FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Optimalizace pohonu madla pojízdného chodníku FlatSnake

FlatSnake Walkway Handle Drive Optimization

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Tomáš JOCHMAN

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.

Vysoká škola: České vysoké učení technické v Praze

Fakulta: Strojní

Ústav: 12 113 Ústav konstruování a částí strojů

Akademický rok: 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student: Tomáš Jochman

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Název práce: Optimalizace pohonu madla pojízdného chodníku FlatSnake

Název práce anglicky: FlatSnake Walkway Handle Drive Optimization

Zadání práce: Práce se bude zabývat uklidněním chodu pohonu madla pojízdného chodníku Flatsnake. To bude zajištěno nahrazením atypického ručně vyráběného polyuretanového řemene unifikovaným a běžně dostupným ozubeným řemenem. Dále bude upravena vnitřní zástavba přítlačného mechanismu pohonu s ohledem na záměnu řemene. Také budou navrženy úpravy pohonu madla s ohledem na zlevnění výroby.

Seznam dílčích úkolů: Rešerše unifikovaných ozubených řemenů vyráběných ve světě, pro zajištění podpory speciálního válečkového řetězu 12-B s unašeči, volba optimálního ozubeného řemene pro uklidnění chodu pohonu, výpočet pružin přítlačného mechanismu pohonu, návrh převodovky s elektromotorem, konstrukční úpravy pro použití nového ozubeného řemene ve 3D, výkres sestavy pohonu madla, výrobní výkresy nových komponent pohonu.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod odborným dohledem vedoucího bakalářské práce, a použil jsem pouze podklady uvedené v seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

Tomáš Jochman

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Vojtěchovi Dynybylovi, Ph.D. za rady a poznámky. Dále bych chtěl také poděkovat firmě VVV MOST, spol. s r. o. za umožnění podílení se na tomto rozsáhlém a zajímavém projektu. Díky patří i mojí rodině za podporu při studiu.

Abstrakt

Optimalizace pohonu madla pojízdného chodníku FlatSnake. Slovo optimalizace v názvu práce vyjadřuje proces výběru nejlepší varianty z velkého množství možných řešení. První část je věnována hledání nedostatků stávajícího řešení a návrhu speciálního řemene. Druhá část pak řeší konstrukční úpravy mechanismu.

Abstract

FlatSnake Walkway Handle Drive Optimization. The word Optimization in the title describes the process of selecting the best option from a wide range of possible solutions. The first part is devoted to finding shortcomings of the existing solution and designing a special belt. The second part solves the structural modifications of the mechanism.

Klíčová slova

Pojízdný chodník FlatSnake, přeprava osob, ozubený řemen, madlo

Key words

FlatSnake Walkway, passenger transportation, toothed belt, handle

Bibliografická citace mojí práce

JOCHMAN, Tomáš. *Optimalizace pohonu madla pojízdného chodníku FlatSnake*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2018. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.

Obsah

1. Analýza stávajícího řešení 13

2. Rešerše a volba řemene 16

2.1. Druhy, materiál a konstrukce ozubených řemenů 17

2.2. Druhy, materiál a konstrukce klínových řemenů 20

2.3. Spojení ozubeného řemene s klínovým řemenem 21

2.4. Uložení hotového řemene s řetězem 23

3. Konstrukční úpravy mechanismu – výpočty 24

3.1. Tlačné pružiny 24

3.2. Ložiska v madle 30

3.3. Ložiska v přítlačném systému pružin 34

3.4. Namáhání nastavovacího šroubu 36

3.5. Návrh elektromotoru s převodovkou 39

3.6. Návrh nových komponent 41

Seznam zkratek a symbolů

Označení veličiny	Jednotka	Název
$h_{řem}$	$[mm]$	Výška ozubeného řemene
d_{in}	$[mm]$	Vnitřní vypočtený průměr řemene
d_{out}	$[mm]$	Vnější vypočtený průměr řemene
o_{in}	$[mm]$	Katalogová vnitřní délka řemene
o_{out}	$[mm]$	Vnější vypočtený obvod řemene
o_{oz}	$[mm]$	Potřebná délka ozubeného řemene
d_{oz}	$[mm]$	Vnitřní průměr ozubeného řemene
F_c	$[N]$	Celková přítlačná síla
F_{1P}	$[N]$	Pracovní zatížení jedné pružiny
F_8	$[N]$	Maximální pracovní zatížení
R	$[N * mm^{-1}]$	Pružinová konstanta
D_P	$[mm]$	Střední průměr pružiny
L_8	$[mm]$	Minimální délka zatížené pružiny
H	$[mm]$	Pracovní zdvih
G	$[MPa]$	Modul pružnosti ve smyku
R_e	$[MPa]$	Mez kluzu materiálu pružiny
τ_{zul}	$[MPa]$	Dovolené namáhání ve smyku
d_P	$[mm]$	Průměr drátu pružiny
$n_č$	$[1]$	Počet činných závitů
n_t	$[1]$	Celkový počet závitů
τ_8	$[MPa]$	Napětí na pružině při zatížení F_8
s_8	$[mm]$	Stlačení pružiny při zatížení F_8
L_0	$[mm]$	Volná délka pružiny

L_n	$[mm]$	Minimální přípustná délka pružiny
L_c	$[mm]$	Pevná délka pružiny
S_a	$[mm]$	Součet minimálních mezer mezi sousedními nč
z_0	$[mm]$	Úhrnná délka obrobených ploch (v závitech)
L_9	$[mm]$	Délka pružiny při zatížení F_9
s_9	$[mm]$	Stlačení pružiny při zatížení F_9
F_9	$[N]$	Mezní zatížení
τ_9	$[MPa]$	Napětí na pružině při zatížení F_9
x	$[1]$	Parametr x
y	$[\%]$	Parametr y
t	$[mm]$	Rozteč závitů pružiny
D_{1P}	$[mm]$	Vnější průměr pružiny
D_{2P}	$[mm]$	Vnitřní průměr pružiny
v	$[m * s^{-1}]$	Rychlost madla
n_l	$[min^{-1}]$	Otáčky ložisek v madle
D_l	$[mm]$	Vnější průměr ložisek v madle
F_{cmax}	$[N]$	Maximální přítlačná síla
F_{1l}	$[N]$	Přítlačná síla na jedno ložisko v madle
n_{ks}	$[1]$	Počet kusů ložisek v madle
F_a	$[N]$	Axiální síla na ložisku
F_r	$[N]$	Radiální síla na ložisku
f_0	$[1]$	Výpočtový součinitel f_0
e	$[1]$	Výpočtový součinitel e
C_0	$[kN]$	Základní statická únosnost
X	$[1]$	Výpočtový součinitel X

Y	$[1]$	Výpočtový součinitel Y
P_r	$[kN]$	Ekvivalentní dynamické zatížení
p	$[1]$	Exponent rovnice trvanlivosti
C_v	$[kN]$	Vypočtená základní dynamická únosnost
C	$[kN]$	Katalogová základní dynamická únosnost
n_L	$[min^{-1}]$	Otáčky ložisek v přítlačném mechanismu
D_L	$[mm]$	Vnější průměr ložisek v přítl. mechanismu
F_{1L}	$[N]$	Přítlačná síla na jedno ložisko v přítl. mech.
n_{KS}	$[1]$	Počet kusů ložisek v přítl. mechanismu
L_{10}	$[ot.]$	Základní trvanlivost při 90% spolehlivosti
L_{10h}	$[hod]$	Základní trvanlivost při 90% spolehlivosti
d_2	$[mm]$	Střední průměr závitu šroubu
d_3	$[mm]$	Malý průměr závitu šroubu
σ_v	$[MPa]$	Vypočtené napětí
A_s	$[mm^2]$	Plocha průřezu šroubu
M_k	$[Nm]$	Krouticí moment při utahování
Q	$[N]$	Maximální přítlačná síla
γ	$[°]$	Úhel stoupání
P	$[mm]$	Rozteč závitu
β_n	$[°]$	Úhel sklonu boku profilu v normálném řezu
β	$[°]$	Úhel sklonu boku profilu v osovém řezu
φ'	$[°]$	Třecí úhel
f	$[1]$	Součinitel tření v závitu
τ	$[MPa]$	Napětí v krutu
W_k	$[mm^3]$	Průřezový modul krutu

σ_{red}	$[MPa]$	Redukované napětí
k_s	$[1]$	Statická bezpečnost
$R_{e_š}$	$[MPa]$	Mez kluzu materiálu šroubu
σ_D	$[MPa]$	Dovolené napětí
d_{p_k}	$[mm]$	Výpočtový průměr ozubeného kola
P	$[kW]$	Výkon na madle
P'_m	$[kW]$	Předběžný výkon motoru
P_m	$[kW]$	Výkon motoru
n_p	$[min^{-1}]$	Výstupní otáčky z převodovky
η_{celk}	$[\%]$	Celková účinnost mechanismu určená ze zkušenosti

Úvod

Tato bakalářská práce je zaměřena na problematiku pohonu madla pojízdného zatáčejícího chodníku FlatSnake, který je určen k horizontální přepravě osob v přímém směru a do zatáček. Na rozdíl od přímých dopravníků používaných například na letištích bylo v tomto případě cílem vývoje sestrojit dopravník, který je schopen přepravovat osoby i do zatáček. Díky originálnímu řešení, kdy palety chodníku i madlo obíhají na uzavřené dráze, nejsou nutné žádné stavební úpravy a celý dopravník délky až 100 m lze sestavit a uvést do provozu za několik dnů. Princip pojízdných palet chodníku je sice dlouhodobě znám, ale madlo bylo u přímých pojízdných chodníků na jejich obou stranách.

Principem tohoto inovovaného madla je umístění jen na vnitřní straně uzavřeného chodníku. Na rovných úsecích se pak chová jako madlo klasického eskalátoru a v zatáčkách dojde k jeho postupnému překroucení o 90°, přičemž je zachována nutná plocha k držení osob na boku madla. Pro pohon madla je na jeho rovných úsecích nainstalován mechanismus, u kterého budu řešit přepracování části s ručně vyráběným nenormalizovaným řemenem z polyuretanu sloužícího jako tlumící element mezi přítlačným mechanismem pružin a řetězem s vyfrézovanými unášeči do tvaru V, které zapadají do madla.

Tento dlouhodobý projekt realizuje česká firma VVV MOST spol. s r.o. sídlící v Mostě, pro rakouskou firmu, jejíž jméno zde nemůže být zmíněno, jelikož se zatím jedná o tajný projekt. Firma VVV MOST spol. s r.o. se zabývá zejména pásovou dopravou a přepravou materiálu a v neposlední řadě vývojem a výzkumem.

Vzhledem k tomu, že tento systém pohonu madla není v praxi zatím nikde použit, jedná se o jedinečné zařízení v mnoha ohledech jeho konstrukce. Myšlenka tvaru a principu madla je ošetřena světovými patenty.

Cíle práce

Práci lze strukturovat dle vymezených hlavních cílů do následujících bodů:

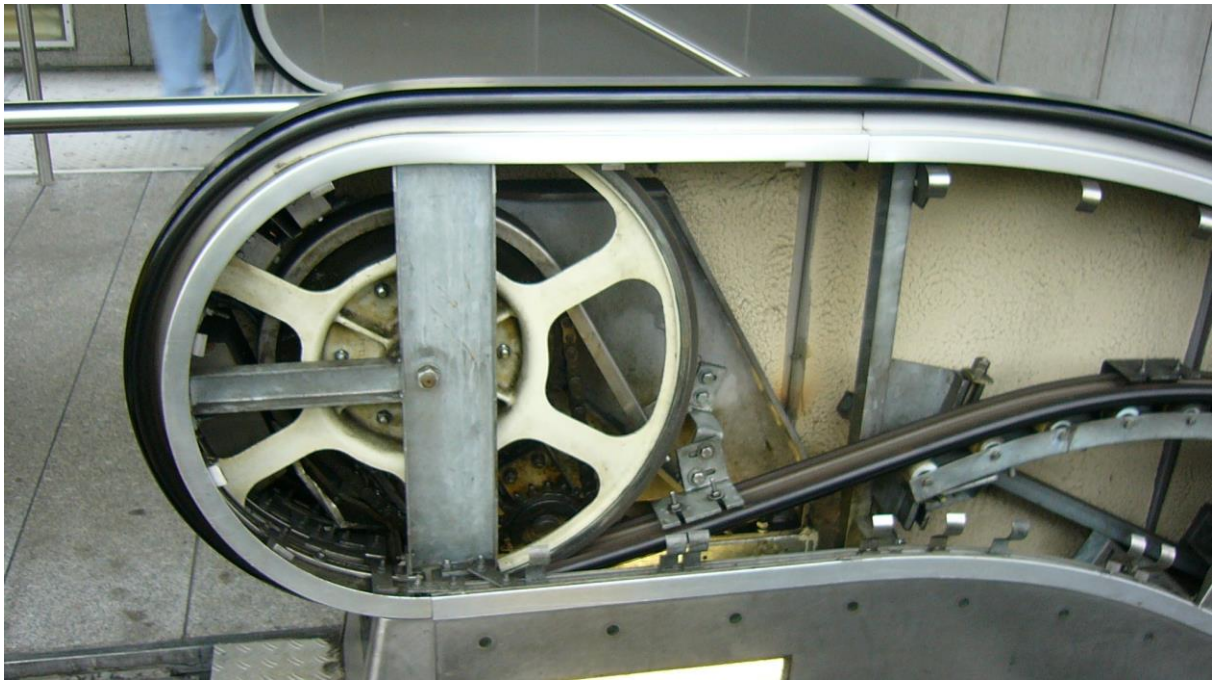
- Analýza stávajícího řešení
- Rešerše a volba řemene
- Konstrukční úpravy mechanismu ve 3D:
    - Výpočet pružin přítlačného mechanismu
    - Výpočet a kontrola ložisek:
        - V madle
        - V přítlačném mechanismu pružin
    - Výpočet a kontrola namáhání nastavovacího šroubu
    - Návrh převodovky s elektromotorem
- Výrobní výkresy nových komponent pohonu
- Výkres sestavy pohonu madla

Pojízdný chodník FlatSnake

Obr. 0: Pojízdný chodník FlatSnake

1. Analýza stávajícího řešení

Systému pohonu madla byl již od začátku práce na projektu několikrát přepracováván. Jednou z prvních variant pohonu byla řemenice o velkém průměru na konci madla chodníku, kde se přenášela síla díky předepnutí madla změnou osové vzdálenosti řemenic. Zde však docházelo k velkému opotřebení klínového řemene nalepeného zespodu madla. Když se o něj opřelo více osob najednou, docházelo k jeho prokluzu a madlo stálo na místě. Nevýhodu tohoto systému vidím také v tom, že maximální počet pohonů je limitován na dva (na každém konci jeden), což při delších vzdálenostech nepřenášelo dostatečnou sílu. Tento systém pohonu se používá u klasických eskalátorů v nákupních centrech, kdy je řemenice umístěna vertikálně, kdežto v našem případě byla uložena horizontálně.

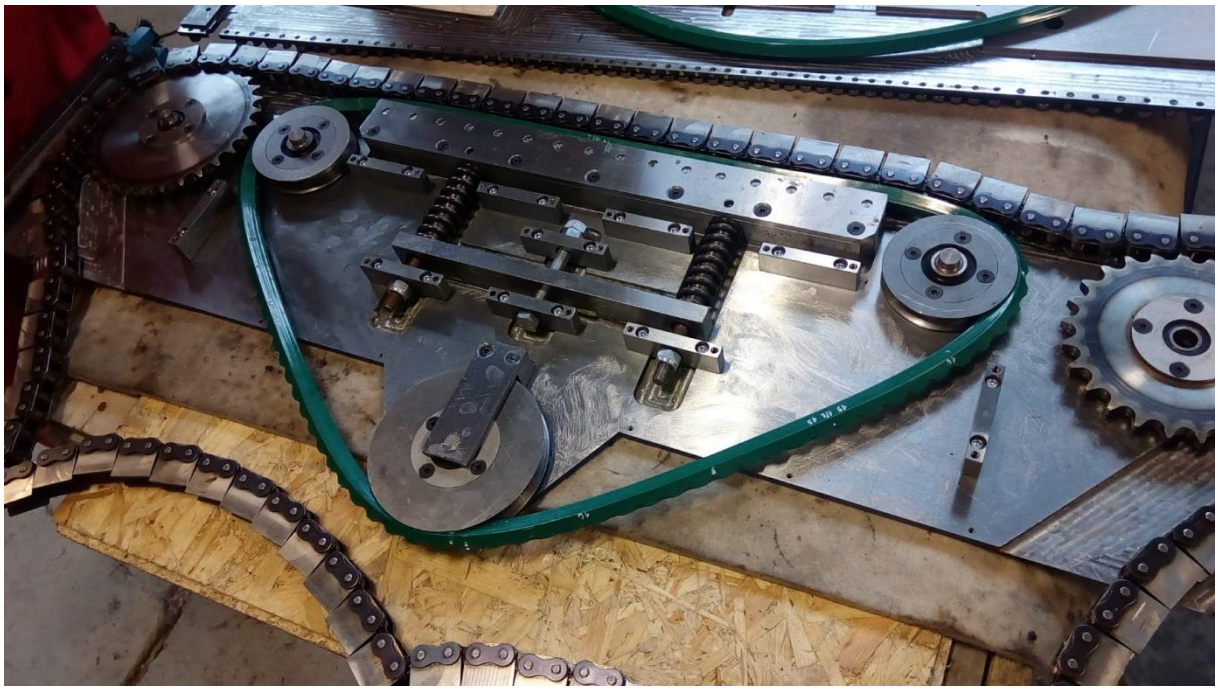


Obr. 1: Pohon madla u klasického eskalátoru

Další variantou pohonu madla byl speciální mechanismus, který se skládá z několika hlavních částí:

- Elektromotor s převodovkou
- Řetěz 12B s připevněnými přípravky (unášeči klínového řemene)
- Řetězová kola

- Polyuretanový ozubený nenormalizovaný řemen
- Řemenice
- Přítlačný mechanismus pružin
- Rám
- Madlo



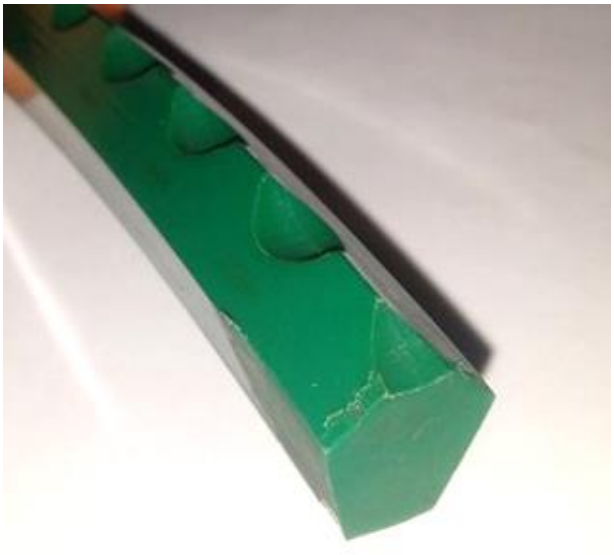
Obr. 2: Pohon madla pomocí speciálního mechanismu

Elektromotor s převodovkou zde pohání řetěz s unášeči, které jsou díky systému pružin přitlačovány do madla, a dále je madlo unášeno dle principu klínového řemene. Aby ve spodní části řetězu nedocházelo ke tření, vibracím a nerovnoměrnému chodu, je pod něj vložen polyuretanový řemen plnící funkci pohyblivého silentbloku. Řemen je volně unášen řetězem, protože jeho zuby mají stejný násobek rozteče jako válečky řetězu a zapadnou tak do něj. Mechanismus pružin je nastaven v běžném režimu na přitlačování síly 2 000 N. Tato síla je dostatečná k tomu, aby uvedla řemen a madlo do pohybu a změnila tak tření na valení, neboť se pod řemenem nachází na liště ložiska.

Jako první varianta byl použit profil klasického klínového řemene. Ten se však neosvědčil, nýbrž docházelo k prokluzu s řetězem vlivem jeho hladké plochy a kontaktu s mazivem z řetězu, a nebyl tak řemen volně unášen. To by nevadilo z hlediska funkce, ale

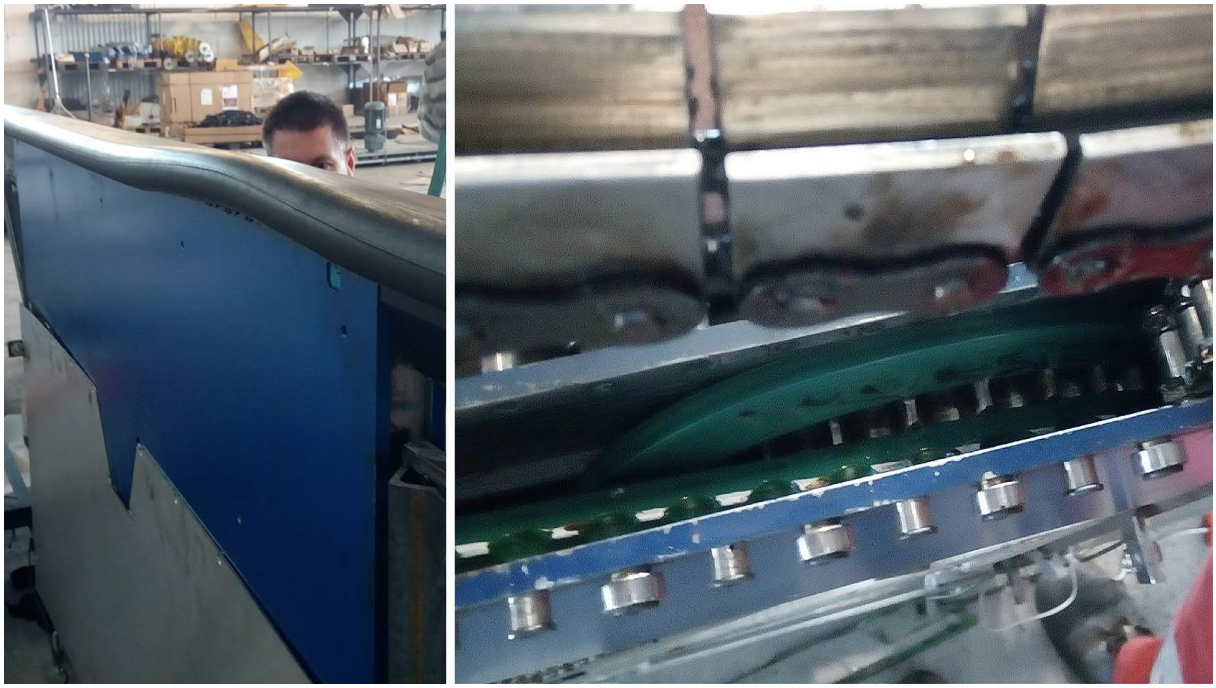
válečky v řetězu se tím roztáčely a zvýšila se hlučnost. Východiskem je tedy válečky neroztáčet a nechat je se usadit. V bezprostřední blízkosti pohonu začalo také madlo poskakovat a vibrovat, což zřejmě zapříčinil přechod „z bodu na bod“, kde první bod je myšlen jako vrchol válečku v řetězu a druhý bod jako vrchol ložiska.

Tento problém řeší aktuální varianta, u které se však vyskytly jiné obtíže. Řemen má profil pětiúhelníku s ostrým úhlem horní špičky. Do této špičky jsou pomocí střižného nástroje ručně vystřiženy díry ve tvaru půlkruhu. Mezizubní mezery mají stejnou rozteč, jakou mají válečky u řetězu. Ty do sebe zapadnou, řemen je neustále volně unášen a nedochází zde k prokluzu.



Obr. 3: Dosavadní řešení Polyuretanovým řemenem

Profil řemene se nedá u dodavatele objednat vyrobený jako nekonečný, ale pouze na požadovaný počet metrů. Musí se poté spojit difuzní metodou, kdy se mezi dva konce vloží zařízení s deskou zahřátou na vysokou teplotu. Konce se zahřejí, v přípravku se stlačí silou k sobě a spojí se tak dohromady. Pokud by mělo dojít k sériové výrobě řemenů, je jisté, že by pak měl každý jinou délku. Stejný problém nepřesnosti je i u výroby děr. Nacházíme se v situaci, kdy musíme dodržet danou rozteč děr dle řetězu, a tím pádem nám skoro vždy u jeho svařeného konce počet děr nevyjde.



Obr. 4: Havárie pohonu madla – namotání prasklého řemene na řetězové kolo

Impulsem k přepracování tohoto mechanismu byla jeho havárie. Vzhledem k tomu, že byl spoj řemene nedokonalý, došlo k jeho přetržení v tomto místě. S možností havárie se však dopředu počítalo, a tak byla nainstalována čidla, která při přetržení řemene pohon madla zastaví. Setrvačností madla se jeho rychlost nezastavila hned a došlo k navinutí části řemene kolem řetězového kola. Celé madlo bylo staženo z vodících ložisek madla a kroužky ložisek byly silou rozdrceny.

Nápadem pro další variantu je tedy použít normalizovaný ozubený řemen vyhovující řadě požadavků. Změna typu řemene poslouží zejména ke zjednodušení jeho výroby, snížení celkových nákladů na tuto výrobu a také ke zvýšení spolehlivosti mechanismu.

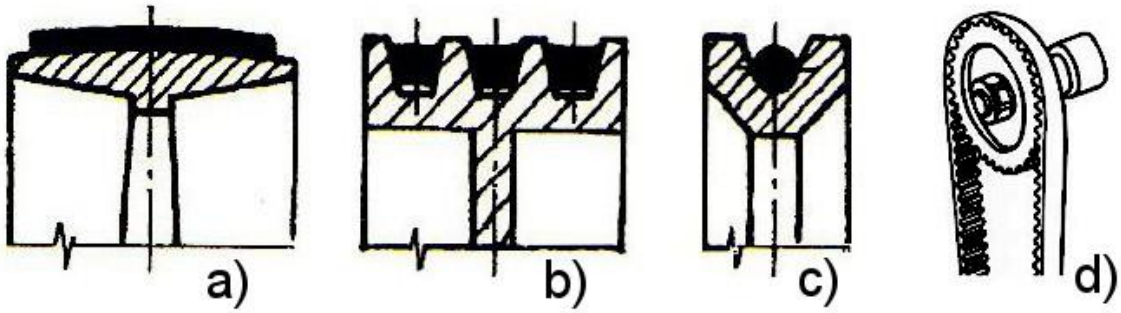
2. Rešerše a volba řemene

Řemeny se používají k přenosu a transformaci malých a středních výkonů mezi rovnoběžnými hřídeli v širokém rozmezí osových vzdáleností [1]. Základním znakem řemenového převodu je profil a materiál použitého řemene, které se dělí podle profilu na:

a) Řemeny ploché
b) Řemeny klínové

c) Řemeny kruhové

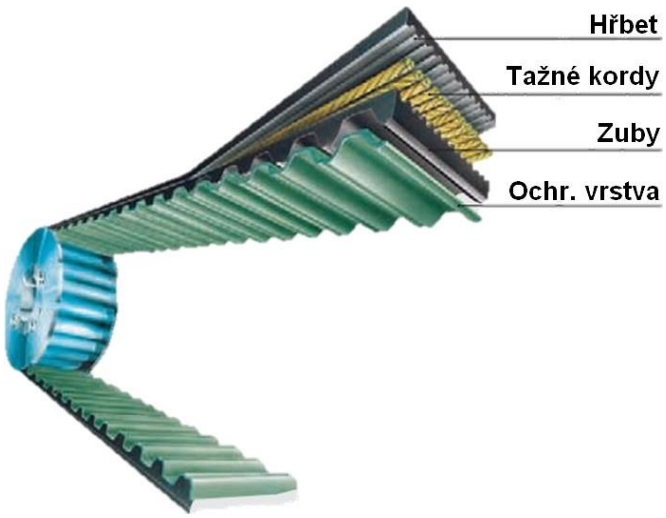
d) Řemeny ozubené.



Obr. 5: Druhy řemenů [2]

Pro náš případ není klasická teorie řemenů příliš podstatná, jelikož řemen v našem případě nepřenáší výkon, resp. krouticí moment, ale slouží jako volně unášený tlumící element. Díky tomu na něj nepůsobí tahové napětí od předpětí, ale pouze zanedbatelné tahové napětí od odstředivých sil a ohybové napětí od vynucené deformace. Hlavní složku namáhání bude tvořit tlakové napětí od přítlačného systému pružin. Samotný plochý řemen, jak bylo již psáno, byl vyzkoušen a neuspěl z hlediska vysokého prokluzu. Nevýhodou u plochého řemene také je, že má snahu sklouzávat z řemenice. Snaha je tedy zkombinovat klínový a ozubený řemen dohromady. Tímto kompromisem bychom měli pokryty naše hlavní potřeby.

2.1. Druhy, materiál a konstrukce ozubených řemenů



Obr. 6: Konstrukce ozubeného řemene [3]

Hřbet řemene slouží k překrytí tažných kordů a skládá se z vysoce kvalitní neoprenové směsi nebo polyuretanu. Polyuretanové ozubené řemeny jsou často používány pro speciální aplikace, jakožto je v našem případě. Mohou být také opatřeny transportní vrstvou, unášeči či být mechanicky opracovány frézováním, broušením nebo děrováním. Tažné kordy (lana) jsou nejpodstatnější částí ozubeného řemene v klasických aplikacích. Neoprenové řemeny mohou mít také kordy ze skleněných vláken. Polyuretanové řemeny mají kordy vyrobené z oceli nebo kevlaru. Při našem způsobu použití jsou jejich výhody nepodstatné. Definují pouze pevnost, ohebnost a délkovou stabilitu. Zuby jsou pak vyrobeny ze stejného materiálu jako hřbet řemene. U neoprenových řemenů mohou být také potaženy nylonovou tkaninou, kdežto u polyuretanového jsou opatřeny polyamidovou vrstvou na zubech snižující tření a mechanické opotřebení [3].

Materiál	Odolnost vůči opotřebení	Ohebnost	Odolnost vůči olejům	Pracovní teplota	Tvrdost
PU	Výborná	Dobrá	Výborná	-5 až 70 °C	90 Shore A
Neopren	Dobrá	Dobrá	Špatná	-20 až 100 °C	70 Shore A

Tab. 1: Srovnání vlastností Polyuretanu a Neoprenu [3]

Nekonečné ozubené řemeny standardních délek jsou odlévány ve speciálních formách. Licí forma má spirálovitě navinuté tažné kordy na jádru formy. Výsledným produktem je rukáv, z nějž se poté řežou jednotlivé řemeny na konkrétní požadovanou šířku. Výhodou je, že tažné kordy zde zůstávají nepřerušeny. Jsou dodávány v různých roztečích, šířkách i délkách [3].

Ozubené řemeny prodávané v metráži se nejčastěji spojují svařováním. Tažné kordy jsou v místě sváru přerušeny, a proto mohou přenášet pouze polovinu výkonu ve srovnání s řemeny z rukávů.

Vzhledem tomu, že je řetěz mazán lanolinem (živočišný tuk), není dobré volit jako materiál neopren, protože špatně odolává kontaktu s oleji. Přestože by nám více vyhovoval nekonečný řemen normalizované délky, který by odstranil problémy spojené se spojem, jsem nucen volit řemen v metráži, protože jsou polyuretanové řemeny dodávány pouze v metráži. Při konzultaci s předním odborníkem na řemeny mi bylo také doporučeno volit polyuretanový řemen v metráži, a to z důvodu jeho větší odolnosti oproti neoprenu. Vyšší odolnost je zapotřebí pro přenesení síly 2 000 N tak, aby nedocházelo k nadbytečné deformaci řemene.

Typ	Profil	Rozteč	H	h
Ozubené řemeny PU profil T (metráž)				
	T2,5	2,5	1,60	0,90
	T5	5,0	2,20	1,00
	T10	10,0	4,50	2,00
	T20	20,0	8,00	3,00
Ozubené řemeny PU profil AT (metráž)				
	AT3	3,0	1,90	0,80
	AT5	5,0	2,70	1,50
	AT10	10,0	4,50	2,00
	AT20	20,0	8,00	3,00
Ozubené řemeny z neoprénu palcový profil				
	MXL	2,032	1,14	0,63
	XL	5,080	2,30	1,03
	L	9,525	3,50	1,59
	H	12,700	4,00	1,71
	XH	22,225	11,40	5,04
	XXH	31,750	15,20	5,67
Ozubené řemeny z neoprénu profil HTD®				
	3M	3,0	2,40	1,20
	5M	5,0	3,80	1,70
	8M	8,0	6,00	2,60
	14M	14,0	10,00	3,90
	20M	20,0	13,20	4,80
Ozubené řemeny PU profil STD (metráž)				
	S5M	5,0	3,35	1,50
	S8M	8,0	5,30	2,25
	S14M	14,0	10,20	4,90
Ozubené řemeny PU profil RPP (metráž)				
	RPP5	5,0	3,80	1,75
	RPP8	8,0	5,40	2,20
	RPP14	14,0	9,70	3,85

Typ	Profil	Rozteč	H	h
Ozubené řemeny Power Grip® GT3 z neoprénu				
	2MGT	2,0	1,52	0,81
	3MGT	3,0	2,41	1,29
	5MGT	5,0	3,81	1,89
	8MGT	8,0	5,60	2,20
	14MGT	14,0	10,00	4,00
Poly Chain® GT Carbon™ / Mini Poly Chain® GT Carbon™ / Poly Chain® GT2				
	8MGT	8,0	5,90	2,50
	14MGT	14,0	10,20	4,20
Oboustranné ozubené řemeny PU profil DT				
	DT5	5,0	3,30	1,20
	DT10	10,0	6,80	2,50
Oboustranné ozubené řemeny z neoprénu profil HTD®				
	TP-5M	5,0	5,70	2,10
Oboustranné ozubené řemeny z neoprénu Power Grip® GT2				
	TP-8MGT	8,0	8,80	3,40
	TP-14MGT	14,0	15,34	5,82
Oboustranné ozubené řemeny z neoprénu palcový profil				
	TP-XL	5,080	3,05	1,27
	TP-L	9,525	4,58	1,91
	TP-H	12,700	5,95	2,29

Obr. 7: Výběr profilu ozubeného řemene [3]

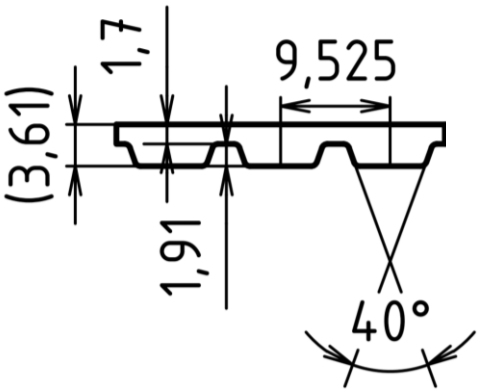
Rozteč válečků u řetězu je 19,05 mm. Hledám v tabulce nejbližší násobky tohoto čísla – 4,7625 mm, 9,525 mm nebo 38,1 mm. Naším požadavkům odpovídá pouze L profil s roztečí 9,525 mm. Šířka válečků, kde by měl řemen být uložen, je dle normy 11,68 mm. U řemene tomu odpovídá šířka 9,53 mm, neboť 12,70 mm by přesahovala protilehlé vnitřní destičky řetězu.

Mezi mechanické vlastnosti ozubeného řemene z PU v metráži patří:

- Rozměrová stabilita
- Vysoká odolnost vůči abrazi
- Bezúdržbový provoz
- Nízké předpětí
- Vysoká účinnost.

Mezi chemické vlastnosti ozubeného řemene z PU v metráži patří odolnost vůči:

- Hydrolýze
- Ozónu
- UVA
- Stárnutí
- Olejům, mazivům a tukům
- Kyselinám a zásadám.



Profil	**L**
Šířka	**9,53 mm**
Rozteč zubů	**9,525 mm**
Výška hřbetu	**1,70 mm**
Výška zubu	**1,91 mm**
Materiál	**Polyuretan**
Tažný kord	**Ocel**

Obr. 8: Základní rozměry ozubeného řemene v metráži

2.2. Druhy, materiál a konstrukce klínových řemenů

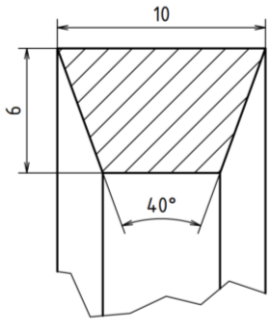
Klínové řemeny mají lichoběžníkový průřez. Dle konstrukce je rozlišujeme na několik typů. My se budeme rozhodovat mezi opláštěnými klínovými řemeny klasického nebo úzkého profilu a mezi řezaným klínovým řemenem s vroubkováním. Pokud by se přes ložiska odvaloval klínový řemen s vroubkováním, mohlo by dojít k vibracím či nestabilitě chodu řemene. Lepší volbou bude tedy zvolit opláštěný klínový řemen.

Přednosti opláštěných řemenů:

- Možnost použití řemenů ve všech průmyslových odvětvích
- Obalovaná konstrukce lépe odolává olejům a teplotě
- Povrchová ochranná tkanina umožňuje prokluz řemene v řemenici

Obr. 9: Konstrukce klínového řemene [4]

Tkanina odolává olejům a teplotě a chrání tak jádro řemene před vnějšími vlivy. Pracovní teplota je -30 °C až 60 °C. Pro výběr šířky zde opět hraje horní limit šířka řetězu 11,68 mm. Proto musím volit nejmenší šířku klasického klínového řemene, a to je 10 mm pro typ Z/10 [4].



Profil	**Z/10**
Šířka	**10 mm**
Výška	**6 mm**
Materiál	**Polychloropren**
Tažný kord	**Polyester**
Vnitřní délka	**1800 mm**

Obr. 10: Základní rozměry nekonečného klínového řemene

2.3. Spojení ozubeného řemene s klínovým řemenem

Délka původního řemene byla zhruba 1770 mm. V katalogu klínových řemenů jsem si našel nejbližší vyráběné délky. Nyní pomocí těchto katalogových údajů dopočítám průměr dle známého vzorce a budu se snažit přiblížit celému číslu rozteče po vydělení průměrem.

$$\textit{Výpočtový vztah mezi obvodem a průměrem kruhu} \quad o_{in} = \pi * d_{in} \tag{2.1}$$

$$\textit{Katalogová vnitřní délka řemene} \quad o_{in} = 1730\ mm$$

$$\textit{Vnitřní vypočtený průměr} \quad d_{in} = \frac{o_{in}}{\pi} = \frac{1730}{\pi} = 550{,}676\ mm$$

$$\textit{Vnější vypočtený průměr} \quad d_{out} = d_{in} + 2 * h_{\check{r}em} = 550{,}676 + 2 * 6 = 562{,}676\ mm$$

$$\textit{Vnější vypočtený obvod} \quad o_{out} = \pi * d_{out} = \pi * 562{,}676 = 1767{,}699\ mm$$

$$\textit{Násobky rozteče} \quad 1767{,}699 : 9{,}525 = 185{,}585 \qquad \boldsymbol{nevyhovují}$$

$Výpočtový\ vztah\ mezi\ obvodem\ a\ průměrem\ kruhu \quad o_{in} = \pi * d_{in}$

$Katalogová\ vnitřní\ délka\ řemene \quad o_{in} = 1775\ mm$

$Vnitřní\ vypočtený\ průměr \quad d_{in} = \frac{o_{in}}{\pi} = \frac{1775}{\pi} = 565{,}000\ mm$

$Vnější\ vypočtený\ průměr \quad d_{out} = d_{in} + 2 * h_{řem} = 565{,}000 + 2 * 6 = 577{,}000\ mm$

$Vnější\ vypočtený\ obvod \quad o_{out} = \pi * d_{out} = \pi * 577{,}000 = 1812{,}699\ mm$

$Násobky\ rozteče \quad 1812{,}699 : 9{,}525 = 190{,}309 \qquad \boldsymbol{nevyhovuj}í$

$Výpočtový\ vztah\ mezi\ obvodem\ a\ průměrem\ kruhu \quad o_{in} = \pi * d_{in}$

$Katalogová\ vnitřní\ délka\ řemene \quad o_{in} = 1750\ mm$

$Vnitřní\ vypočtený\ průměr \quad d_{in} = \frac{o_{in}}{\pi} = \frac{1750}{\pi} = 557{,}042\ mm$

$Vnější\ vypočtený\ průměr \quad d_{out} = d_{in} + 2 * h_{řem} = 557{,}042 + 2 * 6 = 569{,}042\ mm$

$Vnější\ vypočtený\ obvod \quad o_{out} = \pi * d_{out} = \pi * 569{,}042 = 1787{,}699\ mm$

$Násobky\ rozteče \quad 1787{,}699 : 9{,}525 = 187{,}684 \qquad \boldsymbol{nevyhovuj}í$

$Výpočtový\ vztah\ mezi\ obvodem\ a\ průměrem\ kruhu \quad o_{in} = \pi * d_{in}$

$Katalogová\ vnitřní\ délka\ řemene \quad o_{in} = 1800\ mm$

$Vnitřní\ vypočtený\ průměr \quad d_{in} = \frac{o_{in}}{\pi} = \frac{1800}{\pi} = 572{,}957\ mm$

$Vnější\ vypočtený\ průměr \quad d_{out} = d_{in} + 2 * h_{řem} = 572{,}957 + 2 * 6 = 584{,}957\ mm$

$Vnější\ vypočtený\ obvod \quad o_{out} = \pi * d_{out} = \pi * 584{,}957 = 1837{,}699\ mm$

$Násobky\ rozteče \quad 1837{,}699 : 9{,}525 = \mathbf{192{,}934} \doteq \mathbf{193} \qquad \boldsymbol{vyhovuj}í$

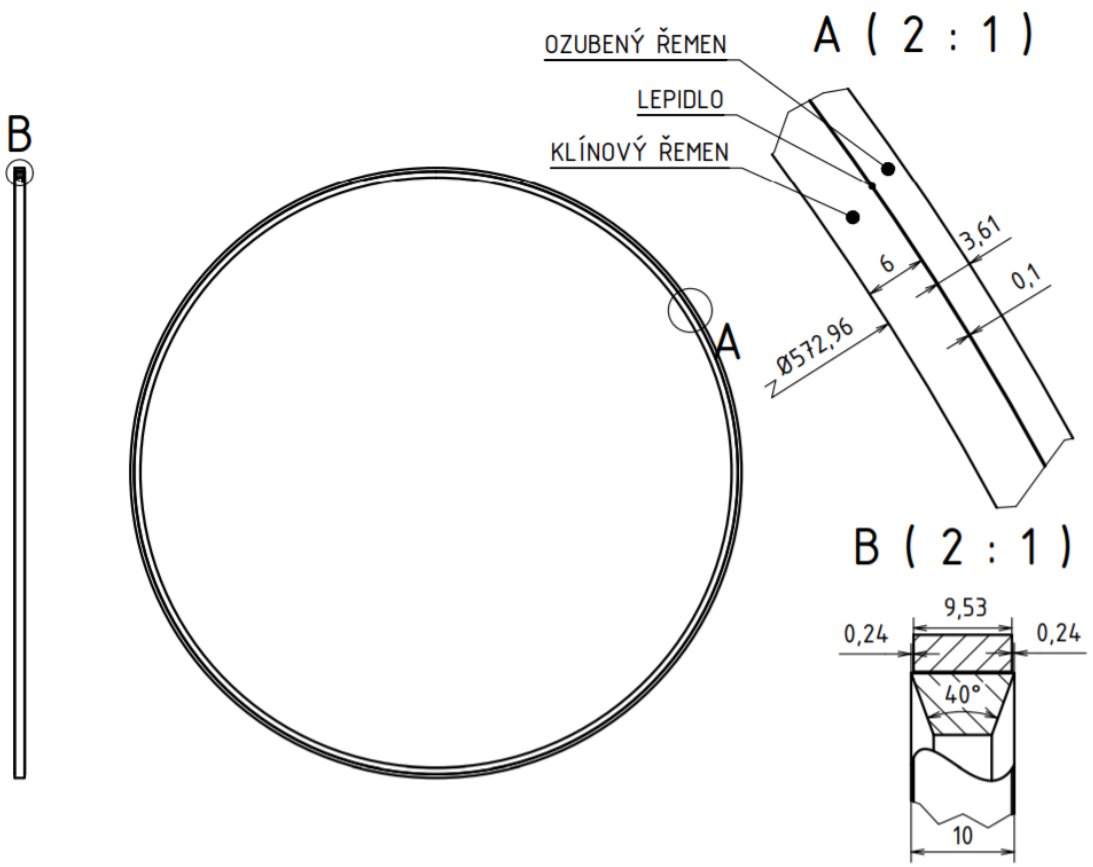
$Potřebná\ délka\ ozubeného\ řemene \quad o_{oz} = 193 * 9{,}525 = 1838{,}325\ mm \qquad (2.2)$

$Výpočtový\ vztah\ mezi\ obvodem\ a\ průměrem\ kruhu \quad o_{oz} = \pi * d_{oz}$

$Vnitřní\ průměr\ ozubeného\ řemene \quad d_{oz} = \frac{o_{oz}}{\pi} = \frac{1838{,}325}{\pi} = 585{,}157\ mm$

Podařilo se mi najít dostatečně blízký násobek rozteče celého čísla u vnitřní délky řemene 1800 mm. Postup výroby řemene:

1. Nařezání ozubeného řemene na potřebnou délku 1838,325 mm
2. Svaření ozubeného řemene
3. Nalepení ozubeného řemene plochou stranou na širší stranu klínového řemene.

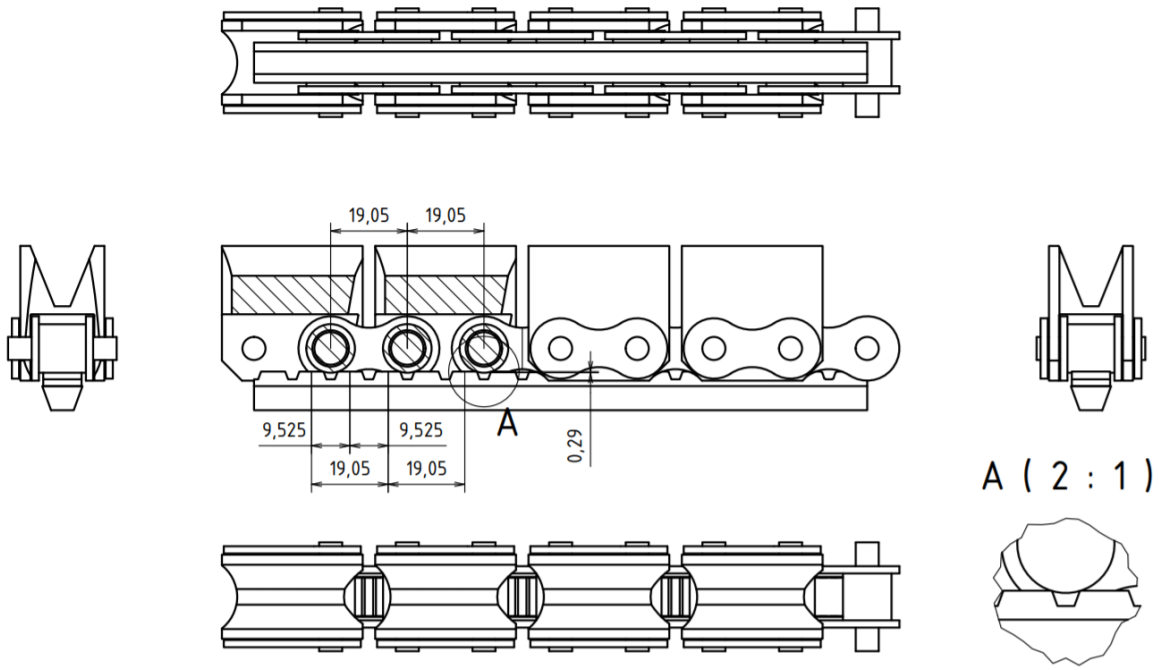


Obr. 11: Spojení řemenů lepením

Jak je z detailu řezu A na obr. 8 vidět, mezi řemeny vznikla mezera 0,1 mm, která bude vyplněna lepidlem. Výrobce udává maximální výrobní odchylku šířky řemene + 0,5 mm, takže i kdybychom měli řemen s touto odchylkou, pořád nebude širší než klínový řemen, jelikož je zde ještě dvakrát 0,24 mm prostoru při vycentrování.

2.4. Uložení hotového řemene s řetězem

Nyní jsem vytvořil 3D model části hotového řemene a uložil jsem jej pro kontrolu dovnitř řetězu, tak jak to bude v provozu. Při pouhém přiložení řemene k řetězu zapadne řemen o zhruba 0,3 mm. Přítlačný systém pružin však způsobí lehkou deformaci profilu řemene, a tak bude moci zapadnout mezi válečky ještě hlouběji, což pomůže tomu, aby nedošlo k prokluzu.



Obr. 12: Uložení řemene do řetězu

3. Konstrukční úpravy mechanismu – výpočty

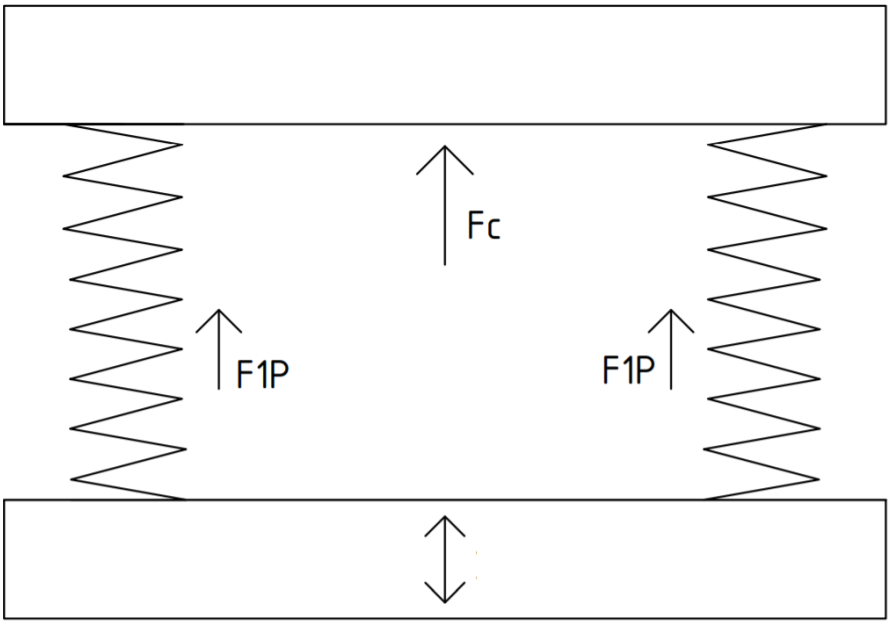
3.1. Tlačné pružiny

Při návrhu tlačných pružin jsem postupoval podle nejnovější normy ČSN EN 13906-1 pro tlačné pružiny. Tato norma nahrazuje předchozí normu ČSN 02 6001 pro šroubovité pružiny válcové tlačné a tažné. Jelikož dochází k minimálnímu dynamickému účinku na pružinu, budu zatížení považovat jako statické, čili konstantní v čase.

Pracovní teplota pružin se pohybuje kolem 20 °C. Při provozní teplotě -30 °C a méně musí být brána v úvahu také snížená vrubová houževnatost. Životnost pružin může být také nepříznivě ovlivněna korozí. Tomu zabráníme vhodným organickým či anorganickým povlakem.

Požadovaný počet uzavřených konců závitů je závislý na výrobním procesu a návrhu konců pružiny. Výroba pružin bude probíhat vinutím za horka a jsou jí přizpůsobeny níže uvedené výpočtové vztahy. Pružiny budou mít broušené konce.

3.1.1. Silové poměry



Obr. 13: Silové poměry tlačných pružin

$$\text{Celková přítlačná síla} \qquad F_c = 2 * F_{1P} = 2200\ N \tag{3.1}$$

$$\text{Pracovní zatížení jedné pružiny} \qquad F_{1P} = \frac{F_c}{2} = \frac{2200}{2} = 1100\ N$$

3.1.2. Zadané parametry

$$\text{Pracovní zatížení jedné pružiny} \qquad F_{1P} = 1100\ N$$

$$\text{Maximální pracovní zatížení} \qquad F_8 = 1500\ N$$

$$\text{Pružinová konstanta} \qquad R = 75\,\frac{N}{mm}$$

$$\text{Střední průměr pružiny} \qquad D_P = 30\ mm$$

$$\text{Minimální délka zatížené pružiny} \qquad L_8 = 70\ mm$$

$$\text{Pracovní zdvih} \qquad H = 20\ mm$$

3.1.3. Materiál pružiny

$$\text{Materiál žíhaná ocel } Si - Cr\ (14\ 260)$$

$$\text{Modul pružnosti ve smyku} \qquad G = 78500\ MPa$$

$$\text{Mez kluzu materiálu pružiny} \qquad R_e = 1420\ MPa$$

Dovolené namáhání ve smyku $\tau_{zul} = 0{,}6 * R_e = 0{,}6 * 1420 = 852\ MPa$

3.1.4. Návrh pružiny

3.1.4.1. Výpočet průměru drátu

$$d_P \geq \sqrt[3]{\frac{8 * F_8 * D_P}{\pi * \tau_{zul}}} = \sqrt[3]{\frac{8 * 1500 * 30}{\pi * 852}} = 5{,}12\ mm \tag{3.2}$$

Průměr drátu z normalizované řady volím první nejbližší, a to d_P=5,6 mm.

3.1.4.2. Počet činných závitů

$$n_č = \frac{G * H * d_P^4}{8 * F_8 * D_P^3} = \frac{78500 * 20 * 5{,}6^4}{8 * 1500 * 30^3} = 4{,}76 \tag{3.3}$$

Počet činných závitů zaokrouhluji na celá čísla a volím $n_č$=5.

3.1.4.3. Celkový počet závitů

$$n_t = n_č + 1{,}5 = 5 + 1{,}5 = 6{,}5 \tag{3.4}$$

Celkový počet závitů n_t je součet počtu činných závitů a 1,5 závitu pro pružiny vinuté za horka s broušenými konci dle normy.

3.1.5. Kontrola výpočtů a rozměry pružiny

3.1.5.1. Pružinová konstanta

$$R = \frac{G * d_P^4}{8 * D_P^3 * n_č} = \frac{78500 * 5{,}6^4}{8 * 30^3 * 5} = 71{,}48 \frac{N}{mm} \tag{3.5}$$

Rozdíl zadané pružinové konstanty R=75 Nmm^{-1} a vypočtené pružinové konstanty R=71,48 Nmm^{-1} je pro nás zanedbatelný, a proto výsledek vyhovuje kontrole.

3.1.5.2. Napětí a stlačení při zatížení silou F_8

$$\tau_8 = \frac{8 * F_8 * D_P}{\pi * d_P^3} = \frac{8 * 1500 * 30}{\pi * 5{,}6^3} = 652{,}51\ MPa \tag{3.6}$$

$$s_8 = \frac{8 * F_8 * D_P^3 * n_č}{G * d_P^4} = \frac{F_8}{R} = \frac{1500}{71{,}48} = 20{,}98\ mm \tag{3.7}$$

Dovolené namáhání ve smyku τ_{zul}=852 MPa je větší než napětí τ_8=652,51 MPa vyvolané silou maximálního zatížení F_8 a vyhovuje kontrole.

3.1.5.3. Délka volné pružiny

Při výpočtu délky volné pružiny jsem vycházel z obecného vztahu 3.8, který určuje, že stlačení pružiny při zatížení maximální silou F_8 je rovno rozdílu její volné délky L_0 a délky při zatížení maximální silou F_8.

$$s_8 = L_0 - L_8 \tag{3.8}$$
$$L_0 = s_8 + L_8 = 20{,}98 + 70 = 90{,}98\ mm$$

3.1.5.4. Minimální přípustná délka pružiny

Minimální přípustní délka pružiny L_n je dle normy definována jako součet pevné délky pružiny L_c a součtu minimálních mezer mezi sousedními činnými závity.

$$L_n = L_c + S_a \tag{3.9}$$
$$S_a = 0{,}02 * n * (D_P + d_P) = 0{,}02 * 5 * (30 + 5{,}6) = 3{,}56\ mm \tag{3.10}$$

Nyní použiji vztah pro určení pevné délky pružiny L_c 3.11 pro pružiny vinuté za horka s broušenými konci.

$$L_c \leq (n_t - 0{,}3) * d_P \tag{3.11}$$
$$L_c \leq (6{,}5 - 0{,}3) * 5{,}6$$
$$L_c \leq 34{,}72\ mm$$
$$Volím\ L_c = 34{,}72\ mm$$

Dosazením do vztahu 3.9 dostáváme minimální přípustnou délku pružiny L_n.

$$L_n = L_c + S_a = 34{,}72 + 3{,}56 = 38{,}28\ mm$$

3.1.5.5. Mezní délka, stlačení, síla a napětí pružiny

$$z_0 = 0{,}5\ mm$$

$$L_9 = (n_t + 1 - z_0) * d_P = (6{,}5 + 1 - 0{,}5) * 5{,}6 = 39{,}2\ mm \tag{3.12}$$

$$s_9 = L_0 - L_9 = 90{,}98 - 39{,}2 = 51{,}78\ mm \tag{3.13}$$

$$F_9 = s_9 * R = 51{,}78 * 71{,}48 = 3701{,}23\ N \tag{3.14}$$

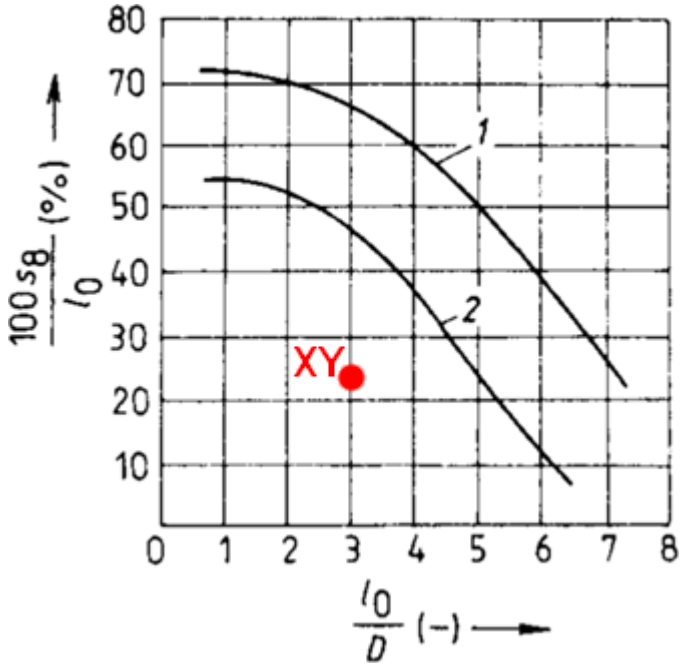
$$\tau_9 = \tau_8 * \frac{s_9}{s_8} = 652{,}51 * \frac{51{,}78}{20{,}98} = 1610{,}25\ MPa \tag{3.15}$$

Dovolené namáhání ve smyku τ_{zul}=852 MPa je menší než napětí τ_9=1610,25 MPa vyvolané silou mezního zatížení F_9, a proto se musíme tohoto stavu vyvarovat.

3.1.5.6. Kontrola vzpěrného vybočení

$$x = \frac{L_0}{D_P} = \frac{90{,}98}{30} = 3{,}03 \tag{3.16}$$

$$y = \frac{100 * s_8}{L_0} = \frac{100 * 20{,}98}{90} = 23{,}06\% \tag{3.17}$$



Obr. 14: Mez pro kontrolu vzpěrného vybočení tlačných pružin

Křivka 1 je pro pružiny s rovnoběžnými obrobenými opěrnými plochami při vedeném uložení a křivka 2 je pro pružiny, které nemají vedené uložení. V našem případě je řídící křivka 1. Vidíme však, že bod XY leží relativně daleko od mezní křivky. Mezní křivka určuje oblast, za kterou už může pružina vybočovat a ztrácet tak svoje potřebné vlastnosti. Z montážních důvodů ale budou stejně pružiny vybaveny vodícím trnem.

3.1.5.7. Rozteč a kontrola rozteče závitů

$$t = \frac{s_9}{n_č} + d_P = \frac{51{,}78}{5} + 5{,}6 = 15{,}956\ mm \tag{3.18}$$

$$1{,}5 * d_P < t < 0{,}55 * D_P \tag{3.19}$$

$$1{,}5 * 5{,}6 < 15{,}956 < 0{,}55 * 30$$

$$8{,}4 < 15{,}956 < 16{,}5$$

Rozteč závitu se pohybuje v rozmezí dané podmínky, a proto rozteč závitu vyhovuje.

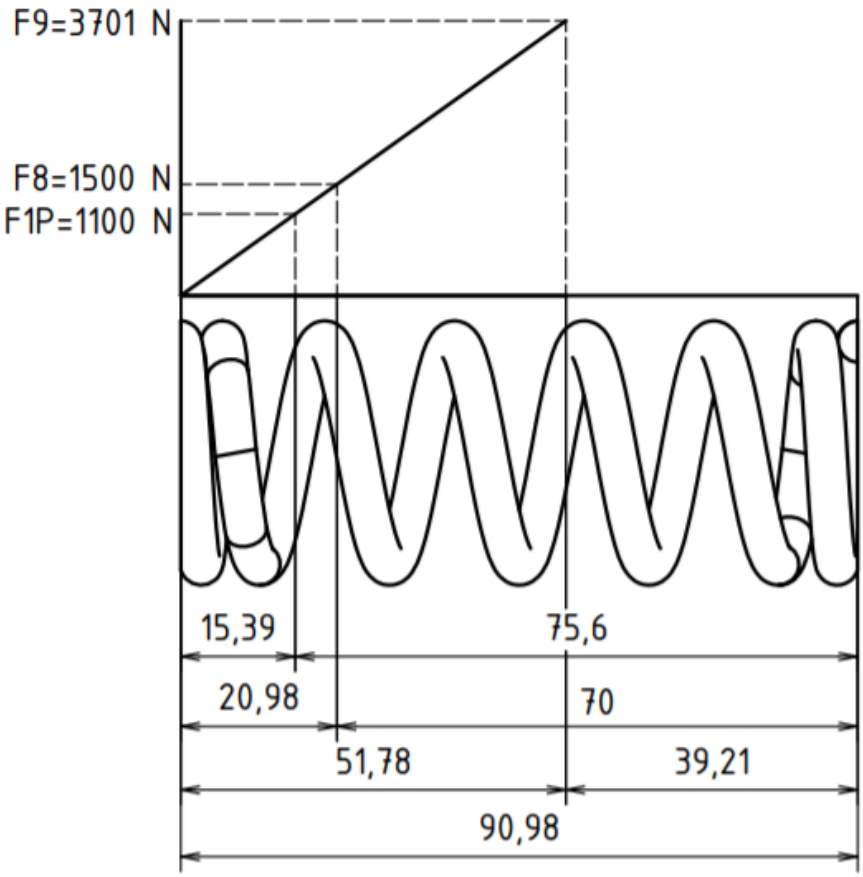
3.1.5.8. Střední, vnější a vnitřní průměr pružiny

$$D_P = D_{1P} - d_P = D_{2P} + d_P \tag{3.20}$$

$$D_{1P} = D_P + d_P = 30 + 5{,}6 = 35{,}6\ mm$$

$$D_{2P} = D_P - d_P = 30 - 5{,}6 = 24{,}4\ mm$$

3.1.6. Teoretický diagram tlačné pružiny

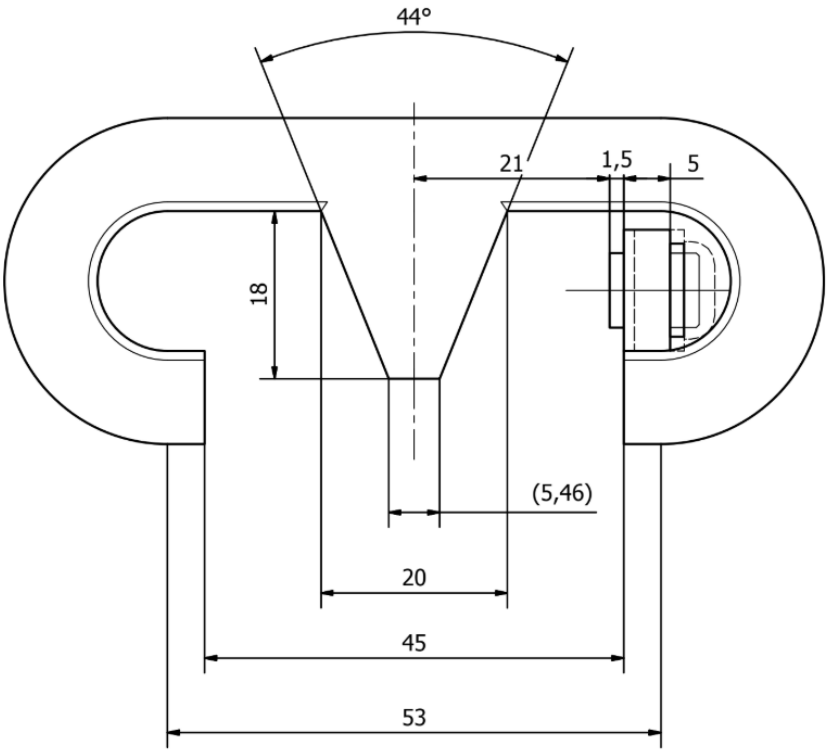


Obr. 15: Teoretický diagram tlačné pružiny

Označení stavu	Délka L [mm]	Stlačení s [mm]	Zatížení F [N]
0	90,98	0	0
1	90	0,98	70,356
Pracovní	75,59	15,39	1100
8	70	20,98	1500
9	39,21	51,78	3701

Tab. 2: Přehled hodnot pro jednotlivé stavy pružiny

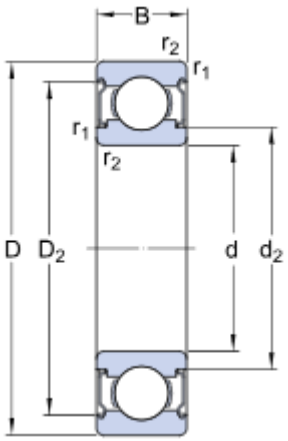
3.2. Ložiska v madle



Obr. 15: Profil madla

Při výběru ložisek jsme limitováni rozměry madla, které je dodáváno normalizované, a musíme se mu tedy přizpůsobit. Na obr. 10 je v pravé části naznačeno ložisko, u kterého se počítá základní trvanlivost a základní dynamická únosnost. Ložiska musí mít miniaturní rozměr, který zajistí, aby se vešla do profilu madla. Šířka ložiska B vyplývá z normalizované řady ložisek pro daný průměr ložiska daný profilem madla. Typ ložiska bude kuličkové radiální. Uvedené parametry jsem vybral z online katalogu firmy SKF.

LOŽISKO 628/6-2Z SKF – s oboustranným zakrytím



$d_l = 6\ mm$ $\quad r_{1,2} = 0{,}15\ mm$

$D_l = 13\ mm$ $\quad f_0 = 11$

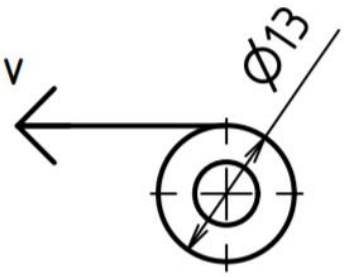
$B = 5\ mm$ $\quad C = 0{,}88\ kN$

$d_2 \approx 7{,}4\ mm$ $\quad C_0 = 0{,}35\ kN$

$D_2 \approx 11{,}7\ mm$ $\quad n_{max} = 53\ 000\ ot.\backslash min$

Obr. 16: Rozměry ložiska SKF [5]

3.2.1. Kinematické poměry



Obr. 17: Kinematické poměry ložiska v madle

3.2.1.1. Zadané veličiny

Rychlost madla $\quad v = 0{,}75\,\frac{m}{s}$

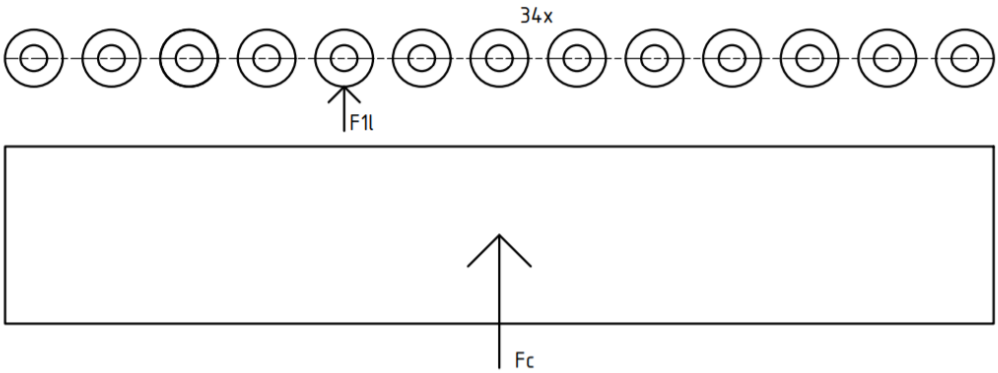
Vnější průměr ložisek v madle $\quad D_l = 13\ mm = 0{,}013\ m$

3.2.1.2. Výpočet otáček

$$v = \frac{\pi * D_l * n_l}{60} \tag{3.21}$$

$$n_l = \frac{60 * v}{\pi * D_l} = \frac{60 * 0{,}75}{\pi * 0{,}013} = 1101{,}84\,\frac{1}{min}$$

3.2.2. Silové poměry



Obr. 18: Silové poměry u ložisek v madle

Maximální přítlačná síla $$F_{c_{max}} = 2 * F_8 = 2 * 1500 = 3000\ N \quad (3.22)$$

Přítlačná síla na jedno ložisko v madle $$F_{1l} = \frac{F_{cmax}}{n_{ks}} = \frac{3000}{2 * 34} = 44{,}11\ N \quad (3.23)$$

3.2.3. Výpočet základní trvanlivosti a dynamické únosnosti

3.2.3.1. Axiální a radiální síly

V madle nevzniká jeho chodem téměř žádná axiální síla. Pokud se ale v provozu madlo zatíží tím, že se o něj lidé opřou, může zde vzniknout síla, kterou jsme určili odhadem ze zkušeností. Tato síla je zde již určena včetně bezpečnosti.

$F_a \approx 5\ N$

$F_r = F_{1l} = 44{,}11\ N$

3.2.3.2. Výpočtové součinitele

$f_0\ F_a/C_0$	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
1,03	0,28	0,56	1,55
1,38	0,30	0,56	1,45
2,07	0,34	0,56	1,31
3,45	0,38	0,56	1,15
5,17	0,42	0,56	1,04
6,89	0,44	0,56	1,00

Mezilehlé hodnoty lze určit lineární interpolací.

Obr. 19: Výpočtové součinitele pro jednořadá kuličková ložiska [6]

$$\frac{F_a}{C_0} * f_0 = \frac{5}{350} * 11 = 0{,}1571 \tag{3.24}$$

$e = 0{,}18$

$X = 0{,}56$

$Y = 2{,}35$

3.2.3.3. Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$Pokud \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad ,pak \quad P_r = F_r \tag{3.25}$$

$$Pokud \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad ,pak \quad P_r = X * F_r + Y * F_a \tag{3.26}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{5}{44{,}11} = 0{,}1133$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0{,}1133 \leq 0{,}18 = e$$

$$P_r = F_r = 44{,}11\ N = 0{,}04411\ kN$$

Z výpočtů je zřejmé, že axiální síla má zanedbatelný vliv, a proto uvažujeme pouze zatížení radiální silou.

3.2.3.4. Základní trvanlivost

$p = 3 \quad pro\ bodový\ styk$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^p = \left(\frac{0{,}88}{0{,}04411}\right)^3 = 7{,}94 * 10^9\ ot. \tag{3.27}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_l} = \left(\frac{0{,}88}{0{,}04411}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 1102} = 1{,}2 * 10^{11}\ hod \tag{3.28}$$

3.2.3.5. Základní dynamická únosnost

Pro výpočet základní dynamické únosnosti jsem zvolil k bezpečnému návrhu ložiska dostatečnou trvanlivost L = 20000 hod.

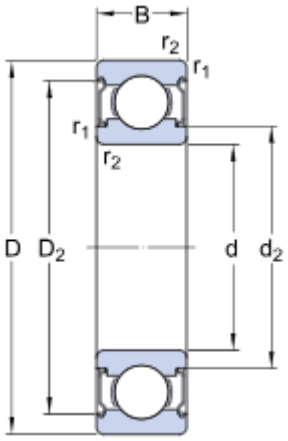
$p = 3 \quad pro\ bodový\ styk$

$$C_v = P_r * \sqrt[p]{\frac{L * 60 * n_l}{10^6}} = 0{,}04411 * \sqrt[3]{\frac{20000 * 60 * 1102}{10^6}} = 0{,}484\ kN \qquad (3.29)$$

Základní dynamická vypočtená únosnost C_v = 0,484 kN je menší než základní dynamická katalogová únosnost C = 0,88 kN a vyhovuje kontrole.

3.3. Ložiska v přítlačném systému pružin

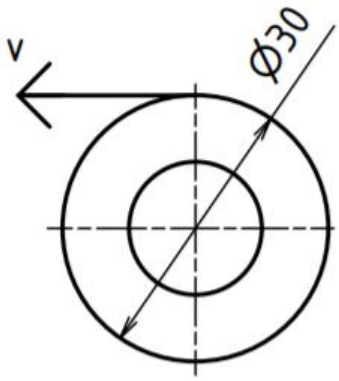
LOŽISKO 6200-2RSH SKF – s oboustranným zakrytím



$d_L = 10\ mm$	$r_{1,2} = 0{,}6\ mm$
$D_L = 30\ mm$	$f_0 = 13$
$B = 9\ mm$	$C = 5{,}4\ kN$
$d_2 \approx 15{,}07\ mm$	$C_0 = 2{,}36\ kN$
$D_2 \approx 24{,}72\ mm$	$n_{max} = 17\ 000\ ot.\backslash min$

Obr. 20: Rozměry ložiska SKF [5]

3.3.1. Kinematické poměry



Obr. 21: Kinematické poměry ložiska v přítlačném mechanismu pružin

3.3.1.1. Zadané veličiny

$Rychlost\ madla$ $\qquad v = 0{,}75 \frac{m}{s}$

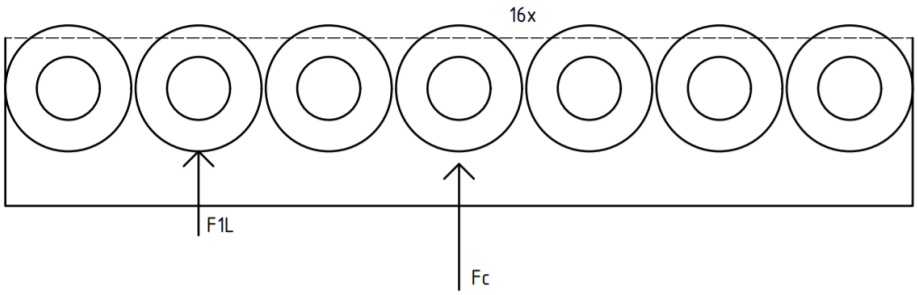
$Vnější\ průměr\ ložisek\ v\ přítl. mechanismu$ $\qquad D_L = 30\ mm = 0{,}030\ m$

3.3.1.2. Výpočet otáček

$$v = \frac{\pi * D_L * n_L}{60} \tag{3.30}$$

$$n_L = \frac{60 * v}{\pi * D_L} = \frac{60 * 0{,}75}{\pi * 0{,}030} = 477{,}46 \frac{1}{min}$$

3.3.2. Silové poměry



Obr. 22: Silové poměry u ložisek v přítlačném mechanismu pružin

$$Maximální\ přítlačná\ síla \qquad F_{c_{max}} = 2 * F_8 = 2 * 1500 = 3000\ N \tag{3.31}$$

$$Přítlačná\ síla\ na\ jedno\ ložisko \qquad F_{1L} = \frac{F_{cmax}}{n_{KS}} = \frac{3000}{16} = 187{,}5\ N$$

3.3.3. Výpočet základní trvanlivosti a dynamické únosnosti

3.3.3.1. Axiální a radiální síly

Tato ložiska jsou zatížena zejména radiální silou a axiální síla je zanedbatelná.

$$F_a \approx 0\ N$$

$$F_r = F_{1L} = 187{,}5\ N$$

3.3.3.2. Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P_r = F_r = 187{,}5\ N = 0{,}1875\ kN$$

3.3.3.3. Základní trvanlivost

$$p = 3 \quad pro\ bodový\ styk$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^p = \left(\frac{5{,}4}{0{,}1875}\right)^3 = 23{,}9 * 10^9\ ot. \tag{3.32}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_L} = \left(\frac{5{,}4}{0{,}1875}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 478} = 8{,}33 * 10^{11}\ hod \tag{3.33}$$

3.3.3.4. Základní dynamická únosnost

Pro výpočet základní dynamické únosnosti jsem zvolil k bezpečnému návrhu ložiska dostatečnou trvanlivost L = 20000 hod.

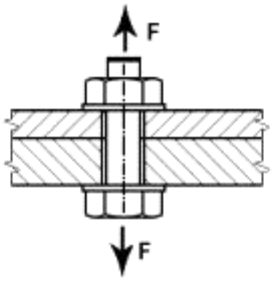
$p = 3 \quad pro\ bodový\ styk$

$$C_v = P_r * \sqrt[p]{\frac{L * 60 * n_L}{10^6}} = 0{,}1875 * \sqrt[3]{\frac{20000 * 60 * 478}{10^6}} = 1{,}55\ kN \tag{3.34}$$

Základní dynamická vypočtená únosnost C_v = 1,55 kN je menší než základní dynamická katalogová únosnost C = 5,4 kN a vyhovuje kontrole.

3.4. Namáhání nastavovacího šroubu

3.4.1. Silové poměry



Obr. 24: Šroubový spoj s předpětím klidně zatížený [7]

3.4.2. Namáhání od osové síly F

3.4.2.1. Zadané veličiny

$Šroub\ M12x1{,}5\ 8.8$

$Střední\ průměr\ závitu\ šroubu \quad d_2 = 11{,}026\ mm$

$Malý\ průměr\ závitu\ šroubu \quad d_3 = 10{,}160\ mm$

$Maximální\ přítlačná\ síla \quad F_{cmax} = 3000\ N$

3.4.2.2. Tahové napětí

$$\sigma = \frac{F_{cmax}}{A_S} \tag{3.35}$$

3.4.2.3. Průřez šroubu

$$A_S = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^2 = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{11{,}026 + 10{,}160}{2}\right)^2 = 88{,}13\ mm^2 \tag{3.36}$$

3.4.2.4. Tahové napětí

$$\sigma = \frac{F_{cmax}}{A_S} = \frac{3000}{88{,}13} = 34{,}04\ MPa$$

Vypočtené napětí v tahu je σ = 34,04 MPa.

3.4.3. Namáhání krutem M_k při utahování

3.4.3.1. Zadané veličiny

$Šroub\ M12x1{,}5\ 8.8$

$Střední\ průměr\ závitu\ šroubu \quad d_2 = 11{,}026\ mm$

$Malý\ průměr\ závitu\ šroubu \quad d_3 = 10{,}160\ mm$

$Maximální\ přítlačná\ síla \quad F_{cmax} = Q = 3000\ N$

3.4.3.2. Vztah pro krouticí moment při utahování

$$M_k = Q * \frac{d_2}{2} * tg(\gamma + \varphi')$$

3.4.3.3. Výpočet úhlu stoupání

$$tg\gamma = \frac{P}{\pi * d_2} = \frac{1{,}5}{\pi * 11{,}026} = 0{,}0433$$

$$\gamma = 2{,}4795\ °$$

3.4.3.4. Výpočet úhlu boku profilu

$tg\beta_n = tg\beta * cos\gamma = tg30 * cos2{,}4795 = 0{,}5767$

$\beta_n = 29{,}9719\,°$

3.4.3.5. Výpočet třecího úhlu

$$tg\varphi' = \frac{f}{cos\beta_n} = \frac{0{,}13}{cos29{,}9719} = 0{,}15$$

$\varphi' = 8{,}5346\,°$

3.4.3.6. Výpočet napětí v krutu

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{Q * \frac{d_2}{2} * tg(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi * d_3^3}{16}} = \frac{3000 * \frac{11{,}026}{2} * tg(2{,}4795 + 8{,}5346)}{\frac{\pi * 10{,}160^3}{16}} = 15{,}63\ MPa$$

Vypočtené napětí v krutu je τ = 15,63 MPa, kde W_k je průřezový modul v krutu pro kruhový průřez.

3.4.4. Výpočet redukovaného napětí

3.4.4.1. Zadané veličiny

$Mez\ kluzu\ materiálu\ šroubu \qquad R_{e_š} = 800\ MPa$

$Dovolené\ napětí \qquad \sigma_D = 0{,}15 * R_{e_š} = 0{,}15 * 800 = 120\ MPa$

3.4.4.2. Výpočet redukovaného napětí

U výpočtu redukovaného napětí se budu řídit hypotézou τ_{max}, kdy je součinitel α = 2.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_v^2 + (\alpha * \tau)^2} = \sqrt{34{,}04^2 + (2 * 15{,}63)^2} = 46{,}22\ MPa$$

3.4.4.3. Statická bezpečnost

$$k_s = \frac{\sigma_D}{\sigma_{red}} = \frac{120}{46{,}22} = 2{,}59$$

Statická bezpečnost vyšla větší než minimální statická bezpečnost $k = 1{,}2$ a vyhovuje.

3.5. Návrh elektromotoru s převodovkou

3.5.1. Zadané hodnoty

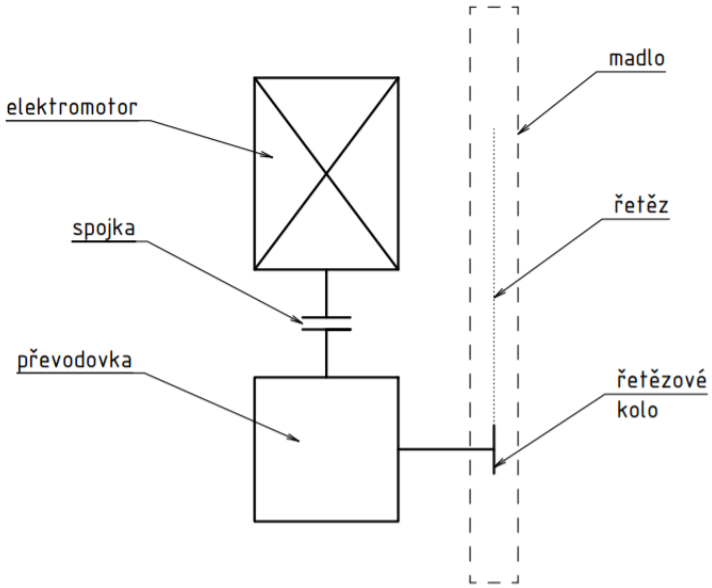
$\text{Řetězové kolo Haberkorn } T10869\ 34z$

$Rychlost\ madla \qquad v = 0{,}75\,\frac{m}{s}$

$Přítlačná\ síla \qquad F_c = 2200\ N$

$Výpočtový\ průměr\ ozubeného\ kola \qquad d_{p_k} = 206{,}46\ mm$

3.5.2. Návrh elektromotoru



Obr. 25: Schéma pohonu madla

3.5.2.1. Výpočet výkonu na madle

$$P = F_c * v = 2200 * 0{,}75 = 1650\ W \tag{3.39}$$

3.5.2.2. Předběžný výkon motoru

Celková účinnost mechanismu η_c byla určena z předchozích experimentů odhadem a zahrnuje také účinnost převodovky a řetězového převodu pro zjednodušení.

$$P_m \geq P'_m \tag{3.40}$$

$$\eta_{celk} = 0{,}65 = 65\ \%$$

$$P'_m = \frac{P}{\eta_c} = \frac{1650}{0{,}65} = 2538{,}46\ W \tag{3.41}$$

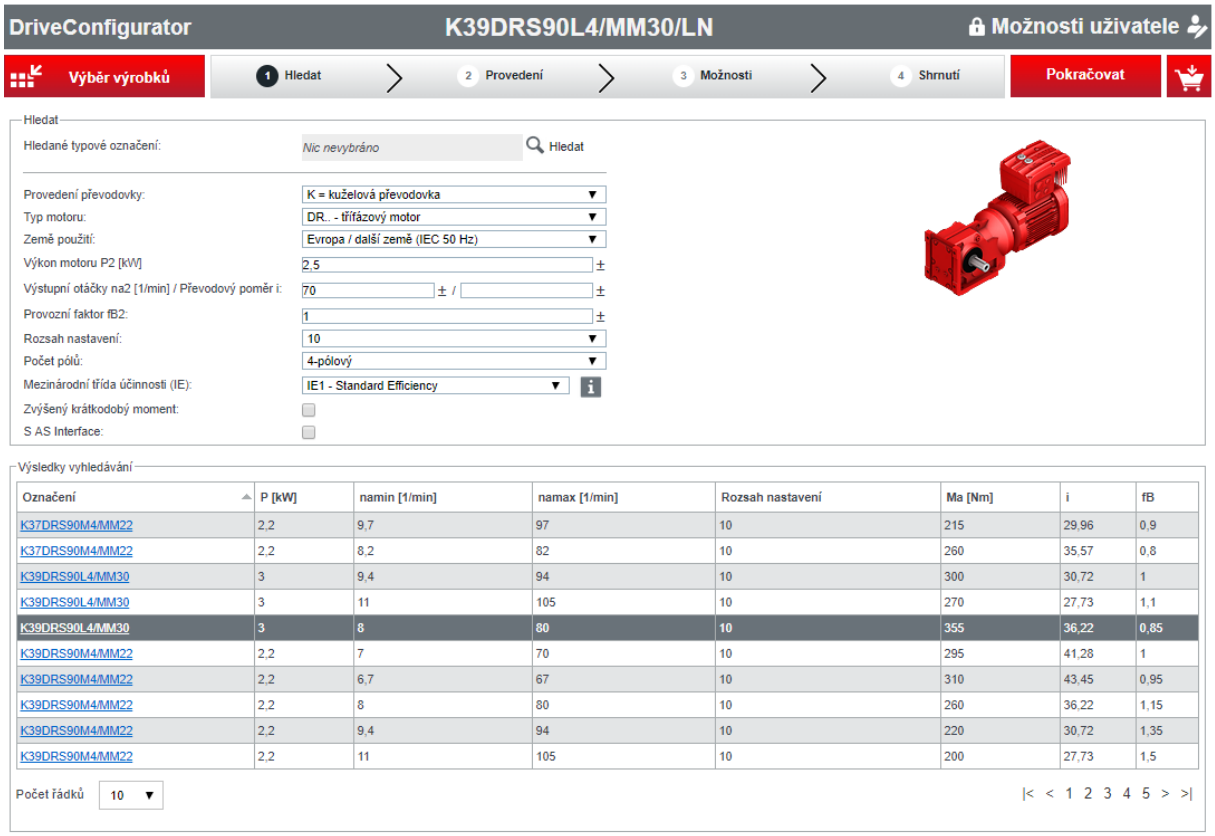
$$P_m = 3\ kW$$

3.5.2.3. Potřebné výstupní otáčky z převodovky

$$v = \frac{\pi * d_{p_k} * n_p}{60} \tag{3.42}$$

$$n_p = \frac{60 * v}{\pi * d_p} = \frac{60 * 0{,}75}{\pi * 0{,}20646} = 69{,}37\,\frac{1}{min}$$

3.5.3. Volba elektromotoru s převodovkou



Označení	P [kW]	namin [1/min]	namax [1/min]	Rozsah nastavení	Ma [Nm]	i	fB
K37DRS90M4/MM22	2,2	9,7	97	10	215	29,96	0,9
K37DRS90M4/MM22	2,2	8,2	82	10	260	35,57	0,8
K39DRS90L4/MM30	3	9,4	94	10	300	30,72	1
K39DRS90L4/MM30	3	11	105	10	270	27,73	1,1
K39DRS90L4/MM30	3	8	80	10	355	36,22	0,85
K39DRS90M4/MM22	2,2	7	70	10	295	41,28	1
K39DRS90M4/MM22	2,2	6,7	67	10	310	43,45	0,95
K39DRS90M4/MM22	2,2	8	80	10	260	36,22	1,15
K39DRS90M4/MM22	2,2	9,4	94	10	220	30,72	1,35
K39DRS90M4/MM22	2,2	11	105	10	200	27,73	1,5

Obr. 26: Konfigurátor elektromotoru s převodovkou [8]

Pro výběr elektromotoru s převodovkou jsem použil internetovou aplikaci od firmy SEW-EURODRIVE. Provedení převodovky je kuželové a elektromotor je asynchronní

třífázový čtyřpólový. Jelikož výkon motoru 2,2 kW by byl na hranici s vypočteným potřebným výkonem, vybral jsem výkonnější motor 3 kW. Nejmenší otáčky u tohoto motoru s převodovkou jsou výrobcem určeny na 80 min^{-1} na výstupu z převodovky. Motor je ale vybaven digitálním frekvenčním měničem, což umožní nastavení otáček v širším pásmu.

Obr. 27: Elektromotor s převodovkou SEW-EURODRIVE [8]

Typ	**K39DRS90L4/MM30**
Jmenovité otáčky motoru	**290 až 2900 min^{-1}**
Výstupní otáčky převodovky	**8 až 80 min^{-1}**
Celkový převodový poměr	**36,22**
Výstupní krouticí moment	**325 Nm**
Výstupní hřídel	**30x60 mm**
Výkon motoru	**3 kW**
Hmotnost	**39 Kg**

3.6. Návrh nových komponent

Mezi nové komponenty patří:

- Řemenice
- Řetězové kolo
- Pružiny
- Segment oddělující prostor řemene a řetězového kola.

Závěr

Podařilo se vytvořit nový typ ozubeného řemene pro pohon madla zatáčejícího chodníku pro přepravu osob. Tento řemen slouží jako tlumící element mezi poháněným řetězem a přítlačným mechanismem pružin. Výhodou klínového řemene z polychloroprenu je jeho vlastnost tlumit vibrace. Polyuretanový ozubený řemen zase dokáže odolat přítlačné síle a zachová si tak svůj tvar, který zajistí jeho volné unášení řetězem. Tím se také splnil požadavek na zjednodušení výroby původního řemene. Nyní stačí pouze koupit dva řemeny a nechat je slepit speciálním lepidlem. Vyhneme se tak složitému a nekvalitnímu procesu spojování řemene a postupnému vytváření zubů do něj.

Byly také navrženy pružiny, které způsobí vyšší přítlačnou sílu. Ta se dá navíc nastavit pomocí nastavovacího šroubu, který odolá maximálnímu zatížení.

Ložiska v madle a v tomto přítlačném systému pružin byla zkontrolována na maximální zatěžující sílu. V běžném provozu bude ale síla menší a nastaví se dle potřeby. Ložiska v provozu budou vystavena znečištění a dalším vlivům, které jsem do výpočtů nezahrnul.

Elektromotor byl vyměněn za výkonnější s ohledem na zvýšení přítlačné síly. Díky systému MOVIMOT® se dá jeho chod snadno ovládat pomocí frekvenčního měniče.

Také byly vytvořeny modely nových komponent pohonu madla pojízdného chodníku FlatSnake, které byly zasazeny mezi stávající díly.

Shrnutí

V této práci byl vytvořen nový typ řemene, který je kombinací klínového a ozubeného řemene. Současně byly pro vyšší přítlačné síly navrženy komponenty a provedeny jejich kontrolní výpočty. Výsledek této práce použije firma VVV MOST spol. s r.o. jako součást vývoje pojízdného zatáčejícího chodníku FlatSnake a bez jejího souhlasu není možno s těmito výsledky nakládat.

Seznam obrázků

Obr. 0: Pojízdný chodník FlatSnake 12
Obr. 1: Pohon madla u klasického eskalátoru 13
Obr. 2: Pohon madla pomocí speciálního mechanismu 14
Obr. 3: Dosavadní řešení Polyuretanovým řemenem 15
Obr. 4: Havárie pohonu madla – namotání prasklého řemene na řetězové kolo 16
Obr. 5: Druhy řemenů [2] 17
Obr. 6: Konstrukce ozubeného řemene [3] 17
Obr. 7: Výběr profilu ozubeného řemene [3] 19
Obr. 8: Základní rozměry ozubeného řemene v metráži 20
Obr. 9: Konstrukce klínového řemene [4] 21
Obr. 10: Základní rozměry nekonečného klínového řemene 21
Obr. 11: Spojení řemenů lepením 23
Obr. 12: Uložení řemene do řetězu 24
Obr. 13: Silové poměry tlačných pružin 25
Obr. 14: Mez pro kontrolu vzpěrného vybočení tlačných pružin 28
Obr. 15: Teoretický diagram tlačné pružiny 29
Obr. 15: Profil madla 30
Obr. 16: Rozměry ložiska SKF [5] 31
Obr. 17: Kinematické poměry ložiska v madle 31
Obr. 18: Silové poměry u ložisek v madle 32
Obr. 19: Výpočtové součinitele pro jednořadá kuličková ložiska [6] 32
Obr. 20: Rozměry ložiska SKF [5] 34
Obr. 21: Kinematické poměry ložiska v přítlačném mechanismu pružin 34
Obr. 22: Silové poměry u ložisek v přítlačném mechanismu pružin 35
Obr. 24: Šroubový spoj s předpětím klidně zatížený [7] 36
Obr. 25: Schéma pohonu madla 39
Obr. 26: Konfigurátor elektromotoru s převodovkou [8] 40
Obr. 27: Elektromotor s převodovkou SEW-EURODRIVE [8] 41

Seznam tabulek

Tab. 1: Srovnání vlastností Polyuretanu a Neoprenu [3] 18

Tab. 2: Přehled hodnot pro jednotlivé stavy pružiny 30

Seznam příloh

příloha č.1: Výrobní výkres řemenice (A4)

příloha č.2: Výrobní výkres řetězového kola (A4)

příloha č.3: Výrobní výkres pružiny (A4)

příloha č.4: Výrobní výkres segmentu oddělujícího prostor řemene a řetězového kola (A4)

příloha č.5: Výkres sestavy pohonu madla (A0)

příloha č.6: Katalogový list SEW – elektromotor s převodovkou

Seznam použité literatury

[1] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-01-01934-9.

[2] MIČKAL, Karel. *Strojnictví: části strojů: pro učební a studijní obory SOU a SOŠ*. Praha: Sobotáles, 1995. ISBN 80-85920-01-8.

[3] *Haberkorn - ozubené řemeny* [online]. [cit. 2018-06-13]. Dostupné z: www.haberkorn.cz/dyndoc/download/se-pohony-ozubene_remeny.pdf/

[4] *Haberkorn - klínové řemeny* [online]. [cit. 2018-06-13]. Dostupné z: www.haberkorn.cz/dyndoc/download/se-pohony-klinove_remeny.pdf/

[5] *SKF Rillenkugellager* [online]. [cit. 2018-06-13]. Dostupné z: http://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=628/6-2Z

[6] *SKF Jednořadá kuličková ložiska* [online]. [cit. 2018-06-13]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova%20loziska.pdf

[7] *Pevnostní výpočet šroubu* [online]. [cit. 2018-06-13]. Dostupné z: https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/78-pevnostni-vypocet-sroubu

[8] *SEW-EURODRIVE konfigurátor* [online]. [cit. 2018-06-13]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/movimot/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ