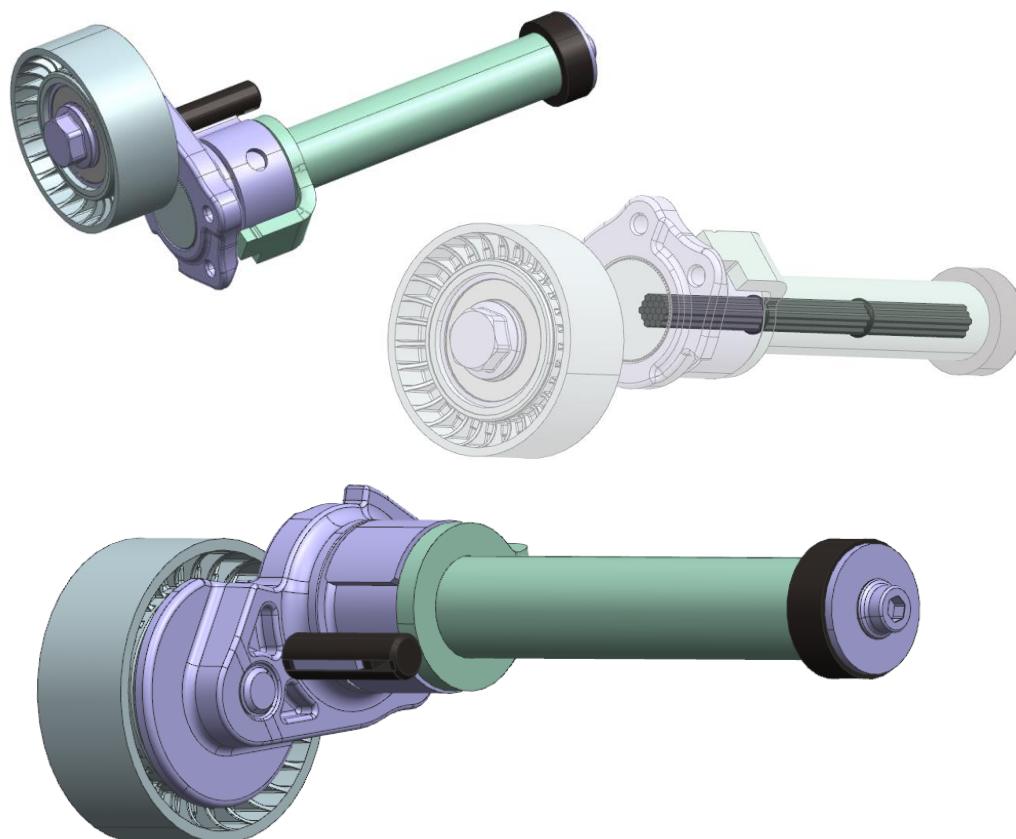
Toto konstrukční řešení funguje na principu zkrutné pružiny pospané v předchozích kapitolách, schéma funkce pak ukazuje Obrázek 3-12. Napínák se skládá ze 4 základních prvků, nehybné upínací části, pohyblivé části, zkrutné pružiny a kladky. Nehybná upínací část je spojena s pohyblivou částí napínáku tak, aby bylo možné otáčení mezi pohyblivou částí a pevnou částí. Konce zkrutné pružiny jsou tvarově zajištěny na každé straně a pružina vlivem pohybu obou částí proti sobě generuje požadovaný moment. Kladka je potom upevněna na pohyblivé části a napíná řemen požadovanou silou. Napínák se dodává předepnutý na maximální úhel zajištěný vyjímatelným kolíkem, který se po montáži do vozidla vytáhne, čímž dojde k odemčení pohyblivé části a natlačení kladky na řemen.



Obrázek 3-16 Napínák E3D

3.4.1.2 Konstrukční řešení s torzním svazkem - E5

Tento způsob řešení napínání řemene je velmi inovativní a neobvyklý. Výjimečnost tohoto principu napínání spočívá v užití svazku šestihranných torzních tyčí, který má jako celek též tvar šestihranu. Pevná upínací část je otočně spojena s pohyblivou částí, na které je excentricky upevněna otočná kladka, která napíná řemen. Krouticí moment pak generuje svazek torzních tyčí, který je tvarově zasazen každým koncem v jedné části. Celý mechanismus se pak chová velmi podobně mechanismu se zkrutnou pružinou, jen se liší způsobem, kterým je vytvářen krouticí moment.



Obrázek 3-17 Napínák E5

3.4.1.3 Konstrukční varianta se zkrutnou pružinou po obvodu E8

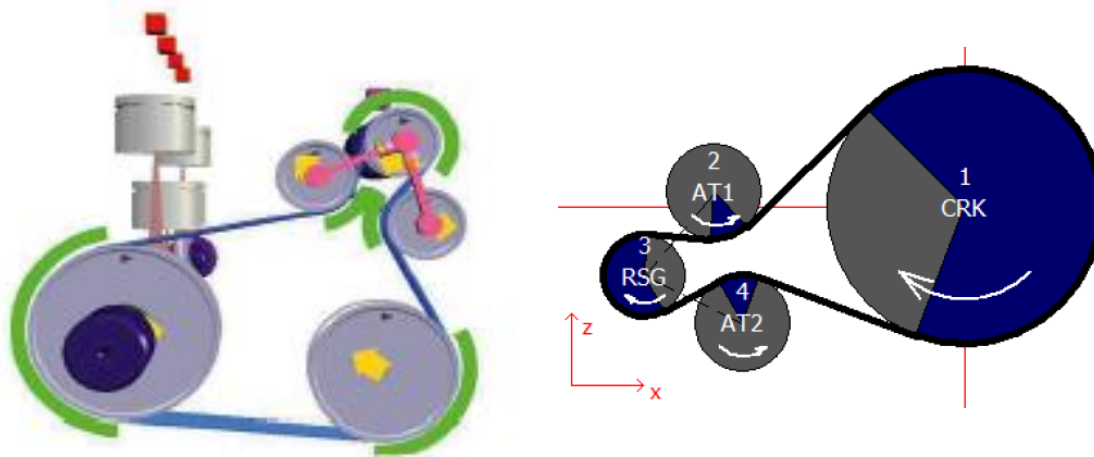
Tato konstrukční varianta je také velmi nekonvenčním způsobem řešení napínání řemene. Základní princip je sice založen na zkrutné pružině, nicméně základní mechanismus funguje trochu jinak. Sestava se zjednodušeně řečeno skládá ze dvou disků, jednoho upínacího, nehybného a jednoho otočného. Tyto dva disky se vůči sobě mohou pouze otáčet a zkrutná pružina je ukotvena každou stranou na jednou z částí. Výhoda tohoto řešení je, že kladka napínající řemen se pohybuje na větším průměru, což nemá za důsledek tak velkou proměnlivost rozkladu sil, jako u systému E3D a pracovní rozsah napínáku může být větší. Další výhodou je, že tento napínák je konstrukčně řešen tak, aby ho bylo možno montovat přímo na alternátor a řemenice alternátoru je prostrčena přímo skrze disky.



Obrázek 3-18 Napínák E8

3.4.2 Dvoukladkové napínáky

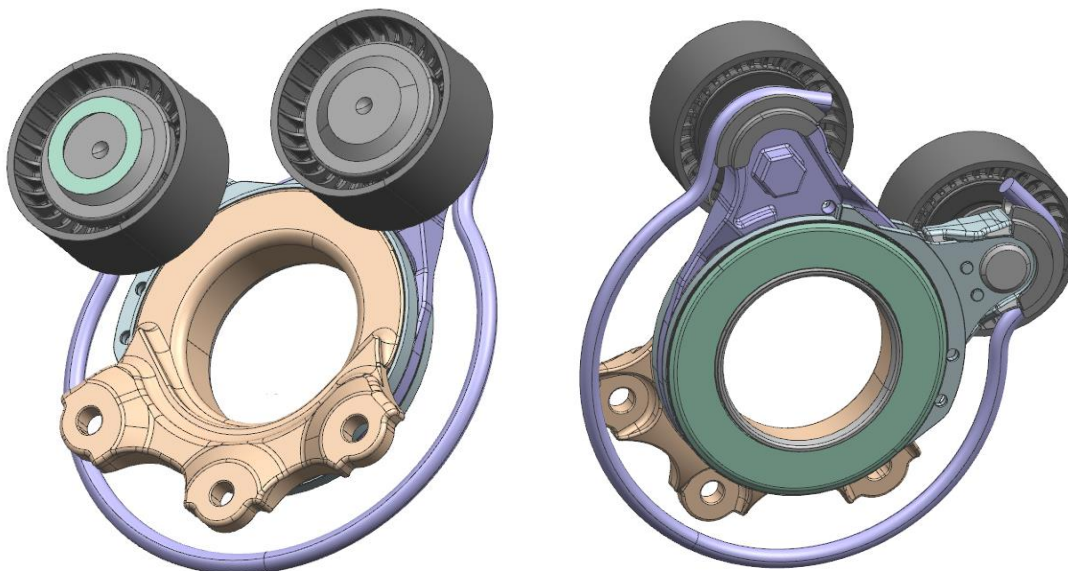
Dvoukladkové napínáky mají své uplatnění též v oblasti v automobilovém průmyslu a napínání klínového řemene. Jejich význačnou vlastností a výhodou je však to, že jejich spolehlivost je zajištěna i v případě, že dojde k záměně napínané a odlehčené větve řemene, k čemuž dochází v případě použití start stop systémů v automobilech.



Obrázek 3-19 Princip dvoukladkových napínáků^[22]

3.4.2.1 Konstrukční varianta s podkovovitou pružinou - DAT1

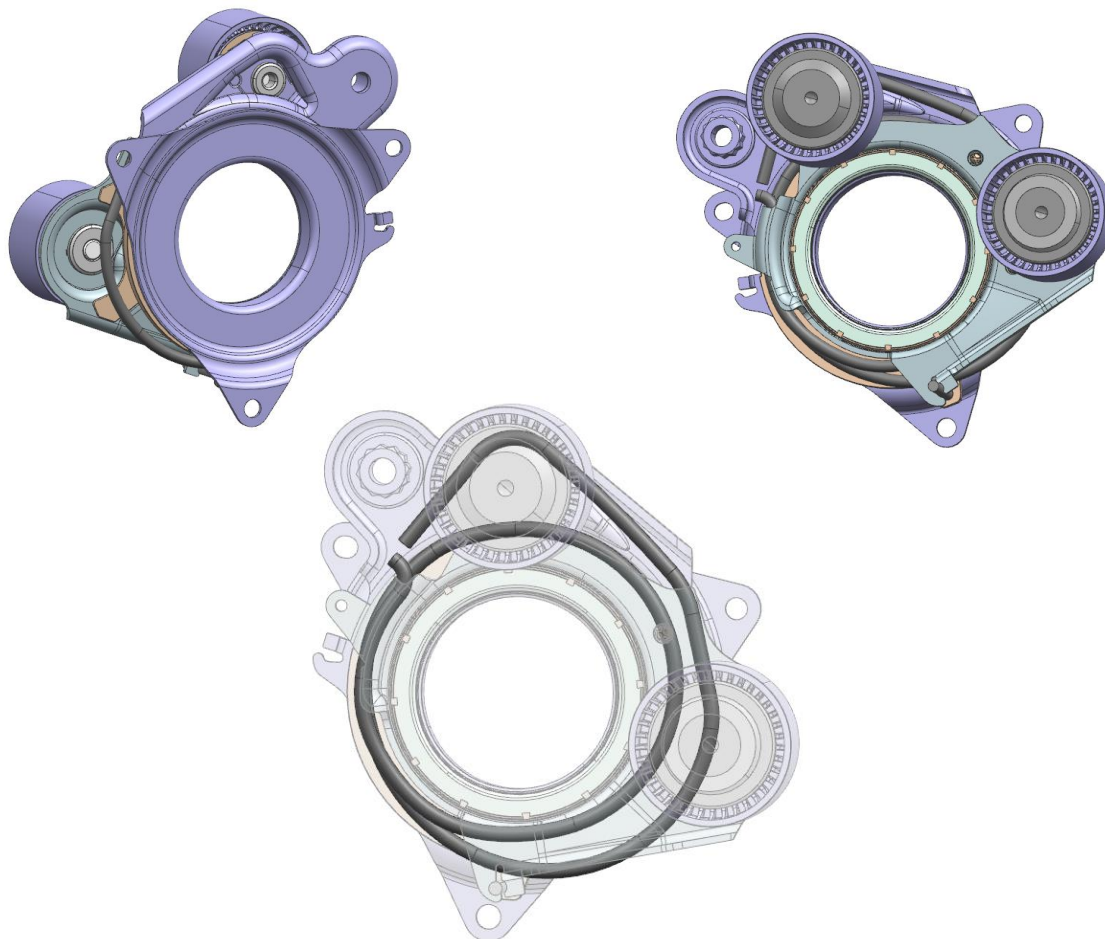
Napínák DAT1 je výbornou ukázkou nekonvenčního konstruování. Jeho konstrukce se pak skládá z pevného upínacího disku a dvou otočných disků, na každém z otočných disků je upevněna napínací kladka a pohyblivé disky se mohou otáčet kolem disku pevného, a jsou mezi sebou propojeny pouze podkovovitou pružinou, která při jejím otvírání generuje krouticí moment. Napínání řemene tedy zajišťují dvě kladky, které jednak zajišťují napnutí řemene ale i polohu napínáku. V případě kdy dojde k záměně napnuté a odlehčené větve, napínák se otočí tak, aby křivka řemene napnuté větve byla co nejméně prohnutá, ale vzájemná vzdálenost kladek se nijak významně nemění. V tomto případě, je též napínák upevněn přímo na alternátor a řemenice alternátoru prochází jeho středem.



Obrázek 3-20 Napínák DAT1

3.4.2.2 Konstrukční řešení se zkrutnou pružinou po obvodu – DATeVo

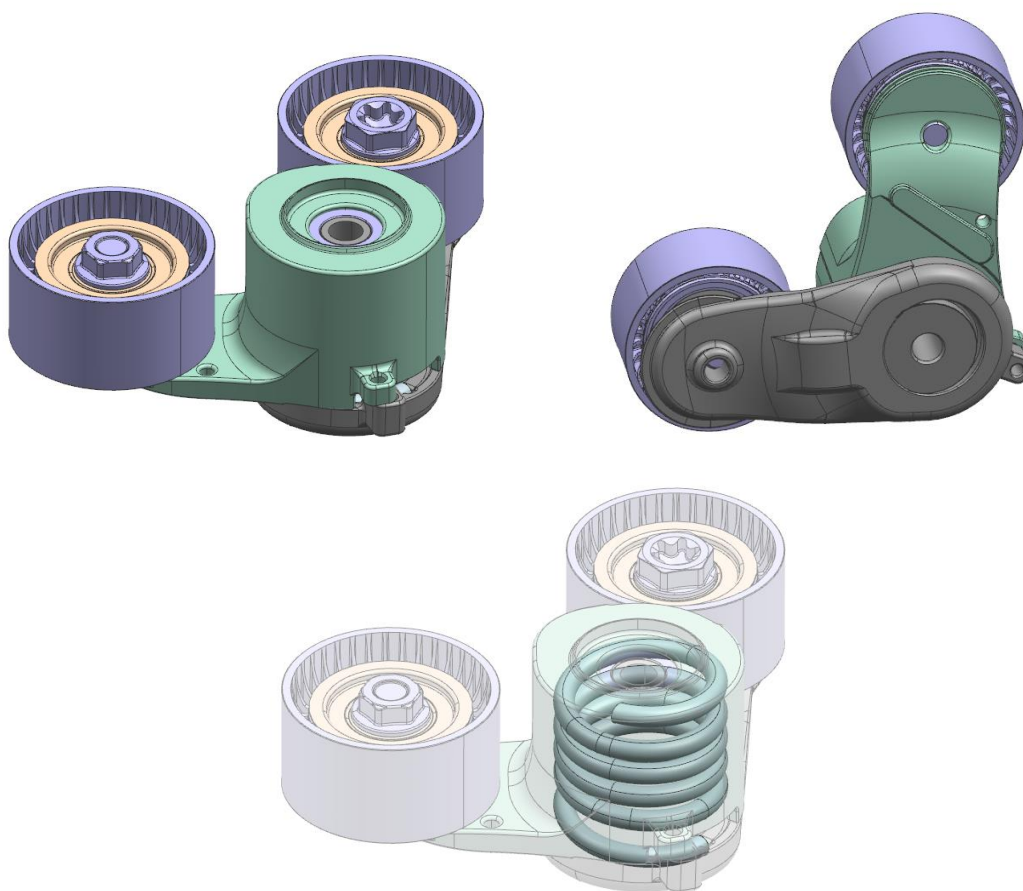
Princip tohoto konstrukčního řešení je velmi podobný řešení DAT1, jejich zásadní odlišnost je v užití pružiny po obvodu. V tomto případě však není užitá pružina podkovovitá, ale je užitá pružina zkrutná. Dva pohyblivé disky jsou proti sobě předepnuty a generují odpor proti snaze dvou kladek oddálit se. Pohyblivé části jsou též volně uložené na pevné části, což umožňuje pootočení v případě záměny větve napnuté a odlehčené.



Obrázek 3-21 Napínák DATeVo

3.4.2.3 Konstrukční varianta s válcovou zkrutnou pružinou DAT-V

Poslední zajímavá varianta konstrukčního řešení je varianta DAT-V. Jde též o dvoukladkový napínák řemene, ovšem konstrukčně je koncipován do tvaru V, proto získal tento trefný název. V tomto případě jde o menší variantu řešení, která se upíná mimo alternátor. Napínák se pak skládá z pevné upínací části, a dvou rotačních částí, na jejíž koncích jsou připevněny přítlačné kladky, pohyblivé části jsou zkrutnou pružinou pouze předepnuty proti sobě, ale mohou se otáčet kolem části pevné tak, aby se napínák mohl pootočit v případě záměně napnuté a odlehčené větve. Zásadní rozdíl oproti dvěma předchozím variantám je, poloměr dráhy kladek, a větší proměnlivost v rozkladu sil v závislosti na vzdálenosti dvou kladek.



Obrázek 3-22 Napínák DAT-Evo

4 Popis doporučených náhrad materiálů pro konstrukci pružiny - Vláknové kompozity

S vláknovými kompozity je dnes možno se setkat v mnoha odvětvích průmyslu, nejčastěji však v aplikacích, kde je třeba redukovat hmotnost, ale zároveň zaručit dobré mechanické vlastnosti, což je zejména předností dopravního průmyslu. Zde je právě kladen čím dál tím větší důraz na úsporu přepravované hmotnosti konstrukce, čímž lze významně ovlivnit spotřebu energie vynaloženou pro přepravu.

Vláknový kompozit je tedy materiál vytvořený, alespoň ze dvou složek materiálu, které jsou viditelně makroskopicky oddělitelné. Dvěma základními složkami jsou zde plnivo a pojivo, dále se mohou vyskytovat ještě pomocné prvky. Spojením dvou těchto složek se pak docílí nových mechanických vlastností, které vychází zejména z kombinace vstupních složek, jejich poměrů a jejich geometrické orientace.

4.1 Plnivo vláknových kompozitů

Pod pojmem plnivo se u vláknového kompozitu, jak už název napovídá, rozumí vlákna, která fungují jako výztuž. Cílem užití je schopnost rovnoměrného rozkladu lokálních napětí do větší plochy a zvýšení tuhosti a pevnosti původního materiálu.

4.1.1 Materiály vláken kompozitů

Nejužívanějšími typy vláken jsou například vlákna uhlíková, skelná, aramidová a borová. Každé z těchto druhů vláken má své přednosti a využití.

Dále je možno rozdělit vlákna dle zdroje pro výrobu na anorganická a organická.

Poslední kategorie, podle které je možné materiály vláken rozdělit, je struktura vlákna, tu lze rozdělit na krystalickou a amorfni.

Uhlíková vlákna – Uhlíková vlákna se vyznačují krystalickou grafitickou mřížkou, která je tvořena pouze kovalentními vazbami, což jim dává výborné tuhostní vlastnosti, v poměru k hmotnosti v porovnání s jinými materiály. Uhlíkové vlákno se dodává ve dvou základních modifikacích E a S. Modifikace E jsou vlákna vysoce tuhá a modifikace S jsou vlákna vysoce pevná.^[9]

Skelná vlákna – Vlákna skelná se vyznačují nižší tuhostí k jejich hmotnosti, ale vysokou mezí pevnosti. Jednou z výhod proč mají tak velké uplatnění, je dobrá dostupnost a pořizovací cena. Skelné vlákno se též dodává ve dvou modifikacích E a S, které mají stejný význam jako označení u vláken uhlíkových.^[9]

Borové vlákno – Borová vlákna se vyznačují velmi dobrou tuhostí ale vyšší hustotou, porovnatelnou s vlákny skelnými. Mez pevnosti je zde nižší na úrovni vláken uhlíkových. Jejich hlavní výhodou a důvodem uplatnění je jejich výborná adheze k matrici. Borová vlákna nelze ohýbat a proto je nelze tkát. Mají využití hlavně pro plošné konstrukce, kde je vyžadována vysoká tuhost.^[9]

Aramidové vlákno – Aramidové vlákno je známe pod obchodním názvem kevlar. Tyto vlákna se vyznačují vysokou pevností a malou měrnou hmotností. Aramidová vlákna jsou známé vysokou nasákavostí a to i ze vzdušné vlhkosti. Před impregnací je nutno je tedy sušit.^[9]

Mechanické vlastnosti materiálů jednotlivých vláken jsou pro představu uvedeny v níže (Tabulka 1):

	E_t	σ_{Pt}	ρ	σ_{Pt} / ρ	$\varepsilon_{f,krit}$
	GPa	MPa	10^3 kgm^{-3}	MPa / kgm^{-3}	%
Sklo - E	72,4	3500	2,54	1,38	2,5
Sklo - S	85,5	4600	2,48	1,85	2,5
Grafit - E	390	2100	1,9	1,1	0,7
Grafit - S	240	2500	1,9	1,3	0,7
Bor	385	2800	2,63	1,1	0,8
W	414	4200	19,3	0,22	
Aramid Kevlar 49	130	2800	1,5	1,87	2,5
Azbest	160	3100	2,56	1,21	1,9
SiC	250	2200	2,6	0,85	0,9
Polyethylen PE Spektra	172	3000	0,97	3,09	1,7
Ocel	210	340-2500	7,8	0,0440-0,321	

E_t – Modul pružnosti v tahu; σ_{Pt} – Mez pevnosti v tahu;
 ρ - měrná hmotnost; σ_{Pt}/ρ -měrná pevnost; ε_f - tažnost

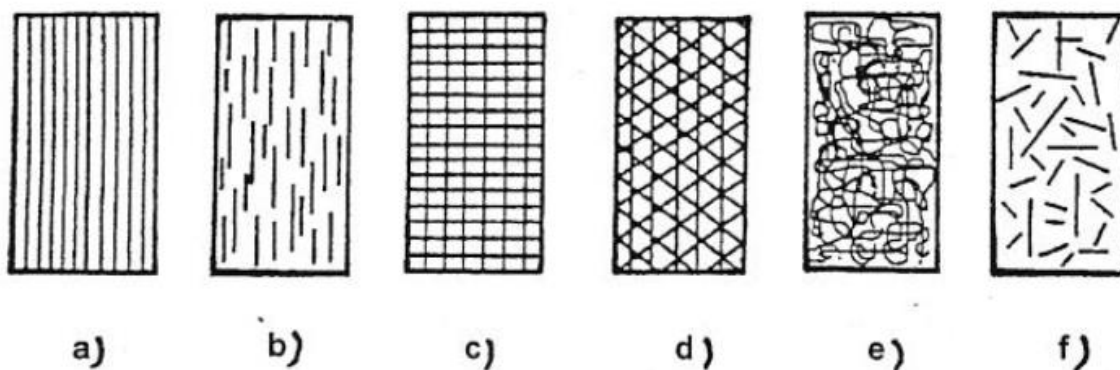
Tabulka 1 Srovnání mechanických vlastností vláken^[9]

4.1.2 Orientace vláken kompozitů

Orientace vláken kompozitů hraje velkou roli v chování kompozitních materiálů. Logicky se dá usuzovat, že materiál bude nabývat vyšší tuhosti v tahu ve směru osy vláken. V závislosti na orientaci vláken, je pak možno říct zda materiál bude nabývat izotropního, anizotropního chování, či speciálního případu anizotropního chování, kdy jde o chování ortotropní. Pojem ortotropní materiál je blíže vysvětlen v kapitole 4.3.

Kompozity se dle orientace vláken rozdělují do šesti základních skupin, které vyobrazuje Obrázek 4-1:

- Jednosměrná dlouhá vlákna
- Jednosměrná krátká vlákna
- Dvousměrné vyztužení
- Vícesměrné vyztužení
- Náhodná orientace dlouhých vláken
- Náhodná orientace krátkých vláken^[9]



Obrázek 4-1 Orientace vláken kompozitů^[9]

4.1.3 Délka vláken kompozitů

Krátkovláknové kompozity – Krátkovláknový kompozit je speciální případ vláknového kompozitu, kdy poměr délky vláken a jejich průměru je menší než 100. V případě použití, krátkých vláken v kompozitu, není možno nějak významně ovlivnit orientaci vláken. Ve většině případů vlákna mají orientaci v závislosti na technologii výroby. Nespornou výhodou užití krátkovláknových kompozitů je však možnost jednodušší sériové výroby, kdy je možno materiál formovat v tekutém skupenství, je možno pak využít velmi produktivních technologií jako je například vstřikování.

Dlouhovláknové kompozity – Dlouhovláknový kompozit je opačný případ kompozitu krátkovláknového. Jde o případ kompozitu, jehož vlákna mají poměr délky a průměru vyšší než 100. V případě orientovaných vláken mají dlouhovláknové kompozity ortotropní chování. Hlavní předností dlouhovláknových kompozitů je možnost orientované tuhosti, což má hlavní přínos u nekonvenčních konstrukcí, u kterých je možné předvídat zatížení, a pak i významná redukce hmotnosti. Co se týče technologie výroby, existuje zde několik variant výroby, nicméně cena a efektivita není zdaleka tak dobrá jako u kompozitů krátkovláknových.

4.2 Pojivo vláknových kompozitů

Pojivo nebo jinak také matrice zde plní zejména funkci spojení jednotlivých vláken plniva do jednoho celku a zajištění jejich polohy. Jednou z dalších významných funkcí matrice je také ochrana vláken, která jsou dokonale obalena matricí, aby nebyla poškozena například vlivem otěru.

Pojivo lze dělit na kovové a nekovové. Nekovové pak lze rozdělit na anorganické a organické. V oblasti odlehčování jsou pak moderním trendem polymery, kdy lze pojivo rozdělit do dvou podskupin na bázi reaktoplastů a termoplastů. Zásadní rozdíl je v metodě vytvrzování pojiva, kdy v případě termoplastů jde o vytvrzení vlivem změny teploty a v případě reaktoplastů jde o vytvrzování chemickou reakcí, kdy je změna již trvalá a nevratná.

4.3 Popis mechanického chování vláknových kompozitů

Mechanické chování vláknových kompozitů se odvíjí hlavně od orientace vláken kompozitu za předpokladu, že matrice je homogenním materiálem. V případě, že je známá orientace vláken je pak možno říct, zda se materiál chová izotropně, anizotropně, či ortotropně.

Pod pojmem izotropní materiál se rozumí materiál, který má ve všech směrech své mechanické vlastnosti stejné. Matice tuhosti má 3 nezávislé proměnné. Nezáleží tedy na tom, v jakém směru je materiál zatěžován, vždy se chová stejně.

V případě anizotropního materiálu jde o materiál, který nevykazuje stejné mechanické chování ve všech směrech. Materiál má tedy pro každý směr odlišné chování a matice tuhosti má 21 nezávislých materiálových konstant.

Ortotropní materiál je speciálním případem materiálu anizotropního. Jde o materiál, který vykazuje jedinečné mechanické vlastnosti ve 3 na sebe kolmých směrech. Mechanické chování takového materiálu je pak možno popsat tuhostní maticí o 9 nezávislých materiálových konstant.^[9]

4.3.1 Orientovaná vlákna

V případě že jsou vlákna orientována určitým směrem, materiál logicky bude vykazovat v tomto směru osy vlákna odlišné mechanické vlastnosti, než ve směru zatížení kolmo na

vlákno. Pokud jsou známy orientace všech vláken materiálu, je možné popsat jeho chování jako ortotropního materiálu. Matice tuhosti po úpravě z Hookeova zákona má 9 nezávislých materiálových konstant a vypadá takto:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{32} & C_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(C_{22} - C_{23}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix}$$

A matice poddajnosti takto:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{12} & 0 & 0 & 0 \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{21} & S_{32} & S_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2 \cdot (S_{22} - S_{23}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix}$$

ε_i - poměrné prodloužení ve směru i ; γ_{ij} -poměrné zkosení ve směru ij ;

C_{ij} - materiálová konstanta popisující chování tuhosti v rovině ij ;

S_{ij} - materiálová konstanta popisující chování poddajnosti v rovině ij ;

σ_i - tahové napětí ve směru i ; τ_{ij} - smykové napětí ve směru ij ^[9]

4.3.2 Náhodná orientace vláken

Pokud jde o náhodnou orientaci vláken, materiál se stává dosti nehomogenním, nicméně je možné jeho chování popisovat jako chování izotropního materiálu, pokud materiál nemá výrazné rozdíly mechanických vlastností v jednotlivých směrech. Matice tuhosti vyjádřena z Hookeova zákona má pak 2 nezávislé materiálové konstanty. Tvar tuhostní matice se vcelku nemění, nicméně platí navíc tyto vztahy $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ a $\tau_{12} = \tau_{23} = \tau_{31}$, což redukuje počet nezávislých proměnných. Chování materiálu je možné definovat třemi materiálovými konstantami: E – modul pružnosti v tahu, G – modul pružnosti ve smyku, μ -poissonova konstanta, kdy je G možno vyjádřit podle následujícího vztahu.^[9]

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$$

4.4 Vhodné varianty kompozitních materiálů k použití

Fenolová pryskyřice-skelné vlákno – Vhodnost použití tohoto materiálu se dosti odvíjí od použité matrice, kterou je fenolová pryskyřice, tedy reaktoplast, který se vytvrzuje chemickou reakcí. Teplotní odolnost materiálu je závislá hlavně na materiálu matrice, ta se pohybuje okolo 140°C a krátkodobě až 160°. Tuhost je zde dána poměrem a orientací skelných vláken, přičemž za použití skelných vláken nedosahuje tak vysokých hodnot, jako například vlákna uhlíková a zároveň vyšší hmotnost. Mez pevnosti v tahu se zde pohybuje kolem 100 MPa v závislosti na procentuálním obsahu skelných vláken. Tato kombinace se vyznačuje výbornou tepelnou

stálostí, vysokou tuhostí, tvrdostí a dobrou otěruvzdorností. Bohužel v případě užití za vyšších teplot je zde velká změna v tuhosti materiálu, která při 100° je i o polovinu nižší než při 20°. ^[10]

Fenolová pryskyřice-uhlíkové vlákno – Tato kombinace materiálů má vcelku velmi podobné teplotní chování jako fenolová pryskyřice vyztužená skelnými vlastnostmi. Vyznačuje se však velmi vysokou tuhostí a nižší hmotností, což je dáno užitím vláken uhlíkových.

Epoxidová pryskyřice-skelné vlákno – Kombinace epoxidové pryskyřice (rektoplatu) je se skelnými vlákny velmi hojně užívanou. Výsledná tepelná odolnost se pohybuje kolem 120°C v závislosti na obsahu tvrdila. Tato kombinace vykazuje nižší modul pružnosti, vhodný právě pro tvorbu pružin. Mez pevnosti se pohybuje kolem 120 až 180 MPa, což v případě použití pružiny umožňuje lepší možnosti předepnutí oproti kombinaci skelného vlákna s pryskyřicí fenolovou. Nežádoucím efektem je zde též výrazná změna tuhosti v závislosti na změně teplot. ^[11]

Epoxidová pryskyřice-uhlíkové vlákno – Kombinace epoxidové pryskyřice s uhlíkovými vlákny má podobnou tepelnou odolnost jako varianta se skelnými vlákny. Užití uhlíkových vláken kompozitu dodává výrazně vyšší tuhost než v případě užití vláken skelných. Co se týče měrné hmotnosti, je také vlivem užití uhlíkových vláken nižší.

PA6- skelné vlákno – Užití Polyamidu 6 jako matrice umožňuje zásadní výhodu z pohledu technologie výroby, a to proto, že jde o termoplast a s ním spojenou možnost dodávání v granulátu a možnosti vstřikování plastů. Polyamid 6 je houževnatý a má také dobrou odolnost proti rázům a dobrou tepelnou stálost. Teplotní odolnost se zde pohybuje kolem 130°C. Materiál má také velmi dobrou otěru vzdornost a odolnost v nižších teplotách. Mez pevnosti v tahu se pohybuje kolem 190-240 MPa. Polyamid 6 je mimo jiné také nasákavý, přičemž v závislosti na obsahu vody dochází ke změnám tuhosti materiálu. ^[12]

PA6- uhlíkové vlákno – Polyamid 6 v kombinaci se uhlíkovými vlákny sdílí mnoho vlastností s předchozí variantou, zásadní odlišností je zde hlavně vyšší tuhost a menší měrná hmotnost, což je také spojeno s vyšší pořizovací cenou uhlíkových vláken.

PA66- skelné vlákno – Polyamid 66 je také termoplast a nese sebou stejné možnosti využití technologie vstřikování v kombinaci se skelnými vlákny. Předností tohoto materiálu je mnohem vyšší teplotní odolnost až 150°C. Také má výbornou tepelnou stálost, dobře tlumí rázy a dobře odolává i nízkým teplotám. Užití skelných vláken v tomto případě dává materiálu dobrou pružnost a cenovou dostupnost. Mez pevnosti se též pohybuje kolem 190-240 MPa. V případě použití je třeba uvědomit si také nasákavost materiálu a s tím spojenou změnu mechanických vlastností. ^[13]

PA66- uhlíkové vlákno – Kombinace polyamidu 66 s uhlíkovým vláknem zvyšuje oproti skelným vláknům cenu, ale také měrnou tuhost v závislosti na hmotnosti. Mez pevnosti v tahu zde může být nepatrně vyšší v rámci 10-20 MPa v závislosti na podílu a orientaci uhlíkových vláken. Ostatní vlastnosti pak materiál víceméně sdílí s předchozí variantou.

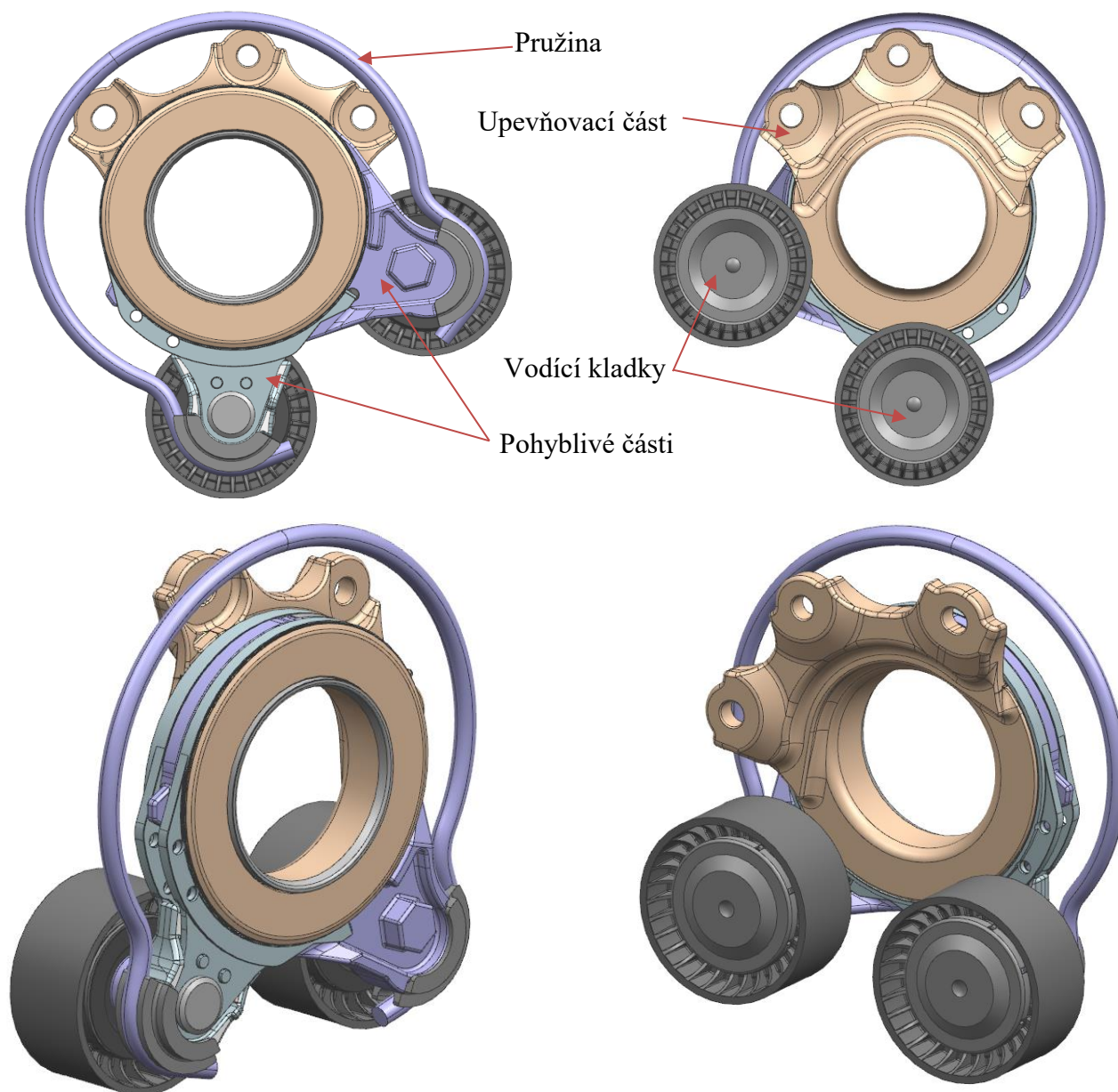
5 Konstrukční návrh

5.1 Zadané parametry

Zadáním této práce je navrhnout náhradu ocelové pružiny u napínače klínového řemene. Náhradou by měla být pružina z kompozitního materiálu, čímž by mělo být docíleno snížení hmotnosti a snížení výrobních nákladů. V následujících kapitolách jsou uvedeny informace potřebné pro správné nadefinování náhrady.

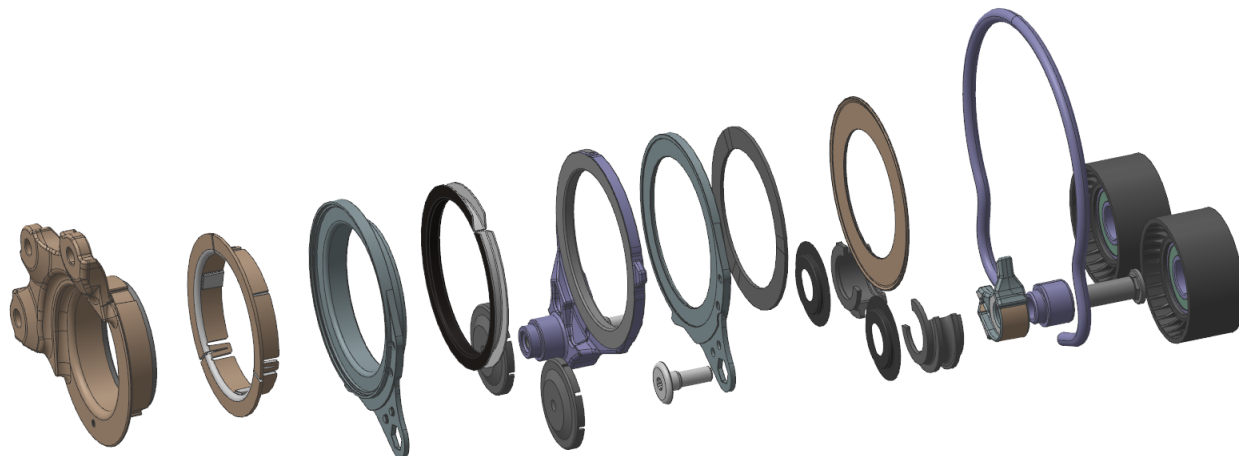
5.1.1 Princip funkce původní varianty napínače sloužícímu k inovaci

Zvolená varianta k inovaci je typ napínače DAT1, jde tedy o trochu upravenou variantu dvoukladkového napínače s podkovkovitou pružinou, popisovanou v kapitole 3.4.2.1. Cílem je tedy nahradit ocelovou pružinu po obvodu za pružinu kompozitní. Pružina je vyobrazena z několika pozorovacích bodů na obrázku níže (Obrázek 5-1).



Obrázek 5-1 Napínák DAT1

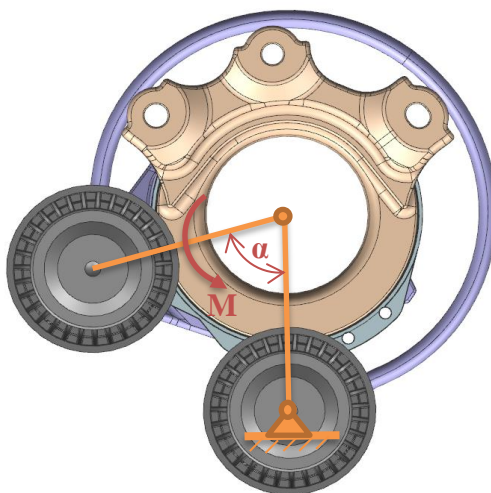
Na dalším obrázku níže je možno vidět rozložený napínák, což umožňuje udělat si bližší představu o složitosti samotného konstrukčního řešení. Pro tuto práci je ovšem pouze důležité znát funkci samotné pružiny v tomto mechanismu.



Obrázek 5-2 Napínák DAT1 Rozložený

Jak je možno vidět, pružina se dotýká pouze ve dvou kontaktních plochách okolo kladek, skrze které pružina distribuuje reakční moment. Ten vzniká při deformaci pružiny vlivem předepínací síly od řemene, který tlačí na kladky.

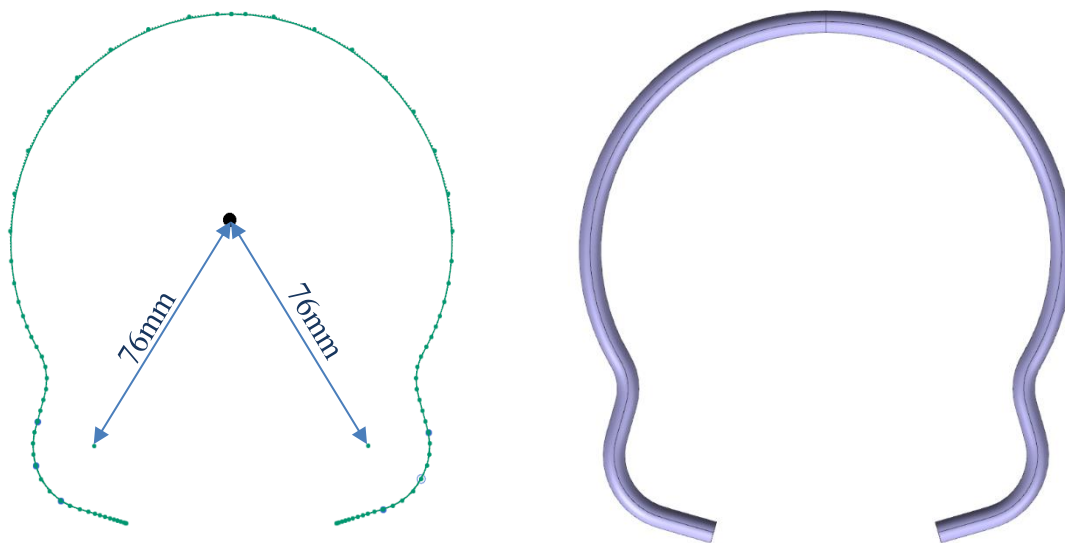
V zadání je dáno, že je možné jakkoli měnit tvar pružiny, nicméně pokud možno zachovat design a upínací rozměry pružiny v kontaktních plochách. Zachovat upínací rozměry však není možné, protože materiál, který bude použit, bude mít mnohem menší tuhost a to znamená, že pro dosažení stejné tuhosti bude nutno dosáhnout i většího průřezu. Samotný moment je pak definován na obrázku níže. Zadavatel požaduje velikost momentu 19,17 Nm při otevření pružiny na 74°. Moment je na obrázku označen písmenkem M a úhel otevření je označen jako α .



Obrázek 5-3 Schéma zatížení pružiny

5.1.2 Rozměry pružiny

Rozměry původní varianty pružiny jsou definovány jako tažený profil po křivce, v případě, že se počítá s úpravou upínací části pružiny, je dána jen vzdálenost středu radiusu upínací plochy od středu otáčení celého systému. Úhel otevření nezátížené pružiny též není definován, je tedy možnost předepnutí libovolná, nutností je však, aby pracovní rozsah pružiny byl 54° - 95° a tím je myšleno, že pružina musí dodávat v celém pracovním rozsahu přitlačnou sílu na řemen. Není přijatelné, aby v minimálním pracovním úhlu pružina na řemen nepůsobila přitlačnou silou.



Obrázek 5-4 křivka pružiny

5.1.3 Mechanické vlastnosti pružiny

Tato kapitola se zabývá přesnou definicí mechanických vlastností, které by pro správnou funkci pružina měla mít.

Pro rekapitulaci, hlavním požadavkem na funkci pružiny je, aby při úhlu otevření 74° dodávala přesný moment $19,17$ Nm. Jednotlivé veličiny detailně definuje Obrázek 5-3. Dále je požadavek na napínací moment, aby v celém pracovním rozsahu pružiny 54° - 95° nebyl dodávaný moment nulový a zároveň, aby byl v celém průběhu co nejméně proměnlivý.

5.1.4 Zatěžovací prostředí

Napínák je užíván v automobilovém průmyslu v motorovém prostoru automobilu. Vztahují se na něj tedy stejné podmínky jako na ostatní díly. Platí, že pružina musí být teplotě odolná v rozsahu teplot -20°C až 100°C . S tímto požadavkem není spojena jen teplotní stálost a nehořlavost materiálu, ale i tuhost pružiny. Tuhost pružiny se bude logicky měnit v závislosti na teplotě a s rostoucími teplotami bude klesat. Pro správnou funkci je dán požadavek zadavatelem, aby pružina měla v celém teplotním rozsahu rozdíl v tuhosti v rozsahu maximálně 10%.

5.1.5 Doporučené materiály

Specifickým požadavkem na materiál od zadavatele bylo, aby šlo o kompozitní materiál s úmyslem uspořit hmotnost a výrobní náklady. S výrobními náklady je hlavně spojena technologie výroby a cena materiálu. Zde bylo požadavkem, aby šlo o krátkovláknový kompozit, který je možno použít pro metodu vstřikování. Náhrada pružinové oceli za kompozit by měla mít za následek i užití levnějšího materiálu s levnější technologií výroby.

5.2 Předběžný konstrukční návrh vzorku

5.2.1 Volba vhodného materiálu

Volba materiálu, který by splňoval veškeré požadavky kladené na pružinu, byla dosti problematická. V první kroku byl proveden průzkum kompozitních materiálů, které jsou teplotně odolné v celém teplotním rozsahu použití pružiny. Šlo spíše o volbu materiálu matrice kompozitu, neboť ta většinou určuje v tomto případě oblast teplotního použití. Cílem tedy bylo najít materiál, který nebude při nízkých teplotách křehnout, ale zachová si i dostatečnou tuhost a tepelnou stálost ve vyšších teplotách. Z hlediska průzkumu se ukázalo, že nejvhodnějším materiálem matrice bylo PA6 nebo PA66.

Z hlediska tuhosti materiálu nebyl kladen důraz přímo na specifickou hodnotu, neboť v prvotní fázi nebylo jasné, jaká hodnota by byla pro použití vhodná. Bylo tedy zvoleno 5 variant materiálu o odlišných tuhostech, které byly dány zejména materiálem vláken a jejich koncentrací. V kombinaci s matricemi PA6 a PA66 byly pak zvoleny vlákna skelná a vlákna uhlíková. Zvolené materiály jsou společně s jejich mechanickými vlastnostmi vyobrazeny v tabulce níže (Tabulka 2):

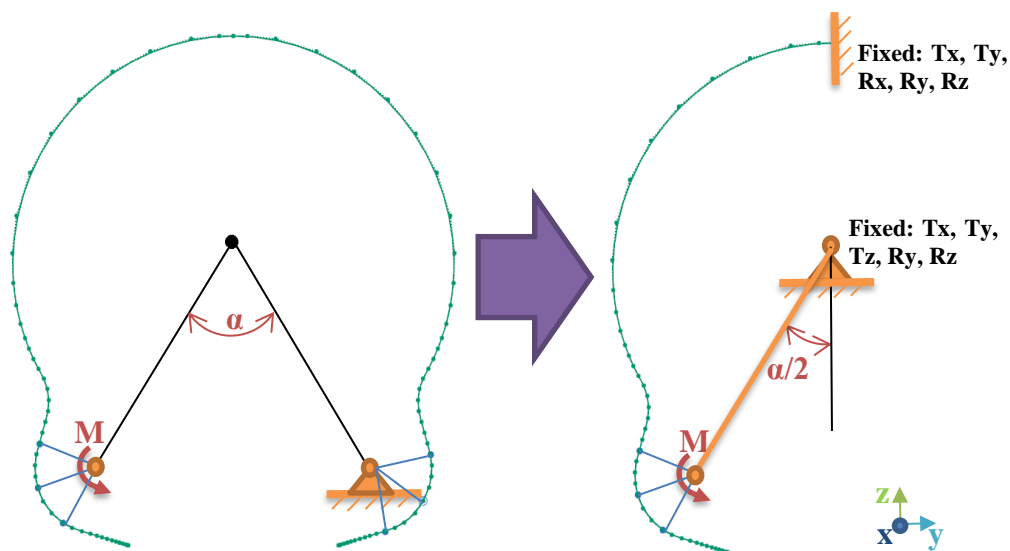
Mechanické vlastnosti zvolených materiálů					
Materiál	ρ [kg/m ³]	E[MPa]23°C	Rm[MPa]23°C	Tmin[°C]	Tmax[°C]
PA66-CF30	1270	21000	265	-30	120
PA66-CF40	1320	27500	245	-30	120
PA66-GF40	1580	13700	190	-30	120
PA66-GF30	1360	10000	190	-40	150
PA6-GF60	1700	20000	235	-30	110

Tabulka 2 Zvolené materiály^{[13] [16] [17] [18] [19]}

Finální volba vhodného materiálu probíhala paralelně s prvotním návrhem tvaru samotné pružiny, kde bylo nutné najít vhodný kompromis tuhosti a meze pevnosti. Tuhost pružiny měla úměrný vliv na velikost průřezu pružiny, tedy s rostoucí tuhostí materiálu, klesala velikost potřebného průřezu k dodání požadovaného momentu. Zároveň ale s klesající velikostí průřezu rostla velikost napětí v průřezu.

5.2.2 Prvotní řešení náhrady pružiny

Pro prvotní návrh pružiny byla nejprve použita křivka původní pružiny, která byla pro zrychlení a zjednodušení výpočtů rozdělena v rovině symetrie a následně pro výpočet byla použita jen jedna její polovina. Aby velikost momentu odpovídala, bylo nutno i vydělit úhel otevření dvěma.



Obrázek 5-5 křivka pružiny

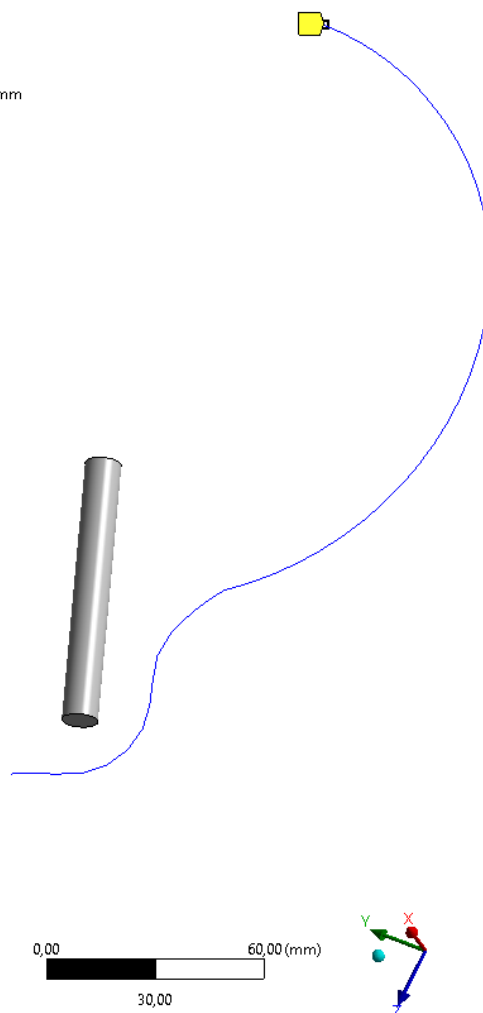
Takovýto výpočetní model byl následně připraven v prostředí programu ANSYS Mechanical. Pružina byla pro zjednodušení prvotních výpočtů modelována pomocí nosníkových elementů, které měly v počátku zvolený konstantní průřez.

Pro řešení úlohy bylo u materiálu uvažované izotropní chování, byl tedy zadán pouze modul pružnosti v tahu (E) dle zvoleného materiálu a poissonova konstanta. Cílem tohoto předvýpočtu bylo sledování napěťové a tuhostní odezvy pružiny na některé vstupy jako je materiál či průřez. Díky tomu byly možné vyloučit některé nevhodné kombinace. Poissonova konstanta zde byla zvolena 0,4, což odpovídá hodnotě poissonovy konstanty volené pro plasty, a neboť jde o kompozit s matricí z termoplastu, udávaná hodnota dodavateli plastů této hodnotě odpovídá.^[14]

Na obrázcích níže je pak možné vidět nastavení samotného výpočetního modelu.

Na nosníkový profil reprezentující pružinu byla aplikována okrajová podmínka pomocí funkce „displacement“, která zamezuje posuvy v ose x, y a povoluje pouze translaci v ose z. Osa z je mimo jiné svislou osou roviny řezu pružiny (viz. Obrázek 5-6).

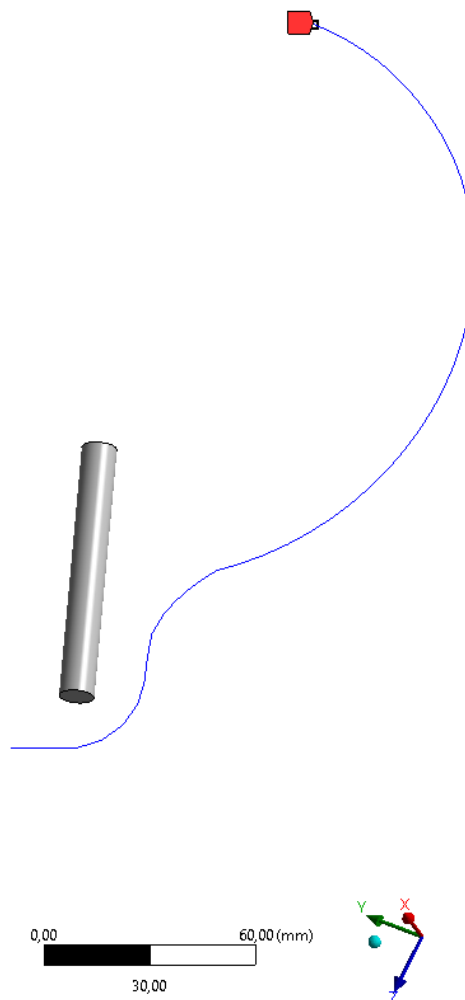
A: Static Structural
Displacement
Time: 1, s
27.04.2021 12:51
■ Displacement
Components: 0,0,0;Free mm



Obrázek 5-6 Výpočtový model – displacement

Dále na pružinu byla aplikována okrajová podmínka funkcí „fixed rotation“, která zamezuje rotacím ve všech osách. Okrajová podmínka se v kombinaci s funkcí „displacement“ chová jako vetknutý nosník, který se může posouvat v jedné ose, tak jak je tomu u skutečné pružiny (viz. Obrázek 5-7).

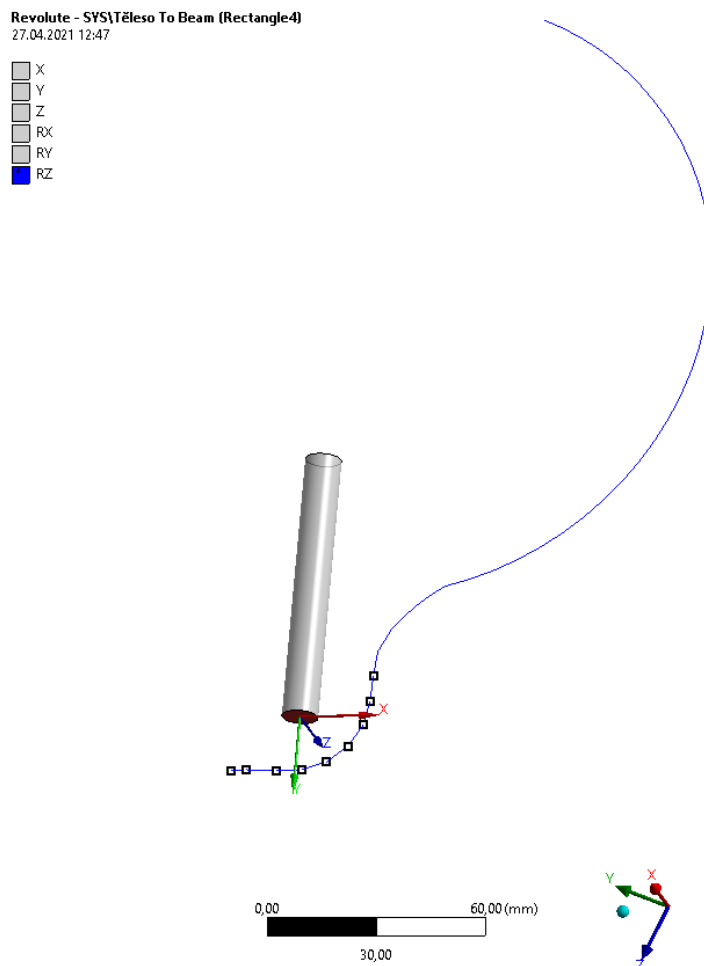
A: Static Structural
Fixed Rotation
Time: 1, s
27.04.2021 12:52
■ Fixed Rotation: 0, °



Obrázek 5-7 Výpočtový model – fixed rotation

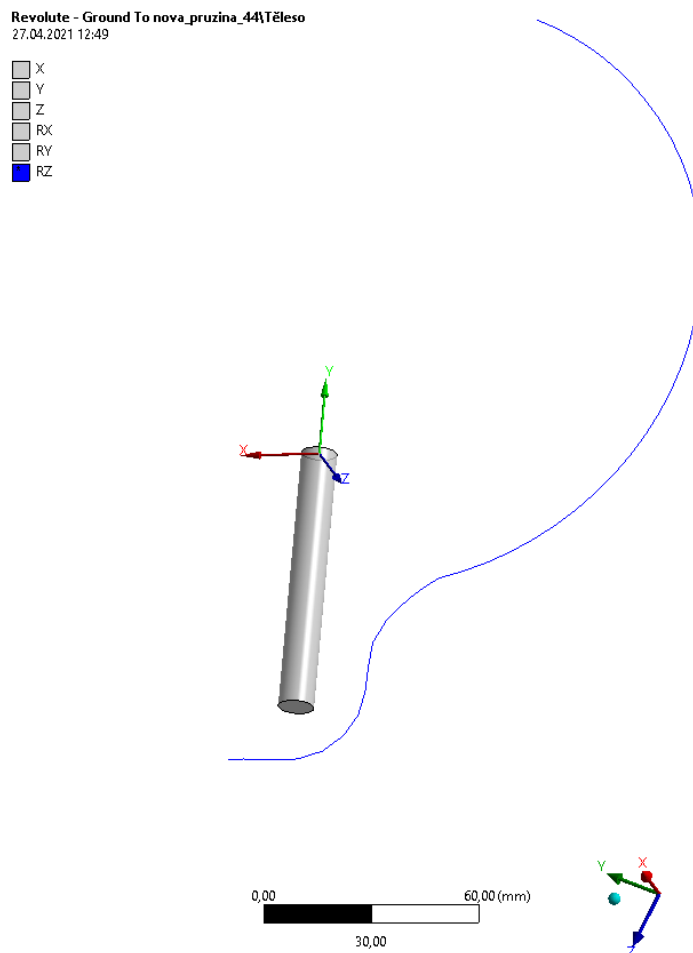
Aby bylo možné vyjádřit reakční moment, kterým pružina působí, bylo nutné vytvořit pomocný nosník, který nahrazuje rameno napínáku. Nosník byl nastaven jako nekonečně tuhý. Tedy ve výpočetním modelu nebyla uvažována jeho deformace (viz. Obrázek 5-8).

Pomocný nosník byl následně spojen s pružinou kloubovým spojením neboli funkcí „revolute“. Kloubový spoj měl povolenou pouze rotaci kolem osy z. Osa z v tomto případě není definována jako osa globálního souřadnicového systému, ale lokálním souřadnicovým systémem ležící na kraji profilu (viz. Obrázek 5-8).



Obrázek 5-8 Výpočtový model - nastavení kloubový spoj profilu a pružiny

Samotný konec pomocného nosníku byl zavazben též pomocí funkce „Revolute“, ovšem přímo k lokálnímu souřadnicovému systému, což umožňuje pouze rotaci kolem osy z lokálního souřadnicového systému. Rotace kolem osy x a y jsou zde zakázány (viz. Obrázek 5-9).



Obrázek 5-9 Výpočtový model - kloubový spoj profilu a středu otáčení

Aby bylo možné vyhodnotit reakční moment při daném otevření pružiny, bylo nutno zatížení na pružinu definovat pomocí pootočení pomocného profilu o rozdíl úhlů nominální polohy a konečné polohy otevření poděleného dvěma. Nominální poloha otevření v tomto případě byla 44° a konečná poloha byla 74° , tedy hodnota úhlu při které byla požadovaná specifická hodnota dodávaného momentu (viz. Obrázek 5-10).

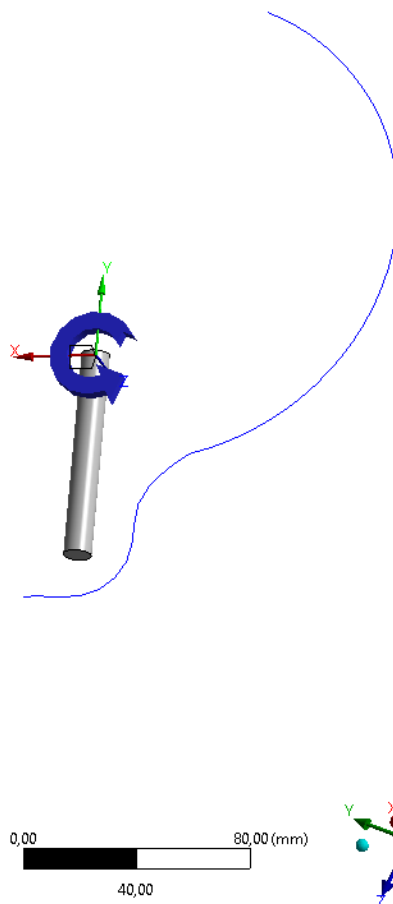
A: Static Structural

Joint - Rotation

Time: 1, s

27.04.2021 12:53

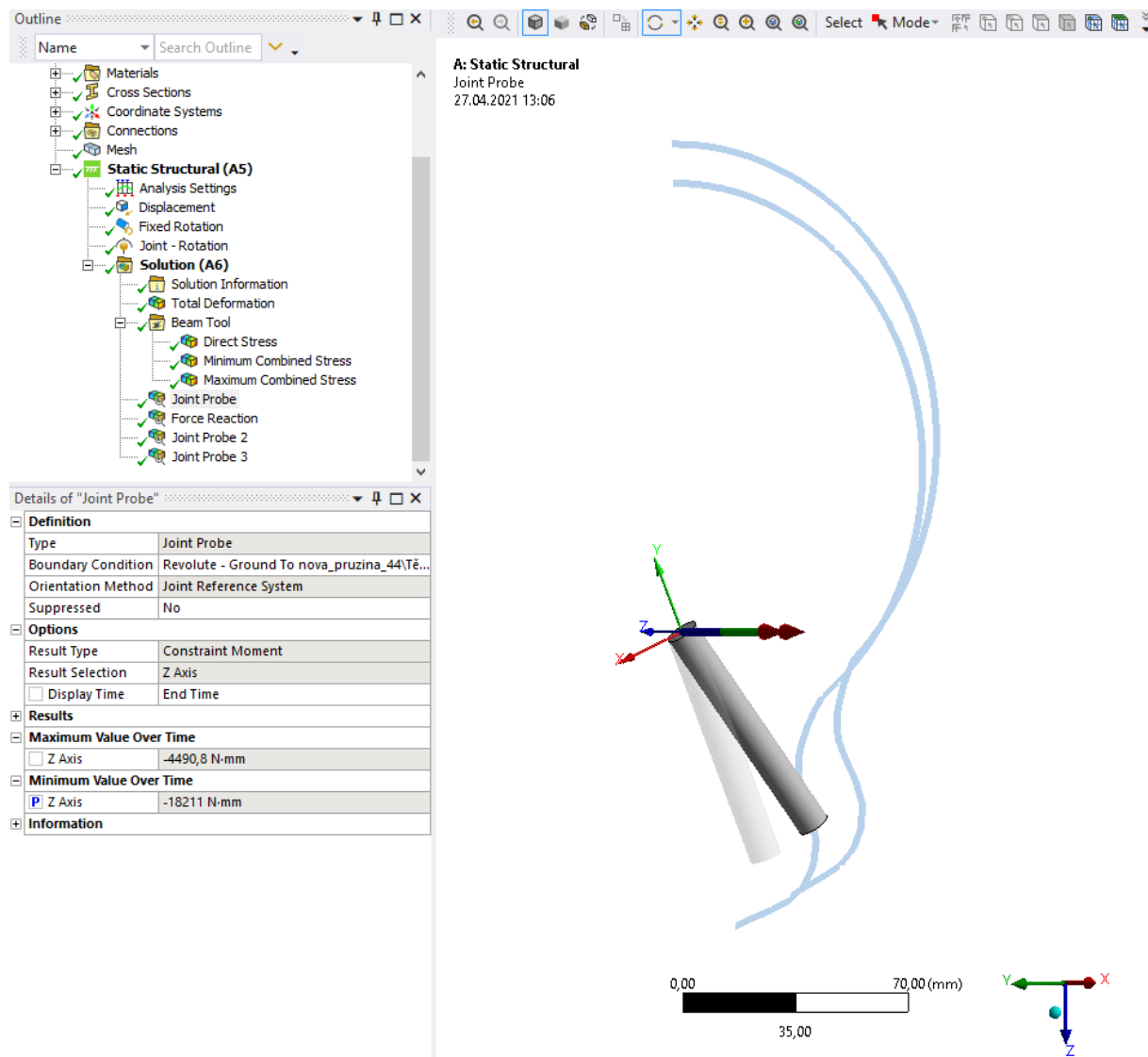
■ Joint - Rotation: -15, °



Obrázek 5-10 Výpočtový model - nastavení zatížení

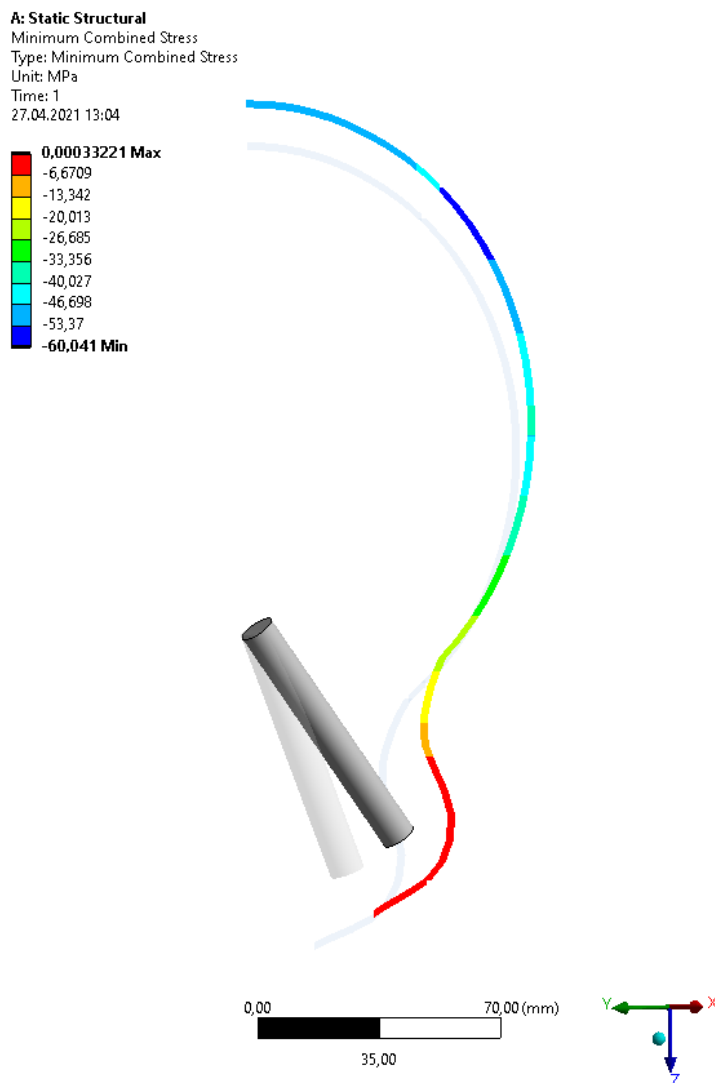
Co se týče nastavení úlohy, bylo v tomto případě nutné uvažovat velké deformace a s tím spojené nelineární řešení úlohy.

K vyjádření hodnoty požadovaného momentu bylo, použito funkce „Joint Probe“, kdy byl pomocí této funkce vyjádřen reakční moment kolem osy z v lokálním souřadnicovém systému. V tomto případě šlo o hodnotu momentu v konečné poloze (viz. Obrázek 5-11).

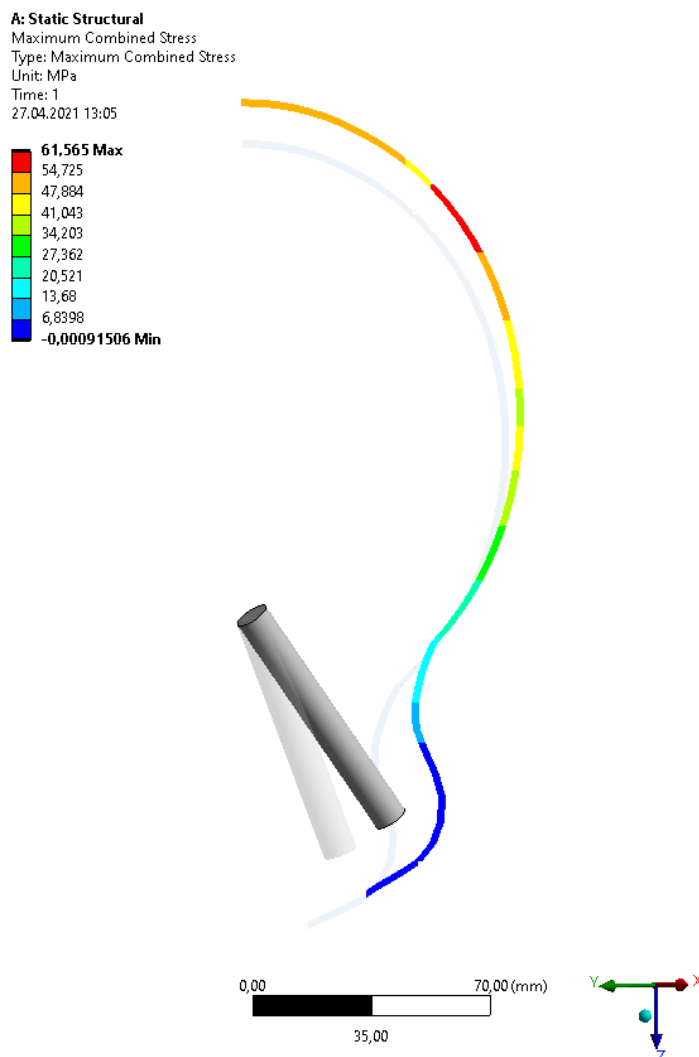


Obrázek 5-11 Výpočtový model – Výstupní moment z analýzy

Vedlejší výstupní hodnotou zde byla velikost maximálního a minimálního kombinovaného napětí. Tyto hodnoty pak pouze vyjadřovaly, v jakých hodnotách se pohybuje napětí při požadovaném úhlu otevření a specifické hodnotě dodávaného momentu. Bylo tedy nutné se pohybovat v hodnotách dovoleného napětí, nicméně výsledek nebyl nijak směrodatný, neboť nešlo o maximální otevření pružiny a ani o hodnotu maximálního napětí v celém pracovním rozsahu (viz. Obrázek 5-12 a Obrázek 5-13).

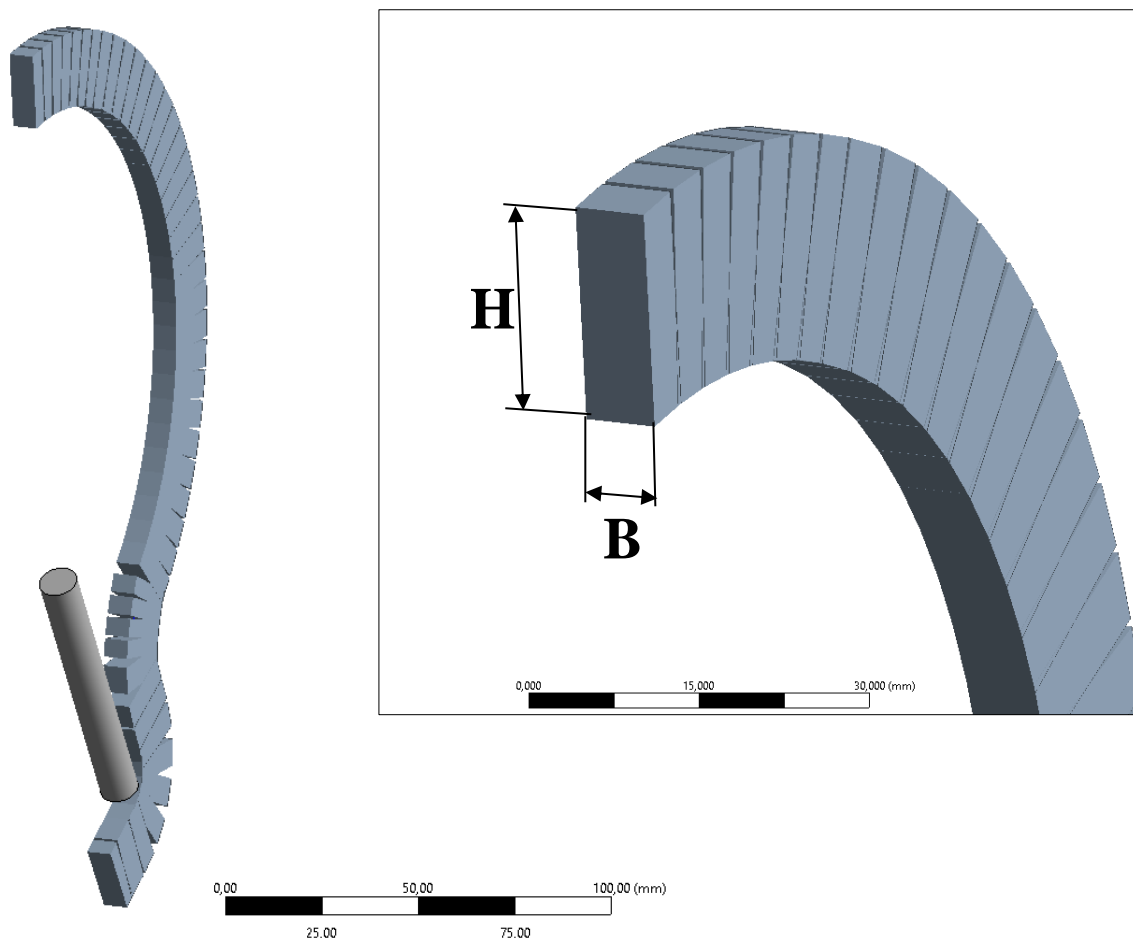


Obrázek 5-12 Výpočtový model – Minimální kombinované zatížení



Obrázek 5-13 Výpočtový model – Maximální kombinované zatížení

Následně byly hodnoty, průřezu, reakčního momentu a hodnoty kombinovaného napětí parametrizovány tak, aby bylo možné efektivně požadované vstupní hodnoty editovat a získávat výstupní hodnoty. Vstupními parametry v tomto případě byla výška a šířka průřezu. Výstupním parametrem byla velikost dodávaného momentu, hodnoty maximálního a minimálního napětí byly pak vedlejšími výstupními parametry, pro kontrolu zda se již napětí nepohybuje za meze pevnosti materiálu.



Obrázek 5-14 Hodnoty průřezu

Tento výpočetní model byl následně využit pro všech 5 zvolených materiálů. A nastavení vždy dvou vhodných průřezů pro dodání přesného momentu. V podstatě šlo vždy o nastavení pevné hodnoty výšky průřezu pružiny H a libovolné hodnoty šířky průřezu pružiny B (viz. Obr. 5-16). Po rychlém výpočtu a vyjádření hodnoty dodávaného momentu byla vypočítána šířka na základě lineární závislosti dodávaného momentu na šířce pružiny. Vzorec pro výpočet šířky pružiny pak vypadal takto:

$$B_P = \frac{B_0 \cdot M_P}{M_0}$$

B_0 -Prvotní šířka pružiny; B_P -Požadovaná šířka pružiny; M_0 -Prvotní vypočítaný moment; M_P - Požadovaný moment

Lineární závislost je pak dána vztahy vycházejícími z obecného vztahu pro výpočet průhybu nosníku pomocí diferenciální rovnice průhybové čáry:

$$v''(x) = -\frac{M(x)}{E \cdot J_z} ; J_z = -\frac{B \cdot H^3}{12}$$

$v''(x)$ – průhyb nosníku; $M(x)$ – ohybový moment;

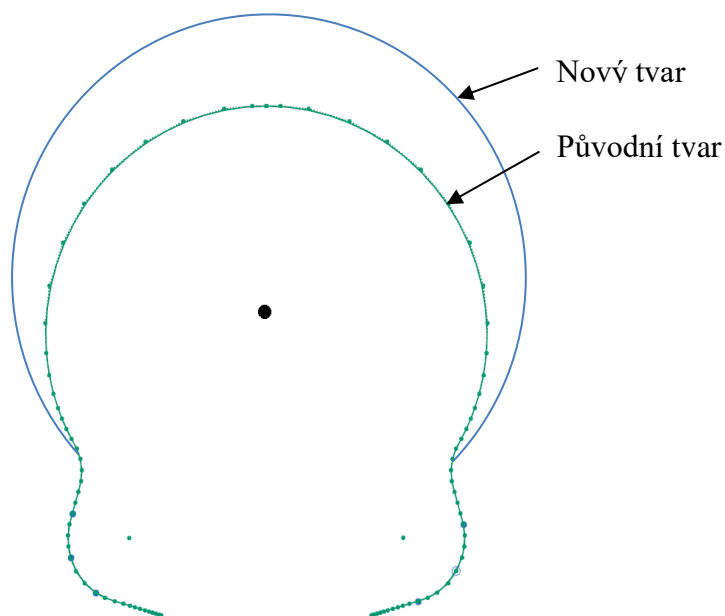
E – modul pružnosti v tahu; J_z – kvadratický moment průřezu

B - šířka nosníku; H - výška nosníku

Původním cílem bylo nastavit průřez pružiny tak, aby byl průřez pružiny co nejvyšší a došlo tak k co největší úspoře materiálu a hmotnosti. Nežádoucím efektem však bylo, že s rostoucí vzdáleností průřezu od středové osy ve směru výšky profilu rostlo i ohybové napětí. Tento efekt byl způsoben tím, že v případě ohybu, kterým je pružina zejména namáhána, se vlákna s rostoucí vzdáleností od osy více deformují (natahují). Výsledným cílem tedy následně bylo snížit co nejvíce průřez pružiny a pružinu rozšířit, což vedlo k výrazné redukci napětí v pružině.

V průběhu dimenzování však docházelo pořád k výskytu vysokých hodnot kombinovaného napětí, které už nešlo výrazně ovlivnit snížením výšky průřezu pružiny. Ke snížení hodnot kombinovaného napětí vedly dvě možné metody řešení, buď snížit předepnutí pružiny, anebo změnit tvar křivky pružiny. Snížení předepnutí bylo v tomto případě nežádoucí, neboť by mělo za následek snížení dodávaného momentu při minimálním otevření pracovního rozsahu a s tím spojený velký rozdíl hodnot dodávaného momentu v celém pracovním rozsahu pružiny.

Následnou úpravou byla z těchto důvodů změna tvaru středové křivky pružiny (viz. Obrázek 5-15). V podstatě šlo o zvětšení velkého poloměru středové křivky, což vedlo k prodloužení pružiny a ponížení tuhosti a velikosti dodávaného momentu při zachování stejných hodnot průřezu. Pro zvětšení dodávaného momentu na požadovanou hodnotu bylo nutné zvětšit průřez pružiny a tím došlo i k poklesu maximálních a minimálních hodnot kombinovaného napětí.



Obrázek 5-15 Úprava tvaru středové křivky pružiny

Výsledné hodnoty jednotlivých materiálů po úpravě tvaru pružiny pro dvě různé výšky jsou zobrazeny v následující tabulce (Tabulka 3):

Požadovaný moment 19,17 Nm 74°								
Materiál	ρ [kg/m ³]	E[MPa]	Rm[MPa]	σ_{\max} [MPa]	σ_{\min} [MPa]	B-Šířka[mm]	H-Výška[mm]	Podmínka
PA66-CF30	1270	21000	265	155,0	-150,2	6,55	20	OK
PA66-CF40	1320	27500	245	202,9	-196,7	5,00	20	OK
PA66-GF40	1460	13700	190	101,1	-98,0	10,04	20	OK
PA66-GF30	1360	10000	190	73,8	-71,5	13,76	20	OK
PA6-GF60	1700	20000	235	147,6	-143,1	6,88	20	OK
Požadovaný moment 19,17 Nm 74°								
Materiál	ρ [kg/m ³]	E[MPa]	Rm[MPa]	σ_{\max} [MPa]	σ_{\min} [MPa]	B-Šířka[mm]	H-Výška[mm]	Podmínka
PA66-CF30	1270	21000	265	116,0	-113,3	15,50	15	OK
PA66-CF40	1320	27500	245	151,9	-148,4	11,84	15	OK
PA66-GF40	1460	13700	190	75,7	-73,9	23,76	15	OK
PA66-GF30	1360	10000	190	55,2	-54,0	32,55	15	OK
PA6-GF60	1700	20000	235	110,5	-107,9	16,28	15	OK

Tabulka 3 Výsledky prvotního výpočtového modelu

Tento prvotní výpočtový model tedy sloužil k volbě tvaru pružiny a dimenzování průřezů jednotlivých materiálů tak, aby pružina dodávala při otevření 74° požadovaný moment 19,19 Nm. Funkce v posledním sloupci pro splnění podmínky v tabulce 3 vyjadřuje, zda se napětí pohybuje v hodnotách pod mezí pevnosti daného materiálu.

Následně byly připraveny další dva skoro totožné výpočtové modely, kde bylo pouze použito jiného úhlu otevření pružiny. V těchto výpočtových modelech byly šířky a výšky průřezů získané z prvotního výpočtového modelu.

Druhý výpočtový model byl vytvořen pro kontrolu velikosti maximálního napětí v pružině při maximálním otevření 95° a k zjištění velikosti dodávaného momentu. Výsledky výpočtového modelu je pak možno vidět v Tabulce 4.

Požadovaný moment 25,44 Nm 95°								
Materiál	ρ [kg/m ³]	E[MPa]	Rm[MPa]	σ_{max} [MPa]	σ_{min} [MPa]	B-Šířka[mm]	H-Výška[mm]	Podmínka
PA66-CF30	1270	21000	265	244,1	-236,7	6,55	20	OK
PA66-CF40	1320	27500	245	319,7	-309,9	5,00	20	FAIL
PA66-GF40	1460	13700	190	159,3	-154,4	10,04	20	OK
PA66-GF30	1360	10000	190	116,3	-112,7	13,76	20	OK
PA6-GF60	1700	20000	235	232,5	-225,4	6,88	20	OK
Požadovaný moment 25,44 Nm 95°								
Materiál	ρ [kg/m ³]	E[MPa]	Rm[MPa]	σ_{max} [MPa]	σ_{min} [MPa]	B-Šířka[mm]	H-Výška[mm]	Podmínka
PA66-CF30	1270	21000	265	182,7	-178,5	15,50	15	OK
PA66-CF40	1320	27500	245	239,3	-233,8	11,84	15	OK
PA66-GF40	1460	13700	190	119,2	-116,5	23,76	15	OK
PA66-GF30	1360	10000	190	87,0	-85,0	32,55	15	OK
PA6-GF60	1700	20000	235	174,0	-170,0	16,28	15	OK

Tabulka 4 Výsledky maximální otevření pružiny

Tabulka mimo jiné ukazuje výborně závislost velikosti kombinovaných napětí při volbě vyššího a nižšího průřezu, kdy nižší průřez pružiny má opravdu přínos k redukci napětí. Dále je také možné vidět, že materiály s vyšší tuhostí a o to menším průřezem jsou na hranici meze pevnosti materiálu a v jednom případě dokonce za hranicí meze pevnosti, což potvrzuje nesplněná podmínka v posledním sloupci. Velikost dodávaného momentu, která byla pro všechny stejná, se pak pohybuje na přijatelných hodnotách.

Třetí výpočtový model byl připraven pro minimální úhel otevření 54°. Zde bylo cílem zkontrolovat, zda dodávaný moment nenabývá moc nízkých hodnot. Výsledné hodnoty jsou vyobrazeny v tabulce 5.

Požadovaný moment 7,65 Nm 54°								
Materiál	ρ [kg/m ³]	E[MPa]	Rm[MPa]	σ_{max} [MPa]	σ_{min} [MPa]	B-Šířka[mm]	H-Výška[mm]	Podmínka
PA66-CF30	1270	21000	265	55,0	-53,3	6,55	20	OK
PA66-CF40	1320	27500	245	72,1	-69,8	5,00	20	OK
PA66-GF40	1460	13700	190	35,9	-34,8	10,04	20	OK
PA66-GF30	1360	10000	190	26,2	-25,4	13,76	20	OK
PA6-GF60	1700	20000	235	52,4	-50,8	6,88	20	OK
Požadovaný moment 7,65 Nm 54°								
Materiál	ρ [kg/m ³]	E[MPa]	Rm[MPa]	σ_{max} [MPa]	σ_{min} [MPa]	B-Šířka[mm]	H-Výška[mm]	Podmínka
PA66-CF30	1270	21000	265	41,2	-40,2	15,50	15	OK
PA66-CF40	1320	27500	245	54,0	-52,7	11,84	15	OK
PA66-GF40	1460	13700	190	26,9	-26,3	23,76	15	OK
PA66-GF30	1360	10000	190	19,6	-19,2	32,55	15	OK
PA6-GF60	1700	20000	235	39,2	-38,3	16,28	15	OK

Tabulka 5 Výsledky minimální otevření pružiny

Velikost dodávaného momentu byla ve všech variantách materiálů a průřezů stejná. Tato hodnota odpovídá skoro jedné třetině velikosti dodávaného momentu při otevření na 74°, což se může zdát málo, nicméně tato hodnota by se dala navýšit pouze zvýšením předepnutí, přičemž by pak pravděpodobně při kontrole na maximálním otevření pružiny byly hodnoty napětí za mezí pevnosti daných materiálů. Je třeba si uvědomit, že mez pevnosti těchto materiálů se nepohybuje ani zdaleka tak vysoko jako třeba u pružinové oceli a možnosti předepnutí pružiny jsou dosti omezené. Hlavním požadavkem bylo, aby dodávaný moment nebyl nulový, a tím byl požadavek splněn.

5.2.3 Finální volba materiálu

Po vyhodnocení chování materiálů při jednotlivých zátěžových stavech bylo možné určit jeden z pěti materiálů, který bude vhodný pro náhradu pružiny. V tomto případě rozhodovala zejména tuhost materiálu a mez pevnosti. Výhodou materiálů s vyšší tuhostí byla, úspora materiálu a tím i hmotnosti pružiny. Jak už ale bylo zmíněno, vyšší tuhost materiálů byla však také důsledkem zmenšení průřezu materiálů a tím navýšení maximálních hodnot napětí.

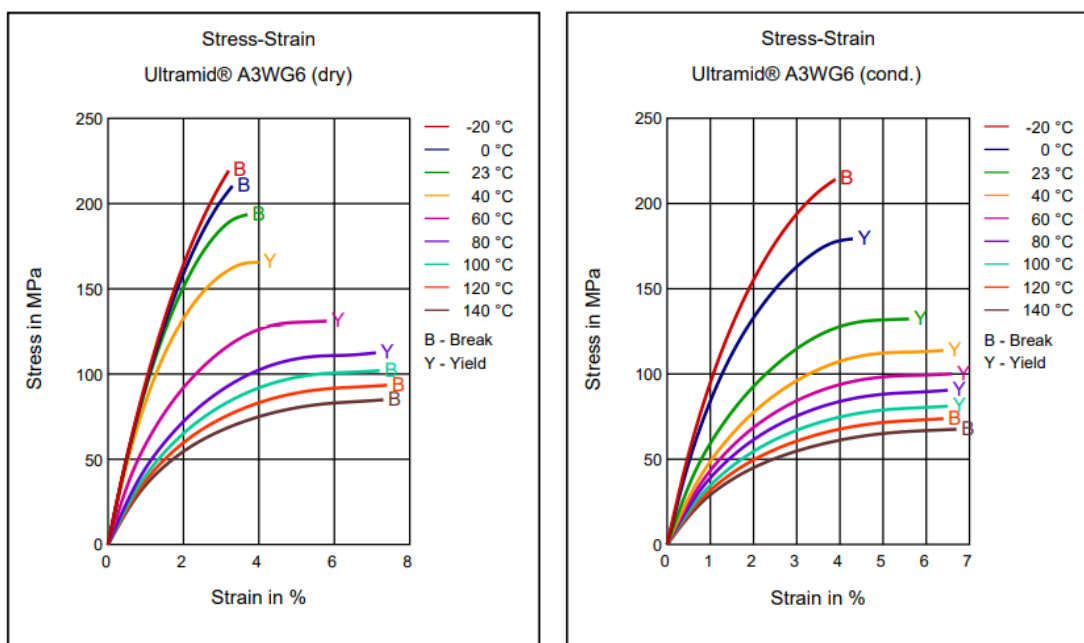
Cílem náhrady pružiny sice tedy bylo ponížení hmotnosti, ale funkčnost pružiny má v tomto případě přednost. Bylo zde nutno najít jistou harmonii mezi mezí pevnosti a tuhostí materiálu tak, aby byla hodnota průřezu co nejmenší, ale zároveň aby materiál byl při maximálním otevření na bezpečných hodnotách napětí. V závislosti na těchto poznacích byl zvolen materiál s nejnižší tuhostí, který se pohyboval v bezpečnějších hodnotách napětí oproti ostatním materiálům, což umožňuje počítat i s bezpečnostním faktorem.

Zvolený materiál byl tedy materiál PA66-GF30, krátkovláknový kompozit s matricí z polyamidu66 vyztužený výplní ze skelných vláken o 30 procentním podílu vláken. Níže jsou uvedeny důležité informace z katalogového listu od dodavatele:

Mez pevnosti	R _m	190	MPa
Modul pružnosti v tahu	E	10000	MPa
Hustota	ρ	1360	kg/m ³

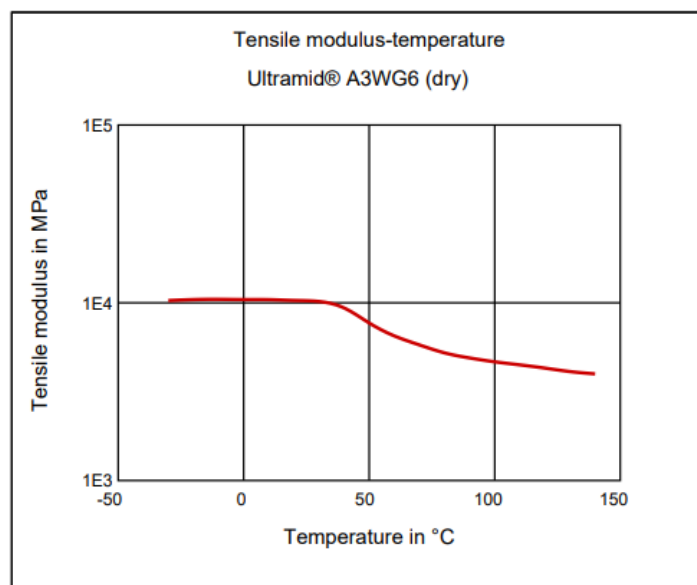
Tabulka 6 Vlastnosti PA66-GF30

Výrobce také mimo jiné bere v potaz samotnou nasákavost materiálu, která má vliv na modul pružnosti a mez pevnosti materiálu, což lze vidět v tahových diagramech na obrázku 5-18. Materiál je schopný absorbovat vodu i z vlhkosti vzduchu, ale spíše povrchově nikoli hloubkově do jádra materiálu. Změna obsahu vody v materiálu by mohla částečně ovlivňovat chování pružiny, proto bude uvažováno použití materiálu v suchém stavu bez absorbované vody, chráněné blíže nespecifikovaným nátěrem, který by zabraňoval prostupu vlhkosti.



Obrázek 5-16 Tahové diagramey PA66-GF30

V tahových diagramech jde mimo jiné vidět i závislost meze pevnosti a tuhosti materiálu na změně teplot. Co se týče teplotního rozsahu od -20 °C do 23 °C nedochází k až tak výrazným změnám mechanických vlastností. K zásadním změnám mechanických vlastností však v rozsahu teplot 23 °C až 100 °C, kdy rozdíl v mezi pevnosti je kolem 90 MPa a dochází také k výraznému poklesu tuhosti, což má zásadní dopad na funkčnost pružiny v celém teplotním rozsahu. Na obrázku 5-19 níže je vyjádřen přímo diagram závislosti tuhosti na změně teploty.



Obrázek 5-17 Tuhost PA66 v závislosti na teplotě

Ve zhodnocení volby materiálu je tedy nutno říct, že podmínku změny tuhosti pružiny maximálně o 10% v závislosti na teplotě není možné s tímto materiálem dodržet. Materiál je tepelně odolný a tvarově stálý až do 140°C, nicméně tuhost s vyšší teplotou razantně klesá. To však není žádným překvapením, je to dáno matricí na bázi termoplastu, a neboť toto chování vykazují vcelku všechny termoplasty a reaktoplasty. Znamená to tedy, že není možné zvolit kompozitní materiál s matricí na bázi termoplastu nebo reaktoplastu, který by kritérium změny tuhosti o 10% v celém rozsahu splňoval. Při konzultaci se zadavatelem, bylo tedy řečeno, že změna tuhosti o 10% byla specifikována pouze zadavatelem, nikoli však nějakou bezpečnostní normou. Není tedy vyloučeno, že by pružina nemohla plnit svou funkci i s výraznější změnou tuhosti, kterou vyazuje tento materiál.

5.2.4 Volba vhodného modulu průřezu materiálu v jednotlivých úsecích

Po zvolení vhodného materiálu bylo dalším cílem co nejvíce snížit hmotnost pružiny. Zde byl zadavatelem kladen důraz na nekonstantní průřez pružiny v závislosti na rostoucí ohybový moment směrem k ose symetrie pružiny a s ním i hodnoty napětí (viz. Obrázek 5-18). Křivka pružiny byla tedy rozdělena do pěti segmentů o konstantních průřezích. Plochu průřezu zde bylo možné měnit a s ní i redukovat hmotnost. Zásadní však bylo, výrazně nesnížit kvadratický moment průřezu J_z v jednotlivých segmentech. Cílem tedy bylo zachovat přibližně stejný kvadratický moment průřezu v jednotlivých segmentech. Snížením kvadratického momentu průřezu od osy symetrie by totiž vedlo k snížení tuhosti pružiny a s tím i velikosti dodávaného momentu, což by bylo nežádoucí. Původní průřez v jednotlivých úsecích byl tedy upraven tak, jak je naznačeno na obrázku níže (viz. Obrázek 5-18). Podle následujících vztahů:

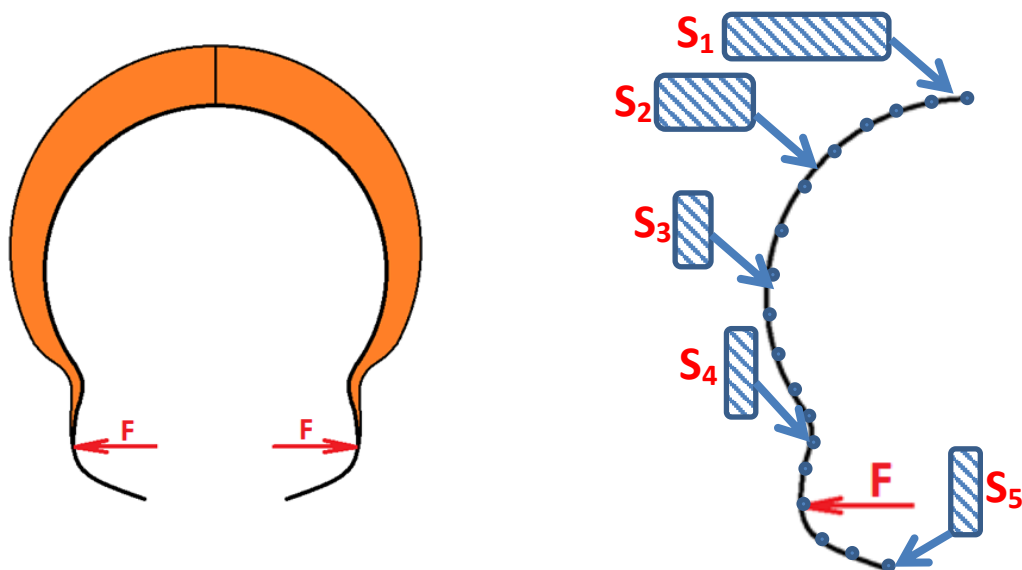
$$S_1 \neq S_2 \neq S_3 \neq S_4 = S_5$$

$$J_{z1} = J_{z2} = J_{z3} = J_{z4} = J_{z5}$$

Plocha průřezu S_4 a S_5 byla zvolena stejná, tedy i stejný průřez, z důvodu zjednodušení tvaru kontaktní plochy pružiny.

Tento způsob řešení byl vytvořen na základě předchozích poznatků, kdy napětí v profilu roste s výškou profilu, při zachování stejné tuhosti profilu. Vzhledem k tomu, že napětí u pružiny s konstantním průřezem roste směrem k ose symetrie, je možné ponechat široký průřez

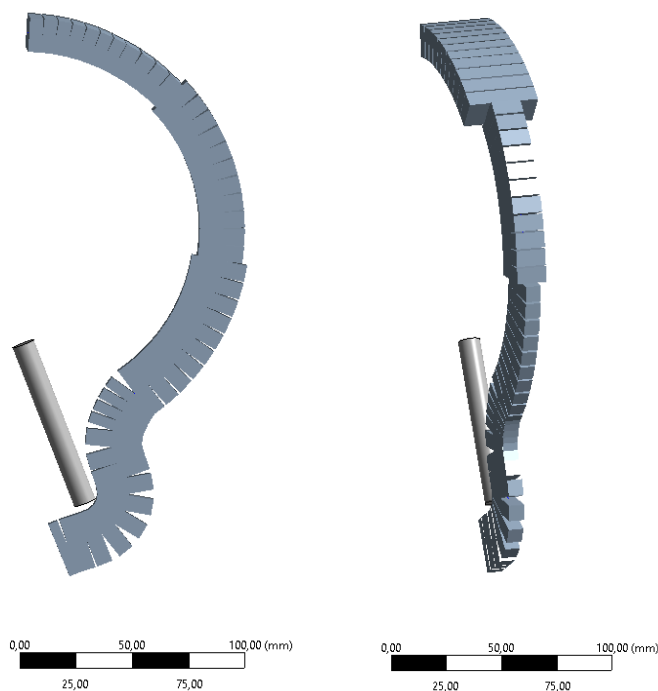
pouze v místě nevyššího zatížení a potom pozvolně přecházet do průřezu vysokého směrem od osy symetrie, a docílit tak výrazného ponížení hmotnosti.



Obrázek 5-18 Dimenzování nekonstantního průřezu pružiny

5.2.5 Výpočtový model a optimalizace pružiny

Pro výpočet pružiny s po částech konstantním průřezem byl použit víceméně stejný výpočtový model, jako tomu bylo u první varianty, akorát s tím rozdílem, že středová křivka pružiny byla rozdělena do několika úseků s odlišným průřezem (viz. Obrázek 5-19).

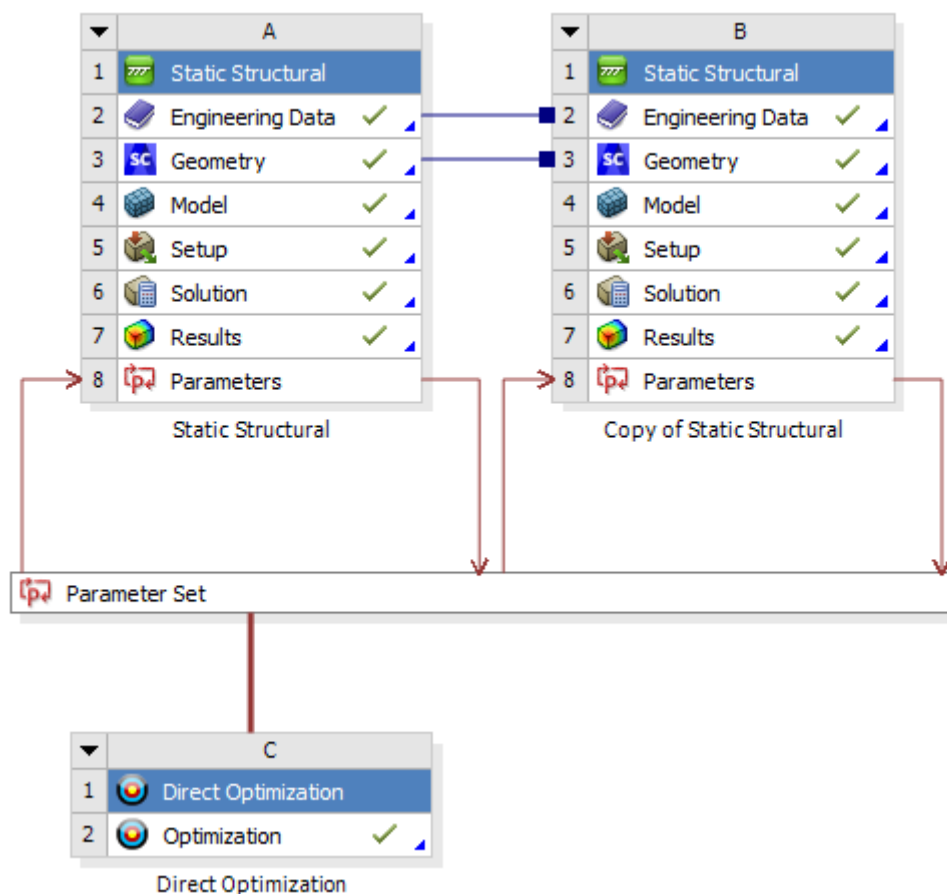


Obrázek 5-19 Nekonstantní průřez pružiny

V tomto výpočtovém modelu byly parametrizovány jako vstupy jednotlivé hodnoty průřezu a jako hodnoty výstupu byly parametrizovány hodnoty dodávaného momentu, hmotnost a maximální hodnoty kombinovaného napětí. Minimální hodnota kombinovaného napětí byla z parametrů vyloučena z důvodu zjednodušení pro následnou optimalizaci, neboť nabývala velmi podobných hodnot napětí jako maximální kombinovaného napětí, jen záporné velikosti a byla vždy nepatrně menší. Neznamená to však, že by tato hodnota nebyla významná, pouze jen to, že v průběhu návrhu postačilo znát hodnotu maximálního napětí.

Po nastavení vhodných hodnot průřezů tak, aby se blížil dodávaný moment požadované hodnotě, byla připravena optimalizace, jejíž cílem mělo být ponížení hmotnosti. Optimalizace se skládala ze dvou výpočtových modelů, které sdílely stejnou geometrii i s parametry průřezů.

První výpočtový model sloužil k vyhodnocení požadovaného momentu dodávaného pružinou při otevření 74° a druhý výpočtový moment sloužil ke kontrole hodnot maximálního kombinovaného napětí při maximálním otevření 95° . Výsledné schéma optimalizace vypadalo takto (viz Obrázek 5-20):



Obrázek 5-20 Prvotní optimalizace pružiny

Nastavení rozsahu proměnných bylo voleno tak, jak je uvedeno na obrázku (viz. Obrázek 5-21). Jednotlivé průřezy byly číslovány od 1 do 5 směrem od osy symetrie ke konci pružiny. Parametry pátého průřezu byly nastaveny rovny parametrům 4. průřezu od středové osy.

Table of Schematic C2: Optimization				
	A	B	C	D
1	[-] Input Parameters			
2	Name	Lower Bound	Upper Bound	
3	P7 - Rectangle4 B (mm)	7,7	9	
4	P8 - Rectangle4 H (mm)	25	26	
5	P9 - Rectangle1 B (mm)	32,2	32,9	
6	P10 - Rectangle1 H (mm)	14,7	15	
7	P11 - Rectangle2 B (mm)	14,2	14,8	
8	P12 - Rectangle2 H (mm)	20,5	21	
9	P14 - Rectangle3 H (mm)	25,3	25,9	
10	P13 - Rectangle3 B (mm)	7,5	8,2	
11	[-] Parameter Relationships			
12	Name	Left Expression	Operator	Right Expression
*	<i>New Parameter Relationship</i>	<i>New Expression</i>	<=	<i>New Expression</i>

Obrázek 5-21 Proměnné pro optimalizaci

Cíle optimalizace byly nastaveny 3. Prvním cílem bylo redukovat co nejvíce hmotnost. Druhým pak bylo dosáhnout přibližné hodnoty požadovaného momentu při otevření na 74° a posledním bylo redukovat napětí do maximálních hodnot 100 MPa při maximálním otevření pružiny na 95°. Bezpečnostní faktor byl tedy volen 1,9 z hodnoty meze pevnosti materiálu, neboť tento materiál nevykazuje něco jako je mez kluzu.

Table of Schematic C2: Optimization									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Name	Parameter	Objective			Constraint			
2			Type	Target	Tolerance	Type	Lower Bound	Upper Bound	Tolerance
3	Minimize P31	P31 - Total mass	Minimize	0		No Constraint			
4	Seek P2 = -19170 N mm; -19175 N mm <= P2 <= -19165 N mm	P2 - Joint Probe Minimum Z Axis	Seek Target	-19170	5	Lower Bound <= Values <= Upper Bound	-19175	-19165	0,001
5	P25 <= 100 MPa	P25 - Maximum Combined Stress Maximum	No Objective			Values <= Upper Bound		100	5
*		Select a Parameter							

Obrázek 5-22 Cíle optimalizace

Direct optimalizace v programu ANSYS je optimalizací typu „Goal Driven Optimization“ (GDO). Tato cílená optimalizace (GDO) je sada omezených víceúčelových optimalizačních technik, ve kterých jsou nejlepší možné návrhy získány ze sady vzorků vzhledem k požadovaným cílům. Proces GDO umožňuje určit vliv změny vstupních parametrů na výstupní parametry. Například v konstrukční problematice je možno určit kombinaci parametrů návrhu, které nejlépe vyhovují minimální hmotnosti, maximální vlastní frekvenci, maximální pevnosti ve vzpěru, maximální pevnosti ve smyku za dosažení minimálních nákladů s maximálními definovanými hodnoty redukovaného napětí a posunutí.^[20]

Výsledkem optimalizace bylo tedy řešení blízké se nejvíc požadovanému momentu. Hmotnost uvedená v optimalizaci je hmotnost poloviny pružiny. Výsledné hodnoty optimalizace jsou vyobrazeny na obrázku níže (viz. Obrázek 5-23):

Reference	N...	P7 - Rectangle4 B (mm)	P8 - Rectangle4 H (mm)	P9 - Rectangle1 B (mm)	P10 - Rectangle1 H (mm)	P11 - Rectangle2 B (mm)	P12 - Rectangle2 H (mm)	P14 - Rectangle3 H (mm)	P13 - Rectangle3 B (mm)	P2 - Joint Probe Minimum Z Axis (N mm)	
		Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference
☉	Candidate Point 1	8,8619	25,889	32,87	14,815	14,328	20,755	25,598	7,6376	★ -19173	0,00 %
	New Custom Candidate Point	8,35	25,5	32,55	14,85	14,5	20,75	25,6	7,85		

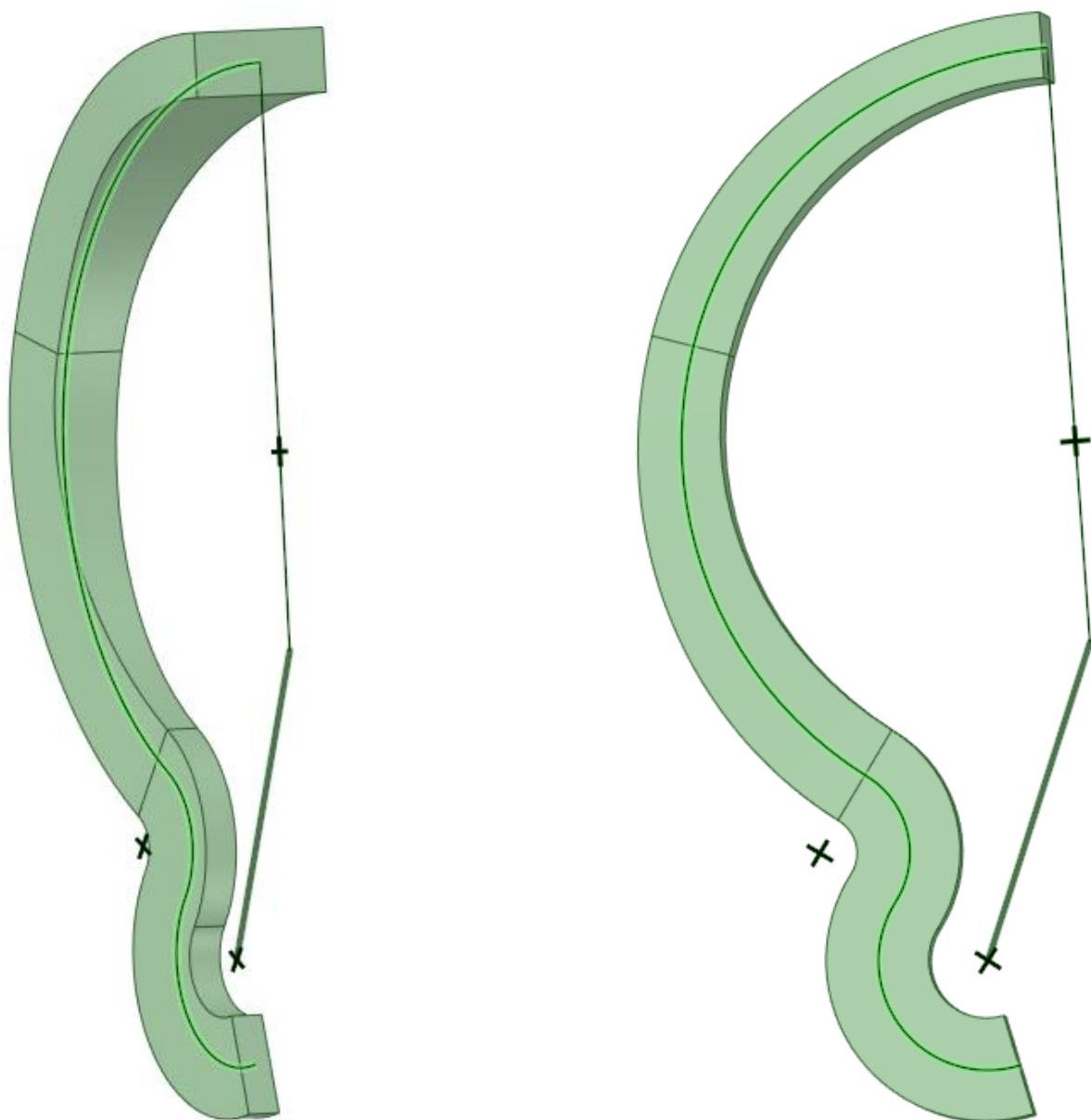
P25 - Maximum Combined Stress Maximum (MPa)		P31 - Total mass (kg)	
Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference
★★★ 91,615	0,00 %	✖✖✖ 0,12609	0,00 %

Obrázek 5-23 Výsledné hodnoty optimalizace

5.3 Konstrukční návrh náhrady pružiny

5.3.1 Návrh 3D modelu pružiny

S předchozími získanými poznatky bylo možné připravit 3D model pružiny. 3D model pružiny byl vytvořen pomocí stejné středové křivky pružiny jako při prvotní optimalizaci. Zásadním rozdílem zde byl model pružiny, který byl už vytvořen jako objemový, a nikoli pomocí nosíkových elementů. Také bylo užito plynulých přechodů mezi nekonstantními průřezy, tyto přechody byly vytvořeny napojováním profilů po křivce. Jednalo se o 5 průřezů, které byly napojeny po křivce původního profilu a byly nastaveny jako parametry. Jednotlivé průřezy pak sdílely rozměry průřezů jednotlivých úseků beam elementů, které byly získány z prvotní optimalizace. Cílem bylo se co nejvíce přiblížit požadovanému momentu.



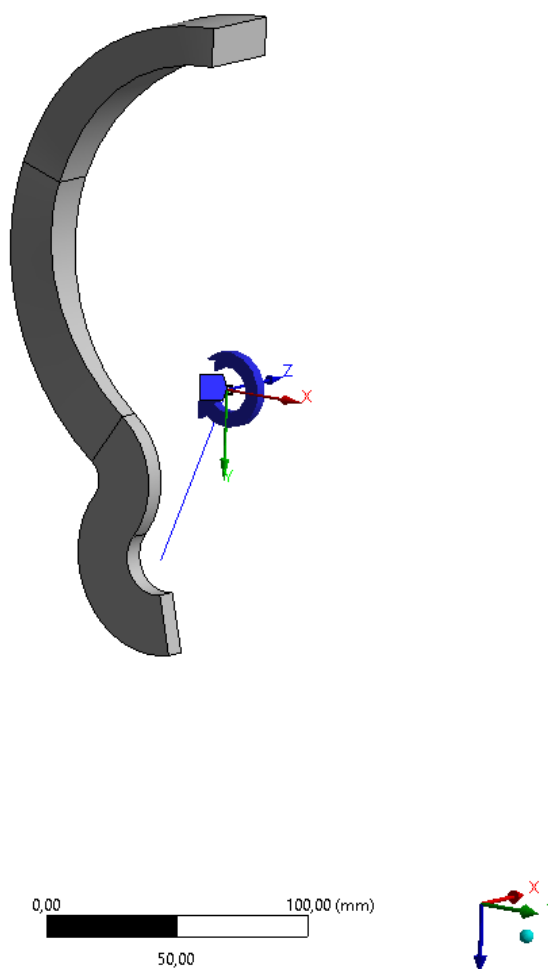
Obrázek 5-24 Návrh 3D modelu pružiny

5.3.2 Výpočetní model 3D modelu pružiny

Úpravou modelu pružiny došlo k nepatrným změnám ve výpočetním modelu. První změnou byla náhrada pružiny z nosníkových elementů, za pružinu z objemového modelu. Model pružiny byl modelován pomocí napojení 5 průřezů po křivce. Druhou změnou byla změna pomocného válce pro zatěžování pružiny, který byl pro zjednodušení nahrazen profilem z nosníkového elementu elementů, který byl také nastaven jako nekonečně tuhý. Výsledný výpočtový model vypadal takto (viz. Obrázek 5-25).

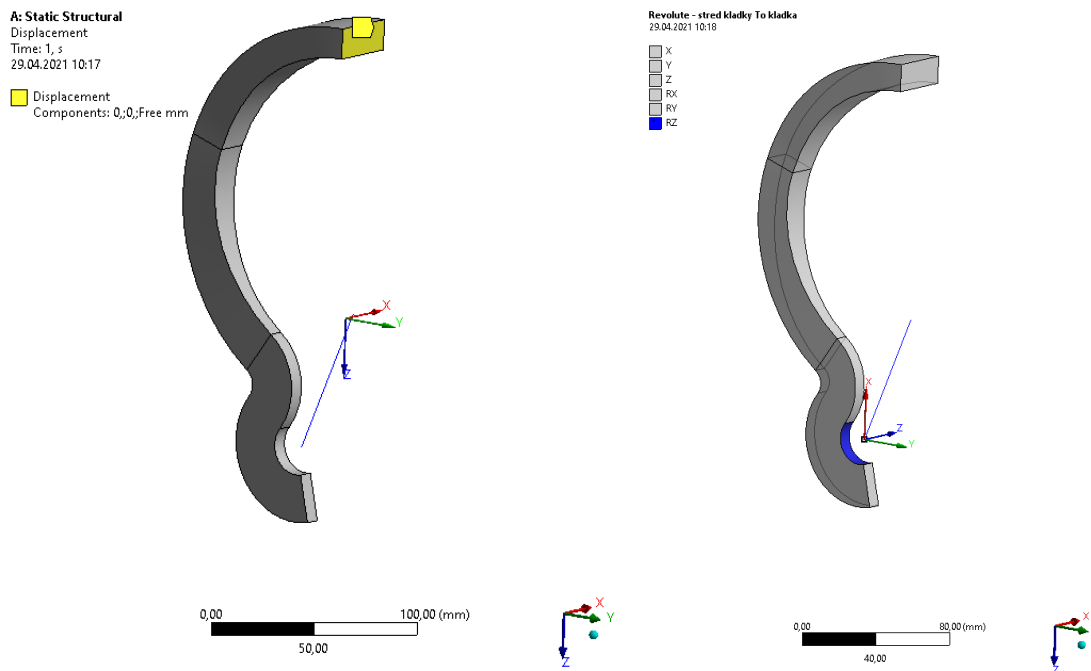
A: Static Structural
Joint - Rotation
Time: 1, s
29.04.2021 10:11

Joint - Rotation: 15, °



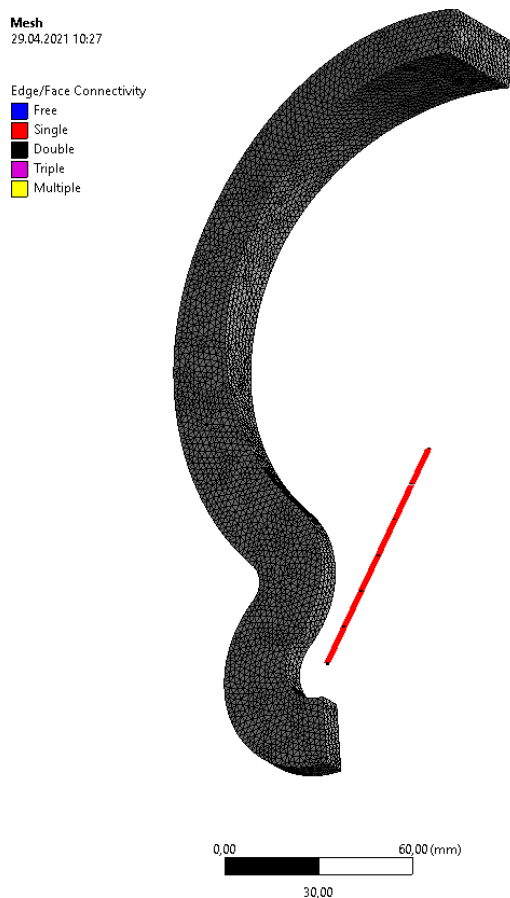
Obrázek 5-25 Výpočtový model 3D modelu pružiny

Rozdílem oproti původní analýze bylo pak už jen nastavení okrajových podmínek pružiny v řezu symetrie. Vzhledem k tomu že se už nejednalo o beam elementy, byla vyloučena okrajová podmínka „fixed rotation“ a zůstala jen samotná okrajová podmínka „displacement“, která umožňovala pružině pouze posun v ose z globálního souřadnicového systému. Pružina pak byla spojena též funkcí „revolute“ za plochu vnitřního radiusu na spodní straně pružiny. Krom těchto nepatrných změn výpočtový model fungoval na stejném principu.



Obrázek 5-26 Změny ve výpočtovém modelu

Velikost elementů sítě byla nastavena 2mm a síť byla tvořena pomocí tetrahedrů, z důvodu proměnlivosti rozměrů modelu, neboť síť na bázi tetrahedrů je obecněji použitelná (viz. Obrázek 5-27).

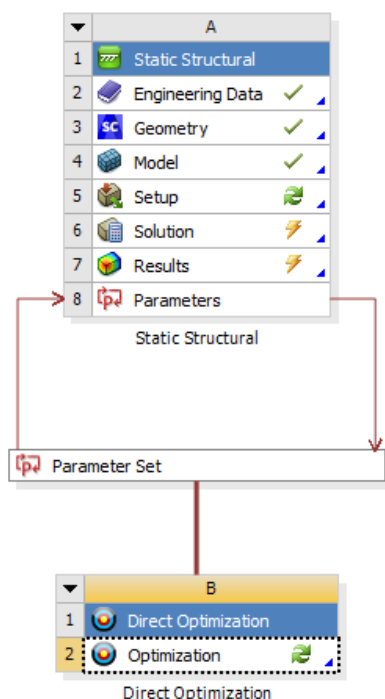


Obrázek 5-27 Nastavení sítě

5.3.3 Optimalizace 3D modelu pružiny

Po získání výsledků výpočetního modelu blízcí se požadovanému momentu bylo možné vytvořit optimalizaci 3D modelu pružiny.

V tomto případě už bylo schéma optimalizace zjednodušeno a používalo pouze jeden výpočetní model pro otevření 74°. Pro zrychlení optimalizace byl výpočtový model pro maximální otevření 95° vyloučen a maximální redukované napětí bylo vyjádřeno z výpočetního modelu pro otevření 74° s vyšším bezpečnostním faktorem, který odpovídal rozdílu velikostí napětí při otevření na 74° a 94° z předchozích výpočtových modelů.



Tabulka 7 Schéma optimalizace

Vstupními parametry byly jednotlivé průřezy v 5 řezech, přičemž parametry šířky a výšky pružiny v posledním pátém řezu byly nastaveny rovny parametrům ve čtvrtém řezu pro zjednodušení kontaktních ploch pružiny, aby měl poslední úsek konstantní průřez.

Table of Schematic B2: Optimization				
	A	B	C	D
1	Input Parameters			
2	Name	Lower Bound	Upper Bound	
3	P1 - BC1 (mm)	30,6	37,4	
4	P2 - HC1 (mm)	13,5	16,5	
5	P5 - HC2 (mm)	16,425	20,075	
6	P6 - BC2 (mm)	15,3	18,7	
7	P9 - BC3 (mm)	7,2	8,8	
8	P10 - HC3 (mm)	21,505	26,284	
9	P13 - BC4 (mm)	7,2	8,8	
10	P14 - HC4 (mm)	21,072	25,755	
11	Parameter Relationships			
12	Name	Left Expression	Operator	Right Expression
*	New Parameter Relationship	New Expression	<=	New Expression

Obrázek 5-28 Vstupní parametry optimalizace

Výstupní parametry byly 3. Cíle byly nastaveny následovně:

- Co nejvíce ponížít hmotnost pružiny
- Nepřesáhnout hodnotu napětí 85 MPa, což odpovídá bezpečnostnímu faktoru 2,2 vůči mezi pevnosti
- Dosáhnout požadovaného momentu

Name	Parameter	Objective			Constraint			
		Type	Target	Tolerance	Type	Lower Bound	Upper Bound	Tolerance
Minimize P22	P22 - Solid Mass	Minimize	0		No Constraint			
P23 <= 85 MPa	P23 - Equivalent Stress Maximum	No Objective			Values <= Upper Bound		85	5
Seek P21 = 19170 N mm	P21 - Joint Probe Maximum Z Axis	Seek Target	19170	100	No Constraint			

Obrázek 5-29 Cíle optimalizace

Výsledkem optimalizace pak byly 3 varianty řešení. Jako nejvhodnější varianta zde byla zvolena „Candidate Point 1“, která se nevíce blížila požadovanému momentu a zároveň měla nejmenší hmotnost.

Candidate Points			
	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
P1 - BC1 (mm)	31,15	31,146	32,109
P2 - HC1 (mm)	15,057	15,627	16,362
P5 - HC2 (mm)	19,291	18,89	17,774
P6 - BC2 (mm)	15,361	15,43	16,038
P9 - BC3 (mm)	8,3546	8,6439	7,4403
P10 - HC3 (mm)	23,713	22,473	23,299
P13 - BC4 (mm)	7,3586	7,2212	7,3238
P14 - HC4 (mm)	21,364	24,686	25,307
P21 - Joint Probe Maximum Z Axis (N mm)	★★★ 19163	★★★ 19246	★★★ 18991
P22 - Solid Mass (kg)	✖✖✖ 0,11937	✖✖✖ 0,1214	✖✖✖ 0,12194
P23 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	★★★ 88,177	★★★ 82,169	★★★ 65,921

Obrázek 5-30 Výsledky optimalizace

Po optimalizaci došlo ještě k nepatrnému zaokrouhlení velikosti rozměrů pružiny tak, aby výsledný moment odpovídal blíže požadované hodnotě.

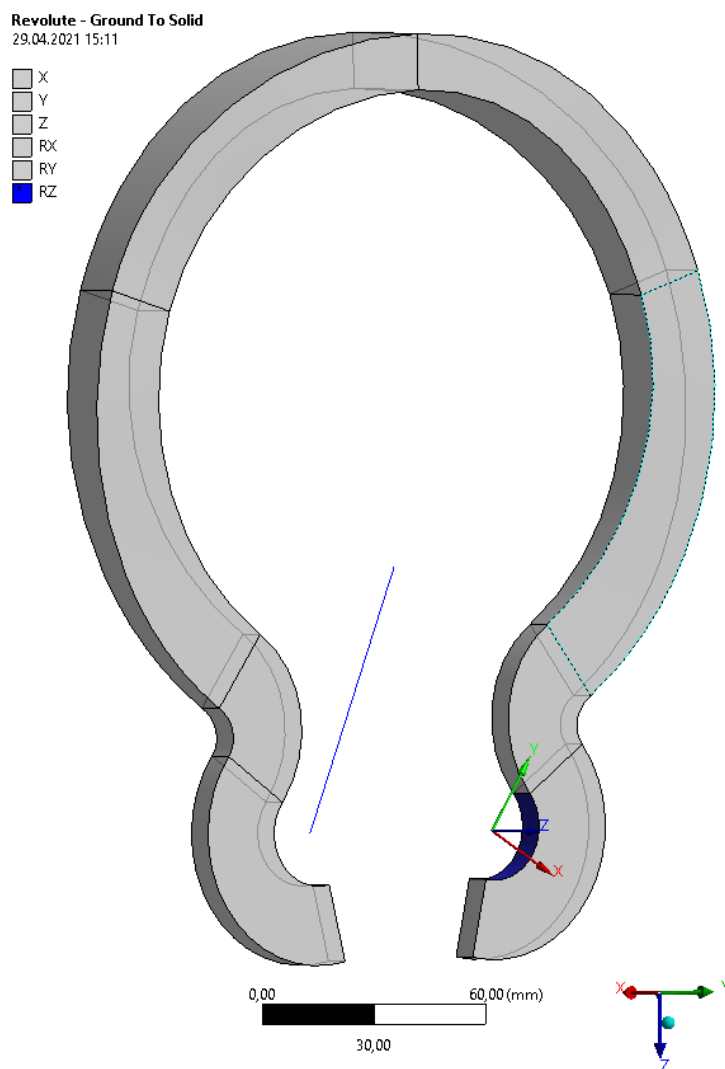
Update Order	P1 - BC1	P2 - HC1	P5 - HC2	P6 - BC2	P9 - BC3	P10 - HC3	P13 - BC4	P14 - HC4	P21 - Joint Probe Maximum Z Axis	P22 - Solid Mass	P23 - Equivalent Stress Maximum
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	N mm	kg	MPa
1	31,15	15,053	19,3	15,35	8,35	23,7	8	21,36	19171	0,12078	80,679

Obrázek 5-31 Upravené hodnoty optimalizace

6 Kontrola pružiny v celém rozsahu pracovních teplot

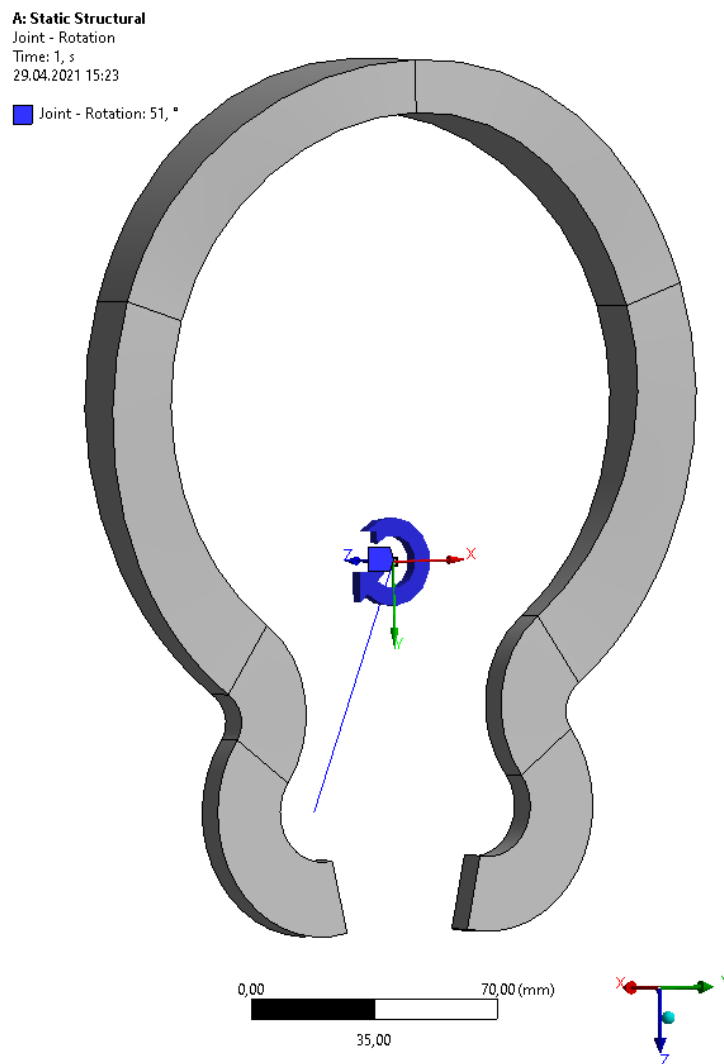
Pro kontrolu funkce pružiny v celém rozsahu pracovních teplot bylo nutné si ověřit, zda pružina plní svou funkci i jako celek, proto byl vytvořen výpočtový model pro kontrolu funkce celé pružiny, nikoliv už jen její poloviny. Model pružiny byl tedy doplněn o druhou polovinu pružiny zrcadlením. V závislosti na změně 3D modelu musel být změněn výpočtový model pružiny.

Na druhém konci pružiny musely být nyní aplikovány okrajové podmínky, namísto v rovině řezu. Na pružinu na druhém konci byla aplikovaná okrajová podmínka pomocí funkce „Revolute - Ground To Solid“ (viz. Obrázek 6-1). Tato funkce umožňuje otáčení pružiny pouze v ose z lokálního souřadnicového systému kolem pevného středu otáčení. Dále bylo nutno uvažovat při otevírání pružiny celý rozdíl úhlu mezi nominální polohou pružiny a polohou koncovou, nikoliv už jeho polovinu tak, jak tomu bylo při analýze poloviny pružiny. Ostatní principy zůstaly neměnné.



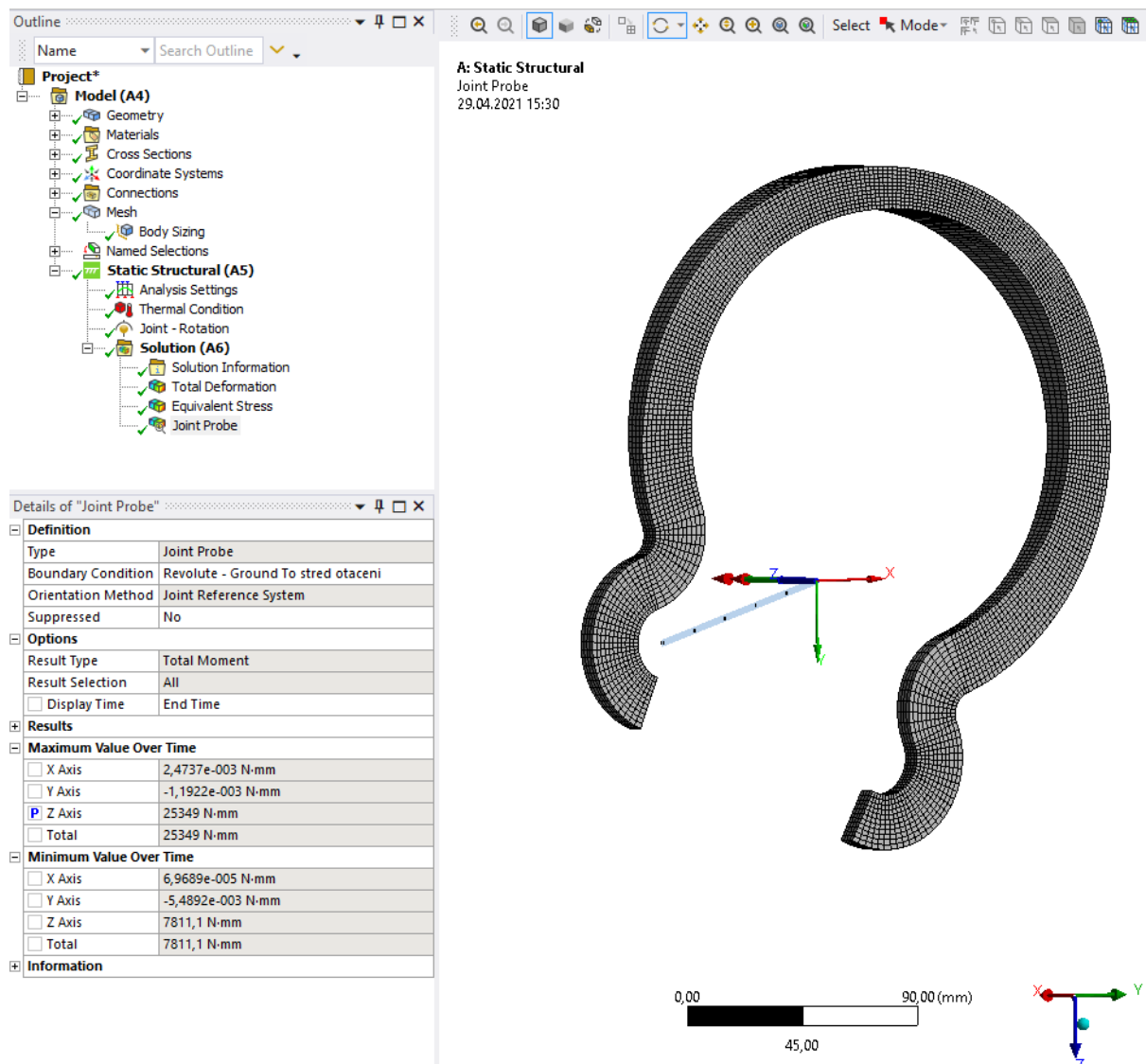
Obrázek 6-1 Kontrolní výpočtový model

Úhel otevření byl nastaven jako parametr tak, aby nebylo už nutné do analýzy dále vstupovat při jeho změně (viz. Obrázek 6-2).



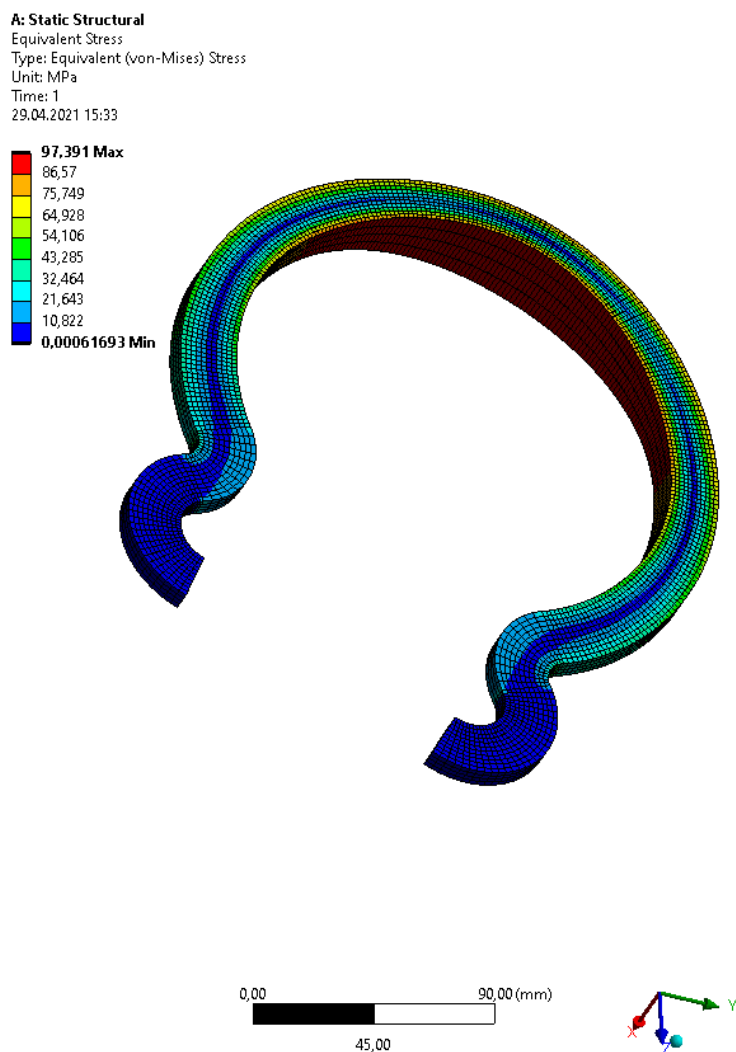
Obrázek 6-2 Parametr otevření pružiny

Jako další parametr byl nastaven dodávaný moment. Velikost sítě zůstala stejná, ale vzhledem k tomu, že už jde o neměnný model, byl zvolen jiný typ sítě „hexadedral“, která je pro toto užití vhodnější, ovšem její vygenerování zpravidla vyžaduje více úsilí ze strany uživatele. Změna sítě by měla mít za následek vyšší přesnost výsledných hodnot napětí. (viz. Obrázek 6-3).



Obrázek 6-3 Parametr dodávaného momentu

Jako další důležitý parametr byla nastavena velikost redukovaného napětí. Na obrázku níže je pak možno vidět rozklad redukovaného napětí dle hypotézy Von-Mises, v nejkritičtější zatěžovací variantě (viz. Obrázek 6-4).



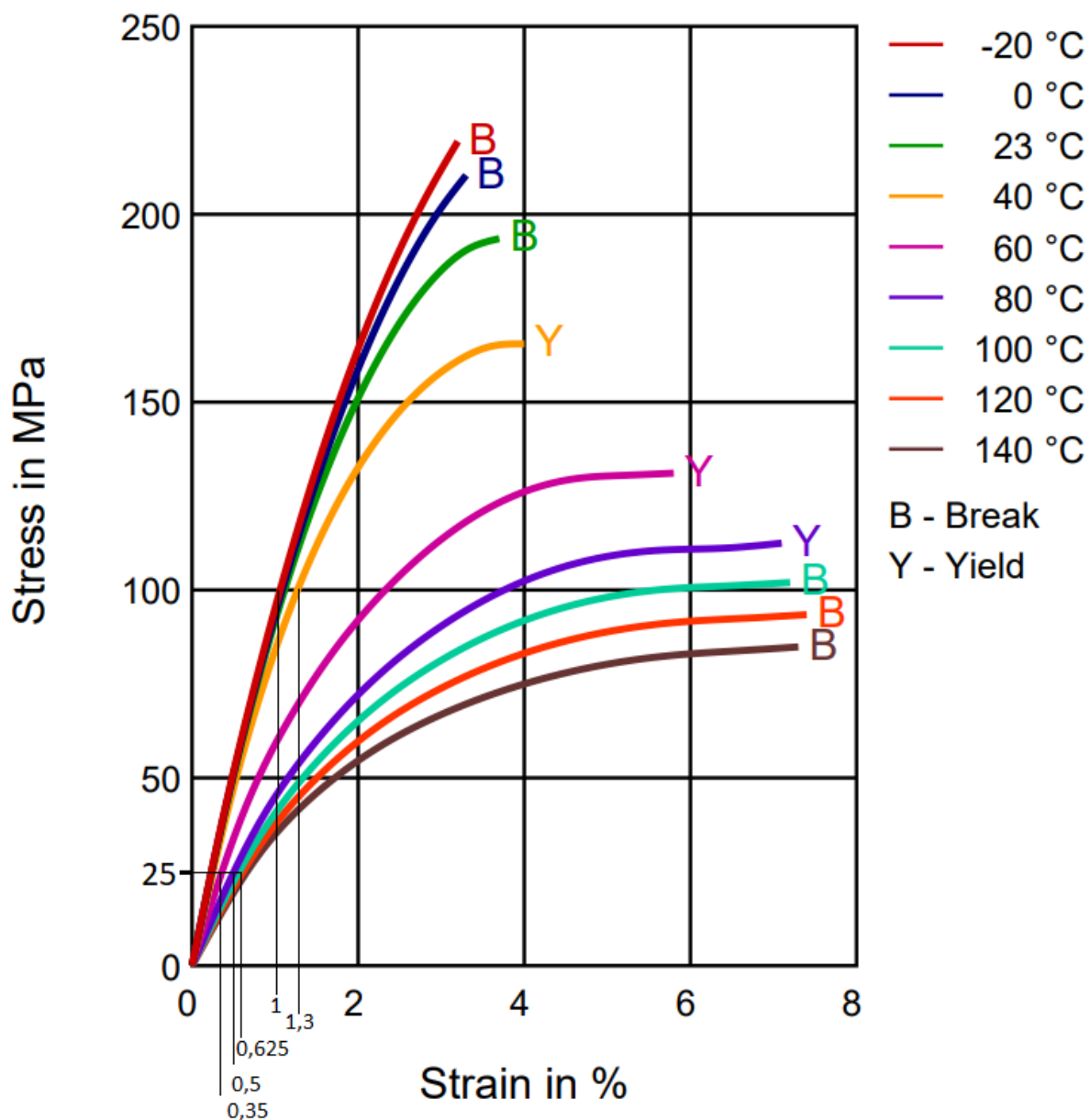
Obrázek 6-4 Redukované napětí v pružině dle hypotézy Von-Mises

Následně byla zahrnuta v potaz změna tuhosti materiálu v závislosti na teplotě okolního prostředí. Ta byla vyjádřena z tahového diagramu při různých teplotách, pomocí tohoto vztahu:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

	σ [Mpa]	ε [%/100]	E[Mpa]	E[Pa]
-20°C	100	0,0095	10526	10526315789
23°C	100	0,01	10000	10000000000
40°C	100	0,013	7692	7692307692
60°C	25	0,0035	7143	7142857143
80°C	25	0,005	5000	5000000000
100°C	25	0,00625	4000	4000000000

Tabulka 8 Výsledné hodnoty modulu pružnosti v závislosti na teplotě



Obrázek 6-5 Vyjádření tuhosti z tahového diagramu

Hodnoty meze pevnosti v závislosti na teplotě byly též vyjádřeny z diagramu v závislosti na změně teploty.

V následující tabulce (Tabulka 9) jsou přehledně vyjádřeny výsledné hodnoty v celém teplotním rozsahu zahrnující velikosti dodávaných momentů, mez pevnosti materiálu při dané teplotě, maximální velikost redukováného napětí, bezpečnostní faktor a úhel otevření. Podbarvení řádků v tabulce nijak nesouvisí s barvami křivek v tahovém diagramu, naznačuje pouze tepelné spektrum. Bezpečnostní faktor je dán tímto vztahem:

$$k = \frac{R_m}{\sigma_{red}}$$

Výsledné hodnoty pružiny					
Teplota	Dodávaný moment	Mez pevnosti při dané teplotě	Redukované napětí v pružině	Bezpečnostní faktor	Úhel otevření
T[°C]	M[N/mm]	R _m [Mpa]	σ _{red} [Mpa]	k[-]	α[°]
-20°C	20180	220	65,2	3,37	74
-20°C	8059	220	23,2	9,48	54
-20°C	26682	220	102,5	2,15	95
23°C	19172	190	62,0	3,07	74
23°C	7656	190	22,0	8,62	54
23°C	25349	190	97,4	1,95	95
40°C	14751	165	47,7	3,46	74
40°C	5889	165	17,0	9,73	54
40°C	19499	165	74,9	2,20	95
60°C	13699	130	44,3	2,94	74
60°C	5469	130	15,7	8,26	54
60°C	18107	130	69,6	1,87	95
80°C	9577	95	31,0	3,07	74
80°C	3828	95	11,0	8,62	54
80°C	12675	95	48,7	1,95	95
100°C	7662	90	24,8	3,63	74
100°C	3062	90	8,8	10,21	54
100°C	10140	90	39,0	2,31	95

Tabulka 9 Výsledné hodnoty pružiny v celém teplotním rozsahu

Po shlédnutí výsledků je možno vidět, jak klesá dodávaný moment v závislosti na rostoucí teplotě. Maximální procentuální rozdíl v dodávaném momentu v celém teplotním spektru při úhlu otevření 74° něco přes 60%, to ovšem jen potvrzuje předchozí hypotézu, zmíněnou při finální volbě materiálu, která vycházela z proměnlivé tuhosti materiálu v závislosti na teplotě. Podmínku s maximálním 10% rozdílem dodávaného momentu nebylo tedy možno dodržet.

Dále je možno sledovat, že s rostoucí teplotou klesá i mez pevnosti materiálu, zároveň však vlivem poklesu tuhosti v závislosti na rostoucí teplotě klesá i velikost redukováného napětí v pružině. Proto byl pro jednotlivé hodnoty redukováného napětí spočten bezpečnostní faktor, který je vyjádřen hodnotou redukováného napětí vztaheného k mezi pevnosti vždy pro danou teplotu. Nejnižší hodnota bezpečnostního faktoru se nachází při 60°C a maximálním otevření pružiny na 95°. Minimální hodnota bezpečnostního faktoru činí 1,87, což je považováno za postačující.

7 Zhodnocení vhodnosti náhrady

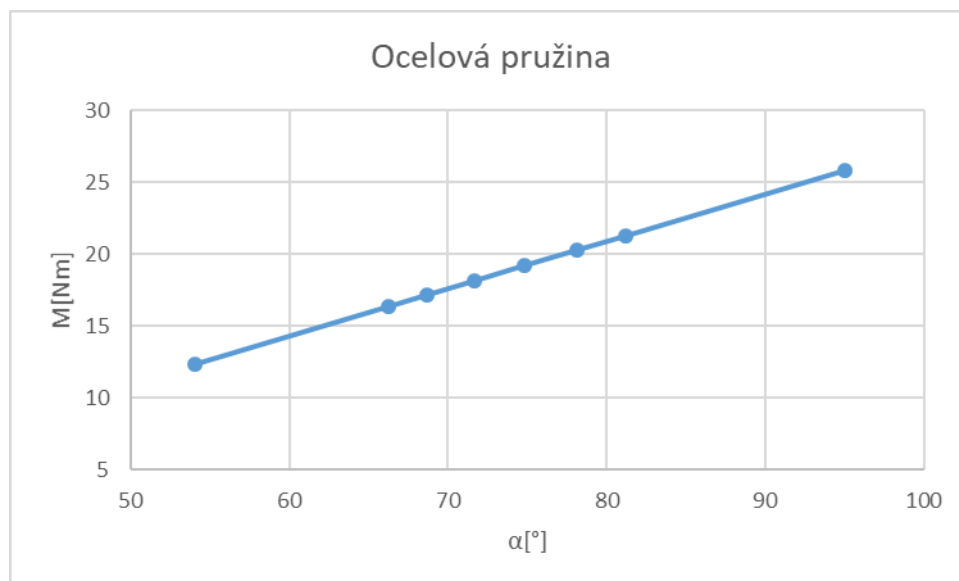
Cílem této kapitoly je pouze zhodnotit získané informace v rámci této diplomové práce. Ačkoli toto téma naskýtá mnoho dalších otázek, například jaká bude životnost pružiny, informace o těchto materiálech jsou v určitých ohledech velkou neznámou, neboť dodavatelé materiálů neuvádí vždy všechny informace, které by pro takovýto průzkum byly potřebné. Proto v této kapitole budou pouze zhodnoceny věcné informace.

7.1 Parametry původního konstrukčního řešení

První hledisko zhodnocení ocelové pružiny je dodávaný moment v závislosti na otevření. V případě ocelové pružiny je možné využít většího předepnutí. Křivka grafu závislosti momentu na otevření níže vyjadřuje vcelku lineární závislost a rozdíl momentu mezi maximálním a minimálním otevření činí 13,41 Nm. Přesné hodnoty dodávaného momentu v závislosti na daných úhlech otevření jsou zaznamenány v tabulce níže:

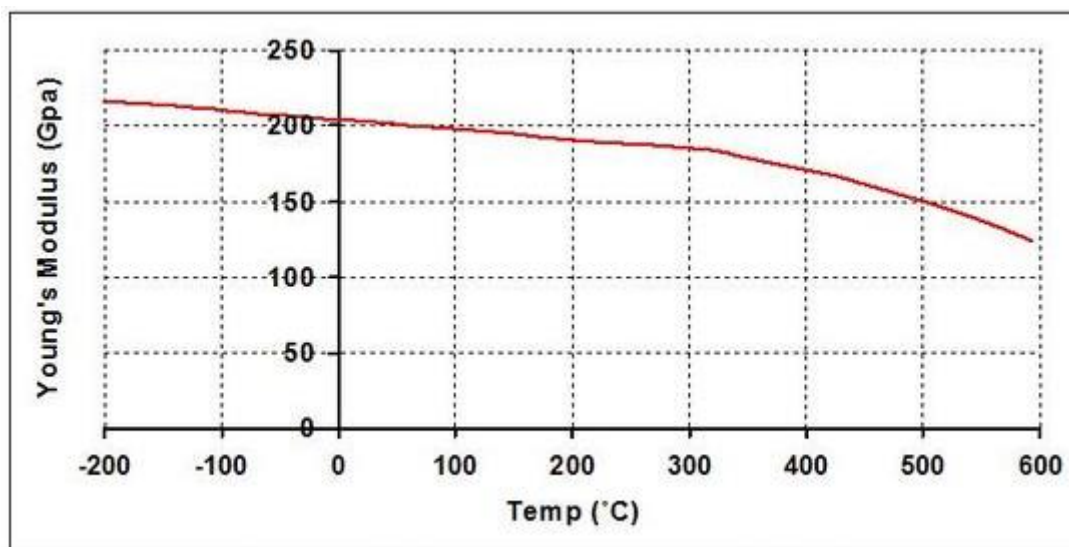
Ocelová pružina	
Úhel otevření	Dodávaný moment
α [°]	M[Nm]
54,01	12,40
66,25	16,41
68,67	17,20
71,65	18,17
74,78	19,19
78,11	20,28
81,16	21,28
95	25,81

Tabulka 10 Dodávaný moment ocelová pružina



Obrázek 7-1 Ocelová pružina - Graf závislosti dodávaného momentu na otevření pružiny

Ocelová pružina se mimo jiné vyznačuje výbornou stálostí tuhosti při celém teplotním rozsahu. Jak je vyobrazeno na grafu níže, změna tuhosti v tomto teplotním rozsahu činí něco okolo 5%.^[15]



Obrázek 7-2 Tuhost oceli v závislosti na teplotě^[15]

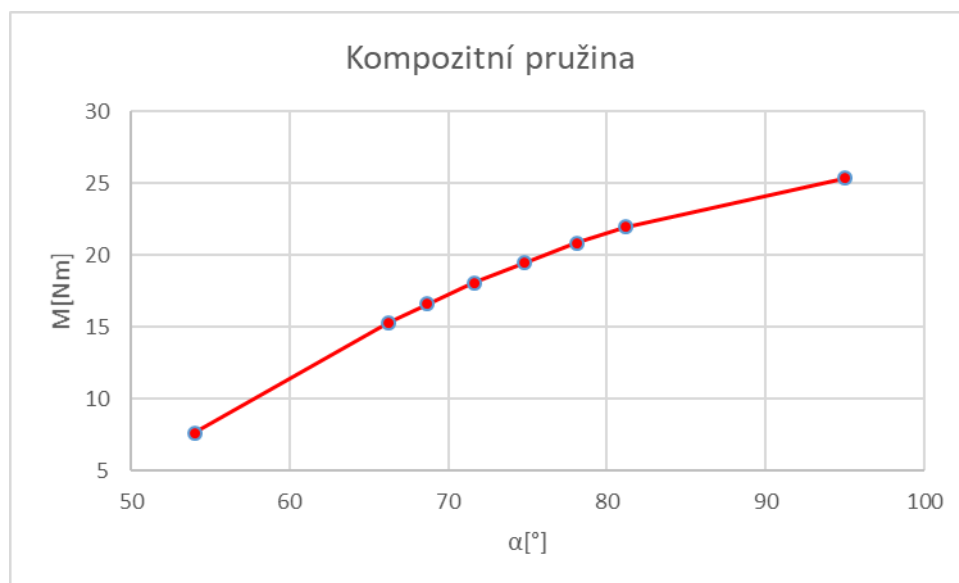
Dalším kritériem je hmotnost pružiny, která činí 0,129 kg. Ačkoli má pružina z oceli mnohem větší hustotu, má vysokou měrnou tuhost a mnohonásobně vyšší mez pevnosti, což umožňuje lepší předepnutí a menší průřez pružiny. Pro správnou funkci pružiny je mimo jiné nutná úprava nátěrem, aby nedocházelo k nežádoucí degradaci. Posledním kritériem je zástavbový prostor, který je v případě ocelové pružiny možné výrazně zredukovat.

7.2 Parametry navrženého konstrukčního řešení

V případě kompozitní pružiny byly vypočteny hodnoty dodávaného momentu při stejných úhlech otevření jako u ocelové pružiny, ve stejném výpočtovém modelu, který byl použit pro kontrolu pružiny. V případě kompozitní pružiny křivka závislosti dodávaného momentu na otevření pružiny nevykazuje lineární průběh a rozdíl maximální a minimální hodnoty momentu činí 17,69 Nm (viz. Obrázek 7-3). Přičemž pružina při minimálním otevření dodává 7,66 Nm. Přesné hodnoty dodávaného momentu v závislosti na úhlu otevření je možno vidět v tabulce níže.

Kompozitní pružina	
Úhel otevření	Dodávaný moment
α [°]	M[Nm]
54,01	7,66
66,25	15,33
68,67	16,61
71,65	18,08
74,78	19,49
78,11	20,85
81,16	21,96
95	25,35

Tabulka 11 Dodávaný moment kompozitní pružina



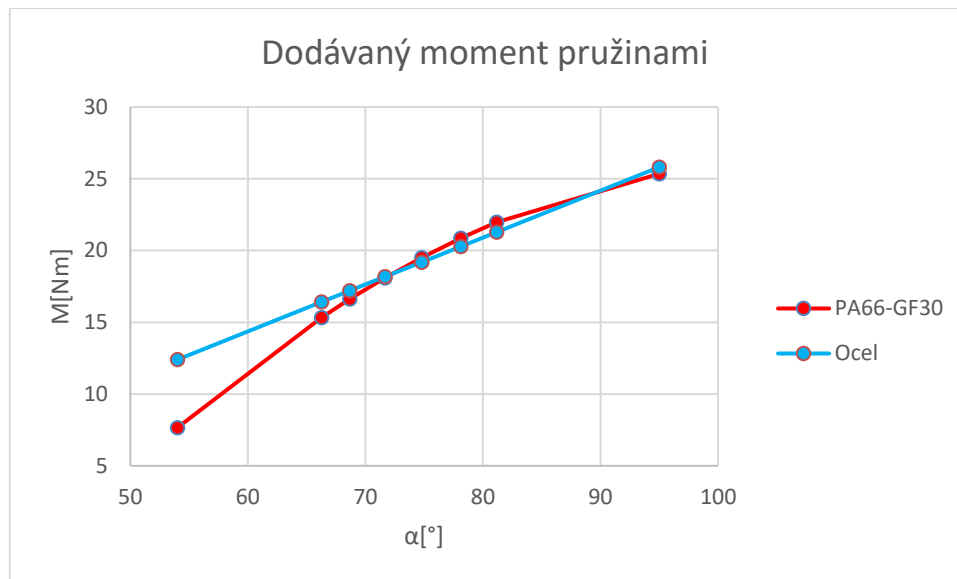
Obrázek 7-3 Ocelová pružina - Graf závislosti dodávaného momentu na otevření pružiny

Další již mnohokrát zmiňovanou vlastností je proměnlivá tuhost pružiny v závislosti na teplotě, která celém teplotním rozsahu činí obrovský rozdíl. Tato vlastnost materiálu, omezuje výrazně rozsah pracovních teplot pružiny (viz. Obrázek 5-17).

Velmi žádoucí informací je v tomto případě hmotnost pružiny, neboť poníženi hmotnosti pružiny bylo cílem této práce. Vzhledem k omezeným možnostem předem předepnutí spojeným zejména s nízkou mezí pevnosti materiálu, pružina musela výrazně nárůst, jak na velikosti, tak i na objemu. Ačkoli hustota materiálu je mnohonásobně nižší než oceli, tak vzhledem k vyššímu objemu materiálu pružiny hmotnost činí 0,242 kg. Z důvodu ochrany proti nasákavosti je nutno pružinu chránit ochranným nátěrem, není tedy možné použití pružiny bez ochranné vrstvy.

7.3 Srovnání konstrukčních variant řešení

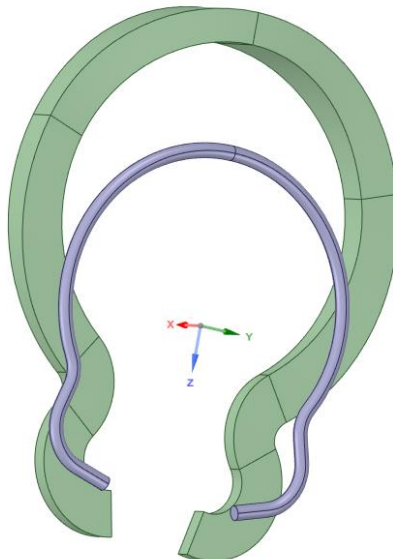
V rámci zhodnocení obou konstrukčních řešení existuje mnoho kritérií, v kterých lze tyto dvě konstrukční varianty lze porovnat. Z hlediska tuhosti při minimálním otevření dodává vyšší moment pružina ocelová, a jak je možno vidět ze srovnání dvou křivek v grafu níže (viz. Obrázek 7-4), ocelová pružina má i menší rozptyl hodnot dodávaného momentu v celém pracovním rozsahu.



Obrázek 7-4 Ocelová pružina - Graf závislosti dodávaného momentu na otevíření pružiny

Dalším kritériem je proměnlivost tuhosti v závislosti na teplotě. V tomto kritériu je určitě lepší variantou pružina ocelová, která si drží výbornou tuhostní stálost.

Ve hmotnosti a velikosti pružiny opět ocelová pružina ukazuje lepší vlastnosti, kdy má ocelová pružina poloviční hmotnost oproti pružině kompozitní. Při pohledu na Obrázek 7-5 je vidět i zásadní rozdíl ve velikosti pružiny a potřebného zástavbového prostoru, je potom jasné, že varianta ocelové pružiny je mnohem lépe vyhovující.



Obrázek 7-5 Porovnání velikostí obou pružin

Mezi zjevné výhody kompozitní pružiny patří, levnější technologie výroby a nižší pořizovací cena materiálu. Z hlediska odolnosti vlivům prostředí obě varianty vyžadují povrchovou ochranu, z tohoto pohledu se pak obě varianty výrazně neliší.

Po zvážení jednotlivých kritérií je možno říct, že varianta ocelové pružiny jeví více pozitiv než negativ a proto je rozhodně lepší variantou řešení, neboť v tomto případě je funkčnost pružiny na prvním místě, a cena nemá takovou váhu.

8 Zhodnocení práce a závěr

Při zhodnocení vlastností kompozitní pružiny není možno konstatovat, že by kompozitní pružina nemohla být funkčním řešením. Co se týče výrazně vyšší proměnlivosti tuhosti pružiny v závislosti na teplotě, není vyloučeno, že by nemohla mít pozitivní vliv na funkci napínáku řemene, neboť s rostoucí teplotou dochází i ke změně koeficientu tření a změně tuhosti řemene.

Výsledkem samotného průzkumu je tedy závěr, že se kompozitní pružina jako náhrada napínáku klínového řemene nehodí. Důvodů je hned několik. Prvním důvodem je velikost pružiny, která se do omezeného zástavbového prostoru motoru nehodí. Dalším důvodem je pak, že v případě kompozitní pružiny nedošlo k úspoře hmotnosti, naopak hmotnost pružiny byla oproti ocelové pružině dvojnásobná. Dále je důvodem nestálá tuhost pružiny, u které není ověřeno, zda by opravdu dokázala zaručeně zajistit chod řemenového převodu bez prokluzu.

Závěrem je vhodné říct, že navzdory nedostatkům tohoto konstrukčního řešení, by materiál na bázi polyamidu 66 a skelných, či uhlíkových vláken pro konstrukci pružin mohl mít vhodné uplatnění, ovšem v oblastech kde není kladen důraz na tak malý zástavbový prostor v kombinaci s velkým rozsahem pracovních teplot. Velkou neznámou je však životnost tohoto materiálu v dynamické zátěži, kde by bylo nutné provést rozsáhlý průzkum.

9 Seznam použité literatury

9.1 Publikace na internetu

[1] Mubea-historie [online].

[cit. 2021-18-03]. Dostupné z: <https://www.mubea.com/cs/mubea-historie>

[2] Mubea-historie [online].

[cit. 2021-18-03]. Dostupné z: <https://www.mubea.com/cs/kdo-jsme>

[3] Řemenové převody [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-02.pdf

[4] Technologie, část III. [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z: http://ssprool.upol.cz/wordpress/wp-content/uploads/texty/ucebni_texty/texty_zamecnik/za_technologie_3.pdf

[5] Pikron – Katalog hnací řemeny [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z: <https://www.pikron.cz/admin/images/1046.pdf>

[6] Wikipedia – Klínový řemen [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:
https://cs.wikipedia.org/wiki/Kl%C3%ADnov%C3%BD_%C5%99emen

[7] Corroll – Klínové řemeny [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z: <https://www.coroll.cz/klinove-remeny.html>

[8] Volta belting Technology – Kruhové a klínové dopravní řemeny [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z: <http://www.dopravni-pasy.cz/kruhove-a-klinove-remeny.html?photoId=126>

[9] Mechanika kompozitů, VUT v Brně [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/priloha.php?dpid=83340

[10] Kipp – Fenolová pryskyřice [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z: <https://www.kipp.cz/cz/cs/Slu%C5%BEby/P%C5%99ehled-materi%C3%A1l%C5%AF/Duroplast/PF31-fenolov%C3%A1-prysky%C5%99ice.html>

[11] Mechanical and thermal properties of glass fiber [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:

https://www.researchgate.net/publication/258157720_Mechanical_and_thermal_properties_of_glass_fiber-reinforced_epoxy_composite_with_matrix_modification_using_liquid_epoxidized_natural_rubber

[12] Ensinger – PA - polyamid [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:

https://www.ensingerplastics.com/cs-cz/polotovary/konstrukcni-plasty/pa-polyamid?gclid=EAIaIQobChMI4tSHq_Cb8AIVyud3Ch1QgABLEAAYASAAEgI1uPD_BwE

[13] Albis – Ultramid A3WG6 – PA66-GF30 [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:

<https://www.albis.com/de/products/download/doc/en/SI/basf/UltramidA3WG6.pdf>

[14] DuPont Performance Polymers Zytel® 70G30HSLR BK099 PA66-GF30 [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:

http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=1034843b918748f5ad9f624c19fd5229

[15] Value Design Consulting – Material Properties [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:

<http://www.value-design-consulting.co.uk/material-properties.html>

[16] DSM – TECACOMP® PA66 CF30 black 3519 - PA66-CF30 - Ensinger Compounds [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:

<https://www.materialdatacenter.com/ms/en/Tecacomp/Enginger/TECACOMP%C2%AE+PA66+CF30+black+3519/bfaf43dd/5718>

[17] DSM – Akulon® Ultraflow K-FHG12 [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:

<https://plasticsfinder.com/en/datasheet/Akulon%C2%AE%20Ultraflow%20K-FHG12/1Pro2>

[18] TECACOMP PA66 CF40 black 3623 - Compounds [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:

https://www.ensinger-online.com/modules/public/sheet/createsheet.php?SID=1203&FL=0&FILENAME=EC_TECACOMP_PA66_CF40_black_3623_IN_DE_202103.pdf&ZOOM=1.2

[19] Celanese - CELSTRAN® PA66-GF40-02P11/15 [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:

<https://tools.celanese.com/products/datasheet/SI/CELSTRAN%C2%AE%20PA66-GF40-02P1115>

[20] ANSYS – Ansys help – Goal Driven Optimalization [online].

[cit. 2021-30-04]. Dostupné z:

https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v202/en/wb_dx/dxTheoUnderGDO.html

9.2 Knižní publikace

[21] Ing. Jiří Leinveber a Ing. Pavel Vávra. STROJÍRENSKÉ TABULKY Páté vydání.
V Úvaly: ALBRA, 2011.
ISBN 978-80-7316-081-4.

9.3 Placené normy a firemní dokumenty

[22] Mubea academy. Belt Tensions Systems. © Muhr und Bender KG, Version 2.0, April 2016

10 Seznam obrázků

Obrázek 2-1 Stabilizátor nápravy ^[1]	11
Obrázek 2-2 První pobočka firmy Mubea v Americe ^[1]	12
Obrázek 2-3 Pružina pro boční zatížení ^[1]	12
Obrázek 2-4 Dr. Thomas Muhr ^[1]	13
Obrázek 2-5 Disky kol vyráběné inovativními metodami ^[1]	13
Obrázek 2-6 Listová pružina ze sklolaminátu ^[1]	14
Obrázek 2-7 vozidlo Mubea eCargo ^[2]	15
Obrázek 3-1 Schéma řemenového převodu	16
Obrázek 3-2 Opásání otevřené ^[3]	18
Obrázek 3-3 Opásání s překříženým řemenem ^[3]	18
Obrázek 3-4 Mimoosé opásání ^[3]	19
Obrázek 3-5 Druhy průřezů řemene	20
Obrázek 3-6 Pohon dopravních válečků ^[8]	21
Obrázek 3-7 Typy stykových ploch řemene	21
Obrázek 3-8 Typická konstrukce napínáku	22
Obrázek 3-9 Napínání posunem motoru	22
Obrázek 3-10 Napínání přidáním pevné kladky	23
Obrázek 3-11 Napínání protizávažím	23
Obrázek 3-12 Napínání zkrutnou pružinou	24
Obrázek 3-13 Napínání tlačnou pružinou	24
Obrázek 3-14 Pneumatické napínání	25
Obrázek 3-15 Pneumatické napínání s přepákováním	25
Obrázek 3-16 Napínák E3D	27
Obrázek 3-17 Napínák E5	28
Obrázek 3-18 Napínák E8	29

Obrázek 3-19 Princip dvoukladkových napínáků ^[22]	30
Obrázek 3-20 Napínák DAT1	30
Obrázek 3-21 Napínák DATevo	31
Obrázek 3-22 Napínák DAT-Evo	32
Obrázek 4-1 Orientace vláken kompozitů ^[9]	34
Obrázek 5-1 Napínák DAT1	38
Obrázek 5-2 Napínák DAT1 Rozložený	39
Obrázek 5-3 Schéma zatížení pružiny.....	39
Obrázek 5-4 křivka pružiny.....	40
Obrázek 5-5 křivka pružiny.....	42
Obrázek 5-6 Výpočtový model – displacement	43
Obrázek 5-7 Výpočtový model – fixed rotation.....	44
Obrázek 5-8 Výpočtový model - nastavení kloubový spoj profilu a pružiny	45
Obrázek 5-9 Výpočtový model - kloubový spoj profilu a středu otáčení	46
Obrázek 5-10 Výpočtový model - nastavení zatížení	47
Obrázek 5-11 Výpočtový model – Výstupní moment z analýzy	48
Obrázek 5-12 Výpočtový model – Minimální kombinované zatížení	49
Obrázek 5-13 Výpočtový model – Maximální kombinované zatížení	50
Obrázek 5-14 Hodnoty průřezu.....	51
Obrázek 5-15 Úprava tvaru středové křivky pružiny.....	52
Obrázek 5-16 Tahové diagramy PA66-GF30	56
Obrázek 5-17 Tuhost PA66 v závislosti na teplotě	57
Obrázek 5-18 Dimenzování nekonstantního průřezu pružiny.....	58
Obrázek 5-19 Nekonstantní průřez pružiny	58
Obrázek 5-20 Prvotní optimalizace pružiny.....	59
Obrázek 5-21 Proměnné pro optimalizaci.....	60
Obrázek 5-22 Cíle optimalizace	60
Obrázek 5-23 Výsledné hodnoty optimalizace	61
Obrázek 5-24 Návrh 3D modelu pružiny	62
Obrázek 5-25 Výpočtový model 3D modelu pružiny	63
Obrázek 5-26 Změny ve výpočtovém modelu	64
Obrázek 5-27 Nastavení sítě	64
Obrázek 5-28 Vstupní parametry optimalizace.....	65
Obrázek 5-29 Cíle optimalizace	66
Obrázek 5-30 Výsledky optimalizace	66

Obrázek 5-31 Upravené hodnoty optimalizace	66
Obrázek 6-1 Kontrolní výpočtový model.....	67
Obrázek 6-2 Parametr otevření pružiny	68
Obrázek 6-3 Parametr dodávaného momentu	69
Obrázek 6-4 Redukované napětí v pružině dle hypotézy Von-Mises	70
Obrázek 6-5 Vyjádření tuhosti z tahového diagramu.....	71
Obrázek 7-1 Ocelová pružina - Graf závislosti dodávaného momentu na otevření pružiny ...	73
Obrázek 7-2 Tuhost oceli v závislosti na teplotě ^[15]	74
Obrázek 7-3 Ocelová pružina - Graf závislosti dodávaného momentu na otevření pružiny ...	75
Obrázek 7-4 Ocelová pružina - Graf závislosti dodávaného momentu na otevření pružiny ...	76
Obrázek 7-5 Porovnání velikostí obou pružin.....	76

11 Seznam tabulek

Tabulka 1 Srovnání mechanických vlastností vláken ^[9]	34
Tabulka 2 Zvolené materiály ^{[13] [16] [17] [18] [19]}	41
Tabulka 3 Výsledky prvotního výpočtového modelu	53
Tabulka 4 Výsledky maximální otevření pružiny	54
Tabulka 5 Výsledky minimální otevření pružiny.....	55
Tabulka 6 Vlastnosti PA66-GF30	56
Tabulka 7 Schéma optimalizace.....	65
Tabulka 8 Výsledné hodnoty modulu pružnosti v závislosti na teplotě.....	70
Tabulka 9 Výsledné hodnoty pružiny v celém teplotním rozsahu	72
Tabulka 10 Dodávaný moment ocelová pružina.....	73
Tabulka 11 Dodávaný moment kompozitní pružina	74