



Pohon zvedáku pro montáž náprav TATRA

Bakalářská práce

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Strojní inženýrství

Autor práce:

Jaroslav Špicar

Vedoucí práce:

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
Katedra částí a mechanismů strojů





Zadání bakalářské práce

Pohon zvedáku pro montáž náprav TATRA

Jméno a příjmení: **Jaroslav Špicar**
Osobní číslo: S16000177
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávací katedra: Katedra částí a mechanismů strojů
Akademický rok: **2019/2020**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte pohonný systém zvedáku pro montáž náprav nákladních automobilů TATRA.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

přílohy dle potřeby
50
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby – několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola – Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 – Ozubená kola – Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí práce:

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce:

12. února 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

12. srpna 2021

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

11. července 2020

Jaroslav Špicar

Poděkování

V první řadě děkuji prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc., jenž si vždy našel čas a měl trpělivost mi se všemi vyvstanuvšími problémy při tvoření této práce pomoci. Dále děkuji svému otci za poskytnutí příležitosti získat neocenitelné praktické zkušenosti a poznatky prací na nákladních automobilech TATRA.

Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí pohonu zvedáku vhodného pro montáž či demontáž náprav nákladních automobilů TATRA. Teoretická část se nejdříve věnuje této automobilce a specifickým konstrukčním řešením podvozku TATRA, která jsou pro konstrukci zvedáku zásadní. Následně jsou představeny různé druhy zvedáků a zaveden způsob jejich třídění. Praktická část již dokumentuje důležité kroky při samotné konstrukci pohonu zvedáku.

Klíčová slova

konstrukce, převodovka, zvedák, pohybové šrouby, nápravy, TATRA

Annotation

This bachelor thesis deals with designing a drive for a lift which could be used for mounting and dismounting of TATRA truck axles. The theoretical part consists of basic facts about this car company and the specific engineering solutions which are essential for designing the lift. In the following part, there are introduced various types of lifts which are then sorted into categories. Finally, the practical part documents the main steps of designing the drive of the lift.

Keywords

engineering design, gearbox, lift, lead screws, axles, TATRA

Obsah

1	Úvod	11
2	Cíl práce.....	12
3	Nákladní automobily TATRA.....	13
3.1	Výrobce automobilů TATRA	13
3.1.1	Současná nabídka automobilů	13
3.2	Koncepce podvozku vozidel TATRA.....	14
3.2.1	Přídavná převodovka	15
3.2.2	Nosná roura	15
3.2.3	Nápravy	16
4	Zvedáky	19
4.1	Zvedáky náprav.....	20
5	Konstrukce.....	22
5.1	Požadavky na zvedák.....	22
5.2	Rozvržení zvedáku.....	23
5.3	Elektromotor	25
5.4	Spojka	26
5.5	Převodovka	27
5.5.1	Rozvržení převodovky.....	27
5.5.2	Kuželové soukolí	28
5.5.3	Čelní soukolí 3A-vložené kolo	29
5.5.4	Čelní soukolí vložené kolo-4A	30
5.5.5	Čelní soukolí 3B-4B	31
5.5.6	Řetězový převod	32
5.5.7	Hřídel 1	35
5.5.8	Hřídel 2	37
5.5.9	Hřídel 3	40

5.5.10	Hřídel 4.....	41
5.5.11	Ložiska	44
5.5.12	Spojení hřídelí s náboji.....	48
5.6	Pohybové šrouby.....	50
5.6.1	Pevnostní kontrola	54
5.6.2	Ložiska	56
5.6.3	Spojení šroubu s nábojem.....	56
5.7	Rám zvedáku.....	57
5.8	Ekonomické zhodnocení.....	61
	Závěr.....	62
	Seznam použitých zdrojů	64
	Seznam obrázků	66
	Seznam tabulek.....	68
	Seznam příloh.....	69

Značka	Jednotka	Popis
a	mm	osová vzdálenost
A_t	mm ²	celková dosedací plocha matice
b	mm	šířka ozubení
b	mm	šířka pera
c	mm	sražení hran drážkování
C	N	základní dynamická únosnost ložiska
d	mm	průměr hřídele
D	mm	jmenovitý průměr závitu
D	mm	průměr roztečné kružnice
D_2	mm	střední průměr závitu
D_e	mm	průměr vnější roztečné kružnice
D_m	mm	průměr střední roztečné kružnice
f	-	koeficient tření
F	N	síla
f_1	-	součinitel provozního zatížení
f_2	-	součinitel počtu zubů
F_a	N	axiální síla
F_{ai}	N	vlastní axiální síla ložiska
F_c	N	odstředivá síla
F_G	N	tíhová síla
f_i	-	koeficient pro setrvačné síly
F_{pt}	N	síla při přetržení řetězu
F_r	N	radiální síla
F_t	N	tečná síla
F_v	N	výsledná síla v tažné větvi řetězu
F_β	N	síla v záběru kol
F_δ	N	síla v záběru kol
h	mm	výška pera
i	-	převodový poměr
j	-	počet článků řetězu
k	-	koeficient bezpečnosti
k_d	-	koeficient dynamické bezpečnosti
k_n	-	návrhový součinitel
k_p	-	požadovaný koeficient bezpečnosti
k_s	-	koeficient statické bezpečnosti
l	mm	délka pera/náboje
L	mm	délka řetězu
l_e	m	volná délka šroubu
L_{h10}	h	trvanlivost
M	Nm	krouticí moment
m	mm	modul
m_n	mm	normálový modul
M_o	Nm	ohybový moment
m_{te}	mm	čelní modul na vnějším kuželi
n	ot/min	otáčky

P	N	ekvivalentní dynamické zatížení
p	-	exponent rovnice trvanlivosti
p	mm	rozteč řetězu
P	mm	stoupání závitu
p	MPa	tlak
P	W	výkon
P _R	W	jmenovitý výkon
q	kg/m	délková hmotnost řetězu
r	m	poloměr
R _e	MPa	mez kluzu
R _m	MPa	mez pevnosti
t	s	čas
v	m/s	rychlost
V _{st}	m/min	rychlost klouzání
V _{tr}	m/min	rychlost posuvu
W _k	m ³	průřezový modul v krutu
W _o	m ³	průřezový modul v ohybu
X	-	součinitel axiálního zatížení
Y	-	činitel rázů
Y	-	součinitel axiálního zatížení
z	-	počet drážek drážkování
z	-	počet zubů
α	rad	úhel opásání
α	°	úhel stoupání závitu
α _n	°	úhel záběru v normálové rovině
α _t	rad	úhel záběru v čelní rovině
β	rad	úhel geometrie řetězového převodu
β	°	úhel sklonu zubů na roztečné kružnici
β	-	vrubový součinitel
β _m	°	úhel sklonu zubů na roztečném kuželi
δ	rad	poloviční úhel roztečného kužele
η	m	průmět stojny do horizontální roviny
η	-	součinitel kvality povrchu
η	%	účinnost
ϑ	°	úhel mezi osovými vzdálenostmi a_{3avloz} a a_{vloz4a}
v	-	velikostní součinitel součástky
ξ	m	zdvih, průmět stojny do vertikální roviny
σ _{co}	MPa	mez únavy v ohybu
σ _{co} *	MPa	skutečná mez únavy v ohybu pro daný průřez
σ _o	MPa	napětí v ohybu
τ _k	MPa	napětí v krutu
φ	rad	úhel
ψ	-	opravný součinitel
ω	rad/s	úhlová rychlost

1 Úvod

Každý stroj po určitém čase v provozu vyžaduje nějakou údržbu či opravu, zejména se jedná o výměnu spotřebního materiálu jako ložisek či prvků těsnění, které je potřeba vyměnit s ohledem na životnost stroje někdy i několikrát. V jiných případech se však může jednat o vážnější závady způsobené například vadou materiálu. Nákladní automobily nejsou i přes snahu konstruktérů o bezchybný provoz žádnou výjimkou.

Hlavní využití nákladních automobilů značky TATRA s jejich jedinečným podvozkem s výkyvnými polonápravami a centrální nosnou rourou spočívá v provozu v těžkém terénu. Zatímco tento druh podvozku přináší výhodu v terénu díky značné ochraně všech jeho hnacích prvků, při jejich poruše tato skutečnost znamená náročnou opravu – odmontování náprav. Z vlastní zkušenosti s těmito automobily mohu říct, že jakýkoliv přípravek při takových opravách ušetří nemalé množství času a dokáže zajistit jistou úroveň bezpečnosti práce. Zároveň se zdá, že není společnost, která by se výrobou přípravku na demontáž náprav zabývala. Z těchto důvodů jsem se rozhodl zvolit jako téma této bakalářské práce konstrukci pohonu zvedáku pro montáž náprav TATRA, a rozvinout tím úkol řešený v předmětu Konstrukční cvičení.

2 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je navrhnout pohon zvedáku pro montáž náprav nákladních automobilů TATRA. Konstrukce tohoto zvedáku bude vycházet jak z popisu problematiky náprav a jejich montáže, tak z průzkumu v oblasti používaných zvedáků.

Při konstrukci zvedáku bude v první řadě nezbytné určit jeho nejvhodnější rozvržení a způsob, který bude použit pro převod rotačního pohybu na posuvný. Až poté bude možné řešit rozvržení převodovky a řetězového převodu, který bude pohánět další prvky zvedáku. Při tomto návrhu bude však nutné dodržovat parametry, které udává zadání z předmětu Konstrukční cvičení. Tyto parametry jsou vypsány v tabulce 1.

Tabulka 1: Zadané parametry z Konstrukčního cvičení

Parametr	Hodnota	Jednotka
výkon elektromotoru	10	kW
otáčky elektromotoru	1 400	ot/min
otáčky na výstupu z přiřazeného převodu	250	ot/min
alternativní převod	zpětný chod	-
přiřazený převod	řetězový	-
životnost	8 000	h

Další požadované parametry určuje konstrukce náprav. Uchycení náprav na zvedáku bude provedeno za jejich skříní. Konstrukce zvedáku musí umožňovat pracovníkům přístup k montážním bodům. Zvedák musí být tak nízký, aby se s ním dalo zajet pod právě opravovaný automobil. Spodní část skříně nápravy musí být tedy při plně sníženém zvedáku maximálně 320 mm nad zemí. Zvedák musí být uzpůsoben k činnosti nad montážní jámou. Zdvih zvedáku musí být dostatečný pro montáž náprav na všechny automobily nabízené tímto výrobcem. Prostorové uspořádání zvedáku musí být takové, aby umožňovalo montáž náprav jednotlivě i dvou spojených náprav včetně přidružených skupin (součásti pérování, strukturální prvky atd.). Tomu musí odpovídat i nosnost zvedáku. Musí být umožněno přesné polohování se zvedanými nápravami, což vyžaduje dostatečně nízkou rychlost posuvu, tedy okolo 1 m/min.

Výsledkem této práce bude vypracování výpočtové zprávy dokumentující důležité části návrhu, výkresů vybraných součástí a 3D modelu celé sestavy.

3 Nákladní automobily TATRA

3.1 Výrobce automobilů TATRA

TATRA TRUCKS a.s. (dále jen TATRA) představuje jednu z nejznámějších a nejvýznamnějších českých automobilek, jejíž tradice sahá až do konce 19. století, čímž se stává třetím nejstarším výrobcem automobilů na světě, který vyrábí bez přerušení dodnes (1). Během své historie vyráběla tato automobilka jak malé osobní automobily, tak i těžké nákladní automobily do extrémních podmínek, pro domácí trh i pro export.

TATRA si vydobyla své místo na poli celosvětového trhu automobilů zejména díky svému jedinečnému konstrukčnímu řešení podvozku v podobě páteřového rámu s výkyvnými polonápravami, čemuž se přezdívá „tatrovácká koncepce podvozku“, a také díky svým vzduchem chlazeným pohonným jednotkám schopným provozu i za extrémních klimatických podmínek. Právě proto si nákladní automobily TATRA získaly oblibu například i v odlehlých oblastech Ruska či na Blízkém východě (2).

Stojí také za zmínku, že TATRA se již od poloviny 80. let minulého století angažuje v prestižním závodu Rallye Dakar, což tuto automobilku neodmyslitelně spojuje se slavnými jmény jako Karel Loprais nebo Ing. Tomáš Tomeček. Zatěžkávací zkoušky v podobě těchto závodů ukázaly některá slabá místa i mnoho příležitostí pro zdokonalení konstrukce napříč všemi skupinami nákladního automobilu i v civilním sektoru nabídky této značky (3).

3.1.1 Současná nabídka automobilů

V dnešní době TATRA nabízí několik řad automobilů pro různé aplikace, přičemž se stále více zaměřuje na výrobu nákladních vozů pro speciální účely díky své koncepci podvozku nevyžadující žebřinový rám, což umožňuje snížení výsledné výšky automobilu s instalovanou nástavbou. Stejně tak je důležitá i relativně snadná modifikace automobilů z již existujících řad k vytvoření vozidla s konfigurací kol až 12×12 (4).

Za vlajkovou loď automobilky můžeme považovat Tatra PHOENIX, vyvinutou ve spolupráci s firmou DAF (5). Dále je k dispozici modelová řada TERRN^o1, která vznikla rozsáhlou modernizací Tatra 815-2 (6). Pro speciální využití zejména armádními složkami vznikla řada T815-7, která je díky své nízké kabině vhodná i pro montáž různých nástaveb či pro záchranáře (7).

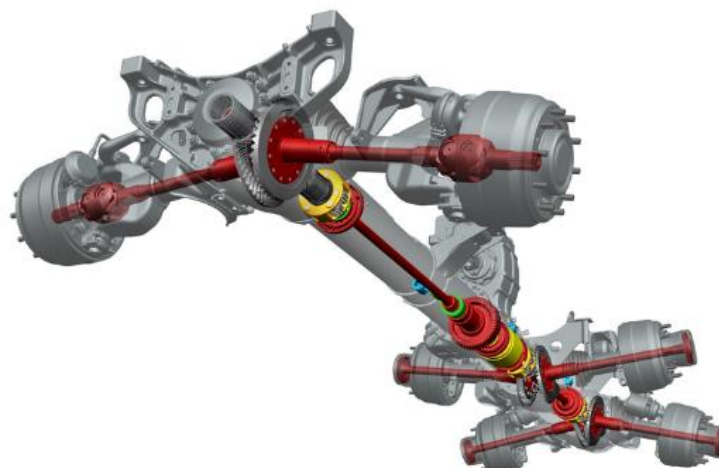
Ačkoliv je nabídka tvořena několika řadami automobilů, jejich základ je stále stejný, jelikož všechny vycházejí z Tatry 815 a podvozky ze všech těchto řad se od jejich předchůdce liší velice málo. Proto při podrobnějším popisu podvozku budu využívat jako vzor právě Tatra 815.

3.2 Koncepce podvozku vozidel TATRA

Jak již bylo výše uvedeno, jednou ze silných stránek vozidel TATRA je jejich konstrukce podvozku v podobě páteřového rámu s výkyvnými polonápravami. Tento rám plní funkci jak ochrannou pro prvky rozvodu výkonu k jednotlivým nápravám, tak funkci nosnou. Kromě tohoto hlavního rámu mají tato vozidla standardně i druhotný, žebřinový, rám sloužící zejména k uchycení kabiny, motoru, nádrží apod. Díky kombinaci obou těchto prvků mají vozy TATRA nesrovnatelně vyšší torzní i ohybovou tuhost oproti konvenčním nákladním automobilům.

Na celém podvozku je užit totožný systém montáže agregátů k sobě, a to pomocí šestnácti závrtných šroubů M20×2,5 rovnoměrně rozložených po obvodu přírub náprav a přídavné převodovky na průměru 320 mm. Tato unifikace je velice výhodná zejména při vývoji zakázkových vozů.

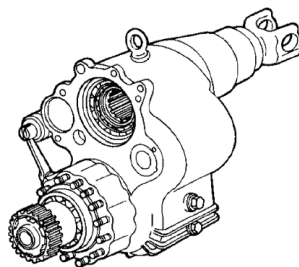
Podvozek typické Tatry se tedy skládá z přídavné převodovky, nosných rour, spojovacích hřídelí, diferenciálů, náprav a příčniců, pomocí nichž se montuje žebřinový rám na ten páteřový. Jednotlivé hlavní součásti budou popsány v následujících kapitolách.



Obrázek 1: Podvozek Tatry v konfiguraci 6×6 (8)

3.2.1 Přídavná převodovka

Přídavná převodovka (někdy také označována jako sestupný převod) je prvním prvkem přenosu výkonu ve směru od pohonné jednotky, který je nedílnou součástí podvozku. Přídavná převodovka slouží k přenesení výkonu z úrovně hlavní převodovky do osy celého podvozku a ke zvýšení přenášeného hnacího momentu z převodovky do podvozku.



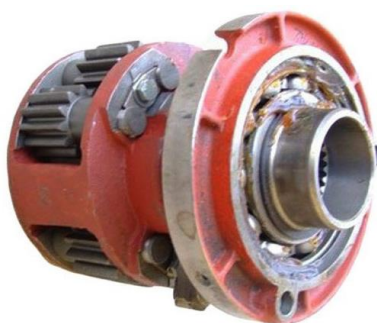
Obrázek 2: Přídavná převodovka TATRA (9)

Přídavná převodovka bývá zpravidla umístěna mezi předními a zadními nápravami, přičemž je připevněna pouze přírubami vpředu a vzadu k centrální nosné rouře, nikoliv k žebřinovému rámu. Při demontáži náprav zůstává i s připojenými nosnými rourami součástí vozidla a slouží jako opěrný bod pro podložení vozidla.

3.2.2 Nosná roura

Nosná roura je spojovacím prvkem podvozku válcového tvaru s totožnými přírubami na obou koncích, který slouží k ochraně skupin přenášejících výkon a k nesení zatížení. Většinou se používá ke spojení přímo mezi jednotlivými nápravami nebo mezi nápravou a přídavnou převodovkou.

Na rozdíl od vozů konvenční konstrukce, diferenciály u automobilů TATRA nejsou uloženy v nápravě, ale v nosné rouře před, popřípadě za nápravou, a navíc jsou to diferenciály čelní.



Obrázek 3: Čelní diferenciál TATRA (10)

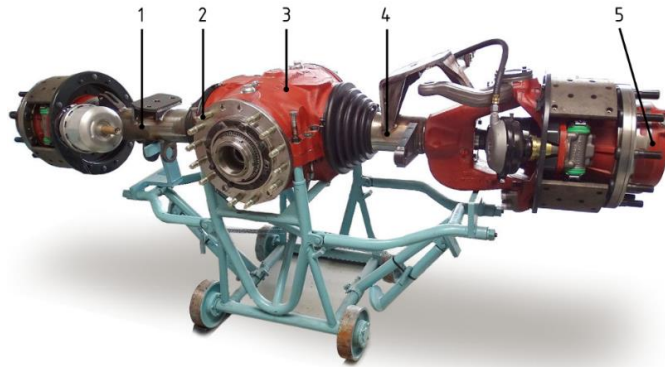
Každý diferenciál má typicky tři páry satelitů, přičemž každý satelit zabírá s vedlejším satelitem a také s centrálním kolem. Vstup výkonu na diferenciál je vždy veden na unášec a výstupem je pár centrálních kol. Ozubení kol diferenciálů je přímé, jelikož při montáži náprav na nosnou rouru musí být diferenciál již namontován v nosné rouře, a tudíž je nutné se nápravou přesně trefit na ozubení satelitů diferenciálu.

V nosné rouře se dále nachází spojovací hřídele, které přenášejí výkon od přídavné převodovky do mezinápravových a poté nápravových diferenciálů. U zdvojených předních či zadních náprav prochází spojovací hřídel od mezinápravového diferenciálu skrz nápravový diferenciál první nápravy, skrz celou tuto nápravu a další nosnou rouru až do nápravového diferenciálu druhé nápravy v pořadí.

Při montáži či demontáži samostatných náprav není se spojovacími hřídeli žádný problém, jelikož skrz krajní nápravy žádná hřídel neprochází. Výjimku by mohl nicméně tvořit vůz s elektrodynamickou odlehčovací brzdou na zadní nápravě. Při montáži zdvojených náprav se jen musí dbát na to, aby právě hřídel pohánějící druhou nápravu v pořadí naběhla do drážek centrálního kola mezinápravového diferenciálu, proto je zapotřebí přesné manipulace s montovanými nápravami.

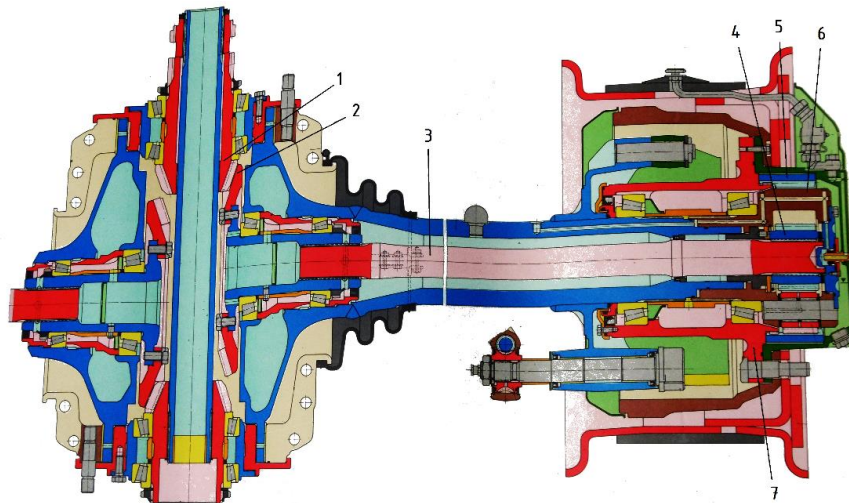
3.2.3 Nápravy

Náprava se na centrální nosnou rouru montuje přes závrtné šrouby (obrázek 4, poz. 2) skříní (poz. 3), ze které do stran vystupují výkyvné polonápravy (poz. 1 a 4), které jsou uloženy v pouzdrech s osou otáčení shodnou s centrální nosnou rourou. Pohon kol je uskutečněn pomocí dvou talířových kol, která jsou poháněna dvěma pastorky umístěnými na těžce ose. Aby bylo možné mít obě soukolí se stejnými parametry, je nutné polonápravy přesadit. Osy kol jedné nápravy jsou tedy mimoběžné. Velikost přesazení je na všech nápravách stejná – 51 mm (11).



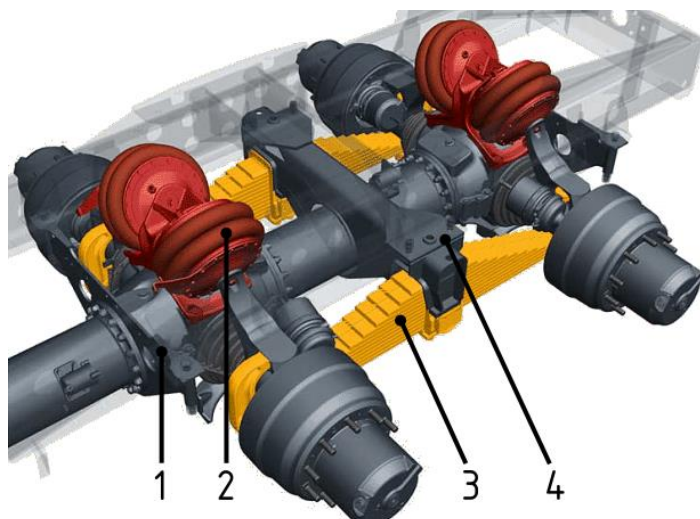
Obrázek 4: Náprava pro školní účely (12)

Nápravy můžeme dělit kromě zjevného způsobu – přední, nebo zadní – i podle uspořádání náboje kola. Nápravy totiž mohou být s kolovými redukcemi nebo bez nich. U náprav bez kolových redukcí jde přímo z talířového kola ve skříni nápravy na náboj kola bez dalšího převodu. U náprav s kolovými redukcemi se v náboji kola nachází ještě planetový reduktor (obrázek 4, poz. 5), u kterého je hnacím členem centrální kolo, zastaveným členem je unášec satelitů a hnaným členem je korunové kolo. V takovém převodu ale dochází k reverzaci smyslu otáčení výstupu, což je kompenzováno změnou směru přesazení polonáprav ve skříni nápravy.



Obrázek 5: Řez zadní nápravou s reduktory (13); Legenda: 1. pastorek; 2. talířové kolo; 3. poloosa; 4. centrální kolo reduktoru; 5. korunové kolo reduktoru; 6. unášec satelitů reduktoru; 7. náboj kola

Odpružení náprav může být řešeno různými způsoby, přičemž záleží zejména na určení vozu. Samostatné nápravy bývají odpruženy torzními tyčemi nebo vzduchovými vaky. U zdvojených náprav mohou být použity listové pružiny, vzduchové vaky nebo jejich kombinace, což je zejména výhodné pro snížení nadměrného a nerovnoměrného opotřebování pneumatik při různém zatížení.



Obrázek 6: Kombinované odpružení náprav, tzv. *KING FRAME* (14); Legenda:
1. příčník; 2. vzduchový vak; 3. listová pružina; 4. spojovací díl

Při montáži náprav je zapotřebí přesné manipulace s nápravami i kvůli tomu, že je třeba se závrtnými šrouby, které jsou lícované, trefit do otvorů v nosné rouře a zároveň se trefit i montážními body na příčnicích a spojovacím dílu do jejich protějšků na rámu. Na spojovacích dílech mezi zdvojenými nápravami bývají také tvarové vazby k rámu, tudíž je nutné nápravy na místo „vkličít“. Nápravy odpružené listovými pružinami či vzduchovými vaky je výhodné montovat na automobil s těmito prvky již nainstalovanými.

Při demontáži drží nápravy pevně na nosné rouře i po odšroubování všech matic na závrtných šroubech, proto jsou v přírubách rour vyvrtány tři otvory se závitem M14, kam se našroubují šrouby, a jejich postupným utahováním se náprava z nosné roury odtlačí.

4 Zvedáky

Zvedák je zařízení navržené pro zvedání břemen o hmotnostech od desítek kilogramů po desítky tun využívané v mnohých odvětvích průmyslu i služeb. Za typické využití zvedáku se dá označit například zvedák na automobily v různých provedeních využívaný pro běžné opravy či údržbu.

Zvedák můžeme rozdělit na tři základní celky: hnací člen, hnaný člen a konstrukce zvedáku. Hnací člen je první součástí zvedáku, tedy zdroj výkonu pro zvedání břemena. Běžně jsou využívány zvedáky ruční a elektrické. Zvedáky s ručním pohonem bývají většinou jednodušší, levnější a také mobilnější. Elektrické zvedáky jsou mnohdy určeny k použití v rámci hal či dílen kvůli častému využití třífázových motorů díky jejich vyšší účinnosti, nižší hmotnosti i nižší ceně než u jednofázových.

Hnaný člen zvedáku se stará o využití výkonu – zajišťuje pohyb způsobující zvedání břemena. Podle hnaného členu můžeme zvedáky dělit do tří kategorií: mechanické, hydraulické a pneumatické. U mechanických zvedáků se pohyb uskutečňuje pomocí mechanických převodů, jako jsou ozubená kola, hřebeny, pohybové šrouby apod. U trapézových pohybových šroubů a u šnekových soukolí je výhodou samosvornost těchto převodů jako pojistka proti samovolnému pádu břemena za cenu nižší účinnosti. Pohybové šrouby se vyrábí také kuličkové a jsou vhodné zejména k přesnému polohování na CNC strojích díky předepnutým maticím (15).



Obrázek 7: Trapézový šroub s maticí (15)



Obrázek 8: Kuličkový šroub (15)

Hydraulické zvedáky využívají přímočaré hydromotory k zprostředkování pohybu zvedáku. Výhodou je snadno dosažitelné zvýšení síly na výstupu oproti vstupu a kompaktnost hydromotorů. K zabezpečení břemena proti pádu vlivem poruchy pohonu se používají bezpečnostní ventily a mechanické pojistky na konstrukci zvedáku.

Poslední skupinou jsou zvedáky pneumatické, které se většinou skládají z jediné hlavní komponenty – pneumatického měchu poháněného stlačeným vzduchem. Výhodou těchto zvedáků je právě jejich jednoduchost, nicméně kvůli absenci jakékoliv další konstrukce není téměř možné zakomponovat do takového zvedáku bezpečnostní prvky.

Co se týče řazení zvedáků dle jejich konstrukce, mohli bychom uvést zvedáky nůžkové, sloupové, hřebenové, lanové a tzv. „panenky“. Součástí nůžkových zvedáků je nůžkový mechanismus starající se o to, aby břemeno položené na horní platformě zvedáku zůstalo během procesu zvedání v rovnoběžné rovině se zemí. Sloupové zvedáky bývají většinou mechanické, poháněné elektricky přes pohybové šrouby, které jsou uloženy právě ve sloupech okolo břemena.



Obrázek 9: Hydraulický nůžkový zvedák (16)



Obrázek 10: Mechanický sloupový zvedák (17)

4.1 Zvedáky náprav

Podvozek typu TATRA je velice robustní a má své nepopiratelné výhody, ale pokud nastane porucha uvnitř rozvodových skříní náprav, nosných rour nebo přídatné převodovky, je nutné vykonat časově velice náročnou opravu – podvozek se musí rozdělit. Podle umístění poruchy vyžaduje oprava vymontování jedné či více náprav, což zahrnuje rozpojení vzduchových, hydraulických a elektrických rozvodů, odmontování částí odpružení i dalších mechanických spojení. Až poté je možné přistoupit k samotnému vymontování nápravy/náprav.

Existují dva způsoby, jak se taková oprava provádí. První možnost zahrnuje ponechání automobilu na kolech, odšroubují se matice spoje na nosné rouře v místě rozdělení,

automobil se nadzvedne a s nápravami se odjede zpod automobilu. Tento způsob se provádí zejména při opravách přídatné převodovky nebo prvků pohonu na ni navazujících v případech, že lze odjet s celou dvounápravou/větší částí automobilu. Pokud tomu tak není, přechází se k druhé možnosti – vymontování nápravy pomocí zvedáku či jiného montážního přípravku. Tato operace je náročná jak na přesnost manipulace s nápravou, tak i na nosnost používaného zařízení. Běžně se za tímto účelem používají standardní zvedáky, které jsou součástí montážní jámy, popřípadě improvizované vozíky, jelikož na trhu lze s obtížemi opatřit zařízení, které by bylo na takový úkol vhodné vzhledem k oběma požadavkům a zároveň prostorovým možnostem. Bezpečnost takové práce můžeme označit přinejmenším za diskutabilní.

5 Konstrukce

5.1 Požadavky na zvedák

Při řešení konstrukčního problému musíme vycházet ze zadání, které nám určité prvky diktuje. V tomto případě byly dány parametry elektrického motoru, který má mít výkon 10 kW a otáčky 1 400 ot/min, a převodovky s přiřazeným převodem – vstupní otáčky 1 400 ot/min, výstupní otáčky 250 ot/min, možnost reverzace a přiřazený převod řešený pomocí řetězu.

Dalším, i když nepřímo daným, parametrem jsou nápravy samotné. Nápravy u toho typu podvozku jsou tedy součástí nosné konstrukce automobilu, tj. odolávají jak ohybovému, tak i torznímu namáhání celého automobilu, a musejí tedy být dostatečně pevné, což nevyhnutelně znamená i těžké. Nápravy přední i zadní, stejně tak nápravy různých variant, mají přirozeně různé hmotnosti, ale tyto rozdíly pro zjištění potřebné nosnosti vyvíjeného zvedáku nehrají téměř žádnou roli. Jedna samotná náprava váží přibližně 1 000 kg. Pokud by bylo potřeba montovat dvounápravu v celku, museli bychom k hmotnosti dvou náprav přičíst také hmotnost spojovacího dílu (cca 200 kg), příčníků (celkem asi 70 kg), hřídele (přibližně 30 kg) a případných prvků odpružení (cca 650 kg). Součet těchto hmotností vychází téměř 3 000 kg, přičemž hmotnost by mohla ještě mírně stoupnout při použití kombinovaného pérování. V případě montáže dvounáprav tedy budeme počítat s vyšší hmotností břemena – 3 500 kg.

Opravu podvozku tohoto typu je nejvhodnější provádět nad montážní jámou, jelikož tak mají pracovníci dostatečný přístup k potřebným montážním bodům. To je velice výhodné, jelikož montážní jáma nám umožňuje zabudovat velkou část pohonu zvedáku pod úroveň podlahy, s čímž přichází možnost navrhnout zvedák co nejnižší, ale zároveň je nutné konstrukci rozšířit přes okraje montážní jámy. Při návrhu zvedáku jsme počítali s šířkou montážní jámy 1 000 mm.

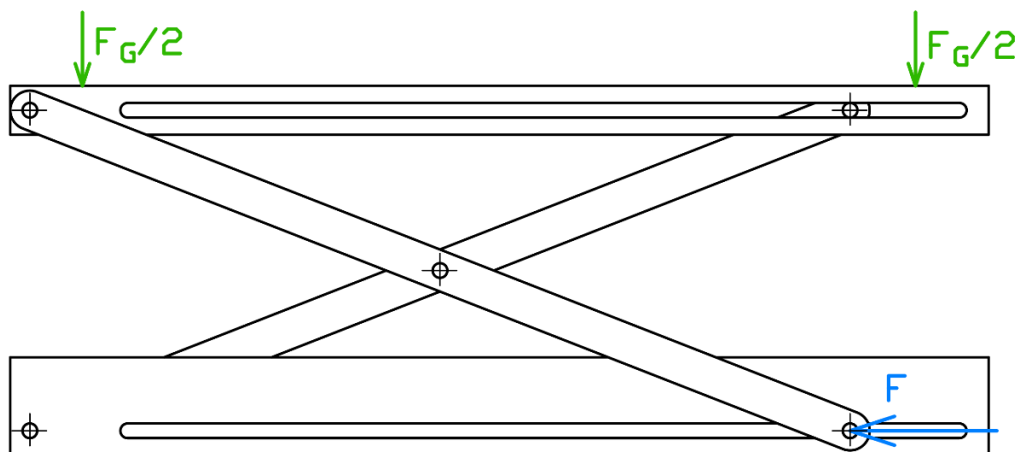
Pokud se podíváme na nákladní automobil TATRA zřepedu, uvidíme, že limitujícím faktorem světlé výšky jsou právě skříně polonápravy. Můžeme tedy považovat světlou výšku za minimální výšku, do které musí být zvedák schopen nápravy zvednout. Světlá výška závisí především na velikosti pneumatik použitých na daném automobilu, druhotně také na odpružení. Z těch větších pneumatik se používá rozměr 16R20, přičemž světlá

výška u automobilů s těmito pneumatikami bývá přes 400 mm. Výšku, do které musí být zvedák schopen zvednout břemeno, stanovujeme tedy na 650 mm.

5.2 Rozvržení zvedáku

Na základě zmíněných požadavků přišlo na řadu rozhodnutí, jaký typ zvedáku bude pro tento úkol nejvhodnější. Bylo zřejmé, že se bude jednat o zvedák mechanicko-elektrický, otázkou byla jen konstrukce zvedáku.

Vzhledem k potřebě nízkého profilu se prvotní volbou stal zvedák nůžkový, přičemž hnaným členem měl být trapézový pohybový šroub pro jeho samosvornost při malém úhlu stoupání šroubovice. Šroub měl být umístěn horizontálně mezi dvěma rozevíracími se částmi nůžkového mechanismu (viz obrázek 11).

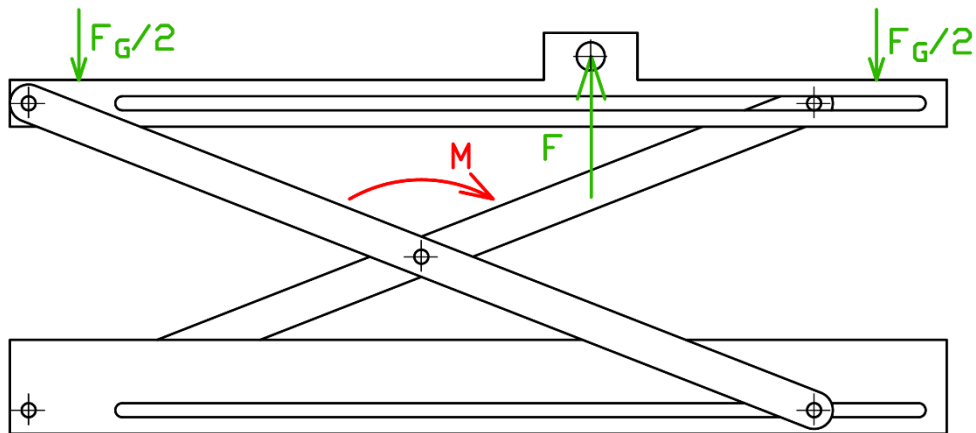


Obrázek 11: Prvotní návrh umístění pohybového šroubu

Přistoupili jsme k vytvoření zjednodušeného dvourozměrného modelu k vypočítání síly F působící na trapézový šroub. Při zvedání břemena o hmotnosti 3 500 kg ze spodní polohy zvedáku vycházela celková síla F přes 270 000 N. I při uzpůsobení zvedáku tak, aby šroub byl zatížen na tah, namísto na tlak, což by eliminovalo problém se stabilitou šroubu, by stále bylo nereálné vyhovět požadovaným hodnotám tlaku v závitech, i při použití masivnějších šroubů či jejich většího počtu. Bylo tedy zjevné, že touto cestou nelze zvedák nadále řešit.

Museli jsme tedy přistoupit ke změně umístění pohybového šroubu tak, aby nebyl tolik namáhán a zároveň nepřekážel při práci se zvedákem. Přepřacovali jsme tedy zvedák z nůžkového na kombinaci nůžkového a sloupového – sloupy s pohybovými šrouby slouží k pohonu a k zadržení svislé složky zatížení od břemena a nůžkový mechanismus

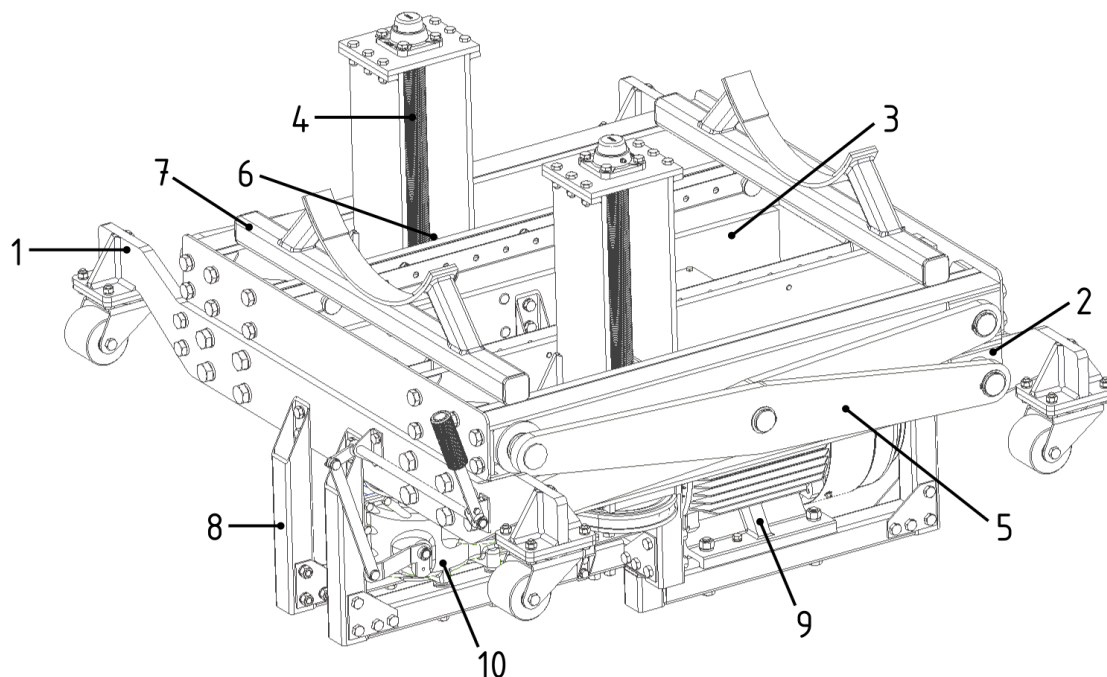
slouží k zadržení klopných momentů vzniklých vrozeným nevyvážením břemena okolo místa ukotvení pohybových šroubů v horní platformě zvedáku.



Obrázek 12: Finální návrh umístění pohybového šroubu

Vzhledem k tvaru břemena – masivní skříň uprostřed – bylo nezbytné použít dva pohybové šrouby umístěné po stranách tak, aby nepřekážely samotným nápravám, spojovacímu dílu či pérování. Použití dvou šroubů také samozřejmě pomohlo zmenšit jejich zatížení a zvýšilo to stabilitu zvedáku v příčné rovině.

Zvedák se tedy skládá ze dvou příčných nosníků – čel, na kterých jsou přimontována pojezdová kolečka. Mezi těmito čely se nachází dvojice kolejnic a čtveřice podélných nosníků. Mezi každou dvojicí nosníků je umístěn jeden sloup a pohybový šroub s příslušným uložením ve valivých ložiskách. V kolejnicích se odvalují rolny, jež jsou připojeny na stojny. Na každé straně zvedáku se nachází dvojice těchto stojen, které jsou k sobě uprostřed kluzně spojeny čepem. Na jejich horních koncích se obdobně nacházejí rolny s kolejnicemi. Horní část zvedáku se rovněž skládá ze dvou čel a čtyř podélných nosníků. Mezi těmito horními nosníky jsou otočně na čepích uloženy platformy s maticemi, skrz něž procházejí pohybové šrouby. Na horní části zvedáku se nacházejí dva stabilní držáky nápravy. Na spodní části zvedáku je zespodu přimontován držák motoru a převodovky tak, že oba tyto prvky se nacházejí převážně pod rovinou podlahy. Motor přes převodovku pohání dvojici pohybových šroubů pomocí dvou jednotlivých válečkových řetězů umístěných vodorovně, podepřených kluznými vedeními.



Obrázek 13: Hlavní části zvedáku; Legenda: 1. čelo; 2. kolejnice; 3. podélný nosník; 4. trapézový šroub; 5. stojna; 6. platforma s maticí; 7. stavitelný držák nápravy; 8. držák motoru a převodovky; 9. motor; 10. převodovka

5.3 Elektromotor

Požadovaný výkon a otáčky motoru byly sice předem určeny, přesto bylo nutné vybrat konkrétní motor vhodný pro toto konstrukční řešení a následně řešit jeho zástavbu do zvedáku. Vzhledem k tomu, že zvedák je určen výhradně k použití ve specializované dílně, kde nebývá nouze o třífázové zásuvky na 400 V, můžeme použít bez problémů motor třífázový.

Výkon byl zadáním stanoven na 10 kW, nicméně motory s tímto konkrétním výkonem již na trhu nejsou k dostání. Proto jsme museli zvolit výkonovou řadu 11 kW. Z hlediska zástavby to nic nemění, jelikož motory o těchto výkonech mají standardně velikost rámu 160 M, což označuje vzdálenost osy výstupní hřídele od roviny patky, pomocí níž se motor montuje k podložce.

Obdobná situace nastala s otáčkami motoru, které byly stanoveny na 1 400 ot/min. Synchronní otáčky u asynchronního motoru jsou dány počtem pólů, respektive počtem pólových dvojic, a frekvencí sítě. Abychom dosáhli podobných otáček jako v zadání, musíme hledat mezi čtyřpólovými motory, jejichž synchronní otáčky vycházejí 1 500 ot/min, přičemž reálné otáčky budou ale nižší. Skutečné otáčky motorů z 11kW řady se pohybují okolo 1 475 ot/min. Při jednoduchém přepočtu zjistíme, že krouticí moment z výkonu a otáček vychází pro reálný motor mírně vyšší (71 Nm) než pro hodnoty

uvedené v zadání (68 Nm). Tento rozdíl je ale nepatrný, proto jsme počítali s hodnotami ze zadání.

Z hlediska bezpečnosti je zásadní volit motor s přihlédnutím k podmínkám, ve kterých má motor pracovat. V tomto případě je to prostředí s možností vzniku výbušné atmosféry zapříčiněné unikajícími provozními náplněmi z automobilů. Z toho důvodu je potřeba, aby zvolený motor odpovídal těmto požadavkům z hlediska jiskrové bezpečnosti.

Posledním parametrem, na který je třeba se zaměřit, je provedení tvaru skříně elektromotoru. To totiž může být patkového, přírubového nebo patkopřírubového typu. Pokud by bylo nezbytné šetřit s místem, byla by ideální skříň patkopřírubového typu, jelikož by se dal motor připevnit patkou na držák motoru a převodovka přímo na motor. Takové řešení by ale kladlo velké nároky na tuhost skříně převodovky i motoru, což je nežádoucí. Zvolili jsme tedy patkový typ.

Tento případ nevyžaduje žádné další zvláštní specifikace motoru – teplotní ochranu, polohu svorkovnice, zesílená ložiska ani vylepšené těsnění. Vybrali jsme tedy třífázový asynchronní elektromotor od firmy Siemens, 11 kW, 1 475 ot/min, označení 1MB1033-1DB23-4AA4.

5.4 Spojka

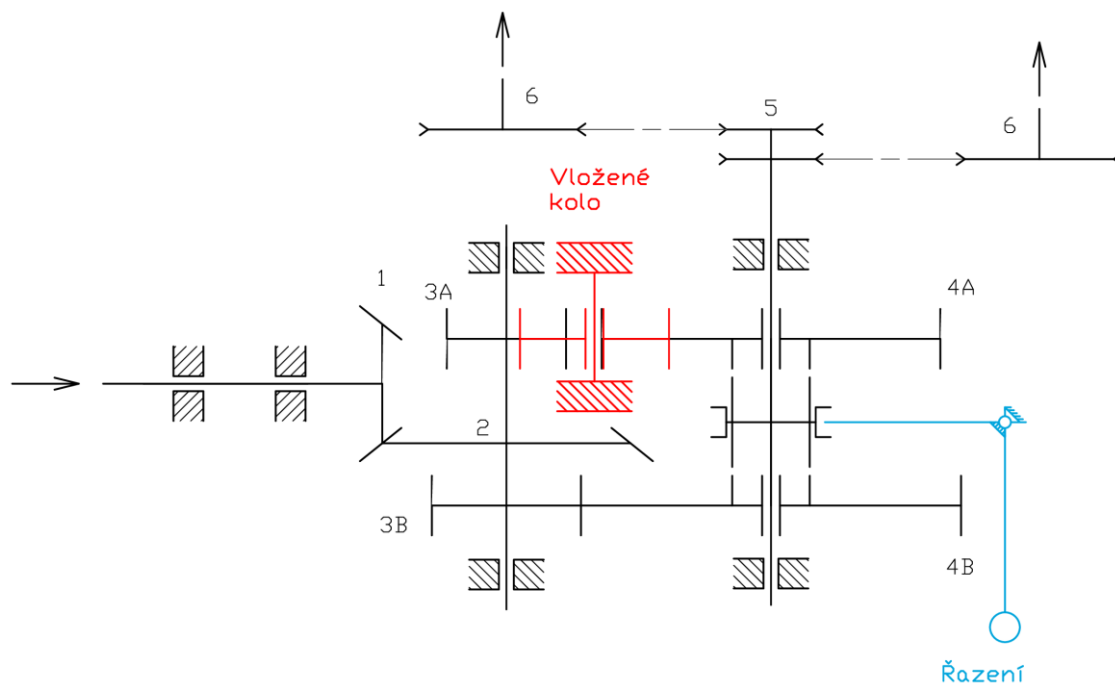
I přes značné množství druhů běžně používaných spojek připadal pro tyto účely v úvahu pouze jeden typ – zubová spojka, jelikož je jednoduchá a zároveň dokáže přenášet hnací moment mezi různoběžnými i mimoběžnými hřídelemi. Tato její schopnost je klíčová, jelikož držák motoru a převodovky je z části svařenec a z části je smontován, což do uložení těchto komponent nutně vnáší značné nepřesnosti. Taková skutečnost by se samozřejmě dala řešit pečlivým vypořádáním komponent do jedné roviny, ale použití této spojky je jistě rychlejší, a tím i ekonomicky příznivější.

Stačilo tudíž najít výrobce, který nabízí možnost sestavit spojku podle výchozích požadavků, tedy jednu část spojky s průměrem 42 mm a drážkou na pero a druhou část s průměrem 18 mm a též drážkou na pero. Vybrali jsme proto spojku G20 od firmy Rexnord. Výrobce udává, že tato spojka dokáže přenést přes 1 100 Nm a maximální přípustné provozní otáčky stanovuje na 8 000 ot/min. Parametry této spojky naše požadavky snadno splňují.

5.5 Převodovka

5.5.1 Rozvržení převodovky

Mimo již zmíněných požadavků musela převodovka vyhovovat i zamýšlenému prostorovému rozvržení zvedáku. Vzhledem k horizontální zástavbě motoru a vertikálnímu uložení pohybových šroubů je zřejmá nutnost využití kuželového soukolí, které je záhodno umístit v pořadí převodů jako první. Na tento převod navazuje jedno soukolí čelní, které slouží pro přímý převod, a druhé soukolí čelní, které obsahuje i vložené kolo a slouží k reverzaci výstupu. Osa vloženého kola a jeho čepu se nachází mimo rovinu tvořenou osami hřídelí. Zvolili jsme všechna kola s šikmým ozubením. Jedná se tedy o soukolí se stálým záběrem. Řazení přímého a reverzačního převodu je uskutečněno pomocí přesuvné objímky s vnitřním ozubením, která je umístěna na výstupní hřídeli. Výstup z převodovky je řešen pomocí dvojitého řetězového kola, které pohání dvě jednotlivá řetězová kola umístěná na trapézových šroubech.



Obrázek 14: Schéma převodovky

Vstupní otáčky: $n_1=1\ 400$ ot/min

Výstupní otáčky: $n_6=250$ ot/min

$$i_{16teor} = \frac{n_1}{n_6} = \frac{1400}{250} = 5,6$$

Tabulka 2: Navržené převodové poměry

Převodové poměry i [-]	Převod přímo	Reverzace
i_{12}	2,0588	
i_{3B4B}	2,3158	-
$i_{3Avlož}$	-	1,8235
$i_{vlož4A}$	-	1,2581
i_{56}	1,1765	
i_{16}/i_{16rev}	5,6093	5,5568
$i_{16}/i_{16teor}/i_{16rev}/i_{16teor}$	1,0017	0,9923

V tabulce 2 jsou vypsány všechny navržené převodové poměry pro převodovku a přiřazený převod. V předposledním řádku jsou vypsány výsledné celkové převodové poměry pro převod přímo a pro reverzaci. V posledním řádku se nacházejí výsledky podílů reálných a teoretických celkových převodových poměrů. Z těchto výsledků je zřejmé, že se reálné převodové poměry neliší od těch teoretických ani o 1 %.

5.5.2 Kuželové soukolí

Kuželové soukolí bylo třeba navrhnout tak, aby vnitřní patní kružnice talířového kola (kolo 2) byla větší než hlavová kružnice kola 3A, jelikož prostorové rozvržení počítalo s překrytím tohoto čelního kola kuželovým pastorkem (kolem 1) z důvodu úspory značného prostoru (viz obrázek 14). Kuželový pastorek je uložen letmo na hřídeli 1 a kolo 2 je spojeno s hřídelí 2.

Parametry:

Počet zubů: $z_1=17$

Převodový poměr: $i_{12}=2,0588$

Čelní modul na vnějším kuželi: $m_{te12}=3$ mm

Šířka ozubení: $b_{12}=18$ mm

Úhel sklonu zubů na roztečném kuželi: $\beta_{m12}=27,52^\circ$

Materiál kol: ČSN 12 020, cementovaná, kalená

Otáčky kola 2 n_2 :

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{1400}{2,0588} = 680 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Poloviční úhel roztečného kužele δ_1 :

$$\delta_1 = \arctan\left(\frac{1}{i_{12}}\right) = \arctan\left(\frac{1}{2,0588}\right) = 0,452 \text{ rad}$$

Počet zubů kola 2 z_2 :

$$z_2 = i_{12} \cdot z_1 = 2,0588 \cdot 17 = 35$$

Průměry vnějších roztečných kružnic D_{e1} a D_{e2} :

$$D_{e1} = z_1 \cdot m_{te12} = 17 \cdot 3 = \mathbf{51 \text{ mm}}$$

$$D_{e2} = z_2 \cdot m_{te12} = 35 \cdot 3 = \mathbf{105 \text{ mm}}$$

Průměry středních roztečných kružnic D_{m1} a D_{m2} :

$$D_{m1} = D_{e1} - b_{12} \cdot \sin \delta_1 = 51 - 18 \cdot \sin 0,452 = \mathbf{43,14 \text{ mm}}$$

$$D_{m2} = D_{e2} - b_{12} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{2} - \delta_1 \right) = 105 - 18 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{2} - 0,452 \right) = \mathbf{88,81 \text{ mm}}$$

Krouticí moment na kole 1 M_1 :

$$M_1 = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{10000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1400} = \mathbf{68,2 \text{ Nm}}$$

Tečná síla F_{t12} :

$$F_{t12} = \frac{M_1}{\frac{D_{m1}}{2}} = \frac{68,21}{\frac{0,04314}{2}} = \mathbf{3\ 162,5 \text{ N}}$$

Síla v záběru $F_{\beta12}$:

$$F_{\beta12} = F_{t12} \cdot \tan \left(\frac{\beta_{m12} \cdot 2 \cdot \pi}{360} \right) = 3162,5 \cdot \tan \left(\frac{27,52 \cdot 2 \cdot \pi}{360} \right) = \mathbf{1\ 647,7 \text{ N}}$$

Síla v záběru $F_{\delta12}$:

$$F_{\delta12} = F_{t12} \cdot \tan \alpha_t = 3162,5 \cdot \tan 0,349 = \mathbf{1\ 151,1 \text{ N}}$$

Axiální síla na kolo 1 F_{a1} :

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_{\delta12} \cdot \sin \delta_1 + F_{\beta12} \cdot \cos \delta_1 = 1151,1 \cdot \sin 0,452 + 1647,7 \cdot \cos 0,452 \\ &= \mathbf{1\ 985 \text{ N}} = F_{r2} \end{aligned}$$

Radiální síla na kolo 1 F_{r1} :

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F_{\delta12} \cdot \cos \delta_1 - F_{\beta12} \cdot \sin \delta_1 = 1151,1 \cdot \cos 0,452 - 1647,7 \cdot \sin 0,452 \\ &= \mathbf{315,5 \text{ N}} = F_{a2} \end{aligned}$$

Směr sklonu zubů, velikost úhlu sklonu zubů i směr otáčení byly zvoleny tak, aby nedocházelo ke vtahování kol do záběru (záporná síla F_{a1} nebo F_{a2}).

5.5.3 Čelní soukolí 3A-vložené kolo

Tato dvojice kol se společně se soukolím vložené kolo-4A stará o reverzaci smyslu otáčení výstupu převodovky. Kolo 3A je spojeno s hřídelí 2, zatímco kolo vložené je uloženo na jehlovém ložisku na pevném čepu.

Parametry:

Počet zubů: $z_{3A}=17$

Převodový poměr: $i_{3Avloz}=1,8235$

Normálový modul: $m_{n3Avloz4A}=3 \text{ mm}$

Šířka ozubení: $b_{3Avloz}=30 \text{ mm}$

Úhel sklonu zubů: $\beta_{3Avloz4A}=20^\circ$

Materiál kol: ČSN 16 526, cementovaná, kalená

Otáčky vloženého kola $n_{vlož}$:

$$n_{vlož} = \frac{n_2}{i_{3Avlož}} = \frac{680}{1,8235} = \mathbf{372,9 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}}$$

Počet zubů vloženého kola $z_{vlož}$:

$$z_{vlož} = i_{3Avlož} \cdot z_{3A} = 1,8235 \cdot 17 = \mathbf{31}$$

Průměry roztečných kružnic D_{3A} a $D_{vlož}$:

$$D_{3A} = \frac{m_{n3Avlož4A} \cdot z_{3A}}{\cos \beta_{3Avlož4A}} = \frac{3 \cdot 17}{\cos 20} = \mathbf{54,27 \text{ mm}}$$

$$D_{vlož} = \frac{m_{n3Avlož4A} \cdot z_{vlož}}{\cos \beta_{3Avlož4A}} = \frac{3 \cdot 31}{\cos 20} = \mathbf{98,97 \text{ mm}}$$

Osová vzdálenost $a_{3Avlož}$:

$$a_{3Avlož} = \frac{D_{3A} + D_{vlož}}{2} = \frac{54,27 + 98,97}{2} = \mathbf{76,62 \text{ mm}}$$

Krouticí moment na kole 3A M_{3A} :

$$M_{3A} = M_{3B} = M_2 = M_1 \cdot i_{12} = 68,2 \cdot 2,0588 = \mathbf{140,4 \text{ Nm}}$$

Tečná síla $F_{t3Avlož4A}$:

$$F_{t3Avlož4A} = \frac{M_{3A}}{\frac{D_{3A}}{2}} = \frac{140,4}{\frac{0,05427}{2}} = \mathbf{5\,175 \text{ N}}$$

Radiální síla $F_{r3Avlož4A}$:

$$F_{r3Avlož4A} = \frac{F_{t3Avlož4A}}{\cos \beta_{3Avlož4A}} \cdot \tan \alpha_n = \frac{5175}{\cos 20} \cdot \tan 20 = \mathbf{2\,004,4 \text{ N}}$$

Axiální síla $F_{a3Avlož4A}$:

$$F_{a3Avlož4A} = F_{t3Avlož4A} \cdot \tan \beta_{3Avlož4A} = 5175 \cdot \tan 20 = \mathbf{1\,883,5 \text{ N}}$$

5.5.4 Čelní soukolí vložené kolo-4A

Čelní kolo 4A je uloženo na hřídeli 4 bez valivého nebo kluzného ložiska, jelikož ve chvíli, kdy se toto kolo otáčí vzhledem k hřídeli 4, nepřenáší žádný výkon, a proto není uložení ocel na ocel na závadu. Pro zařazení reverzace a pevné spojení kola s hřídelí se na kole nachází evolventní drážkování, na něž se nasune přesuvná objímka. Mnohé parametry tohoto soukolí známe již z předchozí kapitoly, proto uvádím pouze některé.

Parametry:

Převodový poměr: $i_{vlož4A}=1,2581$

Šířka ozubení: $b_{4A}=28 \text{ mm}$

Materiál kola 4A: ČSN 12 020, cementované, kalené

Otáčky kola 4A n_{4A} :

$$n_{4A} = n_{5(3Avlož4A)} = \frac{n_{vlož}}{i_{vlož4A}} = \frac{372,9}{1,2581} = \mathbf{296,4 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}}$$

Počet zubů kola 4A z_{4A} :

$$z_{4A} = i_{vlož4A} \cdot z_{vlož} = 1,2581 \cdot 31 = \mathbf{39}$$

Průměr roztečné kružnice D_{4A} :

$$D_{4A} = \frac{m_{n3Avlož4A} \cdot z_{4A}}{\cos \beta_{3Avlož4A}} = \frac{3 \cdot 39}{\cos 20} = \mathbf{124,51 \text{ mm}}$$

Osová vzdálenost $a_{vlož4A}$:

$$a_{vlož4A} = \frac{D_{vlož} + D_{4A}}{2} = \frac{98,97 + 124,51}{2} = \mathbf{111,74 \text{ mm}}$$

Krouticí moment na kole 4A M_{4A} :

$$M_{4A} = M_{5(3Avlož4A)} = M_{3A} \cdot i_{3Avlož} \cdot i_{vlož4A} = 140,4 \cdot 1,8235 \cdot 1,2581 = \mathbf{322,2 \text{ Nm}}$$

5.5.5 Čelní soukolí 3B-4B

Toto soukolí se stará o přímý převod. Kolo 3B je spojeno s hřídelí 2 a kolo 4B je volně uloženo na hřídeli 4 stejně jako kolo 4A.

Parametry:

Počet zubů: $z_{3B}=19$

Převodový poměr: $i_{3B4B}=2,3158$

Normálový modul: $m_{n3B4B}=3 \text{ mm}$

Šířka ozubení: $b_{3B4B}=28 \text{ mm}$

Úhel sklonu zubů: $\beta_{3B4B}=19,67^\circ$

Materiál kol: ČSN 12 020, cementovaná, kalená

Otáčky kola 4B n_{4B} :

$$n_{4B} = n_{5(3B4B)} = \frac{n_{3B}}{i_{3B4B}} = \frac{680}{2,3158} = \mathbf{293,6 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}}$$

Počet zubů kola 4B z_{4B} :

$$z_{4B} = i_{3B4B} \cdot z_{3B} = 2,3158 \cdot 19 = \mathbf{44}$$

Průměry roztečných kružnic D_{3B} a D_{4B} :

$$D_{3B} = \frac{m_{n3B4B} \cdot z_{3B}}{\cos \beta_{3B4B}} = \frac{3 \cdot 19}{\cos 19,67} = \mathbf{60,53 \text{ mm}}$$

$$D_{4B} = \frac{m_{n3B4B} \cdot z_{4B}}{\cos \beta_{3B4B}} = \frac{3 \cdot 44}{\cos 19,67} = \mathbf{140,18 \text{ mm}}$$

Osová vzdálenost a_{3B4B} :

$$a_{3B4B} = \frac{D_{3B} + D_{4B}}{2} = \frac{60,53 + 140,18}{2} = \mathbf{100,36 \text{ mm}}$$

Krouticí moment na kole 4B M_{4B} :

$$M_{4B} = M_{5(3B4B)} = M_{3B} \cdot i_{3B4B} = 140,4 \cdot 2,3158 = \mathbf{325,2 \text{ Nm}}$$

Tečná síla F_{t3B4B} :

$$F_{t3B4B} = \frac{M_{3B}}{\frac{D_{3B}}{2}} = \frac{140,4}{\frac{0,06053}{2}} = \mathbf{4\,639,9 \text{ N}}$$

Radiální síla F_{r3B4B} :

$$F_{r3B4B} = \frac{F_{t3B4B}}{\cos \beta_{3B4B}} \cdot \tan \alpha_n = \frac{4639,9}{\cos 19,67} \cdot \tan 20 = \mathbf{1\ 793,4\ N}$$

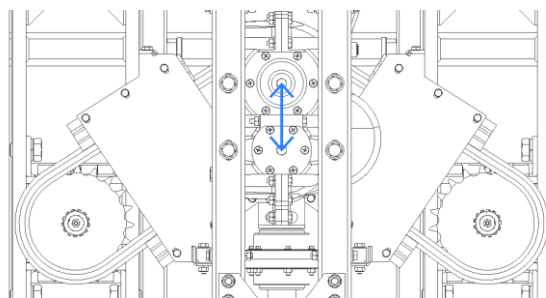
Axiální síla F_{a3B4B} :

$$F_{a3B4B} = F_{t3B4B} \cdot \tan \beta_{3B4B} = 4639,9 \cdot \tan 19,67 = \mathbf{1\ 658,6\ N}$$

Další parametry těchto soukolí a jejich pevnostní kontroly lze nalézt v přílohách 1–4 generovaných programem Autodesk Inventor.

5.5.6 Řetězový převod

Na výstupu z převodovky se nachází řetězové kolo pro dva separátní řetězy, což nám umožňuje pohánět oba pohybové šrouby najednou z jednoho výstupu. Cílem návrhu řetězového převodu je tedy navrhnout tento převod mezi jedním vstupem a jedním výstupem pro poloviční výkon, než jaký je uveden v zadání. Napínání řetězu je řešeno pomocí stavitelné osové vzdálenosti za pomoci posouvání převodovky dle obrázku 15. Kvůli různému směru otáčení závislému na zařazeném převodu by totiž nebylo vhodné použití napínacích kladek. Dalším specifickým bylo uložení převodu v horizontální rovině. Z tohoto důvodu bylo použito kluzné vedení řetězu z nízkohustotního polyethylenu od firmy Murtfeldt, aby nedocházelo k přílišnému průvěsu řetězu a jeho padání. Veličiny jako otáčky nebo krouticí moment se vlivem nejednotných převodových poměrů od sebe mírně liší. Návrh je tedy prováděn pro jejich aritmetický průměr.



Obrázek 15: Řetězový převod zespodu

Parametry:

Výkon: $P=5\ 000\ W$

Požadované koeficienty bezpečnosti: $k_{ps}=7$, $k_{pd}=5$

Převodový poměr: $i_{56}=1,1765$

Volím počet zubů $z_5=17$

Předběžná osová vzdálenost: $a_{56}=370\ mm$

Činitel rázů: $Y=2,5$ (zdvihadla) (18)

Počet zubů řetězového kola 6 z_6 :

$$z_6 = i_{56} \cdot z_5 = 1,1765 \cdot 17 = \mathbf{20}$$

Jmenovitý výkon P_R :

$$P_R = f_1 \cdot f_2 \cdot k_n \cdot P$$

kde f_1 je součinitel provozního zatížení, f_2 je součinitel počtu zubů, k_n je návrhový součinitel a P je výkon přenášený jedním řetězem.

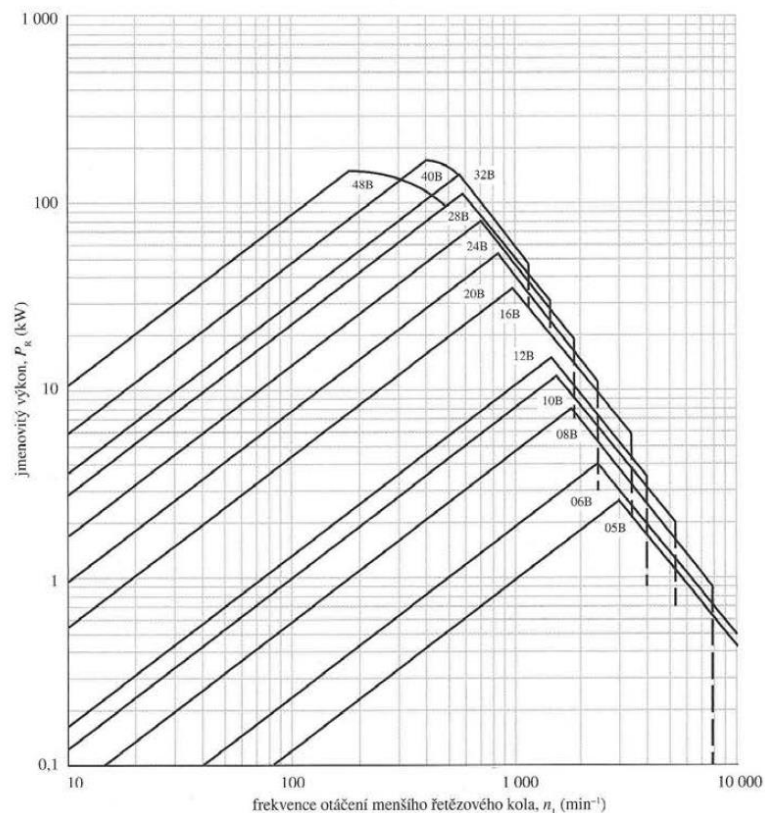
Tyto koeficienty určíme z tabulek (19) jako: $f_1=1,4$; $f_2=1,13$; $k_n=1$. Výsledný jmenovitý výkon tedy vyjde:

$$P_R = 1,4 \cdot 1,13 \cdot 1 \cdot 5000 = \mathbf{7\ 910\ W}$$

Střední otáčky hnacího kola řetězu n_5 :

$$\bar{n}_5 = \frac{n_{5(3Avlo\check{z}4A)} + n_{5(3B4B)}}{2} = \frac{296,4 + 293,6}{2} = \mathbf{295\ ot \cdot min^{-1}}$$

Pomocí obrázku 16 určíme vhodný typ řetězu podle středních otáček hnacího kola řetězu n_5 a jmenovitého výkonu P_R – vybíráme jednořadý řetěz **16B**, který má rozteč $p=25,4$ mm, délkovou hmotnost $q=2,6$ kg/m a sílu při přetržení $F_{pt}=60$ kN.



Obrázek 16: Graf pro výběr řetězu dle výkonu a frekvence otáčení (19)

Průměry roztečných kružnic D_5 a D_6 :

$$D_5 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_5}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{\pi}{17}\right)} = \mathbf{138,23\ mm}$$

$$D_6 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_6}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{\pi}{20}\right)} = \mathbf{162,37 \text{ mm}}$$

Střední úhlová rychlost hnacího kola ω_5' :

$$\overline{\omega}_5 = \overline{n}_5 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 295 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = \mathbf{30,9 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Střední rychlost řetězu v' :

$$\overline{v} = \frac{\overline{\omega}_5 \cdot D_5}{2} = \frac{30,9 \cdot 0,13823}{2} = \mathbf{2,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Střední krouticí moment na kole 5 M_5' :

$$\overline{M}_5 = \frac{M_{5(3Avloz4A)} + M_{5(3B4B)}}{2} = \frac{322,2 + 325,2}{2} = \mathbf{323,7 \text{ Nm}}$$

Střední krouticí moment na kole 6 M_6' :

$$\overline{M}_6 = \overline{M}_5 \cdot i_{56} = 323,7 \cdot 1,1765 = \mathbf{380,8 \text{ Nm}}$$

Střední tažná síla v řetězu na kole 5 F_5' :

$$\overline{F}_5 = \frac{\overline{M}_5}{\frac{D_5}{2}} = \frac{323,7}{\frac{0,13823}{2}} = \mathbf{2\,341,7 \text{ N}}$$

Střední odstředivá síla řetězu F_c' :

$$\overline{F}_c = q \cdot \overline{v}^2 = 2,75 \cdot 2,14^2 = \mathbf{11,9 \text{ N}}$$

Střední celková síla zatěžující tažnou větev řetězu F_{v56}' :

$$\overline{F}_{v56} = \overline{F}_5 + \overline{F}_c = 2341,7 + 11,9 = \mathbf{2\,353,6 \text{ N}}$$

Střední koeficient statické bezpečnosti k_s' :

$$\overline{k}_s = \frac{F_{pt}}{\overline{F}_{v56}} = \frac{60000}{2353,6} = \mathbf{25,5 > 7, \text{ vyhovuje}}$$

Střední koeficient dynamické bezpečnosti k_d' :

$$\overline{k}_d = \frac{F_{pt}}{\overline{F}_{v56} \cdot Y} = \frac{60000}{2353,6 \cdot 2,5} = \mathbf{10,2 > 5, \text{ vyhovuje}}$$

Úhel geometrie řetězu β :

$$\beta = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{D_6 - D_5}{2 \cdot a_{56}}\right) = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{162,37 - 138,23}{2 \cdot 370}\right) = \mathbf{0,0652 \text{ rad}}$$

Úhel opásání α_1 :

$$\alpha_1 = \pi - \beta = \pi - 0,065 = \mathbf{3,0764 \text{ rad}}$$

Úhel opásání α_2 :

$$\alpha_2 = \pi + \beta = \pi + 0,065 = \mathbf{3,2068 \text{ rad}}$$

Délka řetězu L :

$$\begin{aligned} L &= \alpha_1 \cdot \frac{D_5}{2} + \alpha_2 \cdot \frac{D_6}{2} + 2 \cdot a \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \\ &= 3,0764 \cdot \frac{138,23}{2} + 3,2068 \cdot \frac{162,37}{2} + 2 \cdot 370 \cdot \cos\left(\frac{0,0652}{2}\right) \\ &= \mathbf{1\,212,6 \text{ mm}} \end{aligned}$$

Počet článků řetězu j :

$$j = \frac{L}{p} = \frac{1212,6}{25,4} = 47,74, \text{ volím tedy } j = 48$$

Zpětně přepočítáme osovou vzdálenost a_{56} po úpravě počtu článků řetězu:

$$a_{56} = \frac{j \cdot p - \alpha_1 \cdot \frac{D_5}{2} - \alpha_2 \cdot \frac{D_6}{2}}{2 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} = \frac{48 \cdot 25,4 - 3,0764 \cdot \frac{138,23}{2} - 3,2068 \cdot \frac{162,37}{2}}{2 \cdot \cos\left(\frac{0,0652}{2}\right)}$$

$$= 373,3 \text{ mm}$$

5.5.7 Hřídel 1

Hřídel 1 se nachází na vstupu do převodovky. Výkon je na ni přiváděn zubovou spojkou a odváděn přes kuželový pastorek připojený dvěma pery. Hřídel 1 je uložena ve dvou kuželíkových ložiskách uspořádaných do „O“.

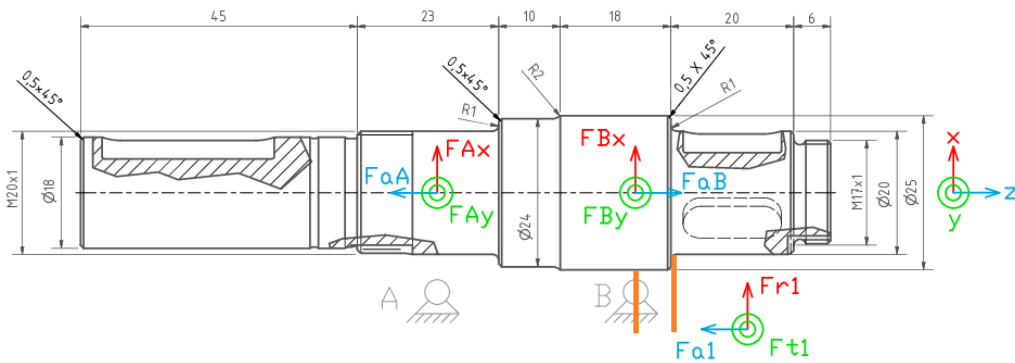
Parametry:

Materiál: ČSN 14 220

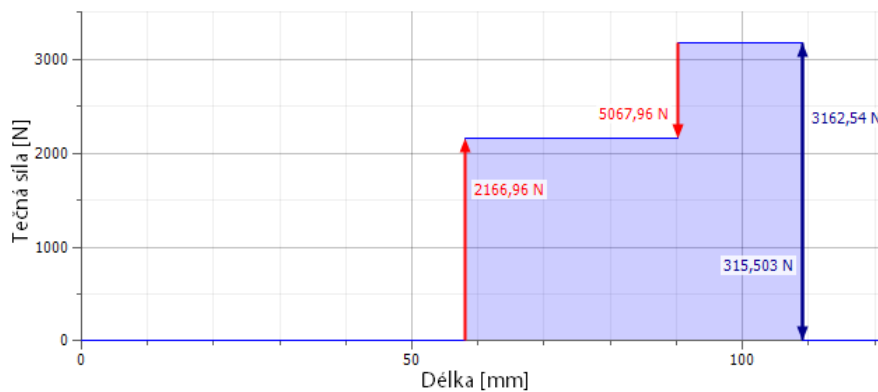
Mez kluzu: $R_e=600 \text{ MPa}$

Mez pevnosti: $R_m=800 \text{ MPa}$

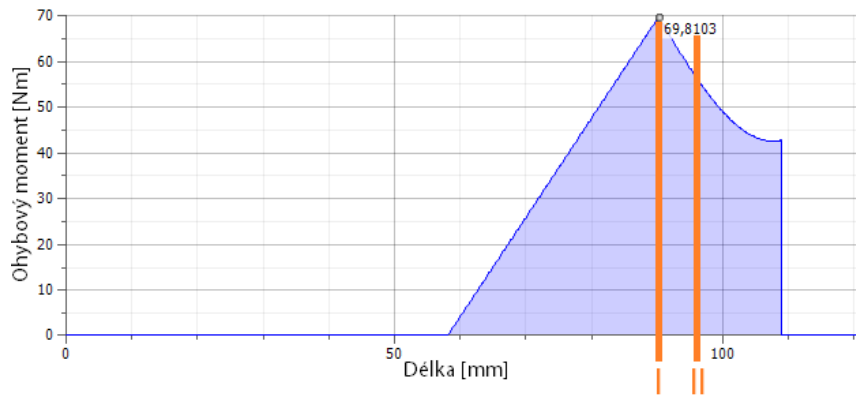
Mez únavy v ohybu: $\sigma_{co}=0,43 \cdot R_m=344 \text{ MPa}$



Obrázek 17: Síly na hřídeli 1



Obrázek 18: Průběh tečné síly na hřídeli 1



Obrázek 19: Průběh ohybového momentu na hřídeli 1

Kontrola v místě I:

Průměr: $d_1=25$ mm

Ohybový moment: $M_o=69,8$ Nm

Krouticí moment: $M_1=68,2$ Nm

Součinitel kvality povrchu: $\eta=0,85$

Velikostní součinitel součástky: $\nu=1,25$

Vrubový součinitel: $\beta=1$

Napětí v ohybu σ_o :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{69,8}{\frac{\pi \cdot 0,025^3}{32}} = 45,5 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu τ_k :

$$\tau_k = \frac{M_1}{W_k} = \frac{68,2}{\frac{\pi \cdot 0,025^3}{16}} = 22,2 \text{ MPa}$$

Skutečná mez únavy v ohybu σ_{co}^* :

$$\sigma_{co}^* = \frac{\eta \cdot \nu}{\beta} \cdot \sigma_{co} = \frac{0,85 \cdot 1,25}{1} \cdot 344 = 365,5 \text{ MPa}$$

Koeficient bezpečnosti v ohybu k_o :

$$k_o = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{365,5}{45,5} = 8$$

Koeficient bezpečnosti v krutu k_k :

$$k_k = \frac{R_e}{\tau_k \cdot \sqrt{3}} = \frac{600}{22,2 \cdot \sqrt{3}} = 15,6$$

Celkový koeficient bezpečnosti k_l :

$$k_l = \sqrt{\frac{k_o^2 \cdot k_k^2}{k_o^2 + k_k^2}} = \sqrt{\frac{8^2 \cdot 15,6^2}{8^2 + 15,6^2}} = 7,1$$

Kontrola v místě II:Průměr: $d_5=20$ mmOhybový moment: $M_o=56,5$ NmKroucí moment: $M_I=68,2$ NmSoučinitel kvality povrchu: $\eta=0,85$ Velikostní součinitel součástky: $\nu=1,35$ Vrubový součinitel: $\beta=2,25$ Napětí v ohybu σ_o :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{56,5}{\frac{\pi \cdot 0,02^3}{32}} = \mathbf{71,9 \text{ MPa}}$$

Napětí v krutu τ_k :

$$\tau_k = \frac{M_I}{W_k} = \frac{68,2}{\frac{\pi \cdot 0,02^3}{16}} = \mathbf{43,4 \text{ MPa}}$$

Skutečná mez únavy v ohybu σ_{co}^* :

$$\sigma_{co}^* = \frac{\eta \cdot \nu}{\beta} \cdot \sigma_{co} = \frac{0,85 \cdot 1,35}{2,25} \cdot 344 = \mathbf{175,4 \text{ MPa}}$$

Koeficient bezpečnosti v ohybu k_o :

$$k_o = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{175,4}{71,9} = \mathbf{2,4}$$

Koeficient bezpečnosti v krutu k_k :

$$k_k = \frac{R_e}{\tau_k \cdot \sqrt{3}} = \frac{600}{43,4 \cdot \sqrt{3}} = \mathbf{8}$$

Celkový koeficient bezpečnosti k_{II} :

$$k_{II} = \sqrt{\frac{k_o^2 \cdot k_k^2}{k_o^2 + k_k^2}} = \sqrt{\frac{2,4^2 \cdot 8^2}{2,4^2 + 8^2}} = \mathbf{2,3}$$

5.5.8 Hřídel 2

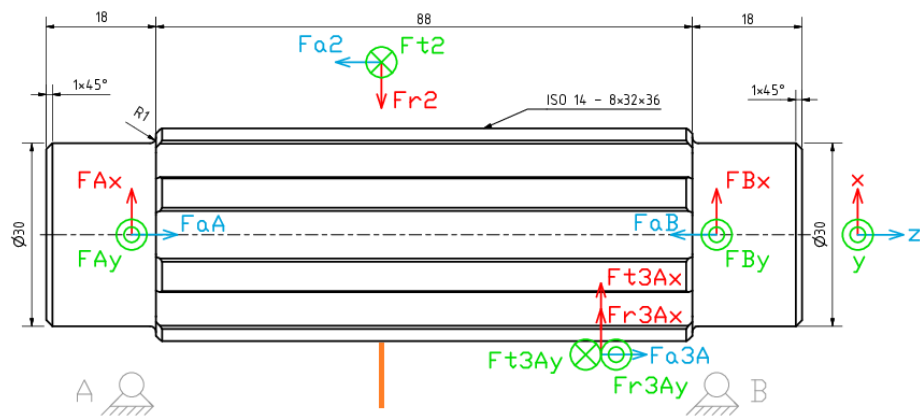
Hřídel 2 je poháněna kuželovým kolem 2 připojeným rovnobokým drážkováním a převádí výkon na čelní ozubená kola 3A a 3B, která jsou připojena stejným způsobem. Hřídel 2 je ve skříni uložena ve dvou kuželíkových ložiskách uspořádaných do „X“.

Parametry:

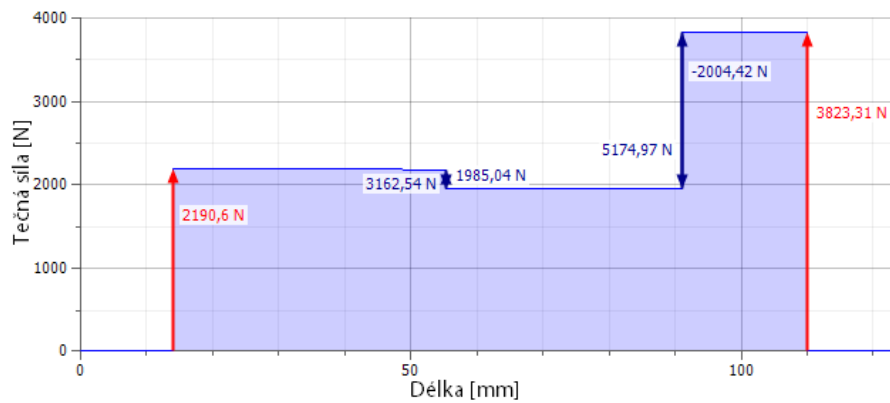
Materiál: ČSN 14 220

Mez kluzu: $R_e=600$ MPaMez pevnosti: $R_m=800$ MPaMez únavy v ohybu: $\sigma_{co}=0,43 \cdot R_m=344$ MPa

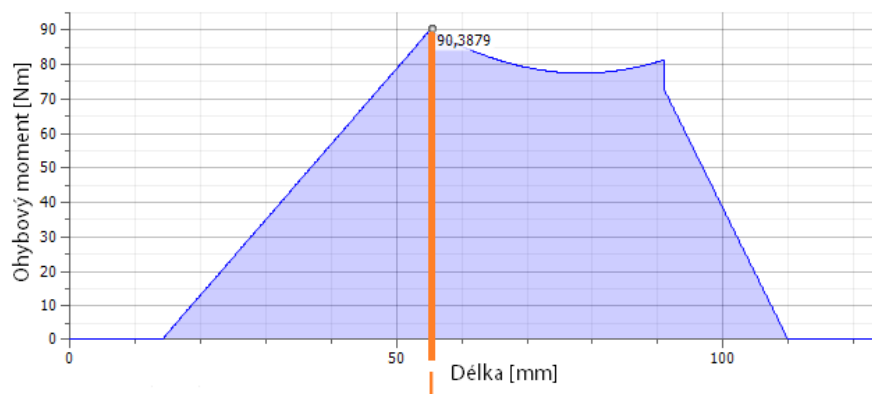
Při převodu přes kolo 3A:



Obrázek 20: Síly na hřídeli 2 – přes kolo 3A



Obrázek 21: Průběh tečné síly na hřídeli 2 – přes kolo 3A



Obrázek 22: Průběh ohybového momentu na hřídeli 2 – přes kolo 3A

Kontrola v místě I:

Průměr: $d_2=32$ mm

Ohybový moment: $M_o=90,4$ Nm

Krouticí moment: $M_2=140,4$ Nm

Součinitel kvality povrchu: $\eta=0,85$

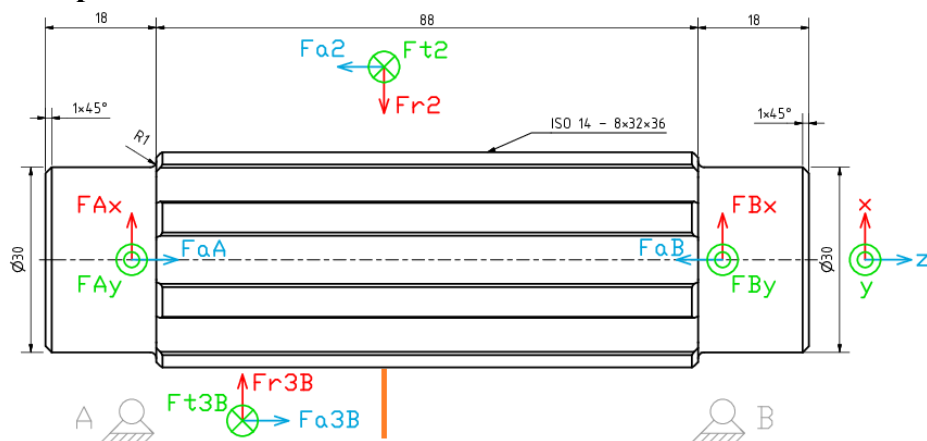
Velikostní součinitel součástky: $v=1,15$

Vrubový součinitel: $\beta=1$

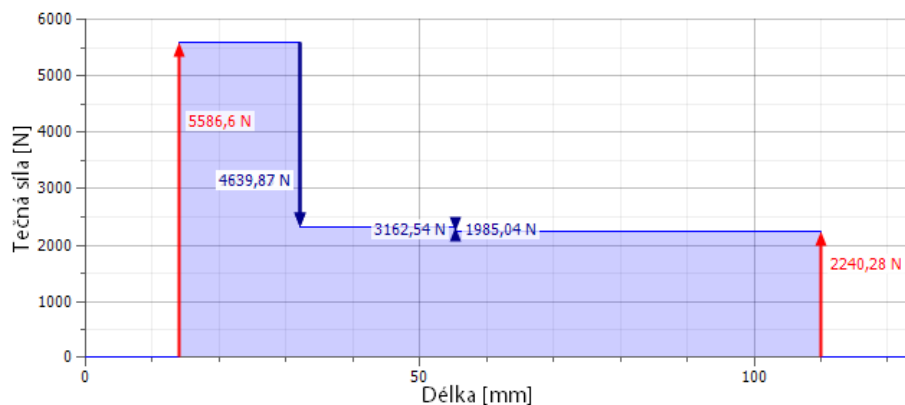
Tabulka 3: Pevnostní kontrola hřídele 2 – přes kolo 3A

Místo	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{co}^* [MPa]	k_o [-]	k_k [-]	k [-]
I	28,1	21,8	336,3	12	15,9	9,6

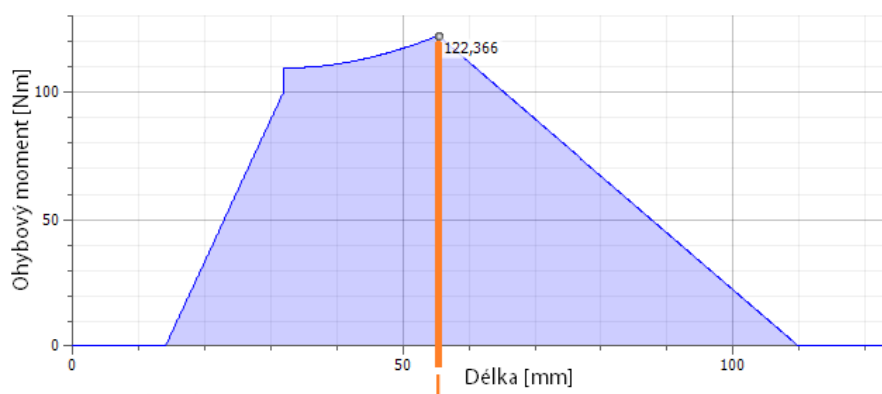
Při převodu přes kolo 3B:



Obrázek 23: Síly na hřídeli 2 – přes kolo 3B



Obrázek 24: Průběh tečné síly na hřídeli 2 – přes kolo 3B



Obrázek 25: Průběh ohybového momentu na hřídeli 2 – přes kolo 3B

Kontrola v místě I:

Průměr: $d_2=32$ mm

Ohybový moment: $M_o=122,4$ Nm

Krouticí moment: $M_2=140,4$ Nm

Součinitel kvality povrchu: $\eta=0,85$

Velikostní součinitel součástky: $\nu=1,15$

Vrubový součinitel: $\beta=1$

Tabulka 4: Pevnostní kontrola hřídele 2 – přes kolo 3B

Místo	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{co}^* [MPa]	k_o [-]	k_k [-]	k [-]
I	38	21,8	336,3	8,8	15,9	7,7

5.5.9 Hřídel 3

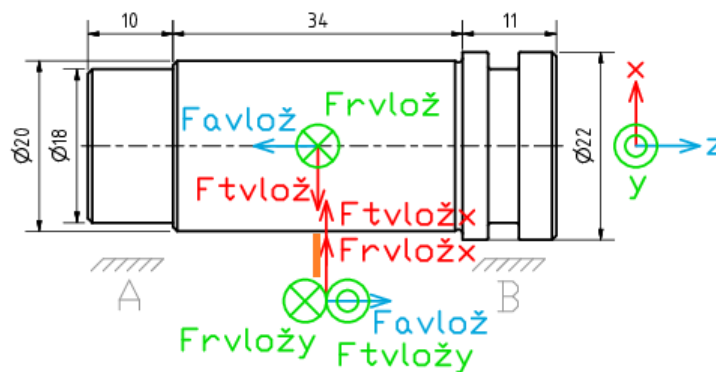
Hřídel 3 slouží spíše jako čep, jelikož je uložena ve skříní pevně ve dvou místech. Vložené kolo je na ní uloženo na jednom ložisku. Takové uložení znamená, že hřídel není namáhána na ohyb střídavě, nýbrž staticky, a navíc není ani kroucena. Proto se i pevnostní kontrola této hřídele od ostatních liší.

Parametry:

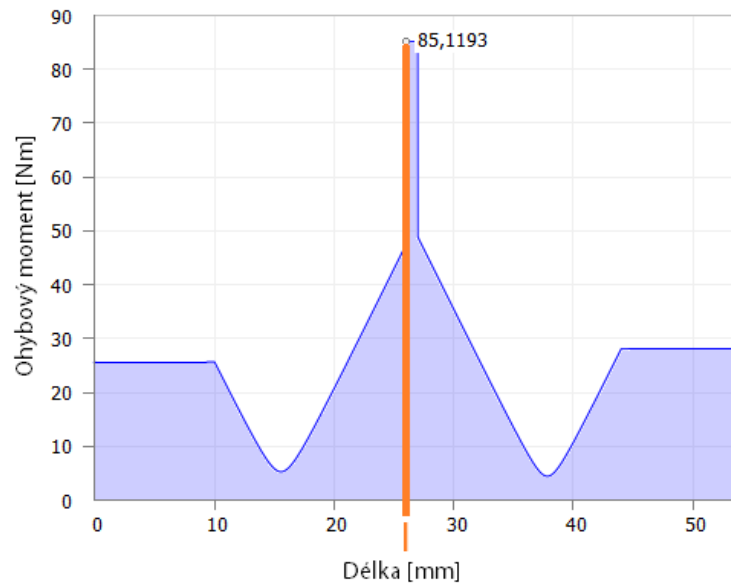
Materiál: ČSN 14 220

Mez kluzu: $R_e=600$ MPa

Mez pevnosti: $R_m=800$ MPa



Obrázek 26: Síly na hřídeli 3



Obrázek 27: Ohybový moment na hřídeli 3

Kontrola v místě I:

Průměr: $d_2=20$ mm

Ohybový moment: $M_o=85,1$ Nm

Napětí v ohybu σ_o :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{85,1}{\frac{\pi \cdot 0,02^3}{32}} = \mathbf{108,4 \text{ MPa}}$$

Koeficient bezpečnosti v ohybu k_o :

$$k_o = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{600}{108,4} = \mathbf{k = 5,5}$$

5.5.10 Hřídel 4

Hřídel 4 se nachází na výstupu z převodovky. Je poháněna koly 4A a 4B podle zařazeného stupně, který se řadí přesuvnou objímkou. Ta se pohybuje po evolventním drážkování umístěném přímo na hřídeli 4. Výstup obstarává dvojitě řetězové kolo.

Parametry:

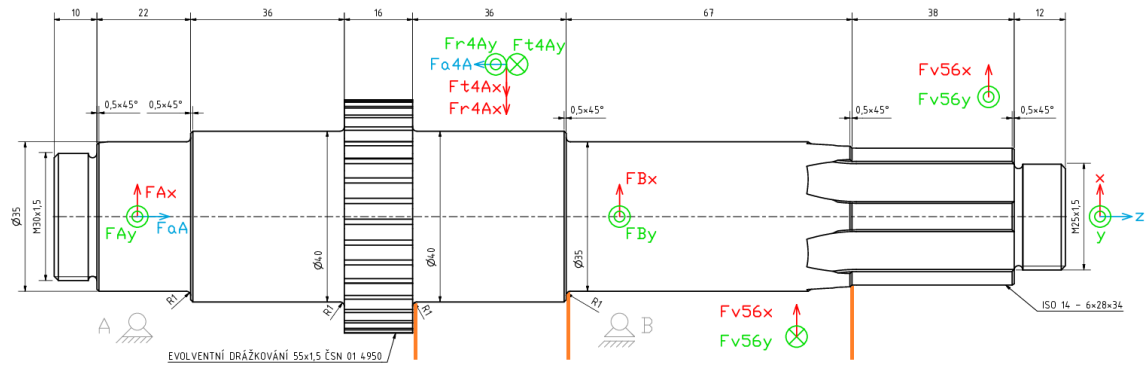
Materiál: ČSN 14 220

Mez kluzu: $R_e=600$ MPa

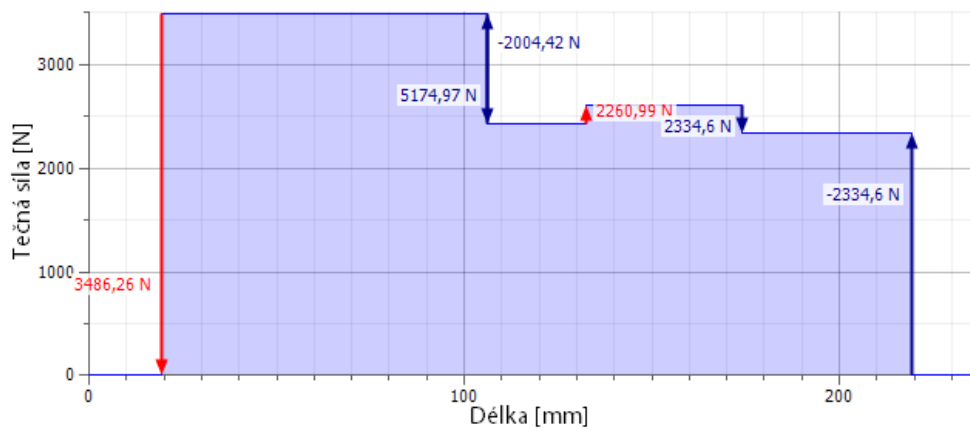
Mez pevnosti: $R_m=800$ MPa

Mez únavy v ohybu: $\sigma_{co}=0,43 \cdot R_m=344$ MPa

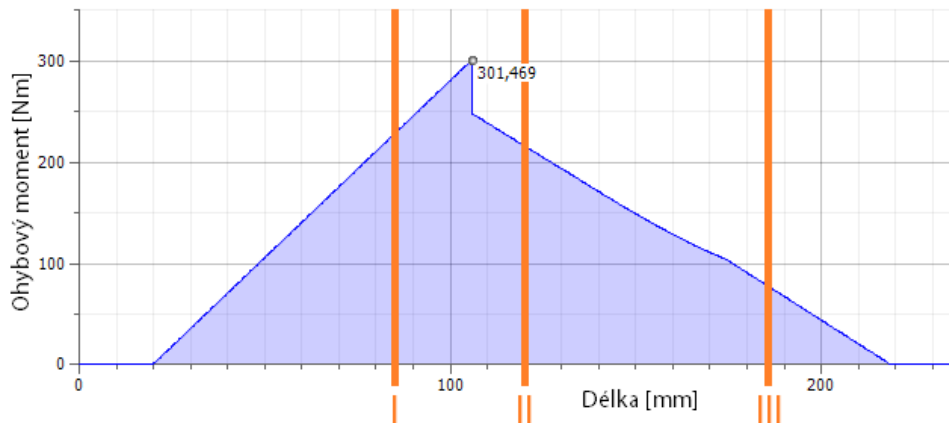
Při převodu přes kolo 3A:



Obrázek 28: Síly na hřídeli 4 – přes kolo 3A



Obrázek 29: Průběh tečné síly na hřídeli – přes kolo 3A



Obrázek 30: Průběh ohybového momentu na hřídeli 4 – přes kolo 3A

Kontrola v místě I:

Průměr: $d_5=40$ mm

Ohybový moment: $M_o=225$ Nm

Krouticí moment: $M_{4A}=322,2$ Nm

Součinitel kvality povrchu: $\eta=0,85$

Velikostní součinitel součástky: $v=1,05$

Vrubový součinitel: $\beta=2,5$

Tabulka 5: Pevnostní kontrola hřídele 4 – přes kolo 3A v místě I

Místo	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{co}^* [MPa]	k_o [-]	k_k [-]	k [-]
I	35,8	25,6	122,8	3,4	13,5	3,3

Kontrola v místě II:

Průměr: $d_6=35$ mm

Ohybový moment: $M_o=216$ Nm

Krouticí moment: $M_{4A}=322,2$ Nm

Součinitel kvality povrchu: $\eta=0,85$

Velikostní součinitel součástky: $v=1,1$

Vrubový součinitel: $\beta=2,4$

Tabulka 6: Pevnostní kontrola hřídele 4 – přes kolo 3A v místě II

Místo	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{co}^* [MPa]	k_o [-]	k_k [-]	k [-]
II	51,3	38,3	134	2,6	9,1	2,5

Kontrola v místě III:

Průměr: $d_7=28$ mm

Ohybový moment: $M_o=76,5$ Nm

Krouticí moment: $M_{4A}=322,2$ Nm

Součinitel kvality povrchu: $\eta=0,85$

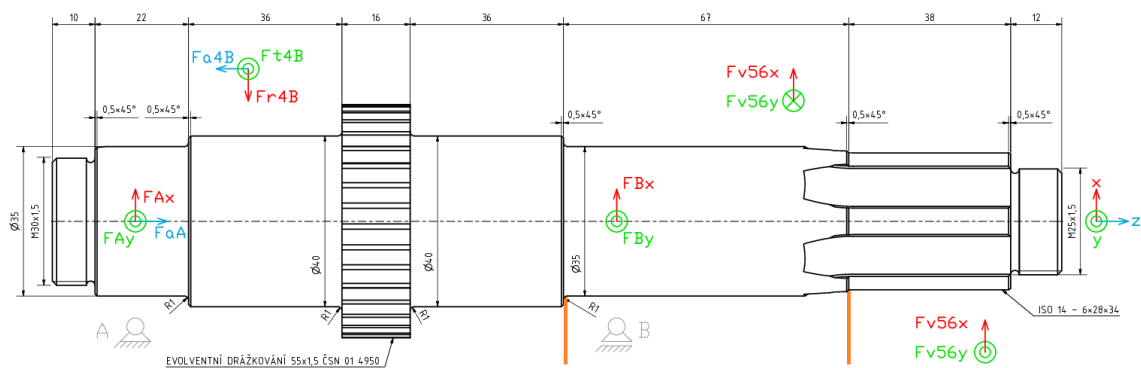
Velikostní součinitel součástky: $v=1,17$

Vrubový součinitel: $\beta=1$

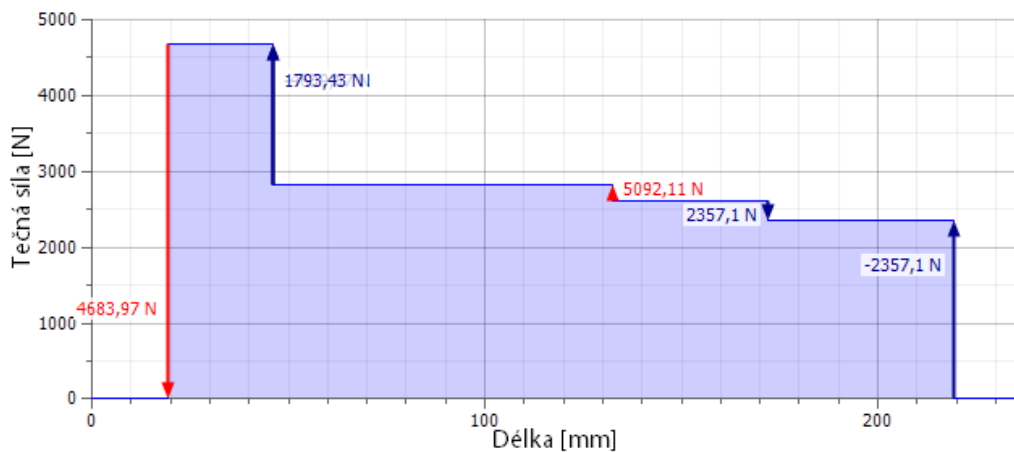
Tabulka 7: Pevnostní kontrola hřídele 4 – přes kolo 3A v místě III

Místo	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{co}^* [MPa]	k_o [-]	k_k [-]	k [-]
III	35,5	74,7	342,1	9,6	4,6	4,2

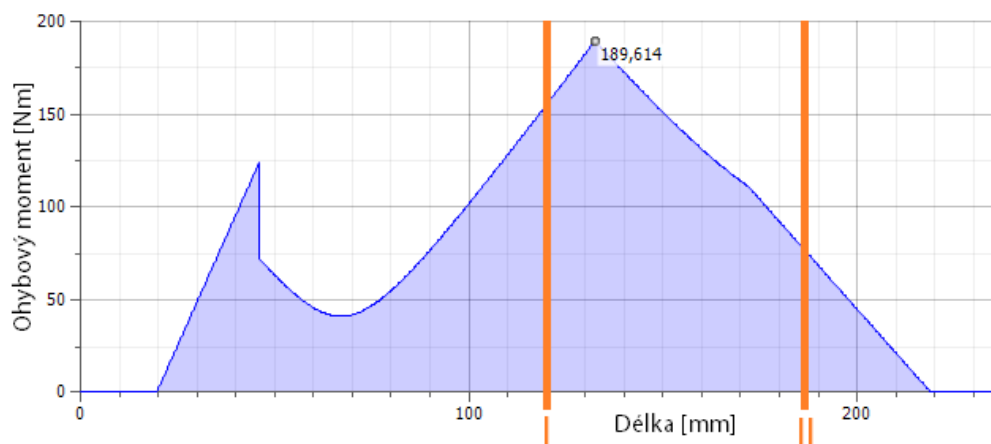
Při převodu přes kolo 3B:



Obrázek 31: Síly na hřídeli 4 – přes kolo 3B



Obrázek 32: Průběh tečné síly na hřídeli 4 – přes kolo 3B



Obrázek 33: Průběh ohybového momentu na hřídeli 4 – přes kolo 3B

Pokud si porovnáme hodnoty ohybových momentů v kritických místech s hodnotami v týchž místech pro případ převodu přes kolo 3A, uvidíme, že pro tento případ jsou obě hodnoty ohybového momentu totožné nebo nižší. Proto není nutné tato místa početně kontrolovat.

5.5.11 Ložiska

V převodovce je využíváno několik typů ložisek v závislosti na jejich přednostech. Na hřídelích 1 a 2 jsou použita ložiska kuželíková pro svou vysokou únosnost při vysokých axiálních a radiálních zatíženích. U obou hřídelí jsou ale uspořádána odlišně. U hřídele 1 jsou tato ložiska uspořádána do „O“ pro snížení ohybového momentu od letmo uloženého pastorku. U hřídele 2 je použito uspořádání do „X“ kvůli velkým zatížením uprostřed hřídele. Na hřídeli 3 je použito k uložení vloženého kola jehlové ložisko bez vnitřního kroužku. Hřídel 4 je uložena ve válečkovém ložisku na výstupu a v kuličkovém ložisku na druhé straně skříně, jelikož kuželíková ložiska by zde nebyla vzhledem k způsobu namáhání hřídele vhodná.

Ložiska na hřídeli 1:

Požadovaná trvanlivost: $L_{h10p}=8\ 000$ h

Otáčky na hřídeli 1: $n_1=1\ 400$ ot/min

Exponent rovnice trvanlivosti: $p=10/3$

Celkové radiální reakce (viz kapitolu 5.5.7): $F_{rA}=2\ 167$ N, $F_{rB}=5\ 068$ N

Vlastní axiální síla ložiska v podpoře A (ložisko **32004**) F_{aAi} :

$$F_{aAi} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 2167}{1,6} = 677 \text{ N}$$

Vlastní axiální síla ložiska v podpoře B (ložisko **32205**) F_{aBi} :

$$F_{aBi} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 5068}{1,7} = 1\ 491 \text{ N}$$

Výpočet k určení sevřeného ložiska:

$$F_{aAi} + F_{a1} - F_{aBi} = 677 + 1985 - 1491 = +1\ 172 \text{ N}$$

Sevřené ložisko je tedy v podpoře **B**.

Skutečná reakce v ložisku A $F_{aA}=F_{aAi}=677$ N.

Skutečná reakce v ložisku B F_{aB} :

$$F_{aB} = F_{a1} + F_{aAi} = 1985 + 677 = 2\ 662 \text{ N}$$

Trvanlivost uvolněného ložiska A L_{h10A} :

$$L_{h10A} = \left(\frac{C_A}{F_{rA}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{22800}{2167}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1400} = 30\ 148 \text{ h, vyhovuje}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení P_B sevřeného ložiska B:

$$P_B = X_B \cdot F_{rB} + Y_B \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 5068 + 1,7 \cdot 2662 = 6\ 553 \text{ N}$$

Trvanlivost sevřeného ložiska B L_{h10B} :

$$L_{h10B} = \left(\frac{C_B}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{50400}{6553}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1400} = 10\ 619 \text{ h, vyhovuje}$$

Ložiska na hřídeli 2 – převod přes kolo 3A:

Požadovaná trvanlivost: $L_{h10p}=8\ 000$ h

Otáčky na hřídeli 2: $n_2=680$ ot/min

Exponent rovnice trvanlivosti: $p=10/3$

Reakce v radiálním směru (viz kapitolu 5.5.8): $F_{rA}=2\ 191$ N, $F_{rB}=3\ 823$ N

Vlastní axiální síla ložiska v podpoře A (ložisko **32006**) F_{aAi} :

$$F_{aAi} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 2191}{1,4} = 783 \text{ N}$$

Vlastní axiální síla ložiska v podpoře B (ložisko **32006**) F_{aBi} :

$$F_{aBi} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 3823}{1,4} = 1\ 365 \text{ N}$$

Výpočet k určení sevřeného ložiska:

$$F_{aAi} - F_{a2} + F_{a3A} - F_{aBi} = 783 - 316 + 1884 - 1365 = 986 \text{ N}$$

Sevřené ložisko je tedy v podpoře **B**.

Skutečná reakce v ložisku A $F_{aA}=F_{aAi}=783$ N.

Skutečná reakce v ložisku B F_{aB} :

$$F_{aB} = F_{aAi} - F_{a2} + F_{a3A} = 783 - 316 + 1884 = \mathbf{2\ 351\ N}$$

Trvanlivost uvolněného ložiska A L_{h10A} :

$$L_{h10A} = \left(\frac{C_A}{F_{rA}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{35500}{2191}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 680} = \mathbf{261\ 362\ h, vyhovuje}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení P_B sevřeného ložiska B:

$$P_B = X_B \cdot F_{rB} + Y_B \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 3823 + 1,4 \cdot 2351 = \mathbf{4\ 820\ N}$$

Trvanlivost sevřeného ložiska B L_{h10B} :

$$L_{h10B} = \left(\frac{C_B}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{35500}{4820}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 680} = \mathbf{18\ 925\ h, vyhovuje}$$

Ložiska na hřídeli 2 – převod přes kolo 3B:

Požadovaná trvanlivost: $L_{h10p}=8\ 000$ h

Otáčky na hřídeli 2: $n_2=680$ ot/min

Exponent rovnice trvanlivosti: $p=10/3$

Reakce v radiálním směru (viz kapitolu 5.5.8): $F_{rA}=5\ 587$ N, $F_{rB}=2\ 241$ N

Vlastní axiální síla ložiska v podpoře A (ložisko **32006**) F_{aAi} :

$$F_{aAi} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 5587}{1,4} = \mathbf{1\ 995\ N}$$

Vlastní axiální síla ložiska v podpoře B (ložisko **32006**) F_{aBi} :

$$F_{aBi} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 2241}{1,4} = \mathbf{800\ N}$$

Výpočet k určení sevřeného ložiska:

$$F_{aAi} - F_{a2} + F_{a3B} - F_{aBi} = 1995 - 316 + 1659 - 800 = \mathbf{2\ 538\ N}$$

Sevřené ložisko je tedy v podpoře **B**.

Skutečná reakce v ložisku A $F_{aA}=F_{aAi}=1\ 995$ N.

Skutečná reakce v ložisku B F_{aB} :

$$F_{aB} = F_{aAi} - F_{a2} + F_{a3B} = 1995 - 316 + 1659 = \mathbf{3\ 338\ N}$$

Trvanlivost uvolněného ložiska A L_{h10A} :

$$L_{h10A} = \left(\frac{C_A}{F_{rA}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{35500}{5587}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 680} = \mathbf{11\ 574\ h, vyhovuje}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení P_B sevřeného ložiska B:

$$P_B = X_B \cdot F_{rB} + Y_B \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 2241 + 1,4 \cdot 3338 = \mathbf{5\ 570\ N}$$

Trvanlivost sevřeného ložiska B L_{h10B} :

$$L_{h10B} = \left(\frac{C_B}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{35500}{5570}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 680} = \mathbf{11\ 692\ h, vyhovuje}$$

Ložisko na hřídeli 3:

Jehlové ložisko ve vloženém kole: **HK 2030**

Požadovaná trvanlivost: $L_{h10p}=8\ 000$ h

Otáčky kola na hřídeli 3: $n_{vloz}=372,9$ ot/min

Exponent rovnice trvanlivosti: $p=10/3$

Úhel ϑ mezi spojnicemi osových vzdáleností a_{3Avloz} a a_{vloz4A} :

$$\begin{aligned}\vartheta &= \arccos\left(\frac{a_{3Avloz}^2 + a_{vloz4A}^2 - a_{3B4B}^2}{2 \cdot a_{3Avloz} \cdot a_{vloz4A}}\right) \\ &= \arccos\left(\frac{76,62^2 + 111,74^2 - 100,36^2}{2 \cdot 76,62 \cdot 111,74}\right) \\ \vartheta &= \mathbf{1,0658 \text{ rad, tedy } 61,063^\circ}\end{aligned}$$

Průmět síly F_{tvloz} do osy X F_{tvlozx} :

$$F_{tvlozx} = F_{tvloz} \cdot \cos \vartheta = 5175 \cdot \cos 61,063 = \mathbf{2\ 503,9\ N}$$

Průmět síly F_{rvloz} do osy X F_{rvlozx} :

$$F_{rvlozx} = F_{rvloz} \cdot \sin \vartheta = 2004,4 \cdot \sin 61,063 = \mathbf{1\ 754,2\ N}$$

Průmět síly F_{tvloz} do osy Y F_{tvlozy} :

$$F_{tvlozy} = F_{tvloz} \cdot \sin \vartheta = 5175 \cdot \sin 61,063 = \mathbf{4\ 528,9\ N}$$

Průmět síly F_{rvloz} do osy Y F_{rvlozy} :

$$F_{rvlozy} = F_{rvloz} \cdot \cos \vartheta = 2004,4 \cdot \cos 61,063 = \mathbf{969,8\ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení P působící na ložisko:

$$\begin{aligned}P &= \sqrt{\left(\sum F_x\right)^2 + \left(\sum F_y\right)^2} \\ P &= \sqrt{(F_{tvlozx} + F_{rvlozx} - F_{tvloz})^2 + (-F_{tvlozy} + F_{rvlozy} + F_{rvloz})^2} \\ P &= \sqrt{(2503,9 + 1754,2 - 5175)^2 + (-4528,9 + 969,8 + 2004,4)^2} = \mathbf{1\ 804,9\ N}\end{aligned}$$

Trvanlivost jehlového ložiska L_{h10} :

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{vloz}} = \left(\frac{20900}{1804,9}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 372,9} = \mathbf{155\ 726\ h, \text{ vyhovuje}}$$

Ložiska na hřídeli 4 – převod přes kolo 3A:

Požadovaná trvanlivost: $L_{h10p}=8\ 000$ h

Otáčky na hřídeli 4: $n_{4A}=296,4$ ot/min

Exponent rovnice trvanlivosti: $p_A=3$; $p_B=10/3$

Reakce (viz kapitolu 5.5.10): $F_{rA}=3\ 486,2$ N; $F_{aA}=F_{a4A}=1\ 883,5$ N; $F_{rB}=2\ 261$ N

Ekvivalentní dynamické zatížení P_A kuličkového ložiska **6307** v podpoře A:

$$P_A = X_A \cdot F_{rA} + Y_A \cdot F_{aA} = 0,56 \cdot 3486,2 + 1,5 \cdot 1883,5 = \mathbf{4\ 777,6\ N}$$

Trvanlivost ložiska A L_{h10A} :

$$L_{h10A} = \left(\frac{C_A}{P_A}\right)^{p_A} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{4A}} = \left(\frac{35100}{4777,6}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 296,4} = \mathbf{22\ 297\ h, \text{ vyhovuje}}$$

Trvanlivost ložiska **NJ307** v místě B L_{h10B} :

$$L_{h10B} = \left(\frac{C_B}{F_{rB}}\right)^{p_B} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{4A}} = \left(\frac{75000}{2261}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 296,4} = \mathbf{6\ 517\ 640\ h, vyhovuje}$$

Ložiska na hřídeli 4 – převod přes kolo 3B:

Požadovaná trvanlivost: $L_{h10p}=8\ 000\ h$

Otáčky na hřídeli 4: $n_{4B}=293,6\ \text{ot/min}$

Exponent rovnice trvanlivosti: $p_A=3; p_B=10/3$

Reakce (viz kapitolu 5.5.10): $F_{rA}=4\ 684\ \text{N}; F_{aA}=F_{a4A}=1\ 658,6\ \text{N}; F_{rB}=5\ 092,1\ \text{N}$

Ekvivalentní dynamické zatížení P_A kuličkového ložiska **6307** v podpoře A:

$$P_A = X_A \cdot F_{rA} + Y_A \cdot F_{aA} = 0,56 \cdot 4684 + 1,54 \cdot 1658,6 = \mathbf{5\ 177,2\ N}$$

Trvanlivost ložiska A L_{h10A} :

$$L_{h10A} = \left(\frac{C_A}{P_A}\right)^{p_A} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{4B}} = \left(\frac{35100}{5177,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 293,6} = \mathbf{17\ 688\ h, vyhovuje}$$

Trvanlivost ložiska **NJ307** v místě B L_{h10B} :

$$L_{h10B} = \left(\frac{C_B}{F_{rB}}\right)^{p_B} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{4B}} = \left(\frac{75000}{5092,1}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 293,6} = \mathbf{440\ 590\ h, vyhovuje}$$

5.5.12 Spojení hřídelí s náboji

Pero na vstupu:

Průměr hřídele: $d=18\ \text{mm}$

Šířka pera: $b=6\ \text{mm}$

Výška pera: $h=6\ \text{mm}$

Délka pera: $l=28\ \text{mm}$

Dovolený tlak: $p_{dov}=120\ \text{MPa}$

Krouticí moment: $M_I=68,2\ \text{Nm}$

Tlak na pero p :

$$p = \frac{4 \cdot M_I}{d \cdot h \cdot (l - b)} = \frac{4 \cdot 68,2}{0,018 \cdot 0,006 \cdot (0,028 - 0,006)} = \mathbf{114,8\ \text{MPa, vyhovuje}}$$

Dvě pera s přesazením o 120° u kuželového pastorku:

Průměr hřídele: $d=20\ \text{mm}$

Šířka pera: $b=6\ \text{mm}$

Výška pera: $h=6\ \text{mm}$

Délka pera: $l=16\ \text{mm}$

Dovolený tlak: $p_{dov}=120\ \text{MPa}$

Krouticí moment: $M_I=68,2\ \text{Nm}$

Tlak na pera p :

$$p = \frac{2 \cdot M_1}{d \cdot h \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 68,2}{0,02 \cdot 0,006 \cdot (0,016 - 0,006)} = \mathbf{113,7 \text{ MPa, vyhovuje}}$$

Rovnoboké drážkování na kole 2:

Opravný součinitel: $\psi=0,75$

Velký průměr: $D=36 \text{ mm}$

Malý průměr: $d=32 \text{ mm}$

Délka náboje: $l=10 \text{ mm}$

Sražení hran: $c=0,4 \text{ mm}$

Počet drážek: $z=8$

Dovolený tlak: $p_{dov}=140 \text{ MPa}$

Krouticí moment: $M_2=140,4 \text{ Nm}$

Tlak na drážky p :

$$\begin{aligned} p &= \frac{M_2}{\psi \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot c \right) \cdot l \cdot z \cdot \frac{D+d}{4}} \\ &= \frac{140,4}{0,75 \cdot \left(\frac{0,036 - 0,032}{2} - 2 \cdot 0,0004 \right) \cdot 0,01 \cdot 8 \cdot \frac{0,036 + 0,032}{4}} \\ &\mathbf{p = 114,7 \text{ MPa, vyhovuje}} \end{aligned}$$

Kola 3A i 3B mají stejné drážkování jako kolo 2, ale mají větší délku náboje, tudíž tlak p na drážkování bude menší.

Spojení kol 4A a 4B s hřídelí 4 přesuvnou objímkou:

Počet zubů: $z=35$

Modul: $m=1,5 \text{ mm}$

Délka kontaktu při zařazení: $l=6,5 \text{ mm}$

Základní průměr drážkování: $D_b=52,22 \text{ mm}$

Hlavový průměr drážkování: $D_a=55,15 \text{ mm}$

Krouticí moment: $M_{4B}=325,2 \text{ Nm}$

Dovolený tlak: $p_{dov}=140 \text{ MPa}$

Tlak na drážky p při převodu přes kolo 3B:

$$\begin{aligned} p &= \frac{2 \cdot M_{4B}}{z \cdot \frac{D_a + D_b}{2} \cdot \frac{D_a - D_b}{2} \cdot l} \\ &= \frac{2 \cdot 325,2}{35 \cdot \frac{0,05515 + 0,05222}{2} \cdot \frac{0,05515 - 0,05222}{2} \cdot 0,0065} \\ &\mathbf{p = 36,4 \text{ MPa, vyhovuje}} \end{aligned}$$

Rovnoboké drážkování u řetězového kola:

Opravný součinitel: $\psi=0,75$

Velký průměr: $D=34$ mm

Malý průměr: $d=28$ mm

Délka náboje: $l=36$ mm

Sražení hran: $c=0,4$ mm

Počet drážek: $z=6$

Dovolený tlak: $p_{dov}=140$ MPa

Krouticí moment: $M_{5(3B4B)}=325,2$ Nm

Tlak na drážky p při převodu přes kolo 3B:

$$p = \frac{M_{5(3B4B)}}{\psi \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot c \right) \cdot l \cdot z \cdot \frac{D+d}{4}}$$
$$= \frac{325,2}{0,75 \cdot \left(\frac{0,034 - 0,028}{2} - 2 \cdot 0,0004 \right) \cdot 0,036 \cdot 6 \cdot \frac{0,034 + 0,028}{4}}$$

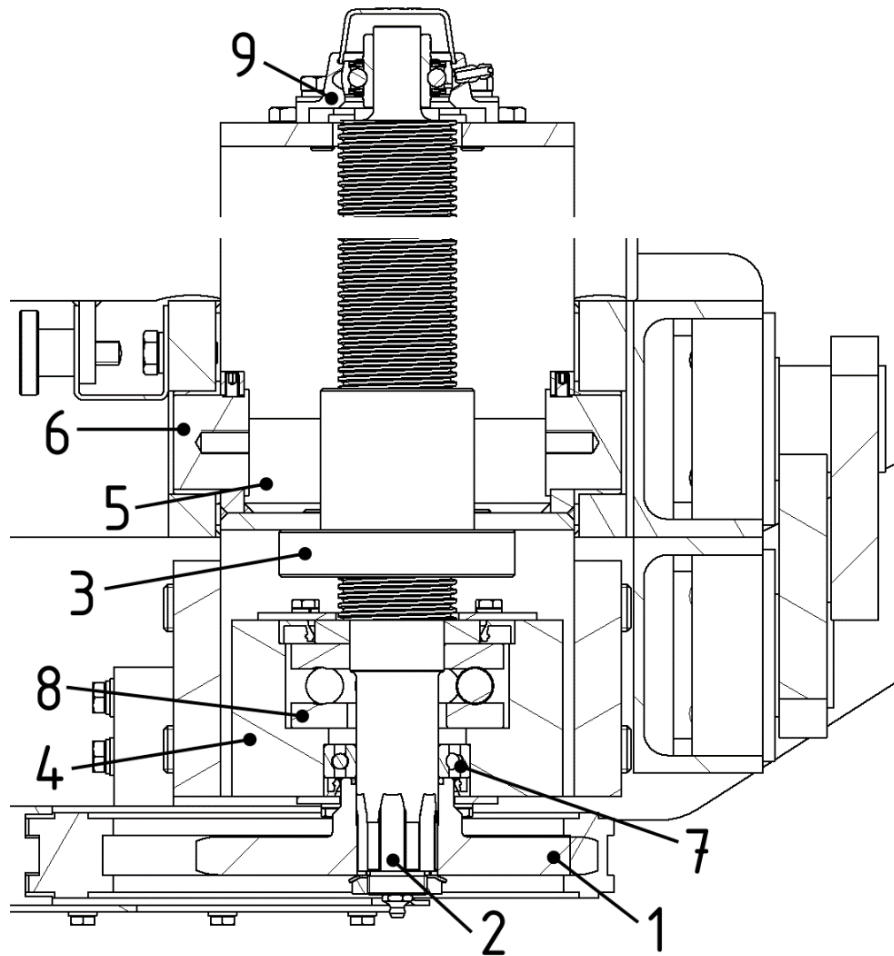
$p = 58,9$ MPa, vyhovuje

Krouticí moment pro převod přes kolo 3A je menší, tudíž tlak p na zubové spojení a tlak p na drážkování budou také menší.

5.6 Pohybové šrouby

Při návrhu převodu využívajícího trapézové pohybové šrouby je nutné brát na vědomí různé vlivy. V první řadě je na seznamu bezpečnost, jelikož tyto šrouby drží při provozu celou váhu břemena, a tudíž musí být převod správně navržen jak z hlediska namáhání šroubu, tak i z hlediska parametrů závitu. V tomto případě jsou šrouby namáhané tlakem, což s sebou nese nebezpečí ztráty stability šroubu při jeho nedostatečném průřezu. Závit na těchto šroubech musí mít zároveň dostatečně malý úhel stoupání, aby nedocházelo k samovolnému padání břemena. Důležité je také opotřebení šroubu/matice. Při příliš vysokých hodnotách součinu tlaku v závitu p a rychlosti klouzání V_{st} by právě mohlo docházet k přílišnému opotřebení a ke značnému snížení životnosti tohoto systému. S tím přichází samozřejmě také nutnost dostatečného mazání. Z pohledu provozního prostředí neplynou pro návrh žádné další požadavky. Stejně tak není třeba příliš dbát na přesnost šroubů, která by byla kritickým parametrem spíše pro návrh součástí obráběcích strojů. Při návrhu jsme postupovali podle instrukcí výrobce těchto šroubů matis s.r.o., které uvádí ve svém katalogu (15).

Návrh bylo potřeba mnohokrát upravovat, jelikož nebylo možné začít u jednoho parametru a dopočítat se dalších, nýbrž bylo nutné odhadovat potřebné parametry, a takto se postupně dopracovat k výsledku splňujícímu všechna potřebná kritéria. Nakonec jsme vybrali šroub typu KSR 50 Q R s jednochodým závitem Tr 50×4 (vnější průměr závitu $D=50$ mm, střední průměr $D_2=47,75$ mm, stoupání závitu $P=4$ mm) s přesností 0,5 mm na 300 mm délky z oceli C45 ($R_e=430$ MPa) a matici FTN 50 Q R (dosedací plocha $A_f=6\,030$ mm²) z bronzu CuSn5Zn5Pb5-C.



Obrázek 34: Uložení trapézového šroubu; Legenda: 1. řetězové kolo; 2. trapézový šroub; 3. matice; 4. ložisková skříň; 5. platforma matice; 6. čep; 7. ložisko 6007; 8. ložisko 51408; 9. ložisková jednotka FY 20 TR

Úhel α stoupání závitu:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot D_2}\right) = \arctan\left(\frac{4}{\pi \cdot 47,75}\right) = \mathbf{0,0267 \text{ rad, tedy } 1,53^\circ}$$

Pro zcela samosvorný převod výrobce doporučuje $\alpha < 2,5^\circ$.

Rychlost posuvu V_{tr} :

$$V_{tr} = \frac{n_6 \cdot P}{1000} = \frac{250 \cdot 4}{1000} = \mathbf{1 \text{ m/min}}$$

Rychlost klouzání V_{st} :

$$V_{st} = \frac{V_{tr}}{\sin \alpha} = \frac{1}{\sin 0,0267} = 37,5 \text{ m/min}$$

Tlak p v závitě matice:

$$p = \frac{F_G}{2 \cdot A_t} = \frac{35000}{2 \cdot 6030 \cdot 10^{-6}} = 2,9 \text{ MPa, běžně se doporučuje } < 5 \text{ MPa}$$

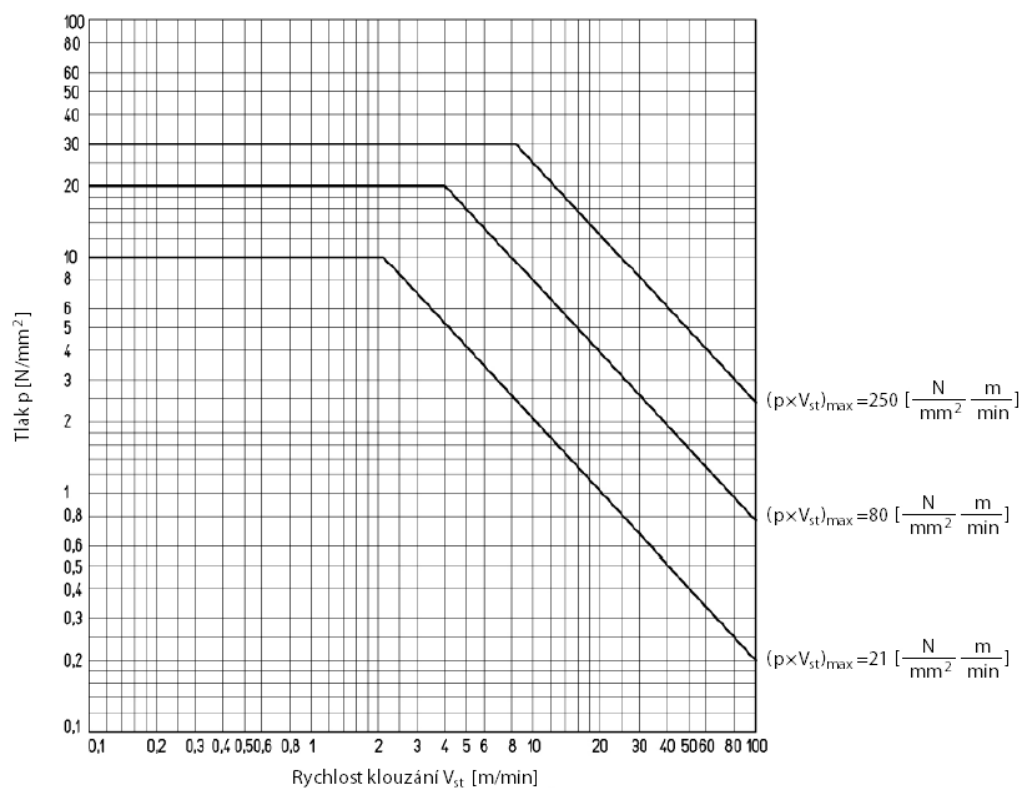
Součin tlaku p a rychlosti klouzání V_{st} :

$$p \cdot V_{st} = 2,9 \cdot 37,5 = 108,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

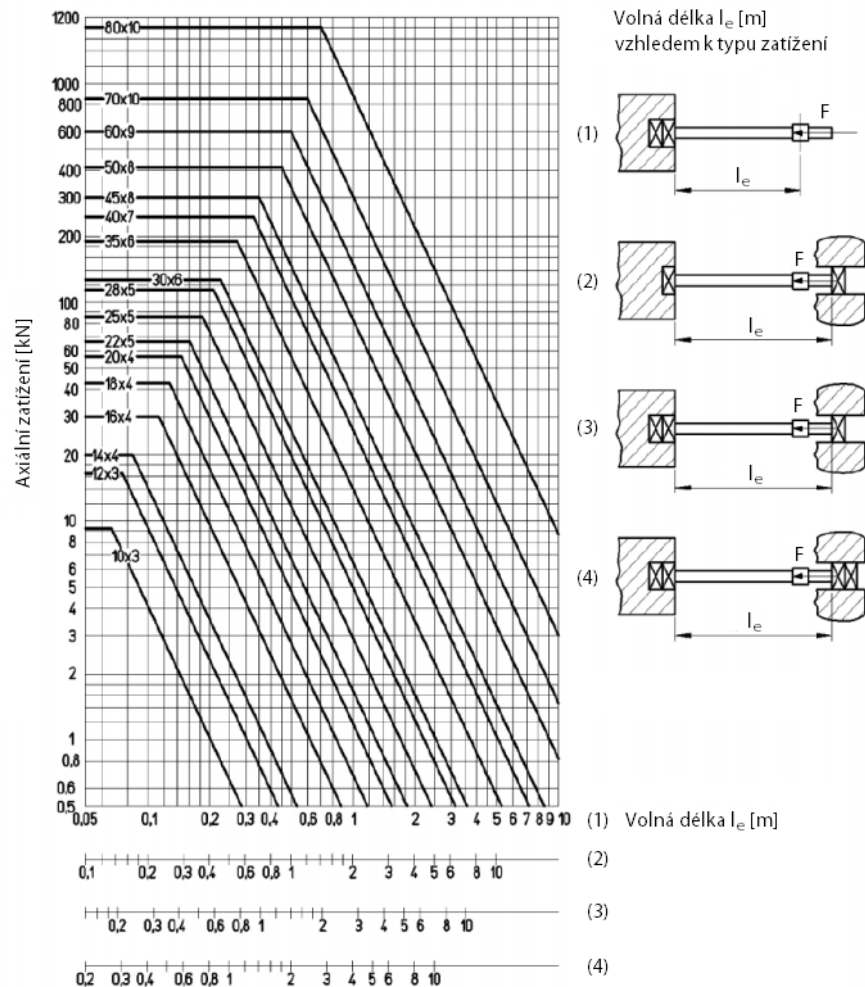
Přípustná hodnota $(p \times V_{st})_p$ pomocí koeficientu pro setrvačné síly f_i :

$$(p \cdot V_{st})_p = (p \cdot V_{st})_{max} \cdot f_i = 250 \cdot 0,5 = 125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Výrobce uvádí podle obrázku 35 tři zóny provozu trapézových šroubů dle tohoto součinu. Tento případ se nachází ve třetí zóně, kde $(p \times V_{st})_{max}$ vychází mezi 80 a 250 jednotkami. Tato zóna neumožňuje nepřetržitý provoz kvůli příliš vysokému množství vznikajícího tepla a obecně náročným provozním podmínkám. Vzhledem ke krátkodobému charakteru provozu tohoto zvedáku by to však neměl být problém.



Obrázek 35: Diagram tlaku a rychlosti klouzání (15)



Obrázek 36: Diagram šroubu zatíženého tlakem (15)

Z diagramu na obrázku 36 lze určit, že pro volnou délku $l_e=0,5$ m a typ zatížení (2) je maximální povolené axiální zatížení F_{amax} na jeden šroub 410 kN. Axiální síla na jeden šroub F_a pro tento případ bude tedy:

$$F_a = \frac{F_G}{2} = \frac{35000}{2} = 17,5 \text{ kN}$$

Bezpečnost k :

$$k = \frac{F_{amax}}{F_a} = \frac{410000}{17,5} = 23,4$$

V dalším kroku bylo třeba vypočítat účinnost tohoto převodu a zkontrolovat, že vybraný motor s převodovkou je schopen potřebný krouticí moment vyvinout, jelikož pro šrouby s takto malým úhlem stoupání šroubovice bude vycházet účinnost velice malá. Je vhodné podotknout, že pokud bychom uvažovali se stejnou účinností, při zmenšujícím se úhlu stoupání by se zmenšoval i moment potřebný k posuvu. Koeficient tření uvažujeme jako $f=0,2$.

$$\eta = \frac{1 - f \cdot \tan \alpha}{1 + \frac{f}{\tan \alpha}} = \frac{1 - 0,2 \cdot \tan 0,0267}{1 + \frac{0,2}{\tan 0,0267}} = 11,7 \%$$

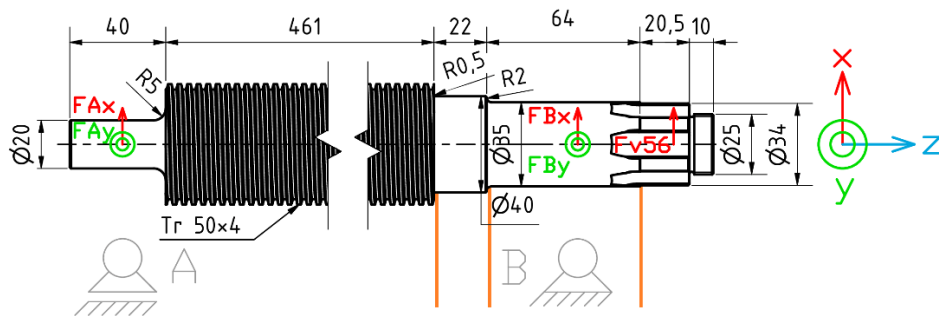
Krouticí moment M_k :

$$M_k = \frac{F_a \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{17500 \cdot 4}{2000 \cdot \pi \cdot 0,117} = 95,2 \text{ Nm}$$

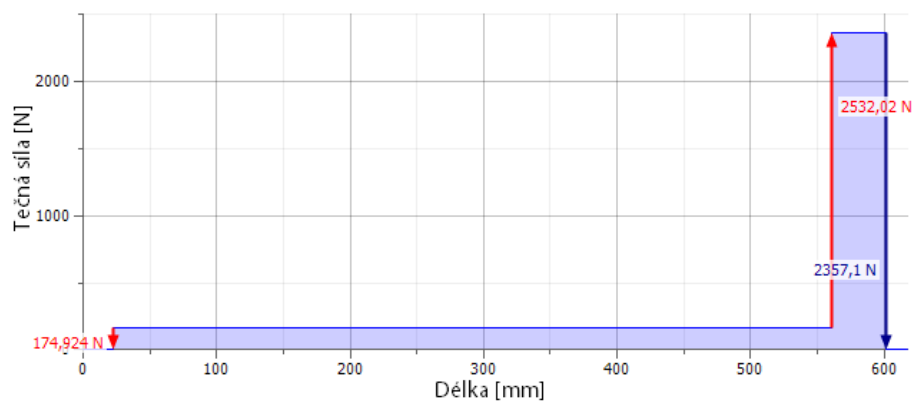
Toto je krouticí moment pro jeden šroub. Pro dva šrouby to tedy bude celkem 190,4 Nm < 380,8 Nm, což je M_6 .

5.6.1 Pevnostní kontrola

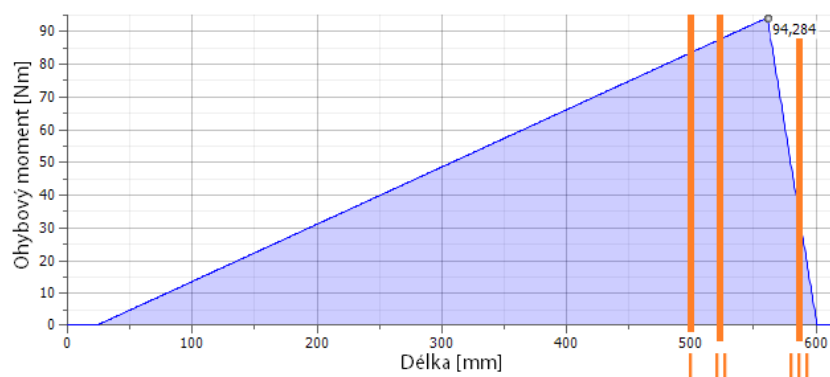
Šrouby jsou poháněny řetězovým převodem, což nevyhnutelně znamená jisté ohybové zatížení. Zároveň tyto šrouby musí být schopné přenášet značný krouticí moment. Do této kontroly nezahrnujeme zatížení šroubu na tlak, které jsme řešili v předchozí kapitole. Dva použité trapézové šrouby se liší od sebe pouze v délce závitu. Tento rozdíl však na tuto kontrolu ani na následující kontrolu ložisek nemá významný vliv.



Obrázek 37: Síly na trapézovém šroubu



Obrázek 38: Průběh tečné síly na trapézovém šroubu



Obrázek 39: Průběh ohybového momentu na trapézovém šroubu

Kontrola v místě I:

Průměr: $d_3=40$ mm

Ohybový moment: $M_o=83,8$ Nm

Krouticí moment: $M_6'/2=190,4$ Nm

Součinitel kvality povrchu: $\eta=0,85$

Velikostní součinitel součástky: $\nu=1,05$

Vrubový součinitel: $\beta=2,5$

Tabulka 8: Pevnostní kontrola trapézového šroubu v místě I

Místo	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{co}^* [MPa]	k_o [-]	k_k [-]	k [-]
I	13,3	15,2	111,3	8,3	16,4	7,4

Kontrola v místě II:

Průměr: $d_4=35$ mm

Ohybový moment: $M_o=87,6$ Nm

Krouticí moment: $M_6'/2=190,4$ Nm

Součinitel kvality povrchu: $\eta=0,85$

Velikostní součinitel součástky: $\nu=1,1$

Vrubový součinitel: $\beta=1,9$

Tabulka 9: Pevnostní kontrola trapézového šroubu v místě II

Místo	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{co}^* [MPa]	k_o [-]	k_k [-]	k [-]
II	20,8	22,6	153,4	7,4	11	6,1

Kontrola v místě III:

Průměr: $d_5=28$ mm

Ohybový moment: $M_o=35,4$ Nm

Krouticí moment: $M_6'/2=190,4$ Nm

Součinitel kvality povrchu: $\eta=0,85$

Velikostní součinitel součástky: $\nu=1,15$

Vrubový součinitel: $\beta=1$

Tabulka 10: Pevnostní kontrola trapézového šroubu v místě III

Místo	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{co}^* [MPa]	k_o [-]	k_k [-]	k [-]
III	16,5	44,3	304,7	18,5	5,6	5,4

5.6.2 Ložiska

Každý šroub je uložen ve třech ložiskách – v kuličkovém radiálním (B), v kuličkovém axiálním (C) a v ložiskové jednotce (A), která se skládá také z kuličkového ložiska. Ložisko axiální slouží pouze k zadržení veškeré tíhy břemena. Reakce v tomto ložisku nemá tedy žádnou radiální složku. Zbývá dvě kuličková ložiska naopak slouží k zachycení radiálních reakcí a při běžném provozu v nich axiální reakce nevznikají.

Parametry:

Požadovaná trvanlivost: $L_{h10p}=8\ 000$ h

Otáčky na trapézovém šroubu: $n_6=250$ ot/min

Exponent rovnice trvanlivosti: $p=3$

Reakce (viz kapitolu 5.6.1): $F_{rA}=174,9$ N; $F_{rB}=2\ 532$ N; $F_{aC}=F_G/2=17\ 500$ N

Trvanlivost ložiska A (ložisková jednotka **FY 20 TR**) L_{h10A} :

$$L_{h10A} = \left(\frac{C_A}{F_{rA}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_6} = \left(\frac{12700}{174,9}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 250} = \mathbf{25\ 504\ 562\ h, vyhovuje}$$

Trvanlivost ložiska B (ložisko **6007**) L_{h10B} :

$$L_{h10B} = \left(\frac{C_B}{F_{rB}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_6} = \left(\frac{16800}{2532}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 250} = \mathbf{19\ 466\ h, vyhovuje}$$

Trvanlivost ložiska C (ložisko **51408**) L_{h10C} :

$$L_{h10C} = \left(\frac{C_C}{F_{aC}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_6} = \left(\frac{95600}{17500}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 250} = \mathbf{10\ 865\ h, vyhovuje}$$

5.6.3 Spojení šroubu s nábojem

Rovnoboké drážkování u řetězového kola:

Opravný součinitel: $\psi=0,75$

Velký průměr: $D=34$ mm

Malý průměr: $d=28$ mm

Délka náboje: $l=19$ mm

Sražení hran: $c=0,4$ mm

Počet drážek: $z=6$

Dovolený tlak: $p_{dov}=140$ MPa

Krouticí moment: $M_6'/2=190,4$ Nm

$$p = \frac{\overline{M_6}}{\psi \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot c\right) \cdot l \cdot z \cdot \frac{D+d}{4}}$$

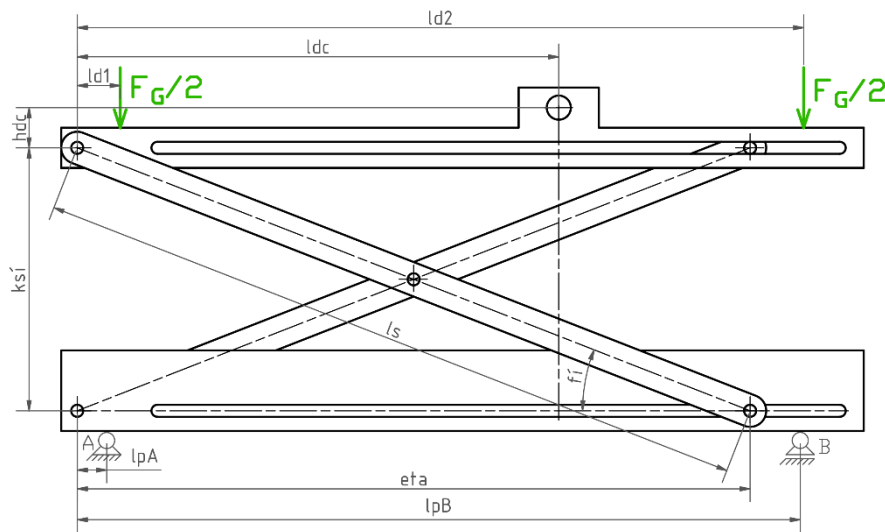
$$= \frac{190,4}{0,75 \cdot \left(\frac{0,034 - 0,028}{2} - 2 \cdot 0,0004\right) \cdot 0,019 \cdot 6 \cdot \frac{0,034 + 0,028}{4}}$$

$p = 65,6 \text{ MPa, vyhovuje}$

5.7 Rám zvedáku

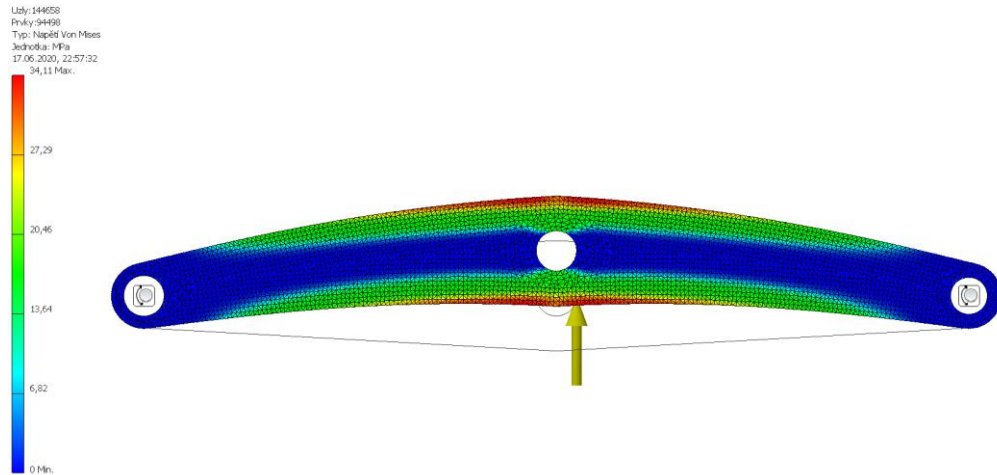
Pro výpočet reakcí v kloubech jsme použili zjednodušený dvourozměrný model, jak již bylo zmíněno v kapitole 5.2. Tento model (viz obrázek 40) obsahoval spodní část jako jeden nosník, dvě stojny a horní část jako další nosník. Sestavili jsme rovnice rovnováhy pro jednotlivé součásti a pomocí softwaru wxMaxima byly vytvořeny rovnice pro tyto reakce se vzájemně závislými parametry η , ζ a φ .

Rozměry jsme se snažili optimalizovat v závislosti na výsledcích a také s ohledem na rozměry břemena, které byly určující například pro rozměr l_{dc} . Tento bod, ve kterém se soustřeďuje veškeré tíhové zatížení, by v ideálním případě ležel mezi zatěžujícími silami, aby klopný moment byl nulový, ale z prostorových důvodů to možné není.



Obrázek 40: Dvourozměrný model zvedáku

Ohybové momenty namáhající jednotlivé součásti jsme vypočítali ručně pomocí principu vnitřních statických účinků a správnost těchto výsledků jsme si ověřovali pomocí jednoduchých analýz v softwaru Autodesk Inventor. Pro všechny nosné součásti jsme počítali s požadovaným koeficientem bezpečnosti $k_p=5$.



Obrázek 41: Simulace zatížení stojny

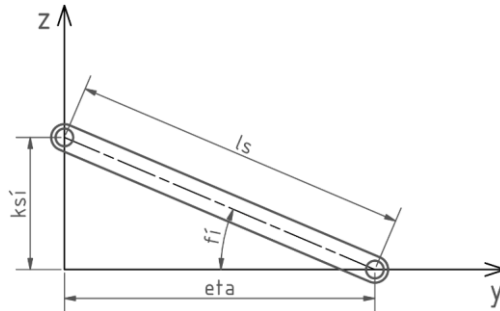
Nosná konstrukce zvedáku je pro snazší převoz a montáž koncipována jako sestava sešroubovaná a smontovaná z dílčích celků, kterými jsou jednoduché svařence, výpalky z plechů, ocelové profily nebo obrobky v případě ložiskových skříní nebo rolen. Spodní čela, stojny a všechny podélné nosníky jsou tvořeny z 20mm plechu z oceli S355 pro její dobré mechanické vlastnosti. Sloupy jsou vyrobeny pouze z 10mm plechu, jelikož váhu břemena nesou až na spodním konci, a namáhání je tedy převážně tahové. Horní čela jsou tvořena pouze z 5mm plechu z oceli S235, jelikož nenesou zatížení, nýbrž slouží jako stabilizační prvek. Ze stejné oceli jsou vyrobeny i hutní profily, které byly použity například na kolejnice.

Stojny, rolny na nich a platformy matic jsou uloženy na čepch v kluzných ložiskách. Pro všechny uvedené případy jsme zvolili samomazná plastová ložiska iglidur G od firmy igus. Pro provoz těchto ložisek výrobce uvádí dovolené hodnoty tlaku a obvodové rychlosti. Uvádí také omezení pro součin těchto veličin, jelikož při vysoké obvodové rychlosti a vysokém tlaku by se značně snížila životnost ložiska. Pro iglidur G stanovuje dovolený tlak p_d na 80 MPa a obvodovou rychlost pro krátkodobý provoz v na 2 m/s. Ve všech případech je na zvedáku použito ložisko pro průměr čepu 40 mm. Liší se pouze délkou – 20 nebo 30 mm. Nejvíce namáhané ložisko se nachází na čepu platformy matice. Tato ložiska jsou celkem čtyři a jsou zatížena tíhou celého břemena.

Tlak p na nejvíce namáhané ložisko:

$$p = \frac{F_G}{4 \cdot d \cdot l} = \frac{35000}{4 \cdot 0,04 \cdot 0,02} = 10,9 \text{ MPa}$$

Výsledný tlak na nejnamáhanější ložisko vychází značně menší, než jaký je tlak dovolený. Z toho důvodu není třeba se zabývat součinem tlaku a rychlosti, pouze rychlostí samotnou. Je zřejmé, že při rychlosti posuvu zvedáku $V_{tr}=1$ m/min bude obvodová rychlost na všech čepech relativně nízká. Navzdory tomu je nutné se o předpokladu převěřit výpočtem.



Obrázek 42: Kinematický model zvedáku

$$V_{tr} = \dot{\xi} = 1 \text{ m/min} = \frac{1}{60} \text{ m/s} = c$$

$$l_s = 0,9 \text{ m}, r_{\xi} = 0,02 \text{ m}$$

$$\frac{d\xi}{dt} = c$$

$$\int_0^{\xi} d\xi = \int_0^t c dt$$

$$\xi(t) = c \cdot t$$

$$\eta(\varphi) = l_s \cdot \cos(\varphi)$$

$$\xi(\varphi) = l_s \cdot \sin(\varphi)$$

$$\varphi(\xi) = \arcsin\left(\frac{\xi}{l_s}\right)$$

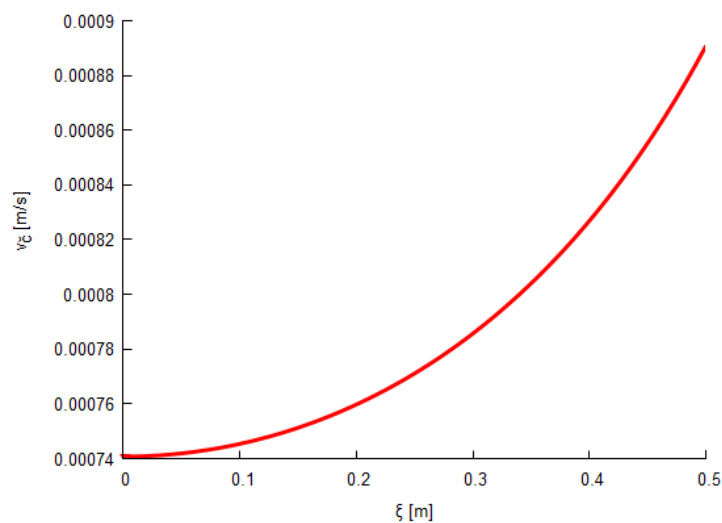
$$\varphi(t) = \arcsin\left(\frac{c \cdot t}{l_s}\right)$$

$$\dot{\varphi} = \omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

$$\dot{\varphi}(t) = \frac{c}{l_s \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{c \cdot t}{l_s}\right)^2}}$$

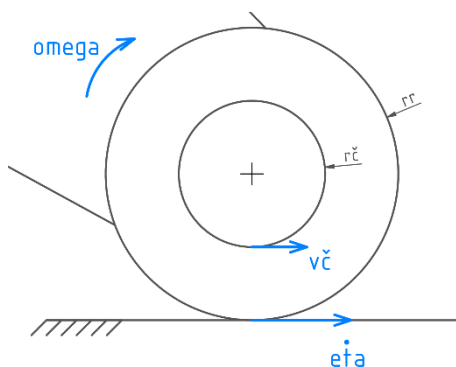
$$\dot{\varphi}(\xi) = \frac{c}{l_s \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\xi}{l_s}\right)^2}}$$

$$v_{\xi}(\xi) = \dot{\varphi}(\xi) \cdot r_{\xi} \cdot 2$$



Obrázek 43: Závislost obvodové rychlosti v_{ξ} na zdvihu ξ

Na obrázku 43 lze vidět průběh obvodové rychlosti v_{ξ} v závislosti na rostoucím zdvihu zvedáku ζ . Tento průběh ale platí pouze pro střední čepy stojen. Následně je třeba také zjistit, jaká úhlová rychlost je při provozu na čepu rolen, které se odvalují v kolejnicích.



Obrázek 44: Rychlosti na rolně

$$r_r = 0,0425 \text{ m}$$

$$\eta(\varphi) = l_s \cdot \cos(\varphi)$$

$$\varphi(t) = \arcsin\left(\frac{c \cdot t}{l_s}\right)$$

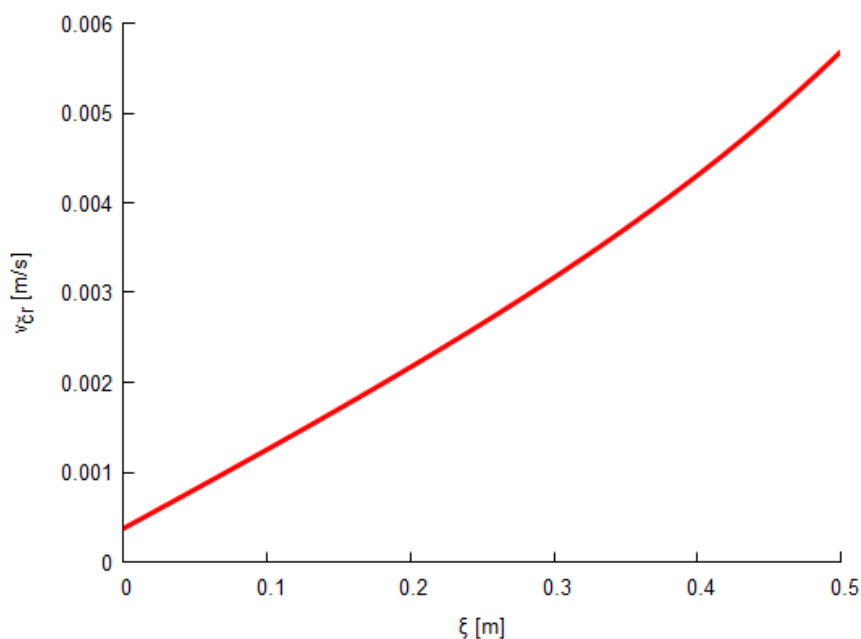
$$\eta(t) = l_s \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{c \cdot t}{l_s}\right)\right)$$

$$\eta(t) = l_s \sqrt{1 - \left(\frac{c \cdot t}{l_s}\right)^2}$$

$$\dot{\eta}(t) = -\frac{c^2 \cdot t}{l_s \sqrt{1 - \left(\frac{c \cdot t}{l_s}\right)^2}}$$

$$\dot{\eta}(\xi) = -\frac{c \cdot \xi}{l_s \sqrt{1 - \left(\frac{\xi}{l_s}\right)^2}}$$

$$v_{\xi r}(\xi) = \frac{r_{\check{c}}}{r_r} \cdot |\dot{\eta}(\xi)| + \dot{\varphi}(\xi) \cdot r_{\check{c}}$$



Obrázek 45: Závislost obvodové rychlosti $v_{\xi r}$ na rolně na zdvihu ζ

Na obrázku 45 je zřejmé, že i obvodová rychlost vypočtená jako součet rychlosti od odvalující se rolny a rychlosti od zvedající se stojny je velice malá kdekoliv v rozsahu zdvihu ζ , v němž zvedák operuje. Požadavek na obvodovou rychlost tedy tento případ splňuje.

5.8 Ekonomické zhodnocení

Při jakémkoliv konstrukčním úkolu je finanční náročnost na zhotovení stejně důležitá jako kvalita navrženého řešení. Pokud výrobek splňuje požadavky zákazníka, cena je první parametr, který je brán v potaz. Z toho důvodu je nutné zhodnotit zdařilost návrhu i z ekonomického hlediska, což je zejména pro návrh, který obsahuje mimo normalizované díly i mnoho nenormalizovaných, značně složitě. Toto zhodnocení tedy slouží pouze k orientačním účelům.

Tabulka 11: Ceny nakupovaných součástí a materiálu

Položka	Cena bez DPH [Kč]
motor	17 500
spojka	7 850
valivá ložiska	2 900
kluzná ložiska	1 600
spojovací materiál	2 450
řetěz	1 050
těsnicí prvky	400
trapézové matice	9 100
hutní materiál	26 200
pojezdová kolečka	6 000
celkem	75 050

V tabulce 11 jsou vypsány ceny součástí a materiálu, který je třeba nakoupit na jeden zvedák. V položce *hutní materiál* je započítán materiál na výrobu hřídelí, kol, řetězových kol, trapézových šroubů a rámu zvedáku, přičemž celých 24 700 Kč z této položky připadá na náklady na materiál rámu zvedáku. Uvážíme-li, že k výsledné částce 75 050 Kč musíme připočítat náklady na obrábění, odlití skříně, svařování, tepelné zpracování a lakování, zjistíme, že celkové finanční náklady na výrobu tohoto zvedáku výrazně přesahují 100 tisíc korun, což je pro tento typ zařízení značně vysoká částka.

Závěr

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo zkonstruovat pohon zvedáku pro montáž náprav TATRA. V teoretické části bylo v první řadě nutné představit tuto tuzemskou automobilku a portfolio jejích nabízených vozů. S tím souvisel i popis nejdůležitějšího prvku automobilů této značky – podvozek tvořený centrální nosnou rourou. V další kapitole byla provedena rešerše používaných zvedáků. Pro snazší orientaci byl vytvořen způsob řazení zvedáků dle jejich jednotlivých konstrukčních prvků. Krátce byly zmíněny zvedáky běžně používané k opravě podvozků TATRA. Zde se ukazuje primární problém tohoto úkonu – bezpečnost.

Praktická část této práce byla již věnována návrhu pohonu zvedáku. Ideální situace by nastala, pokud by bylo možné zkonstruovat pohon zvedáku nehledě na rám zvedáku, ale vzhledem k požadavkům na toto zařízení bylo vhodnější konstruovat zvedák jako celek.

Většinu parametrů, které byly dány zadáním z předmětu Konstrukční cvičení, nebyl problém splnit. Výjimku tvořil výběr elektromotoru, jelikož na trhu se již třífázové asynchronní elektromotory s výkonem 10 kW a otáčkami 1 400 ot/min nevyskytují. Vybrali jsme tedy elektromotor, který odpovídal požadovaným hodnotám co nejvíce – výkon 11 kW a otáčky 1 475 ot/min. Požadovaný převodový poměr převodovky s přiřazeným převodem se podařilo splnit s menším než 1% odchýlením. Požadavek na životnost zařízení 8 000 hodin byl také splněn. Například životnost ložisek vycházela vždy nad hranicí 10 000 hodin.

Většinu prostorových požadavků na zvedák vyřešil již požadavek na schopnost činnosti zvedáku nad montážní jámou; díky tomu bylo možné většinu prvků pohonu umístit pod úroveň podlahy, a tak nebudou překážet při práci na opravovaném automobilu. Požadovaný nízký profil zvedáku byl dodržen – při plně sníženém zvedáku se spodní část skříňe nápravy nachází 313 mm nad zemí. Aby byl zvedák vhodný pro veškeré vozy TATRA s centrální nosnou rourou, byl zaveden a také dodržen požadavek na výšku, do které musí být zvedák schopen zvednout spodní část nápravy – 650 mm. Zvedák je také vhodný k montáži náprav jednotlivě i k montáži dvounápravy díky dostatečně dlouhé horní části zvedáku s podélně stavitelnými držáky náprav. Nosnost zvedáku byla stanovena na

3 500 kg a všechny kritické komponenty nesoucí váhu břemena jsou dostatečně dimenzovány s požadovaným koeficientem bezpečnosti $k_p=5$. Požadovaná rychlost posuvu, která byla stanovena na 1 m/min, byla splněna přesně.

Při návrhu konstrukčních řešení byl kladen důraz na to, aby vyráběné i nakupované komponenty byly jednoduché, spolehlivé a ekonomicky co nejméně náročné. Zřejmým důvodem je fakt, že zařízení, které bylo navrhováno, má již svým určením malý okruh potenciálních zákazníků. Pokud by cena tohoto zařízení byla značně vysoká jako v tomto případě, tento okruh by se ještě zmenšil. Avšak aby bylo možné dosáhnout jisté úrovně bezpečnosti práce, je nutné zařízení konstruovat s rezervami u využití materiálu z hlediska namáhání, což přirozeně zvyšuje jeho cenu.

Náklady na výrobu by se jistě daly znatelně snížit optimalizací celého převodu od výkonu motoru přes rozvržení převodovky až po návrh šroubů a celý rám zvedáku, což by ale vyžadovalo velkou zkušenost v této oblasti, popřípadě reálné zkoušky zařízení. Pokud by se při návrhu řešení mělo vycházet pouze z požadavků daných konstrukcí náprav, bylo by vhodnější zvolit čistě nůžkový zvedák využívající přímočaré hydromotory.

Seznam použitých zdrojů

1. O společnosti TATRA :: Tatra.cz. *TATRA VÁS DOSTANE DÁL* [online]. 2014 [Cit. 6.11.2019]. Dostupné z: <https://www.tatra.cz/o-spolecnosti/>
2. Profil společnosti :: Tatra.cz. *TATRA VÁS DOSTANE DÁL* [online]. 2014 [Cit. 8.11.2019]. Dostupné z: <https://www.tatra.cz/o-spolecnosti/tatra-trucks-dnes/profil-spolecnosti/>
3. Sponzoring – motorsport – Dakar :: Tatra.cz. *TATRA VÁS DOSTANE DÁL* [online]. 2014 [Cit. 8.11.2019]. Dostupné z: <https://www.tatra.cz/o-spolecnosti/tatra-trucks-dnes/sponzoring/>
4. Maximum deployment :: Tatratrucks.com. *TATRA TAKES YOU FURTHER* [online]. 2014 [Cit. 10.11.2019]. Dostupné z: <https://www.tatratrucks.com/trucks/product-catalog/force/maximum-deployment-1/>
5. TATRA PHOENIX :: Tatratrucks.com. *TATRA TAKES YOU FURTHER* [online]. 2014 [Cit. 10.11.2019]. Dostupné z: <https://www.tatratrucks.com/trucks/product-catalog/tatra-phoenix/>
6. TERRN^o1 :: Tatratrucks.com. *TATRA TAKES YOU FURTHER* [online]. 2014 [Cit. 10.11.2019]. Dostupné z: <https://www.tatratrucks.com/trucks/product-catalog/term01/>
7. TATRA FORCE :: Tatratrucks.com. *TATRA TAKES YOU FURTHER* [online]. 2014 [Cit. 10.11.2019]. Dostupné z: <https://www.tatratrucks.com/trucks/product-catalog/t-815-7/>
8. Tatrovácká koncepce :: Tatra.cz. *TATRA VÁS DOSTANE DÁL* [online]. 2014 [Cit. 16.11.2019]. Dostupné z: <https://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>
9. TATRA N.P. KOPŘIVNICE. Převodovka přídatná. In: *Katalog náhradních součástí automobilů TATRA 815*. 1. vyd. nedatováno, s. 76.
10. Diferenciál zadný kompletný Tatra T815 AGRO aj EURO. *GAMBOŠ AUTO-DIELY* [online]. 2012 [Cit. 19.11.2019]. Dostupné z: <https://www.autodielytatra.sk/sk/produkty/diferencial-zadny-kompletny-tatra-t815-agro-aj-euro?catid=332>
11. TATRA TRUCKS A.S. *Dílenská příručka* [online]. 2015 [Cit. 19.11.2019]. Dostupné z: http://apl.tatra.biz/new/PDFx_soubor/03-0807-CZE-03.pdf
12. *Materiály poskytnuté servisní školou TATRA TRUCKS a.s.*
13. *Soubor nástěnných obrazů T815*
14. Pérování. *tatra.webz.cz* [online]. [Cit. 21.11.2019]. Dostupné z: <http://tatra.webz.cz/perovani.htm>
15. MATIS S.R.O. *Katalog pohybových šroubů* [online]. [Cit. 1.2.2020]. Dostupné z: https://www.matis.cz/data/pdf-katalogy/Katalog_pohybove_srouby/matis_katalog_kulickove_srouby.pdf

16. Nůžkový zvedák na podlahu 3 t. *Golemtech - vybavení autoservisů a pneuservisů* [online]. 2020 [Cit. 7.2.2020]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/nuzkove-zvedaky-hydraulicke/85-nuzkovy-zvedak-3000-kg.html>
17. Dvousloupový zvedák 4 t PROFI. *Golemtech - vybavení autoservisů a pneuservisů* [online]. 2020 [Cit. 7.2.2020]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/zvedaky-a-hevery/15-dvousloupovy-hydraulicky-zvedak-4000-kg.html>
18. VÁVRA, Pavel a kol. Řetězové převody. In: *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1983, s. 320–322.
19. SHIGLEY, J.E., CH. R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Řetězové převody. In: *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010, s. 1020–1029. ISBN 978-80-214-2629-0.

Seznam obrázků

Obrázek 1: Podvozek Tatry v konfiguraci 6×6	14
Obrázek 2: Přídavná převodovka TATRA	15
Obrázek 3: Čelní diferenciál TATRA	15
Obrázek 4: Náprava pro školní účely	17
Obrázek 5: Řez zadní nápravou s reduktory	17
Obrázek 6: Kombinované odpružení náprav, tzv. <i>KING FRAME</i>	18
Obrázek 7: Trapézový šroub s maticí.....	19
Obrázek 8: Kuličkový šroub.....	19
Obrázek 9: Hydraulický nůžkový zvedák	20
Obrázek 10: Mechanický sloupový zvedák.....	20
Obrázek 11: Prvotní návrh umístění pohybového šroubu	23
Obrázek 12: Finální návrh umístění pohybového šroubu	24
Obrázek 13: Hlavní části zvedáku.....	25
Obrázek 14: Schéma převodovky.....	27
Obrázek 15: Řetězový převod zesponu	32
Obrázek 16: Graf pro výběr řetězu dle výkonu a frekvence otáčení.....	33
Obrázek 17: Síly na hřídeli 1	35
Obrázek 18: Průběh tečné síly na hřídeli 1	35
Obrázek 19: Průběh ohybového momentu na hřídeli 1	36
Obrázek 20: Síly na hřídeli 2 – přes kolo 3A	38
Obrázek 21: Průběh tečné síly na hřídeli 2 – přes kolo 3A.....	38
Obrázek 22: Průběh ohybového momentu na hřídeli 2 – přes kolo 3A	38
Obrázek 23: Síly na hřídeli 2 – přes kolo 3B	39
Obrázek 24: Průběh tečné síly na hřídeli 2 – přes kolo 3B	39
Obrázek 25: Průběh ohybového momentu na hřídeli 2 – přes kolo 3B	39
Obrázek 26: Síly na hřídeli 3	40
Obrázek 27: Ohybový moment na hřídeli 3	41
Obrázek 28: Síly na hřídeli 4 – přes kolo 3A	42
Obrázek 29: Průběh tečné síly na hřídeli – přes kolo 3A.....	42
Obrázek 30: Průběh ohybového momentu na hřídeli 4 – přes kolo 3A	42
Obrázek 31: Síly na hřídeli 4 – přes kolo 3B	43
Obrázek 32: Průběh tečné síly na hřídeli 4 – přes kolo 3B	44

Obrázek 33: Průběh ohybového momentu na hřídeli 4 – přes kolo 3B	44
Obrázek 34: Uložení trapézového šroubu	51
Obrázek 35: Diagram tlaku a rychlosti klouzání	52
Obrázek 36: Diagram šroubu zatíženého tlakem	53
Obrázek 37: Síly na trapézovém šroubu.....	54
Obrázek 38: Průběh tečné síly na trapézovém šroubu	54
Obrázek 39: Průběh ohybového momentu na trapézovém šroubu.....	55
Obrázek 40: Dvourozměrný model zvedáku.....	57
Obrázek 41: Simulace zatížení stojny	58
Obrázek 42: Kinematický model zvedáku	59
Obrázek 43: Závislost obvodové rychlosti v_{ℓ} na zdvihu ζ	59
Obrázek 44: Rychlosti na rolně	60
Obrázek 45: Závislost obvodové rychlosti $v_{\ell r}$ na rolně na zdvihu ζ	60

Seznam tabulek

Tabulka 1: Zadané parametry z Konstrukčního cvičení.....	12
Tabulka 2: Navržené převodové poměry	28
Tabulka 3: Pevnostní kontrola hřídele 2 – přes kolo 3A.....	39
Tabulka 4: Pevnostní kontrola hřídele 2 – přes kolo 3B.....	40
Tabulka 5: Pevnostní kontrola hřídele 4 – přes kolo 3A v místě I.....	43
Tabulka 6: Pevnostní kontrola hřídele 4 – přes kolo 3A v místě II.....	43
Tabulka 7: Pevnostní kontrola hřídele 4 – přes kolo 3A v místě III	43
Tabulka 8: Pevnostní kontrola trapézového šroubu v místě I	55
Tabulka 9: Pevnostní kontrola trapézového šroubu v místě II.....	55
Tabulka 10: Pevnostní kontrola trapézového šroubu v místě III.....	56
Tabulka 11: Ceny nakupovaných součástí a materiálu	61

Seznam příloh

- Příloha 1 – Výpočet kuželového soukolí 1-2
- Příloha 2 – Výpočet čelního soukolí 3A-vložené kolo
- Příloha 3 – Výpočet čelního soukolí vložené kolo-4A
- Příloha 4 – Výpočet čelního soukolí 3B-4B
- Příloha 5 – Výkres převodovky 1
- Příloha 6 – Výkres převodovky 2
- Příloha 7 – Kusovník převodovky 1
- Příloha 8 – Kusovník převodovky 2
- Příloha 9 – Výkres hřídele 1
- Příloha 10 – Výkres hřídele 2
- Příloha 11 – Výkres hřídele 3
- Příloha 12 – Výkres hřídele 4
- Příloha 13 – Výkres kola 3A
- Příloha 14 – Výkres vloženého kola
- Příloha 15 – Výkres zvedáku
- Příloha 16 – Kusovník zvedáku 1
- Příloha 17 – Kusovník zvedáku 2
- Příloha 18 – Kusovník zvedáku 3
- Příloha 19 – Kusovník zvedáku 4