



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh a konstrukce mobilní zatěžovací stolice pro testování
válečkových řetězů**

**Design and construction of a mobile loading bench for roller chains
testing**

Diplomová práce

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. František Lopot, Ph.D.
Konzultant: Karel Kreibich

Bc. Luboš Čejka

Praha 2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojn**
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**
Akademický rok: **2014/2015**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Bc. Luboš Čejka**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Návrh a konstrukce mobilní zatěžovací stolice pro testování válečkových řetězů**

Název práce anglicky: **Design and construction of a mobile loading bench for roller chains testing**

Zadání práce:

V rámci diplomové práce student ve spolupráci se zadavatelem, spol. Contra Praha s.r.o., navrhne experimentální zkušební stolicí pro testování válečkových řetězů pro velikosti 05 až 12 B. Zkušební zařízení bude umožňovat simulaci pracovních prostředí a způsobů zatěžování válečkových řetězů s různými parametry prašnosti, vlhkosti, teploty a provozního zatížení. Testovací stolice bude vybavena senzory pro snímání potřebných veličin (prodloužení řetězu, přenášený výkon, teplota řetězu). Konstrukční řešení umožní provádění srovnávacích zkoušek dvou řetězů současně. Součástí diplomové práce bude nezbytná 2D a 3D dokumentace v rozsahu schváleném zadavatelem ke zveřejnění.

Stručná osnova zadání:

1. Rešerše problematiky zkoušení válečkových řetězů
2. Formulace zadání pro vypracování konstrukčních návrhů
3. Výběr varianty k rozpracování
4. Kontrolní a návrhové výpočty vybrané varianty
5. Zpracování podkladů pro výrobu

Rozsah grafické části:

1. 3D model sestavy
2. Výkresová dokumentace

Specifikace textové části:

1. Rešerše: zkušebnictví válečkových řetězů
2. Vlastní konstrukční práce: formou technické zprávy
3. Min. rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků + přílohy

Doporučené podklady:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
Katalogy výrobců, zdroje zadavatele

Vedoucí práce: **Ing. František Lopot, Ph.D.**
Odborný konzultant: **Karel Kreibich**

Datum zadání: **10. 4. 2015**
Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Zadání diplomové práce převzal dne:

.....
podpis studenta

.....
prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.
vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: "Návrh a konstrukce zatěžovací stolice pro testování válečkových řetězů" vypracoval samostatně pod vedením Ing. Lopota Františka, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

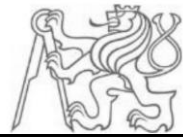
V Praze 5. 6. 2015

Luboš Čejka



Anotační list

Jméno autora:	Bc. Luboš ČEJKA	
Název DP:	Návrh a konstrukce mobilní zatěžovací stolice pro testování válečkových řetězů	
Anglický název:	Design and construction of a mobile loading bench for roller chains testing	
Rok:	2015	
Studijní program:	N 2301 Strojní inženýrství	
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika	
Vedoucí DP:	Ing. František Lopot, Ph.D.	
Konzultant DP:	Karel Kreibich	
Bibliografické údaje:	počet stran	128
	počet obrázků	84
	počet tabulek	12
	počet příloh	7
Klíčová slova:	Testování, zatěžovací stolice, řetězový převod, válečkový řetěz, prodloužení, opotřebení, životnost	
Keywords:	Testing, loading bench, chain transmission, roller chains, extension, wear, lifetime	
Anotace:	Práce se zabývá návrhem a konstrukcí mobilní testovací stolice pro testování válečkových řetězů. Pro zadaný rozsah testovaných řetězů je nutné nejprve stanovit testovací zatížení. Podle zatížení řetězů se následně navrhnu všechny prvky testovací stolice a provedou kontrolní výpočty na vytypované prvky nebo jejich části. Práce vznikla ve spolupráci se společností Contra Praha s.r.o.	



This thesis deals with design and construction of a mobile loading bench for roller chains testing. For a specified range of test chains it is at first necessary to determine the test load. The design of all elements of the loading bench follows the required testing load on the chains. Afterwards validation computations of picked components or their sub-elements are executed. This work was developed in cooperation with the company Contra Praha s.r.o.



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. za poskytnutí odborných rad, věcných připomínek, ochotu a vstřícný přístup během zpracování této práce. Dále bych poděkoval panu Karlovi Kreibichovi z firmy Contra Praha s.r.o. za poskytnutí zadání práce a věcné připomínky.

Velké poděkování náleží celé mé rodině a přátelům za podporu, trpělivost a povzbuzování po celou dobu mého studia.

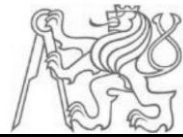


Obsah

Seznam zkratk a symbolů	9
1 Úvod.....	14
1.1 Historie řetězů	14
1.2 Situace na trhu	15
2 Cíl práce.....	20
3 Řetězový převod	21
3.1 Řetězy	23
3.1.1 Okové řetězy.....	23
3.1.2 Kloubové řetězy.....	24
3.2 Řetězová kola pro válečkové řetězy.....	27
3.3 Materiály řetězů a řetězových kol.....	28
3.4 Zatížení válečkového řetězu při provozu.....	29
3.5 Montáž a údržba řetězového převodu s válečkovým řetězem.....	31
3.6 Zkušebnictví válečkových řetězů.....	32
4 Konstrukce testovací stolice.....	34
4.1 Definice zkoušky	34
4.2 Konstrukční omezení.....	34
4.3 Uvažované varianty.....	35
4.4 Rozsah testovacích otáček a výkonu	39
4.5 Výpočet pro řetěz 12 B.....	39
4.5.1 Orientační stanovení doby průběhu zkoušky pro řetěz 12B.....	47
4.6 Výpočet pro řetěz 05 B.....	48
4.6.1 Orientační stanovení doby průběhu zkoušky pro řetěz 05B	51
4.6.1.1 Výpočet pro mezní otáčky při výkonu 200 W	51
4.6.1.2 Výpočet pro mezní výkon 700 W.....	52
4.7 Zatížení zkušební stolice.....	52
4.8 Konstrukce zvolené varianty	53
4.8.1 Výběr a výpočet nakupovaných komponent	54
4.8.1.1 Výpočet řemenových převodů.....	54
4.8.1.2 Výpočet minimálních průměrů hřídelí.....	59
4.8.2 Návrh systému výměny řetězových kol.....	78

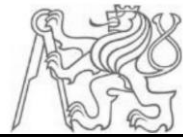


4.8.3	Kontrola dynamické bezpečnosti	86
4.8.4	Kontrola hřídele metodou konečných prvků.....	87
4.8.5	Spojení řemenic s hřídelemi	89
4.8.6	Výpis katalogových komponent	89
4.8.7	Konstrukce rámu.....	90
4.8.8	Konstrukce uchycení motoru	91
4.8.9	Zástavba pohonů do nosného rámu	99
4.8.10	Konstrukce zkušebního boxu	102
4.8.11	Konstrukce napínání řetězů.....	112
4.8.12	Konstrukce pojezdu a zakrytování stroje	114
4.8.13	Elektrické schéma stroje.....	116
5	Diskuze	117
6	Závěr.....	118
7	Seznam použité literatury.....	120
8	Seznam obrázků	123
9	Seznam grafů.....	126
10	Seznam tabulek.....	127

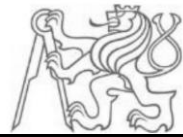


Seznam zkratk a symbolů

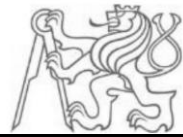
μ	[-]	činitel mazání
Φ	[-]	činitel provedení řetězu
χ	[-]	činitel výkonu
Y	[-]	činitel rázů
P_D	[W]	diagramový výkon
P	[W]	skutečný přenášený výkon
F	[N]	tahová síla v řetězu
F_O	[N]	obvodová síla
F_C	[N]	odstředivá síla
F_m	[N]	tahová složka síly od tíhy volné větve
n	[ot.min ⁻¹]	otáčky
D_t	[mm]	roztečná kružnice řetězového kola
v	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost
l	[m]	délka řetězu
m_1	[kg]	hmotnost 1m délky řetězu
A	[mm]	osová vzdálenost řetězových kol
h	[m]	předpokládaná přijatelná velikost průhybu řetězu
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
p_v	[N.mm ⁻²]	skutečný měrný tlak v kloubech
p_D	[N.mm ⁻²]	dovolený měrný tlak v kloubech
S	[mm ²]	plocha
d_2	[mm]	průměr čepu
b_2	[mm]	šířka vnitřního článku
λ	[-]	činitel tření
p	[N.mm ⁻²]	směrný tlak v kloubech
u	[-]	převodový poměr
W	[J]	celková přenesená energie
t	[hod]	čas
N	[-]	počet cyklů
P_M	[W]	výkon motoru
n_M	[ot. min ⁻¹]	otáčky motoru



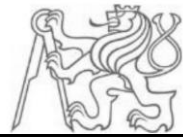
M_{km}	[N.m]	krouticí moment
P_X	[W]	přenášený výkon
c_2	[-]	součinitel provozního zatížení
d_p	[mm]	velikost průřezu malé řemenice
D_p	[mm]	velikost průřezu velké řemenice
A	[mm]	osová vzdálenost řemenic
β_1	[°]	úhel opásání malé řemenice
α_1	[°]	doplňkový úhel
L_P	[mm]	délka řemene
L_{PK}	[mm]	katalogová délka řemene
P_r	[W]	výkon přenášený jedním řemenem
A_S	[mm]	skutečná osová vzdálenost
z	[-]	počet řemenů
c_1	[-]	součinitel úhlu opásání
c_3	[-]	součinitel délky klínového řemene
n_d	[ot.min ⁻¹]	otáčky malé řemenice
F_u	[N]	pracovní předpětí řemene
c_P	[-]	koeficient zkroucení řemenů a dynamického rázu
F_{tC}	[N]	celková přenášená tečná síla
F_{oP}	[N]	celkové potřebné předpětí v řemenech za provozu
f^l	[-]	součinitel tření pro klínové řemeny
f	[-]	součinitel tření
f_v	[-]	součinitel tření pro vysoké obvodové rychlosti
γ	[°]	úhel drážky pro klínový řemen
F_1	[N]	síla působící v tažné větvi
F_2	[N]	síla působící v odlehčené větvi
F_c	[N]	celková síla přenášená řemeny
F_v	[N]	výsledná síla namáhající hřídel od řemenového převodu
F_{Tr}	[N]	přenášená tečná síla řetězu
M_{kl}	[N.m]	krouticí moment přenášený řetězovým převodem
d_r	[mm]	roztečná kružnice řetězového kola
η_1	[-]	účinnost řemenového převodu



P_t	[mm]	rozteč řetězu
c	[-]	součinitel vyjadřující vliv provozu
F_{Trj}	[N]	přenášená jmenovitá tečná síla řetězu
F_{ru}	[N]	celková síla v uvolněné větvi v řetězu
F_{rt}	[N]	celková síla v tažné větvi v řetězu
$F_{vř}$	[N]	výsledná síla namáhající hřídel od řetězového převodu
δ	[°]	úhel odklonu síly $F_{vř}$ od osy řetězového převodu
R_{Byz}	[N]	reakce v podpoře B v rovině YZ
R_{Ayz}	[N]	reakce v podpoře A v rovině YZ
M_{OFv}	[N.m]	ohybový moment od síly F_v
R_{Byx}	[N]	reakce v podpoře B v rovině XY
R_{Ayx}	[N]	reakce v podpoře A v rovině XY
$M_{OFvř}$	[N.m]	ohybový moment od síly $F_{vř}$
R_B	[N]	výsledná reakce v podpoře B
R_A	[N]	výsledná reakce v podpoře A
R_m	[N.mm ⁻²]	mez pevnosti
Re_{min}	[N.mm ⁻²]	minimální mez kluzu
σ_D	[N.mm ⁻²]	dovolené napětí pro střídavý pohyb
M_O	[N.mm ⁻²]	celkové ohybové napětí hřídele
M_{Ored}	[N.mm ⁻²]	celkové redukované napětí hřídele
α	[-]	koeficient pevnostní teorie HMM
W_O	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	statická únosnost ložiska
d_v	[mm]	vnitřní průměr ložiska
P_{raB}	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska v podpoře B
X	[-]	koeficient radiálního zatížení ložiska
Y	[-]	koeficient axiálního zatížení ložiska
F_{aB}	[N]	axiální síla v podpoře B namáhající ložisko
F_{rB}	[N]	radiální síla v podpoře B namáhající ložisko
L_{hB}	[hod]	vypočtená životnost ložiska v podpoře B
m	[-]	koeficient zohledňující styk valivého elementu



P_{raA}	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska v podpoře A
F_{aA}	[N]	axiální síla v podpoře A namáhající ložisko
F_{rA}	[N]	radiální síla v podpoře A namáhající ložisko
L_{hA}	[hod]	vypočtená životnost ložiska v podpoře A
F_S	[N]	střížná síla
M_k	[N.m]	max. krouticí moment na hřídeli
r	[mm]	rameno, na kterém působí síla F_S
τ_{DS}	[N.mm ⁻²]	dovolené napětí ve smyku
S_p	[mm ²]	střížná plocha jednoho pera
l_p	[mm]	délka těsného pera
B	[mm]	šířka těsného pera
S_O	[mm ²]	plocha namáhaná na otlačení
p_D	[N.mm ⁻²]	dovolené napětí pro otlačení
t_1	[mm]	hloubka drážky v náboji
$d_{\dot{s}2}$	[mm]	střední průměr závitu
$D_{\dot{s}1}$	[mm]	velký průměr závitu
$d_{\dot{s}1}$	[mm]	malý průměr matice
H_1	[mm]	nosná výška závitu
$\sigma_{t\dot{s}}$	[N.mm ⁻²]	tahové napětí v jádře šroubu
S_3	[mm ²]	průřez jádra šroubu
$d_{\dot{s}3}$	[mm]	malý průměr závitu
$\sigma_{D\dot{s}}$	[N.mm ⁻²]	dovolené napětí šroubu v tahu
M_u	[N.m]	utahovací moment
M_V	[N.m]	výpočtový moment
k	[-]	bezpečnost
i	[-]	počet šroubů
R_S	[mm]	střední poloměr
d_{P1}	[mm]	vnější průměr příruby ohraničující oblast přenosu M_{k2}
d_{P2}	[mm]	vnitřní průměr příruby ohraničující oblast přenosu M_{k2}
$F_{O\dot{s}}$	[N]	síla v ose šroubu
τ_k	[N.mm ⁻²]	napětí v krutu
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu



T_{Dk}	[N.mm ⁻²]	dovolené napětí v krutu
d_h	[mm]	průměr konce hřídele
t	[mm]	hloubka drážky pro těsné pero v hřídeli
σ_O	[N.mm ⁻²]	ohybové napětí
k_S	[-]	statická bezpečnost
R_{BV}	[N]	reakce v podpoře B od síly F_{v2}
R_{AV}	[N]	reakce v podpoře A od síly F_{v2}
M_S	[N.m]	statorový moment motoru
R_{BMP}	[N]	reakce v podpoře B od M_S pro pravý smysl otáčení
R_{AMP}	[N]	reakce v podpoře A od M_S pro pravý smysl otáčení
R_{BML}	[N]	reakce v podpoře B od M_S pro levý smysl otáčení
R_{AML}	[N]	reakce v podpoře A od M_S pro levý smysl otáčení
$F_{\dot{s}}$	[N]	síla v napínacím šroubu
$T_{S\check{c}}$	[N.mm ⁻²]	smykové napětí v čepu
$T_{D\check{c}}$	[N.mm ⁻²]	dovolené napětí ve smyku
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu

Pozn.: U některých veličin jsou na víc použity dolní indexy ₁ a ₂ označují použití u první nebo druhé hřídele



1 Úvod

V dnešní době je kladen velký tlak na životnost součástí při minimálních nákladech na údržbu, tedy na ekonomiku provozu. Tento fenomén se ještě zvýrazňuje u součástí podléhajících opotřebením, jako jsou válečkové řetězy sloužící k pohonu řady strojních zařízení. Ke snížení nákladů na provoz je mylně používán způsob, vnesený do Evropy ze zemí s nízkou průmyslovou tradicí, použití nekvalitních řetězů s nízkými pořizovacími náklady. Nízká technická a ekonomická vzdělanost řídicích pracovníků tento trend umožňuje. Nejsou respektovány žádné platné normy pro výpočet a životnost řetězového převodu, které by sami o sobě vedly k vyřazení nekvalitních řetězů z použití. Kvalitní řetězy, splňující normy pro výpočet řetězového převodu, umožňují prodloužení servisních intervalů na předpokládanou úroveň. Především z hlediska spolehlivosti a ekonomiky provozu zařízení je potřeba uplatňovat použití kvalitních řetězů splňujících normy, které však vyžadují přesné stanovení vlivu provozního prostředí na vlastnosti řetězu. Je potřeba se dokonale seznámit s pracovním prostředím řetězů, aby se mohlo zvolit odpovídající konstrukční řešení a stanovit správné nastavení plánu údržby a nastavení převodu. Zařízením pro simulaci různých provozních podmínek a prostředí se snažíme prodloužit životnost a tím zlepšit ekonomiku provozu. Na zařízení by se měly simulovat provozní problémy a jejich řešení. Zároveň by zde mělo dojít i k porovnání stávajícího stavu s novým řešením. Výsledek by měl být podkladem pro ekonomické posouzení a zavedení změn. [1]

1.1 Historie řetězů

První návrhy podobné kloubovému válečkovému řetězu udělal už na počátku 16. století renesanční genius Leonardo da Vinci. Ten ovšem tímto nápadem předběhl dobu a tak první řetěz tohoto typu se začal používat téměř až čtyři sta let po jeho návrhu. V roce 1880 si nechal švýcarský inženýr Hans Renold, který se v Anglii zabýval výrobou textilních strojů, patentovat první řetěz podobný dnešním válečkovým řetězům. Tento koncept tvoří základ všech přenosových řetězů. Následovalo uplatnění řetězu v hnacím mechanismu jízdního kola a od něho už byl jen krůček k pohonu motocyklů a následnému rozšíření do ostatních odvětví. [2, 3, 4, 5]



1.2 Situace na trhu

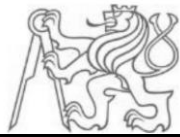
Výrobě řetězů se věnuje velké množství firem. Vyrobit kvalitní řetěz vyžaduje dlouhodobé zkušenosti podložené naměřenými poznatky. Na trhu je velký konkurenční boj. Asijské, zejména čínské, společnosti dodávají na trh, stejně jako v jiných odvětvích, imitace řetězů, které nesplňují základní životnostní kritéria podle žádných z platných norem. Pro zvýšení kvality je potřebné řetězy zkoušet, zpracovávat výsledky a na základě zjištěných výsledků provést potřebné změny. Zkoušení řetězu je dost opomíjeno a nepovažuje se za důležité. Kvalitní výrobce nabízí poradenské služby a snaží se zákazníkovi vybrat řetěz přesně pro jeho dané zařízení a pracovní prostředí, ve kterém bude pracovat. Ne vždy je ale známo, jak se bude daný řetěz chovat. V každém odvětví, kde je řetěz použit, jsou na něho kladeny různé požadavky.

Například při zpracování vlny jsou použity řasnicí dopravníky (obr. 1.). V dopravníku jsou použity řetězy, které přicházejí během zpracování vlny do styku s jemným prachem. Díky nečistotám pronikajícím do řetězu se roztahují vnější destičky a řetěz následně v kloubu tuhne. Při použití běžného řetězu se musí provádět častá výměna, provoz ztrácí na



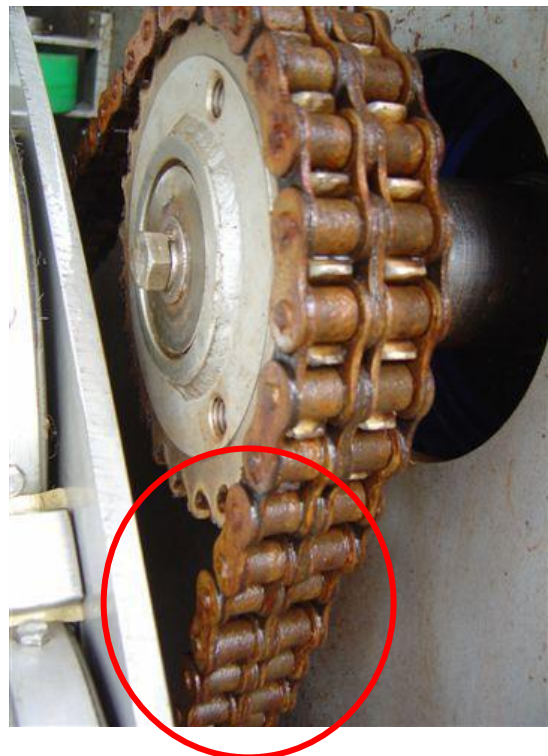
Obr. 1.: Dopravník pro zpracování vlny (zdroj: Contra Praha s.r.o.)

plynulosti a tím klesá i produktivita linky. Ve dřevo-zpracujícím průmyslu (obr. 2.) se řetězy používají ve velké míře k dopravě kulatiny ke zpracování do pilnice, přepravě odpadu (kůry, štěpky atd.) z pilnice a je zde velké množství řetězů sloužících k pohonu dopravníků. Řetězy pro dopravu kulatiny a odpadů jsou provozovány celoročně ve velmi náročném prostředí. Jsou vystaveny změnám počasí, do řetězů padá kůra, piliny, voda, sníh a jsou vystaveny působení kyselých roztoků ze zvlhčovačů kulatiny. Nesmíme opomenout zatížení rázy při dopadu kulatiny.



Obr. 2.: Dopravník kulatiny (zdroj: Contra Praha s.r.o.)

Ve vodohospodářství jsou kladeny velmi přísné požadavky na ekologii, v některých případech nesmějí být řetězy mazány, přitom pracují ve velmi korozním prostředí, kde dochází k rychlé korozi. V některých případech, například samočisticí česle (obr. 3.), nelze použít nerezový řetěz, protože by nevyhovoval z hlediska pevnosti. Je potřeba zvolit správnou povrchovou úpravu řetězu tak, aby nezatuhl a neprasknul během provozu. Na (obr. 3.) je zobrazen nesprávně navržený řetěz po tříměsíčním provozu (ztuhnutí je patrné v červeně zakroužkované oblasti).



Obr. 3.: Pohon samočisticích česlí
(zdroj: Contra Praha s.r.o.)



Ve strojírenství se používají řetězy ve velkém množství rozličných aplikací. Od řetězů přenášející kroučící moment, přes řetězy sloužící k zvedání pantografu u vlaků, až po různé typy dopravních řetězů. Na obr. 4. je vidět řetěz u obráběcího stroje sloužícího k obrábění klikových hřídelí pro zaoceánské lodě. Řetěz drží protizávaží. Při přetržení vzniká škoda na hřídeli a následné náklady na její opravu jsou až 10 mil. Kč. Důležitá je také tvarová stálost, aby nedocházelo k prodloužení řetězu. Správně zvolený řetěz musí mít vysokou pevnost při přetržení a vhodné tepelné zpracování.



Obr. 4.: Řetěz držící protizávaží (zdroj: Contra Praha s.r.o.)

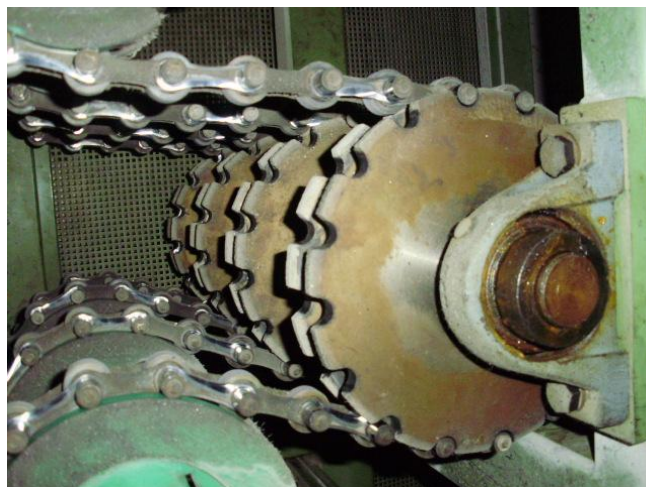
Ve stavebnictví se používá velké množství dopravních řetězů, hlavně při výrobě stavebního materiálu. Jedná se například o výrobu cihel, izolační vaty, střešní krytiny a také ve vápenkách (obr. 5.).



Obr. 5.: Řetěz ve vápence (zdroj: Contra Praha s.r.o.)

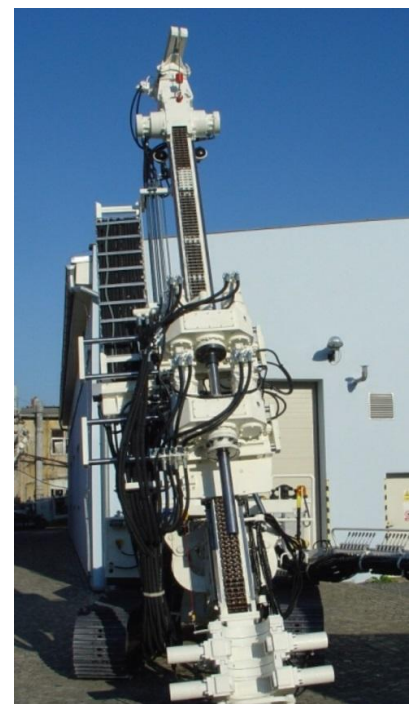


Ve všech těchto provozech se vyskytuje prach v kombinaci s mazivem, čímž může vzniknout brusná pasta, která při nevhodně zvoleném řetězu velmi sníží jeho životnost a může dojít až k jeho zničení. Například ve vápenkách se nesmí řetězy mazat a proto se používají speciální bezúdržbové řetězy. Na obr. 6. je řetěz používaný pro výrobu sanitární keramiky. Je používán v prašném prostředí s minimální možností mazání. Kombinace těchto podmínek vede k nadměrnému prodlužování řetězu a ke zkrácení servisních intervalů výrobní linky.



Obr. 6.: Řetěz pro výrobu keramiky (zdroj: Contra Praha s.r.o.)

Řetězy se používají také u vrtných soustav (obr. 7.) pro zvedání lafet. Zde je důležitá povrchová úprava, která chrání řetěz proti korozním vlivům, protože stroj pracuje v různých klimatických podmínkách, kde jsou časté změny teplot, vlhkostí a složení horniny. Velmi podstatné je také správné dimenzování. Při poddimenzovaném řetězu hrozí přetížení stroje, a tím může dojít k přetržení řetězu, který drží lafetu, což způsobí poškození vrtné hlavice. Tato porucha je spojena s odstávkou stroje, s pozdržením navazujících prací, případným nedodržáním termínů realizace stavby a se související platbou penále. Správně navržený řetěz zajistí vyšší bezpečnost práce, delší životnost a s tím spojenou finanční úsporu a bezporuchovost provozu.



Obr. 7.: Vrtná soustava (zdroj: Contra Praha s.r.o.)



Velké množství řetězů se používá v potravinářském průmyslu. Najdeme je téměř všude, počínaje balicími linkami různých výrobků, přes výrobní provozy pekáren, mlékáren, čokoládoven, v nápojovém průmyslu a také v masokombinátech. Na obr. 8. je zobrazen řetězový dopravník sloužící k vykládání vepřových půlek z nákladních automobilů. V každém provozu jsou na řetěz kladeny specifické požadavky jak z hlediska pevnostního, tak z hlediska hygieny, protože v mnoha případech dochází ke kontaktu mezi potravinami a řetězem. Důležitá je i volba mazání, olej musí být zdravotně nezávadný nebo se nesmí mazat vůbec.



Obr. 8.: Řetěz pro přepravu vepřových půlek (zdroj - Contra Praha s.r.o.)

Nesmíme opomenout automobilový průmysl, kde se řetězy používají hlavně u dopravníků v montážních linkách, v lakovnách a jsou nedílnou součástí výroby automobilů. Těžko bychom v dnešní době hledali odvětví, kde se řetězy nepoužívají. Nacházejí uplatnění i ve farmaceutickém průmyslu, kde slouží k balení, a ve zdravotnictví, kde se využívají k polohování rentgenů atd.

Vzhledem k velkému množství aplikací řetězů není možné při výrobě vyzkoušet chování řetězu ve všech prostředích. Volba správného řetězu pro danou aplikaci se tak přesouvá od výrobce na distributory a výrobce speciálních řetězů, kteří mohou nabídnout své zkušenosti, a tím zákazníkovi doporučit či připravit vhodný řetěz pro jeho aplikaci. Ve většině případů se pouze vychází ze zkušeností, které nejsou podloženy žádnými zkouškami ani daty. Proto se zkušebnictví přesouvá i k výrobcům speciálních řetězů, kteří pomocí zjištěných dat zvolí spolehlivěji správný druh řetězu. Z těchto důvodů vznikla spolupráce se společností Contra Praha s.r.o., která se velmi aktivně vlastní experimentální a vývojovou činností podílí na vzrůstající kvalitě a spolehlivosti nabízených produktů. [1]



2 Cíl práce

Cílem práce je návrh mobilní zatěžovací stolice pro testování válečkových řetězů za účelem dalšího zvýšení kvality a úrovně produktů zadavatele práce, spol. Contra Praha s.r.o.

Diskusí se zadavatelem byly definovány následující požadavky na funkce a vlastnosti stolice:

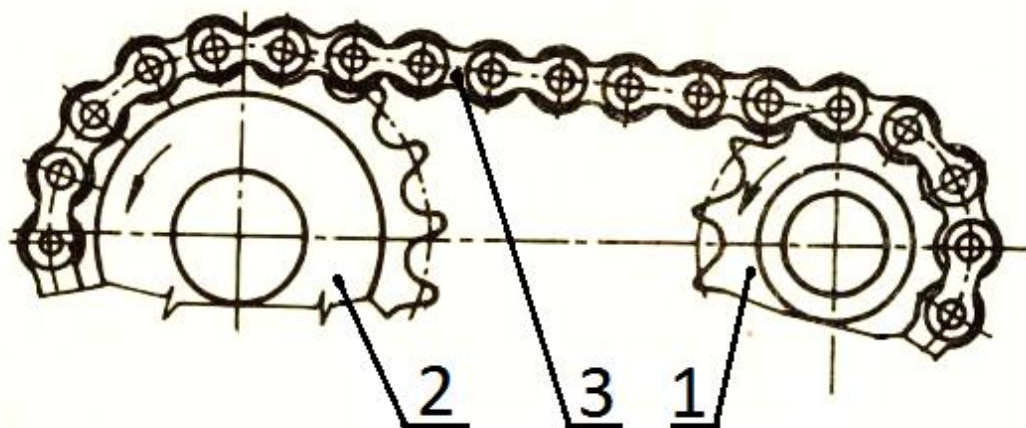
- 1) Nasimulování rozličných pracovních prostředí s různými parametry
 - prašnosti s různými druhy polétavých částic
 - teploty až do 200°C
 - vlhkosti
- 2) Simulace dynamického rázu, změna druhu-způsobu zatížení
- 3) Cyklické zatěžování musí probíhat v oblasti únavy
- 4) Simulace axiální a úhlové nepřesnosti při montáži řetězových kol
- 5) Průběžný monitoring provozních parametrů a parametrů charakterizujících stupeň opotřebení
 - otáček
 - výkonu
 - prodloužení řetězu
 - ztráta přenášeného výkonu
 - teploty
- 6) Možnost vizuálního sledování zkoušky během jejího průběhu
- 7) Rychlé přestavění převodu a výměna řetězu
- 8) Porovnávací zkouška dvou řetězů současně za stejných podmínek
- 9) Snadná manipulace se stolicí mezi zkušebnami a v provozu
 - požadavek mobility
 - přeprava automobilem skupiny B1
 - průjezd dveřmi šířky 80 cm
- 10) Testování řetězů od velikosti 05 až do velikosti 12 B
- 11) Připojitelnost do běžné sítě 400 VAC s jističem 16A
- 12) Ložiska budou navržena na životnost 30 000 hodin



3 Řetězový převod

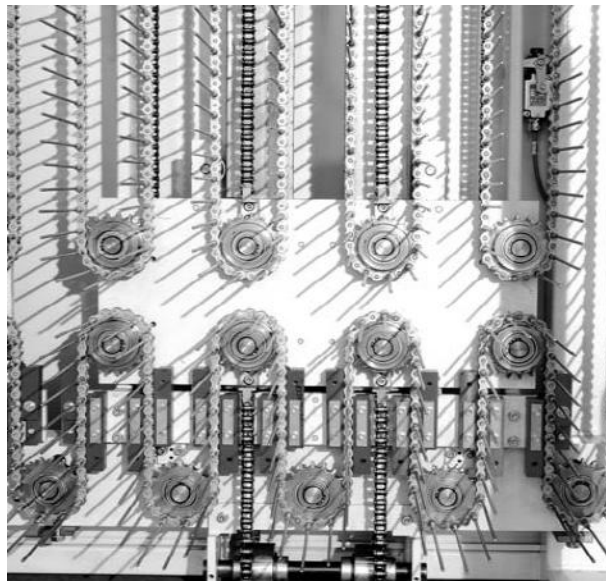
Řetězový převod slouží k přenosu výkonu nebo břemene mezi řetězovými koly za pomoci mezičlenu, který se nazývá řetěz. Přenos je realizován tvarovým stykem, čímž je zabráněno prokluzu. Osa řetězu nedosedá na kruhové řetězové kolo, ale na pravidelný n -úhelník, což způsobuje, že není převod plynulý. Pravidelně se mění, a tudíž je střední hodnota převodového poměru konstantní. Plynulost se odvíjí od počtu zubů, za plynulý převod se považuje převod při použití řetězových kol o 20 zubech a více. Řetězové převody kombinují vlastnosti řemenového převodu a převodu ozubenými koly. [6]

Jednoduchý řetězový převod je znázorněn na obr. 9. Převod se skládá ze dvou řetězových kol a řetězu (poz. č. 3). Pokud je převodový poměr roven jedné, jsou obě kola stejná. Při převodovém poměru různém od jedné se menší řetězové kolo (poz. č. 1) nazývá pastorek, pro větší řetězové kolo (poz. č. 2) je název rozeta. U řetězového převodu má být použit napínák, ten se používá hlavně u větších osových vzdáleností. V některých případech se může vynechat a dopínání probíhá pomocí zvětšení osové vzdálenosti, což se zajistí přestavěním řetězového kola.



Obr. 9.: Jednoduchý řetězový převod - upraveno z [7]

Složitý řetězový převod (obr. 10.) se skládá z velkého množství řetězových kol a dalších prvků, jako jsou různé typy napínáků, vedení a vodítek. Složitý řetězový převod slouží k rozdělení výkonu mezi více hřídelí nebo u řetězových dopravníků k přepravě nákladu do míst, která nejde propojit přímou tratí. Pomocí řetězových kol se vytyčí trať a výrobky jsou transportovány prostřednictvím řetězu.



Obr. 10.: Složitý řetězový převod - převzato z [8]

Výhody řetězového převodu:

- přenos krouticího momentu na dlouhé vzdálenosti
- přenos výkonu ve velkém rozsahu, od přenosu síly bez pohybu až po 1 000 kW
- použitelnost ve velkém rozsahu otáček, od nulových až po 5 000 ot.min⁻¹, u speciálních řetězů i více
- možnost pohánět jedním řetězem více rovnoběžných hřídelí
- možnost provozu bez předpětí
- vysoká účinnost (98 až 99 %) v běžném provozu 96 %
- malé nároky na prostor
- nízké nároky na údržbu
- použitelnost v širokém spektru teplot [6, 9, 10]

Nevýhody řetězového převodu:

- omezená obvodová rychlost (max. cca 25 m/s)
- použitelnost převodu pouze mezi rovnoběžnými hřídelemi
- nerovnoměrnost převodu, polygonový efekt (kolísání obvodové rychlosti)
- prodlužování řetězu, nutné dopínání
- velká závislost účinnosti a životnosti převodu na provozních podmínkách a údržbě [6, 9, 10]



Některé nevýhody se dají pomocí speciální konstrukce odstranit. Například pohyb řetězů do oblouku se řeší pomocí řetězů s bočním průhybem. Polygonový efekt se považuje za zanedbatelný při použití řetězových kol s větším počtem zubů než 20. Dynamika provozu přispívá také k jeho eliminaci. Pro většinu průmyslových aplikací není polygonový efekt rozhodující. K řešení této problematiky se přistupuje, je-li přímo ovlivněn pohyb přepravovaného materiálu nebo dochází k rozvibrování konstrukce. Prodlužování řetězu je možné vyřešit pomocí předeprnutí.

Nevýhody / výhody

Některé z dále uvedených vlastností řetězového převodu jsou v určitých případech výhodné, v jiných naopak nevýhodné:

- pevný převodový poměr
- bez prokluzu
- poměrně snadná montáž a demontáž

3.1 Řetězy

Řetězy lze dělit podle různých hledisek, mezi nejpoužívanější patří dělení podle konstrukce a její kinematiky.

1. Řetězy okové: řetězy s nepřesně definovanou kinematickou vazbou, u kterých není přesně definovaný pól pohybu
2. Řetězy kloubové: řetězy s přesně danou kinematickou vazbou – pól pohybu je přesně definovaný

3.1.1 Okové řetězy

Řetěz (obr. 11.) je složen z článků, které jsou většinou svařované. Články se vyrábějí ohýbáním drátu a po sestavení s navazujícími články následuje svaření. Články velkých řetězů jsou kované nebo se vyrábějí z oceli na odlitky. Ocel má mít pevnost 360 až 400 N.mm². Vyrábějí se jak nekalibrované, tak kalibrované. Norma ČSN 02 3221 udává hmotnost, hlavní rozměry a dovolená zatížení krátkoroztečových řetězů. Údaje o dlouhoroztečových řetězech jsou v normě ČSN 02 3222. Článekové řetězy se používají pro malé rychlosti, při motorickém pohonu do 0,2 m.s⁻¹ a při ručním pohonu do 1 m.s⁻¹. Své využití našly především v prašném prostředí, hrubém provozu a při vyšších teplotách. Nevýhodou tohoto druhu řetězu je



velká hmotnost, hlučnost a malá trvanlivost. Výhodou je, že hnací kladky mohou mít malý počet zubů (nejméně 5), a tedy malé průměry. Hlavní použití je pro zdvihání břemen a jako vazací řetězy. [9, 12]



Obr. 11.: Okový řetěz svařovaný - upraveno z [11]

3.1.2 Kloubové řetězy

Kloubové řetězy jsou sestaveny ze součástí, mezi kterými jsou přesně definované kinematické vazby a přesně známý rozsah pohybu jednotlivých součástí. Popis hlavních rozměrových parametrů kloubových řetězů bude proveden na příkladu pouzdrového řetězu.

Pouzdrový řetěz

Konstrukce pouzdrového řetězu (obr. 12.) se skládá z vnějších ocelových destiček, které jsou pevně spojeny čepem. Do vnitřních destiček jsou pevně nalisovaná pouzdra, která se volně otáčejí na čepěch, čímž se snižuje tlak mezi čepem a pouzdem a klesá i opotřebení. Pouzdrový řetěz je vhodný do trvalého provozu při obvodové rychlosti až 12 m.s^{-1} , při dobrém mazání až 20 m.s^{-1} .

Rozměrové parametry:

p – rozteč

d_3 – vnější průměr pouzdra

d_2 – průměr čepu

b_6 – šířka přes čepu

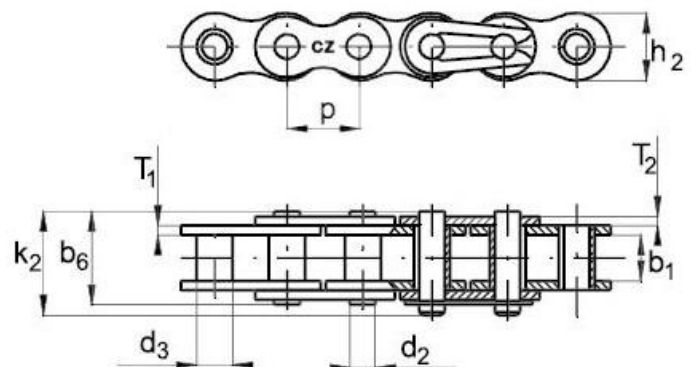
k_2 – šířka přes spojku

b_1 – vnitřní šířka

T_2 – tloušťka vnější destičky

T_1 – tloušťka vnitřní destičky

h_2 – výška destičky



Obr. 12.: Pouzdrový řetěz- převzato z [13]

Válečkový řetěz

Typickým představitelem a nejpoužívanějším zástupcem kloubových řetězů je válečkový řetěz. Konstrukce válečkového řetězu (obr. 13.) vychází z pouzdrového řetězu. Je téměř identická, pouze doplněná o váleček, který je navlečen na pouzdře. Volně nasunutý otočný váleček zajistí snížení tření a příznivě tlumí hluk při záběru kola do řetězu. Všechny součásti řetězu jsou vyráběny jak ve stanovených tolerovaných rozměrových mezích, tak i v materiálových. Dobře mazaný válečkový řetěz snese obvodovou rychlost až $25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Válečkový řetěz se vyrábí i jako víceřadý, kdy normalizované jsou jednořadé, dvouřadé a třířadé válečkové řetězy. Spojováním řetězů do řad se docílí zvětšení přenositelného zatížení řetězu. Počet řad nám určuje násobek přenositelného zatížení řetězu. Válečkové řetězy se značí velikostí a písmenem. Značení řetězů je normalizováno podle platné normy DIN 8187, písmeno označuje druh řetězu určený pro určitou oblast, písmeno B určuje použití v Evropě, písmena A, C určují použití především v Americe, Velké Británii a Japonsku. [6, 12, 14]



Obr. 13.: Válečkový řetěz - upraveno z [14]

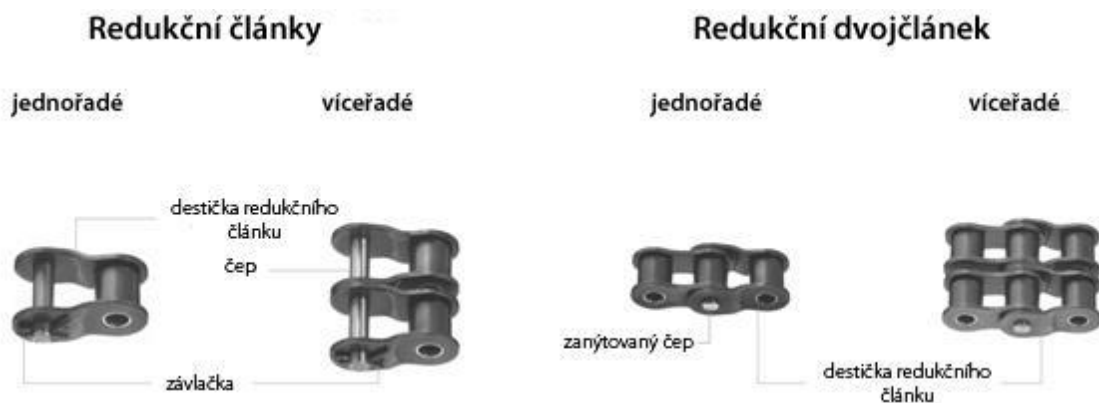
Válečkové řetězy se skládají z určitého množství vnějších a vnitřních článků. Při konstrukci řetězového převodu se doporučuje držet konstrukce se sudým počtem článků, protože spojovací článek je dimenzován na stejné zatížení jako řetěz. Některé řetězy se vyrábějí jako uzavřené, kde spojovací článek je standardní článek řetězu. Pokud jsme konstrukčními podmínkami nuceni použít lichý počet článků, doporučuje se použít redukční dvojčlánek, který dovoluje o 15 % větší zatížení oproti redukčnímu článku (viz dále). [14]

Podle velikosti řetězu se používají spojovací články s pružným pérkem, pro větší rozměry řetězů spojovací články se závlačkou a u pevnostních řetězů se používá spojovací článek s nýtovacím čepem (obr. 14.). [14]



Obr. 14.: Spojovací články - upraveno z [14]

Redukční článek (obr. 15.) se používá v případech, kdy chceme mít lichý počet článků. Skládá se z průchozího čepu se závlačkou a s dvěma destičkami s nalisovaným válečkem a pouzdem. Únavová pevnost je o 35 % menší, než je pevnost řetězu. Tento nedostatek se dá zmírnit použitím redukčního dvojčlátku (obr. 15.). Únavová pevnost je o 20 % menší než u řetězu. Redukční dvojčlánek je složen z vnitřního článku řetězu a redukčního článku spojeného snýtovaným čepem. [14]

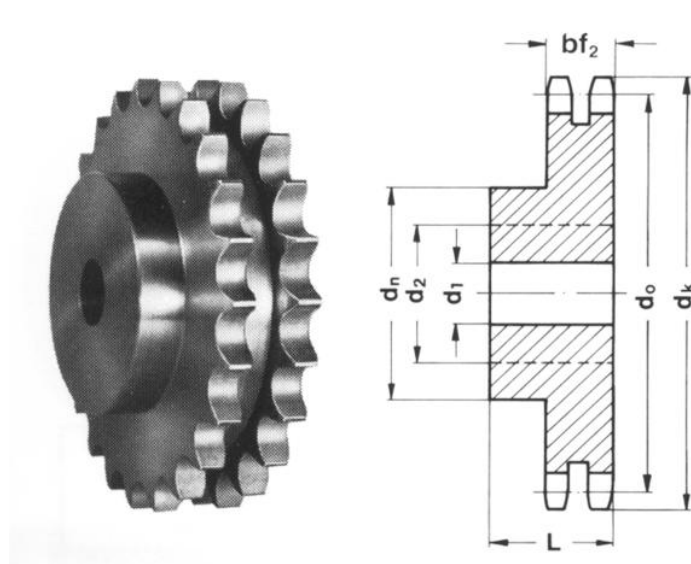


Obr. 15.: Redukční články - upraveno z [14]

Do kategorie kloubových řetězů patří také Ewartův řetěz, čepový řetěz, Gallův řetěz, zubový (Renoldův) řetěz, Lamelový řetěz, tažný (Fleyeruv) řetěz, kardanové řetězy a speciální tlačné řetězy. Podrobnější informace lze nalézt např. v [10, 12, 14, 17].

3.2 Řetězová kola pro válečkové řetězy

Řetězová kola (obr. 16.) mají na obvodu zuby, které zabírají do mezer mezi válečky řetězu. Což způsobuje vázaný pohyb řetězových kol bez ztráty obvodové rychlosti. Rozteče zubů na ozubeném kole jsou stejné jako rozteče válečků.



Obr. 16.: Dvouřadé řetězové kolo pro válečkový řetěz - upraveno z [15]

Správný profil zubu a zubové mezery je výsledkem dlouholetých zkušeností a studií pohybu řetězu na řetězovém kole při různých rychlostech. Hledáním optimálních tvarů zubového profilu a zubové mezery se zabývají odborníci už od



vynálezu prvního válečkového řetězu. Vhodně zvoleným tvarem zubového profilu a mezery zajistíme maximální využití řetězu a co nejdelší životnost celého řetězového převodu.

Bylo zjištěno, že řetězová kola pouze s evolventním ozubením mají krátkou trvanlivost, což je způsobeno krátkým záběrem válečku s řetězem. Váleček po celém boku neklouže a nelze se v tomto případě ani přizpůsobit vytažení řetězu. Evolventní ozubení je také příčinou kmitání řetězu ve volné větvi.

Dlouhodobým zkoušením byly zavedeny minimální a maximální rozměry profilu zubu a zubové mezery. Tyto parametry byly normalizovány. Řetězové kolo se musí vyrobit ve stejné přesnosti jako řetěz. Na obvod správně vyrobeného řetězového kola lze řetěz snadno opásat. Pokud se řetěz musí do zubových mezer zatlačit násilím, bude během provozu nadměrně namáhán a bude značně zkrácena jeho životnost. Řetězová kola nesmějí mít velké házení, což by způsobilo nepřesnost chodu a vibrace zařízení. Řetězová kola se vyrábějí v různých variantách, s oboustranným nábojem, jednostranným nábojem, ploché, jednořadé, víceřadé nebo se speciálními úpravami, jako dělené kolo, řetězové kolo s třecí spojkou a mnohé další. [9]

3.3 Materiály řetězů a řetězových kol

Součásti řetězů se vyrábějí z jakostní oceli. Každý prvek válečkového řetězu je vystaven jiným druhům zatížením a podle toho se i přizpůsobuje materiál, blíže bude uvedeno v kapitole 3.4. Kvalita použitých materiálů určuje kvalitu samotného řetězu. Druhy a jakosti použitých materiálů společně s tepelným zpracováním a hloubkou cementační vrstvy jsou know-how každého výrobce a nezveřejňují se. Po dlouhém zkoušení a vyhodnocování bylo zjištěno, že jsou nejvhodnější ty materiály, které mají vysokou otěruvzdornost, malé opotřebení a velkou houževnatost. [9]

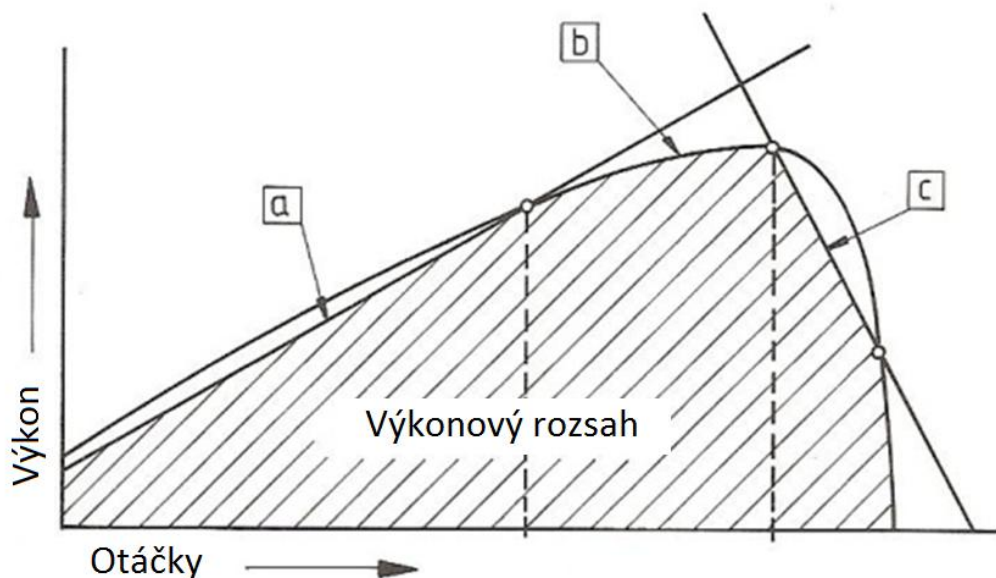
Nejčastěji používaný materiál pro výrobu řetězových kol je ocel 12 050 (C45) a zároveň nejméně vyhovující, při použití tohoto materiálu se boky zubů kalí, což bylo zavedeno čínskými výrobci. Problém kalených kol lpí v tom, že jde do kontaktu kalený váleček a kalená plocha řetězového kola místo plochy z otěruvzdorného materiálu. Váleček jde do záběru v rázu a při kontaktu kalené plochy na kalenou plochu dojde k prolomení kalené vrstvy na řetězovém kole a následnému rychlému



zničení geometrie kola. Další používané oceli jsou 12 020, 11 600 (E335), 11 700 (E360) a další. Kromě oceli se používá také šedá a tvárná litina. Tam, kde to namáhání dovolí, se může jako materiál pro výrobu řetězových kol zvolit plast a slitiny hliníku. Obecné pravidlo pro volbu materiálu říká: „Čím menší je řetězové kolo, tím tvrdší musí být materiál.“ U řetězového kola s malým počtem zubů dochází k častějšímu kontaktu mezi válečkem a řetězovým kolem, a tím i k většímu opotřebení. [14]

3.4 Zatížení válečkového řetězu při provozu

Na obr. 17. je znázorněna pracovní oblast řetězu, skládá se ze tří částí. V první oblasti označené pozicí *a* je rozhodující pevnost desek a čepů, jelikož zde dochází k přetěžování řetězu. Pozice *b* ukazuje na oblast, kde dochází k opotřebovávání řetězu a zde je rozhodující odolnost proti opotřebení. V oblasti *c* dochází k otlacení válečků a pouzder vlivem přetěžování, záleží zde především na pevnosti válečků a pouzder. [10]

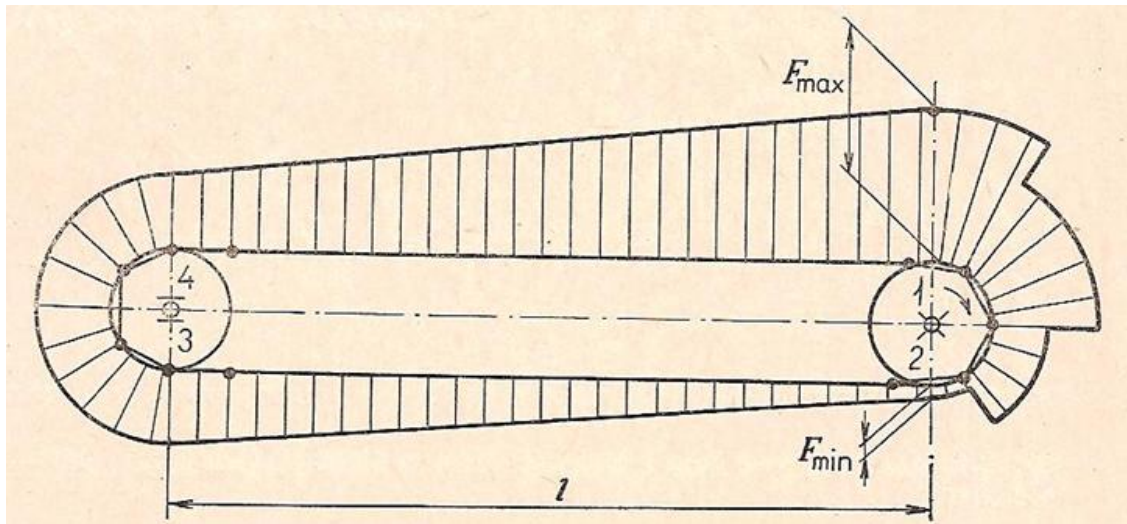


Obr. 17.: Životnost řetězu převzato z [10]

Na obr. 18. je znázorněno rozložení tahové síly v řetězu. Maximální velikost tahové síly F_{\max} je v místě náběhu na hnací řetězové kolo, nejmenší F_{\min} je naopak na hnacím řetězovém kole v místě sbíhání řetězu. Z průběhu rozložení tahové síly lze snadno určit umístění napínacího mechanismu řetězu. Ten by měl být umístěn

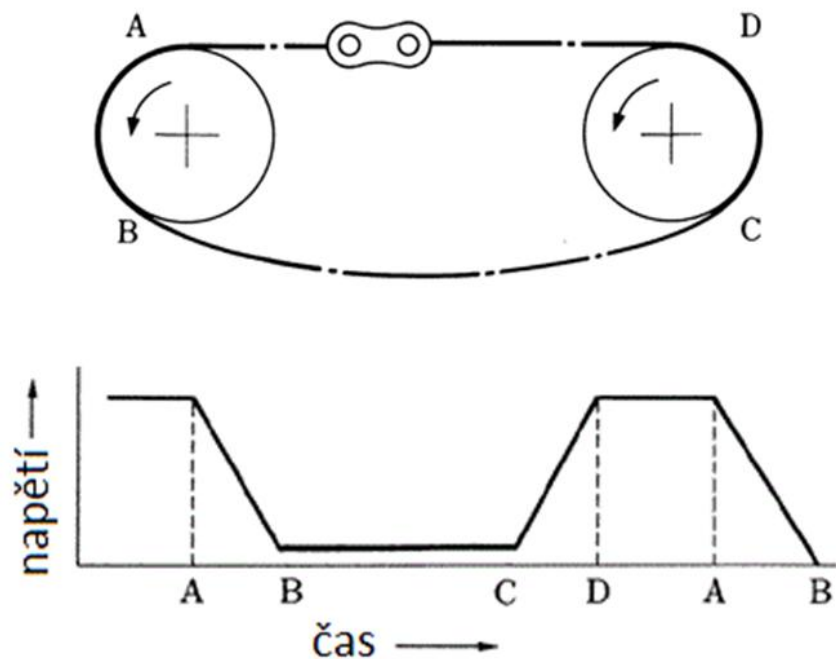


hned za hnacím řetězovým kolem, protože tam je nejmenší napětí v řetězu. Vlivem malého napětí v řetězu dochází ke zmenšování úhlu opásání řetězu, což je nežádoucí.



Obr. 18.: Rozložení velikosti tažné síly v řetězu - upraveno z [10]

Na obr. 19. je zobrazena závislost napětí v článku řetězu na čase při jednom pracovním cyklu. Z průběhu je zřejmé, že řetěz je namáhán tahovou silou, která se periodicky mění.

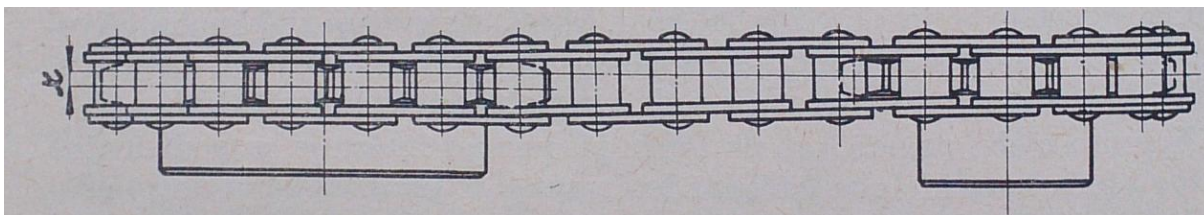


Obr. 19.: Závislost napětí v článku řetězu na čase - upraveno z [10]



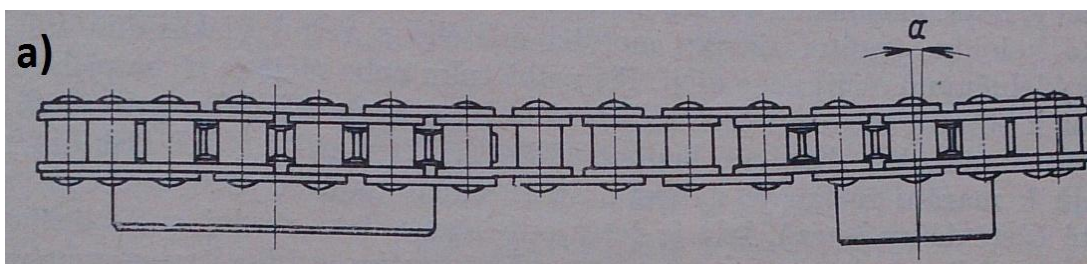
3.5 Montáž a údržba řetězového převodu s válečkovým řetězem

K dosažení co nejdelší životnosti přispívá velkým dílem správná montáž a mazání řetězu. Správná montáž musí zaručit rovnoběžnost os řetězových kol a nesmí dojít k jejich přesazení. Na obr. 20. je znázorněno přesazení kol, jehož velikost je označena χ . [9, 17]

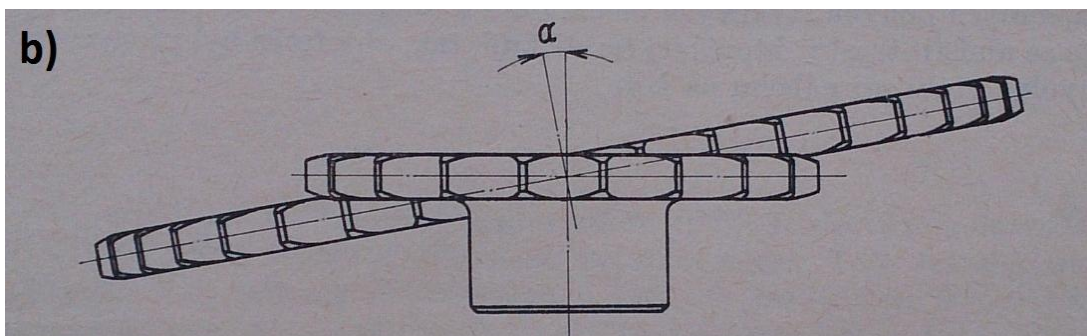


Obr. 20.: Přesazení řetězových kol - upraveno z [9]

Na obr. 21. je zobrazeno chybné (šikmé) uložení řetězového kola a na obr. 22. jsou vyobrazeny chybně uložená (zkřížená) řetězová kola. Tyto chyby mohou být způsobeny nesprávným uložením os nebo špatně vyrobeným nábojem v kole. Pokud je příčinou špatně vyrobený náboj, kolo by se nemělo v konstrukci použít. [9, 17]



Obr. 21.: Chybně uložená (šikmo) řetězová kola - převzato z [9]



Obr. 22.: Chybně uložená (zkřížená) řetězová kola - převzato z [9]

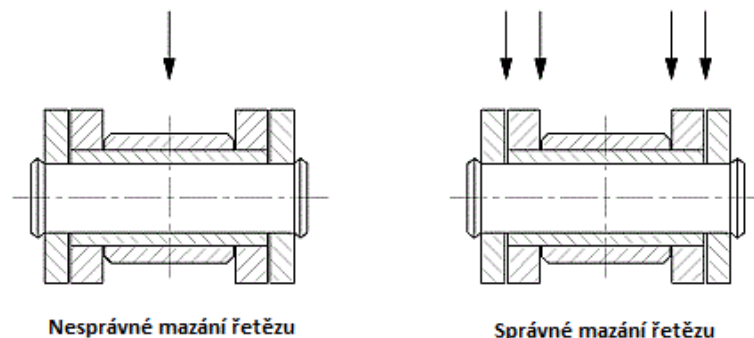
Po diskuzi se zadavatelem bylo určeno, že na zkušební stolici půjde nasimulovat přesazení kol a chybné uložení (šikmé) řetězového kola na jedné ose.

Velmi důležitým předpokladem k dosažení maximální životnosti řetězového převodu je jeho správné mazání. Při nabíhání řetězu na řetězové kolo a při jeho



sbíhání, řetěz pracuje jako řada malých kluzných ložisek s různými tlaky a rychlostmi při neměnném smyslu otáčení. Tyto tlaky a rychlosti je potřeba udržet v co nejnižších mezích. Pro snížení kluzných rychlostí se volí větší průměry řetězových kol, pokud to nelze z prostorových důvodů, může se snížení realizovat použitím víceřadého řetězu. Kluzné části řetězu jsou válečky, pouzdra a čepy. Všechny tyto části jsou zpravidla kaleny, a proto by neměly ani krátký čas pracovat bez mazání.

Při volbě vhodného mazání je důležité přihlížet k obvodové rychlosti řetězu. Čím větší je obvodová rychlost řetězu, tím musí být účinnější mazání. Při nízkých rychlostech do $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ lze použít ruční mazání nebo mechanického kapání. Do rychlosti $7,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ se doporučuje intenzivnější mechanické mazání nebo mazání olejovou lázní, do $12 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je vhodné řetěz mazat proudem oleje a nad $12 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ olejovou mlhou. Velmi důležité je, aby se mazivo dostalo mezi všechny kluzné plochy. Na obr. 23. je znázorněno správné a nesprávné mazání řetězu. Šipky označují místa mazání.



Obr. 23.: Nesprávné a správné mazání řetězu - upraveno z [9]

Mazání musí být vždy voleno s ohledem na pracovní prostředí a druh použitého řetězu. Bližší informace k mazání řetězů lze zjistit od výrobců mazadel a výrobců řetězů.

3.6 Zkušebnictví válečkových řetězů

Problematika zkušebnictví válečkových řetězů není v běžně dostupné literatuře uvedena. Firmy vyrábějící řetězy považují metody zkoušení za svoje know – how, protože se ve velké míře podílí na úspěšnosti produktu na trhu. Níže je nastíněno obecné rozdělení zkoušek řetězů.



Základní dělení zkoušek

Statické zkoušky - zkouška pevnosti při přetržení – zkouší se statická pevnost
- zkouška svlečení desek při bočním ohybu

Dynamické zkoušky – zkouší se životnost řetězů a jeho komponent, na obr. 24. a) je vysokofrekvenční pulsátor a na b) upínací přípravek.



Obr. 24.: a) Vysokofrekvenční pulsátor, b) Upínací přípravek - upraveno z [32]



4 Konstrukce testovací stolice

Testovací stolice bude řešena jako mobilní zařízení přepravitelné v automobilech skupiny B1. Testovací zařízení musí projet dveřmi o šířce 80 cm a být napájeno z běžně dostupné sítě 400 VAC. Testovací stolice se bude skládat ze zkušebního boxu pro nasimulování různých pracovních prostředí (viz kap. 1.2), nosného rámu s prvky pohonu a dalšího příslušenství.

4.1 Definice zkoušky

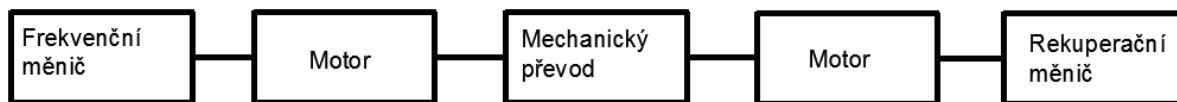
Zkouška musí splňovat podmínky stanovené v kap. 2. Na obr. 17. v kap. 3.4 je znázorněn průběh životnosti řetězu. Požadavkem je, aby zkouška probíhala v oblasti *b*. Testováním má být docíleno opotřebením součástí řetězů ve zkráceném časovém intervalu než by došlo za provozu. Při testování se nesmí vstoupit do oblasti *c*. Při zkoušce, bude monitorován přenesený výkon, otáčky řetězu, vlastnosti pracovního prostředí, kam řadíme teplotu, prašnost, vlhkost a snímat se bude také teplota řetězu. Po skončení zkoušky se porovná opotřebením zkoušených řetězů a řetězových kol. [10]

4.2 Konstrukční omezení

Testovací stolice musí být snadno manipulovatelná v prostorech zkušebny a v prostorech provozů, kde se bude provádět zkoušení řetězu. S tím souvisí i požadavek přepravování automobilem skupiny B1 (kap. 2). S ohledem na uvedené požadavky rozměrové a hmotnostní byla stanovena limitní velikost pohonné a rekuperační jednotky. Jako pohonnou a rekuperační jednotku byl zvolen třífázový asynchronní motor. Asynchronní motor společně s frekvenčním měničem umožňuje snadnou regulaci otáček a možnost nasimulování dynamického rázu. Jelikož se jedná o zkušební zařízení, na kterém bude probíhat zkouška v časovém horizontu několika dní, je důležitá co největší energetická účinnost a nejmenší ztráty. To se zajistí pomocí rekuperačního měniče. Výběr byl proveden z běžně dostupné řady asynchronních třífázových motorů Siemens. Za rozměrově a hmotnostně limitní pohonnou a rekuperační jednotku byl určen motor 1LE1001-1BA62-2A o výkonu 5,5 kW. [20]

4.3 Uvažované varianty

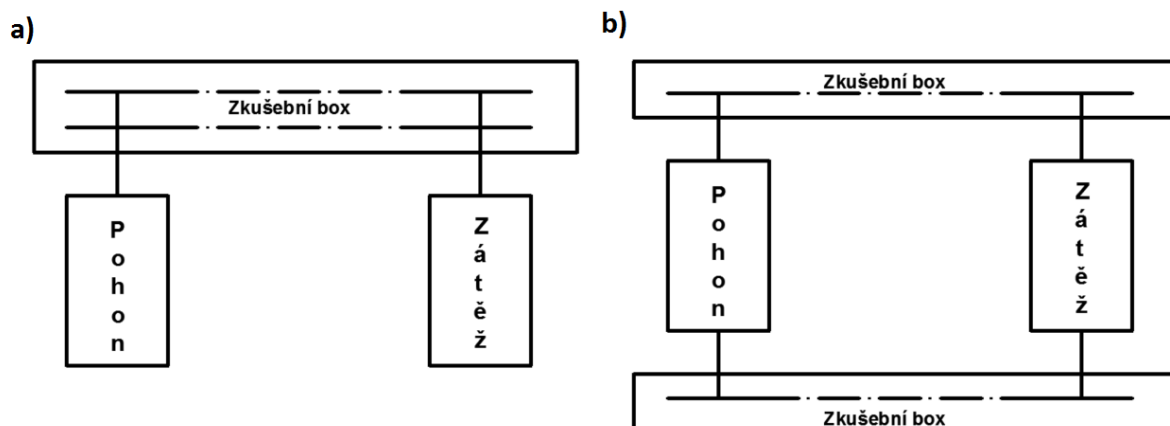
Všechny uvažované varianty mají s ohledem na podmínky v zadání stejné výchozí schéma (obr. 25.).



Obr. 25.: Blokové schéma pohonu testovací stolice

Schéma se skládá z asynchronního třífázového motoru a frekvenčního měniče, který slouží k regulaci otáček a výkonu. Asynchronní motor s frekvenčním měničem zajistí pohon hnacího řetězového kola. Na hnaném řetězovém kole je připojen třífázový asynchronní motor s rekuperačním měničem. Motor zde slouží jako zátěž a rekuperační měnič rekuperuje přenesenou energii zpět do pohonného motoru. Tím je snížena energetická spotřeba stroje. Rekuperačním měničem se rovněž dá simulovat dynamický ráz, protože měnič dokáže v řádu setin sekundy odpojit a znovu připojit motor sloužící jako zátěž. Celá elektrická smyčka je řízena programovatelným průmyslovým počítačem.

Protože je požadováno zkoušení dvou řetězů současně za stejných podmínek, přicházejí v úvahu dvě varianty, znázorněné na obr. 26.: za a) použití pouze jednoho boxu pro oba řetězy nebo za b) použít pro každý řetěz zkušební box. Niže je tab. 1. a tab. 2., kde jsou uvedeny výhody a nevýhody těchto variant.



Obr.: 26.: Schéma zkušebního stroje



Tab. 1.: Výhody a nevýhody pro konstrukci s jedním boxem

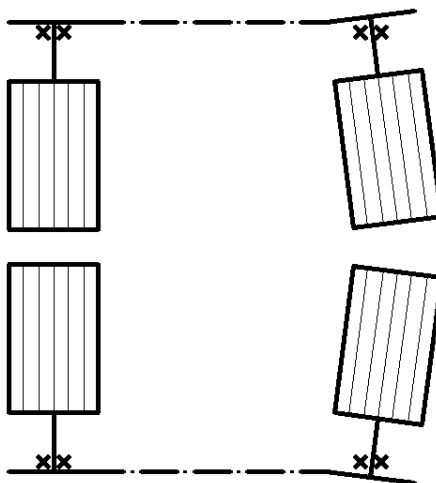
Výhody	Nevýhody
Zaručeně stejné testovací podmínky	Složitější konstrukce dopínání řetězů
Menší zástavbové rozměry	Více namáhané některé strojní součásti
Rychlejší nastavení testovacího stroje	
Snazší údržba	
Nižší pořizovací cena a náklady na údržbu	

Tab. 2.: Výhody a nevýhody pro konstrukci s dvěma boxy

Výhody	Nevýhody
Jednodušší konstrukce dopínání řetězů	Nelze zaručit 100% stejné test. podmínky
Méně namáhané některé strojní součásti	Větší zástavbové rozměry
	Vyšší náklady na pořízení a údržbu
	Náročnější údržba

Po diskuzi se zadavatelem byly zpracovány schematické návrhy jak pro jeden box, tak pro dva. Návrhy jsou zpracovány tak, že splňují všechny body zadání.

Na obr. 27. je uspořádání pohonu pro dva zkušební boxy. Výhody a nevýhody jsou popsány v tab. 3. níže.



Obr. 27.: Uspořádání pohonu se čtyřmi motory

Tab. 3.: Výhody a nevýhody pro konstrukci se čtyřmi motory a dvěma boxy

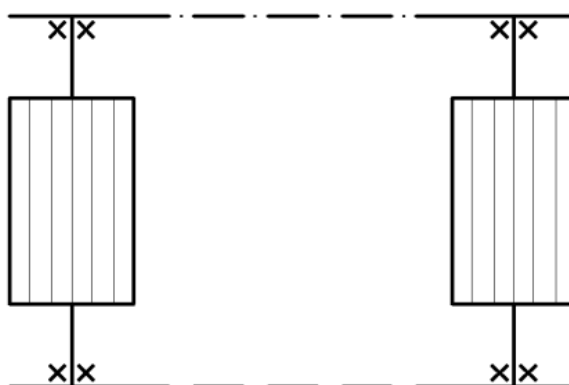
Výhody	Nevýhody
Použití menších motorů	Větší nároky na zástavbový prostor
	Složitě řízení čtyř motorů
	Větší počet elektrických součástí
	Vyšší pořizovací náklady



Na obr. 28. je uspořádání pohonu pro dva zkušební boxy s použitím pouze dvou motorů. Motory mají výstupní hřídel na obou stranách.

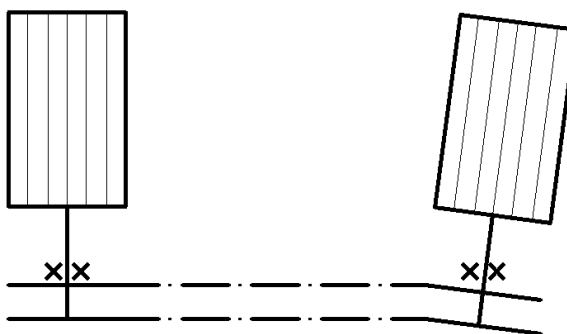
Tab. 4.: Výhody a nevýhody pro konstrukci se čtyřmi motory a dvěma boxy

Výhody	Nevýhody
Použití menšího počtu elek. součástí	Nejsou zaručeny totožné testovací podmínky
Snížení pořizovacích nákladů	Větší nároky na údržbu
Jednodušší řízení dvou motorů	



Obr. 28.: Uspořádání konstrukce s dvěma boxy a dvěma motory

Na obr. 29. je návrh konstrukce pro jeden box při použití dvou motorů.



Obr. 29.: Uspořádání pohonu s motory s výstupní hřídelí pouze na jedné straně

Tab. 5.: Výhody a nevýhody pro konstrukci se dvěma motory a jedním boxem.

Výhody	Nevýhody
Malé zástavbové rozměry	Použití větších motorů
Použití menšího počtu elektrických součástí	
Snížení pořizovacích nákladů	
Jednodušší řízení dvou motorů	



Vícekritériální rozhodnutí

Pro volbu varianty k rozpracování bylo použito vícekritériální rozhodování. Nejprve byla stanovena hodnotící kritéria. Váha bude volena od jedné do pěti. Váhu přiřadí autor a zadavatel. Autor má označení expert 1 a zadavatel expert 2. Váha od experta 2 je ještě o 30 % větší než má expert 1. Zvolené váhy se sečtou a vydělí dvěma, čímž se získá výsledná váha hodnotícího kritéria.

Tab. 6.: Hodnotící kritéria

Kritéria	Váha - expert 1	Váha - expert 2	Výsledná váha
Hmotnost a rozměry K1	3	4	4,1
Energetická náročnost K2	4	3	3,95
Spolehlivost K3	5	5	5,75
Nároky na údržbu K4	2	5	4,25
Cena K5	3	2	2,8

Pomocí zvolených hodnotících kritérií bude vybrána varianta k rozpracování. Konstrukce s dvěma boxy a čtyřmi motory je označena V1, konstrukce s dvěma boxy a dvěma motory je označena V2 a konstrukce s dvěma motory a jedním boxem má označení V3. Váhy budou přiřazovány stejně jakou u hodnotících kritérií.

Tab. 7.: Hodnocení jednotlivých variant expert 1

Varianta	K1	K2	K3	K4	K5	Celková váha
V1	2 x 4,1	3 x 3,95	4 x 5,75	2 x 4,25	1 x 2,8	54,35
V2	2 x 4,1	4 x 3,95	2 x 5,75	1 x 4,25	2 x 2,8	45,35
V3	4 x 4,1	4 x 3,95	3 x 5,75	3 x 4,25	3 x 2,8	58,61

Tab. 8.: Hodnocení jednotlivých variant expert 2

Varianta	K1	K2	K3	K4	K5	Celková váha
V1	2 x 4,1	2x 3,95	4 x 5,75	1 x 4,25	2 x 2,8	48,95
V2	1x 4,1	3 x 3,95	2 x 5,75	2 x 4,25	3 x 2,8	44,35
V3	3x 4,1	4 x 3,95	3x 5,75	3x 4,25	3 x 2,8	66,5

Tab. 9.: Konečné hodnocení

Varianta	Expert 1	Expert 2	Celková váha
V1	54,35	48,95 x 1,3	117,985
V2	45,35	44,35 x 1,3	103,005
V3	58,61	66,5 x 1,3	145,06

K dalšímu rozpracování byla zvolena podle vícekritériálního rozhodnutí varianta V3.



4.4 Rozsah testovacích otáček a výkonu

Dovolené zatížení převodových řetězů se dle platné normy ČSN 01 4809 určuje podle opotřebení v člancích řetězu a na něm závislého vytažení řetězu. V běžných průmyslových aplikacích nemá vytažení u válečkového řetězu přesáhnout hodnotu 2 % [19] za časový interval 10 000 hodin [19], u rychloběžných řetězů je dovoleno jen prodloužení o 1 %. Při prodloužení o 2 % dle ČSN 01 4809 není ještě ovlivněna kvalita záběru řetězu s ozubeným kolem. Protože chceme na zkušební stolici nasimulovat zrychlené opotřebení a mnohonásobně zkrátit dobu, za kterou dojde k vytažení řetězu, musíme řetěz vystavit většímu zatížení, než které dovoluje návrhová norma. Navýšení zatížení nemůže být libovolné, jako hranice byl zvolen dovolený měrný tlak v kloubech řetězu. Z normy ČSN 01 4809 byly použity hodnoty směrného dovoleného tlaku v kloubu. Klouby řetězu jsou oblastí, kde se jako první projevuje opotřebení cyklickým zatěžováním. Návrh bude proveden pro dva řetězy na okrajích rozsahu velikostí, pro které je stolice určena. Horní hranici testování uzavírá řetěz 12B a spodní řetěz 05B. Výchozí výpočet bude proveden pro řetěz 12B, protože vyšší zatížení nebude stolicí generováno. Výpočtem pro řetěz 05B stanovím potřebné regulační rozsahy otáček a výkonu stolice.

4.5 Výpočet pro řetěz 12 B

Navrhnutý schematický model zkušební stolice umožňuje nastavovat otáčky a výkon. Při návrhu testovacích parametrů se zvolí konstantní výkon a dopočítá rozsah otáček vhodný pro provádění zkoušky. Výpočet vysvětlím na řetězu 12 B.

Pro co nejkratší průběh zkoušky se nastaví, co největší přípustný výkon viz odstavec výše v kombinaci s nepříznivým pracovním prostředím. Proto je výpočet přenášeného výkonu proveden pro řetěz při nastavení nejvyšších přípustných otáček pro nemazané prostředí podle normy ČSN 01 4809, při převodovém poměru jedna a počtu zubů 15. Počet zubů je záměrně volen co nejmenší, protože při malém počtu zubů dochází k častějšímu záběru a zrychluje se opotřebení. Z tohoto důvodu je také zvolen převodový poměr roven jedné.

Hodnoty potřebných vstupních veličin jsou odečteny z ČSN 01 4809 pro zvolený provozní stav převodu a jejich přehled přináší tab. 10.



Tab. 10.: Tabulka činitelů

Název	Značka	Hodnota
Činitel mazání	μ	0,15
Činitel provedení řetězu	φ	1
Činitel výkonu	χ	0,53
Činitel rázů	Y	2

Bližší informace jsou k dispozici v normě ČSN 01 4809 nebo v literatuře [16].

Použité veličiny:

$P_D [W]$ – diagramový výkon, který přenáší řetěz a v kterém jsou zahrnuty vlivy pracovního prostředí a zatěžování

$P [W]$ – skutečný přenášený výkon od hnacího elektromotoru

Zvolíme nejvyšší obvodovou rychlost doporučenou pro nemazané prostředí, jejíž velikost je $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Dopočítáme podle rozměru ozubeného kola otáčky, které jsou $833,8 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$. Z diagramu (Příloha č.1) odečteme výpočtový výkon, ze kterého vypočítáme skutečný přenášený výkon, který dokáže řetěz za zvolených podmínek přenést, při zachování životnosti 10 000 hodin.

$$P_D = 7\,500 \text{ W}$$

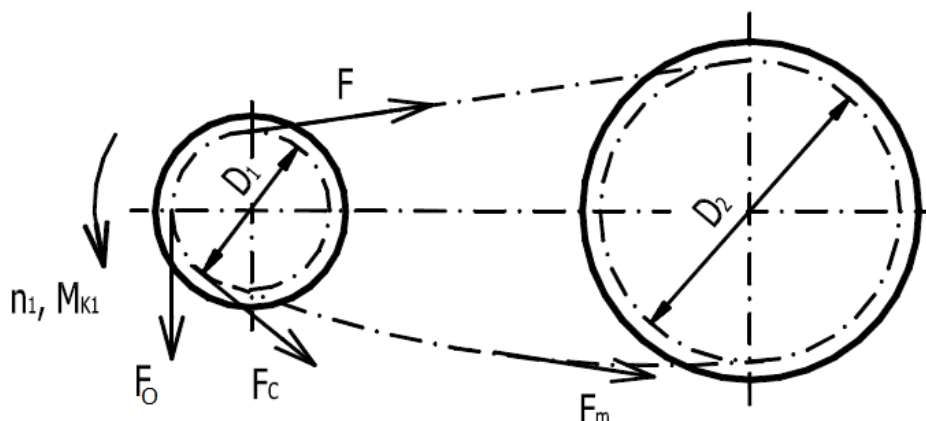
Výpočet skutečného přenášeného výkonu P :

$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} \Rightarrow P = P_D \cdot \chi \cdot \mu \cdot \varphi = 7\,000 \text{ W} \cdot 0,53 \cdot 0,15 \cdot 1 = \underline{\underline{596,25 \text{ W}}} \quad (1)$$

Výpočtem bylo zjištěno, že k prodloužení řetězu o 2 % dojde po 10 000 hodinách při přenášení výkonu 596,25 W. Protože musí být zkouška urychlena, navýší se přenášený výkon nebo otáčky, popřípadě otáčky i výkon. Při zkoušce se bude přenášet jedním řetěz konstantní výkon 2,75 kW, který byl zvolen v kap. 5.2.

Výpočet tahu v řetězu

Na obr. 30. jsou znázorněny síly působící na řetěz. Tahová síla F v řetězu je v rovnováze se třemi silami: s obvodovou silou F_O , tahovou složkou F_C od odstředivé síly a tahovou složkou vzniklou z tíhy volné větve F_m .



Obr. 30.: Síly působící na řetěz - upraveno z [16]

Výpočet obvodové síly F_o

Obvodová síla je závislá na přenášeném výkonu P a obvodové rychlosti v . Obvodová rychlost je funkcí otáček n a roztečné kružnice řetězového kola D_{t1} . Pro zvolený přenášený výkon 2,75 kW byl vypočítán měrný tlak při hodnotě otáček 0 až 5 500 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a vnesen do grafu a porovnán s dovoleným měrným tlakem. V oblastech, kde bude hodnota vypočteného měrného tlaku menší než dovolený měrný tlak, může zkouška probíhat. V příkladu výpočtu byly použity otáčky $n = 2\,000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

$$F_o = \frac{P}{v} = \frac{2\,750}{9,6} = \underline{\underline{286,46 \text{ N}}} \quad (2)$$

Výpočet obvodové rychlosti

$$v = \frac{\pi \cdot D_{t1} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,09163 \cdot 2000}{60} = \underline{\underline{9,6 \text{ m/s}}} \quad (3)$$

$D_{t1} = 0,09163 \text{ m}$ - průměr roztečné kružnice řetězového kola

$n = 2\,000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ - otáčky řetězového kola

Velikost obvodové síly F_o při zvolených parametrech je 286,46 N.

Výpočet tahové složky F_c od odstředivé síly

Tahová složka od odstředivé síly je závislá na hmotnosti řetězu a na kvadrátu obvodové rychlosti.

$$F_c = l \cdot m_1 \cdot v^2 = 1,6764 \cdot 1,25 \cdot 9,6^2 = \underline{\underline{193,12 \text{ N}}} \quad (4)$$

$l = 1,6764 \text{ m}$ (88 článků) – délka řetězu



$m_1 = 1,25 \text{ kg}$ – hmotnost 1 m délky řetězu

Velikost tahové složky od odstředivé síly při zadaných parametrech vyšla 193,12 N.

Výpočet tahové složky F_m od tíhy volné dolní větve řetězu

Tahová složka od tíhy volné větve řetězu způsobuje průhyb řetězu. Zjednodušeně sílu určíme pomocí vztahu [14]:

$$F_m \cong \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{1,25 \cdot 0,7^2}{8 \cdot 0,007} \cdot 9,81 \cong \underline{\underline{107,3 \text{ N}}} \quad (5)$$

$A = 700 \text{ mm}$ - je osová vzdálenost řetězových kol

$h [m]$ – předpokládaná přijatelná velikost průhybu řetězu

$$h = 0,01 \cdot A = 0,01 \cdot 0,7 = \underline{\underline{0,007 \text{ m}}} \quad (6)$$

Výpočet výsledného tahu v řetězu F

$$F = F_o + F_C + F_m = 286,46 + 193,12 + 107,3 = \underline{\underline{586,88 \text{ N}}} \quad (7)$$

Velikost výsledného tahu v řetězu při zadaných parametrech je 586,88 N.

Kontrola měrného tlaku v kloubech

Skutečný měrný tlak v kloubech řetězu musí být menší než dovolený měrný tlak, aby bylo zajištěno, že se při zkoušce budeme pohybovat v oblasti únavy.

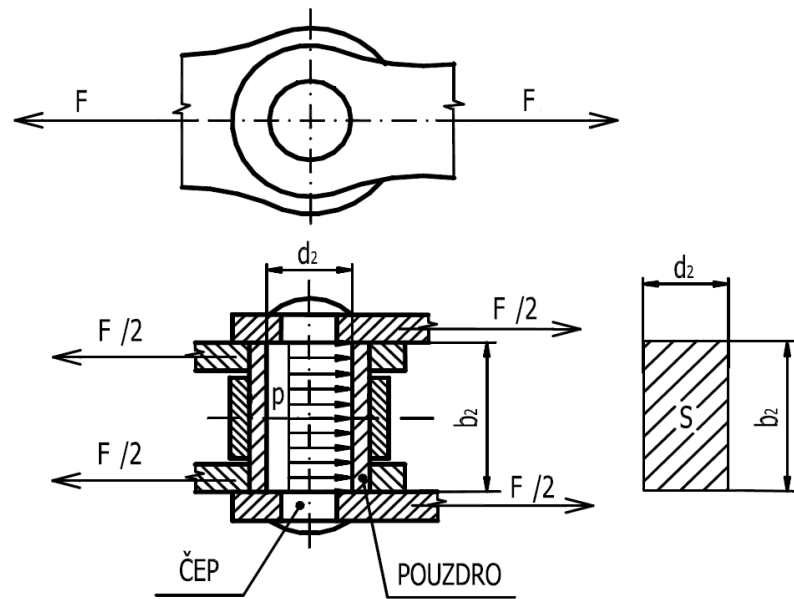
$$p_v \leq p_D \quad (8)$$

$p_v [N.mm^{-2}]$ – skutečný měrný tlak v kloubech

$p_D [N.mm^{-2}]$ – dovolený měrný tlak v kloubech

Výpočet skutečného měrného tlaku p_v

Velikost skutečného měrného tlaku získáme z tahu v řetězu F a plochy S namáhané na otláčení, namáhání je znázorněno na obr. 31.



Obr. 31.: Měrný tlak v kloubu pouzdrového řetězu - upraveno z [16]

$$p_v = \frac{F}{S} = \frac{745,18}{89,35} = \underline{\underline{6,57 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}} \quad (9)$$

S [mm^2] – plocha namáhaná otláčením

Výpočet plochy S

$$S = b_2 \cdot d_2 = 15,62 \cdot 5,72 = \underline{\underline{89,35 \text{ mm}^2}} \quad (10)$$

$d_2 = 5,72 \text{ mm}$ – průměr čepu

$b_2 = 15,62 \text{ mm}$ – šířka vnitřního článku

Výpočet dovoleného tlaku p_D

$$p_D = p \cdot \lambda = 9,12 \cdot 0,83 = \underline{\underline{7,57 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}} \quad (11)$$

p – směrný tlak v kloubech byl zvolen dle normy ČSN 01 4809 z tabulky podle obvodové rychlosti a počtu zubů, pro $v = 9,6 \text{ m/s}$ byla zvolena dle tabulky nejbližší vyšší hodnota $9,12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

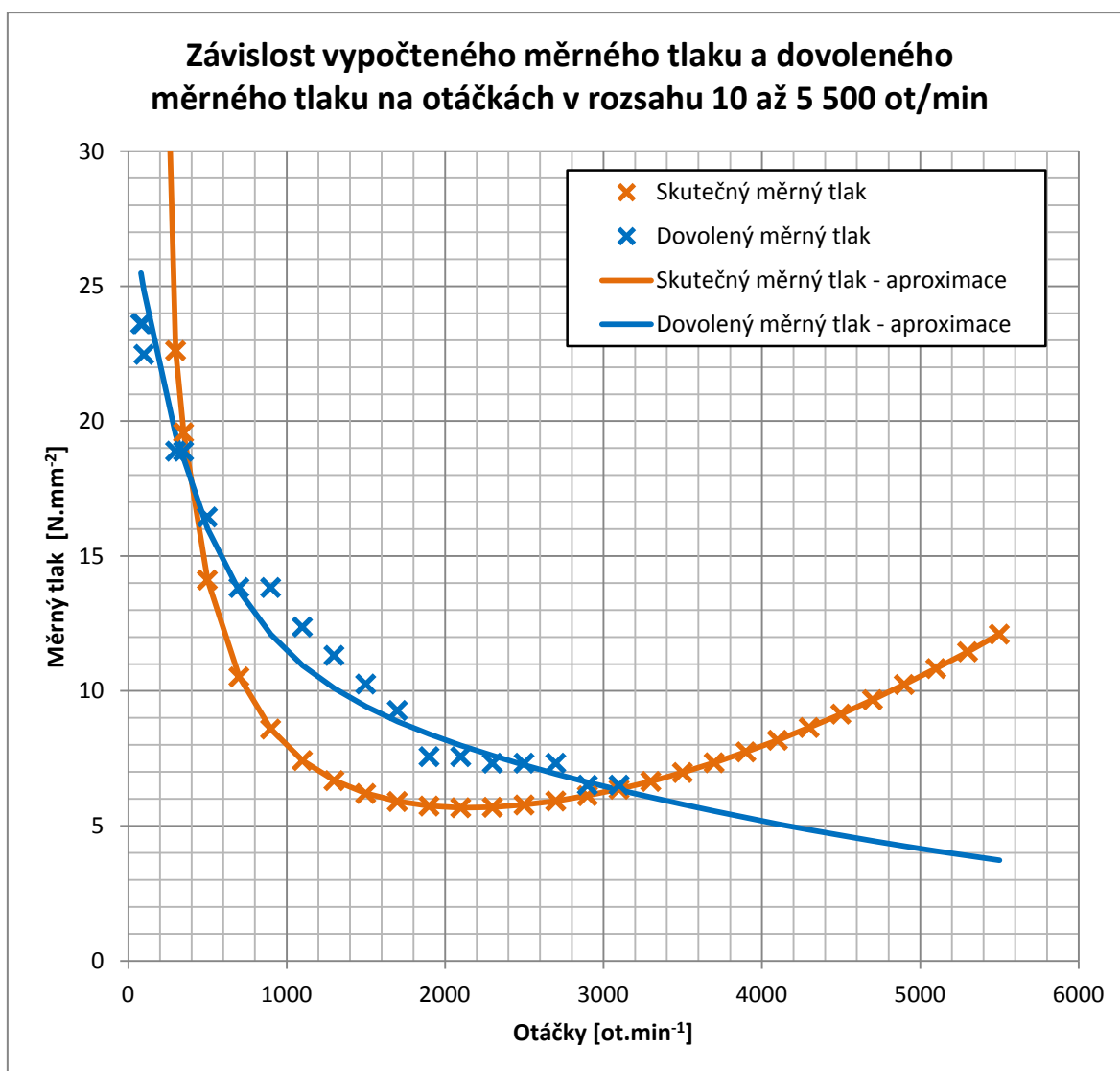
λ - činitel tření, volíme dle příručky [16] z tabulky podle rozteče a převodového poměru. Pro náš případ platí $\lambda = 0,83$.

Kontrolou měrného tlaku bylo zjištěno, že se skutečný měrný tlak nachází pod dovoleným měrným tlakem a lze za těchto podmínek provádět zkoušku řetězu 12 B.



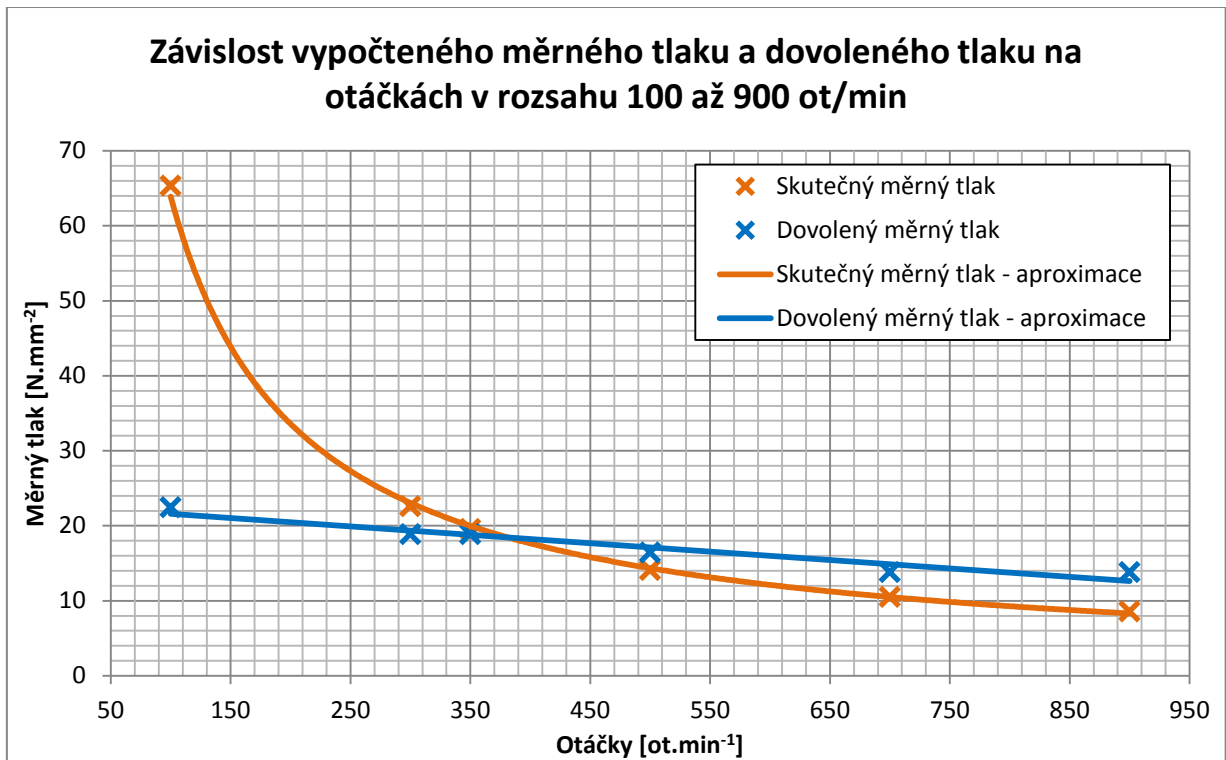
Podle předchozího postupu vytvořím v programu Excel výpočet pro rozsah otáček 10 až 5500 ot/min. Pro rozsah 10 až 100 ot.min⁻¹ provedu výpočet pro každou desátou hodnotu (10, 20, 30, 40, ...). Pro rozsah 100 až 5500 ot.min⁻¹ provedu výpočet pro každou dvoustou hodnotu (300, 500, 700, ...).

Z vypočtených hodnot byl sestaven následující graf 1.:



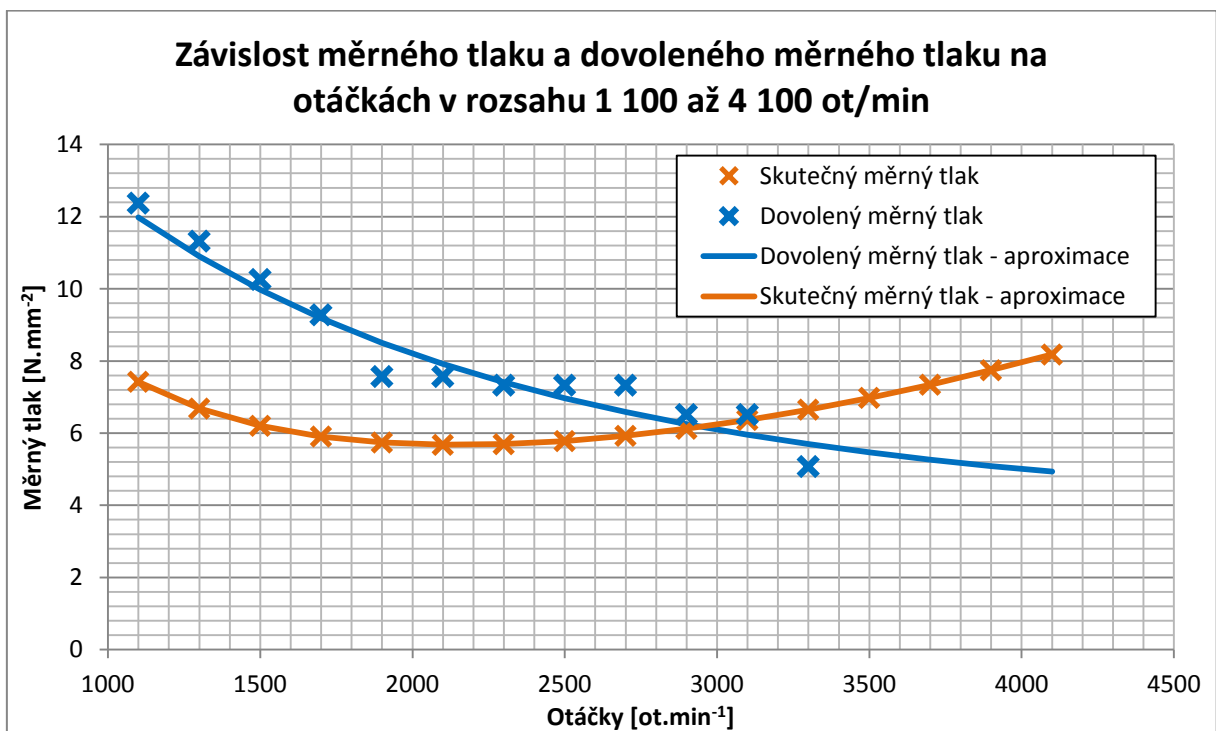
Graf 1.: Závislost vypočteného a dovoleného měrného tlaku na otáčkách

Vypočtené body byly proloženy funkcemi, které byly zjištěny za pomoci funkce Řešitel. Výpočtem byly zjištěny body průniků, ve kterých se protínají aproximované křivky skutečného měrného tlaku a dovoleného tlaku. Mezi těmito body dochází k únavovému opotřebení. Na grafu 2. a 3. jsou zobrazeny průřezy aproximace skutečného a dovoleného měrného tlaku v rozsahu 100 až 900 ot.min⁻¹ a 1 100 až 4 100 ot.min⁻¹.



Graf 2.: Výřez oblasti 100 až 900 ot.min⁻¹ z grafu 1.

Z grafu 2. je patrná první hraniční hodnota otáček, od kterých se nacházíme v oblasti únavového namáhání. Po zaokrouhlení je hodnota hraničního bodu 365 ot.min⁻¹, což jde i vizuálně zkontrolovat odečtením z grafu.

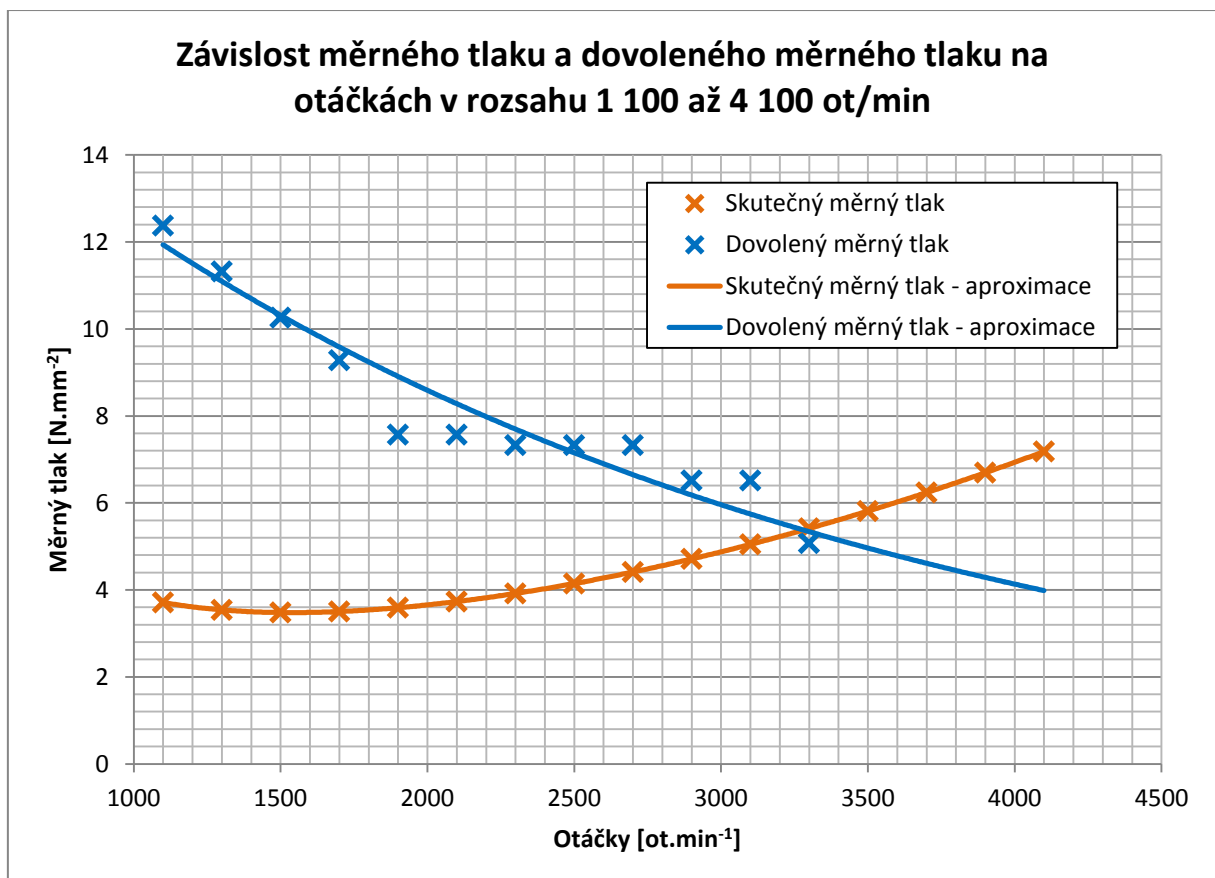


Graf 3.: Výřez oblasti 1 100 až 4 100 ot.min⁻¹ z Grafu 1



Z grafu 3 je patrná druhá hraniční hodnota otáček, do které se nacházíme v oblasti únavového namáhání. Po zaokrouhlení je hodnota hraničního bodu $2\,950 \text{ ot.min}^{-1}$, což jde i vizuálně zkontrolovat odečtením z grafu.

Při testování řetězového převodu s převodovým poměrem $u = 1$, složeného z řetězu 12 B a řetězových kol o počtu zubů $z = 15$ a konstantním výkonu $2\,750 \text{ W}$ jsem určil oblast zkoušení od 365 po $2\,950 \text{ ot.min}^{-1}$. Vzhledem k velkému počtu volených koeficientů byl po diskusi se zadavatelem práce stanovený prostor zúžen o 200 ot.min^{-1} od každé hranice pro zajištění vyšší spolehlivosti, že řetěz bude testován v oblasti, kde nedochází k překročení dovolených měrných tlaků. Výsledná zkušební oblast se nachází v intervalu od 565 ot.min^{-1} až $2\,950 \text{ ot.min}^{-1}$. Protože, kromě otáček můžeme za pomoci frekvenčního měniče řídit i výkon, bylo by možné snížením výkonu zvětšit interval testovací oblasti a posunout se do vyšších otáček. V grafu 4 je výřez oblasti $1\,000$ až $4\,100 \text{ ot.min}^{-1}$ při snížení výkonu z $2\,750 \text{ W}$ na $1\,000 \text{ W}$, ze kterého je vidět posun hraničního průsečíku na hodnotu $3\,280 \text{ ot.min}^{-1}$.



Graf 4.: Závislost skutečného a dovoleného měrného tlaku při výkonu 1000 W



Podle normy ČSN 01 4809 se doporučuje používat řetězy 12 B do max. otáček $2\,250\text{ ot.min}^{-1}$, proto nepovažuji za vhodné testovat tento řetěz mimo jeho oblast použití. Výpočtem bylo zjištěno, že stávající zkušební interval pokrývá horní oblast použití daného řetězu a zvolený výkon pro testování je dostatečný.

4.5.1 Orientační stanovení doby průběhu zkoušky pro řetěz 12B

U zkoušky, která probíhá v oblasti, kde známe všechny návrhové činitele, můžeme orientačně určit dobu zkoušky, za kterou se řetěz protáhne o 2 %. Při určování doby trvání zkoušky vyjdu z celkové přenesené energie, kterou řetěz přeneseme, než se protáhne o 2 %.

Výpočet celkové přenesené energie

Výpočet provedu pro řetěz 12 B, obvodovou rychlost 4 m.s^{-1} , což odpovídá $n = 833,8\text{ ot.min}^{-1}$, provoz bude v nemazaném prostředí, pro tyto parametry výpočtu P z normy ČSN 01 4809 jedná se o výpočet (1):

$$W = P \cdot t = 596,25 \cdot 10\,000 \cdot 60 \cdot 60 = \underline{\underline{2,15 \cdot 10^{10}\text{ J}}} \quad (12)$$

$t = 10\,000\text{ h}$ - čas, za který se řetěz protáhne o 2% z celkové délky

$P [W]$ – přenášený výkon

Výpočtem byla zjištěna celková velikost energie, kterou řetěz přeneseme, než se protáhne o 2 %.

Výpočet počtu cyklů potřebných k přenosu celkové energie

$$N = n \cdot t \cdot 60 = 833,8 \cdot 10\,000 \cdot 60 = \underline{\underline{500\,280\,000\text{ cyklů}}} \quad (13)$$

Z výpočtu celkového počtu cyklů $5 \cdot 10^8$ vyplývá, že se nacházíme v oblasti vysoko cyklické únavy. Oblast únavy se uvažuje od 10^6 cyklů, v našem případě jsme tuto oblast dvakrát řádově překročili.

Pro stanovení orientační doby zkoušky musíme ještě vypočítat diagramový výkon, který bude odpovídat nastaveným zatěžovacím podmínkám v kapitole 4.5
Výpočet pro řetěz 12B:

$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{2\,750}{0,53 \cdot 0,15 \cdot 1} = \underline{\underline{34\,591\text{ W}}} \quad (14)$$



Z celkové přenesené energie a diagramového výkonu P_D pro nastavené testovací podmínky (14) můžeme vypočítat hrubý odhad doby trvání zkoušky. Výpočet je založen na vztahu $W = P_D \cdot t$, kdy práce je rovna součinu výkonu a času.

$$t = \frac{W}{P_D} = \frac{2,15 \cdot 10^{10}}{34\,591} = 621\,549\,s = 10\,359\,min = 173\,hod = 7,2\,dnů \quad (15)$$

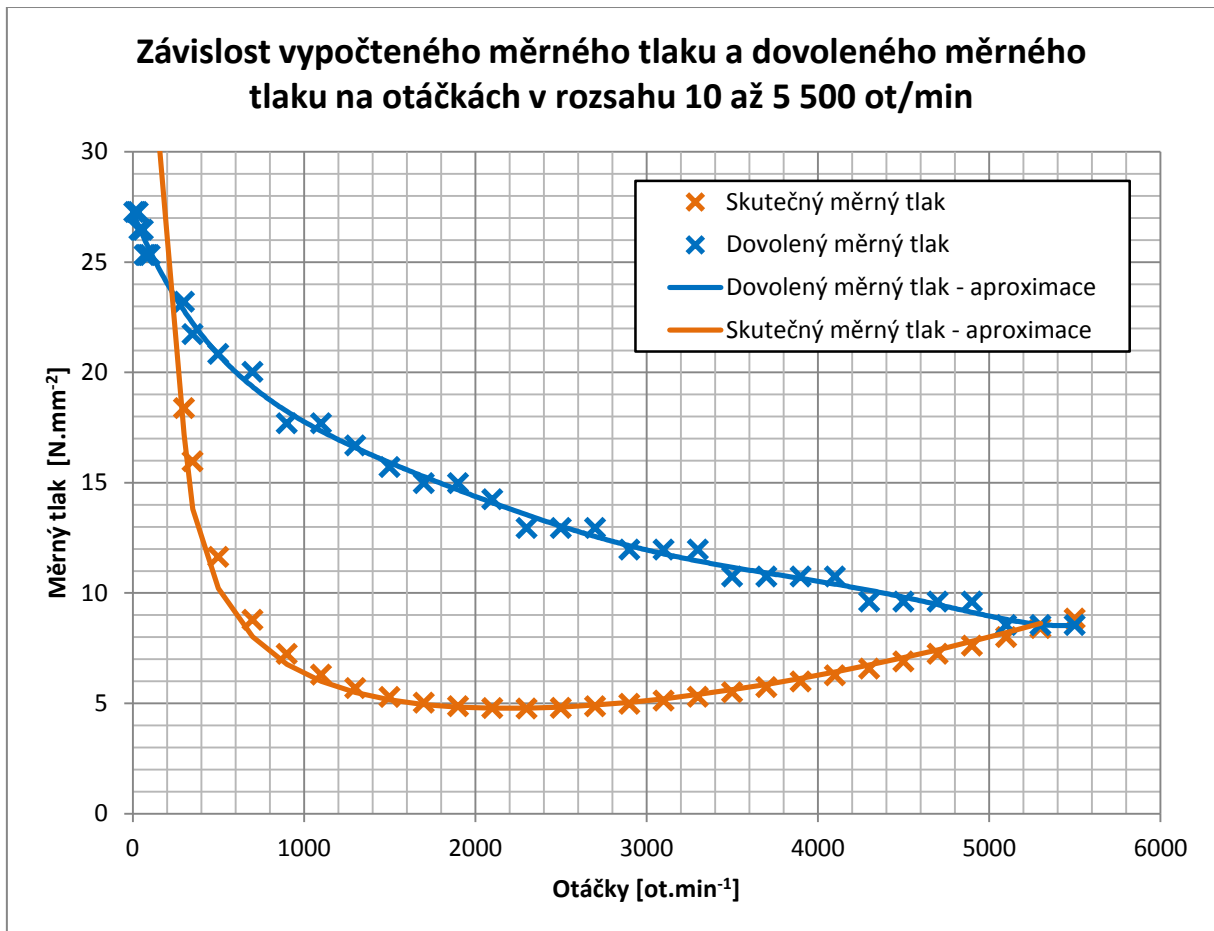
Pro testování řetězu 12 B v nemazaném prostředí při obvodové rychlosti $4\,m \cdot s^{-1}$ a zatížení $2\,750\,W$ byl vypočítán hrubý odhad trvání zkoušky $7,2$ dnů. Po uplynutí této doby by se měl řetěz prodloužit o 2% celkové délky. Vypočtený údaj je pouze orientační, nelze ověřit správnost všech vstupních činitelů pro dané zatěžující parametry. Výpočtem lze zjistit hrubý odhad trvání zkoušky jen v oblastech, kde známe potřebné činitele, hlavně činitel mazání.

4.6 Výpočet pro řetěz 05 B

Stejný postup byl použit pro určení oblasti pro řetěz 05 B. Oblast byla určena ve dvou módech. V prvním módu pro mezní otáčky, který zahrne maximální otáčky, které ještě umožňují spolehlivé použití řetězu 05 B. V druhém módu pro mezní výkon, který zajistí takové podmínky, aby byl čas zkoušky co nejkratší a zároveň umožňoval volbu otáček v určitém rozmezí.

Výpočet výkonu pro mezní otáčky

Parametry se nastaví tak, aby bylo možno testovat řetěz v horní hranici otáček jeho použití. Horní hranice použití dle normy ČSN 01 4809 je $5\,000\,ot \cdot min^{-1}$. Postup výpočtu je stejný jako pro řetěz 12 B s tím rozdílem, že se zvolí maximální testovací otáčky a dopočítáme potřebný výkon. Velikost potřebného výkonu byla zjištěna výpočtem $200\,W$. Po provedení výpočtu v celém rozsahu otáček byl sestrojen graf 5.



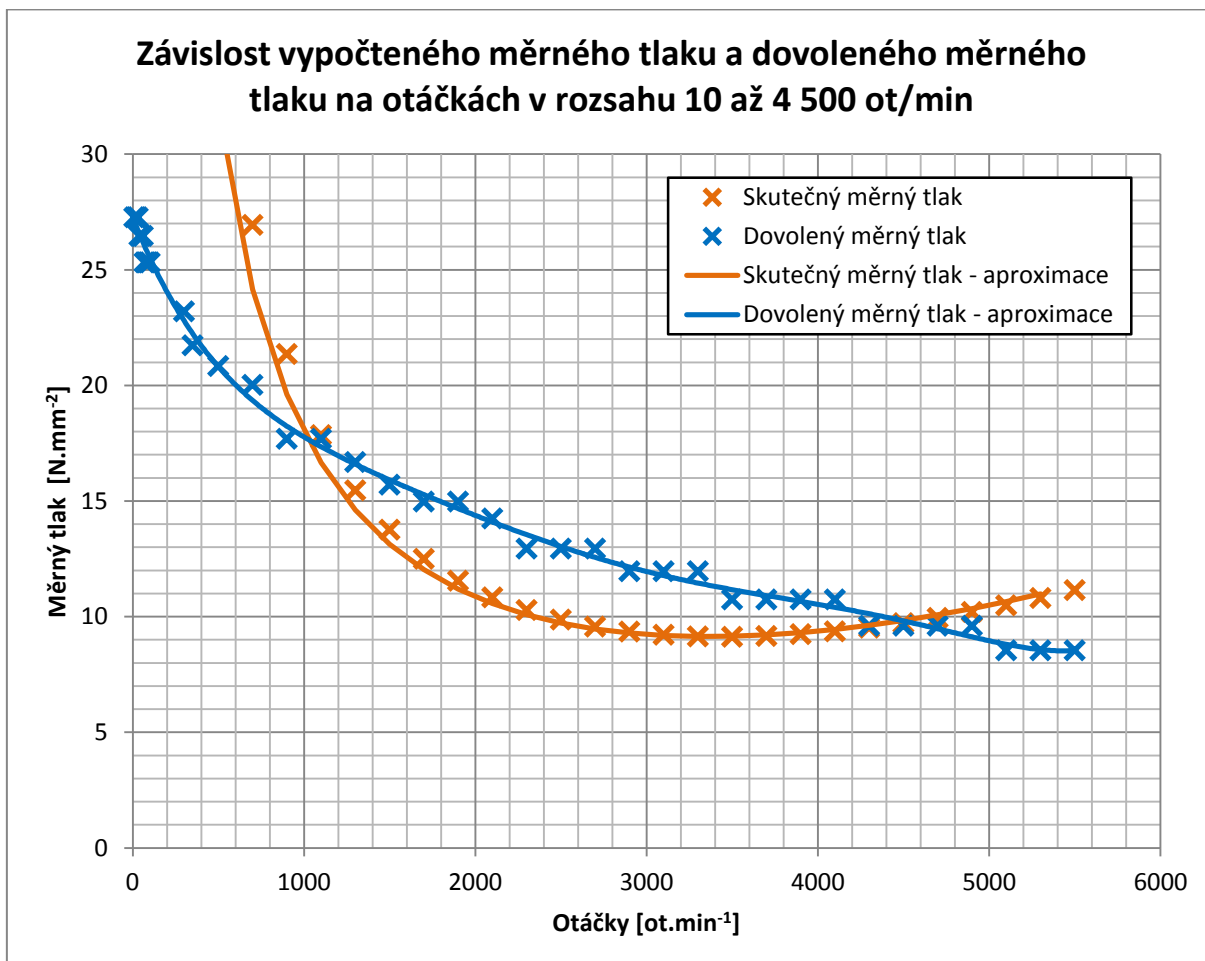
Graf 5.: Závislosti skutečného a dovoleného měrného tlaku při výkonu 200 W

Vypočtené body byly proloženy funkcemi, které byly zjištěny za pomoci funkce Řešitel. Výpočtem byly zjištěny body průniků, ve kterých se protínají aproximované křivky skutečného měrného tlaku a dovoleného tlaku. Mezi těmito body dochází k únavovému opotřebení. Interval se nachází mezi 234 a 5 300 ot.min⁻¹. Pro zaručení testování v oblasti únavy provedu korekci zkušební oblasti. Vzhledem k tvaru funkcí skutečného a dovoleného tlaku z levé strany posunu hranici intervalu z 234 ot.min⁻¹ na 300 ot.min⁻¹ a z pravé strany z 5 300 ot.min⁻¹ na 5 100 ot.min⁻¹. Z grafu vyplývá, že pokud nebude zkouška probíhat v krajních oblastech zkušebního intervalu, čas zkoušky se výrazně prodlouží, a to hlavně u levé hranice zkušebního intervalu. Se vzrůstajícími otáčkami se zvětšuje rozdíl mezi skutečným a dovoleným měrným tlakem. Proto, aby se zkouška urychlila, zvýšíme výkon, tím zmenšíme zkušební interval a současně urychlíme zkoušku pro rozsah otáček, které zůstaly ve zkušebním intervalu.



Výpočet pro mezní výkon

Pokud nebude požadavek testovat při maximálních otáčkách, kde je řetěz 05 B ještě spolehlivě použitelný, můžeme zkoušku urychlit zvýšením zatěžujícího výkonu. Při zvýšení zatěžujícího výkonu se k sobě přiblíží křivky skutečného a dovoleného měrného tlaku. Nesmějí se ale dotknout, poté by zkouška probíhala na přechodu mezi únavovým namáháním a silovým přetěžováním. Po konzultaci se zadavatelem byl určen zatěžující výkon 700 W, který nám zajistí i dostatečně velký interval otáček, ve kterých může zkouška probíhat. Při porovnání grafu 5 a 6 se změní průběh skutečného měrného tlaku, zmenší se rozdíl mezi hodnotami dovoleného a skutečného měrného tlaku, a tím dojde k rychlejšímu opotřebování řetězu a zkrácení času zkoušky.



Graf 6.: Závislost skutečného a měrného tlaku při výkonu 700 W

Vypočtené body byly proloženy funkcemi, které byly zjištěny za pomoci funkce Řešitel. Výpočtem byly zjištěny body průniků, ve kterých se protínají aproximované křivky skutečného měrného tlaku a dovoleného tlaku. Mezi těmito body dochází k



únavovému opotřebení. Interval se nachází mezi 1050 a 4500 ot.min⁻¹. Po provedení korekce se zmenší na 1100 až 4300 ot.min⁻¹.

Při porovnání obou uvedených variant vyplyne, že při zvětšení výkonu se zúží interval zkoušení a zmenší se rozdíl hodnot mezi skutečným a dovoleným měrným tlakem. Touto cestou lze docílit zkrácení doby potřebné pro zkoušku.

4.6.1 Orientační stanovení doby průběhu zkoušky pro řetěz 05B

Výpočet provedeme pro otáčky 1100 ot.min⁻¹, čemuž odpovídá obvodová rychlost 3,97 m.s⁻¹ při výkonu 700 W a 200 W v nemazaném prostředí.

4.6.1.1 Výpočet pro mezní otáčky při výkonu 200 W

Hodnoty potřebných vstupních veličin jsou odečteny z ČSN 01 4809 pro zvolený provozní stav převodu a jejich přehled přináší tab. 7.

Tab. 11.: Tabulka činitelů

Název	Značka	Hodnota
Činitel mazání	μ	0,15
Činitel provedení řetězu	φ	1
Činitel výkonu	χ	0,81
Činitel rázů	γ	2
Převodový poměr	u	1

Bližší informace jsou k dispozici v normě ČSN 01 4809 nebo v literatuře [16].

Počet zubů: na zkušební stoličce lze upnout řetězové kolo pro řetěz 05 B s minimálním počtem zubů 27.

Výpočtový výkon $P_D = 800 \text{ W}$ - odečteno z diagramu

Výpočet skutečného přenášeného výkonu

Pro výpočet se použije vztah (1) a po dosazení je velikost skutečného přenášeného výkonu $P = 97,2 \text{ W}$.

Výpočet celkové přenesené energie

Pro výpočet se použije vztah (12) a po dosazení je velikost celkové přenesené energie $W = 3,5 \cdot 10^9 \text{ J}$.



Pro stanovení orientační doby zkoušky musí být ještě vypočten diagramový výkon, který bude odpovídat nastaveným zatěžovacím podmínkám a skutečnému přenášenému výkonu. Pro výpočet se použije vztah (1) a po dosazení je velikost diagramového výkonu $P_D = 1\,646,1\text{ W}$.

Z celkové přenesené energie a diagramového výkonu P_D po dosazení do vztahu (12) můžeme vypočítat hrubý odhad doby trvání zkoušky, za který se řetěz protáhne o 2 % z celkové délky, který je 24 dnů.

4.6.1.2 Výpočet pro mezní výkon 700 W

Vstupní hodnoty jsou stejné jako pro výpočet pro výkon 200 W.

Výpočtový výkon $P_D = 800\text{ W}$ - odečteno z diagramu

Skutečný přenášený výkon je stejný jako pro výkon 200 W.

Celková přenesená energie je stejná jako pro výkon 200 W.

Pro stanovení orientační doby zkoušky musí být ještě vypočten diagramový výkon, který bude odpovídat nastaveným zatěžovacím podmínkám a skutečnému přenášenému výkonu. Pro výpočet se použije vztah (1) a po dosazení je velikost diagramového výkonu $P_D = 5\,761,3\text{ W}$.

Z celkové přenesené energie a diagramového výkonu P_D po dosazení do vztahu (12) můžeme vypočítat hrubý odhad doby trvání zkoušky, za který se řetěz protáhne o 2 % z celkové délky, který je 7 dnů.

Porovnáním odhadované doby zkoušky při přenosu výkonu 200 W a 700 W zjišťujeme, že navýšením přenášeného výkonu klesne odhadovaný čas trvání zkoušky o 70 %. Při tomto výrazném poklesu doby trvání zkoušky dojde k zmenšení rozsahu otáček o 33 %, ve kterých může zkouška probíhat. Z toho vyplývá doporučení zkoušet při větší zátěži, pokud není požadavek zkoušet při krajních hodnotách otáček použitelnosti řetězu 05 B.

4.7 Zatížení zkušební stolice

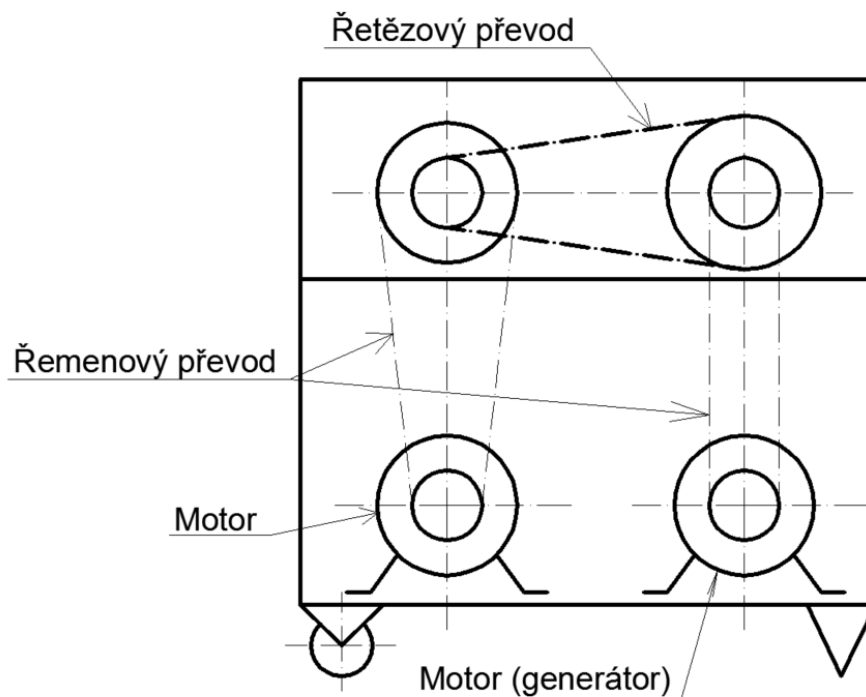
Ze zatěžování řetězů vyplývají parametry, podle kterých se zkonstruuje zatěžující stolice. Mohou nastat dva krajní případy, které určí parametry, podle kterých se budou dimenzovat součásti stolice. První je při testování řetězu 12 B při výkonu 2 750 W a otáčkách 3 300 ot.min⁻¹, druhý při testování řetězu 05 B při 200 W



a $5\,000\text{ ot.min}^{-1}$. Kombinací získáme parametry, na které bude zkušební stolice dimenzována. Provedeme dimenzování na přenášený výkon $5\,500\text{ W}$ a maximální otáčky $5\,500\text{ ot.min}^{-1}$. Návrh a vytipování vhodných komponent elektrické rekuperační smyčky proběhlo ve spolupráci s firmou Siemens. Při snížení otáček o více, jak 50% musí být u motoru použito přídavné chlazení. Po diskuzi se zadavatelem bylo rozhodnuto použít motory bez přídavného chlazení a tím určení minimálních zkušebních otáček na $1\,475\text{ ot.min}^{-1}$. Při potřebě zkoušení nižších otáček provedeme přestavění řemenového převodu tak, abychom mohli zkoušet při nižších otáčkách.

4.8 Konstrukce zvolené varianty

Na obr. 32. je znázorněno uspořádání hlavních prvků zkušební stolice. Hnací motor bude upevněn na rámu, výkon se bude přenášet řemenovým převodem na zkušební řetězový převod. Na řetězový převod navazuje druhý řemenový převod a následně bude přenesená energie rekuperována zpět pomocí elektromotoru s rekuperačním měničem.



Obr. 32.: Schéma uspořádání zkušební stolice



4.8.1 Výběr a výpočet nakupovaných komponent

V kap. 4.2 byl zvolen motor od firmy Siemens 1LE1001-1BA62-2AA5 (obr. 33.) a 1LE1001-1BA62-2AA6. Konstrukce motorů se liší pouze v umístění svorkovnice. [23]



Obr. 33.: Motor Siemens 1LE1001-1BA62-2AA5

Základní parametry motorů:

$P_M = 5\,500\text{ W}$ - výkon

$n_M = 2\,950\text{ ot.min}^{-1}$ - otáčky

$M_{km} = 18\text{ N.m}$ – krouticí moment

Dále budou použity řemenice a ložiska, jejich parametry budou určeny až po výpočtu.

4.8.1.1 Výpočet řemenových převodů

Výpočet řemenového převodu u hnacího motoru

Po konzultaci se zadavatelem bylo určeno, že převodový poměr na řemenovém převodu bude roven jedné. Je to z důvodu, že se předpokládá nejčastější testování v oblasti $3\,000\text{ ot.min}^{-1}$. Při testování při těchto otáčkách nedochází k velkému zatěžování frekvenčního měniče, protože skutečné otáčky generátoru se blíží jmenovitým. Převod je navržen tak, aby umožňoval i zkoušku v krajní oblasti testovacího intervalu při $5\,500\text{ ot.min}^{-1}$. Předběžná osová vzdálenost vychází ze zástavbových rozměrů a její velikost je 600 mm.



Výpočet přenášeného výkonu

$$P_{X1} = P_M \cdot c_2 = 5\,500 \cdot 1,6 = \underline{\underline{8\,800\,W}} \quad (16)$$

$P_M = 5\,500\,W$ – skutečný výkon motoru

$c_2 = 1,6 [-]$ – součinitel provozního zatížení [22]

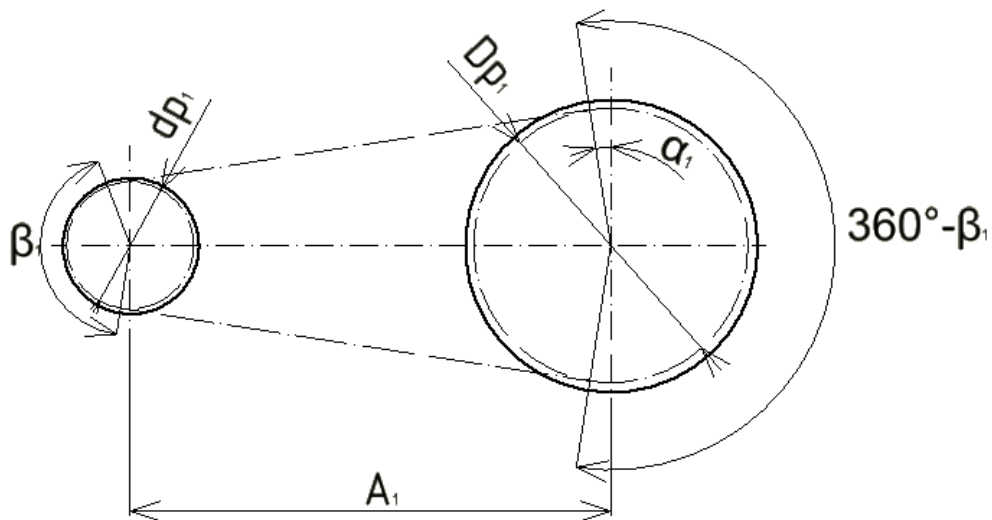
Volba řemenic

Z diagramu pro určení průřezu klínové řemenice odečteme podle otáček a přenášeného výkonu P_X velikost výpočtového průměru řemenice $d_{p1} = 100\,mm$. [22]

Velikost druhé řemenice D_{p1} bude stejná, neboť máme převodový poměr $u = 1$.

Výpočet délky klínového řemene

Při výpočtu délky řemene se vychází z geometrie, která je označena na obr. 34.



Obr. 34.: Geometrie řemenového převodu

$$L_{P1} = 2 \cdot A_1 \cdot \sin \frac{\beta_1}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_{p1} + d_{p1}) + \frac{\pi \cdot \alpha_1}{180} \cdot (D_{p1} - d_{p1}) \quad (17)$$

$$L_{P1} = 2 \cdot 600 \cdot \sin \frac{180}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (100 + 100) + \frac{\pi \cdot 0}{180} \cdot (100 - 100) = \underline{\underline{1\,514\,mm}}$$

$A_1 = 600\,mm$ – osová vzdálenost



$\beta_1 = 180^\circ$ - úhel opásání malé řemenice

Úhel α_1 je při převodovém poměru $u = 1$ roven nule

$d_{P1} = D_{P1} = 100 \text{ mm}$ - výpočtový průměr řemenic

Z katalogu výrobce (Příloha 2) vyberu délky řemenů $L_{P1K} = 1600 \text{ mm}$.

Výpočet počtu řemenů

$$z_1 = \frac{P \cdot c_2}{P_{1r} \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{5\,500 \cdot 1,6}{3\,900 \cdot 1,1} = 2,26 \text{ řemenů} \Rightarrow \underline{\underline{\text{volím tři řemeny}}} \quad (18)$$

$P_{r1} = 3\,900 \text{ W}$ – výkon přenášený jedním řemenem [22]

$c_1 = 1[-]$ – součinitel úhlu opásání [22]

$c_3 = 1[-]$ – součinitel délky klínového řemene [22]

Výpočet skutečné osové vzdálenosti

$$A_{1S} = 0,25 \cdot \left[(L_{P1K} - W_1) + \sqrt{(L_{P1K} - W_1)^2 - 8 \cdot y_1} \right] \quad (19)$$

$$A_{1S} = 0,25 \cdot \left[(1600 - 314,16) + \sqrt{(1600 - 314,16)^2 - 8 \cdot 0} \right] = \underline{\underline{643 \text{ mm}}}$$

$$W_1 = \pi \cdot \frac{D_{P1} + d_{P1}}{2} = \pi \cdot \frac{100 + 100}{2} = \underline{\underline{314,16 \text{ mm}}} \quad (20)$$

$$y_1 = \left(\frac{D_{P1} - d_{P1}}{2} \right)^2 = \left(\frac{100 - 100}{2} \right)^2 = \underline{\underline{0 \text{ mm}}} \quad (21)$$

Velikost skutečné osové vzdálenosti je 643 mm. Konstrukčně je umožněno jak zkrácení, tak prodloužení v rozmezí do $\pm 10 \%$ z A_1 z důvodu usnadnění montáže a zajištění dlouhodobého bezproblémového provozu.

Kontrola obvodové rychlosti

Nejvyšší přípustná obvodová rychlost klínových řemenů je $40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. [22]

$$v_1 = \frac{d_{P1} \cdot n_{d1}}{19\,100} = \frac{100 \cdot 5\,500}{19\,100} = \underline{\underline{28,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} < 40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}} \Rightarrow \underline{\underline{\text{podmínka splněna}}} \quad (22)$$

$n_{d1} = 5\,500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ – maximální možné otáčky řemenice n_{d1}

Vypočtená obvodová rychlost je menší než nejvyšší přípustná, podmínka obvodové rychlosti je splněna.

Výpočet obvodové síly

Výpočet obvodové síly musíme provést, protože se od něj odvíjí výpočet pracovního předpětí řemene. Vzhledem k proměnným otáčkám zde uvedu příklad výpočtu pro otáčky $2\,950\text{ ot.min}^{-1}$, kterým odpovídá obvodová rychlost $15,45\text{ m.s}^{-1}$. Při každé změně nastavení otáček se musí upravit předpětí v řemenech. Po dosazení do vztahu (1) je velikost obvodové síly $F_{O1} = 356\text{ N}$.

Výpočet pracovního předpětí řemene za klidu pro obvodovou sílu F_{O1}

$$F_{u1} = (1,5 \text{ až } 2) \cdot F_{O1} = 1,75 \cdot 356,2 = \underline{\underline{623,4\text{ N}}} \quad (23)$$

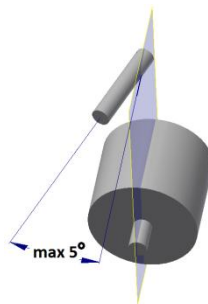
Velikost pracovního předpětí pro sílu F_{O1} za klidu je $624,4\text{ N}$.

Výpočet řemenového převodu u motoru sloužícího jako zátěž

Požadavek zadavatele je testovat řetězové převody s nejvyšším převodovým poměrem $u = 3$. Proto tento řemenový převod bude dimenzován na možné testovací stavy, které mohou nastat. Jedná se o zmíněné nastavení řetězového převodu s převodem do pomala $u = 3$ v kombinaci s převodovým poměrem $u = 1$ při $5\,500\text{ ot/min}$. Předběžná osová vzdálenost vychází ze zástavbových rozměrů a její velikost je 600 mm .

Přenášený výkon

Při výpočtu musíme zohlednit systém nastavování úhlové nepřesnosti montáže řetězových kol, který je patrný z obr. 35. Při něm dojde k natočení hřídele, na kterém je uchyceno řetězové kolo. Maximální hodnota této výchytky byla stanovena na 5° .



Obr. 35.: Vyklonění hřídele



Při natočení horní hřídele nedojde k natočení motoru, tudíž dochází ke kroucení řemenů. Řemen je pružný člen, který umožňuje přenášet výkon i v tomto stavu, ovšem ve zmenšené míře. Proto do výpočtu zahrneme koeficient c_P , který zohlední podmínky při nastavené úhlové výchylce. Skutečný výkon a součinitel provozního zatížení je stejný jako u prvního řemenového převodu.

$$P_{X2} = P \cdot c_2 \cdot c_P = 5\,500 \cdot 1,6 \cdot 2,2 = \underline{\underline{19\,360\,W}} \quad (24)$$

$c_P = 2,2$ [-] - koeficient zohledňující zkroucení řemenů a vliv dynamického rázu, tento koeficient nemá oporu v žádné literatuře, byl navržen po diskusi se zadavatelem.

Volba řemenic

Z diagramu pro určení průřezu klínové řemenice odečteme podle otáček a přenášeného výkonu P_X velikost výpočtového průměru řemenice $d_{P2} = 140\,mm$. [22]

Velikost druhé řemenice bude stejná, protože se předpokládá nejčastější zkoušení řetězů při 3 000 ot/min.

Výpočet délky klínového řemene

Výpočet bude proveden podle vztahu (17), do kterého bude dosazeno:

$A_2 = 600\,mm$ – osová vzdálenost

$\beta_2 = 180^\circ$ - úhel opásání malé řemenice

$d_{P2} = D_{P2} = 140\,mm$ - průměry řemenic

Úhel α_2 je při převodovém poměru $u = 1$ roven nule

Po dosazení je vypočtena délka řemenu $L_{P2} = 1\,702\,mm$. Z katalogu výrobce je vybrána nejbližší délka řetězu $L_{P2K} = 1\,700\,mm$. [29]

Výpočet počtu řemenů

$$z_2 = \frac{P \cdot c_2 \cdot c_P}{P_{r2} \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{5\,500 \cdot 1,6 \cdot 2,2}{6\,240 \cdot 1 \cdot 1} = \underline{\underline{4,96\,řemenů}} \Rightarrow \text{bylo zvoleno pět řemenů} \quad (25)$$

$P_{r2} = 6\,240\,W$ – výkon přenášený jedním řetězem [22]

$c_1 = 1$ – součinitel úhlu opásání [22]

$c_3 = 1$ – součinitel délky klínového řemene [22]



Výpočet skutečné osově vzdálenosti

Výpočet bude proveden podle vztahu (19), (20), (21). Po dosazení D_{P2} , d_{P2} a L_{P2K} je skutečná osová vzdálenost $A_{2S} = 630 \text{ mm}$. Konstrukčně je umožněno jak zkrácení, tak prodloužení v rozmezí do $\pm 10 \%$ z A_2 z důvodu usnadnění montáže a zajištění dlouhodobého bezproblémového provozu.

Kontrola obvodové rychlosti

Nejvyšší přípustná obvodová rychlost klínových řemenů je $40 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. [22]

Výpočet bude proveden dosazením d_{P2} a n_{d2} do vztahu (22).

$n_{d2} = 5\,500 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$ – maximální možné otáčky řemenice n_{d2}

Vypočtená rychlost v_2 má velikost $40,31 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, čímž je překročena dovolená hodnota o $0,31 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Velikost odchylky je do 1% z dovolené hodnoty, tedy pod rozlišovací schopností měniče. Na měnič se nastaví hodnota maximální přípustná, tak aby hraniční hodnota nebyla překročena. Z těchto dvou důvodů není faktura nesplnění příkládán velký význam a řemenový převod bude uplatněn dle výše uvedeného návrhu.

Výpočet obvodové rychlosti a pracovního předpětí řemenů

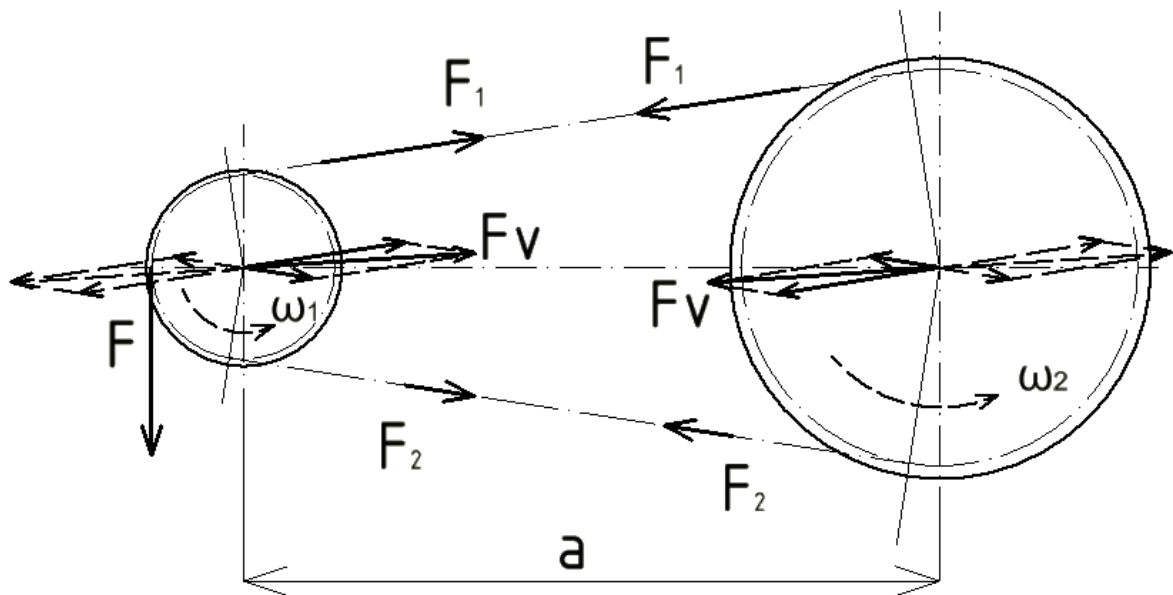
Výpočet obvodové rychlosti a pracovního předpětí řemenů bude proveden podle vztahů (1) a (23) stejně jako u prvního řemenového převodu. Velikosti sil se odvíjejí od obvodové rychlosti, která je závislá na otáčkách.

4.8.1.2 Výpočet minimálních průměrů hřídelí

Pro výpočet minimálních průměrů hřídelí, musíme provést silový rozbor pro řemenové a řetězový převod, ze kterého zjistíme síly zatěžující hřídele.

Silový rozbor pro první řemenový převod

Rozložení sil je znázorněno na obr. 36.



Obr. 36.: Silové poměry při provozu

Výpočet celkové přenášené tečné síly

$$F_{tc1} = \frac{2 \cdot M_{km}}{d_{p1}} = \frac{2 \cdot 18}{100} = \underline{\underline{360 \text{ N}}} \quad (26)$$

$M_{km} = 18 \text{ N.m}$ – krouticí moment motoru

$d_{p1} = 100 \text{ mm}$ – výpočtový průměr malé řemenice

Celková tečná síla přenášená řemenovým převodem má velikost 360 N.

Výpočet celkového potřebného předpětí v řemenech za provozu

$$F_{o1P} = \frac{F_{tc1}}{2} \cdot \frac{e^{f' \beta} + 1}{e^{f' \beta} - 1} = \frac{360}{2} \cdot \frac{e^{1,983 \cdot \pi} + 1}{e^{1,983 \cdot \pi} - 1} = \underline{\underline{180,71 \text{ N}}} \quad (27)$$

$F_{tc1} = 360 \text{ N}$ - celková přenášená tečná síla

Součinitel tření přepočtený pro klínové řemeny f'

U řemenů pracujících za vyšších obvodových rychlostí se ještě provádí přepočet f' na f_v dle experimentálně stanoveného vztahu. [21]

$$f_v = f + 0,012 \cdot v = 0,3 + 0,012 \cdot 28,8 = \underline{\underline{0,6456}} \quad (28)$$

Velikost součinitele tření f se volí pro běžně používané materiály (řemen – řemenice) v rozmezí 0,28 – 0,35. Pro výpočet byla zvolena hodnota 0,3. [21]



$$f^I = \frac{f_v}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{0,6456}{\sin\left(\frac{38}{2}\right)} = \underline{\underline{1,983}} \quad (29)$$

$\gamma = 38^\circ$ - úhel drážky pro klínový řemen [21]

Výsledná velikost součinitele tření pro náš případ je 1,983.

Výpočet sil působících na převod za provozu

Za provozu dojde ke změně velikosti původních klidových sil předpětí F_{o1} ve větvích řetězového převodu.

Síla působící v tažné větvi

$$F_{11} = F_{o1P} + \frac{F_{tc1}}{2} = 180,71 + \frac{360}{2} = \underline{\underline{360,71 \text{ N}}} \quad (30)$$

$F_{o1P} = 180,71 \text{ N}$ – celkové potřebné předpětí v řemenech za provozu

$F_{tc1} = 360 \text{ N}$ - celková přenášená tečná síla

Velikost síly působící v tažné větvi je 360,71 N.

Síla působící v odlehčené větvi

$$F_{21} = F_{o1P} - \frac{F_{tc1}}{2} = 180,71 - \frac{360}{2} = \underline{\underline{0,71 \text{ N}}} \quad (31)$$

$F_{o1P} = 180,71 \text{ N}$ – celkové potřebné předpětí v řemenech za provozu

$F_{tc1} = 360 \text{ N}$ - celková přenášená tečná síla

Velikost síly působící v odlehčené větvi je 0,71 N

Celková síla přenášená řemeny

$$F_{C1} = F_{11} - F_{21} = 360,71 - 0,71 = \underline{\underline{360 \text{ N}}} \quad (32)$$

$F_{11} = 360,71 \text{ N}$ – síla působící v tažné větvi

$F_{21} = 0,71 \text{ N}$ – síla působící v odlehčené větvi

Celková síla přenášená řemenovým převodem je 360 N.



Výsledná síla namáhající hřídel

$$F_{V1} = \sqrt{F_{11}^2 + F_{21}^2 - 2 \cdot F_{11} \cdot F_{21} \cdot \cos \beta} \quad (33)$$

$$F_{V1} = \sqrt{360,71^2 + 0,71^2 - 2 \cdot 360,71 \cdot 0,71 \cdot \cos 180} = \underline{\underline{361,42 \text{ N}}}$$

$F_{11} = 360,71 \text{ N}$ – síla působící v tažné větvi

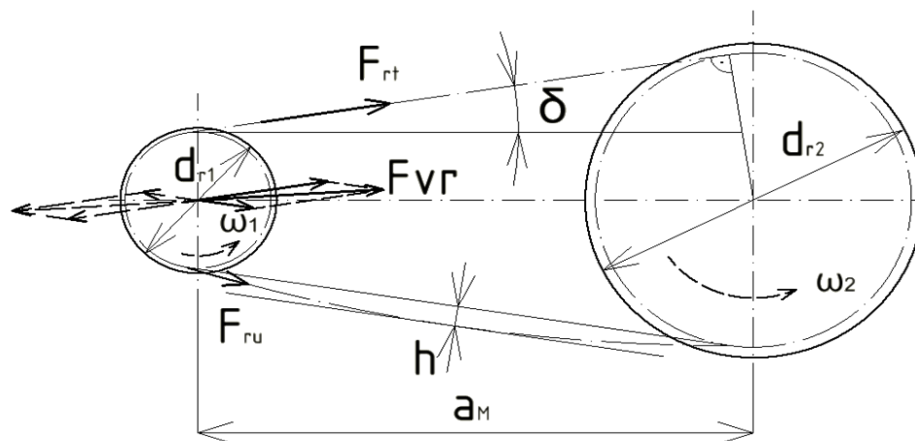
$F_{21} = 0,71 \text{ N}$ – síla působící v odlehčené větvi

$\beta = 180^\circ$ - úhel opásání

Velikost síly namáhající hřídel je 361,42 N.

Silový rozbor pro řetězový převod

Rozložení sil je znázorněno na obr. 37.



Obr. 37.: Silové poměry u řetězového převodu

Výpočet provedeme pro stav, kdy bude probíhat zkouška nejvíce zatěžující zkušební stolici. Použitý řetěz je 12 B, převod bude sestaven z největších řetězových kol, která dovoluje konstrukce zatěžovací stolice. Největší dovolená kola pro řetěz 12 B mají 48 zubů. Zatížení bude probíhat při nejvyšší doporučené obvodové rychlosti $25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, což odpovídá $1640 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Testovat se budou současně oba řetězy, síly od obou řetězů se sečtou a působíště bude umístěno symetricky mezi řetězová kola.



Výpočet přenášené tečné síly v řetězech

$$F_{Tr} = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_{r1}} = \frac{2 \cdot 17,46}{0,29127} = \underline{\underline{119,89 \text{ N}}} \quad (34)$$

$M_{kl} = 17,46 \text{ N.m}$ – krouticí moment přenášený řetězovým převodem

$D_{r1} = 291,27 \text{ mm}$ – roztečná kružnice řetězového kola

Krouticí moment přenášený řetězovým převodem

$$M_{kl} = M_{km} \cdot i_1 \cdot \eta_1 = 18 \cdot 1,0,97 = \underline{\underline{17,46 \text{ N.m}}} \quad (35)$$

$u = 1$ – převodový poměr prvního řemenového převodu

$\eta_1 = 0,97$ – účinnost řemenového převodu se pohybuje v rozmezí 0,96 až 0,98, byla zvolena účinnost 0,97

Velikost krouticího momentu přenášeného řetězem je 17,46 N.m.

Roztečná kružnice řetězového kola

$$d_{r1} = \frac{P_t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{48}} = \underline{\underline{291,27 \text{ mm}}} \quad (36)$$

$z_1 = 48$ – počet zubů řetězového kola

$P_t = 19,05 \text{ mm}$ – rozteč řetězu 12B

Průměr roztečné kružnice řetězového kola s 48 zuby pro řetěz 12B je 291,27 mm.

Velikost tečné síly přenášené v řetězech je 119,89 N.

Výpočet jmenovité tečné síly

Velikost tečné síly se ještě zkoriguje součinitelem c , který vyjadřuje vliv provozu. Vzhledem k tomu, že se bude simulovat dynamický ráz, byl součinitel zvolen $c = 1,2$. [21]

$$F_{Trj} = F_{Tr} \cdot c = 119,89 \cdot 1,2 = \underline{\underline{143,86 \text{ N}}} \quad (37)$$

$F_{Tr} = 119,89 \text{ N}$ – tečná síla v řetězu

Jmenovitá velikost tečné síly přenášené řetězy je 143,86 N.



Výpočet tahové složky od odstředivé síly

$$F_c = 2 \cdot l_f \cdot m_1 \cdot v^2 = 2 \cdot 2,1,25 \cdot 25^2 = \underline{\underline{1\,562,5\,N}} \quad (38)$$

$l_f = 2\,m$ – délka řetězu

$m_1 = 1,25\,kg$ – hmotnost 1 m řetězu [22]

$v = 25\,m \cdot s^{-1}$ – obvodová rychlost

Velikost tahové složky od odstředivé síly je 1 562,5 N.

Výpočet tahové složky síly od tíhy řetězů

Velikost tahové složky síly F_m od tíhy volné větve řetězů je 107,3 N. Výpočet byl proveden v kapitole 4.5 podle vztahu (5).

Výpočet celkové tažné síly v tažných větvích řetězů

$$F_{rt} = F_{Trj} + F_c + 2 \cdot F_m = 143,86 + 1\,562,5 + 2 \cdot 107,3 = \underline{\underline{1\,920,96\,N}} \quad (39)$$

$F_{Trj} = 143,86\,N$ – jmenovitá velikost tečné síly

$F_c = 1\,562,5\,N$ – tahová složka síly od odstředivé síly

Celková tažná síla v řetězu je 1 920,96 N

Výpočet celkové síly v uvolněných větvích řetězů

$$F_{ru} = F_c + 2 \cdot F_m = 1\,562,5 + 2 \cdot 107,3 = \underline{\underline{1\,777,1\,N}} \quad (40)$$

$F_c = 1\,562,5\,N$ – tahová složka síly od odstředivé síly

$F_m = 107,3\,N$ – tahová složka síly od tíhy řetězů

Celková síla v uvolněné větvi řetězu je 1 777,1 N.

Výsledná síla namáhající hřídel od řetězového převodu

$$F_{vř} = \sqrt{F_{rt}^2 + F_{ru}^2 + 2 \cdot F_{rt} \cdot F_{ru} \cdot \cos(\delta + \delta^*)} \quad (41)$$

$$F_{vř} = \sqrt{1\,920,96^2 + 1\,777,1^2 + 2 \cdot 1\,920,96 \cdot 1\,777,1 \cdot \cos(0 + 0)} = \underline{\underline{3\,698,06\,N}}$$

$F_{Tr} = 119,89\,N$ – tečná síla v řetězu

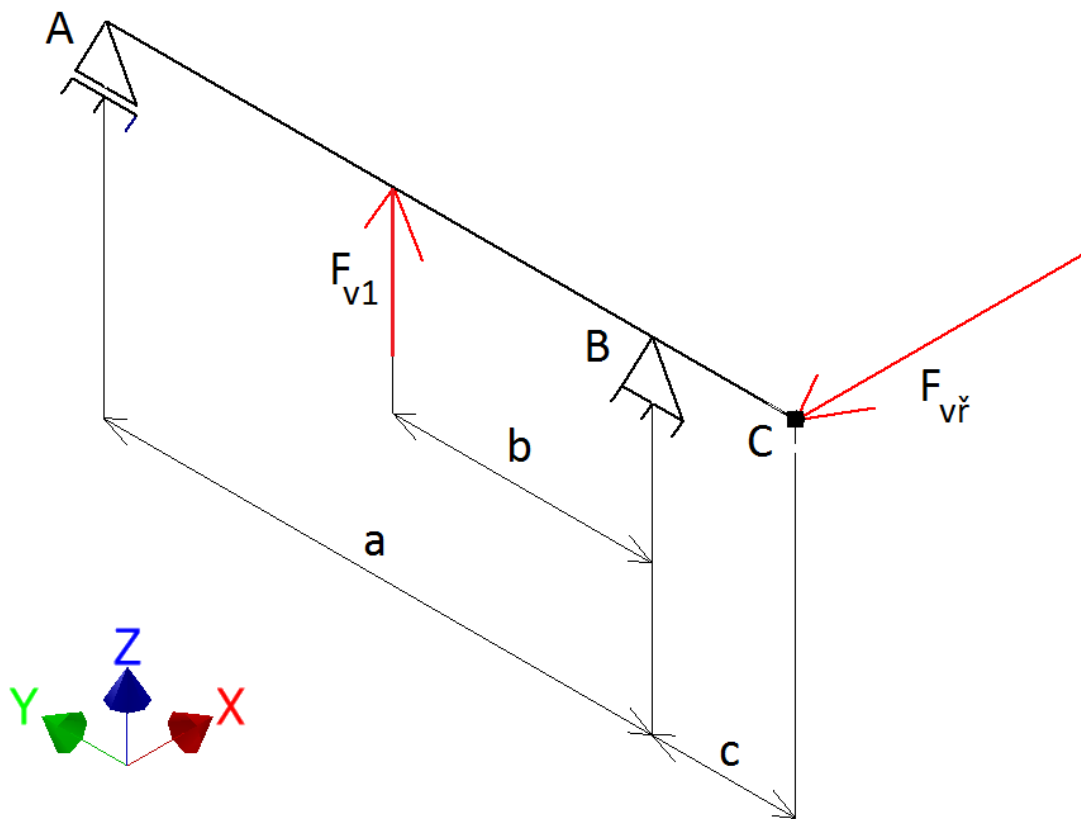
$F_{ru} = 1\,777,1\,N$ – celková síla v uvolněných větvích řetězů

Úhel δ má při převodovém poměru $u = 1$ velikost 0° . Protože se předpokládá testování při tomto převodovém poměru, byl zvolen úhel δ roven 0° .



Výsledná síla působící na ložisko má velikost 3 698,06 N.

Na obr. 38. je znázorněno zatížení první hřídele. Hřídel je uchycena ve dvou podporách, které budou tvořit ložiska. Aby byl hřídel staticky určitý, je jedna rotační vazba pevná a druhá posuvná. Síla F_{v1} je síla od řemenového převodu působící ve středu řemenice a síla $F_{vř}$ je síla od zkoušeného řetězového převodu. Pro návrh minimálního průměru hřídele musí být sestrojeny průběhy zatížení na hřídeli a jeho velikost. Pro zjištění jeho velikosti je potřeba znát rozměry hřídele a místa reakcí, která jsou znázorněna na obr. 38. Rozměr $a = 163$, $b = 78$ mm, $c = 117$ mm.



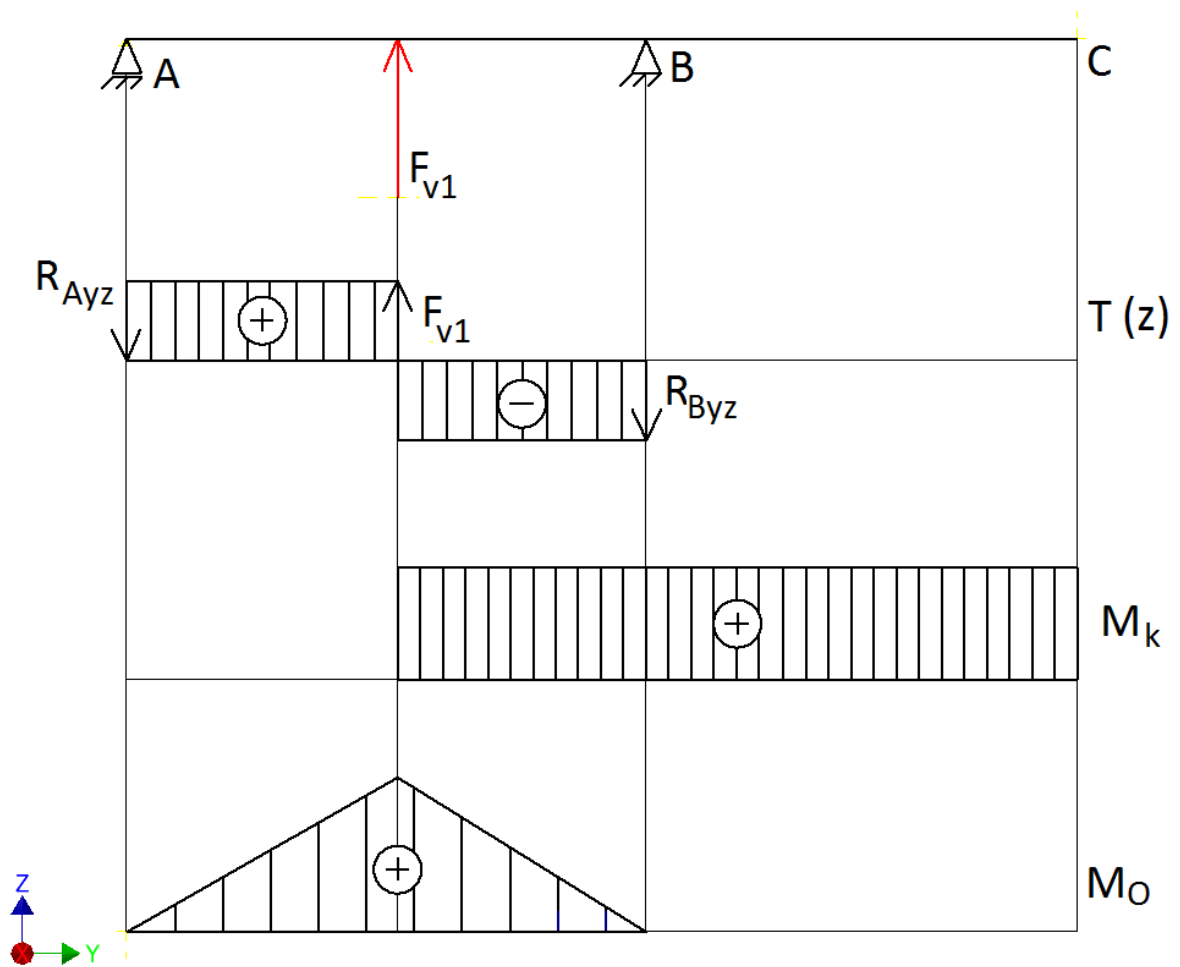
Obr. 38.: Schéma zatížení prvního hřídele s rozměry

Průběhy namáhání a velikosti reakčních sil

Namáhání probíhá ve dvou rovinách YZ a XY.

Průběhy zatížení v rovině YZ

Na obr 39 jsou znázorněny průběhy zatížení první hřídele v rovině YZ.



Obr. 39.: Průběh zatížení hřídele jedna v rovině YZ

Výpočet reakcí v ložiskách od síly F_{v1}

Výpočet reakce R_{B1yz}

$$M_A: F_{v1} \cdot (a - b) - R_{B1yz} \cdot a = 0 \quad (42)$$

$$R_{B1yz} = \frac{F_{v1} \cdot (a - b)}{a} = \frac{361,42 \cdot (163 - 78)}{163} = \underline{\underline{188,47 \text{ N}}} \quad (43)$$

$F_{v1} = 361,42 \text{ N}$ – výsledná síla namáhající hřídel od řemenového převodu

$a = 163 \text{ mm}$ – vzdálenost mezi podporami

$b = 78 \text{ mm}$ – vzdálenost síly F_{v1} od podpory B1

Reakce v podpoře B1, která vzniká od působení řemenového převodu má velikost 188,47 N.

Výpočet reakce R_{A1yz}

$$R_{A1yz} = F_{v1} - R_{B1yz} = 361,42 - 188,47 = \underline{\underline{172,95 \text{ N}}} \quad (44)$$



$F_{v1} = 361,42 \text{ N}$ – výsledná síla namáhající hřídel od řemenového převodu

$R_{B1yz} = 188,47 \text{ N}$ – reakce v podpoře B1 v rovině YZ

Reakce v podpoře A1, která vzniká od působení řemenového převodu, má velikost 172,95 N.

Výpočet ohybového momentu od síly F_{v1}

$$M_{O1Fv1} = R_{B1yz} \cdot b = 188,47 \cdot 0,078 = \underline{\underline{14,7 \text{ N}\cdot\text{m}}} \quad (45)$$

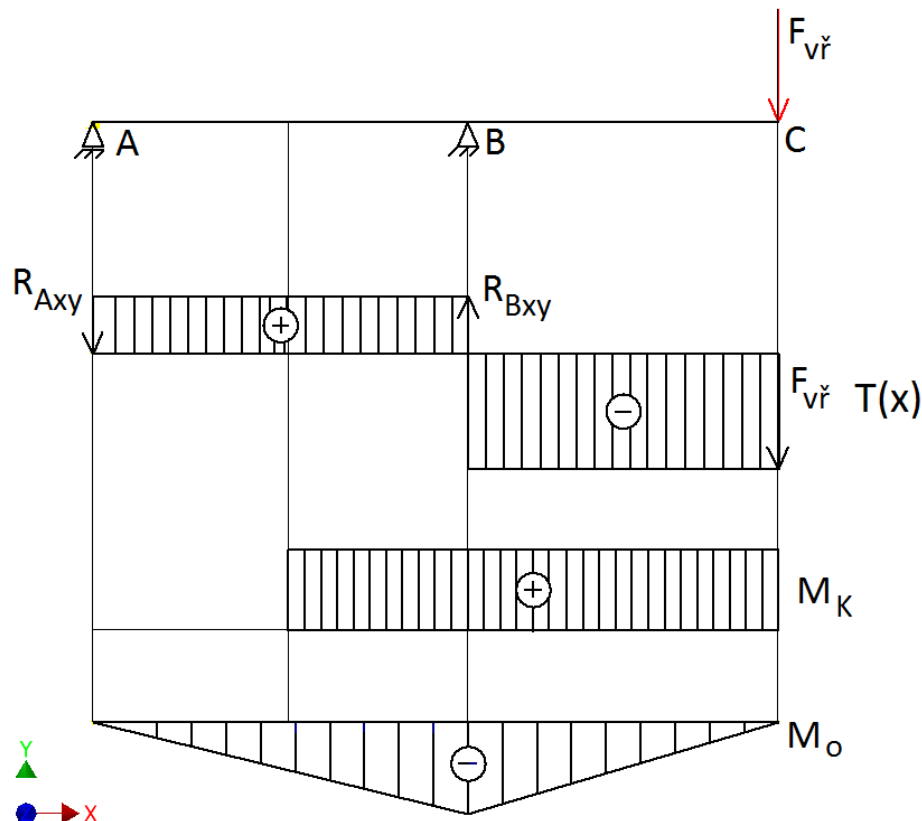
$R_{B1yz} = 188,47 \text{ N}$ – reakce v podpoře B v rovině yz

$b = 78 \text{ mm}$ – vzdálenost síly F_{v1} od podpory B1

Velikost ohybového momentu od působení řemenového převodu je 14,7 N.m.

Průběhy zatížení v rovině XY

Na obr. 40. jsou znázorněny průběhy zatížení první hřídele v rovině XY.



Obr. 40.: Průběh zatížení hřídele jedna v rovině XY



Výpočet reakcí v ložiskách od síly $F_{vř}$

Výpočet reakce R_{B1xy}

$$M_A: F_{vř} \cdot (a + c) - R_{B1xy} \cdot a = 0 \quad (46)$$

$$R_{B1xy} = \frac{F_{vř} \cdot (a + c)}{a} = \frac{3\,698,06 \cdot (163 + 117)}{163} = \underline{\underline{6\,352,5\,N}} \quad (47)$$

$F_{vř} = 3\,698,06\,N$ – výsledná síla namáhající hřídel od řetězového převodu

$a = 163\,mm$ – vzdálenost mezi podporami

$c = 117\,mm$ – vzdálenost síly $F_{vř}$ od podpory B1

Reakce v podpoře B1, která vzniká od působení řetězového převodu, má velikost 6 352,5 N.

Výpočet reakce R_{A1xy}

$$R_{A1xy} = R_{B1xy} - F_{vř} = 6\,352,5 - 3\,698,06 = \underline{\underline{2\,654,44\,N}} \quad (48)$$

$R_{B1xy} = 6\,352,5\,N$ – reakce v podpoře B1 v rovině XY

$F_{vř} = 3\,698,06\,N$ – výsledná síla namáhající hřídel od řetězového převodu

Reakce v podpoře A1, která vzniká od působení řetězového převodu, má velikost 2 654,44 N.

Výpočet ohybového momentu od síly $F_{vř}$

$$M_{O1Fvř} = F_{vř} \cdot c = 3\,698,06 \cdot 0,117 = \underline{\underline{432,67\,N \cdot m}} \quad (49)$$

$F_{vř} = 3\,698,06\,N$ – výsledná síla namáhající hřídel od řetězového převodu

$c = 117\,mm$ – vzdálenost síly $F_{vř}$ od podpory B1

Velikost ohybového momentu od působení řemenového převodu je 432,67 N.m.

Výpočet výsledných reakcí v podporách A1, B1

Výpočet reakce R_{A1}

$$R_{A1} = \sqrt{R_{A1xy}^2 + R_{A1yz}^2} = \sqrt{2\,654,44^2 + 172,59^2} = \underline{\underline{2\,660\,N}} \quad (50)$$

$R_{A1xy} = 2\,654,44\,N$ – reakce v podpoře A1 v rovině XY

$R_{A1yz} = 172,59\,N$ – reakce v podpoře A1 v rovině YZ

Velikost reakce R_{A1} je 2660 N.



Výpočet reakce R_{B1}

$$R_{B1} = \sqrt{R_{B1xy}^2 + R_{B1yz}^2} = \sqrt{6\,352,5^2 + 188,47^2} R_{B1} = \underline{\underline{6\,355,3\text{ N}}} \quad (51)$$

$R_{B1xy} = 6\,352,5\text{ N}$ – reakce v podpoře B1 v rovině XY

$R_{B1yz} = 188,47\text{ N}$ – reakce v podpoře B1 v rovině YZ

Velikost reakce R_{B1} je 6 355,3 N.

Výpočet minimálního průměru hřídele

Výpočet provedeme pomocí redukovaného momentu podle pevnostní teorie HMH, která je určena pro houževnaté materiály. Protože je požadováno upínat řetězová kola s malým počtem zubů, musí mít hřídel co nejmenší průměr v místě upnutí. Jelikož v místě upnutí působí největší zatěžovací síla, musí se zvolit co nejkvalitnější materiál. Jako materiál hřídele byla zvolena ocel ČSN 16 343.

Vlastnosti oceli 16 343

Parametry pro průměr $16 < d < 40\text{ mm}$

Mez pevnosti $R_m = 1\,200 - 1\,400\text{ N.mm}^{-2}$

Mez kluzu $R_{e_{min}} = 900\text{ N.mm}^{-2}$

Dovolené napětí pro střídavý ohyb $\sigma_D = 80\text{ N.mm}^{-2}$ [24]

Výpočet celkového ohybového momentu na první hřídeli

$$M_{O1} = \sqrt{M_{O1Fv1}^2 + M_{O1Fvř}^2} = \sqrt{19,07^2 + 432,67^2} = \underline{\underline{433,1\text{ N.m}}} \quad (52)$$

$M_{O1Fv1} = 19,07\text{ N.m}$ – ohybový moment způsobený silou F_{v1}

$M_{O1Fvř} = 432,67\text{ N.m}$ – ohybový moment způsobený silou $F_{vř}$

Celkový ohybový moment působící na první hřídel má velikost 433,1 N.m.

Výpočet celkového redukovaného napětí

$$M_{Ored1} = \sqrt{M_{O1}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_{km}\right)^2} = \sqrt{433,1^2 + \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 18\right)^2} = \underline{\underline{433,4\text{ N.m}}} \quad (53)$$

$M_{O1} = 433,1\text{ N.m}$ – celkový ohybový moment na hřídeli

$M_{km} = 18\text{ N.m}$ – krouticí moment motoru



$\alpha = \sqrt{3}$ - koeficient pevnostní teorie HMM

Celkový redukovaný moment má velikost 433,4 N.m.

Výpočet minimálního průměru z redukovaného napětí

$$\sigma_{red} = \frac{M_{Ored1}}{W_{O1}} \leq \sigma_D \quad (54)$$

$$W_{O1} = \frac{M_{Ored1}}{\sigma_D} \quad (55)$$

$$\frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{M_{Ored1}}{\sigma_D} \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Ored1}}{\sigma_D \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 433 \cdot 400}{80 \cdot \pi}} = \underline{\underline{24,54 \text{ mm}}} \quad (56)$$

$M_{Ored1} = 433,4 \text{ N}\cdot\text{mm}^2$ – redukované napětí na první hřídeli

$\sigma_D = 80 \text{ N}\cdot\text{mm}^2$ – dovolené napětí pro střídavý ohyb

Minimální průměr první hřídele byl vypočítán 24,54 mm. Podle tohoto údaje můžeme navrhnout vnitřní průměr ložiska, který musí být větší.

Návrh a výpočet ložisek

Protože budou ložiska pracovat pod zátěží v dlouhém pracovním cyklu, byl navržen typ ložiska soudečkové pro jeho velkou únosnost a jeho schopnosti kompenzovat některé nepřesnosti při montáži. Soudečkové ložisko umožňuje naklopení. Navrhuji použít ložiskový domek a soudečkové ložisko od společnosti TIMKEN. Katalogové číslo ložiska 22208, domku QAP08A035S, bližší informace v příloze 3 a příloze 4. Navržené ložisko je konstruováno do pracovní teploty 200°C. Zvolený domek s ložiskem použiji pro obě podpory.

Parametry ložiska:

Dynamická únosnost $C = 104\,000 \text{ N}$

Statická únosnost $C_0 = 99\,700 \text{ N}$

Vnitřní průměr: $d_v = 35 \text{ mm}$

Nejprve provedu kontrolní výpočet pro více namáhané ložisko v podpoře B.

Návrh ložiska v podpoře B1

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska P_{raB1}

$$P_{raB1} = X \cdot F_{rB1} + Y \cdot F_{aB1} \quad (57)$$



Radiální síla zatěžující ložisko F_{rB1} je totožná s reakcí R_{B1} . Axiální síla v našem případě na ložisko nepůsobí.

Z tabulky uvedené v literatuře [23] zjistím pro dvouřadé soudečkové ložisko hodnotu e . Označení e určuje mezní hodnotu vztahu F_a/F_r určující hodnotu koeficientů X a Y .

$$e = 0,26; [23]$$

Výpočet radiálního X a axiálního Y koeficientu

$$\frac{F_{aB1}}{F_{rB1}} = \frac{0}{6\,355,3} = 0 < e \Rightarrow X = 1; Y = 2,6 \quad (58)$$

$$F_{rB1} = R_{B1} \quad (59)$$

$$P_{raB1} = X \cdot R_{B1} = 1,6\,355,3 = \underline{\underline{6\,355,3\,N}} \quad (60)$$

$X = 1$ – radiální koeficient

$R_{B1} = 6\,355,3\,N$ – reakce v podpoře B1

Velikost ekvivalentního zatížení ložiska je $6\,355,3\,N$.

Výpočet životnosti ložiska

Ložisko bude navrženo na životnost 30 000 hodin při maximálních provozních otáčkách 5 500 ot/min.

$$L_{hB} = \left(\frac{C}{P_{raB}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{n_{d1} \cdot 3\,600} = \left(\frac{104\,000}{6\,355,3} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{91,67 \cdot 3\,600} = \underline{\underline{33\,712\,hodin}} \quad (61)$$

$C = 104\,000\,N$ – dynamická únosnost ložiska

$P_{raB1} = 6\,355,3\,N$ – ekvivalentní zatížení ložiska

$n_{d1} = 91,67\,ot \cdot s^{-1}$ – maximální otáčky první hřídele

$m = 10/3$ – koeficient zohledňující styk valivého elementu

Vypočtená životnost ložiska je větší než požadovaná, ložisko vyhovuje.

Návrh ložiska v podpoře A1

Návrh ložiska v podpoře A1 bude proveden stejně jako v podpoře B1, pouze se do rovnic dosadí R_{A1} místo R_{B1} . Výpočet ekvivalentního zatížení se provede podle vztahů (57), (58), (59) a (60). Výsledná velikost ekvivalentního zatížení je

$$P_{raA1} = 2\,660\,N.$$



Výpočet životnosti ložiska je proveden podle vztahu (61). Životnost ložiska $L_{hA1} = 614\,670$ hodin. Vypočtená životnost ložiska dvacetkrát přesahuje požadovanou. Protože použité ložisko je nejmenší, pro které se vyrábějí ložiskové domky, nelze zvolit nižší řadu. Při vytváření konstrukce je kladen důraz na minimalizaci použitých druhů součástí. Proto bude v podpoře A použito toto ložisko, i když je značně předimenzováno.

Silový rozbor pro druhý řemenový převod

Síly působící na hřídel by byly stejné jako u prvního řemenového převodu pouze tehdy, když by byl převod roven jedné. Pro správné navržení hřídele se musí vzít v úvahu nejvíce nepříznivá situace a ta nastává při maximálním možném převodu do pomala, při kterém je převodový poměr roven třem. To znamená, že celková přenášená tečná síla bude třikrát větší, při předpokladu 100 % účinnosti. Tímto předpokladem se posouváme k vyšší bezpečnosti.

Výpočet celkové přenášené tečné síly

$$F_{tc2} = 3 \cdot F_{tc1} = 3 \cdot 360 = \underline{\underline{1\,080\,N}} \quad (62)$$

$F_{tc1} = 360\,N$ - celková přenášená tečná síla

Celková tečná síla přenášená řemenovým převodem má velikost 1 080 N.

Výpočet celkového potřebného předpětí v řemenech za provozu

Výpočet bude proveden podle vztahu (27), do kterého bude dosazeno F_{tc2} . Součinitel tření po dosazení do vztahů (28), (29) bude mít stejnou velikost jako u první hřídele. Celkové potřebné předpětí v řemenech u druhé hřídele má velikost $F_{O2P} = 542,13\,N$.

Výpočet sil působících na převod za provozu

Za provozu dojde ke změně velikosti původních klidových sil předpětí F_{O2P} ve větvích řetězového převodu.



Síla působící v tažné větvi

Výpočet byl proveden podle vztahu (30) a po dosazení F_{tc1} a F_{O2P} je výsledná síla působící v tažné větvi $F_{12} = 1\,082,13\text{ N}$.

Síla působící v odlehčené větvi

Výpočet byl proveden podle vztahu (31) a po dosazení F_{O2P} a F_{tc2} je výsledná síla působící v odlehčené větvi $F_{22} = 2,13\text{ N}$.

Celková síla přenášená řemeny

Výpočet byl proveden podle vztahu (32) dosazením F_{12} a F_{22} . Celková síla přenášená řemeny má velikost $F_{C2} = 1\,080\text{ N}$.

Výsledná síla namáhající hřídel

Po dosazení F_{12} a F_{22} do vztahu (33) se získá velikost síly namáhající hřídel $F_{V2} = 1\,084,26\text{ N}$

Silový rozbor pro řetězový převod

Síla zatěžující druhou hřídel od řetězového je stejná jako u první hřídele.

$$F_{vř} = 3\,698,06\text{ N}$$

Průběhy namáhání a velikosti reakčních sil

Druhá hřídel je rozměrově stejná jako první (obr. 37.). Průběhy namáhání jsou totožné jako u první hřídele (obr. 38. a obr. 39.) a postup výpočtu stejný.

Výpočet reakcí v ložiskách od síly $F_{vř}$

Protože síla $F_{vř}$ a rozměry hřídele jsou stejné jako u první hřídele, jsou i velikosti reakčních sil a momentů totožné.

$$R_{B1xy} = R_{B2xy} = 6352,5\text{ N}$$

$$R_{A1xy} = R_{A2xy} = 2\,654,44\text{ N}$$

$$M_{O1Fvř} = M_{O2Fvř} = 432,67\text{ N.m}$$



Výpočet reakcí v ložiskách od síly F_{V2}

Reakční síly a momenty nebudou stejné jako u první hřídele. Pro výpočet bylo použito nejkritičtější namáhání, které nastává při převodovém poměru $u = 3$ v kombinaci s maximálními otáčkami. Tato situace reálně nemůže nastat, pro zvýšení bezpečnosti bude proveden návrh pro tyto podmínky.

Výpočet reakce R_{B2yz}

Po výpočet byly použity vztahy (42) a (43), ve kterých byla zaměněna síla F_{V1} za sílu F_{V2} . Výsledná reakce má velikost $R_{B2yz} = 565,4 \text{ N}$.

Výpočet reakce R_{A2yz}

Pro výpočet byl použit vztah (44), ve kterém byla zaměněna síla F_{V1} za sílu F_{V2} , a reakce R_{B1yz} za reakci R_{B2yz} . Výsledná reakce má velikost $R_{A1yz} = 518,86 \text{ N}$.

Výpočet ohybového momentu od síly F_{V2}

Pro výpočet byl použit vztah (45), ve kterém byla zaměněna reakce R_{B1yz} za reakci R_{B2yz} . Výsledná velikost momentu je $M_{OFV2} = 44,1 \text{ N.m}$.

Výpočet výsledných reakcí v podporách A2, B2

Výpočet reakce R_{A2}

Pro výpočet byl použit vztah (50), ve kterém byly nahrazeny reakce R_{A1xy} , R_{A1yz} za reakce R_{A2xy} , R_{A2yz} . Velikost výsledné reakce je $R_{A2} = 2\,704,68 \text{ N}$.

Výpočet reakce R_{B2}

Pro výpočet byl použit vztah (51), ve kterém byly nahrazeny reakce R_{B1xy} , R_{B1yz} za reakce R_{B2xy} , R_{B2yz} . Velikost výsledné reakce je $R_{B2} = 6\,377,6 \text{ N}$.

Výpočet minimálního průměru druhého hřídele

Výpočet bude proveden za stejných podmínek, předpokladů a materiálu jako u první hřídele.



Výpočet celkového ohybového momentu na druhé hřídeli

Pro výpočet byl použit vztah (52), ve kterém byl nahrazen moment $M_{O_{1Fv1}}$ za moment $M_{O_{1Fv2}}$. Velikost celkového ohybového momentu působícího na druhou hřídel je $M_{O2} = 434,9 \text{ N.m}$.

Výpočet celkového redukovaného napětí

Při výpočtu redukovaného napětí počítáme s převodovým poměrem $u=3$ a zároveň se zatížením způsobujícím síly při maximálních otáčkách. Tato varianta reálně nemůže nastat, pro zvýšení bezpečnosti bude proveden návrh pro tyto podmínky.

Výpočet momentu pro $u = 3$

$$M_{K2} = i \cdot M_K \cdot \eta_2 = 3 \cdot 17,46 \cdot 0,98 = \underline{\underline{51,33 \text{ N.m}}} \quad (63)$$

$\eta_2 = 0,98$ – účinnost řetězového převodu se pohybuje v rozmezí 0,96 až 0,99, Byla zvolena hodnota 0,98.

Pro výpočet byl použit vztah (53), ve kterém byl nahrazen moment M_{O1} za moment M_{O2} a krouticí moment M_{km} za M_{k2} . Velikost celkového redukovaného momentu působícího na druhou hřídel je $M_{Ored2} = 437,2 \text{ N.m}$.

Výpočet minimálního průměru z redukovaného napětí

Pro výpočet byly použity vztahy (54), (55) a (56), ve kterých byl nahrazen moment M_{Ored1} za moment M_{Ored2} . Minimální průměr druhé hřídele má velikost $d_2 = 24,58 \text{ mm}$.

Při porovnání minimálního průměru d_1 první hřídele a minimálního průměru d_2 druhé hřídele je rozdíl téměř zanedbatelný, i když síla namáhající hřídel od řemenového převodu je u druhé hřídele o 722,84 N větší. To je dáno tím, že síla působí mezi uloženými a změnou její velikosti nenarostou reakční síly o takovou hodnotu, jako by narostly při změně na vetknutém konci. Vypočtený minimální průměr je počítán s velkou bezpečností, protože je navržen pro případ, že všechny špičky napětí působí ve stejném místě, což není pravda. To je patrné z průběhů (obr. 39. a obr. 40).



Návrh a výpočet ložisek

Pro návrh použijeme stejný druh ložiska a domu o stejných parametrech jako u první hřídele. Návrh provedeme nejprve pro více namáhané ložisko v podpoře B2. Jelikož s druhou hřídelí se bude simulovat úhlová nepřesnost při montáži, bude jako pevné ložisko v podpoře A2. Je to z důvodu toho, že bude zachycovat axiální sílu. Protože z výpočtů druhé hřídele víme, že větší zatížení působí na ložisko B2, necháme axiální sílu zachycovat ložiskem v podpoře A2.

Návrh ložiska v podpoře B2

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska P_{raB2}

Výpočet bude proveden stejně jako u podpory B1 za použití vztahů (57), (58), (59) a (60). Po dosazení je velikost ekvivalentního zatížení ložiska $P_{raB2} = 6\,377,6\text{ N}$.

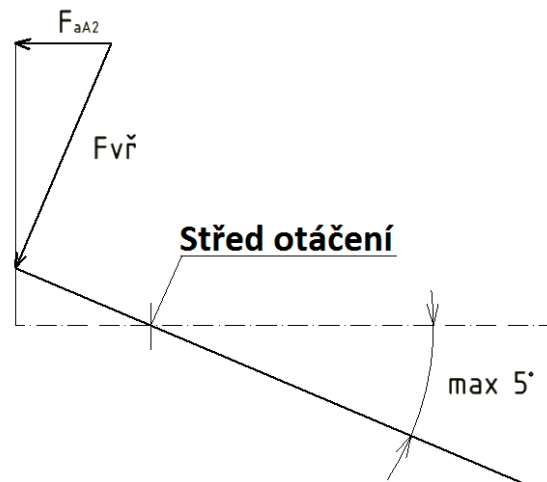
Výpočet životnosti ložiska

Ložisko bude navrženo na životnost 30 000 hodin při maximálních provozních otáčkách $5\,500\text{ ot.min}^{-1}$. Pro výpočet byl použit vztah (61). Vypočítaná životnost ložiska je $Lh = 33\,326\text{ hodin}$, z toho vyplývá, že je ložisko správně navrženo.

Návrh ložiska v podpoře A1

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska P_{raA1}

Pro výpočet se použije vztah (57). V tomto případě je radiální síla zatěžující ložisko F_{ra1} totožná se silou R_{A1} . Axiální síla F_{aA2} v našem případě vzniká pouze při testování úhlové nepřesnosti, jak je vidět na obr. 41. Maximální úhlové vyklonění je stanoveno na 5° .



Obr. 41.: Úhlové vyklonění hřídele

Výpočet velikosti axiální síly

Axiální síla vznikne při vyklonění hřídele. Vykloněním hřídele se rozloží síla $F_{vř}$ na radiální a axiální.

$$F_{aA2} = \sin(5^\circ) \cdot F_{vř} = \sin(5^\circ) \cdot 3\,698,06 = \underline{\underline{322,3\text{ N}}} \quad (64)$$

$F_{vř} = 3\,698,06\text{ N}$ – výsledná síla namáhající hřídel od řetězového převodu

Velikost axiální síly při maximálním vyklonění je 322,3N.

Návrh ložiska provedu za podmínek působení axiální síly a pro zvýšení bezpečnosti bude použito maximální radiální zatížení při nulovém vyklonění hřídele. Níže bylo provedeno dosazení do rovnic (58), (59) a (60).

Výpočet radiálního X a axiálního Y koeficientu

$$\frac{F_{aA2}}{F_{RA2}} = \frac{322,3}{2704,68} = 0,119 < e \Rightarrow X = 1; Y = 2,6 \quad (65)$$

$$F_{aA2} = R_{A2} \quad (66)$$

$$P_{raA2} = X \cdot R_{A2} + Y \cdot F_{aA2} = 1,2 \cdot 2704,68 + 2,6 \cdot 322,3 = \underline{\underline{3\,542,66\text{ N}}} \quad (67)$$

Velikost ekvivalentního zatížení ložiska je 3 542,66 N.

Výpočet životnosti ložiska

Ložisko bude navrženo na životnost 30 000 hodin při maximálních provozních otáčkách $5\,500\text{ ot. min}^{-1}$. Pro výpočet byl použit vztah (61). Vypočítaná životnost ložiska je $L_h = 236\,492\text{ hodin}$. Vypočtená životnost ložiska téměř osmkrát přesahuje požadovanou. Protože použité ložisko je nejmenší, pro které se vyrábějí ložiskové

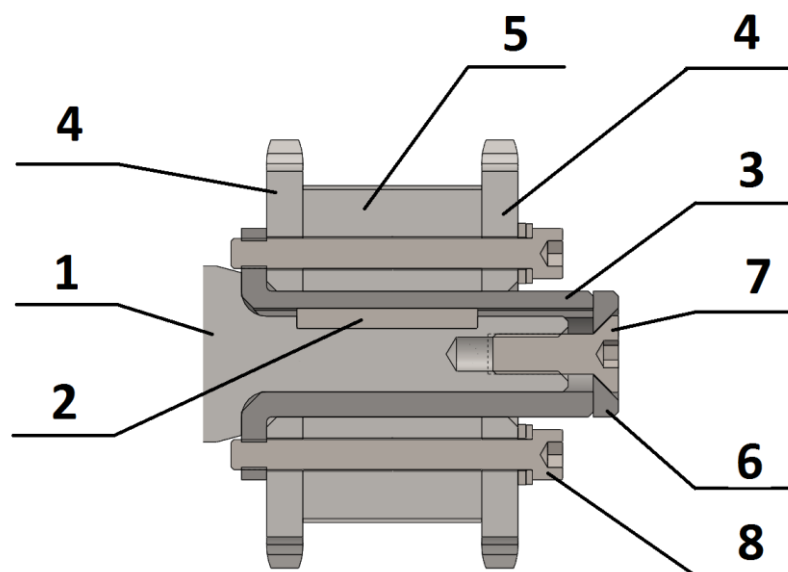
Návrh a konstrukce mobilní zatěžovací stolice pro testování válečkových řetězů 77



domky, nelze zvolit nižší řadu. Při vytváření konstrukce je kladen důraz na minimalizaci použitých druhů součástí. Proto bude v podpoře A použito toto ložisko, i když je značně předimenzováno.

4.8.2 Návrh systému výměny řetězových kol

Kromě řetězu se budou testovat řetězová kola. Je požadováno, aby jejich výměna byla co nejrychlejší a konstrukce co nejjednodušší. Při testování dojde k jejich poškození stejně jako u řetězu, proto bylo navrženo pro testování skládané řetězové kolo, které má nízké pořizovací náklady a je jednoduché na výrobu. Na obr. 42. je znázorněno. Skládá se z deskového řetězového kola s dírou pro náboj a dírami pro šrouby (poz. č. 4) a vložky (poz. č. 5), která vytvoří požadovanou vzdálenost mezi řetězovými koly (poz. č. 4). Skládané řetězové kolo se nasadí na upínací přírubu (poz. č. 3) a přišroubuje se pomocí šroubů a podložek (poz. č. 8). Příruba se nasadí na hřídel (poz. č. 1), přenos krouticího momentu mezi přírubou a hřídelí je realizován dvěma těsnými pery (poz. č. 2). Pera jsou umístěna tak, že roztečný úhel svírá 120° . Pera se nesmí umístit po 180° , protože by došlo k pevnostnímu oslabení hřídele. Příruba je zajištěna proti axiálnímu posuvu přítláčnou podložkou (poz. č. 6) a šroubem (poz. č. 7). Hlavní výhodou tohoto uspořádání je rychlá výměna zkoušeného řetězového kola, pouze se vyšroubují čtyři šrouby.



Obr. 42.: Konstrukce uchycení řetězových kol



Kontrolní výpočty

Kontroly těsného pera

Pro přenos krouticího momentu bylo zvoleno 2 x PERO 4e7x4x36 ČSN 02 2562. Pera musíme zkontrolovat na stříh a otláčení.

Kontrola těsných per na stříh

Kontrolu provedeme pro nejnepříznivější namáhání, ke kterému dochází na druhé hřídeli při převodovém poměru $u = 3$. Na pero působí síla F_s , kterou vypočítáme z momentu M_{k2} .

Výpočet zatěžující síly

$$M_{k2} = F_s \cdot r \Rightarrow \frac{M_{k2}}{r} = \frac{51,33}{0,0075} = \underline{\underline{6\,844\text{ N}}} \quad (68)$$

$r = 7,5\text{ mm}$ – rameno, na kterém působí síla F_s

$M_{k2} = 51,33\text{ N.m}$ – maximální krouticí moment na hřídeli

$$\tau_s = \frac{F_s}{2 \cdot S_p} \leq \tau_{DS} \Rightarrow \frac{6\,844}{2 \cdot 128} = \underline{\underline{26,7\text{ N.mm}^{-2}}} \leq \underline{\underline{65\text{ N.mm}^{-2}}} \quad (69)$$

$\tau_{DS} = 65\text{ N.mm}^{-2}$ – dovolené napětí ve smyku [22]

$S_p [\text{mm}^2]$ – střížná plocha jednoho pera

Výpočet střížné plochy jednoho pera

$$S_p = (l_p - B) \cdot B = (36 - 4) \cdot 4 = \underline{\underline{128\text{ mm}^2}} \quad (70)$$

$B = 4\text{ mm}$ – šířka těsného pera

$l_p = 36\text{ mm}$ – délka těsného pera

Velikost střížné plochy S_p je 144 mm^2 .

Navrhnutá pera splňují kontrolu na stříh.

Kontrola těsných per na otláčení

$$p = \frac{F_s}{2 \cdot S_o} \leq p_D = \frac{6\,844}{2 \cdot 51,2} = \underline{\underline{66,8\text{ N.mm}^{-2}}} \leq \underline{\underline{100\text{ N.mm}^{-2}}} \quad (71)$$

$S_o [\text{mm}^2]$ – plocha namáhaná na otláčení.

$p_D = 100\text{ N.mm}^{-2}$ – dovolené napětí pro otláčení, hodnotu volím podle [12].



Výpočet plochy namáhané na otlačení

$$S_0 = (l_p - B) \cdot t_1 = (36 - 4) \cdot 1,6 = \underline{\underline{51,2 \text{ mm}^2}} \quad (72)$$

$l_p = 36 \text{ mm}$ – délka těsného pera

$B = 4 \text{ mm}$ – šířka těsného pera

$t_1 = 1,6 \text{ mm}$ - hloubka drážky pro těsné pero v náboji

Otlačovaná plocha S_0 má velikost $51,2 \text{ mm}^2$.

Navrhnutá pera splňují kontrolu na stříh.

Kontrola šroubu zajišťující axiální sílu

Šroub, který zajišťuje axiální posuv, je namáhán axiální silou při vyklonění hřídele. U šroubu musíme zkontrolovat závit na otlačení a předepsat správně velikost utahovacího momentu, tak aby nemohlo dojít k jeho povolení. V konstrukci je použit šroub se závitem M8 x 1,25.

Kontrola otlačení závitu

$$P = \frac{F_{aA}}{\pi \cdot d_{\dot{s}2} \cdot H_1 \cdot Z} \leq P_D == \frac{322,3}{\pi \cdot 7,188 \cdot 0,677 \cdot 7} = \underline{\underline{3,01 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}} \quad (73)$$

$p_D = 8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ – dovolený tlak, volím podle literatury [12]

$Z = 7$ – počet nosných závitů, byl zvolen sedm, podle literatury [12], která uvádí, že pouze prvních sedm závitů je nosných.

$d_{\dot{s}2} = 7,188 \text{ mm}$ – střední průměr závitu

Výpočet nosné výšky závitu H_1

$$H_1 = \left(\frac{D_{\dot{s}1} - d_{\dot{s}1}}{2} \right) = \left(\frac{8 - 6,647}{2} \right) = \underline{\underline{0,677 \text{ mm}}} \quad (74)$$

$D_{\dot{s}1} = 8 \text{ mm}$ – velký průměr závitu

$d_{\dot{s}1} = 6,647 \text{ mm}$ – malý průměr matice

Nosná výška závitu je $0,677 \text{ mm}$.

Tlak v závitech je $5,01 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Tento tlak je menší než dovolený, tudíž je podmínka pro otáčení splněná.



Kontrola tahového napětí v jádře šroubu

$$\sigma_{tš} = \frac{F_{aA1}}{S_3} \leq \sigma_{Dš} = \frac{322,3}{32,36} = \underline{\underline{9,96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}} \leq \underline{\underline{300 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}} \quad (75)$$

$S_3 [\text{mm}^2]$ – průřez jádra šroubu

$F_{aA1} = 322,3 \text{ N}$ – axiální síla

Dovolené napětí šroubu v tahu je menší než skutečné, podmínka je splněna.

Výpočet průřezu jádra šroubu

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_{š3}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6,446^2}{4} = \underline{\underline{32,36 \text{ mm}^2}} \quad (76)$$

$d_{š3} = 6,446 \text{ mm}$ – malý průměr závitu

Plocha jádra závitu má velikost $32,36 \text{ mm}^2$.

Dovolené napětí $\sigma_{Dš}$ bylo zvoleno s určitou bezpečností k k mezi kluzu materiálu šroubu. Bezpečnost k se volí v rozmezí 3 až 6 [25]. Byla zvolena $k = 4$. Šroub bude z materiálu 12.9., který má mez pevnost v tahu $\sigma_t = 1220 \text{ M} \cdot \text{mm}^{-2}$ [33].

$$\sigma_{Dš} = \frac{\sigma_D}{k} = \frac{1200}{4} = \underline{\underline{300 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}} \quad (77)$$

Dovolené napětí šroubu v tahu je $300 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Utahovací moment

Z tab. 12. se podle materiálu vybere doporučený utahovací moment M_u . [34]

Tab. 12.: Tabulka utahovacích momentů pro šroub M8 [34]

pevnost		5.8		8.8		10.9		12.9	
D	R	Mu	Fo	Mu	Fo	Mu	Fo	Mu	Fo
		N·m	N	N·m	N	N·m	N	N·m	N
M 8	1,25	16,1	10003	24,5	15242	35,9	22388	42	26198

Doporučený utahovací moment má velikost $42 \text{ N} \cdot \text{m}$.

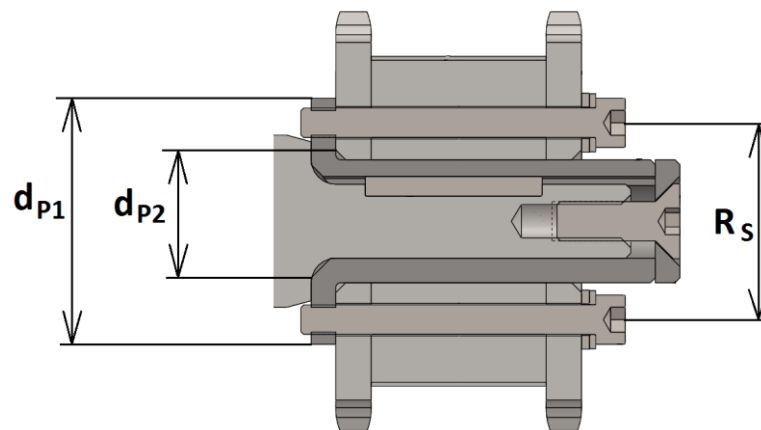


Kontrola šroubu sloužící k uchycení řetězového kola

Zkoušené skládané řetězové kolo je uchyceno k přírubě pomocí čtyř nelicovaných šroubů M6 x 1 z materiálu 12.9. Musí se provést kontrola na přenášený výkon a tlak ve stykových plochách.

Kontrola na přenášený výkon

Krouticí moment se přenáší mezi přírubou a zkoušeným řetězovým kolem třením a kontrolní výpočet byl proveden pomocí následující rovnice [25]. Na obr. 43. jsou zakótovány některé parametry potřebné pro následující výpočet.



Obr. 43.: Zobrazení parametru pro kontrolu upínacích šroubů

$$M_V \leq f \cdot F \cdot R_S = f \cdot i \cdot \frac{\pi \cdot d_{\xi 3}^2}{4} \cdot \sigma_{D\xi} \cdot R_S \quad (78)$$

$$66,73 \leq 0,2 \cdot 4 \cdot \frac{\pi \cdot 4,773^2}{4} \cdot 300 \cdot 0,0385 \Rightarrow \underline{\underline{102,66 \text{ N} \cdot \text{m} \leq 163,2 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

M_V [N.m] – výpočtový moment

$$M_V = k \cdot M_{K2} = 2,51,33 = \underline{\underline{102,66 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (79)$$

$k = 2$ – bezpečnost, byla zvolena 2, což je více než udává literatura [25], navýšení proběhlo z důvodu testování dynamického rázu.

$d_{\xi 3}^2 = 4,773 \text{ mm}$ - malý průměr závitu

$i = 4$ – počet šroubů

$f = 0,2$ – součinitel tření mezi přírubou a zkoušeným řetězovým kolem [25]

Kontrolní výpočet na přenášený výkon potvrdil správnost zvolených šroubů.



Výpočet středního poloměru R_s

$$R_s = \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} = \frac{50 + 27}{2} = \underline{\underline{38,5 \text{ mm}}} \quad (80)$$

$d_{p1} = 50 \text{ mm}$ – vnější průměr příruby, který ohraničuje oblast přenosu M_{k2}

$d_{p2} = 27 \text{ mm}$ – vnitřní průměr příruby, který ohraničuje oblast přenosu M_{k2}

Střední poloměr tření má velikost $R_s = 38,5 \text{ mm}$.

Kontrola tlaku ve stykové ploše

$$p = \frac{i \cdot F_{o\dot{s}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{p1}^2 - d_{p2}^2)} \leq p_D = \frac{4 \cdot 2 \cdot 166,56}{\frac{\pi}{4} \cdot (50^2 - 27^2)} = \underline{\underline{6,32 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 45 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}} \quad (81)$$

$p_D = 45 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ – dovolené napětí volím dle literatury [25]

$d_{p1} = 50 \text{ mm}$ – vnější průměr příruby, který ohraničuje oblast přenosu M_{k2}

$d_{p2} = 27 \text{ mm}$ – vnitřní průměr příruby, který ohraničuje oblast přenosu M_{k2}

$i = 4$ – počet šroubů

$F_{o\dot{s}}$ [N] – osová síla v jednom šroubu

Tlak v kontaktní ploše je menší než dovolený tlak, podmínka je splněna.

Výpočet osová síly v jednom šroubu $F_{o\dot{s}}$

$$F_{o\dot{s}} = \frac{M_V}{i \cdot f \cdot R_s} = \frac{102,66}{4 \cdot 0,2 \cdot 38,5} = \underline{\underline{2 \cdot 166,56 \text{ N}}} \quad (82)$$

$i = 4$ – počet šroubů

$R_s = 38,5 \text{ mm}$ - střední poloměr

$f = 0,2$ – součinitel tření

$M_V = 102,66 \text{ N} \cdot \text{m}$ – výpočtový moment

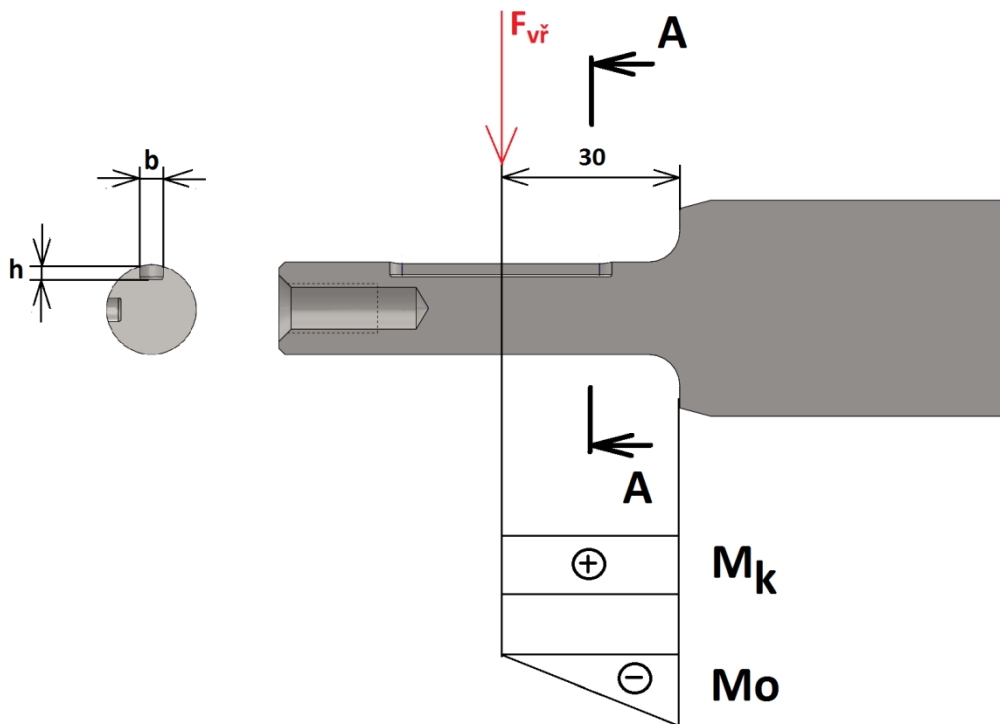
Velikost osová síly v jednom šroubu je $2 \cdot 166,56 \text{ N}$

Pevnostní kontrola uchycení systému pro řetězová kola

Průměr konce hřídele pro upínání zkušebních řetězových kol je menší než minimální vypočtený průměr, proto bude provedena jeho pevnostní kontrola. Konec hřídele, který je upraven pro uchycení řetězových kol, bude namáhán silou od řetězového převodu a krouticím momentem. Nebude namáhán silou od řemenového převodu, protože tato síla je zachycena v ložiskách. Výpočet bude proveden pro



nejvíce kritický průřez, který je na obr. 44. Průřez je mezikruží, od kterého jsou ještě odečteny drážky pro pera. Na tomto průřezu bylo zkontrolováno namáhání od krutu a v místě změny průměru z 15 mm na 35 mm bylo zkontrolováno ohybové napětí. Z těchto napětí se vypočítá redukované napětí a stanoví se statická bezpečnost k mezi kluzu.



Obr. 44.: Zatížení konce hřídele

Kontrola na krut

$$\tau_k = \frac{M_{k2}}{W_k} \leq \tau_{Dk} = \frac{51\,330}{561} = \underline{\underline{91,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}} \leq \underline{\underline{120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}} \quad (83)$$

$M_{k2} [\text{N} \cdot \text{m}]$ – maximální kroticím moment na druhé hřídeli

$W_k [\text{mm}^3]$ – modul průřezu v krutu

Navržený konec hřídele splňuje podmínku namáhání kroticím momentem.

Výpočet modulu průřezu v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_h^3}{16} - 2 \cdot \frac{B \cdot t \cdot (d_h - t)^2}{2 \cdot d_h} = \frac{\pi \cdot 15^3}{16} - 2 \cdot \frac{4,2 \cdot 4 \cdot (15 - 2,4)^2}{2 \cdot 15} = \underline{\underline{561 \text{ mm}^3}} \quad (84)$$

$d_h = 15 \text{ mm}$ – průměr konce hřídele



$\tau_{Dk} = 120 \text{ N.mm}^{-2}$ – dovolené napětí v krutu volím podle literatury [26].

$t = 2,4 \text{ mm}$ – hloubka drážky pro těsné pero v hřídeli

$B = 4 \text{ mm}$ – šířka drážky pro těsné pero

Velikost modulu průřezu v krutu je 561 mm^3 .

Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{110\,900}{331,3} = \underline{\underline{334,7 \text{ N.mm}^{-2}}} \quad (85)$$

$M_o [\text{N.m}]$ – ohybový moment v místě osazení

$W_o [\text{mm}^3]$ – modul průřezu v ohybu

Výsledné ohybové napětí má velikost $334,7 \text{ N.mm}^{-2}$.

Výpočet ohybového momentu

$$M_o = F_{vř} \cdot l = 3698,06 \cdot 0,030 = \underline{\underline{110,9 \text{ N.m}}} \quad (86)$$

$l = 0,03 \text{ m}$ – vzdálenost síly $F_{vř}$ od místa osazení

$F_{vř} = 3\,698,06 \text{ N}$ – výsledná síla namáhající hřídel od řetězového převodu

Velikost ohybového momentu je $110,9 \text{ N.m}$

Výpočet modulu průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_h^3}{32} = \frac{\pi \cdot 15^3}{32} = \underline{\underline{331,3 \text{ mm}^3}} \quad (87)$$

$d_h = 15 \text{ mm}$ – průměr konce hřídele

Vypočtená velikost modulu průřezu v ohybu je $331,3 \text{ mm}^3$.

Výpočet redukovaného namáhání

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{334,7^2 + (\sqrt{3} \cdot 91,5)^2} = \underline{\underline{373,2 \text{ N.mm}^{-2}}} \quad (88)$$

$\tau_k = 91,5 \text{ N.mm}^{-2}$ – napětí v krutu

Velikost redukovaného momentu byla vypočtena $373,2 \text{ N.mm}^{-2}$.



Výpočet statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{900}{373,2} = \underline{\underline{2,4}} \quad (89)$$

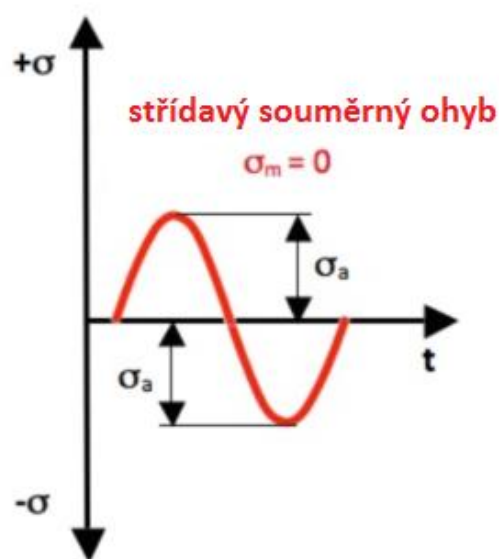
$\sigma_{red} = 373,2 \text{ N.mm}^{-2}$ – redukované napětí

$Re = 900 \text{ N.mm}^{-2}$ – mez kluzu

Velikost statické bezpečnosti je 2,4, což považuji za vyhovující. Tato hodnota odpovídá maximálnímu možnému namáhání zkušebního zařízení. Při zkoušení za jiných podmínek bude nabývat větších hodnot.

4.8.3 Kontrola dynamické bezpečnosti

V rámci rozsahu této práce již nezbyl prostor na provedení kontroly dynamické bezpečnosti. Při kontrole dynamické bezpečnosti se bude uvažovat střídavý souměrný ohyb (obr. 45.) a stálý krut za ustáleného provozního režimu. Při uvažování ustáleného provozního režimu ve výpočtu vytěsňujeme zkoušení dynamického rázu, to se zohlední při volbě dynamické bezpečnosti, tak že půjdeme na vyšší hodnotu. Bude provedena kontrola vrubů na hřídeli - osazení na hřídeli (přechod z menšího na větší průměr – mezi nimi rádius), drážka pro pero a otvor se závitem v čele hřídele. Dále se provede kontrola torzní tuhosti hřídele a kontrola ohybové tuhosti.

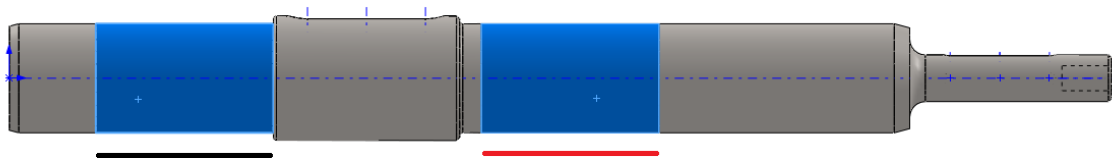


Obr. 45.: Střídavý souměrný ohyb - upraveno z [6]



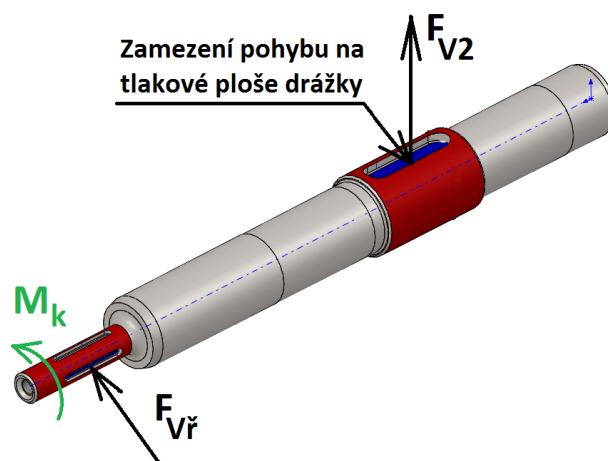
4.8.4 Kontrola hřídele metodou konečných prvků

Pro ověření analytických výpočtů provedu kontrolu hřídele pomocí metody konečných prvků. Jedná se o geometricky i materiálově lineární statický výpočet. Výpočet byl proveden v software Solidworks simulate 2013. Velikosti zatěžujících sil byly použity z kapitoly 4.6.1, ve které byly vypočteny. Na obr. 46. je znázorněno uložení hřídele. Plocha, která je podtržena černou barvou znázorňuje axiálně posuvnou podporu a plocha podtržená červenou barvou znázorňuje pevnou podporu. Obě dvě podpory mají povolenou rotaci kolem osy.



Obr. 46.: Uložení hřídele

Na obr. 47. je znázorněn systém zatížení. Převyšlý konec hřídele je zatížen radiální silou F_{Vr} , krouticí moment je aplikován na tlakové straně drážek pro pera. Rotace je zamezena na řemenici, zde je odebrán posuvný pohyb na tlakové straně drážky pro pero, kolmo k ploše. Dále je v místě uložení řemenice aplikována radiální síla od řemenového převodu.

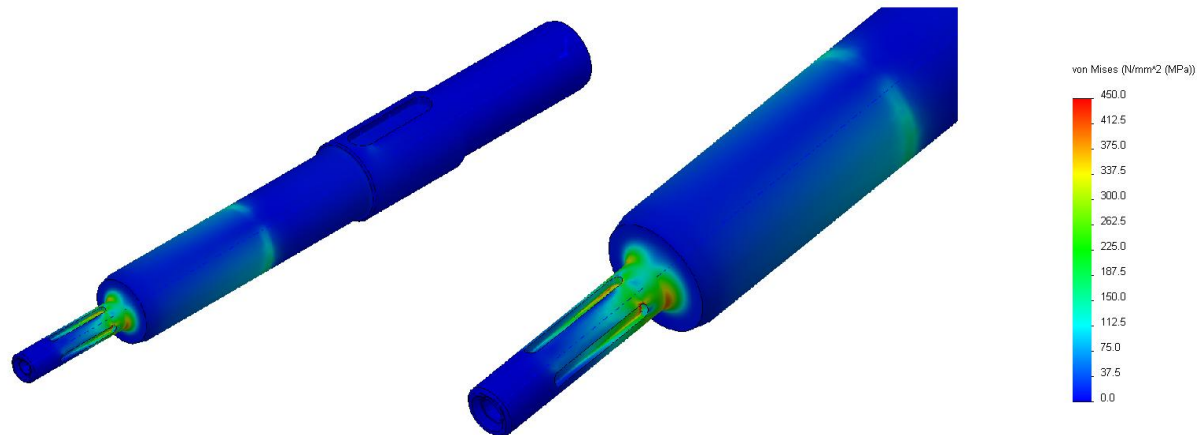


Obr. 47.: Zatížení a zamezení pohybu hřídele

Byly použity kvadratické TETRA elementy průměrné velikosti 5 mm s rovnoměrným zmenšením dle zakřivení plochy. Minimální velikost elementu je 0,5



mm. Vzhledem k omezeným možnostem programu Solidworks neodpovídá zatížení radiálními silami skutečnému sinusovému rozložení. Tento zjednodušující předpoklad by však neměl mít zásadní vliv na kumulaci napětí v kritických místech. Při vyhodnocování výsledků byl brán zřetel na toto zjednodušení.



Obr. 48.: Průběh napětí zjištěný pomocí MKP analýzy

Na obrázcích je vykreslováno Von Mises napětí na nodech (udává lepší představu o napjatosti v kritických místech), vyhodnocováno je ale napětí na uzlech, jakožto základní entita, na které je napětí počítáno. Hodnoty v uzlech bývají odvykle o něco větší, jsou ale ovlivněny interpolací pomocí tvarové funkce.

Kritické místo je v přechodovém rádiusu na obr. 48. Výsledná hodnota napětí je $420 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Tato hodnota je pod mezí kluzu se součinitelem bezpečnosti 2,3. Zatížení v tomto místě je střídavé, součinitel bezpečnosti k mezi únavy je 1,43. Hodnota napětí v tomto místě může být ovlivněna zjednodušením, kdy není součástí analyzována jako sestava, protože část silového účinku je přenášena díky předpětí na čelní dosedací plochy řetězového kola. Lze tedy předpokládat, že skutečné napětí by bylo nižší. Z výše uvedeného vyplývá, že analýza je na konzervativní straně řešení. Deformace na převislém konci hřídele nebyla vyhodnocována, protože by byla značně ovlivněna nepřítomností řetězového kola. Vzhledem k použití napínacího mechanismu není deformace na konci hřídele kritériem ohrožujícím funkci. Z předchozích komentářů vyplývá, že vypočtené výsledky s dostatečnou bezpečností vyhovují požadavkům.



4.8.5 Spojení řemenic s hřídelemi

Pro spojení hřídele a náboje řemenice jsem zvolil spojení pomocí svěrných pouzder Taper. Na obr. 49. je vyobrazeno pouzdro Taper (poz. č. 2) s řemenicí (poz. č. 1). Upevnění se provádí vložení pouzdra do řemenice, následným nasazením na hřídel a dotažením šroubů (poz. č. 3). Při jejich dotahování vzniká svěrná síla v kuželu. Tato síla způsobí axiální pojištění spoje a přenos krouticího momentu. Výhodou těchto pouzder je snadná montáž, lze koupit řemenice s již připraveným nábojem pro tato pouzdra a není potřeba žádná úprava výstupních hřídelí z motoru. Pouzdro má kuželový vnější povrch a válcovou vnitřní díru v toleranci H7 včetně normalizované drážky na pero. V konstrukci stroje jsou použita pouzdra TB 1610 a TB 2012, dle katalogu (Příloha 5) přenesou krouticí moment $486 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ a $808 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$, což několikanásobně přesahuje přenášený moment v našem případě.[28]



Obr. 49.: Pouzdro Taper umístěné v řemenici - upraveno z [27]

4.8.6 Výpis katalogových komponent

Z následujících návrhových a kontrolních výpočtů budou v konstrukci použity následující komponenty:

Motor - 1LE1001-1BA62-2AA5 (1 Ks)

Motor - 1LE1001-1BA62-2AA6 (1 Ks)

Řemenice - SPZ0100 - 3 (2 Ks)

Řemenice - SPZ0140 - 5 (2 Ks)

Taper pouzdro TB 1610 - 28 (1 Ks)



Taper pouzdro TB 1610 – 40 (1 Ks)

Taper pouzdro TB 2012 - 28 (1 Ks)

Taper pouzdro TB 2012 – 40 (1 Ks)

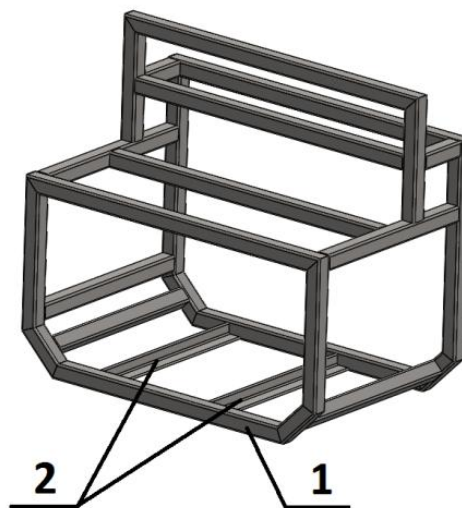
Řemen SPZ1600 Lw Contitech (3 Ks)

Řemen SPZ1800 Lw Contitech (5 Ks)

Ložiskový domek typ QAP08A035S (4 Ks) + soudečkové ložisko 22208 (4 Ks)

4.8.7 Konstrukce rámu

Hlavní nosný prvek celého zkušebního zařízení je nosný rám. Rám bude svařovaný z profilů TR 4HR 50 x 3,5 ČSN 42 6935.0 (poz. č. 1) z materiálu 11 373, pouze pro uchycení napínacího šroubů pro řemenové převody jsou do konstrukce použity dva profily L 50 x 40 x 5 ČSN 42 5545 (poz. č. 2) z materiálu 11 373. Na obr. 50 je znázorněn svařený nosný rám. Konstrukčně je řešen tak, aby měl co největší tuhost, proto byl použit poměrně hrubý profil a v konstrukci jsou umístěny příčky, které ho vyztužují.

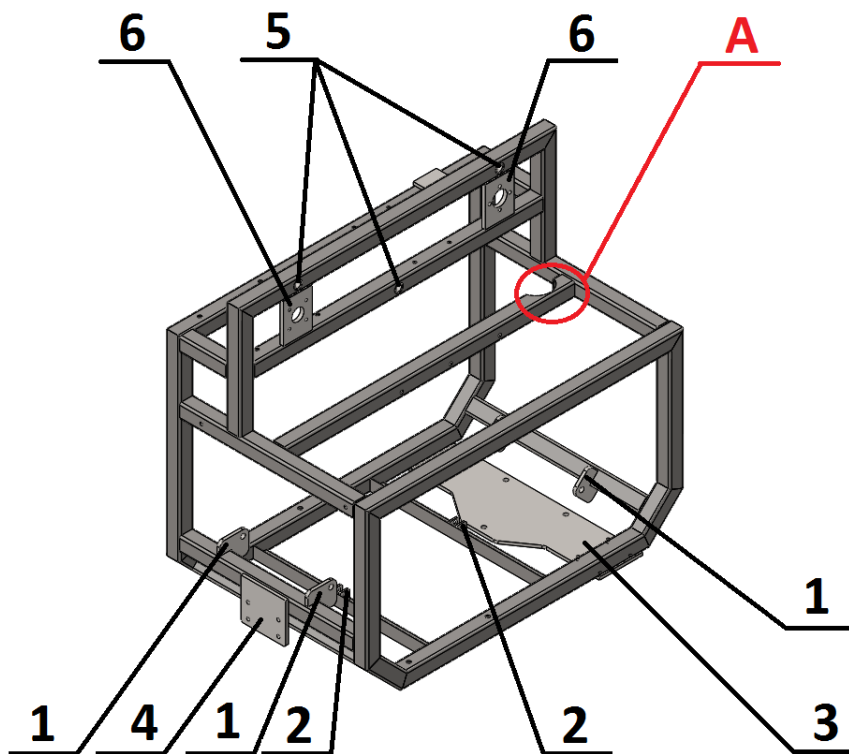


Obr. 50.: Nosný rám

Na obr. 51. je nosný rám, ke kterému jsou přivařeny další prvky pro uchycení dalších součástí. Konzole (poz. č. 1) slouží pro uchycení desek, na kterých budou umístěny motory. Pro uchycení napínacích šroubů pro řemenové převody se přivaří držáky (poz. č. 2). Na desku (poz. č. 3) se přišroubují pojezdová kolečka s brzdou a opěrná noha. Pro uchycení teleskopického kolečka slouží deska (poz. č. 4). Pro připevnění boxu jsou do profilu vložena a zavařena pouzdra (poz. č. 5), přesná



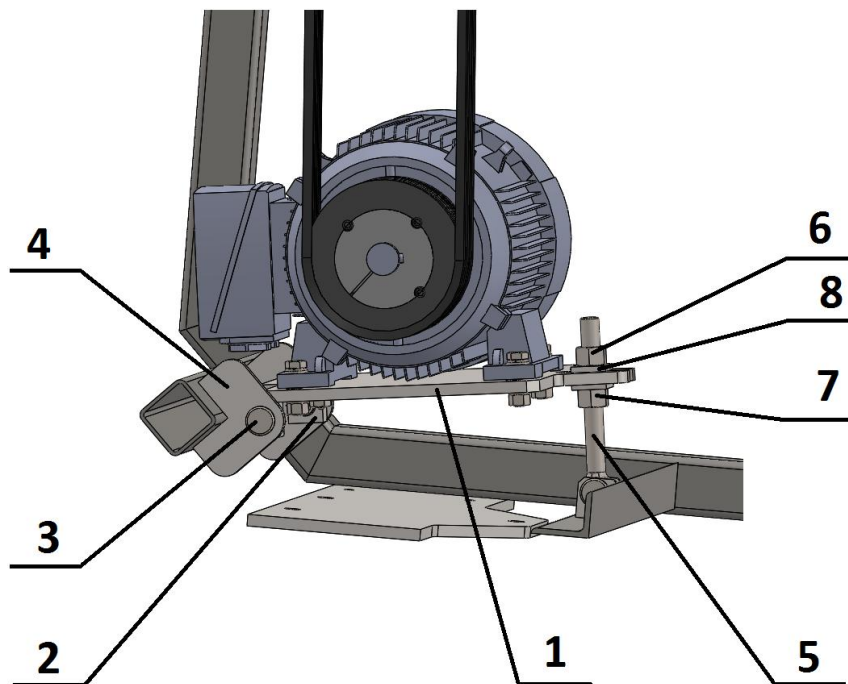
funkce pouzder je popsána v kapitole 4.6.3. Pro uchycení těsnění hřídelů byly mezi nosné profily umístěny a přivařeny desky (poz. č. 6). V místě označeném písmenem A je upraven profil z důvodu připojení vypouštěcí soustavy. Na rámu jsou již připravené otvory pro uchycení dalších prvků.



Obr. 51.: Nosný rám

4.8.8 Konstrukce uchycení motoru

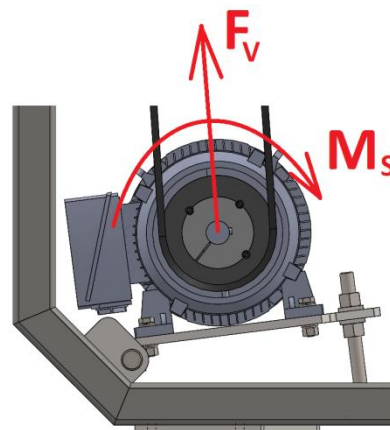
Na obr. 52. je proveden řez rámem, ve kterém je vidět uchycení motoru k nosnému rámu stroje. Motor je pomocí šroubů, matic a podložek přišroubován k nosné desce (poz. č. 1). Na nosné desce jsou přivařeny držáky (poz. č. 2), v držácích je průchozí otvor, kterým prochází čep (poz. č. 3). Nosná deska s motorem je umístěna mezi konzolami (poz. č. 4), které jsou přivařeny k rámu. Spojení nosné desky s konzolami je pomocí čepů s hlavou a závlačkou. Otočné uložení bylo zvoleno z požadavku na dopínání řemenových převodů. K dopínání slouží šroub s okem (poz. č. 5), který je otočně uchycen k rámu za pomoci čepu s hlavou a závlačkou. Dopínání je realizováno stahováním matice (poz. č. 6) a následným zajištěním maticí (poz. č. 7), pod maticemi jsou umístěny podložky (poz. č. 8) pro roznesení tlaku.



Obr. 52.: Uchycení motoru

Rozbor namáhání uchycení motoru

Na obr. 53. je znázorněno namáhání uchycení motoru, motor je namáhán od síly F_v od řemenového převodu a dále zachytává statorový moment motoru M_s . Kritická místa, která vyžadují kontrolu, jsou uchycení nosné desky k rámu (kontrola čepů – střih a otláčení), kontrola napínacího šroubu a jeho uchycení k rámu (střih otláčení a ohyb). Protože na motoru se může měnit smysl otáčení, musíme nejprve vyšetřit, při kterém smyslu otáčení je uchycení nejvíce namáháno.



Obr. 53.: Rozbor namáhání uchycení motoru

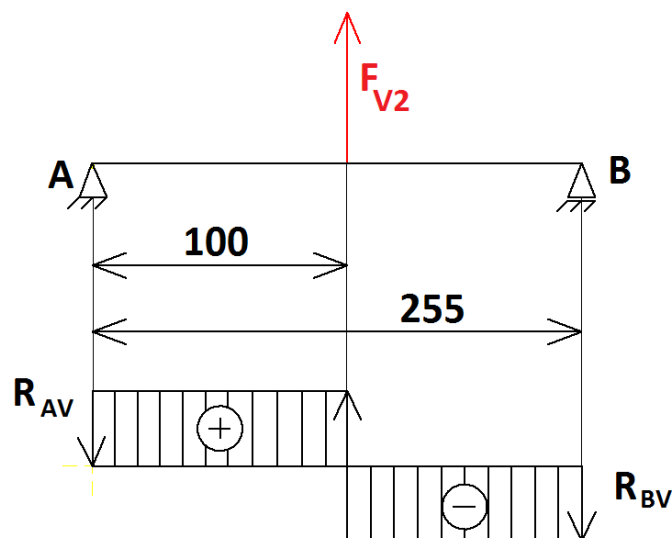


Namáhání od síly F_V

Pro výpočet nahradíme celou sestavu staticky určitým nosníkem. Na obr. 54. a obr. 55. je zobrazen nosník i se zatížením. Podpora A je rotační, nahrazuje skutečné rotační uchycení. Podpora B je posuvná. Toto zjednodušení můžeme provést, protože napínací šroub je v drážce nosné desky. Dále budeme uvažovat nosnou desku jako dokonale tuhé těleso. Pro výpočet reakcí od síly, kterou na desku působí řemenový převod, byla použita síla F_{V2} . Síla F_{V2} je největší síla, která může od řemenového převodu vzniknout. Maximální velikost satorového momentu M_S je rovna maximálnímu přenášenému momentu na motoru M_{k2} sloužícím jako zátěž. Musíme provést vyšetření namáhání od satorového momentu pro oba smysly otáček a poté určit nejhorší kombinaci, pro kterou bude proveden kontrolní výpočet.

Průběh zatížení od síly F_{V2}

Na obr. 54. je znázorněn průběh zatížení od síly F_{V2} , které vzniká od řemenového převodu.



Obr. 54.: Průběh reakcí od zatěžující síly F_{V2}

Výpočet reakcí R_{BV}

$$M_A: F_{v2} \cdot 100 - R_{BV} \cdot 255 = 0 \Rightarrow R_{BV} = \frac{F_{v2} \cdot 100}{255} = \frac{1\,084,26 \cdot 100}{255} = \underline{\underline{425,2\, N}} \quad (90)$$

$F_{V2} = 1\,084,26\, N$ – síla působící od řemenového převodu

Reakce R_{BV} má velikost 425,2 N.



Výpočet reakce R_{AV}

$$R_{AV} = F_{v2} - R_{BV} = 1\,084,26 - 425,2 = \underline{\underline{659,06\text{ N}}} \quad (91)$$

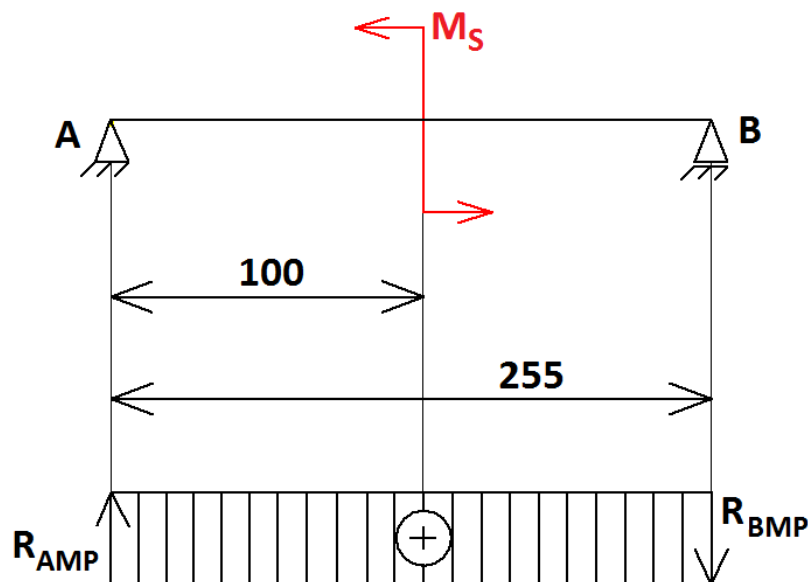
$F_{v2} = 1\,084,26\text{ N}$ – síla působící od řemenového převodu

$R_{BV} = 425,2\text{ N}$ – reakce v podpoře B od síly F_{v2}

Reakce R_{AV} má velikost 659,06 N.

Průběh zatížení od statorového momentu pro pravý smysl otáčení hřídele

Na obr. 55 je znázorněn průběh zatížení od statorového momentu M_S , které vzniká od zachycení reakce motoru.



Obr. 55.: Průběh síly od zatížení statorovým momentem M_S

Výpočet reakcí R_{BMP} a R_{AMP}

$$M_A: M_S - R_{BMP} \cdot 255 = 0 \Rightarrow R_{BMP} = -\frac{M_S}{255} = -\frac{51\,330}{255} = \underline{\underline{-201,3\text{ N}}} \quad (92)$$

$M_S = 51,33\text{ N.m}$ – statorový moment motoru

Reakce R_{BMP} má velikost -201,3 N.

Výpočet reakce R_{AMP}

Z průběhu reakcí je patrné, že velikost R_{AMP} je stejná jako R_{BMP} .

$$\underline{\underline{R_{AMP} = 201,3\text{ N}}} \quad (93)$$



Průběh zatížení od statorového momentu pro pravý smysl otáčení hřídel

Průběh bude stejný jako na obr. 54. s tím rozdílem, že smysl momentu a reakcí bude opačný.

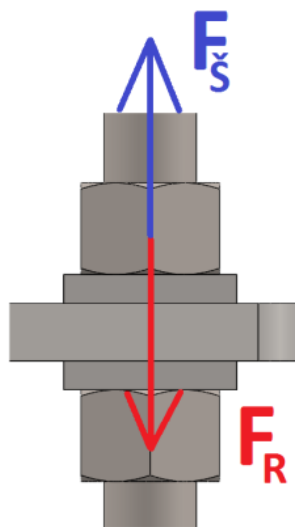
Výpočet reakcí R_{BML} a R_{AML}

Velikost reakce R_{BML} a R_{AML} je stejná jako R_{BMP} a R_{AMP} ale s opačnou orientací.

$$\underline{\underline{R_{AML} = -201,3 \text{ N}}} \quad (94)$$

$$\underline{\underline{R_{BML} = 201,3 \text{ N}}} \quad (95)$$

Na obr. 56. je znázorněna síla zatěžující šroub F_S , jejíž velikost je stejná, ale orientace opačná oproti vypočtené reakční síle F_R od zatížení (F_{V2} nebo M_S). Tento fakt se bude brát na zřetel při určení nejhorší kombinace namáhání uchycení motoru.



Obr. 56.: Silová rovnováha v napínacím šroubu

Návrh nejkritičtějšího namáhání vztáhneme k napínacímu šroubu, který je nejslabším místem celého napínacího mechanismu. Proto budou provedeny kontrolní výpočty jen pro tento uzel. Z průběhů zatížení je patrné, že při kombinaci namáhání silou F_{V2} s namáháním od statorového momentu pro levý smysl otáček působí síly proti sobě a výsledná síla působící na šroub vznikne jejich odečtením. Při opačných otáčkách se síla F_{V2} s reakční silou od statorového momentu sečte. Pro tuto kombinaci namáhání provedeme kontrolní výpočty.



Levý smysl otáček

$$F_{\xi} = B_{BV} - R_{BML} = 425,2 - 201,3 = \underline{\underline{223,9 \text{ N}}} \quad (96)$$

$R_{BV} = 425,2 \text{ N}$ – reakce od síla F_{V2}

$R_{BML} = 201,3 \text{ N}$ – reakce v podpoře B od levého statorového momentu

Velikost síly zatěžující šroub pro levý smysl otáčení je 223,9 N.

Pravý smysl otáček

$$F_{\xi} = R_{BV} - R_{BMP} = 425,2 + 201,3 = \underline{\underline{626,5 \text{ N}}} \quad (97)$$

$R_{BV} = 425,2 \text{ N}$ – reakce od síla F_{V2}

$R_{BMP} = -201,3 \text{ N}$ – reakce v podpoře B od pravého statorového momentu

Velikost síly zatěžující šroub pro pravý smysl otáčení je 626,5 N.

Výsledky rovnic (96) a (97) jsou kladné hodnoty, což znamená, že šroub je namáhaný pouze na tah. Kontrolní výpočet bude proveden pro velikost síly $F_{\xi} = 626,5 \text{ N}$.

Kontrola tahového napětí v jádře šroubu

V konstrukci je použit ŠROUB M16 x 150 DIN 444, materiál 8.8 ($R_m = 800 \text{ N.mm}^2$)

$$\sigma_{t\check{s}} = \frac{F_{\xi}}{S_3} = \frac{F_{\xi}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_{D\check{s}} \Rightarrow = \frac{626,5}{\frac{\pi \cdot 13,54^2}{4}} = \underline{\underline{4,4 \text{ N/mm}^2}} \leq \underline{\underline{160 \text{ N/mm}^2}} \quad (98)$$

$F_{\xi} = 626,5 \text{ N}$ – síla zatěžující šroub

$d_3 = 13,54 \text{ mm}$ – malý průměr závitu

Kontrolní výpočet tahového namáhání šroubu potvrdil správnost zvoleného šroubu.

Výpočet dovoleného napětí

$$\sigma_{D\check{s}} = \frac{R_M}{k} = \frac{800}{5} = \underline{\underline{160 \text{ N/mm}^2}} \quad (99)$$

$R_M = 800 \text{ N.mm}^2$ – mez pevnosti

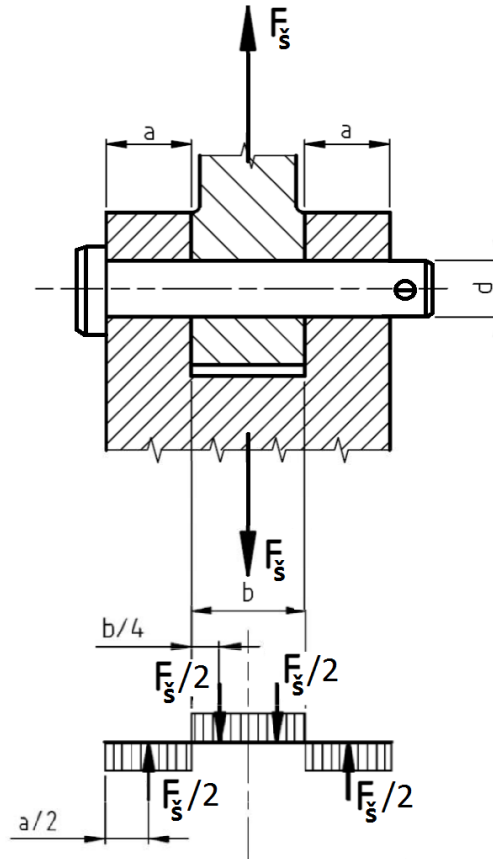
Bezpečnost k se volí dle literatury [12] v rozmezí 3 až 6, byla zvolena z tohoto rozmezí hodnota 5.



Kontrola zvoleného čepu

V konstrukci je použit ČEP 16 x 45 x 4 B ISO 2341 - ST

Na obr. 57. je znázorněno zatížení spoje.



Obr. 57.: Namáhání čepového spoje

Velikosti zakótovaných rozměrů

$a = 5 \text{ mm}$, $b = 19 \text{ mm}$, $d_{\check{c}} = 16 \text{ mm}$

Smykové namáhání čepu

$$\tau_{S\check{c}} = \frac{F_s}{S} = \frac{F_s}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{2 \cdot F_s}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} \leq \tau_{D\check{c}} \Rightarrow = \frac{2 \cdot 626,5}{\pi \cdot 16^2} = \underline{\underline{3,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 50 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}} \quad (100)$$

$\tau_{D\check{c}} = 50 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ – dovolené napětí ve smyku, bylo zvoleno dle literatury [22]

$S [\text{mm}^2]$ – průřez namáhaný na smyk

$d_{\check{c}} = 16 \text{ mm}$ – průměr čepu

$F_s = 626,5 \text{ N}$ – osová síla ve šroubu, která zatěžuje čep

Výpočtem bylo zjištěno, že navrhnutý spoj na namáhání smykem vyhovuje.



Kontrola čepu na ohyb

Výpočet ohybového momentu

$$M_o = \frac{F_{\xi}}{2} \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2} \right) - \frac{F_{\xi}}{2} \cdot \frac{b}{4} = \frac{F_{\xi}}{8} \cdot (2 \cdot a + b) = \frac{626,5}{2} \cdot (2,5 + 19) = \underline{\underline{9\,084\, N \cdot mm}} \quad (101)$$

$F_{\xi} = 626,5\, N$ – osová síla ve šroubu, která zatěžuje čep

$a = 5\, mm$ – šířka ramene konzoly

$b = 19\, mm$ – šířka oka ve šroubu

Výpočet ohybového napětí v čepu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d_{\check{c}}^3} \leq \sigma_{DO} \Rightarrow \frac{32 \cdot 9\,084}{\pi \cdot 16^3} = \underline{\underline{22,6\, N \cdot mm^{-2} < 70\, N \cdot mm^{-2}}} \quad (102)$$

$\sigma_{DO} = 70\, N \cdot mm^{-2}$ – dovolené napětí v ohybu, bylo zvoleno dle literatury [22]

$d_{\check{c}} = 16\, mm$ – průměr čepu

$M_o = 18\,597\, N \cdot m$ – ohybový moment

Výpočtem bylo zjištěno, že navržený spoj splňuje podmínku pro namáhání ohybem.

Kontrola na otláčení

Kontrola měrného tlaku v oku šroubu

$$p_1 = \frac{F_{\xi}}{S} = \frac{F_{\xi}}{d_{\check{c}} \cdot b} \leq p_D \Rightarrow \frac{626,5}{16 \cdot 19} = \underline{\underline{2\, N \cdot mm^{-2} \leq 100\, N \cdot mm^{-2}}} \quad (103)$$

$F_{\xi} = 626,5\, N$ – osová síla ve šroubu, která zatěžuje čep

$d_{\check{c}} = 16\, mm$ – průměr čepu

$b = 19\, mm$ – šířka oka ve šroubu

Dovolený měrný tlak volím dle literatury [22] $\sigma_{DO} = 100\, N/mm^2$.

Podmínka pro otláčení je v oku šroubu splněna.

Kontrola měrného tlaku v konzole

$$p_2 = \frac{F_{\xi}}{S} = \frac{F_{\xi}}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot a} \leq p_D \Rightarrow \frac{1\,282,6}{2 \cdot 16 \cdot 5} = \underline{\underline{8\, N \cdot mm^{-2} \leq 100\, N \cdot mm^{-2}}} \quad (104)$$

$F_{\xi} = 626,5\, N$ – osová síla ve šroubu, která zatěžuje čep

$d_{\check{c}} = 16\, mm$ – průměr čepu

$a = 5\, mm$ – šířka ramene konzoly

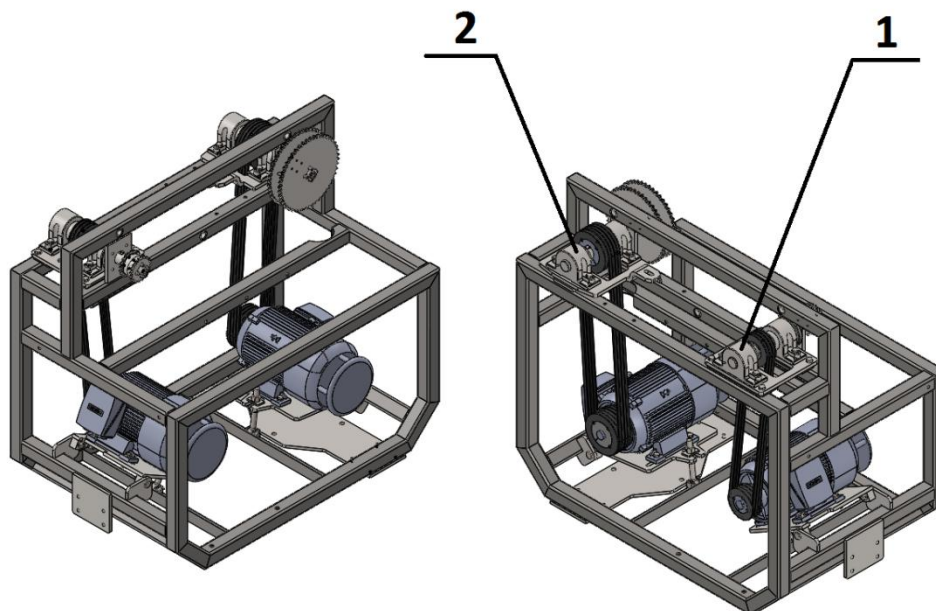
Podmínka pro otláčení otvorů v konzole je splněna.

Navržené uchycení motoru pevnostně vyhovuje a může se použít.



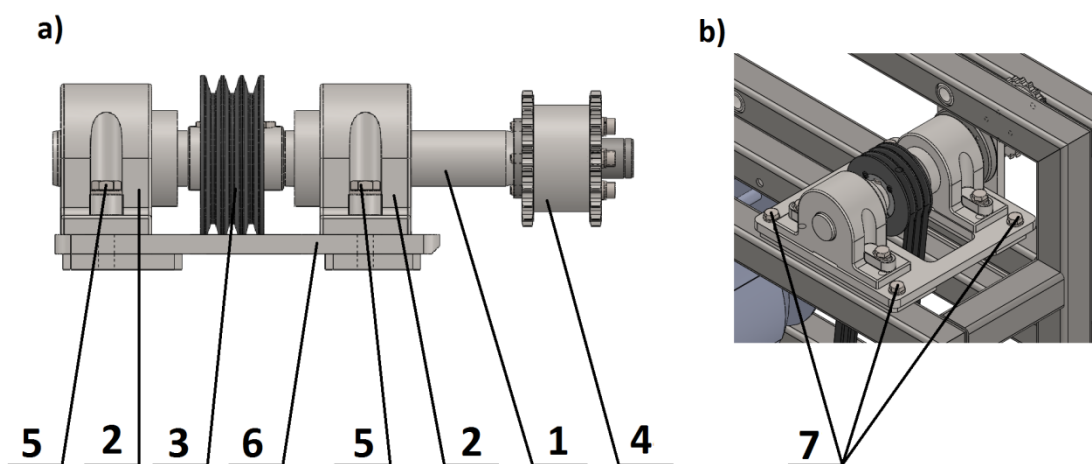
4.8.9 Zástavba pohonů do nosného rámu

Na obr. 58. je umístění pohonu v nosném rámu. Poz. č. 1 je pevná hřídel a poz. č. 2 je označena vyklápecí hřídel.



Obr. 58.: Umístění pohonu v nosném rámu

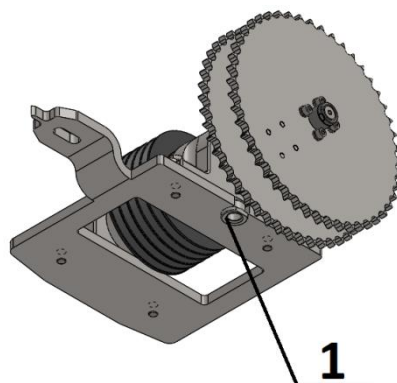
Na obr. 59. a) je sestava první pevné hřídele, složená z hřídele (poz. č. 1), ložisek (poz.č. 2), řemenice se svěrným pouzdem Taper (poz. č. 3) a zkušebním řetězovým kolem (poz. č. 4). Celá tato sestava je pomocí šroubů (poz. č. 5) uchycena ke svařovanému rámu (poz. č. 6). Na obr. 59. b) je detail uchycení sestavy první hřídele k rámu, které je provedeno pomocí čtyř šroubových spojů (poz. č. 7).



Obr. 59.: Uchycení první pevné hřídele

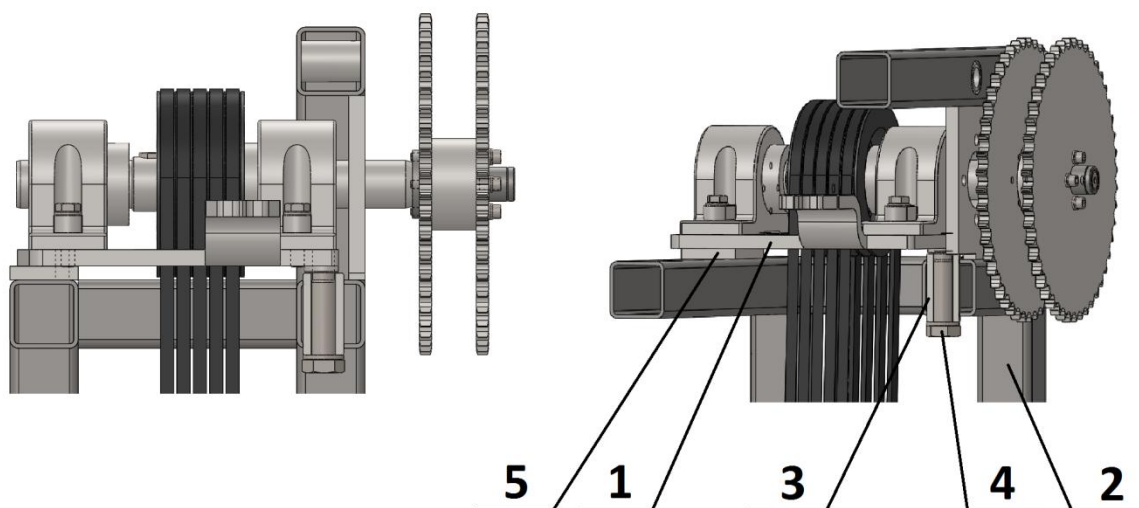


Na obr. 60. je zobrazena sestava vykláněcí hřídele. Konstrukce je stejná jako u pevné hřídele na obr. 59. a), pouze je do svařovaného rámu přivařena matice (poz. č. 1; obr. 60.) sloužící k natočení celé sestavy.



Obr. 60.: Sestava vykláněcí hřídele

Na obr. 61. je znázorněno otočné uložení sestavy vykláněcí hřídele, které se skládá ze svařovaného rámu se sestavou hřídele (poz. č. 1). V nosném rámu stroje (poz. č. 2) je vyvrtán otvor a v něm je umístěno pouzdro (poz. č. 3), které se přivaří k nosnému rámu. Lícovaný šroub (poz. č. 4) se zasune do pouzdra a zašroubuje se do matice ve svařovaném rámu, tím vznikne rotační uložení. Opěrná deska (poz. č. 5) je přivařena na nosný rám a slouží pro přenos reakce ze svařovaného rámu do nosného rámu.

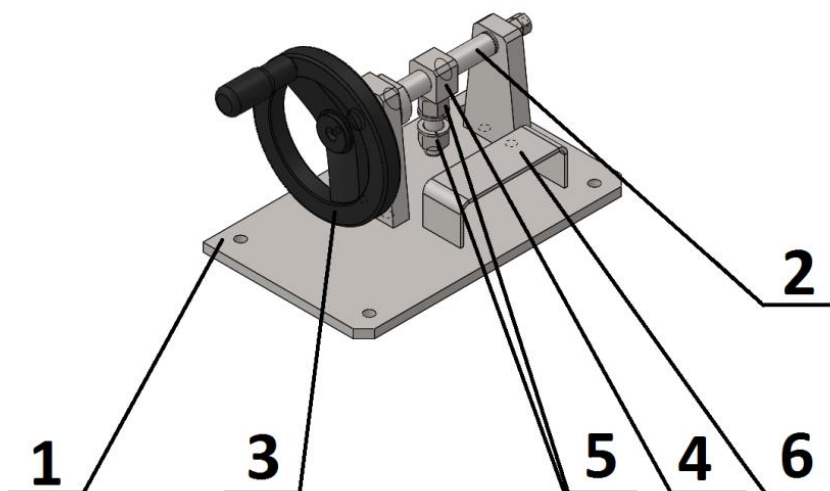


Obr. 61.: Uchycení vykláněcí hřídele

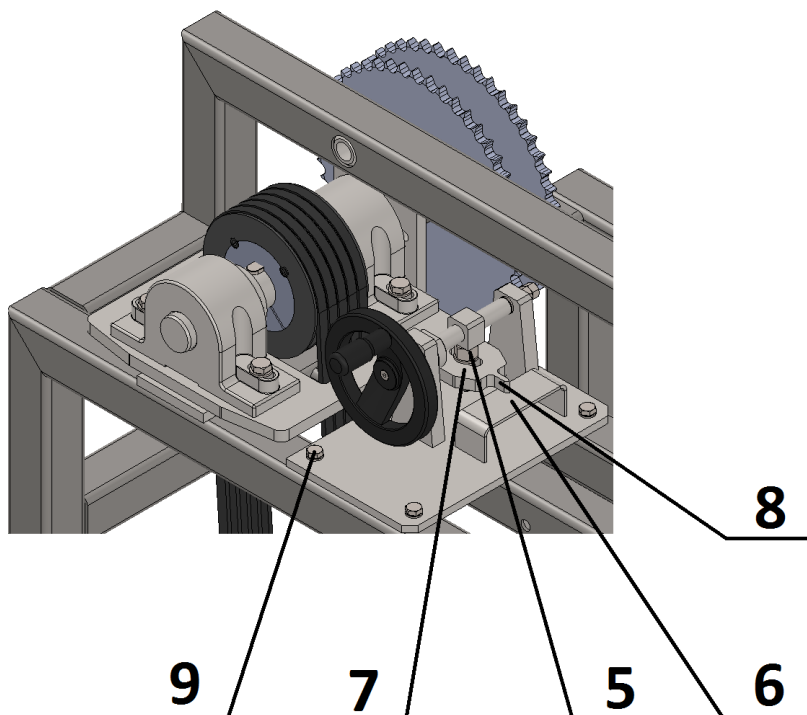
Na obr. 62. je mechanismus nastavení vykláněcí hřídele. Skládá se z rámu (poz. č. 1), ve kterém je uložen pohybový šroub (poz. č. 2), jenž je ovládán pomocí ručního kola (poz. č. 3). Na pohybovém šroubu je uchycena speciální matice



(poz. č. 4). Na obr. 63. je znázorněno přichycení sestavy vykláněcí hřídele k mechanismu pro nastavení vyklonění. Na speciální matici se nasune rameno svařovaného rámu (poz. č. 7), které se pomocí matic (poz. č. 5) zajistí. Na konci ramene je ukazatel (poz. č. 8), který bude určovat na stupnici nastavené vyklonění hřídele. Stupnice bude umístěna na přivařené podložce (poz. č. 6). Celý mechanismus bude přichycen pomocí šroubů (poz. č. 9) k nosnému rámu stroje.



Obr. 62.: Mechanismus nastavení vyklonění hřídele



Obr. 63.: Připojení mechanismu na nastavení vyklonění hřídele



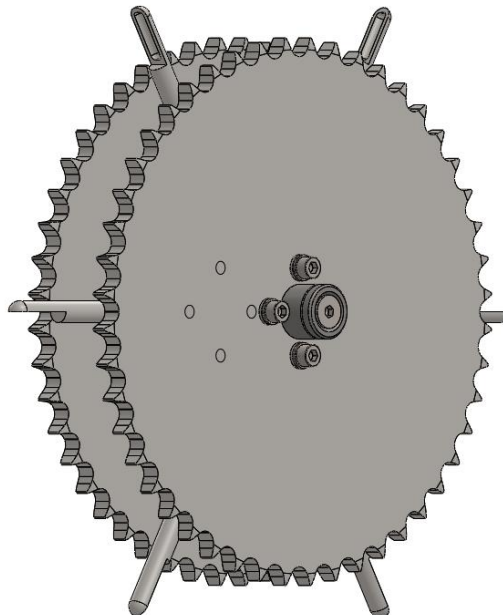
Postup nastavení úhlu vyklonění

Nejprve se povolí šroub (obr. 61., poz. č. 4), který zajišťuje otočné uložení. Poté se pomocí ovládacího ručního kola (obr. 62., poz. č. 3) nastaví úhel vyklonění. V posledním kroku se dotáhne šroub (obr. 61., poz. č. 4) zajišťující otočné uložení.

4.8.10 Konstrukce zkušební boxu

Zkušební box slouží k simulaci rozličných pracovních prostředí. Pracovní prostředí budou mít různé parametry prašnosti, vlhkosti a teploty. Z parametrů pracovních prostředí vyplývá, že musí být řešen jako uzavřený. Požadavkem zadavatele je také simulace pracovního prostředí, ve kterém se řetěz brodí kapalnou látkou, která může obsahovat i pevné částice. Proto konstrukce boxu musí být v určitých částech vodotěsná.

Při simulování prašného prostředí se do boxu nasypou prašné částice o požadované velikosti. Jejich víření je možné realizovat dvěma způsoby: přímým broděním řetězu v nasypaných prašných částicích nebo za pomoci lopatek umístěných na řetězových kolech, znázorněno na obr. 64. Tento způsob se uplatní i u kapalného prostředí.



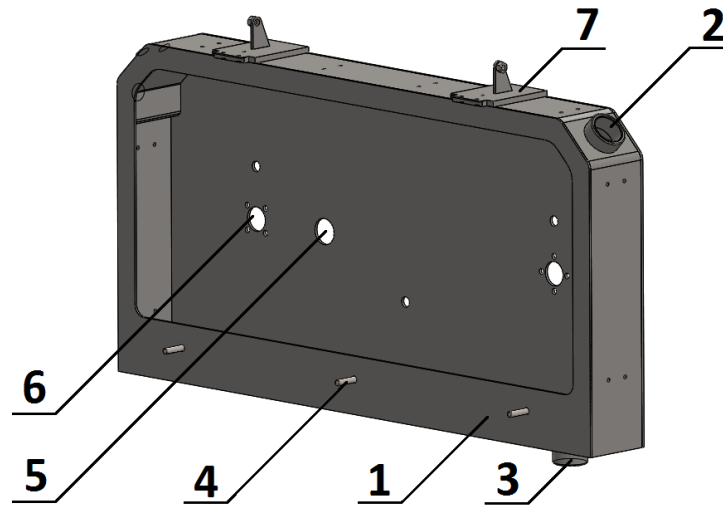
Obr. 64.: Zkušební řetězové kolo s lopatkami



Regulace vlhkosti a teploty se bude provádět za pomoci externího zařízení, které bude připojeno ke zkušebnímu boxu a k čidlům uvnitř boxu, které budou snímat teplotu a vlhkost. Aby vlivem vhánění vzduchu o požadovaných parametrech nevznikal ve zkušebním boxu přetlak, jsou v konstrukci umístěny dvě odvodušňovací zátky.

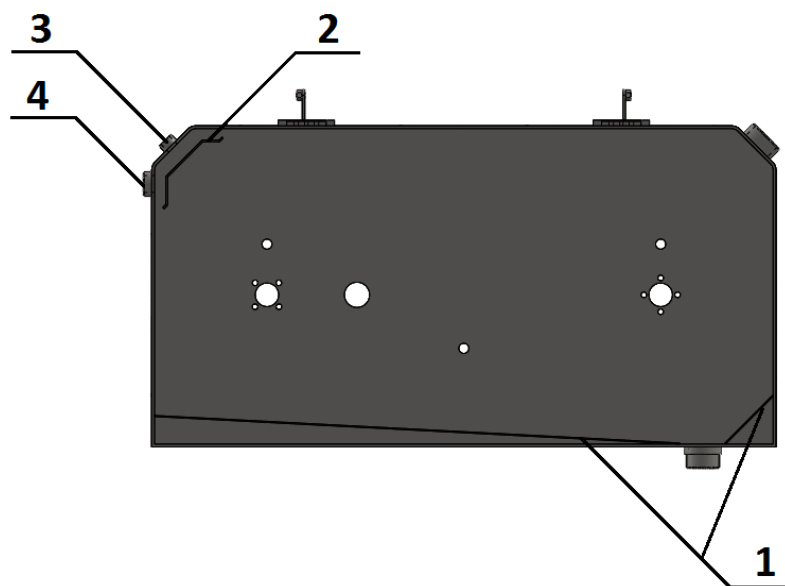
Zadavatelem je požadováno vizuální sledování průběhu zkoušky při možnosti sledování celého řetězového převodu. Dalšími požadavky jsou rychlá a snadná změna zkoušených komponent a co nejjednodušší a nejrychlejší údržba. Z těchto důvodů budou v přední části umístěna dvířka s tvrzeným vrstveným sklem, ve kterém budou kombinované kalené a nekalené vrstvy. Pro snadnou údržbu bude v nejnižším místě zkušební boxu umístěna vypouštěcí soustava.

Zkušební box bude svařen z plechu o tloušťce 5 mm z nerezové oceli třídy 17. Na obr. 65. je zobrazen svařenec zkušební boxu, v jehož přední stěně (poz. č. 1) je velký otvor, který bude uzavřen dvířky. Plnicí otvor (poz. č.2), kterým se bude do boxu přivádět upravený vzduch, a další prvky zkoušeného pracovního prostředí, je umístěn v horní pravé části boxu. Pokud by bylo potřeba přivádět současně vzduch a například prašné částice, našroubuje se na plnicí otvor speciální rozdvojka, která má dva vstupní otvory a jeden výstupní, kterým se připojí k plnicímu otvoru. Důležitým prvkem je vypouštěcí hrdlo (poz. č. 3), na které bude navazovat vypouštěcí soustava. K zajištění dvířek slouží přivařené šrouby (poz. č 4). Otvorem (poz. č. 5) prochází napínací mechanismus a otvorem (poz. č .6) prochází hřídel na které je umístěno zkoušené řetězové kolo. Dále jsou na konstrukci umístěny výztuže, ke kterým budou přišroubovány panty dvířek, na výztuži je přivařena konzola sloužící k zajištění dvířek v otevřené poloze, vše je označeno pozicí č. 7. Závity po obvodu boxu slouží k uchycení lišt pro čidla uvnitř boxu.



Obr. 65.: Svařenec zkušební boxu

Na obr. 66. je zkušební box bez přední stěny. Je zde znázorněno vypádování pomocí desek (poz. č. 1). Velmi důležitým prvkem je kryt (poz. č. 2). Tento kryt chrání odvěšňovací zátky (poz. č. 3) a průchozí otvor (poz. č. 4). Průchozí otvor slouží pro přívod kabeláže k sensorům uvnitř boxu.

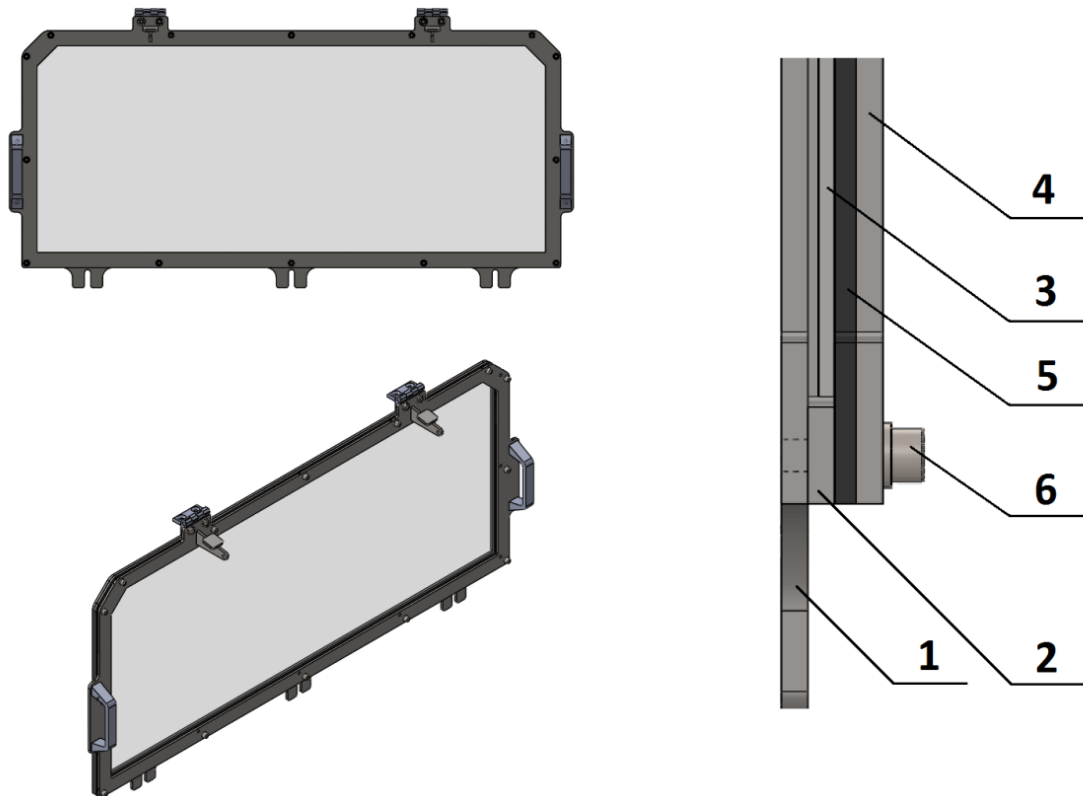


Obr. 66.: Svařenec boxu bez přední stěny

Konstrukce dvířek je znázorněna na obr. 67. Skládají se ze základní desky (poz. č. 1), ve které jsou vyřezány závity. Na tuto desku se umístí deska o větším vnitřním rozměru (poz. č. 2), čímž vznikne plocha, na kterou se nanese speciální tmel odolávající vysokým teplotám. Na tmel se umístí tvrzené sklo (poz. č. 3). Na tvrzené sklo se přiloží horní rám (poz. č. 4) s vrstvou pryže (poz. č. 5). Vše se stáhne šrouby

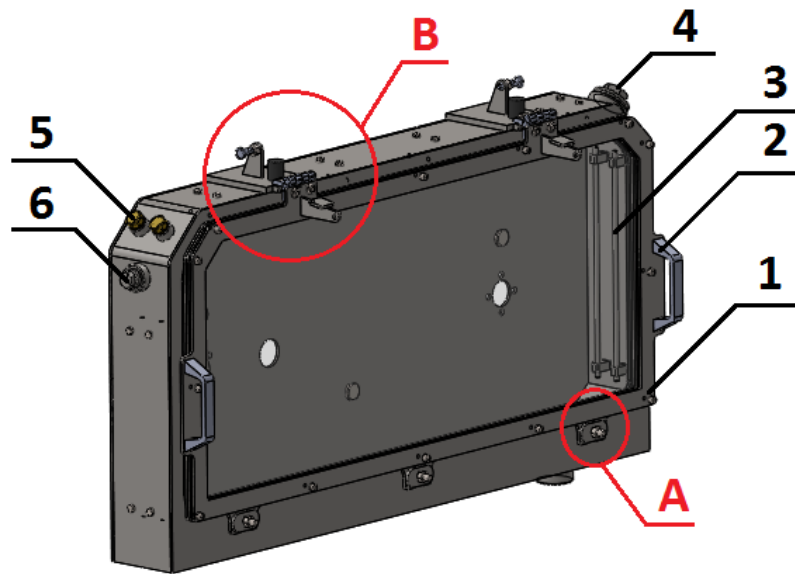


(poz. č. 6). Na horním rámu jsou přivařeny dorazy, které slouží k ustavení dvířek v otevřené poloze. Dále se do dvířek přišroubují panty a madla.



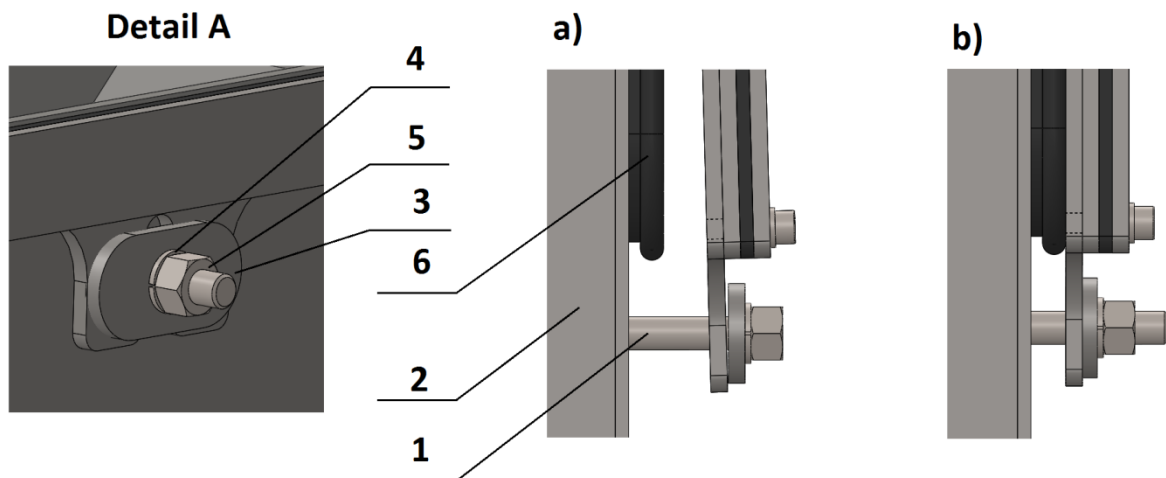
Obr. 67.: Konstrukce dvířek

Konečná podoba zkušební boxu je na obr. 68. Box je znázorněn se zavřenými dvířky (poz. č. 1). Na dvířkách je přišroubováno madlo (poz. č. 2), které slouží k zvedání dvířek. Umístění madel na bok dvířek bylo zvoleno po diskuzi se zadavatelem z hlediska bezpečnosti. Pokud by byla madla umístěna na dolním okraji dvířek, byla by potřeba menší síla pro jejich zvednutí. V případě, že by otevírání prováděla jedna osoba, nedokázala by správně zajistit dvířka v otevřené poloze a hrozilo by jejich uzavření a ohrožení zdraví obsluhy. Po obvodu vnitřního prostoru boxu, kromě dna, jsou umístěny vodící tyče (poz. č. 3), které umožňují upevnění snímačů a čidel. Zátka (poz. č. 4) slouží k uzavírání plnicího otvoru. Odvzdušňovací zátky (poz. č. 5) jsou umístěny na protější straně než je plnicí otvor. Průchodka na kabeláž (poz. č. 6) se nachází pod odvzdušňovacími zátkami.



Obr. 68.: Zkušební box

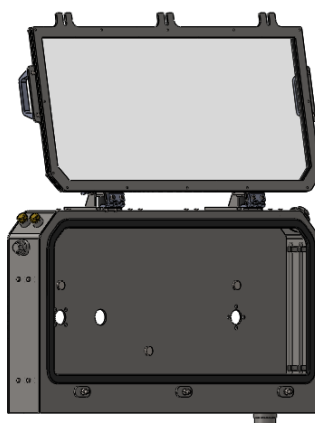
Na detailu A je zavírání boxu, jehož funkce je patrna z obr. 69. Panty dvířek jsou přišroubovány k horní části boxu. Při zavření se dvířka sklopí dolů. Na šrouby (poz. č. 1), které jsou přivařené k boxu (poz. č. 2), se nasadí oválná přitlačná podložka (poz. č. 3) a za pomoci pružné podložky (poz. č. 4) a matice (poz. č. 5) se dvířka přitáhnou k boxu. Matice se musí dotahovat až do polohy, kdy budou dvířka rovnoběžná s boxem, jak je patrné z obr. 68. b). Při tomto dotažení dojde ke správnému dosednutí dvířek na těsnění (poz. č. 6), které je nasazené v otvoru v boxu, a zajistí se tak vodotěsné uzavření zkušebního boxu. Těsnící profil je ze speciálního materiálu, který odolává teplotám až 220°C.



Obr. 69.: Detail zavírání dvířek zkušebního boxu

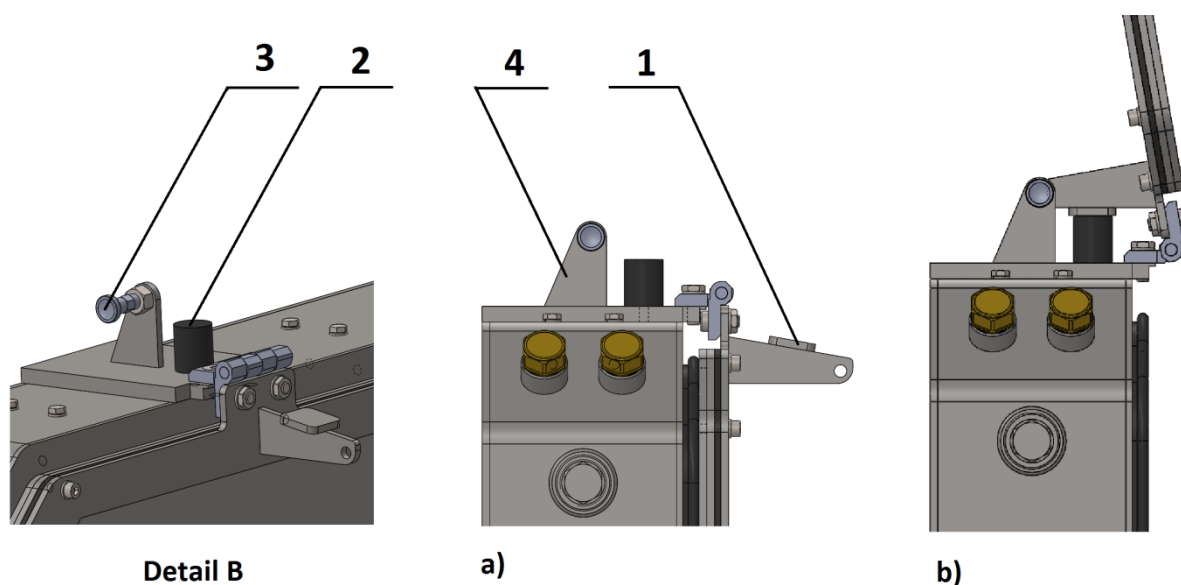


Na obr. 68 je označen detail B, ve kterém je mechanismus zajištění dveří v otevřené poloze. Poloha otevřených dveří je znázorněna na obr. 70. Protože dvířka mají poměrně velké rozměry a jejich hmotnost je přibližně 14 kg, je doporučeno, aby otvírání prováděly dvě osoby. Tomu je přizpůsobeno i umístění madel. Vzhledem k poměrně velké hmotnosti musí být dvířka v otevřené poloze zajištěna, tak aby nemohlo dojít k jejich samovolnému otevření vlivem neúmyslného kontaktu s nimi.



Obr. 70.: Zkušební box s otevřenými dvířky

Poloha otevřených dveří se zajistí při maximálním otevření, což je vyobrazeno na obr. 70. Princip zajištění je patrný z obr. 71. Při maximálním otevření se opře doraz (poz. č. 1) o silentblok (poz. č. 2). Tato poloha se zajistí pomocí pružinového pístku (poz. č.3; detail obr. 72.), umístěného v konzole (poz. č.4), která je přivařená ke zkušebnímu boxu.



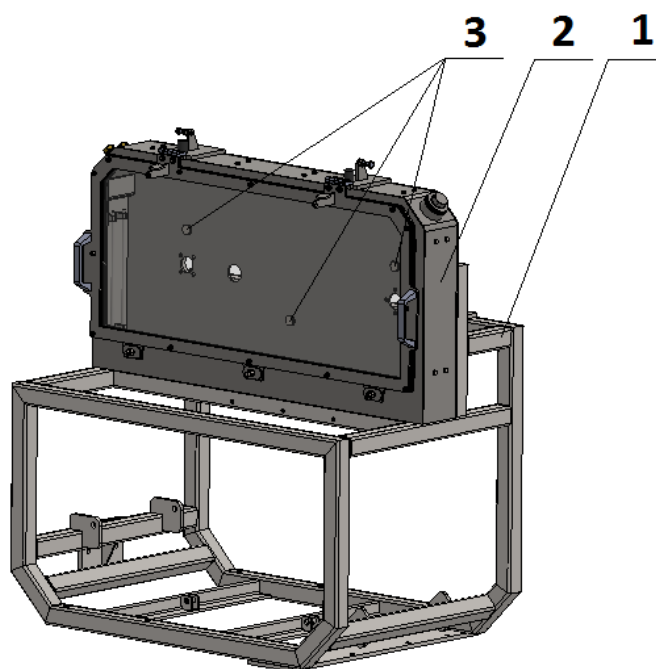
Obr. 71.: Detail zajištění otevřené polohy dvířek



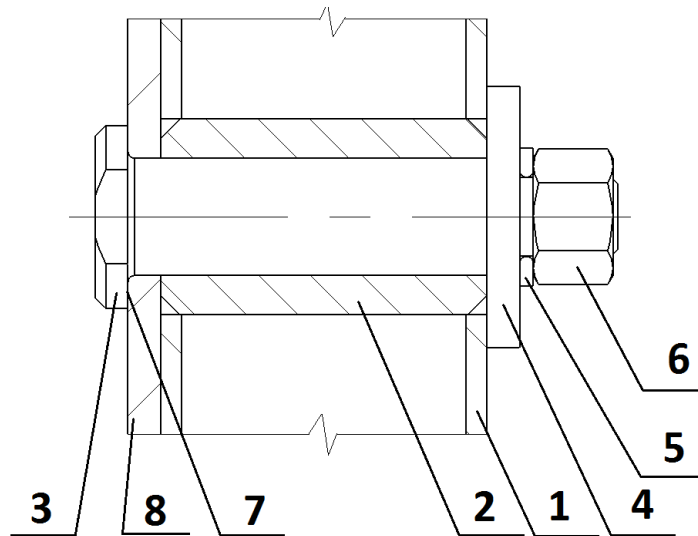
Obr. 72.: Pružinový pístek

Uchycení zkušební boxu k rámu

Na obr. 73. je umístění boxu (poz. č. 2) na rámu (poz. č. 1) zkušebního stroje. Celá váha zkušební boxu bude nesena rámem, na kterém bude box postaven. Upevnění bude zajištěno třemi čepy DIN 1445 (poz. č. 3), jedná se o čepy se závitovými konci. Detail spojení boxu a rámu je na obr. 74. V nosném profilu rámu (poz. č. 1) je zavařené pouzdro (poz. č. 2). Hlava čepu (poz. č. 3) je uvnitř boxu, pod hlavou je umístěno těsnění (poz. č. 7). Čep prochází stěnou boxu (poz. č. 8), pouzdem a na konci je zajištěn přítlačnou deskou (poz. č. 4), pružnou podložkou (poz. č. 5) a maticí (poz. č. 6). Čep DIN 1445 byl zvolen, protože nemá kulatou hlavu, ale na hlavě čepu jsou dvě plošky, které umožní nasazení klíče, tak aby bylo možné celé spojení dotáhnout. Přivařené pouzdro v rámu zaručuje větší tuhost, vlivem dotahování se nebude profil bortit. Při montáži se box usadí na rám a poté se provede svrtání rámu a boxu.

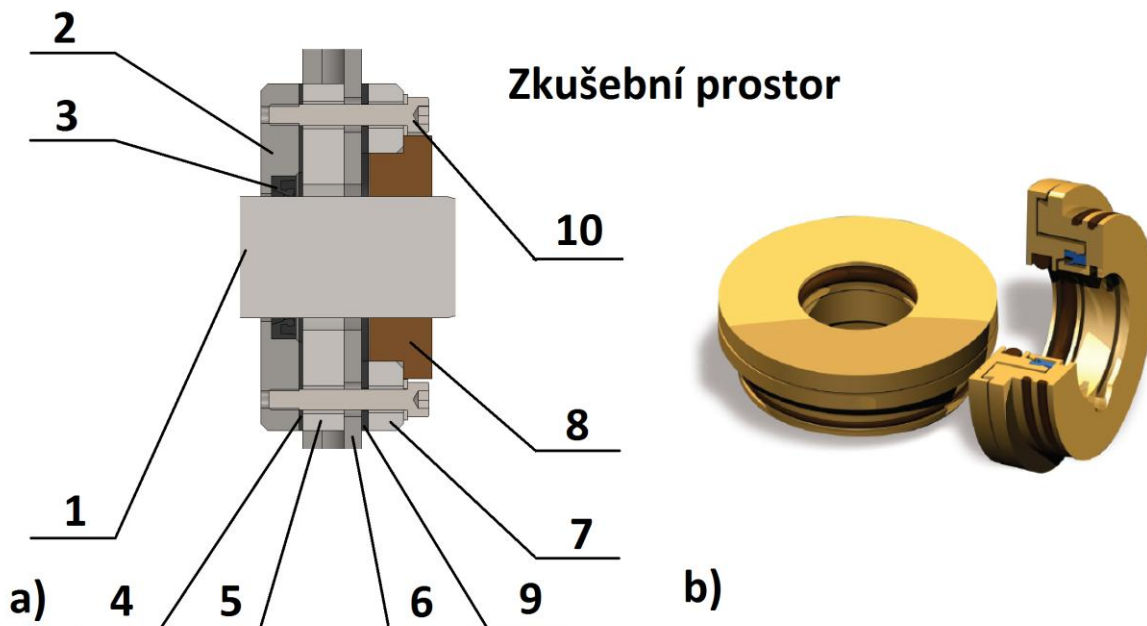


Obr. 73.: Umístění boxu na rámu



Obr. 74.: Spojení zkušebního boxu a rámu

Důležité u konstrukce boxu je řešení utěsnění hřídelí a to především u vykláněcí hřídele. Na obr. 75. je znázorněn systém utěsnění pevné hřídele. Na hřídel (poz. č. 1) se nasadí příruba (poz. č. 2), ve které je umístěné gufero (poz. č. 3). Na dosedací plochu příruby se nalepí těsnění (poz. č. 4). Hřídel se nasune do boxu skrz stěnu desky nosného rámu (poz. č. 5) a stěnu boxu (poz. č. 6). Ze strany boxu se na hřídel nasadí příruba (poz. č. 7), ve které je umístěno labyrintové těsnění (poz. č. 8). Na dosedací plochu příruby se přilepí těsnění (poz. č. 9). Celá sestava těsnících prvků se stáhne pomocí šroubů (poz. č. 10).

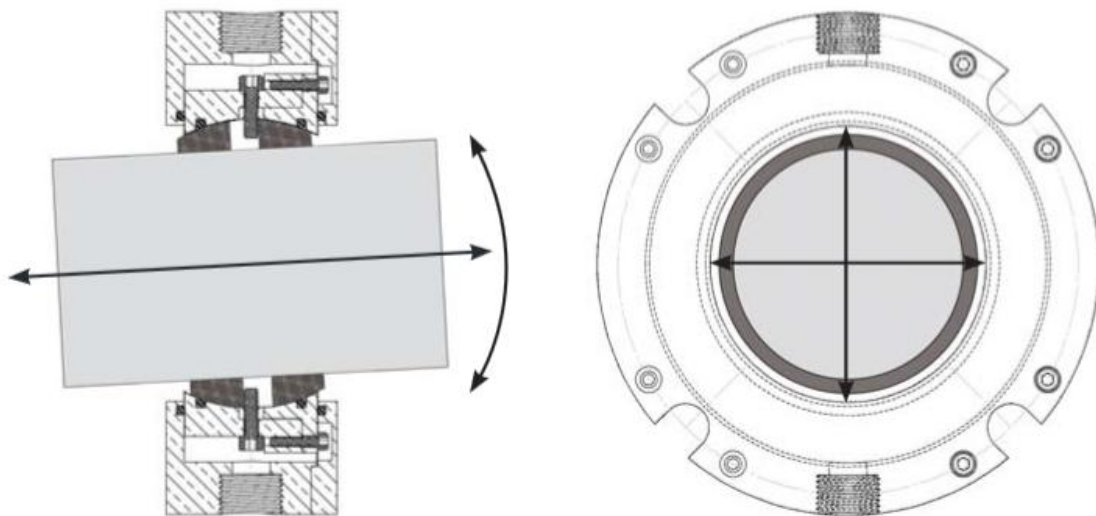


Obr. 75.: Utěsnění pevné hřídele



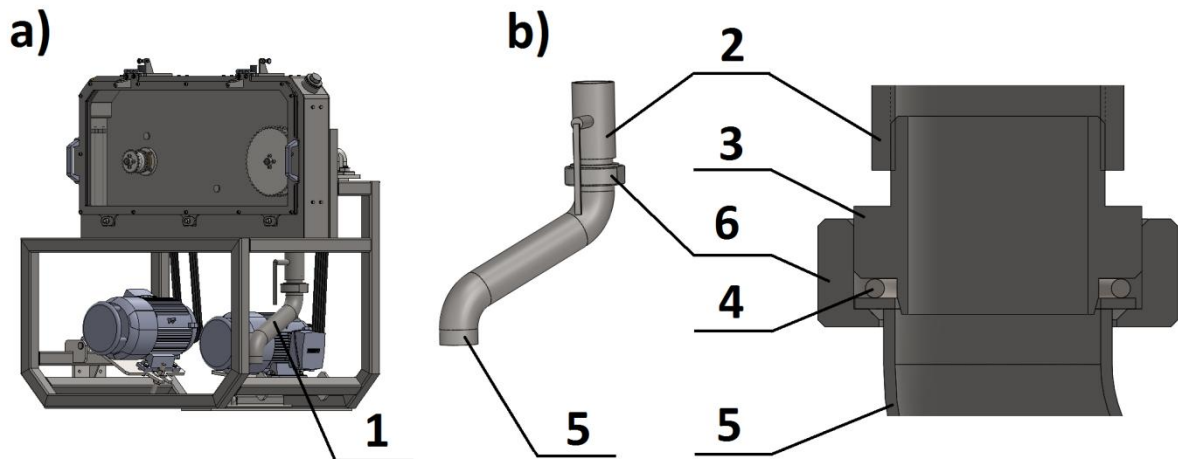
Ze strany boxu bylo zvoleno labyrintové těsnění od společnosti Timken (obr. 75.). Hlavním důvodem je možnost simulace velmi prašného prostředí v kombinaci s dalšími faktory, jako je vysoká teplota a vlhkost. Pryžové těsnění ze strany pohonu slouží jako pojistný prvek.

Pro utěsnění vykláněcí hřídele bylo použito speciální těsnění Air Mizer (obr. 76.), které umožňuje naklonění hřídele a odolává vysokým teplotám i agresivním látkám. Bližší informace o těsnění jsou k nalezení v katalogu výrobce (Příloha 6).



Obr. 76.: Těsnění Air Mizer - upraveno z (Příloha 6)

Na obr. 77. a) je ke zkušebnímu boxu připojena vypouštěcí soustava (poz. č. 1). Složení vypouštěcí soustavy je znázorněno na b). Na výstup ze zkušebního boxu se připojí kulový rozebíratelný kohout (poz. č. 2), do kterého se zašroubuje přechodka (poz. č. 3), na přechodku se nasune těsnící O-kroužek (poz. č. 4) a výpustní potrubí (poz. č. 5). Celá tato sestava se stáhne převlečnou maticí (poz. č. 6), tak aby bylo možné s vypouštěcím potrubím otáčet. Při zkoušce bude vypouštěcí potrubí ve vnitřním prostoru stroje, při následném vypouštění obsahu boxu se pootočením přemístí nad připravenou nádobu vedle stroje a provede se vypuštění.



Obr. 77.: Vypouštěcí soustava

Ze zkušebního boxu se bude vypouštět i suspenze složená z kapaliny a pevných částic, která může mít abrazivní vlastnosti, a proto je důležité, aby vypouštěcí mechanismus dokázal účinkům této látky odolávat. V průmyslu existují různé armatury, například u zpracování ropy jsou konstruovány armatury přesně na tyto podmínky. V konstrukci testovací stolice je nelze použít, protože se vyrábějí v řádově větších rozměrech. Z tohoto důvodu byl zvolen rozebíratelný kulový kohout, který je na obr. 78. V případě opotřebení některé části, ho lze snadno rozmontovat a opotřeбенou část vyměnit. Bližší informace ke kulovému rozebíratelnému kohoutu v [29].

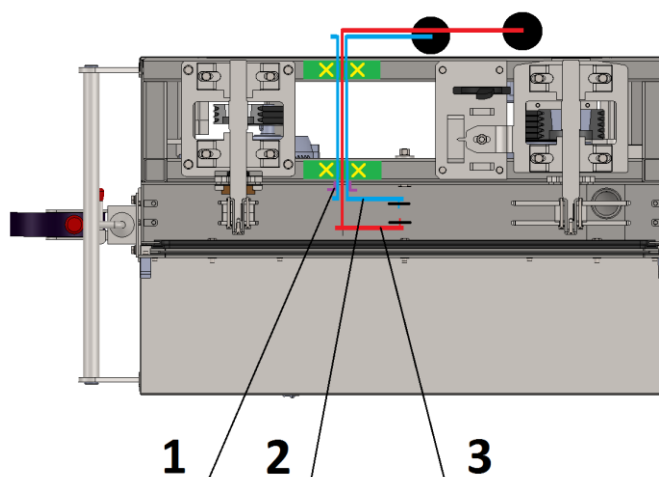


Obr. 78.: Vypouštěcí rozebíratelný kohout – upraveno z [29]



4.8.11 Konstrukce napínání řetězů

Z hlediska časových možností, v rámci této práce, nezbyl čas na detailní zkonstruování napínacího mechanismu. Proto je níže schematicky popsána, jeho podoba, která je zobrazena na obr. 79. Aby oba řetězy byly zkoušeny za stejných podmínek je nutné, aby každý řetěz měl nezávislé napínání. Dále je požadována možnost průběžného odečítání prodloužení řetězu. Na obr. 79 je řez strojem v rovině napínacího mechanismu, který je ve stejné úrovni jako hřídele testovaného řetězového převodu. V boxu je otvor (poz. č. 1), kterým prochází napínání vnějšího kola (poz. č. 2) a systém napínání vnitřního kola (poz. č. 3). Napínání bude realizováno pomocí závaží.

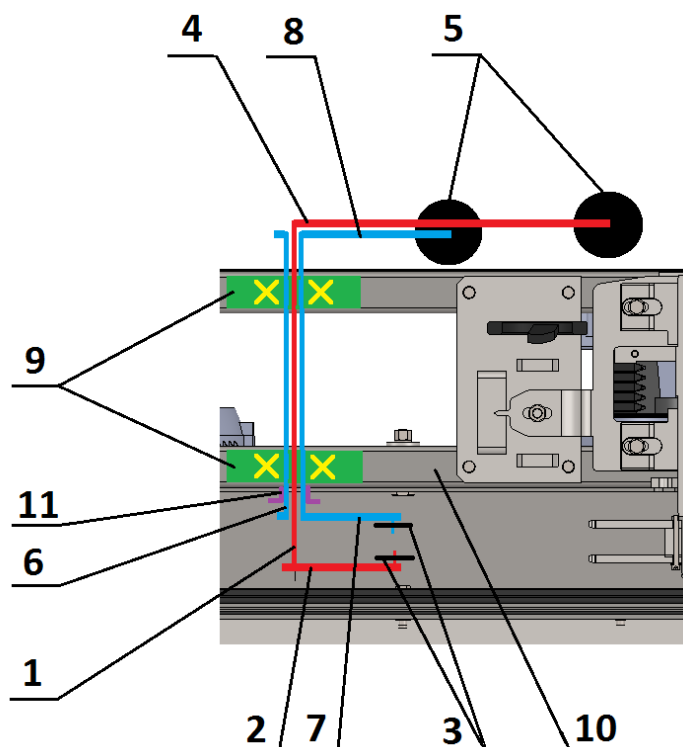


Obr. 79.: Zástavba napínacího mechanismu

Na obr. 80 je detail napínacího mechanismu. Červeně je znázorněn napínací mechanismus pro vnější ozubené kolo. Skládá se z hřídele (poz. č. 1), na které je pevně uchyceno rameno (poz. č. 2) s napínacím řetězovým kolem (poz. č. 3). Na druhém konci hřídele je umístěno druhé rameno (poz. č. 4), na kterém je upevněn držák pro závaží (poz. č. 5). Hřídel napínání vnějšího kola prochází dutou hřídelí (poz. č. 6), která je součástí napínacího mechanismu vnitřního kola. Na dutou hřídel je pevně připevněno rameno (poz. č. 7), na kterém je uchyceno napínací řetězové kolo (poz. č. 3). Na druhé straně je upevněno rameno (poz. č. 8), na kterém je upevněn držák se závažím (poz. č. 5). Dutá hřídel je uložena v držácích s ložisky (poz. č. 9) a ty jsou připevněny k rámu stroje (poz. č. 10). Důležité je zaručení

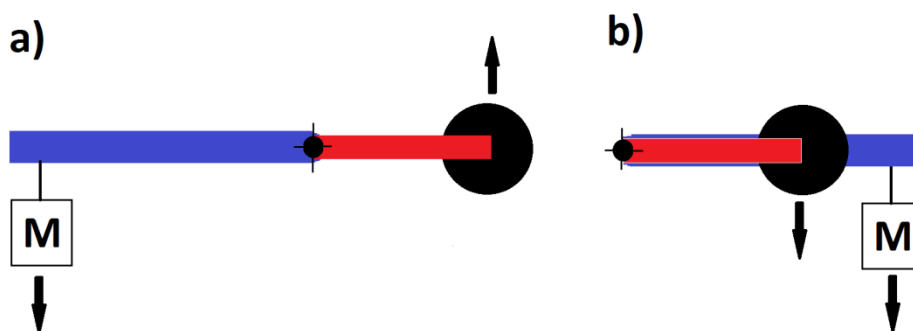


těsnosti průchodu napínacího mechanismu stěnou boxu, které je řešeno stejnou těsnící soustavou (poz. č. 11) jako u pevné hřídele.



Obr. 80.: Detail napínacího mechanismu

Zadavatelem je požadováno, aby bylo možno dopínat jak horní, tak spodní větev zkoušeného řetězového převodu. Toho lze docílit přestavením ramene pro uchycení držáku závaží. Toto přenastavení je znázorněno na obr. 81 a) b). Na b) je případ, kdy požadujeme dopínání spodní větve, toto nastavení je znázorněno také na obr. 80. Pokud chceme změnit napínání spodní větve na napínání horní větve, pootočíme rameno držáku závaží o 180°, tak jak je znázorněno na a).



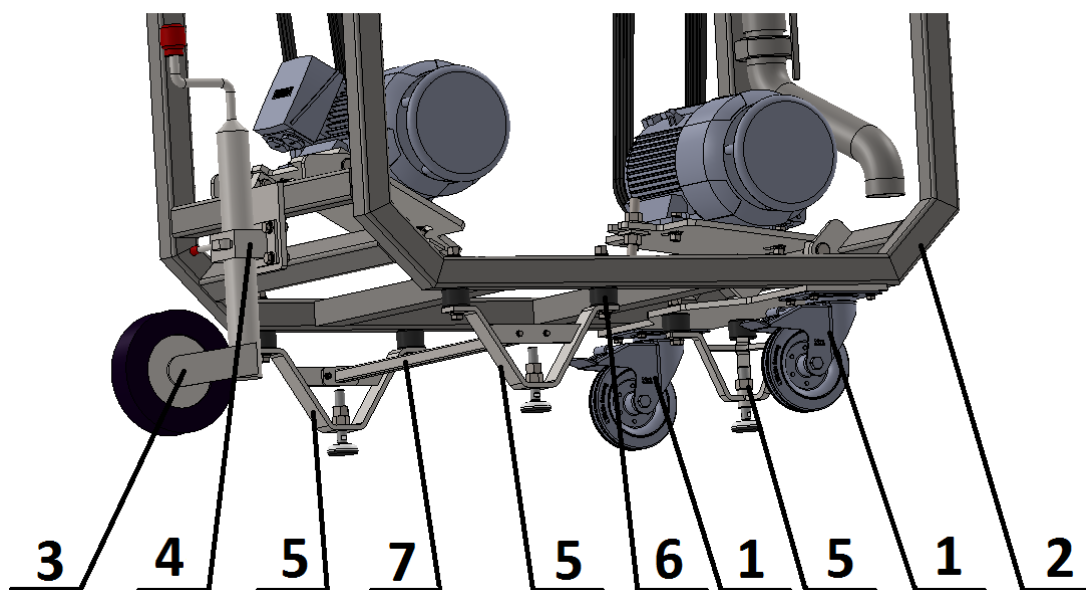
Obr. 81.: Nastavení napínání pro zadaný směr působení napínací síly



Napínací síla vyvozená od tíhy závaží je dále ovlivněna konstrukcí napínacího mechanismu. Napínací mechanismus je jednoduchá páka, proto musíme vždy podle nastavení mechanismu dopočítat požadovanou velikost závaží. Ramena pro vnější a vnitřní napínací kolo nejsou stejně dlouhá, to je z důvodu zástavbového prostoru. Při stejně dlouhých ramenech by se velmi zvětšila šířka stroje. Vzhledem k těmto faktům, musí být výpočet proveden pro každé napínací kolečko zvlášť. Sledování protažení řetězu bude možné průběžně sledovat pomocí snímání pohybu ramene napínacího mechanismu a následného jednoduchého výpočtu.

4.8.12 Konstrukce pojezdu a zakrytování stroje

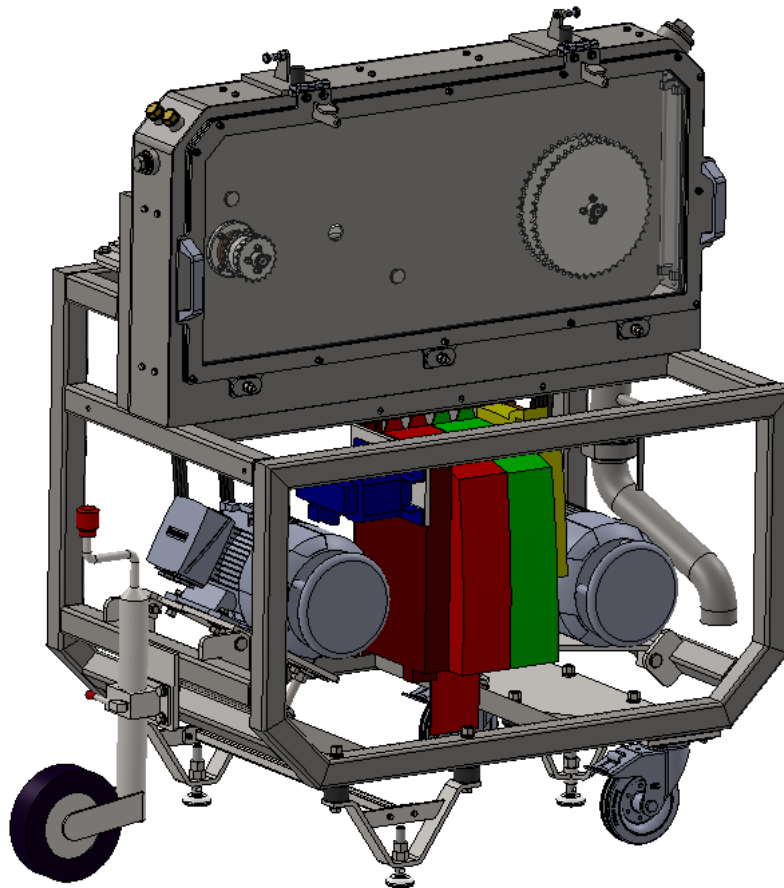
Na obr. 82. je zobrazen detail podvozku stroje. Skládá se ze dvou otočných kladek (poz. č. 1) z ocelového plechu s hřbetním otvorem a s brzdou. Kola se skládají ze standardních celogumových obručí a z ocelového disku. Bližší informace v [30]. Kladky jsou přišroubovány k nosnému rámu stroje (poz. č. 2). Teleskopické kolo (poz. č. 3) je uchyceno v konzole (poz. č. 4), která je přišroubovaná k nosnému rámu [31]. Teleskopické kolo a kladky slouží k transportu stroje. Pro přesné ustavení stroje před zkouškou jsou k nosnému rámu přišroubovány tři výškově nastavitelné nohy (poz. č. 5), kterými lze docílit vodorovného ustavení. Jejich konstrukce je řešena tak, aby tlumila vibrace. Tlumení se realizuje silentbloky (poz. č. 6). Pro zvýšení tuhosti je mezi předními nohama umístěna vzpěra (poz. č. 7).



Obr. 82.: Podvozek stroje

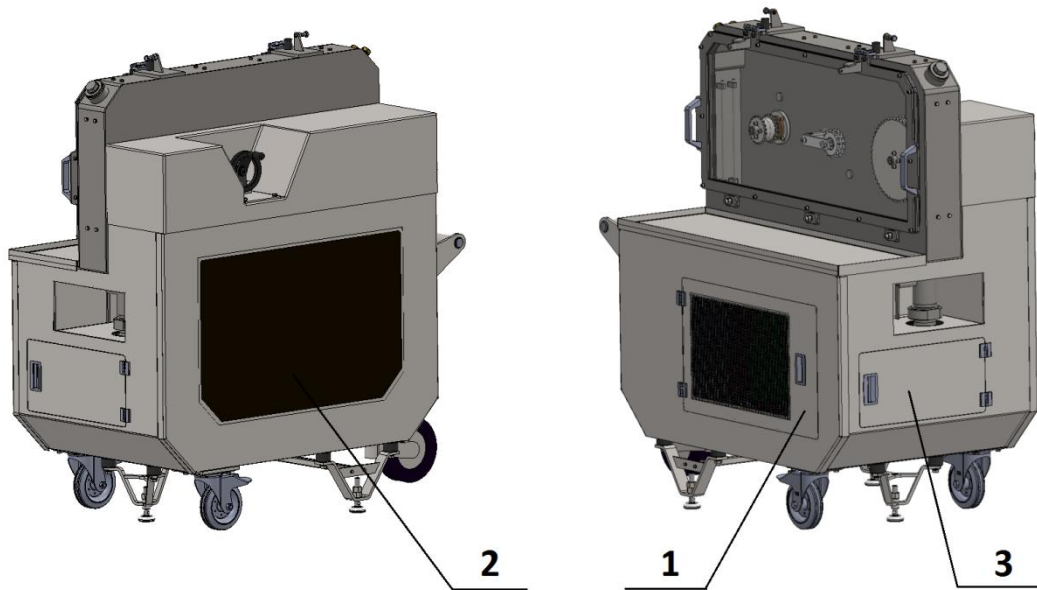


Na obr. 83 je zástavba elektrických prvků pohonu umístěná na držáku s DIN lištami, který je přišroubován k nosnému rámu stroje. Bližší informace k elektrickým prvkům stroje jsou v kapitole 4.6.7.



Obr. 83.: Umístění elektrických součástí pohonu

Na obr. 84. je znázorněn zakrytý stroj. Vepředu předního krytu jsou umístěna dvířka (poz. č. 1), která umožní rychlý přístup k napínacím mechanismům řemenových převodů a k elektrické výzbroji stroje. Dvířka jsou z prosekávaného plechu, aby umožnila odvod teplého vzduchu od chladičů elektrických komponent. Stejně je řešeno i krytování zadní strany stroje (poz. č. 2). Další dvířka (poz. č. 3) jsou na boku stroje, za kterými je vypouštěcí soustava. Všechny kryty jsou vyrobeny z ocelového plechu o tloušťce 1 mm, dosedací plochy jsou podlepeny pružnou a dobře tlumící vrstvou pryže. Tato úprava má zabránit vibracím krytů a s tím spojené i vyšší hlučnosti.



Obr. 84.: Zakrytovaná zkušební stolice

4.8.13 Elektrické schéma stroje

Zkušební stolice je navržena jako elektricky uzavřený zkušební obvod. Elektrické schéma již bylo představeno v kap. 4.3 – obr.24. Tato uzavřená elektrická rekuperační smyčka byla navržena ve spolupráci se společností Siemens, s.r.o. Kromě motorů a frekvenčních měničů obsahuje také programovatelný logický počítač (PLC).

Programovatelný logický počítač slouží k zaznamenávání a vyhodnocování dat v průběhu zkoušky. Důležité je správně zvolit vzorkovací frekvenci. Při dlouhodobé zkoušce je postačující frekvence v jednotkách Hz. Ovšem při simulaci dynamického rázu je nepřijatelná. Dynamický ráz proběhne řádově v tisícinách sekundy, a proto se musí zvolit vzorkovací frekvence v řádech kHz. Pokud by se v obou případech použila vzorkovací frekvence v řádech kHz, při dlouhodobé zkoušce by byla potřeba velká zaznamenávací paměť a v reálném čase by nebylo možné data vyhodnotit. Proto byly připraveny dva vzorkovací módy. Mód s nižší vzorkovací frekvencí v řádech jednotek Hz pro dlouhodobou zkoušku a druhý mód s vysokou vzorkovací frekvencí pro zaznamenávání dat při dynamickém rázu.

Testovací stolici lze dále osadit senzory uvnitř boxu, které se uchytí na připravené vodící tyče, jak bylo uvedeno v kap. 4.6.3. např.: lze snímat teplotu a vlhkost uvnitř boxu, oteplení řetězu atd.



5 Diskuze

V rámci této práce nezbyl čas na ověření dynamických vlastností stroje pomocí modální analýzy. Výpočet bude realizován pomocí metody konečných prvků. Zde se bude sledovat zejména odstup vlastních frekvencí od provozních frekvencí stroje, aby se stroj nedostával do rezonance. Přeladění soustavy by případně bylo provedeno umístěním závaží nebo výztuhami.

Zkušební stolice je velmi složité testovací zařízení jak z mechanického hlediska, tak z elektrického, a proto musí splňovat přísné bezpečnostní předpisy. V případě komerčního využití stroje k němu musí být vydáno prohlášení o shodě. Konstrukce stroje je provedena tak, aby umožnila umístění bezpečnostních prvků. Dveře zkušebního boxu budou vybaveny koncovými spínači, které v případě pokusu o otevření dveří během provozu okamžitě ukončí zkoušku.

Zkušební stolice je první prototyp, který byl navržen podle kap. 2, proto je v konstrukci stroje prostor pro případné inovace, jako například mechanismus pro změnu osové vzdálenosti.

Samostatnou otázkou, která je řešena odděleně, je elektrická a elektronická výstroj zařízení. V současném provedení je pro elektrické a elektronické součástky vytvořen prostor uvnitř hlavního rámu stroje. V tomto provedení je možné splnit veškeré legislativní, funkční a bezpečnostní požadavky, nicméně pro případ komerčního uplatnění zařízení je do daného prostoru uvažována vestavba samonosného uzavřeného elektrického rozvaděče. Jeho použití zjednoduší proces vystavení prohlášení o shodě.



6 Závěr

V diplomové práci byla zkonstruována zatěžovací stolice pro testování válečkových řetězů. Protože se jedná o dlouhodobou zkoušku, je důležité, aby energetická náročnost byla co nejmenší. Z tohoto důvodu je zkušební stolice konstruována s elektricky uzavřeným okruhem, který je realizován pomocí dvou motorů s měniči.

Konstrukce testovací stolice musí být mobilní, což je řešeno pomocí pojezdových kol a přesné ustavení se provádí pomocí třech ustavovacích noh. Zadavatel požadoval, aby stolice byla přepravitelná automobilem skupiny B1 a projela dveřmi o šířce 80 cm. Podle těchto požadavků byla řešena celá zástavba stolice. Protože zkoušky nebudou probíhat pouze v laboratoři, ale i u zákazníků, byl pohon navržen tak, aby byl připojitelný do běžné sítě 400 VAC s jističem na 16 A.

Na zkušební stolici bude probíhat porovnávací zkouška dvou řetězů. Velikosti řetězů byly zadány od 05 B po 12 B. Pro každý řetěz byl zkonstruován nezávislý napínací mechanismus, proto nelze pro zkoušení dvou řetězů současně použít dvouřadé řetězové kolo. Vzhledem k tomu, že během zkoušky dojde k opotřebení kol, byla kola navržena jako skládaná. Skládaná kola jsou snadno vyrobitelná a mají nízké pořizovací náklady. Při jejich konstrukci bylo také důležité dodržet požadavek rychlé vyměnitelnosti.

Testování řetězů probíhá v uzavřeném zkušebním boxu, který lze napustit po určité hranici kapalinou. Box umožňuje simulaci různých pracovních prostředí s nastavitelnými parametry prašnosti, vlhkosti a teploty. V konstrukci boxu bylo důležité spolehlivě vyřešit utěsnění hřídelí, a to hlavně výkláněcí, které bylo vyřešeno pomocí speciálního těsnění Air Miser. Box je dále osazen vypouštěcí soustavou, která je umístěna uvnitř stroje a před vypouštěním se vykloní ven ze stroje. Zadavatelem bylo požadováno vizuální sledování průběhu zkoušky, proto jsou v boxu umístěna dvířka s vrstveným tvrzeným sklem.

V některých provozech je řetěz namáhán také rázy, proto byl požadavek na testovací zařízení, které by umožňovalo jejich simulaci. To bylo realizováno pomocí frekvenčního měniče, který dokáže v krátkém časovém intervalu odpojit a připojit zátěž, a tím dojde ke vzniku rázu.



Při montáži řetězových kol může dojít k nepřesnostem, které mají vliv na rychlost opotřebovávání řetězů a řetězových kol. Konstrukce stolice je navržena tak, že umožní základní případy montážních nepřesností nasimulovat.

Důležitým krokem bylo stanovení rozsahu výkonů a otáček pro testování řetězů. Požadavkem bylo, aby řetězy nebyly přetěžovány a byly namáhány v jejich pracovní oblasti. Jako hranice zkoušky bylo zvoleno protažení řetězu o 2 % z celkové počáteční délky. Hranicí, po kterou se může navyšovat zkušební zatížení, byl zvolen dovolený měrný tlak. Při správném nastavení lze dosáhnout požadovaného prodloužení i během jednoho týdne. To je velké zkrácení oproti skutečné době trvání vzniku toho prodloužení v provozu, která je 10 000 hodin, což odpovídá při třísměnném provozu 417 dnům.

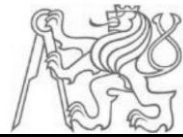
Během zkoušky bude probíhat průběžný monitoring provozních parametrů a parametrů hodnotících stupeň opotřebení.

Stanovené body zadání se podařilo beze zbytku splnit kombinací nakupovaných standardních i některých speciálních dílů a vyráběných dílčích celků konstrukce. Po případném uplatnění výsledků modální analýzy, která je však již nad rámec této práce, bude na základě vytvořené dokumentace vyroben funkční prototyp pro potřeby zadavatele.

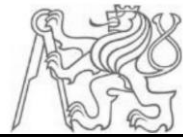


7 Seznam použité literatury

- [1] ČEJKA, L. Konstrukce zatěžovací stolice pro testování válečkových řetězů. In *Sborník STČ 2014*. Praha: ČVUT, 2014. Studentská S1.
- [2] KRÁLÍČEK, J. *Motocyklové řetězy* [online]. 14.3.2011 [citováno dne 18.11.2014]. <<http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/motocyklove-retezy-17350.html>>
- [3] *O firmě* [online]. [citováno dne 18.11.2014]. <http://www.retezy.info/cz/tsubaki/o_firme.html>
- [4] *History of Renold* [online]. [citováno dne 18.11.2014]. <<http://www.renold.com/company/companyinformation/history.asp>>
- [5] *History of Renold* [online]. [citováno dne 18.11.2014]. <http://www.renold.com/company/companyinformation/history_of_renold_continued.asp>
- [6] SHIGLEY, J.E., MISCHKE, C.R., BUDYNAS, R.G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] *Strojnictví* [online]. [citováno dne 12.1.2015]. <<http://www.weblearning.estranky.cz/fotoalbum/strojnictvi/retezovy-prevod---obecne.jpg.html>>
- [8] *Chain engineering: Design and construction Examples of calculation*. München, 2006. 85 s.
- [9] ROUŠAL, V. *Válečkové řetězy a řetězová kola*. 2. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972. 170 s.
- [10] LOPOT, F. *Řetězový převod*. PowerPoint prezentace, předmět teorie transportních strojů II. Praha, 2014.
- [11] Řetěz článkový DIN 763 [online]. [citováno dne 12.1.2015]. <<http://www.obchodproremesla.cz/retez-clankovy-din-763-p10526/>>
- [12] BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů: 1. svazek*. 5. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989, s. 205-625. ISBN 80-03-00046-7
- [13] *Řetěz pouzdrový jednořadý ČZ 219* [online]. [citováno dne 12.1.2015]. <<http://www.technicke-soucasti.cz/retezy-1/pouzdrove-retezy/retez-pouzdrovy-jednorady-cz-219.html>>
- [14] *Konstrukce řetězu* [online]. [citováno dne 12.1.2015]. <http://www.contra.cz/cz/retezovy_prevod/konstrukce_valeckoveho_retezu.html>
- [15] *Duplex-sprockets 06B-2 to DIN 8187* [online]. [citováno dne 12.1.2015]. <<http://kettentechnik.com/en/2011/09/zweifach-kettenrader-06b-2-nach-din-8187/>>



- [16] KALAB, K. *Návrh a výpočet řetězového převodu: Vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. 16 s.
- [17] *The Complete Guide to Chain. Wheeling*: Tsubaki, 1997. 240 s. ISBN 0-9658932-0-0.
- [18] ČSN 01 4809 (014809) *Kloubové řetězy: Výpočet řetězových převodů* [online]. [citováno dne 7.2.2015]. <http://www.technicke-normy-csn.cz/014809-csn-01-4809_4_137.html>
- [19] *Kloubové řetězy: Výpočet řetězových převodů. ČSN 01 4809*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1969.
- [20] *Motors*. Nürnberg: Siemens AG, 2012. 200 s.
- [21] KUGL, O., HOUKAL, J., TOMEK, P., ZÝMA, J. *Projekt – III. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, s. 54-72. ISBN 80-01-03205-1.
- [22] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [23] ČERNOCH, S. *Strojně technická příručka*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1968, s. 711-754.
- [24] *Přehled vlastností oceli 34CrNiMo6* [online]. [citováno dne 7.2.2015]. <<http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-vlastnosti-oceli-34crnim06>>
- [25] JANČÍK, L., ZÝMA, J. *Části a mechanismy strojů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. 201 s. ISBN 80-01-02891-7.
- [26] *Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel* [online]. 30.7.2013, [citováno dne 7.2.2015]. <<http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mez-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>>
- [27] *Komponenty pro stavbu strojů* [online]. [citováno dne 7.2.2015]. <http://opis.cz/komponenty/rem_kola_cz.html>
- [28] *Pouzdra Taper* [online]. [citováno dne 8.2.2015]. <<http://www.tyma.cz/produkty/pouzdra/taper/>>
- [29] *Kulový uzávěr závitový serie c3 nerez 3dílný bra.c3.622* [online]. [citováno dne 25.2.2015]. <<http://www.ivarcs.cz/cz/kulovy-uzaver-zavitovy-serie-c3-nerez-3dilny-bra-c3-622>>
- [30] *Kola a kladky se standardními celogumovými obručemi a gumovým běhounem* [online]. [citováno dne 25.2.2015]. <<http://www.blickle.cz/cz/kola-a-kladky-se-standardnimi-celogumovymi-obrucemi-a-gumovym-behounem/produkty-cz/LE-VE-150R-FI/>>
- [31] *Comprehensive catalogue trailer components*. Kötzt: ALDIS KOBER GMBH, 2013, s. 215-222.



- [32] *Únavové zkoušky kloubových řetězů na vysokofrekvenčních pulzátorech* [online]. [citováno dne 6.3.2015]. <<http://www.zwick.cz/cs/novinky/news-detail/article/ermuedungspruefung-von-gelenkketten-auf-hochfrequenzpulsatoren.html>>
- [33] *Mechanické vlastnosti ocelových šroubů* [online]. [citováno dne 6.3.2015]. <<http://www.k2l.cz/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu/>>
- [34] *Utahovací kroutící momenty* [online]. [citováno dne 6.3.2015]. <<http://www.briol.cz/utahovaci-kroucici-momenty>>



8 Seznam obrázků

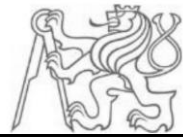
Obr. 1.: Dopravník pro zpracování vlny (zdroj: Contra Praha s.r.o.)	15
Obr. 2.: Dopravník kulatiny (zdroj: Contra Praha s.r.o.)	16
Obr. 3.: Pohon samočisticích česlí (zdroj: Contra Praha s.r.o.)	16
Obr. 4.: Řetěz držící protizávaží (zdroj: Contra Praha s.r.o.)	17
Obr. 5.: Řetěz ve vápence (zdroj: Contra Praha s.r.o.)	17
Obr. 6.: Řetěz pro výrobu keramiky (zdroj: Contra Praha s.r.o.).....	18
Obr. 7.: Vrtná soustava (zdroj: Contra Praha s.r.o.).....	18
Obr. 8.: Řetěz pro přepravu vepřových půlek (zdroj - Contra Praha s.r.o.).....	19
Obr. 9.: Jednoduchý řetězový převod - upraveno z [7].....	21
Obr. 10.: Složitý řetězový převod - převzato z [8].....	22
Obr. 11.: Okový řetěz svařovaný - upraveno z [11].....	24
Obr. 12.: Pouzdrový řetěz- převzato z [13].....	24
Obr. 13.: Válečkový řetěz - upraveno z [14].....	25
Obr. 14.: Spojovací články - upraveno z [14].....	26
Obr. 15.: Redukční články - upraveno z [14].....	27
Obr. 16.: Dvouřadé řetězové kolo pro válečkový řetěz - upraveno z [15].....	27
Obr. 17.: Životnost řetězu převzato z [10].....	29
Obr. 18.: Rozložení velikosti tažné síly v řetězu - upraveno z [10].....	30
Obr. 19.: Závislost napětí v článku řetězu na čase - upraveno z [10].....	30
Obr. 20.: Přesazení řetězových kol - upraveno z [9].....	31
Obr. 21.: Chybně uložená (šikmo) řetězová kola - převzato z [9].....	31
Obr. 22.: Chybně uložená (zkřížená) řetězová kola - převzato z [9]	31
Obr. 23.: Nesprávné a správné mazání řetězu - upraveno z [9].....	32
Obr. 24.: a) Vysokofrekvenční pulsátor, b) Upínací přípravek - upraveno z [32]	33
Obr. 25.: Blokové schéma pohonu testovací stolice	35
Obr.: 26.: Schéma zkušebního stroje	35
Obr. 27.: Uspořádání pohonu se čtyřmi motory	36
Obr. 28.: Uspořádání konstrukce s dvěma boxy a dvěma motory	37
Obr. 29.: Uspořádání pohonu s motory s výstupní hřídelí pouze na jedné straně	37
Obr. 30.: Síly působící na řetěz - upraveno z [16].....	41
Obr. 31.: Měrný tlak v kloubu pouzdrového řetězu - upraveno z [16]	43



Obr. 32.: Schéma uspořádání zkušební stolice	53
Obr. 33.: Motor Siemens 1LE1001-1BA62-2AA5.....	54
Obr. 34.: Geometrie řemenového převodu.....	55
Obr. 35.: Vyklonění hřídele.....	57
Obr. 36.: Silové poměry při provozu	60
Obr. 37.: Silové poměry u řetězového převodu	62
Obr. 38.: Schéma zatížení prvního hřídele s rozměry	65
Obr. 39.: Průběh zatížení hřídele jedna v rovině YZ.....	66
Obr. 40.: Průběh zatížení hřídele jedna v rovině XY.....	67
Obr. 41.: Úhlové vyklonění hřídele.....	77
Obr. 42.: Konstrukce uchycení řetězových kol.....	78
Obr. 43.: Zobrazení parametru pro kontrolu upínacích šroubů	82
Obr. 44.: Zatížení konce hřídele	84
Obr. 45.: Střídavý souměrný ohyb - upraveno z [6]	86
Obr. 46.: Uložení hřídele.....	87
Obr. 47.: Zatížení a zamezení pohybu hřídele.....	87
Obr. 48.: Průběh napětí zjištěný pomocí MKP analýzy	88
Obr. 49.: Pouzdro Taper umístěné v řemenici - upraveno z [27].....	89
Obr. 50.: Nosný rám	90
Obr. 51.: Nosný rám.....	91
Obr. 52.: Uchycení motoru	92
Obr. 53.: Rozbor namáhání uchycení motoru	92
Obr. 54.: Průběh reakcí od zatěžující síly F_{V2}	93
Obr. 55.: Průběh síly od zatížení statorovým momentem M_S	94
Obr. 56.: Silová rovnováha v napínacím šroubu.....	95
Obr. 57.: Namáhání čepového spoje	97
Obr. 58.: Umístění pohonu v nosném rámu	99
Obr. 59.: Uchycení první pevné hřídele	99
Obr. 60.: Sestava vykláněcí hřídele	100
Obr. 61.: Uchycení vykláněcí hřídele.....	100
Obr. 62.: Mechanismus nastavení vyklonění hřídele	101
Obr. 63.: Připojení mechanismu na nastavení vyklonění hřídele.....	101



<i>Obr. 64.: Zkušební řetězové kolo s lopatkami</i>	102
<i>Obr. 65.: Svařenec zkušebního boxu</i>	104
<i>Obr. 66.: Svařenec boxu bez přední stěny</i>	104
<i>Obr. 67.: Konstrukce dvířek</i>	105
<i>Obr. 68.: Zkušební box</i>	106
<i>Obr. 69.: Detail zavírání dvířek zkušebního boxu</i>	106
<i>Obr. 70.: Zkušební box s otevřenými dvířky</i>	107
<i>Obr. 71.: Detail zajištění otevřené polohy dvířek</i>	107
<i>Obr. 72.: Pružinový pístek</i>	108
<i>Obr. 73.: Umístění boxu na rámu</i>	108
<i>Obr. 74.: Spojení zkušebního boxu a rámu</i>	109
<i>Obr. 75.: Utěsnění pevné hřídele</i>	109
<i>Obr. 76.: Těsnění Air Miser - upraveno z (Příloha 6)</i>	110
<i>Obr. 77.: Vypouštěcí soustava</i>	111
<i>Obr. 78.: Vypouštěcí rozebíratelný kohout – upraveno z [29]</i>	111
<i>Obr. 79.: Zástavba napínacího mechanismu</i>	112
<i>Obr. 80.: Detail napínacího mechanismu</i>	113
<i>Obr. 81.: Nastavení napínání pro zadaný směr působení napínací síly</i>	113
<i>Obr. 82.: Podvozek stroje</i>	114
<i>Obr. 83.: Umístění elektrických součástí pohonu</i>	115
<i>Obr. 84.: Zakrytovaná zkušební stolice</i>	116



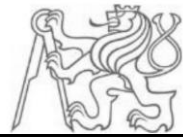
9 Seznam grafů

<i>Graf 1.: Závislost vypočteného a dovoleného měrného tlaku na otáčkách.....</i>	<i>44</i>
<i>Graf 2.: Výřez oblasti 100 až 900 ot.min⁻¹ z grafu 1.</i>	<i>45</i>
<i>Graf 3.: Výřez oblasti 1 100 až 4 100 ot.min⁻¹ z Grafu 1.....</i>	<i>45</i>
<i>Graf 4.: Závislost skutečného a dovoleného měrného tlaku při výkonu 1000 W</i>	<i>46</i>
<i>Graf 5.: Závislosti skutečného a dovoleného měrného tlaku při výkonu 200 W.....</i>	<i>49</i>
<i>Graf 6.: Závislost skutečného a měrného tlaku při výkonu 700 W.....</i>	<i>50</i>



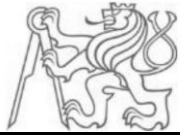
10 Seznam tabulek

<i>Tab. 1.: Výhody a nevýhody pro konstrukci s jedním boxem</i>	<i>36</i>
<i>Tab. 2.: Výhody a nevýhody pro konstrukci s dvěma boxy</i>	<i>36</i>
<i>Tab. 3.: Výhody a nevýhody pro konstrukci se čtyřmi motory a dvěma boxy</i>	<i>36</i>
<i>Tab. 4.: Výhody a nevýhody pro konstrukci se čtyřmi motory a dvěma boxy</i>	<i>37</i>
<i>Tab. 5.: Výhody a nevýhody pro konstrukci se dvěma motory a jedním boxem ...</i>	<i>37</i>
<i>Tab. 6.: Hodnotící kritéria</i>	<i>38</i>
<i>Tab. 7.: Hodnocení jednotlivých variant expert 1</i>	<i>38</i>
<i>Tab. 8.: Hodnocení jednotlivých variant expert 2</i>	<i>38</i>
<i>Tab. 9.: Konečné hodnocení</i>	<i>38</i>
<i>Tab. 10.: Tabulka činitelů</i>	<i>40</i>
<i>Tab. 11.: Tabulka činitelů</i>	<i>51</i>
<i>Tab. 12.: Tabulka utahovacích momentu pro šroub M8 [36].....</i>	<i>81</i>



11 Seznam příloh

- Příloha 1 Diagram určení vhodného převodového řetězu
- Příloha 2 Katalog Úzké klínové řemeny SPZ – na přiloženém CD
- Příloha 3 Katalog Timken-Spherical-Roller-Bearing – na přiloženém CD
- Příloha 4 Katalog Timken-Solid-Block-HU – na přiloženém CD
- Příloha 5 Katalog Taper pouzdra – na přiloženém CD
- Příloha 6 Katalog Complete shaft seal Air mizer – na přiloženém CD
- Příloha 7 Sestavný výkres testovací stolice



Příloha 1

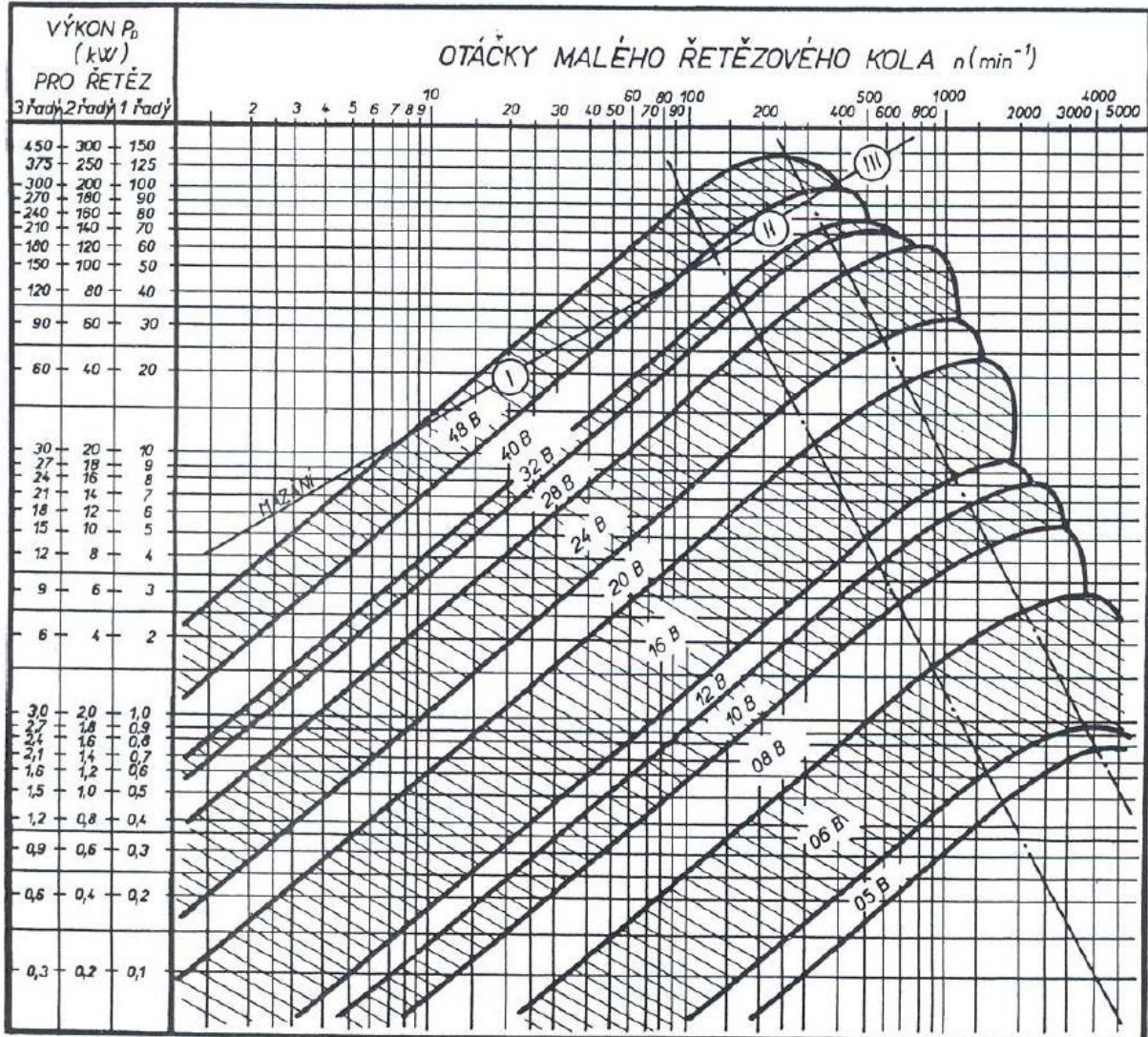


Diagram určení vhodného převodového řetězu – upraveno z [16]