

**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Speciální převodovka pro pohon lanového
kotouče**

**Particular Transmission for Propelling
a Cable Pulley**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

David POLÁK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

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

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci „Speciální převodovka pro pohon lanového kotouče“ vypracoval sám s pomocí vedoucího práce. K vypracování jsem používal pouze literaturu uvedenou v příloženém seznamu.

V Praze dne

.....

David Polák

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi Ph.D., za ochotu, vstřícnost, podporu, věcné a cenné rady při vedení této bakalářské práce.

Dále bych rád poděkoval své rodině za psychickou podporu při vypracování bakalářské práce a za celoživotní podporu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: David POLÁK

Název práce: Speciální převodovka pro pohon lanového kotouče

Anglický název: Particular Transmission for Propelling a Cable Pulley

Rok: 2017

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí práce: prof. Ing. Vojtěch DYNBYL Ph.D.

Konzultant: X

Bibliografické údaje:	počet stran	58
	počet obrázků	44
	počet tabulek	0
	počet příloh	12

Klíčová slova: Převodový mechanismus, návrh, konstrukce, CARGO tramvaj, ozubené kolo, lanový kotouč, CAD

Keywords: Transmission mechanism, design, construction, CARGO tram, gear, cable pulley, CAD

Anotace:

Tato bakalářská práce se zabývá postupem návrhu vodorovného vozíkového dopravníku na kontejnery a konstrukcí převodového mechanismu pro tento dopravník. Nejdříve se zabývá rešerší nákladní tramvajové dopravy. Následně je koncepčně navrhnut vodorovný vozíkový dopravník na kontejnery, pro který je vypočítán převodový mechanismus. Tento mechanismus je vytvořen jako CAD model a z něho je odvozena výkresová dokumentace.

Abstract:

This bachelor thesis is about the design process of horizontal car-type conveyor for containers and construction of transmission mechanism for this conveyor. First of all it deals with recherche of freight tram transport. Afterwards horizontal conveyor is conceptually designed. For this horizontal car-type conveyor for containers is transmission mechanism calculated. This mechanism is made as a CAD model from which documentation is derived.

OBSAH

Seznam symbolů a zkratk	1
1. Úvod	4
2. Rešerše	5
2.1. CARGO tramvaj Curych	5
2.2. CARGO tramvaj Drážďany	6
3. Návrhová část	7
3.1. Návrh tvaru vodorovného dopravníku	7
3.1.1. Koncept žebříku	7
3.1.2. Koncept oválu	7
3.1.3. Koncept výhybny	8
3.2. Rozměry vozíku	9
3.3. Připojení vozíků k lanu	9
3.4. Nadzvedávání vozíku	10
3.5. Napínání lana	11
4. Výpočtová část převodovky	12
4.1. Návrhové výpočty	12
4.2. Návrh elektromotoru	13
4.3. Návrh převodu	14
4.4. Výpočet momentů	15
4.5. Výpočet otáček na hřídelích	15
4.6. Výpočet modulů	16
4.7. Výpočet šířky pastorků a ozubených kol	18
4.8. Výpočet korekcí pastorků a ozubených kol	19
4.9. Výpočet průměru hřídelů	23
4.10. Návrh pružné spojky	24
4.11. Návrh zubové spojky	24
4.12. Silové poměry	25
4.13. Výpočet reakcí v podporách	28
4.13.1. Hřídel I	28
4.13.2. Hřídel II	29
4.13.3. Hřídel III	31
4.13.4. Hřídel IV	32
4.13.5. Hřídel V	33
4.14. Návrh ložisek	34
4.14.1. Hřídel I	35
4.14.2. Hřídel II	36
4.14.3. Hřídel III	37
4.14.4. Hřídel IV	37
4.14.5. Hřídel V	39
4.15. Statická kontrola	40
4.15.1. Hřídel I	40
4.15.2. Hřídel II	41

4.15.3.	Hřídel III	42
4.15.4.	Hřídel IV.....	44
4.15.5.	Hřídel V.....	45
4.16.	Dynamická kontrola	46
4.17.	Kontrola tuhosti hřídele	47
4.17.1.	Kontrola torzní tuhosti	47
4.17.2.	Kontrola ohybové tuhosti	48
4.18.	Uložení náboj-hřídel.....	49
4.18.1.	Pero na vstupním hřídeli a pružné spojce	49
4.18.2.	Nalisování kola 2	50
4.18.3.	Nalisování kola 4	52
4.18.4.	Nalisování kola 6	53
4.18.5.	Nalisování kola 8	54
4.18.6.	Evolventní drážkování na výstupním hřídeli a zubové spojce	54
4.19.	Napínací síla	55
5.	Závěr.....	57
	Seznam použité literatury	59
	Seznam obrázků	61

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

m [kg] [t]	hmotnost
ρ [t/m ³]	objemová hustota
V [m ³]	objem
n [-] [ot/min]	počet vozíků, otáčky
g [m/s ²]	gravitační zrychlení
ξ [-]	součinitel (dále upřesněno v textu)
F [N] [kN]	síla, reakce v ložisku F
P [kW]	výkon
v [m/s]	rychlost
η [-]	účinnost
D [mm] [m]	průměr
i [-]	převodový poměr
z [-]	počet zubů
ω [-]	úhlová rychlost
M_K [Nm] [Nmm]	kroucí moment
d [mm]	roztečný průměr
K_A [-]	součinitel vnějších dynamických sil
$K_{H\beta}$ [-]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
b_{WH}/d	poměrná šířka
σ_{Hlim} [MPa]	mez únavy v dotyku
u [-]	převodové číslo
m_n [mm]	normální modul
β [°]	úhel sklonu zubu
b [mm]	šířka pastorku nebo ozubeného kola
a [mm]	osová vzdálenost
$a_{\check{S}SN}$ [mm]	normalizovaná hodnota osové vzdálenosti
Δ [mm]	rozdíl mezi vypočítanou a normalizovanou osovou vzdáleností
α_n [°]	úhel záběru nástroje
α_t [°]	úhel záběru nástroje v čelní rovině
α_{tw} [°]	korigovaný úhel záběru nástroje v čelní rovině
$inv\alpha_t$ [rad]	evolventní funkce involuta úhlu α_t
$\tilde{\alpha}_t$ [rad]	úhel záběru nástroje v čelní rovině v obloukové míře
$inv\alpha_{tw}$ [rad]	evolventní funkce involuta úhlu α_{tw}
x [-]	součinitel posunutí nástroje
τ [MPa]	smykové napětí
W_k [mm ³]	průřezový modul v krutu
k [-]	bezpečnost
d_w [mm]	valivá kružnice

β_w [°]	valivý úhel sklonu zubu
α_{nw} [°]	valivý úhel záběru nástroje
F_T [N]	tečná síla
F_R [N]	radiální síla
F_A [N]	axiální síla
A_x [N]	(případně jiné písmeno) reakce v ložisku A v rovině radiálních a axiálních sil
a [mm]	(případně jiné písmeno) vzdálenost
A_y [N]	(případně jiné písmeno) reakce v ložisku A v rovině tečných sil
A [N]	(případně jiné písmeno) výsledná reakce v ložisku A
L_h [hod]	trvanlivost ložiska
C [kN]	dynamická únosnost ložiska
C_0 [kN]	statická únosnost ložiska
P [kN]	ekvivalentní zatížení ložiska
p [-]	exponent trvanlivosti
e [-]	výpočtový součinitel z katalogu SKF
Y [-]	výpočtový součinitel z katalogu SKF
K_A [kN]	axiální síla
M_{oxz} [Nmm]	ohybový moment v rovině xz
M_{oyz} [Nmm]	ohybový moment v rovině yz
M_o [Nmm]	výsledný ohybový moment
W_o [mm ³]	průřezový modul v ohybu
σ_o [MPa]	ohybové napětí
σ_{ored} [MPa]	reduované ohybové napětí
α [-] [1/°C] [°]	pevnostní součinitel, součinitel tepelné roztažnosti, úhel opásání
Re [MPa]	mez kluzu
φ [°]	úhel nakroucení, úhel sklonu
G [MPa]	modul pružnosti ve smyku
l_i [mm]	délka dílčího úseku
I_{pi} [mm ⁴]	polární kvadratický moment průřezu
ϑ [°/mm] [°/m]	nakroucení na jednotku délky
y_D [mm]	dovolený průhybu
y [mm]	průhyb
φ_D [°]	dovolený úhel sklonu
p [MPa]	tlak
h [mm]	výška pera
l_a [mm]	funkční délka pera
L [mm]	délka nalisovaného spoje
f [-]	součinitel tření
d_H [mm]	průměr lisovaného průměru hřídele

D_N [mm]	průměr lisovaného průměru náboje
C_N [-]	geometrická konstanta
Δd [mm]	přesah
σ [MPa]	hlavní napětí
σ_{kt} [MPa]	mez kluzu
v [mm]	minimální vůle pro uložení H7/g6
ΔT [°C]	potřebný rozdíl teplot náboje a hřídele pro nalisování
E [MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu

1. Úvod

S přibývajícím dopravou začíná být odvoz odpadu z Prahy čím dál větší problém. Popelářská auta tvoří kolony před spalovnou v Malešicích a v jiných částech města. Tento problém je třeba řešit.

Řešením může být využití jiných způsobů dopravy odpadu z města. Tato práce vychází z konceptu odvážení odpadu pomocí tramvajové sítě. Kvůli nákupu nových a moderních tramvají jsou staré tramvaje Tatra T3 odstaveny a nevyužívány, přestože jsou stále plně funkční. Po odstranění střechy a vyztužení nosného rámu by se mohlo využívat tramvají Tatra T3 jako nákladních tramvají. Tyto tramvaje by měly za úkol odvézt kontejnery s odpady na okraj města, odkud by se dále odvážely pomocí nákladních vozů na skládky nebo do jiných spaloven.

V první kapitole jsem provedl rešerši konceptu nákladních tramvají ve městě. Konkrétně jsem se zabýval městem Curych, ve kterém se tramvaje používají pro odvoz velkoobjemového odpadu z města, a městem Drážďany, kde tramvajovou sítí využívá automobilka VW.

V druhé kapitole jsem vypracoval koncepční návrh vodorovného vozíkového dopravníku na kontejnery. Zabýval jsem se konkrétními místy a problémy dopravníku.

V poslední výpočtové kapitole jsem se zabýval návrhem převodového mechanismu pro dopravník, který jsem navrhl v druhé kapitole. Na základě výpočtů jsem vytvořil 3D model a z něho vytvořil 2D výkresy.

2. Rešerše

V této části mé bakalářské práce jsem zjišťoval, zdali v Evropě existuje koncept nákladních tramvají, který pomáhá odstranění nákladních aut z měst. Zjistil jsem, že ve švýcarském městě Curych odváží tramvaj velkoobjemový odpad a v německém městě Drážďany jezdí tramvaj, která sváží autodily do automobilky VW.

2.1. CARGO tramvaj Curych

Tramvaje byly dříve využívány pro nákladní dopravu z vlakového nádraží do výrobních podniků, které byly postaveny daleko od vlakového nádraží. Tohoto konceptu se snaží využívat ve švýcarském Curychu.

CARGO tramvaj vznikla jako reakce na nelegální vyhazování velkoobjemového odpadu. Dříve bylo v Curychu nelegálně ročně vyhozeno okolo 300 tun velkoobjemového odpadu. Obyvatelé museli s odpadem do skládkového dvora, který bohužel nebyl pro všechny dobře dostupný. Kvůli tomu byla vyrobena CARGO tramvaj, která má tažný vůz a dva ploché vozíky, na nichž jsou umístěny standardní odpadní kontejnery (Obr. 1). [1]



Obr. 1.: CARGO tramvaj v Curychu

CARGO tramvaj v Curychu poprvé vyjela 15.dubna roku 2003 a v tento den bylo vybráno 7,7 tun velkoobjemového odpadu, což se dá považovat za velký úspěch. Tramvaje jezdí do různých částí města a mají svůj předepsaný jízdní řád (viz příloha A). Maximální hmotnost jednotlivého odpadku je 40 kg a maximální rozměr je 2,5 m. [1] [2]

2.2. CARGO tramvaj Drážďany

Automobilka Volkswagen vybudovala v německých Drážďanech transparentní továrnu pro výrobu elektromobilu VW Phaeton. Továrna měla být co nejvíce přístupná veřejnosti, a proto musela být umístěná ve městě. Pro Drážďany by to ovšem znamenalo zatížení dopravního systému města a zhoršení životního prostředí kvůli nákladním vozům, které měly vozit autodíly do továrny. Z tohoto důvodu automobilka VW a DVB (Dresdner Verkehrsbetriebe AG), místní provozovatel městské hromadné dopravy, vyvinuli CARGO tramvaj, která dováží autodíly do automobilky. [3]

CARGO tramvaj v Drážďanech je 59,4 m dlouhá, 2,2 m široká a uveze až 60 t autodílů, které se nakládají a vykládají pomocí stahovací boční stěny vozu (Obr. 2). Ovzduší města se díky CARGO tramvajím nezhoršuje, protože s každou jízdou tramvaje se ušetří tři jízdy nákladních vozů centrem města. První jízda CARGO tramvaje byla 1.března roku 2001. Projekt byl bohužel pozastaven v dubnu roku 2016 z důvodu ukončení výroby elektromobilů VW Phaeton. V továrně se již začal vyrábět nový typ elektromobilů VW e-Golf. Jedna z původních dvou CARGO tramvajů je opět v provozu a v listopadu roku 2017 by měly být v provozu obě tramvaje. [3] [4]



Obr. 2.: CARGO tramvaj v továrně VW

3. Návrhová část

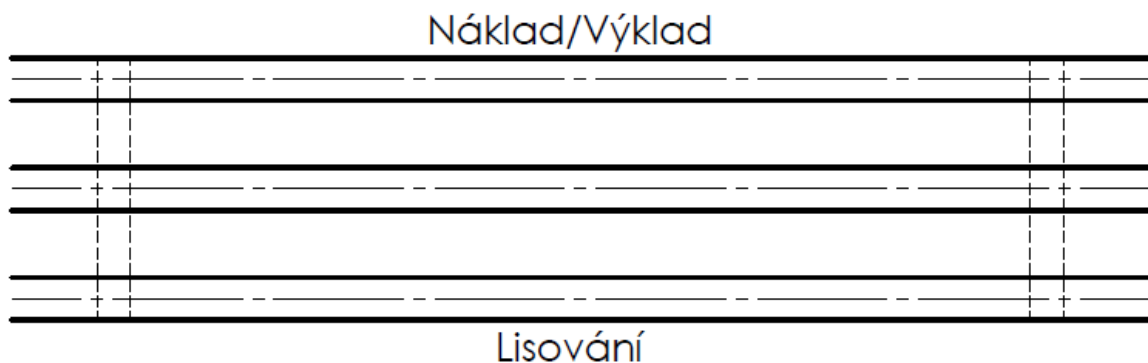
V praktické části se věnuji koncepčnímu návrhu celého dopravníku. Pro jednoduchost dopravníku jsem uvažoval dopravování kontejnerů pomocí železničních vozíků, na kterých jsou umístěny kontejnery. Kontejnery jsou plněny pásovým dopravníkem, následně je odpad lisován a poté je vozík dopraven na místo, kde budou kontejnery vykládány a nakládány z vozíků na tramvaj pomocí svislého dopravníku.

3.1. Návrh tvaru vodorovného dopravníku

Základní parametr pro návrh vodorovného vozíkového dopravníku na kontejnery byla nezávislost lisování odpadků na nakládání a vykládání kontejnerů kvůli co největší plynulosti pracoviště. Dále uvádím tři různé koncepty dopravníků a jejich výhody a nevýhody.

3.1.1. Koncept žebříku

Tento koncept vychází z Obr. 3, kde tučná plná čára značí kolej, tenká čerchovaná tažné lano a tenká čárkovaná čára značí svislý dopravník, který přenáší jednotlivé vozíky z koleje na kolej.



Obr. 3.: Koncept žebříku

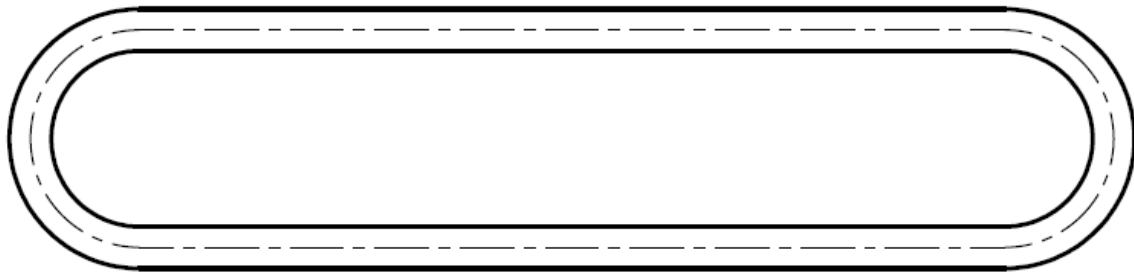
Technologicky je tento koncept velmi složitý a jeho provedení by bylo velmi drahé z důvodu přenosu vozíků. Pohyb vozíků po kolejích by musel být zajištěn pomocí tažných lan, která by byla na sobě nezávislá, nebo by musel být každý vozík motorizován. Logistika celého pracoviště by byla také velmi složitá.

Výhodou tohoto konceptu je minimální náročnost na rozměry dopravníku.

3.1.2. Koncept oválu

Koncept oválu vychází z Obr. 4, kde tučná plná čára značí kolej dopravníku a tenká čerchovaná čára značí tažné lano dopravníku.

Náklad/Výklad



Lisování

Obr. 4.: Koncept oválu

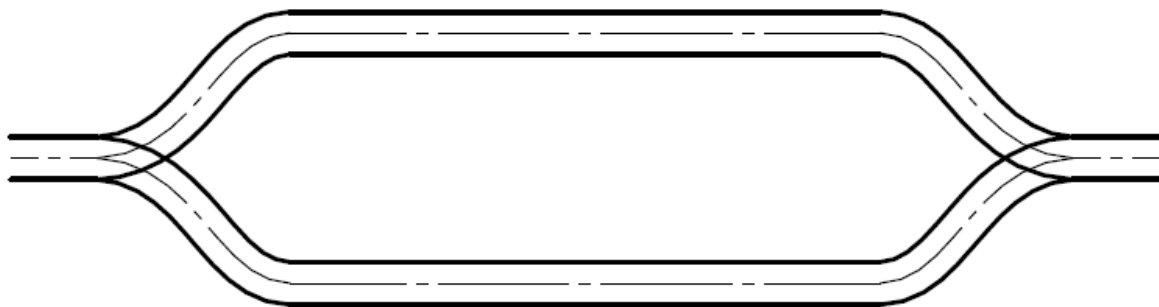
Výhodou tohoto konceptu je technologická a logistická jednoduchost vodorovného vozíkového dopravníku. Pro dopravu celého dopravníku by stačil pouze jeden pohon. Koncept oválného dopravníku bohužel nesplňuje nezávislost nákladu a výkladu kontejnerů na lisování. Tento nedostatek by se dal řešit posuvným svislým dopravníkem na náklad a výklad kontejnerů. Tudiž náklad a výklad vozíků by byl flexibilní a podřizoval by se lisování.

Kvůli předpokladu železniční dopravy vozíků by byl oválný dopravník velmi rozměrný (vnější rádius by byl příliš velký). Vnitřní prostor oválu by byl nejspíš nevyužitý. Rádusy oválu by se daly zmenšit, pokud by nápravy vozíků byly naklápěcí.

3.1.3. Koncept výhybny

Koncept výhybny je inspirován výhybnami železniční dopravy. Vychází z Obr. 5, kde tučná černá čára značí koleje a tenká čerchovaná čára značí tažné lano.

Náklad/Výklad



Lisování

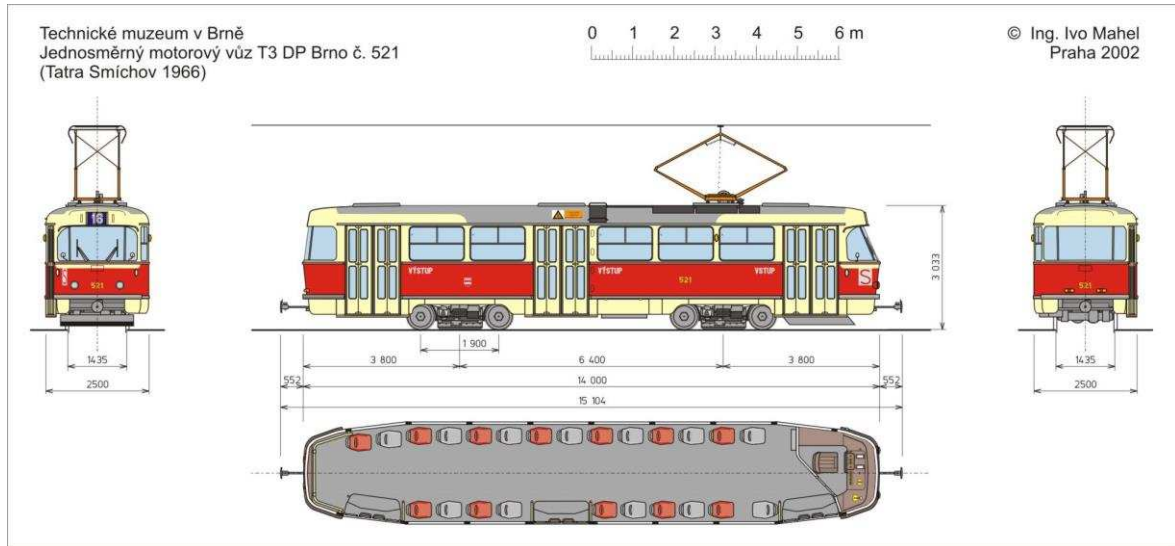
Obr. 5.: Koncept výhybny

Z obrázku je poznat, že koncept výhybny používá dvě na sobě nezávislá tažná lana. Rychlost nákladu a výkladu kontejnerů je tedy nezávislý na rychlosti plnění a lisování kontejnerů. Největší technologická náročnost je v připojení a následného přepojení vozíku k příslušnému lanu. Konce kolejí by musely být opatřeny zarážedly.

Největší výhodou konceptu výhybny vidím v relativně malé prostorové náročnosti a relativně jednoduché technologičnosti. Pro další postup návrhu vodorovného vozíkového dopravníku na kontejnery vycházím z tohoto konceptu.

3.2. Rozměry vozíku

Při návrhu rozměrů nákladních vozíků jsem vycházel z rozměrů tramvaje Tatra T3 (Obr. 6).

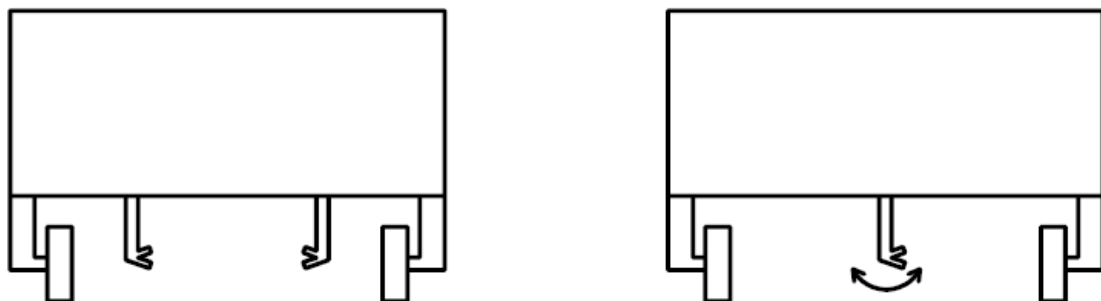


Obr. 6.: Rozměry tramvaje Tatra T3

Z rozměrů tramvaje jsem s ohledem na manipulaci kontejnerů a nosnosti tramvaje zvolil rozměry kontejnerů na 5x2x2 metru. Z těchto rozměrů se odvíjejí i plošné rozměry nákladních vozíků na 5x2 metru.

3.3. Připojení vozíků k lanu

Připojení vozíků k tažnému lanu je obdobné jako např. u lyžařského vleku. Problém je v přepojování vozíku z jednoho lana na druhý. Vozík by musel mít dva závěsné systémy na tažné lano. Pokud by měl mít pouze jeden závěsný systém, tak by bylo nutné, aby měl závěsný systém otočnou hlavu.

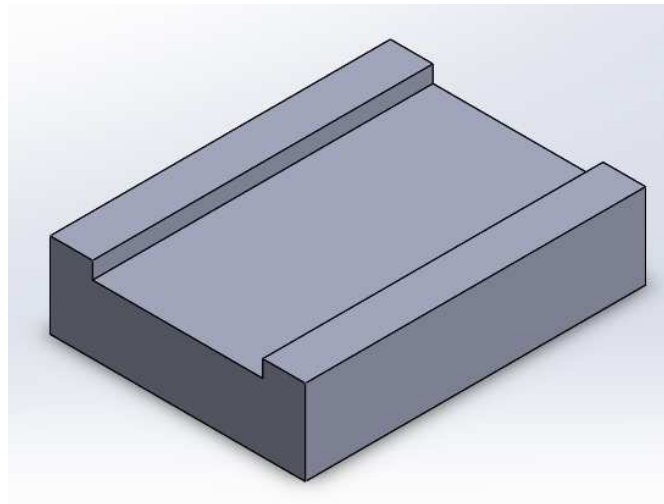


Obr. 7.: Vlevo dva závěsné systémy, vpravo závěsný systém s otočnou hlavou

Na Obr. 7 si nelze nevšimnout, že jsem navrhl zavěšení kol z vnější strany vozíku. Zavěšení kol z vnější strany umožňuje nadzvedávání vozíku pomocí vysouvacího betonového bloku. Tento blok bude vysouván během lisování odpadu.

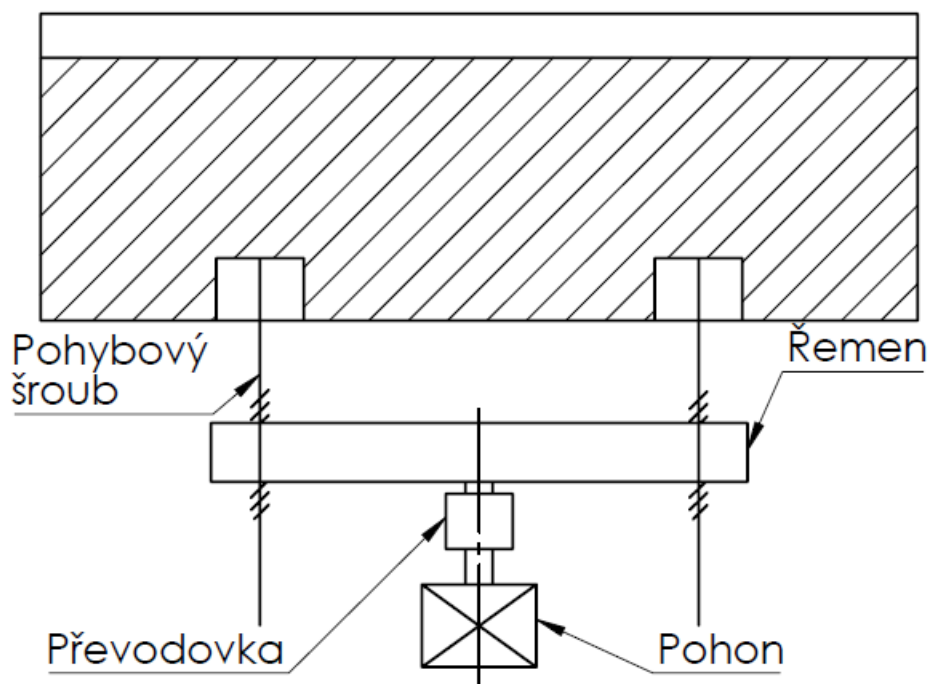
3.4. Nadzvedávání vozíku

Důležitá část celého dopravníku je nadzvedávání vozíku kvůli lisování pomocí bloku betonu (Obr. 8). Toto nadzvednutí je nutné, aby lisovací síla nepůsobila v ložiscích zavěšeného kola. Vybrání betonového bloku je nutné z důvodu zavěšení vozíku k tažnému lanu, které je uprostřed kolejnice.



Obr. 8.: Betonový blok

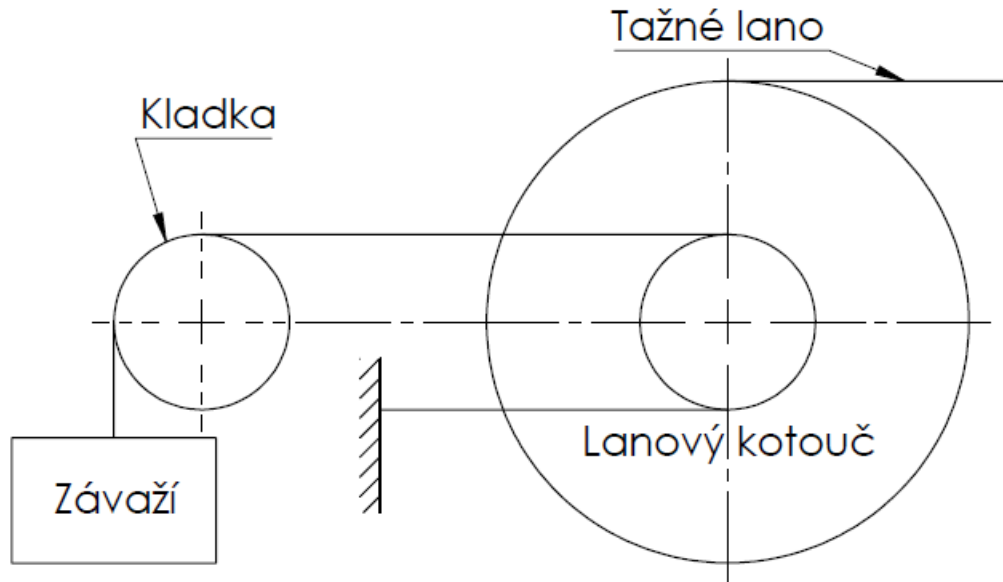
Betonový blok je nadzvedáván pomocí pohybových šroubů, které jsou šroubovány v matici řemenice. Schéma zvedání betonového bloku je na Obr. 9.



Obr. 9.: Konceptní schéma zvedání betonového bloku

3.5. Napínání lana

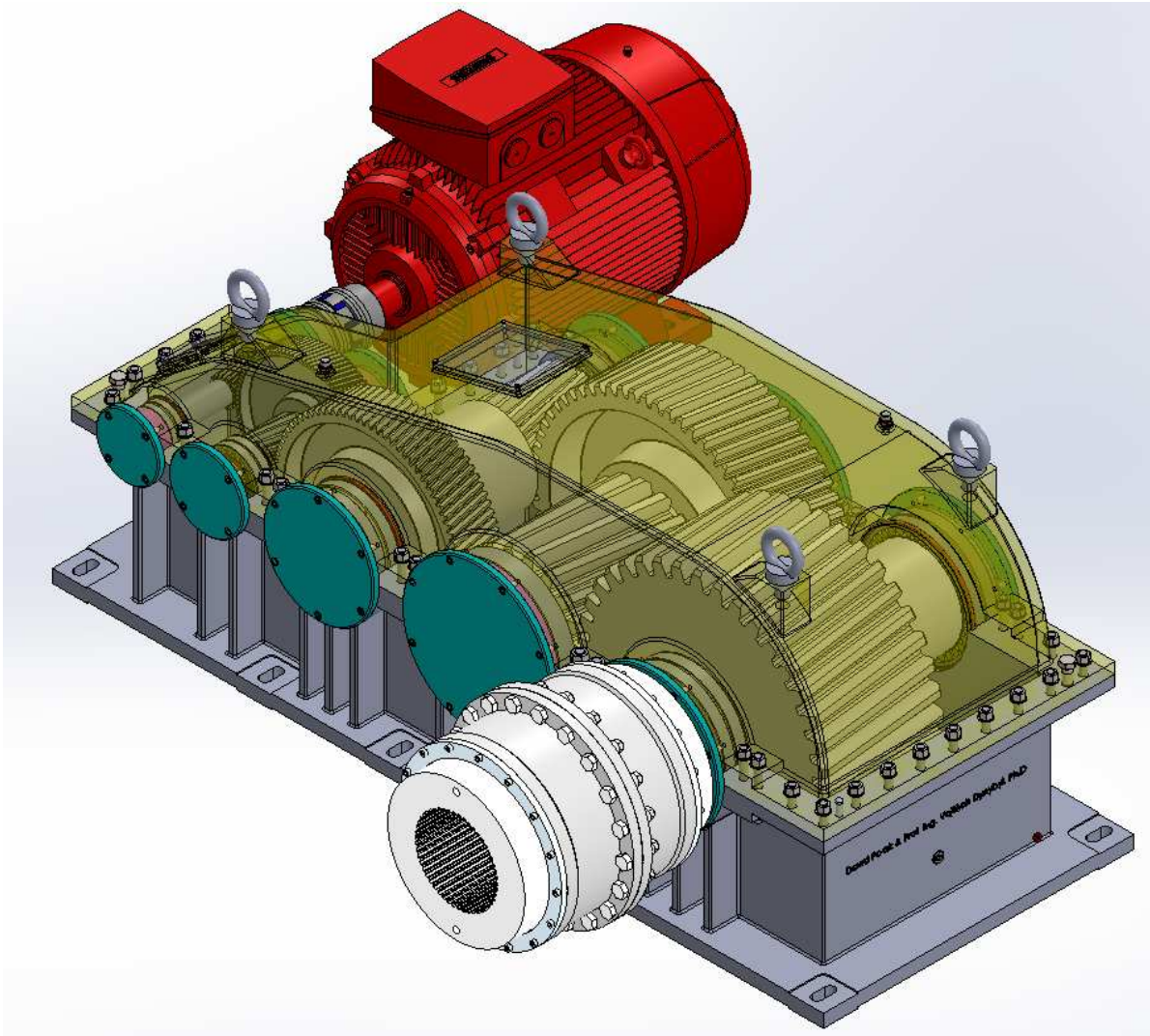
Napínání tažného lana dopravníku je velmi důležité, protože pokud bychom nedosáhli dostatečného předpětí lana, tak by lano v kladce prokluzovalo. Ve výpočtové části bakalářské práce se zmíním o Eulerově vztahu opásání a výpočtu napínací síly. Lano bude napínáno pomocí kladky podle Obr. 10.



Obr. 10.: Napínání tažného lana

4. Výpočtová část převodovky

V této části se věnuji návrhu a výpočtu čtyřstupňové čelní převodovky (Obr. 11).



Obr. 11.: Čtyřstupňová čelní převodovka

4.1. Návrhové výpočty

Délku jedné koleje dopravníku jsme stanovili na 120 metrů. V kapitole 3.2 Rozměry vozíku jsem stanovil délku vozíku na 5 metrů. Se započítáním místa na manipulaci jsme určili, že na jedné koleji bude maximálně 18 vozíků.

Objemová hustota neslisovaného odpadu se pohybuje okolo 0,5 [t/m³]. Kvůli maximální nosnosti tramvaje Tatra T3 10 tun na jednu nápravu jsme stanovili lisování na objemovou hustotu 0,6 [t/m³]. Hmotnost odpadků v kontejneru je tedy:

$$m_{odpadky} = V_{kontejner} \cdot \rho_{odpadky} = 5 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 0,6 = 12 [t] \quad (1)$$

Rychlost, kterou se budou vozíky pohybovat jsme stanovili na 0,1 [m/s]. Uvažovaná hmotnost vozíku je 1 tuna a hmotnost kontejneru jsou 2 tuny. Sílu působící v laně jsem vypočítal dle následujícího vzorce

$$F_{\text{tažná}} = (m_{\text{vozík}} + m_{\text{odpadky}} + m_{\text{kontejner}}) \cdot n \cdot g \cdot \xi$$

$$= (1\,000 + 12\,000 + 2\,000) \cdot 18 \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 397 \text{ [kN]} \quad (2)$$

Kde n je počet vozíků, g je gravitační zrychlení a ξ je výpočtový součinitel.

Z normy ČSN EN 12385-4 jsem odečetl potřebný průměr lana 28 [mm] pro pevnostní třídu 1770. U lana s duší z oceli se uvádí minimální síla při přetržení 494 [kN]. [5]

Následně jsem z normy ČSN 27 1820 odečetl potřebný průměr lanového kola 500 [mm]. [6]

Potřebný výkon bubnu jsem vypočítal pomocí vzorce

$$P_B = \frac{F_{\text{tažná}} \cdot v_{\text{tažná}}}{\xi_{\text{výkon}}} = \frac{397\,000 \cdot 0,1}{0,8} = 50 \text{ [kW]} \quad (3)$$

Kde $\xi_{\text{výkon}}$ je součinitel bezpečnosti výkonu.

Průměr hřídele bubnu D_B jsem předběžně stanovil z pevnostního výpočtu v krutu, kde jsem uvažoval $\tau_D = 30 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]}$.

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 397\,000 \cdot 250}{\pi \cdot 30}} = 256,1 \cong 260 \text{ [mm]} \quad (4)$$

Kde M_k je kroutící moment bubnu a τ_D je dovolené napětí v krutu.

4.2. Návrh elektromotoru

Elektromotor jsem navrhoval z vypočteného výkonu bubnu.

$$P'_m = \frac{P_B}{\eta_c} \quad (5)$$

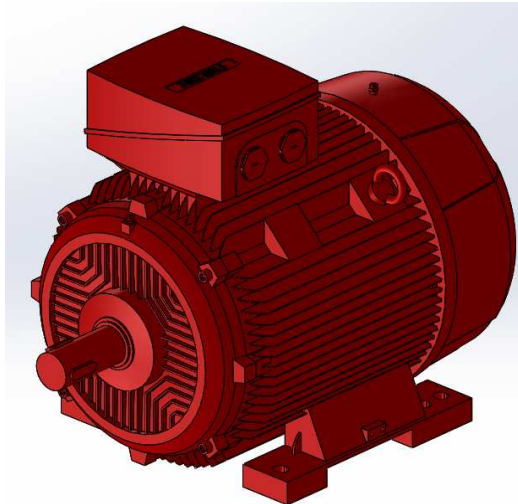
Kde η_c je celková účinnost převodového mechanismu

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{56} \cdot \eta_{78} \cdot \eta_B = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,95 = 0,88 \text{ [-]} \quad (6)$$

Kde η_{12} , η_{34} , η_{56} a η_{78} je účinnost soukolí a η_B je účinnost bubnu.

Celkovou účinnost jsem dosadil do vztahu (4)

$$P'_m = \frac{P_B}{\eta_c} = \frac{49\,700}{0,88} = 57 \text{ [kW]} \quad (7)$$



Obr. 12.: Elektromotor SIEMENS 1LE1502-3AD23

Elektromotor SIEMENS 1LE1502-3AD23 (Obr. 12), s výkonem 75 [kW] a otáčkami 738 [ot/min], byl motor s nejbližším vyšším výkonem. Proto jsem ho vybral jako pohon k mému převodovému mechanismu. [7]

4.3. Návrh převodu

Nejdříve bylo potřeba vypočítat obvodovou rychlost bubnu

$$v_B = \frac{D_B}{D_{lano}} \cdot v_{tažná} = \frac{260}{500} \cdot 0,1 = 0,052 [m \cdot s^{-1}] \quad (8)$$

Kde D_B je průměr hřídele bubnu a D_{lano} je průměr lanového kola.

Následně jsem spočítal otáčky na bubnu

$$n'_B = \frac{60 \cdot v_B}{\pi \cdot D_B} = \frac{60 \cdot 0,052}{\pi \cdot 0,26} = 3,8 [ot \cdot min^{-1}] \quad (9)$$

Celkový návrhový převod je

$$i'_C = \frac{n_M}{n'_B} = \frac{738}{3,8} = 193,2 [-] \quad (10)$$

Kde n_M jsou otáčky motoru a n'_B jsou otáčky bubnu

Následně bylo potřeba navrhnout počet zubů na jednotlivých soukolích. Pro větší plynulost a nejmenší rozměry převodového mechanismu jsem volil co možná největší převodový poměr na prvním soukolí. Zároveň nekorigovaná osová vzdálenost se nesměla lišit od normalizované vzdálenosti o více než 0,3 modulu soukolí. Snažil jsem se, aby převodový poměr soukolí nevyšel jako celé číslo kvůli opotřebením ozubeného kola a pastorku. Na pastorku číslo 1 jsem volil 19 zubů a na ozubeném kole číslo 2 jsem volil 103 zubů. Převodový poměr soukolí 12 je

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{103}{19} = 5,4 [-] \quad (11)$$

Kde z_1 je počet zubů na pastorku číslo 1 a z_2 je počet zubů na ozubeném kole číslo 2.

Obdobně jsem postupoval i u dalších soukolí

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{82}{18} = 4,6 [-] \quad (12)$$

$$i_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{64}{19} = 3,4 [-] \quad (13)$$

$$i_{78} = \frac{z_8}{z_7} = \frac{38}{17} = 2,2 [-] \quad (14)$$

Celkový převodový poměr převodového mechanismu je

$$i_C = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78} = 5,4 \cdot 4,6 \cdot 3,4 \cdot 2,2 = 185,9 [-] \quad (15)$$

4.4. Výpočet momentů

Moment na vstupním hřídeli jsem vypočítal z parametrů motoru

$$M_{kI} = \frac{P_M}{\omega_M} = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_M} = \frac{1\,000 \cdot P_M}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60}} = 9550 \cdot \frac{P_M}{n_M} = 9550 \cdot \frac{75}{738} = 970,5 [Nm] \quad (16)$$

Kde M_{kI} je moment na vstupním hřídeli, P_M je výkon elektromotoru a n_M jsou otáčky elektromotoru.

Moment na hřídeli II lze vypočítat z momentu na předchozím hřídeli, převodového poměru soukolí a účinnosti soukolí.

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot n_{12} \cdot \eta_{12} = 970,5 \cdot 5,4 \cdot 0,98 = 5\,156 [Nm] \quad (17)$$

Obdobně se vypočítají momenty na dalších hřídelích.

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot n_{34} \cdot \eta_{34} = 5\,156 \cdot 4,6 \cdot 0,98 = 23\,019 [Nm] \quad (18)$$

$$M_{kIV} = M_{kIII} \cdot n_{56} \cdot \eta_{56} = 23\,019 \cdot 3,4 \cdot 0,98 = 75\,987 [Nm] \quad (19)$$

$$M_{kV} = M_{kIV} \cdot n_{78} \cdot \eta_{78} = 75\,987 \cdot 2,2 \cdot 0,98 = 166\,456 [Nm] \quad (20)$$

4.5. Výpočet otáček na hřídelích

Otáčky na prvním hřídeli se rovnají otáčkám elektromotoru.

$$n_I = n_M = 738 [ot \cdot min^{-1}] \quad (21)$$

Otáčky na hřídeli II lze vypočítat pomocí otáček z předchozí hřídele a převodového poměru soukolí.

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{12}} = \frac{738}{5,4} = 136 [ot \cdot min^{-1}] \quad (22)$$

Obdobně se vypočítají otáčky na dalších hřídelích.

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{34}} = \frac{136}{4,6} = 29,9 [ot \cdot min^{-1}] \quad (23)$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{i_{56}} = \frac{29,9}{3,4} = 8,87 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (24)$$

$$n_V = \frac{n_{IV}}{i_{78}} = \frac{8,87}{2,2} = 3,97 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (25)$$

4.6. Výpočet modulů

Při výpočtu modulu ozubených kol lze vycházet z namáhání zubu v dotyku nebo ohybu. Dále budu popisovat postup pro namáhání zubu v dotyku. [8]

Pro výpočet roztečné kružnice pastorku vycházím ze vztahu

$$d' = f_H^3 \sqrt{\frac{K_H \cdot M_k}{(b_{WH}/d) \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (26)$$

Kde „ $f_H = 690$ pro šikmé zuby“ [8]

„ $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$ “ [8]

„ K_A je součinitel vnějších dynamických sil. Vyhledá se v ČSN 01 4686 část 2. Ekvivalentní a směrodatné výpočtové zatížení. Závisí na zatěžování převodovky hnaným a hnaným (pracovním) strojem. Pro převodovku hnanou elektromotorem, která pohání dopravník je $K_A = 1,0$.“ [8]

„ $K_{H\beta}$ je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (ČSN 01 4686 část 4. Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol).“ [8]

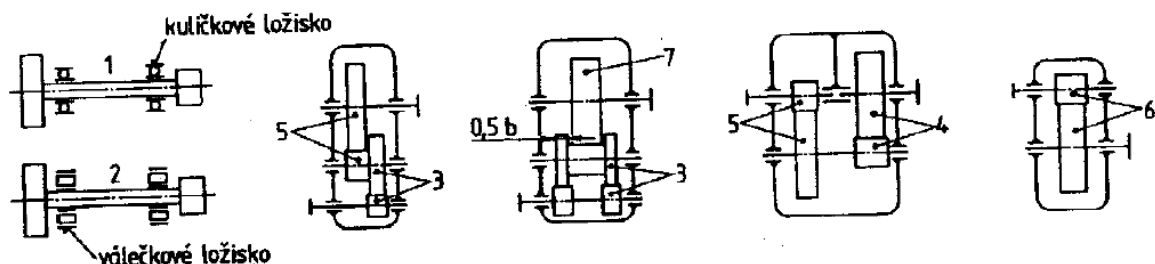
„ M_k je kroutící moment na hřídeli pastorku“ [Nm] [8]

b_{WH}/d je poměrná šířka a z tabulky jsem odečetl, že pro obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace) se $b_{WH}/d=1,1$. [8]

„ $\sigma_{HP}=0,8\sigma_{Hlim}$ “ [8]

σ_{Hlim} je mez únavy v dotyku materiálu pastorku. Pro materiál 16 526 se $\sigma_{Hlim}=1330$ [MPa]. [8]

u je převodové číslo pro dané soukolí

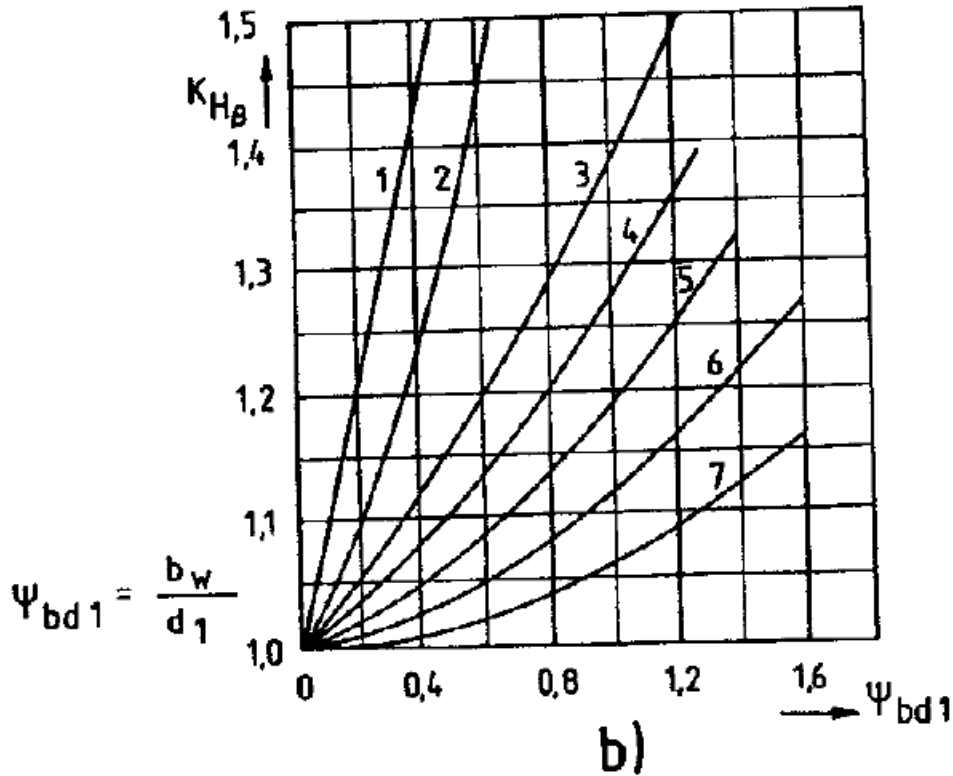


Obr. 13.: Schéma pro určení křivky v diagramu $K_{H\beta}$

Pro výpočet návrhové roztečné kružnice pastorku jsem z diagramu odečetl součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta}$. Protože jsem zvolil materiál pastorku 16 526, který má tvrdost na boku zubu $V_{HV} = 650-700$ [HV], vyhledal jsem hodnotu $K_{H\beta}$ v diagramu platném pro $V_{HV}>350$ [HV] (Obr. 14). Pro odečet jsem určil z Obr. 13, že pro pastorek 1 je určující křivka 3. $K_{H\beta 1}$ je tedy roven 1,425. [8]

$$d'_1 = f_H^3 \sqrt{\frac{K_{H1} \cdot M_{kI}}{(b_{WH}/d)\sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} = f_H^3 \sqrt{\frac{K_A \cdot K_{H\beta 1} \cdot M_{kI}}{(b_{WH}/d)(0.8 \cdot \sigma_{Hlim})^2} \cdot \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} =$$

$$= 690^3 \sqrt{\frac{1 \cdot 1,425 \cdot 970,5}{1,1 \cdot (0.8 \cdot 1\,330)^2} \cdot \frac{5,4 + 1}{5,4}} = 75,6 \text{ [mm]} \quad (27)$$



Obr. 14.: Diagram pro odečtení $K_{H\beta}$

Návrh roztečných kružnic dalších pastorků jsem vypočítal obdobně. U pastorku číslo 3 je určující křivka 5. Po odečtení $K_{H\beta 3}$ je rovno 1,125. U pastorku číslo 5 je určující křivka 3. Po odečtení $K_{H\beta 5}$ je rovno 1,425. U pastorku číslo 7 je určující křivka 5. Po odečtení $K_{H\beta 7}$ je rovno 1,125.

$$d'_3 = f_H^3 \sqrt{\frac{K_{H3} \cdot M_{kII}}{(b_{WH}/d)\sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_{34} + 1}{u_{34}}} = f_H^3 \sqrt{\frac{K_A \cdot K_{H\beta 3} \cdot M_{kII}}{(b_{WH}/d)(0.8 \cdot \sigma_{Hlim})^2} \cdot \frac{u_{34} + 1}{u_{34}}} =$$

$$= 690^3 \sqrt{\frac{1 \cdot 1,125 \cdot 5\,156}{1,1 \cdot (0.8 \cdot 1\,330)^2} \cdot \frac{4,6 + 1}{4,6}} = 123,1 \text{ [mm]} \quad (28)$$

$$d'_5 = f_H^3 \sqrt{\frac{K_{H5} \cdot M_{kIII}}{(b_{WH}/d)\sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_{56} + 1}{u_{56}}} = f_H^3 \sqrt{\frac{K_A \cdot K_{H\beta 5} \cdot M_{kIII}}{(b_{WH}/d)(0.8 \cdot \sigma_{Hlim})^2} \cdot \frac{u_{56} + 1}{u_{56}}} =$$

$$= 690^3 \sqrt{\frac{1 \cdot 1,425 \cdot 23\,019}{1,1 \cdot (0.8 \cdot 1\,330)^2} \cdot \frac{3,4 + 1}{3,4}} = 223,9 \text{ [mm]} \quad (29)$$

$$d'_7 = f_H^3 \sqrt{\frac{K_{H7} \cdot M_{kIV}}{(b_{WH}/d)\sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_{78} + 1}{u_{78}}} = f_H^3 \sqrt{\frac{K_A \cdot K_{H\beta 7} \cdot M_{kIV}}{(b_{WH}/d)(0.8 \cdot \sigma_{Hlim})^2} \cdot \frac{u_{78} + 1}{u_{78}}} =$$

$$= 690^3 \sqrt{\frac{1 \cdot 1,125 \cdot 75\,987}{1,1 \cdot (0,8 \cdot 1\,330)^2} \cdot \frac{2,2 + 1}{2,2}} = 319,6 \text{ [mm]} \quad (30)$$

Pro výpočet roztečné kružnice se šikmými zuby platí

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos(\beta)} \quad (31)$$

Kde m_n je normální modul, β je úhel sklonu zubu a z je počet zubů na pastorku

Normální modul lze vyjádřit jako

$$m_n = \frac{d \cdot \cos(\beta)}{z} \quad (32)$$

Úhel sklonu zubu na soukolí 12 jsem volil $\beta_{12}=12^\circ$, na soukolí 34 jsem volil $\beta_{34}=10^\circ$, na soukolí 56 jsem volil $\beta_{56}=8^\circ$ a na soukolí 78 jsem volil $\beta_{78}=6^\circ$. Normální moduly jsem vypočítal a následně, pokud to bylo možné, zaokrouhlil na přednostní normalizovanou hodnotu dle tabulky ČSN 01 4608 (Obr. 15). [8]

$$m_{n12} = \frac{d'_1 \cdot \cos(\beta_{12})}{z_1} = \frac{75,6 \cdot \cos(12)}{19} = 3,9 \cong 4 \text{ [mm]} \quad (33)$$

$$m_{n34} = \frac{d'_3 \cdot \cos(\beta_{34})}{z_3} = \frac{123,1 \cdot \cos(10)}{18} = 6,7 \cong 7 \text{ [mm]} \quad (34)$$

$$m_{n56} = \frac{d'_5 \cdot \cos(\beta_{56})}{z_5} = \frac{223,9 \cdot \cos(8)}{19} = 11,7 \cong 12 \text{ [mm]} \quad (35)$$

$$m_{n78} = \frac{d'_7 \cdot \cos(\beta_{78})}{z_7} = \frac{319,6 \cdot \cos(6)}{17} = 18,7 \cong 20 \text{ [mm]} \quad (36)$$

<u>0,1</u>	<u>0,11</u>	<u>0,12</u>	<u>0,14</u>	<u>0,15</u>	<u>0,18</u>	<u>0,2</u>	<u>0,22</u>	<u>0,25</u>	<u>0,28</u>
<u>0,3</u>	<u>0,35</u>	<u>0,4</u>	<u>0,45</u>	<u>0,5</u>	<u>0,55</u>	<u>0,6</u>	<u>0,7</u>	<u>0,8</u>	<u>0,9</u>
<u>1</u>	<u>1,125</u>	<u>1,25</u>	<u>1,375</u>	<u>1,5</u>	<u>1,75</u>	<u>2</u>	<u>2,25</u>	<u>2,5</u>	<u>2,75</u>
<u>3</u>	<u>3,5</u>	<u>4</u>	<u>4,5</u>	<u>5</u>	<u>5,5</u>	<u>6</u>	<u>7</u>	<u>8</u>	<u>9</u>
<u>10</u>	<u>11</u>	<u>12</u>	<u>14</u>	<u>16</u>	<u>18</u>	<u>20</u>	<u>22</u>	<u>25</u>	<u>28</u>

Obr. 15.: Normalizované hodnoty modulu

4.7. Výpočet šířky pastorků a ozubených kol

Pro výpočet šířky pastorků a ozubených kol bylo nejdříve potřeba vypočítat průměry roztečných kružnic ozubených kol a pastorků pro stanovené moduly. Roztečné kružnice se vypočítají podle vztahu 31.

Dosazení hodnot jednotlivých ozubených kol a pastorků

$$d_1 = \frac{m_{n12} \cdot z_1}{\cos(\beta_{12})} = \frac{4 \cdot 19}{\cos(12)} = 77,7 \text{ [mm]} \quad (37)$$

$$d_2 = \frac{m_{n12} \cdot z_2}{\cos(\beta_{12})} = \frac{4 \cdot 103}{\cos(12)} = 421,2 \text{ [mm]} \quad (38)$$

$$d_3 = \frac{m_{n34} \cdot z_3}{\cos(\beta_{34})} = \frac{7 \cdot 18}{\cos(10)} = 127,9 \text{ [mm]} \quad (39)$$

$$d_4 = \frac{m_{n34} \cdot z_4}{\cos(\beta_{34})} = \frac{7 \cdot 82}{\cos(10)} = 582,9 \text{ [mm]} \quad (40)$$

$$d_5 = \frac{m_{n56} \cdot z_5}{\cos(\beta_{56})} = \frac{12 \cdot 19}{\cos(8)} = 230,2 \text{ [mm]} \quad (41)$$

$$d_6 = \frac{m_{n56} \cdot z_6}{\cos(\beta_{56})} = \frac{12 \cdot 64}{\cos(8)} = 775,5 \text{ [mm]} \quad (42)$$

$$d_7 = \frac{m_{n78} \cdot z_7}{\cos(\beta_{78})} = \frac{20 \cdot 17}{\cos(6)} = 341,9 \text{ [mm]} \quad (43)$$

$$d_8 = \frac{m_{n78} \cdot z_8}{\cos(\beta_{78})} = \frac{20 \cdot 38}{\cos(6)} = 764,2 \text{ [mm]} \quad (44)$$

Šířku pastorků jsem vypočítal ze vztahu

$$b = (b_{WH}/d) \cdot d \quad (45)$$

Po dosazení jsem získal

$$b_1 = (b_{WH}/d) \cdot d_1 = 1,1 \cdot 77,7 = 85,4 \cong 85 \text{ [mm]} \quad (46)$$

$$b_3 = (b_{WH}/d) \cdot d_3 = 1,1 \cdot 127,9 = 140,7 \cong 141 \text{ [mm]} \quad (47)$$

$$b_5 = (b_{WH}/d) \cdot d_5 = 1,1 \cdot 230,2 = 253,2 \cong 253 \text{ [mm]} \quad (48)$$

$$b_7 = (b_{WH}/d) \cdot d_7 = 1,1 \cdot 341,9 = 376 \cong 400 \text{ [mm]} \quad (49)$$

Šířku pastorku 7 jsem musel zaokrouhlit na 400 [mm] kvůli výpočtu bezpečnosti pro dotyk. Výpočet této bezpečnosti jsem odečetl ze souboru Kontrola ozubení, který je k dostání na školním serveru SEPS. Výsledné tabulky kontroly ozubení uvádím v příloze B. [14]

Šířku kol jsem po doporučení z literatury [8] navrhoval o normální modul menší než šířku pastorků.

$$b_2 = b_1 - m_{n12} = 85 - 4 = 81 \text{ [mm]} \quad (50)$$

$$b_4 = b_3 - m_{n34} = 141 - 7 = 134 \text{ [mm]} \quad (51)$$

$$b_6 = b_5 - m_{n56} = 253 - 12 = 241 \text{ [mm]} \quad (52)$$

$$b_8 = b_7 - m_{n78} = 400 - 20 = 380 \text{ [mm]} \quad (53)$$

4.8. Výpočet korekcí pastorků a ozubených kol

Nejdříve jsem vypočítal osovou vzdálenost soukolí.

$$a_{12} = \frac{m_{n12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos(\beta_{12})} = \frac{4 \cdot (19 + 103)}{2 \cdot \cos(12)} = 249,45 \text{ [mm]} \quad (54)$$

$$a_{34} = \frac{m_{n34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos(\beta_{34})} = \frac{7 \cdot (18 + 82)}{2 \cdot \cos(10)} = 355,40 \text{ [mm]} \quad (55)$$

$$a_{56} = \frac{m_{n56} \cdot (z_5 + z_6)}{2 \cdot \cos(\beta_{56})} = \frac{12 \cdot (19 + 64)}{2 \cdot \cos(8)} = 502,89 \text{ [mm]} \quad (56)$$

$$a_{78} = \frac{m_{n78} \cdot (z_7 + z_8)}{2 \cdot \cos(\beta_{78})} = \frac{20 \cdot (17 + 38)}{2 \cdot \cos(6)} = 553,03 \text{ [mm]} \quad (57)$$

Tyto hodnoty nejsou vhodné pro výrobu, proto ozubená kola a pastorky koriguji tak, aby hodnota osové vzdálenosti byla celé číslo. Hodnoty osových vzdáleností jsem volil podle normy ČSN 03 1014 Čelní ozubené převody pro převodovky viz Obr. 16. [8]

1.řada	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400 atd.
2.řada			71	90	112	140	180	224	280	355	450 atd.

Obr. 16.: Normalizované rozměry osových vzdáleností

Pro soukolí 12 je normovaná osová vzdálenost $a_{\check{C}SN12}=250$ [mm], pro soukolí 34 je $a_{\check{C}SN34}=355$ [mm], pro soukolí 56 je $a_{\check{C}SN56}=500$ [mm] a pro soukolí 78 je $a_{\check{C}SN78}=550$ [mm]. Rozdíl osové vzdálenosti a normalizované vzdálenosti by se neměla lišit o více než 0,3 normálního modulu.

$$\Delta_{12} = |a_{12} - a_{\check{C}SN12}| = |249,45 - 250| = 0,55 < 1,2 = 0,3 \cdot 4 = 0,3 \cdot m_{n12} \quad (58)$$

$$\Delta_{34} = |a_{34} - a_{\check{C}SN34}| = |355,40 - 355| = 0,40 < 2,1 = 0,3 \cdot 7 = 0,3 \cdot m_{n34} \quad (59)$$

$$\Delta_{56} = |a_{56} - a_{\check{C}SN56}| = |502,89 - 500| = 2,89 < 3,6 = 0,3 \cdot 12 = 0,3 \cdot m_{n56} \quad (60)$$

$$\Delta_{78} = |a_{78} - a_{\check{C}SN78}| = |553,03 - 550| = 3,03 < 6 = 0,3 \cdot 20 = 0,3 \cdot m_{n78} \quad (61)$$

Kde Δ je rozdíl mezi vypočítanou osovou vzdáleností a normalizovanou osovou vzdáleností.

Všechna soukolí jsem navrhoval s úhlem záběru nástroje $\alpha_n=20$ [°]. Pro úpravu osové vzdálenosti a na normalizovanou osovou vzdálenost $a_{\check{C}SN}$ platí

$$a_{\check{C}SN} = a \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{tw})} \quad (62)$$

Kde α_t je úhel záběru v čelní rovině a α_{tw} je korigovaný úhel záběru v čelní rovině.

Úhel záběru v čelní rovině α_t jsem vyjádřil ze vzorce

$$tg(\alpha_t) = \frac{tg(\alpha_n)}{\cos(\beta)} \quad (63)$$

$$\alpha_{t12} = arctg\left(\frac{tg(\alpha_{n12})}{\cos(\beta_{12})}\right) = arctg\left(\frac{tg(20)}{\cos(12)}\right) = 20,41 \text{ [°]} \quad (64)$$

$$\alpha_{t34} = arctg\left(\frac{tg(\alpha_{n34})}{\cos(\beta_{34})}\right) = arctg\left(\frac{tg(20)}{\cos(10)}\right) = 20,28 \text{ [°]} \quad (65)$$

$$\alpha_{t56} = arctg\left(\frac{tg(\alpha_{n56})}{\cos(\beta_{56})}\right) = arctg\left(\frac{tg(20)}{\cos(8)}\right) = 20,18 \text{ [°]} \quad (66)$$

$$\alpha_{t78} = arctg\left(\frac{tg(\alpha_{n78})}{\cos(\beta_{78})}\right) = arctg\left(\frac{tg(20)}{\cos(6)}\right) = 20,10 \text{ [°]} \quad (67)$$

Následně jsem vypočítal involutu úhlu záběru v čelní rovině.

$$\text{inv}\alpha_{t12} = \text{tg}(\alpha_{t12}) - \widetilde{\alpha}_{t12} = \text{tg}(20,41) - \frac{\pi \cdot 20,41}{180} = 0,01587 \text{ [rad]} \quad (68)$$

$$\text{inv}\alpha_{t34} = \text{tg}(\alpha_{t34}) - \widetilde{\alpha}_{t34} = \text{tg}(20,28) - \frac{\pi \cdot 20,28}{180} = 0,01557 \text{ [rad]} \quad (69)$$

$$\text{inv}\alpha_{t56} = \text{tg}(\alpha_{t56}) - \widetilde{\alpha}_{t56} = \text{tg}(20,18) - \frac{\pi \cdot 20,18}{180} = 0,01533 \text{ [rad]} \quad (70)$$

$$\text{inv}\alpha_{t78} = \text{tg}(\alpha_{t78}) - \widetilde{\alpha}_{t78} = \text{tg}(20,10) - \frac{\pi \cdot 20,10}{180} = 0,01514 \text{ [rad]} \quad (71)$$

Kde $\widetilde{\alpha}_t$ je úhel záběru v čelní rovině v obloukové míře.

Korigovaný úhel záběru v čelní rovině α_{tw} jsem vyjádřil jako

$$\begin{aligned} \alpha_{tw12} &= \arccos\left(\frac{a_{12}}{a_{\check{c}SN12}} \cdot \cos(\alpha_{t12})\right) = \arccos\left(\frac{249,45}{250} \cdot \cos(20,41)\right) \\ &= 20,75 \text{ [}^\circ\text{]} \end{aligned} \quad (72)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw34} &= \arccos\left(\frac{a_{34}}{a_{\check{c}SN34}} \cdot \cos(\alpha_{t34})\right) = \arccos\left(\frac{355,40}{355} \cdot \cos(20,28)\right) \\ &= 20,11 \text{ [}^\circ\text{]} \end{aligned} \quad (73)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw56} &= \arccos\left(\frac{a_{56}}{a_{\check{c}SN56}} \cdot \cos(\alpha_{t56})\right) = \arccos\left(\frac{502,89}{500} \cdot \cos(20,18)\right) \\ &= 19,26 \text{ [}^\circ\text{]} \end{aligned} \quad (74)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw78} &= \arccos\left(\frac{a_{78}}{a_{\check{c}SN78}} \cdot \cos(\alpha_{t78})\right) = \arccos\left(\frac{553,03}{550} \cdot \cos(20,10)\right) \\ &= 19,22 \text{ [}^\circ\text{]} \end{aligned} \quad (75)$$

Následně jsem vypočítal involutu korigovaného úhlu záběru v čelní rovině.

$$\text{inv}\alpha_{tw12} = \text{tg}(\alpha_{tw12}) - \widetilde{\alpha}_{tw12} = \text{tg}(20,75) - \frac{\pi \cdot 20,75}{180} = 0,01670 \text{ [rad]} \quad (76)$$

$$\text{inv}\alpha_{tw34} = \text{tg}(\alpha_{tw34}) - \widetilde{\alpha}_{tw34} = \text{tg}(20,11) - \frac{\pi \cdot 20,11}{180} = 0,01516 \text{ [rad]} \quad (77)$$

$$\text{inv}\alpha_{tw56} = \text{tg}(\alpha_{tw56}) - \widetilde{\alpha}_{tw56} = \text{tg}(19,26) - \frac{\pi \cdot 19,26}{180} = 0,01326 \text{ [rad]} \quad (78)$$

$$\text{inv}\alpha_{tw78} = \text{tg}(\alpha_{tw78}) - \widetilde{\alpha}_{tw78} = \text{tg}(19,22) - \frac{\pi \cdot 19,22}{180} = 0,01318 \text{ [rad]} \quad (79)$$

Kde $\widetilde{\alpha}_{tw}$ je korigovaný úhel záběru v čelní rovině v obloukové míře.

Pro výpočet korekcí jsem vycházel ze vzorce

$$\text{inv}\alpha_{tw12} = \text{inv}\alpha_{t12} + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \text{tg}(\alpha_{n12}) \quad (80)$$

Kde $(x_1 + x_2)$ jsou součinitelé posunutí nástroje.

Součinitele posunutí nástroje jsem vyjádřil z rovnice 80 jako

$$\begin{aligned} (x_1 + x_2) &= \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n12})} (\operatorname{inv}\alpha_{tw12} - \operatorname{inv}\alpha_{t12}) \\ &= \frac{19 + 103}{2 \cdot \operatorname{tg}(20)} (0,01670 - 0,01587) = 0,1383 [-] \end{aligned} \quad (81)$$

$$\begin{aligned} (x_3 + x_4) &= \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n34})} (\operatorname{inv}\alpha_{tw34} - \operatorname{inv}\alpha_{t34}) \\ &= \frac{18 + 82}{2 \cdot \operatorname{tg}(20)} (0,01516 - 0,01557) = -0,0568 [-] \end{aligned} \quad (82)$$

$$\begin{aligned} (x_5 + x_6) &= \frac{z_5 + z_6}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n56})} (\operatorname{inv}\alpha_{tw56} - \operatorname{inv}\alpha_{t56}) \\ &= \frac{19 + 64}{2 \cdot \operatorname{tg}(20)} (0,01326 - 0,01533) = -0,2359 [-] \end{aligned} \quad (83)$$

$$\begin{aligned} (x_7 + x_8) &= \frac{z_7 + z_8}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n78})} (\operatorname{inv}\alpha_{tw78} - \operatorname{inv}\alpha_{t78}) \\ &= \frac{17 + 38}{2 \cdot \operatorname{tg}(20)} (0,01318 - 0,01514) = -0,1483 [-] \end{aligned} \quad (84)$$

Při rozdělování součtu součinitelů posunutí nástroje ($\mathbf{x}_1 + \mathbf{x}_2$) jsem se držel zásady, že pokud byl součet součinitelů menší než 0,3, tak jsem korigoval pouze kolo nebo pastorek. Pro korekci soukolí 12 jsem zvolil korekci pastorku 1 $\mathbf{x}_1=0,1383 [-]$ a ozubené kolo jsem ponechal nekorigované. Pro korekci soukolí 34 jsem zvolil korekci ozubeného kola 4 $\mathbf{x}_4=-0,0568 [-]$ a pastorek 3 jsem ponechal nekorigovaný, protože pokud bych korigoval pastorek 3, tak by mohlo nastat podřezání zubů pastorku. Ze stejného důvodu jsem korigoval ozubené kolo 6 u soukolí 56 $\mathbf{x}_6=-0,2359 [-]$ a pastorek 5 jsem ponechal nekorigovaný. Stejně tak i u soukolí 78 jsem korigoval ozubené kolo 8 $\mathbf{x}_8=-0,1483 [-]$ a pastorek 7 jsem ponechal nekorigovaný.

Posunutí nástroje v absolutní hodnotě jsem získal vynásobením součinitele posunutí nástroje normálovým modulem.

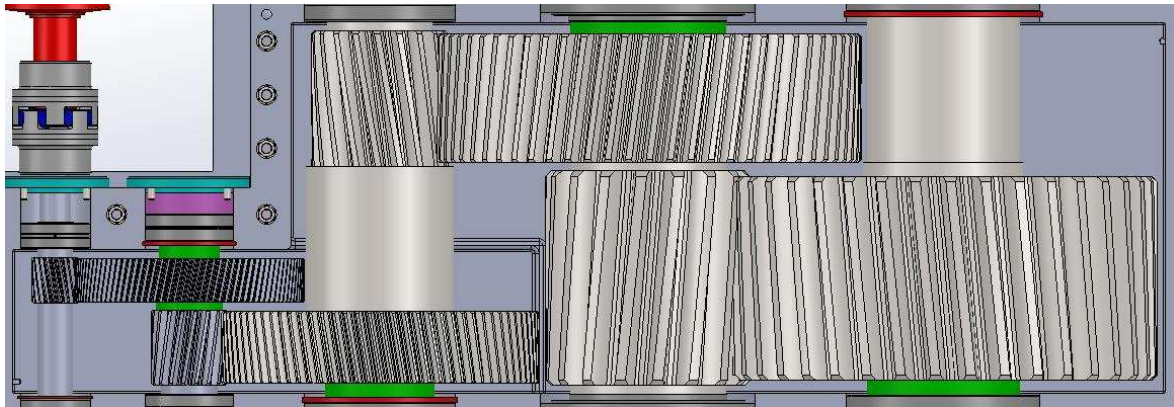
$$|x_1 \cdot m_{n12}| = |0,1383 \cdot 4| = 0,553 [mm] \quad (85)$$

$$|x_4 \cdot m_{n34}| = |(-0,0568) \cdot 7| = 0,398 [mm] \quad (86)$$

$$|x_6 \cdot m_{n56}| = |(-0,2359) \cdot 12| = 2,831 [mm] \quad (87)$$

$$|x_8 \cdot m_{n78}| = |(-0,1483) \cdot 20| = 2,966 [mm] \quad (88)$$

Schéma výsledného soukolí je na Obr. 17.



Obr. 17.: Schéma výsledného soukolí

4.9. Výpočet průměru hřídelů

Průměr hřídelů jsem předběžně navrhoval z pevnostní podmínky v krutu. Hřídele budou zatěžovány krutem, ohybem a tlakem, nebo případně tahem.

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (89)$$

Kde W_k je průřezový modul v krutu, který se pro kruhový průřez vypočítá podle vztahu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (90)$$

Po dosazení a úpravě rovnice jsem získal rovnici pro průměr hřídele

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau}} \quad (91)$$

Kde τ je dovolené napětí v krutu. Pro hřídel I jsem volil $\tau_{DI}=25$ [MPa], pro hřídel II $\tau_{DII}=30$ [MPa], pro hřídel III $\tau_{DIII}=40$ [MPa], pro hřídel IV $\tau_{DIV}=45$ [MPa] a pro hřídel V $\tau_{DV}=50$ [MPa].

Dosadil jsem hodnoty pro jednotlivé hřídele a průměry následně zaokrouhlil na hodnoty vnitřních průměrů ložisek. U vstupního a výstupního hřídele jsem hodnoty zaokrouhloval podle ČSN 01 4990. Průměr hřídele III jsem musel zvětšit kvůli kontrole průhybu. [9]

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_I}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 970,5 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 25}} = 58,3 \cong 60 \text{ [mm]} \quad (92)$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5\,156 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 30}} = 95,7 \cong 100 \text{ [mm]} \quad (93)$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{DIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 23\,019 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 40}} = 143,1 \cong 180 \text{ [mm]} \quad (94)$$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIV}}{\pi \cdot \tau_{DIV}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 75\,987 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 45}} = 204,9 \cong 220 \text{ [mm]} \quad (95)$$

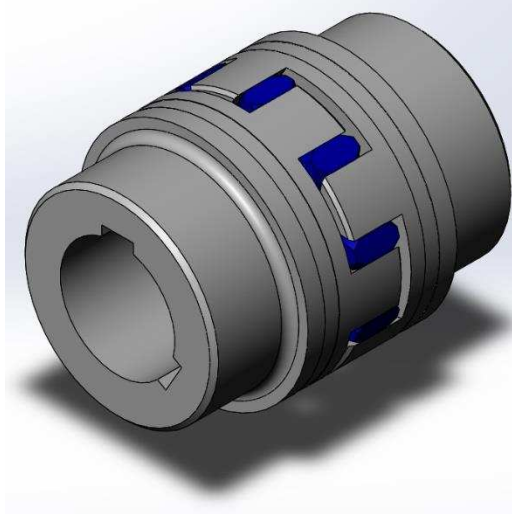
$$d_V = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kV}}{\pi \cdot \tau_{DV}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 166\,456 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 50}} = 256,9 \cong 260 \text{ [mm]} \quad (96)$$

4.10. Návrh pružné spojky

Na vstupním hřídeli jsem navrhoval pružnou spojku kvůli větší plynulosti při zapnutí a vypnutí elektromotoru. Spojku jsem navrhoval s bezpečností $k_{ps}=1,5$ [-].

$$M_{kDps} = k_{ps} \cdot M_{kI} = 1,5 \cdot 970,5 = 1\,456 \text{ [Nm]} \quad (97)$$

Kde M_{kDps} je minimální dovolený kroutící moment pružné spojky.



Obr. 18.: Pružná spojka ROTEX GS 75 St 92 Sh-A

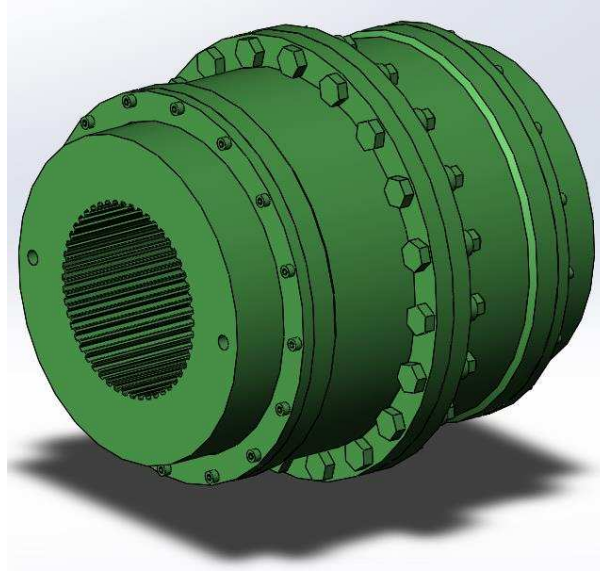
Spojku jsem vybral z katalogu firmy KTR. Konkrétně se jedná o spojku s označením ROTEX GS 75 St 92 Sh-A (Obr. 18). V katalogu se uvádí (viz příloha C), že spojka má maximální dovolený kroutící moment 1920 [Nm]. Spojka vyhovuje také rozměrově, protože maximální přípojná díra pro hřídel je $\varnothing 95$ [mm]. [10]

4.11. Návrh zubové spojky

Na výstupním hřídeli jsem navrhoval dvouřadou zubovou spojku. Návrhový výpočet jsem počítal s bezpečností $k_{zs}=1,5$ [-].

$$M_{kDzs} = k_{zs} \cdot M_{kV} = 1,5 \cdot 166\,456 = 249\,684 \text{ [Nm]} \quad (98)$$

Kde M_{kDzs} je minimální dovolený kroutící moment zubové spojky.



Obr. 19.: Zubová spojka GEARex DA 85 (42CrMo4)

Vybral jsem spojku GEARex DA 85 (42CrMo4) (Obr. 19) z katalogu firmy KTR (viz příloha D). Maximální dovolený krouticí moment této spojky je podle katalogu 380 000 [Nm]. Maximální přípojná díra pro hřídel je $\varnothing 325$ [mm]. Spojka tedy vyhovuje i po rozměrové stránce. [11]

4.12. Silové poměry

Silové poměry na hřídelích jsem řešil ve 2 vzájemně kolmých rovinách. Konkrétně v rovině tečných F_T sil a v rovině radiálních F_R a axiálních F_A sil. Pro přesnější výpočty je vhodné řešit silové poměry na valivých kružnicích d_w . Dále je nutno přepočítat úhel sklonu zubu β na valivý úhel sklonu zubu β_w a úhel záběru α_n na valivý úhel záběru α_{nw} .

Valivé kružnice jsem vypočítal pomocí daných výpočtů.

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos(\alpha_{t12})}{\cos(\alpha_{tw12})} = 77,7 \cdot \frac{\cos(20,41)}{\cos(20,75)} = 77,9 \text{ [mm]} \quad (99)$$

$$d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos(\alpha_{t12})}{\cos(\alpha_{tw12})} = 421,2 \cdot \frac{\cos(20,41)}{\cos(20,75)} = 422,1 \text{ [mm]} \quad (100)$$

$$d_{w3} = d_3 \cdot \frac{\cos(\alpha_{t34})}{\cos(\alpha_{tw34})} = 127,9 \cdot \frac{\cos(20,28)}{\cos(20,11)} = 127,8 \text{ [mm]} \quad (101)$$

$$d_{w4} = d_4 \cdot \frac{\cos(\alpha_{t34})}{\cos(\alpha_{tw34})} = 582,9 \cdot \frac{\cos(20,28)}{\cos(20,11)} = 582,2 \text{ [mm]} \quad (102)$$

$$d_{w5} = d_5 \cdot \frac{\cos(\alpha_{t56})}{\cos(\alpha_{tw56})} = 230,2 \cdot \frac{\cos(20,18)}{\cos(19,26)} = 228,9 \text{ [mm]} \quad (103)$$

$$d_{w6} = d_6 \cdot \frac{\cos(\alpha_{t56})}{\cos(\alpha_{tw56})} = 775,5 \cdot \frac{\cos(20,18)}{\cos(19,26)} = 771,1 \text{ [mm]} \quad (104)$$

$$d_{w7} = d_7 \cdot \frac{\cos(\alpha_{t78})}{\cos(\alpha_{tw78})} = 341,9 \cdot \frac{\cos(20,10)}{\cos(19,22)} = 340 \text{ [mm]} \quad (105)$$

$$d_{w8} = d_8 \cdot \frac{\cos(\alpha_{t78})}{\cos(\alpha_{tw78})} = 764,2 \cdot \frac{\cos(20,10)}{\cos(19,22)} = 760 \text{ [mm]} \quad (106)$$

Pro výpočet valivého úhlu sklonu zubu β_w jsem vycházel ze vztahu

$$tg(\beta_w) = tg(\beta) \cdot \frac{d_w}{d} \quad (107)$$

Po úpravě a dosazení

$$\beta_{w12} = arctg\left(tg(\beta_{12}) \cdot \frac{d_{w1}}{d_1}\right) = arctg\left(tg(12) \cdot \frac{77,9}{77,7}\right) = 12,21 [^\circ] \quad (108)$$

$$\beta_{w34} = arctg\left(tg(\beta_{34}) \cdot \frac{d_{w3}}{d_3}\right) = arctg\left(tg(10) \cdot \frac{127,8}{127,9}\right) = 10,09 [^\circ] \quad (109)$$

$$\beta_{w56} = arctg\left(tg(\beta_{56}) \cdot \frac{d_{w5}}{d_5}\right) = arctg\left(tg(8) \cdot \frac{228,9}{230,2}\right) = 8,01 [^\circ] \quad (110)$$

$$\beta_{w78} = arctg\left(tg(\beta_{78}) \cdot \frac{d_{w7}}{d_7}\right) = arctg\left(tg(6) \cdot \frac{340}{341,9}\right) = 5,99 [^\circ] \quad (111)$$

Valivý úhel záběru α_{nw} jsem vypočítal ze vztahu

$$tg(\alpha_{nw}) = \cos(\beta_w) \cdot tg(\alpha_{tw}) \quad (112)$$

Po úpravě a dosazení

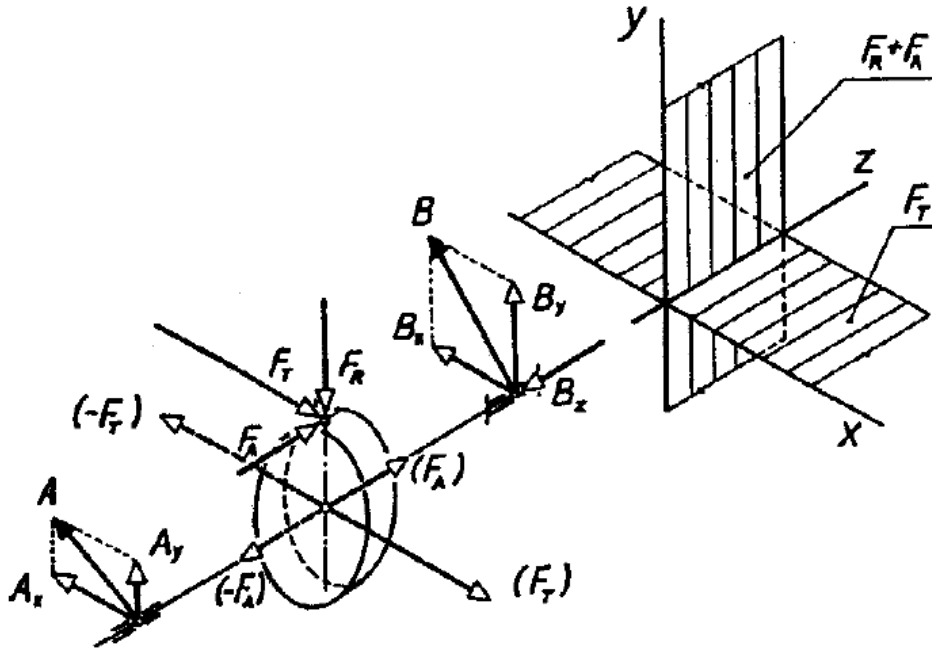
$$\begin{aligned} \alpha_{nw12} &= arctg(\cos(\beta_{w12}) \cdot tg(\alpha_{tw12})) = arctg(\cos(12,21) \cdot tg(20,75)) \\ &= 21,21 [^\circ] \end{aligned} \quad (113)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{nw34} &= arctg(\cos(\beta_{w34}) \cdot tg(\alpha_{tw34})) = arctg(\cos(10,09) \cdot tg(20,11)) \\ &= 20,65 [^\circ] \end{aligned} \quad (114)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{nw56} &= arctg(\cos(\beta_{w56}) \cdot tg(\alpha_{tw56})) = arctg(\cos(8,01) \cdot tg(19,26)) \\ &= 19,82 [^\circ] \end{aligned} \quad (115)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{nw78} &= arctg(\cos(\beta_{w78}) \cdot tg(\alpha_{tw78})) = arctg(\cos(5,99) \cdot tg(19,22)) \\ &= 19,87 [^\circ] \end{aligned} \quad (116)$$

Radiální, axiální a tečná síla se dají rozkreslit do rovin podle Obr. 20.



Obr. 20.: Rozkreslení sil do rovin

Výchozí síla, ze které se vypočítá radiální a axiální síla, je tečná síla. Obecně ji lze vyjádřit jako

$$F_T = \frac{2 \cdot M_k}{d_w} \quad (117)$$

Kde M_k odpovídá krouticímu momentu a d_w valivé kružnici pastorku. [8]

$$F_{T12} = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 970,5}{77,9} = 24\,927 \text{ [N]} \quad (118)$$

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 5\,156}{127,8} = 80\,690 \text{ [N]} \quad (119)$$

$$F_{T56} = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_{w5}} = \frac{2 \cdot 23\,019}{228,9} = 201\,113 \text{ [N]} \quad (120)$$

$$F_{T78} = \frac{2 \cdot M_{kIV}}{d_{w7}} = \frac{2 \cdot 75\,987}{340} = 446\,981 \text{ [N]} \quad (121)$$

Index 12 znamená, že síla působí z pastorku 1 na ozubené kolo 2.

Následně jsem vypočítal radiální sílu.

$$F_{R12} = F_{T12} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{nw12})}{\cos(\beta_{w12})} = 24\,927 \cdot \frac{\operatorname{tg}(21,21)}{\cos(12,21)} = 9\,898 \text{ [N]} \quad (122)$$

$$F_{R34} = F_{T34} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{nw34})}{\cos(\beta_{w34})} = 80\,690 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20,65)}{\cos(10,09)} = 30\,891 \text{ [N]} \quad (123)$$

$$F_{R56} = F_{T56} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{nw56})}{\cos(\beta_{w56})} = 201\,113 \cdot \frac{\operatorname{tg}(19,82)}{\cos(8,01)} = 73\,209 \text{ [N]} \quad (124)$$

$$F_{R78} = F_{T78} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{nw78})}{\cos(\beta_{w78})} = 446\,981 \cdot \frac{\operatorname{tg}(19,87)}{\cos(5,99)} = 162\,395 \text{ [N]} \quad (125)$$

Poté jsem vypočítal axiální sílu.

$$F_{A12} = F_{T12} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{w12}) = 24\,927 \cdot \operatorname{tg}(12,21) = 5\,392 \text{ [N]} \quad (126)$$

$$F_{A34} = F_{T34} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{w34}) = 80\,690 \cdot \operatorname{tg}(10,09) = 14\,361 \text{ [N]} \quad (127)$$

$$F_{A56} = F_{T56} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{w56}) = 201\,113 \cdot \operatorname{tg}(8,01) = 28\,286 \text{ [N]} \quad (128)$$

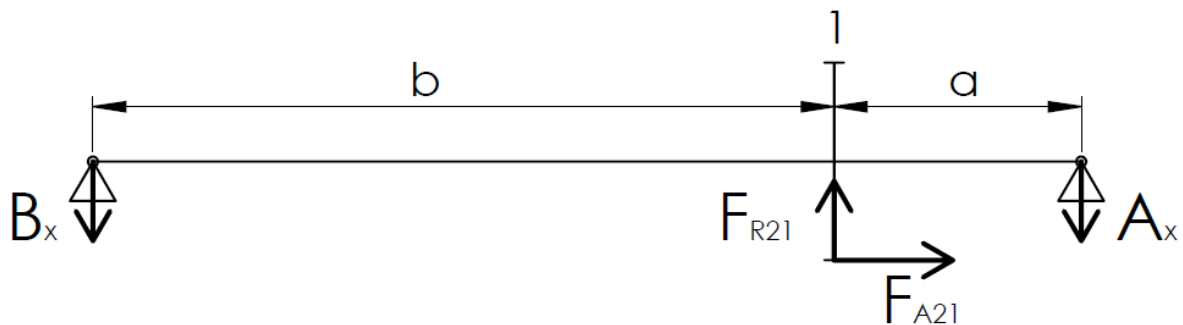
$$F_{A78} = F_{T78} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{w78}) = 446\,981 \cdot \operatorname{tg}(5,99) = 46\,893 \text{ [N]} \quad (129)$$

4.13. Výpočet reakcí v podporách

Pro výpočet reakcí v podporách hřídelů jsem si nejdříve rozkreslil síly do dvou rovin. První rovina byla rovina axiálních a radiálních sil a druhá rovina byla rovina tečných sil. Jako axiálně zatížené ložisko jsem volil to, které bylo méně radiálně zatíženo.

4.13.1. Hřídel I

Výchozí schéma roviny radiálních a axiálních sil pro hřídel I (Obr. 21):



Obr. 21.: Rovina radiálních a axiálních sil (Hřídel I.)

Pro výpočet reakcí jsem vycházel ze silové a momentové rovnice.

$$F_{R21} - B_x - A_x = 0 \quad (130)$$

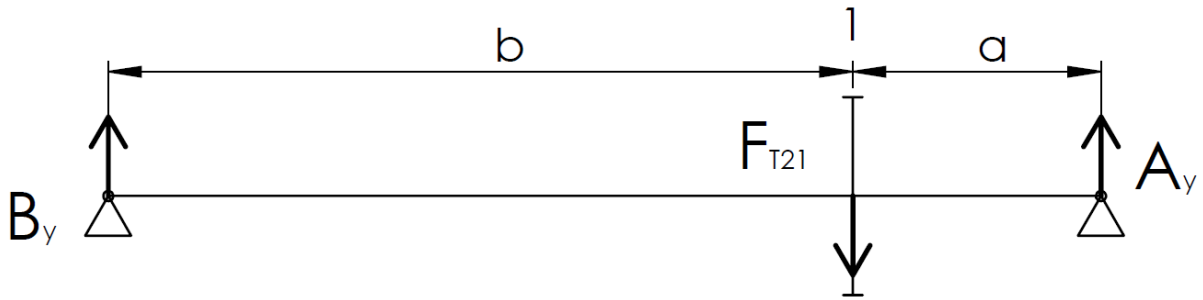
$$F_{R21} \cdot b + F_{A21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - A_x \cdot (a + b) = 0 \quad (131)$$

Následně jsem vyjádřil

$$A_x = \frac{F_{R21} \cdot b + F_{A21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{a + b} = \frac{9\,898 \cdot 244,5 + 5\,392 \cdot \frac{77,9}{2}}{82,5 + 244,5} = 8\,043 \text{ [N]} \quad (132)$$

$$B_x = F_{R21} - A_x = 9\,898 - 8\,043 = 1\,855 \text{ [N]} \quad (133)$$

Výchozí schéma roviny tangenciálních sil pro hřídel I (Obr. 22):



Obr. 22.: Rovina tečných sil (Hřídel I.)

Pro výpočet reakcí jsem vycházel ze silové a momentové rovnice.

$$B_y + A_y - F_{T21} = 0 \quad (134)$$

$$A_y \cdot (b + a) - F_{T21} \cdot b = 0 \quad (135)$$

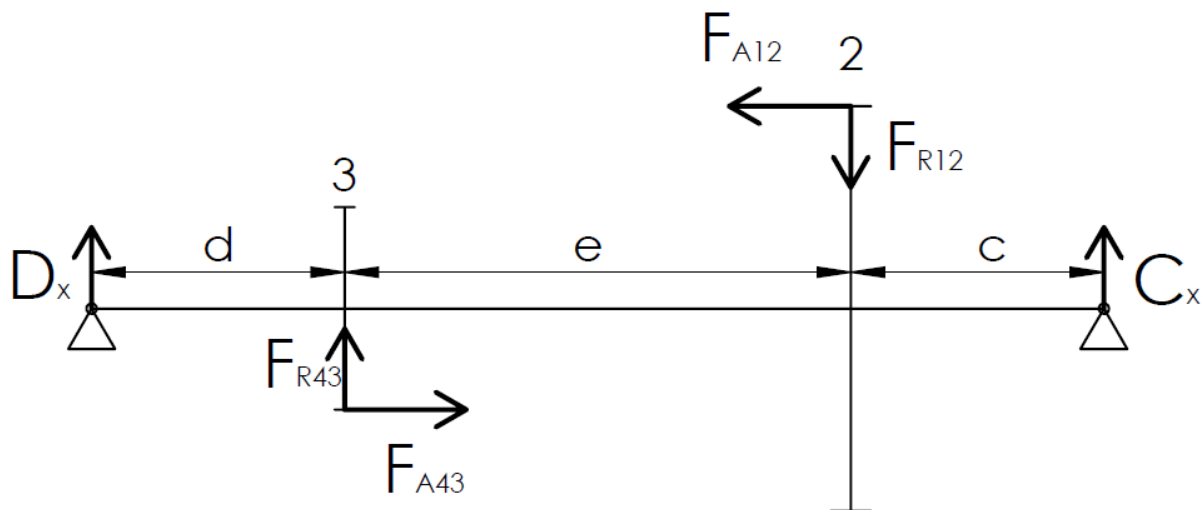
Následně jsem vyjádřil

$$A_y = \frac{F_{T21} \cdot b}{b + a} = \frac{24\,927 \cdot 244,5}{244,5 + 82,5} = 18\,638 \text{ [N]} \quad (136)$$

$$B_y = F_{T21} - A_y = 24\,927 - 18\,638 = 6\,289 \text{ [N]} \quad (137)$$

Obdobně jsem postupoval i u ostatních hřídelů.

4.13.2. Hřídel II



Obr. 23.: Rovina radiálních a axiálních sil (Hřídel II.)

$$D_x + F_{R43} - F_{R12} + C_x = 0 \quad (138)$$

$$F_{R43} \cdot d - F_{R12} \cdot (d + e) + C_x \cdot (d + e + c) + F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 0 \quad (139)$$

Následně jsem vyjádřil

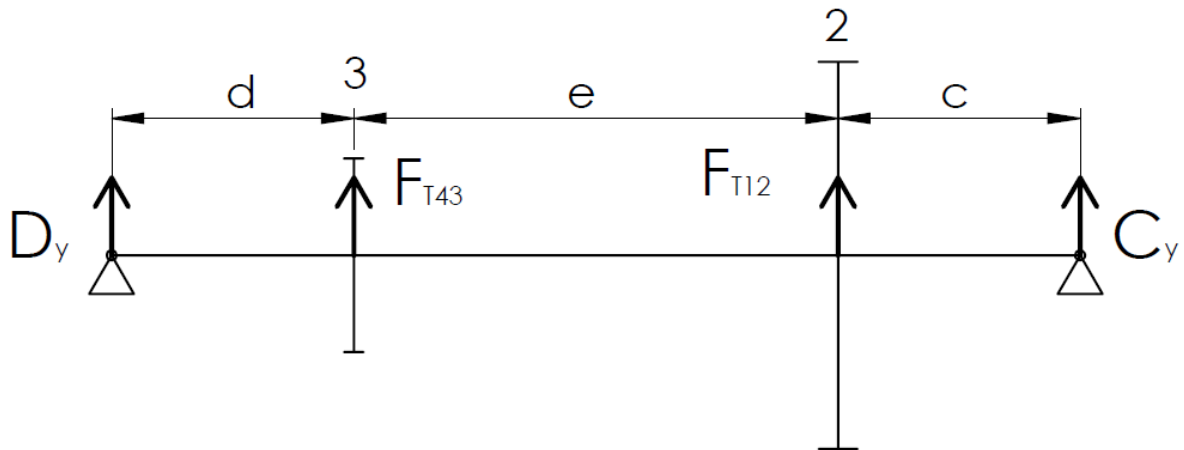
$$C_x = \frac{F_{R12} \cdot (d + e) - F_{R43} \cdot d - F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} - F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2}}{d + e + c}$$

$$= \frac{9\,898 \cdot (113,5 + 126) - 30\,891 \cdot 113,5 - 14\,361 \cdot \frac{127,8}{2} - 5\,392 \cdot \frac{422,1}{2}}{113,5 + 126 + 97,5} \quad (140)$$

$$= -9\,469 \text{ [N]}$$

$$D_x = F_{R12} - F_{R43} - C_x = 9\,898 - 30\,891 - (-9\,469) = -11\,523 \text{ [N]} \quad (141)$$

Záporné znaménko znamená opačný smysl směru síly.



Obr. 24.: Rovina tečných sil (Hřídel II.)

$$D_y + F_{T43} + F_{T12} + C_y = 0 \quad (142)$$

$$F_{T43} \cdot d + F_{T12} \cdot (d + e) + C_y \cdot (d + e + c) = 0 \quad (143)$$

Následně jsem vyjádřil

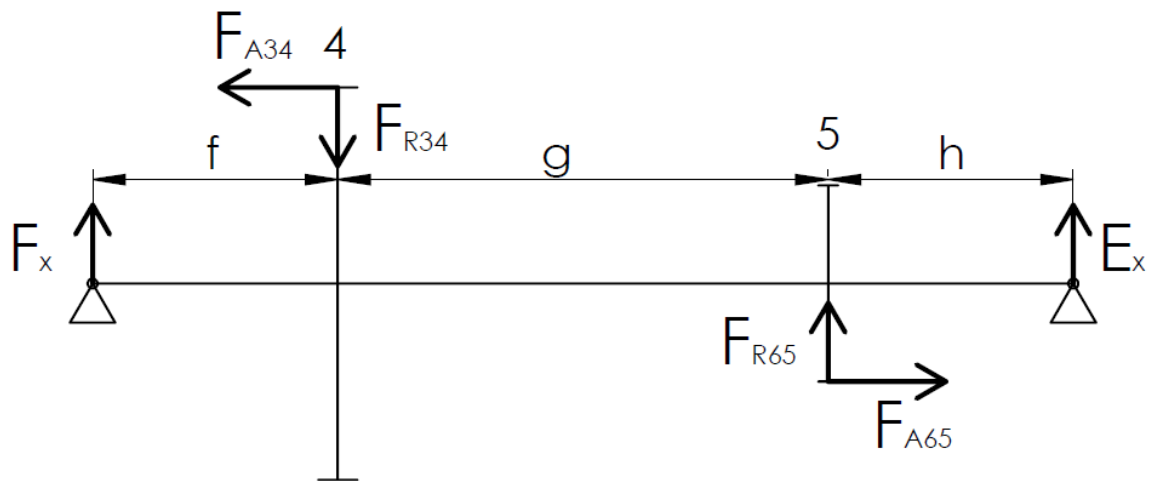
$$C_y = -\frac{F_{T43} \cdot d + F_{T12} \cdot (d + e)}{d + e + c} = -\frac{80\,690 \cdot 113,5 + 24\,927 \cdot (113,5 + 126)}{113,5 + 126 + 97,5} \quad (144)$$

$$= -44\,981 \text{ [N]}$$

$$D_y = -(C_y + F_{T43} + F_{T12}) = -(-44\,981 + 80\,690 + 24\,927) \quad (145)$$

$$= -60\,726 \text{ [N]}$$

4.13.3. Hřídel III



Obr. 25.: Rovina radiálních a axiálních sil (Hřídel III.)

$$F_x - F_{R34} + F_{R65} + E_x = 0 \quad (146)$$

$$F_{R34} \cdot f - F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} - F_{R65} \cdot (f + g) - F_{A65} \cdot \frac{d_{w5}}{2} - E_x \cdot (f + g + h) = 0 \quad (147)$$

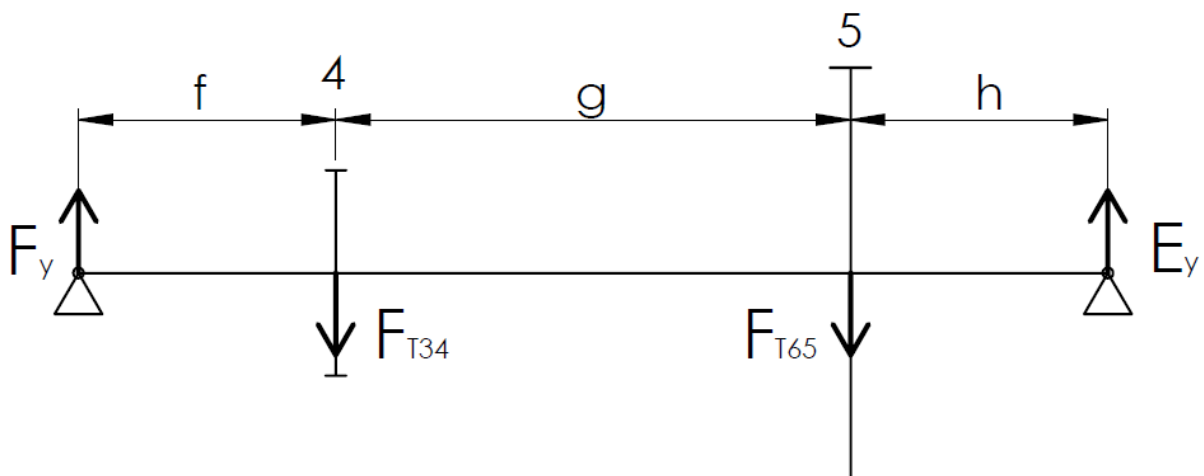
Následně jsem vyjádřil

$$E_x = \frac{F_{R34} \cdot f - F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} - F_{R65} \cdot (f + g) - F_{A65} \cdot \frac{d_{w5}}{2}}{f + g + h}$$

$$= \frac{30\,891 \cdot 138,5 - 14\,361 \cdot \frac{582,2}{2} - 73\,209 \cdot (138,5 + 465) - 28\,286 \cdot \frac{228,9}{2}}{138,5 + 465 + 180,5} \quad (148)$$

$$= -60\,358 \text{ [N]}$$

$$F_x = F_{R34} - F_{T65} - E_x = 30\,891 - 73\,209 - (-60\,358) = 18\,041 \text{ [N]} \quad (149)$$



Obr. 26.: Rovina tečných sil (Hřídel III.)

$$F_y - F_{T34} - F_{T65} + E_y = 0 \quad (150)$$

$$F_{T34} \cdot f + F_{T65} \cdot (f + g) - E_y \cdot (f + g + h) = 0 \quad (151)$$

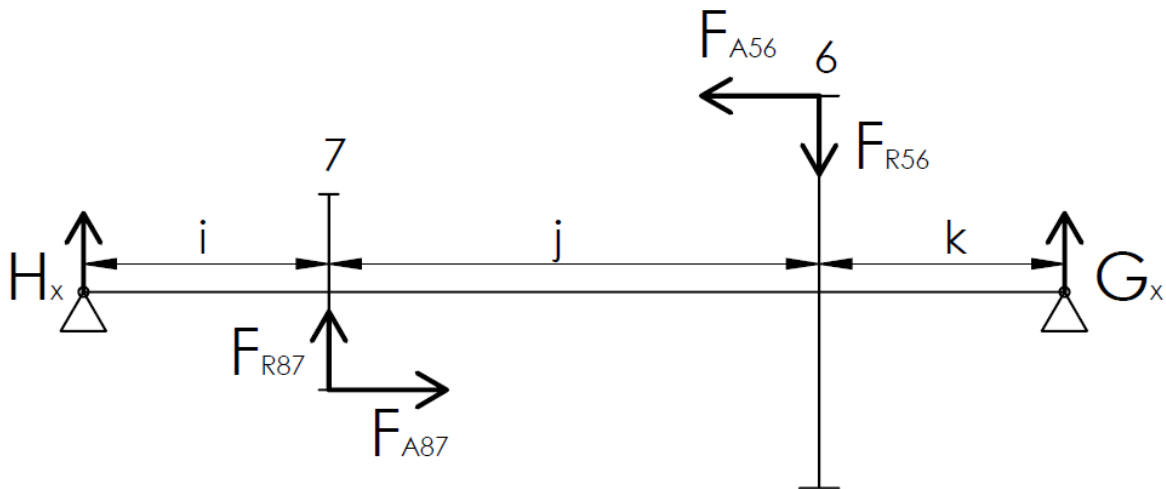
Následně jsem vyjádřil

$$E_y = \frac{F_{T34} \cdot f + F_{T65} \cdot (f + g)}{f + g + h} = \frac{80\,690 \cdot 138,5 + 201\,113 \cdot (138,5 + 465)}{138,5 + 465 + 180,5} \quad (152)$$

$$= 169\,065 \text{ [N]}$$

$$F_y = F_{T34} + F_{T65} - E_y = 80\,690 + 201\,113 - 169\,065 = 112\,737 \text{ [N]} \quad (153)$$

4.13.4. Hřídel IV



Obr. 27.: Rovina radiálních a axiálních sil (Hřídel IV.)

$$H_x + F_{R87} - F_{R56} + G_x = 0 \quad (154)$$

$$F_{R87} \cdot i + F_{A87} \cdot \frac{d_{w7}}{2} - F_{R56} \cdot (i + j) + F_{A56} \cdot \frac{d_{w6}}{2} + G_x \cdot (i + j + k) = 0 \quad (155)$$

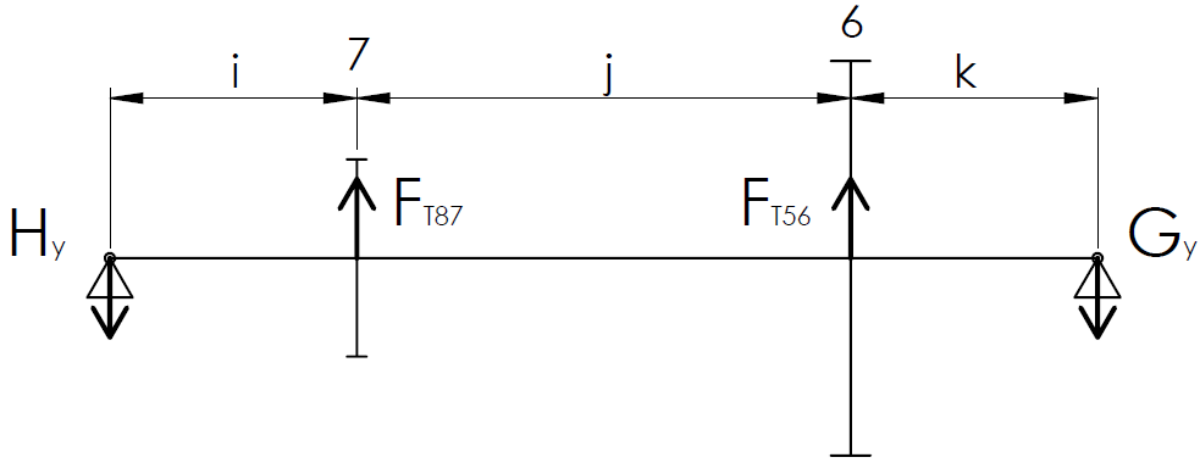
Následně jsem vyjádřil

$$G_x = - \frac{F_{R87} \cdot i + F_{A87} \cdot \frac{d_{w7}}{2} - F_{R56} \cdot (i + j) + F_{A56} \cdot \frac{d_{w6}}{2}}{i + j + k}$$

$$= - \frac{162\,395 \cdot 252 + 46\,893 \cdot \frac{340}{2} - 73\,209 \cdot (252 + 335,5) + 28\,286 \cdot \frac{771,1}{2}}{252 + 335,5 + 178,5} \quad (156)$$

$$= -21\,920 \text{ [N]}$$

$$H_x = F_{R56} - F_{R87} - G_x = 73\,209 - 162\,395 - (-21\,920) = -67\,266 \text{ [N]} \quad (157)$$



Obr. 28.: Rovina tečných sil (Hřídel IV.)

$$F_{T87} + F_{T56} - H_y - G_y = 0 \quad (158)$$

$$F_{T87} \cdot i + F_{T56} \cdot (i + j) - G_y(i + j + k) = 0 \quad (159)$$

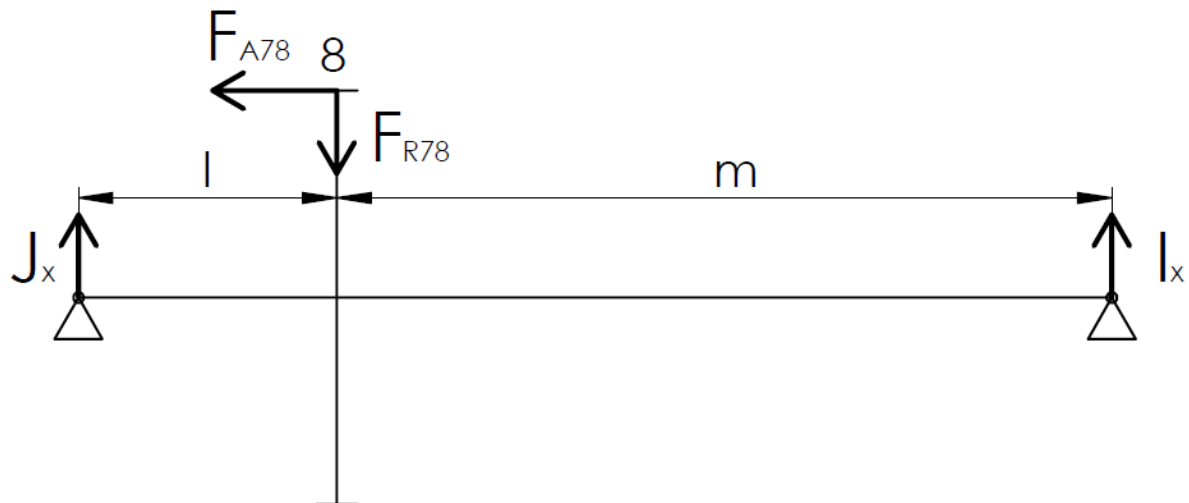
Následně jsem vyjádřil

$$G_y = \frac{F_{T87} \cdot i + F_{T56} \cdot (i + j)}{i + j + k} = \frac{446\,981 \cdot 252 + 201\,113 \cdot (252 + 335,5)}{252 + 335,5 + 178,5} \quad (160)$$

$$= 301\,296 \text{ [N]}$$

$$H_y = F_{T87} + F_{T56} - G_y = 446\,981 + 201\,113 - 301\,296 = 346\,797 \text{ [N]} \quad (161)$$

4.13.5. Hřídel V



Obr. 29.: Rovina radiálních a axiálních sil (Hřídel V.)

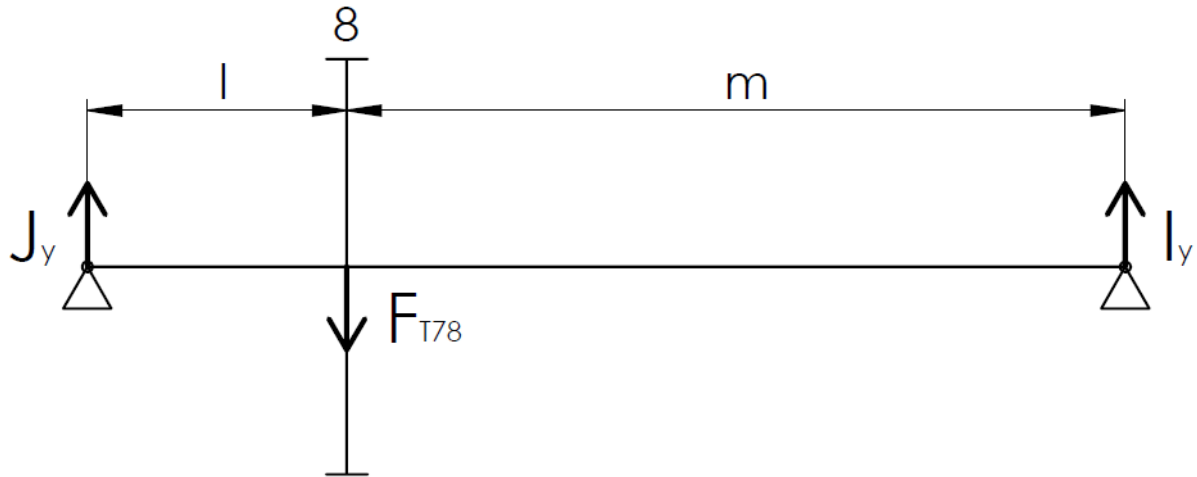
$$J_x - F_{R78} + I_x = 0 \quad (162)$$

$$F_{R78} \cdot l - F_{A78} \cdot \frac{d_{w8}}{2} - I_x \cdot (l + m) = 0 \quad (163)$$

Následně jsem vyjádřil

$$I_x = \frac{F_{R78} \cdot l - F_{A78} \cdot \frac{d_{w8}}{2}}{l + m} = \frac{162\,395 \cdot 255,5 - 46\,893 \cdot \frac{760}{2}}{255,5 + 534,5} = 87\,317 \text{ [N]} \quad (164)$$

$$J_x = F_{R78} - I_x = 162\,395 - 87\,317 = 75\,078 \text{ [N]} \quad (165)$$



Obr. 30.: Rovina tečných sil (Hřídel V.)

$$J_y - F_{T78} + I_y = 0 \quad (166)$$

$$F_{T78} \cdot l - I_y \cdot (l + m) = 0 \quad (167)$$

Následně jsem vyjádřil

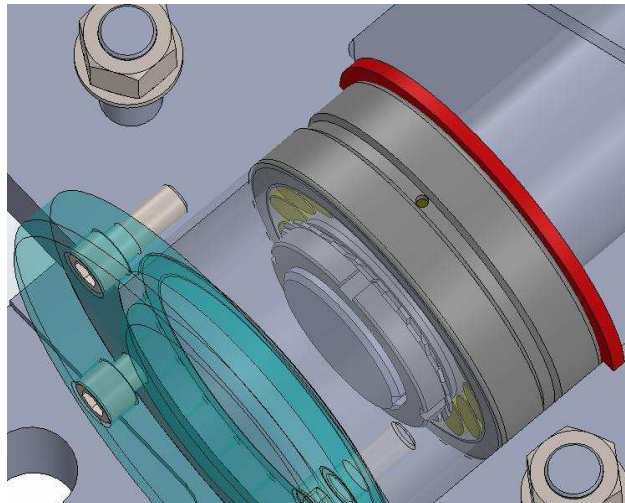
$$I_y = \frac{F_{T78} \cdot l}{l + m} = \frac{446\,981 \cdot 255,5}{255,5 + 534,5} = 144\,562 \text{ [N]} \quad (168)$$

$$J_y = F_{T78} - I_y = 446\,981 - 144\,562 = 302\,419 \text{ [N]} \quad (169)$$

4.14. Návrh ložisek

Pro návrh ložisek bylo nejdříve potřeba vypočítat reakce i pro případ opačného směru otáčení vstupního hřídele. Následně jsem reakce v rovině axiálních a radiálních sil a v rovině tangenciálních sil sečetl. Pro následující výpočty jsem používal větší hodnoty sil. Mým úkolem bylo navrhnout ložiska s minimální trvanlivostí 25 000 hodin.

Ložiska jsem axiálně zajišťoval pomocí KM matic a MB podložek (Obr. 31).



Obr. 31.: Axiální zajištění ložiska

4.14.1. Hřídel I

V ložisku A působí radiální síla.

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{8\,043^2 + 18\,638^2} = 20\,300 \text{ [N]} \quad (170)$$

V ložisku B působí radiální síla.

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{3\,139^2 + (-6\,289)^2} = 7\,029 \text{ [N]} \quad (171)$$

Protože v ložisku B působí menší radiální síla než v ložisku A, volil jsem ložisko B jako axiálně-radiální ložisko.

$$B_A = F_{A12} = 5\,392 \text{ [N]} \quad (172)$$

Ložisko jsem volil z katalogu SKF. Pro hřídel I jsem volil soudečkové ložisko 22312 E pro ložisko A i ložisko B. Soudečková ložiska se používají v těžkých provozech. Proto jsou vhodná pro moji převodovku. Postupoval jsem podle instrukcí z katalogu. Dynamická únosnost daného ložiska je $C=310$ [kN] a statická únosnost je $C_0=335$ [kN]. [12] Trvanlivost ložiska A jsem počítal ze vztahu

$$L_{hA} = \left(\frac{C}{A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_l} = \left(\frac{310}{20,3}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 738} = 199\,542 \text{ [hod]} \quad (173)$$

Kde L_{hA} je životnost ložiska A a p je exponent trvanlivosti. [8] [12]

Pro ložisko B jsem nejdříve musel určit poměr axiální a radiální síly působící na ložisko a následně porovnat s výpočtovým součinitelem e z katalogu SKF.

$$\frac{B_A}{B} = \frac{5\,392}{7\,029} = 0,77 > e = 0,35 \quad (174)$$

Kde e je výpočtový součinitel odečtený z katalogu SKF. [12]

Následně jsem vypočítal ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P_B .

$$P_B = 0,67 \cdot B + Y_2 \cdot B_A = 0,67 \cdot 7\,029 + 2,9 \cdot 5\,392 = 20,3 \text{ [kN]} \quad (175)$$

Kde Y_2 je výpočtový součinitel uvedený v katalogu SKF. [12]

Trvanlivost ložiska B jsem vypočítal ze vztahu

$$L_{hB} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = \left(\frac{310}{20,35}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 738} = 198\,032 \text{ [hod]} \quad (176)$$

4.14.2. Hřídel II

Obdobně jsem postupoval při návrhu ložisek pro hřídel II. Nejdříve jsem tedy vypočítal radiální síly v ložiscích.

$$C_R = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \sqrt{(-9\,469)^2 + (-44\,891)^2} = 45\,879 \text{ [N]} \quad (177)$$

$$D = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = \sqrt{(-23\,723)^2 + 60\,726^2} = 65\,195 \text{ [N]} \quad (178)$$

Ložisko zatížené axiální i radiální silou jsem volil ložisko C.

$$C_A = F_{A34} - F_{A12} = 14\,361 - 5\,392 = 8\,969 \text{ [N]} \quad (179)$$

Pro hřídel II jsem volil soudečkové ložisko 23120 CC/W33 pro obě ložiska. Dynamická únosnost daného ložiska je $C=365$ [kN] a statická únosnost je $C_0=490$ [kN]. [12] Nejdříve jsem obdobně jako u ložiska B musel určit poměr mezi axiální a radiální silou působící v ložisku C.

$$\frac{C_A}{C} = \frac{8\,969}{45\,879} = 0,20 \leq e = 0,3 \quad (180)$$

[12]

Následně jsem vypočítal ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P_C .

$$P_C = C_R + Y_1 \cdot C_A = 45\,879 + 2,3 \cdot 8\,969 = 66,5 \text{ [kN]} \quad (181)$$

[12]

Trvanlivost ložisek C a D jsem vypočítal ze vztahu

$$L_{hC} = \left(\frac{C}{P_C}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{365}{66,5}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 136,1} = 35\,697 \text{ [hod]} \quad (182)$$

$$L_{hD} = \left(\frac{C}{D}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{365}{65,2}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 136,1} = 38\,148 \text{ [hod]} \quad (183)$$

4.14.3. Hřídel III

Pro návrh ložisek na hřídel III jsem postupoval stejně jako u předchozích hřídelí.

$$E = \sqrt{E_x^2 + E_y^2} = \sqrt{(-60\,358)^2 + 169\,065^2} = 179\,516 \text{ [N]} \quad (184)$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{18\,041^2 + 112\,737^2} = 114\,172 \text{ [N]} \quad (185)$$

Jako axiálně-radiální ložisko jsem tedy volil ložisko F.

$$F_A = F_{A56} - F_{A34} = 28\,286 - 14\,361 = 13\,925 \text{ [N]} \quad (186)$$

Pro hřídel III jsem volil soudečkové ložisko 23036 CC/W33 pro obě ložiska. Dynamická únosnost daného ložiska je $C=830$ [kN] a statická únosnost je $C_0=1\,250$ [kN]. [12] Poměr mezi axiální a radiální silou je

$$\frac{F_A}{F} = \frac{13\,925}{114\,172} = 0,12 \leq e = 0,24 \quad (187)$$

[12]

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P_F .

$$P_F = F + Y_1 \cdot F_A = 114\,172 + 2,8 \cdot 13\,925 = 153,2 \text{ [kN]} \quad (188)$$

[12]

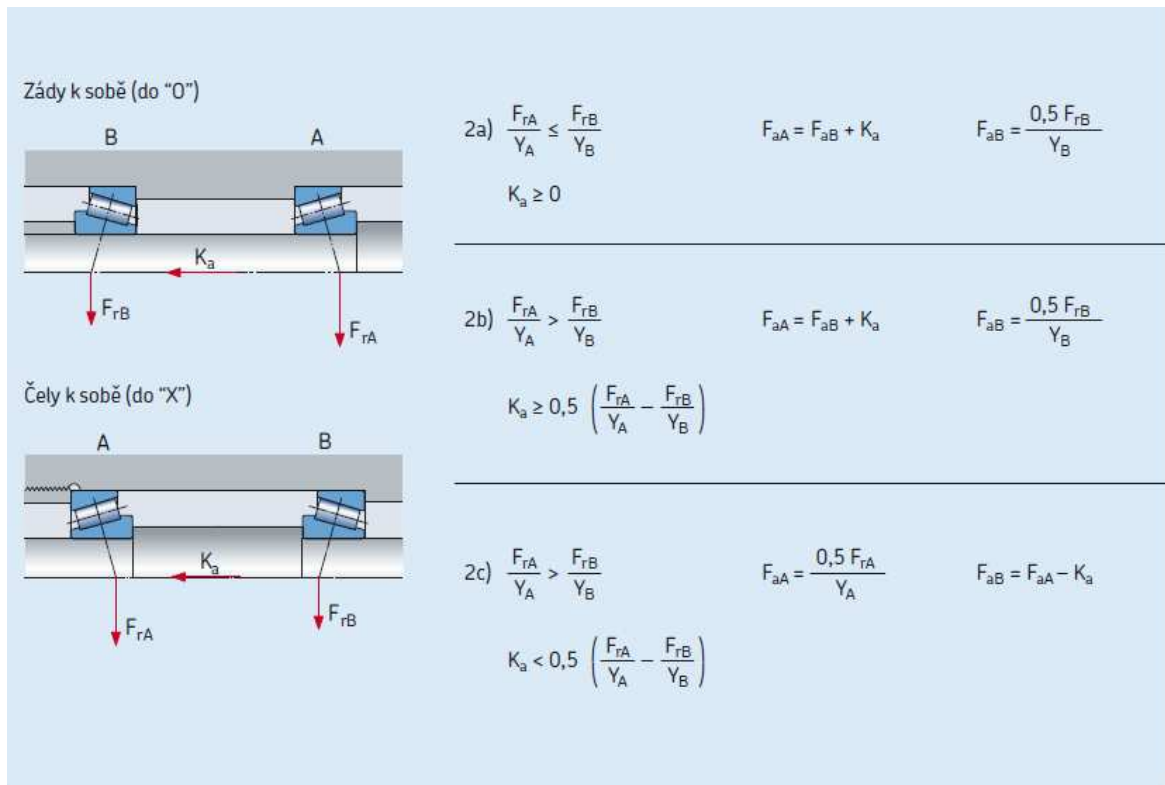
Trvanlivost ložisek E a F jsem vypočítal ze vztahu

$$L_{hE} = \left(\frac{C}{E}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{830}{179,5}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 29,9} = 91\,833 \text{ [hod]} \quad (189)$$

$$L_{hF} = \left(\frac{C}{P_F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{830}{153,2}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 29,9} = 155\,893 \text{ [hod]} \quad (190)$$

4.14.4. Hřídel IV

Pro hřídel IV jsem volil kuželíkové ložisko 30244 J2 pro obě ložiska. Dynamická únosnost daného ložiska je $C=990$ [kN] a statická únosnost je $C_0=1\,400$ [kN]. Při výpočtu sil působících od ložiska jsem vycházel z tabulky (Obr. 32) z katalogu SKF. [12]



Obr. 32.: Axiální zatížení kuželíkových ložisek

Volil jsem konfiguraci čely k sobě (do „X“), protože při dané konfiguraci nastává menší zatížení ložisek a jejich trvanlivost je tedy delší. V obrázku odpovídá ložisko **A** mému ložisku **G** a ložisko **B** odpovídá ložisku **H**. Nejdříve bylo zapotřebí zjistit poměry radiálních sil působících v ložiscích.

$$G = \sqrt{G_x^2 + G_y^2} = \sqrt{27\,368^2 + (-301\,296)^2} = 302\,537 \text{ [N]} \quad (191)$$

$$H = \sqrt{H_x^2 + H_y^2} = \sqrt{(-116\,554)^2 + (-346\,797)^2} = 365\,860 \text{ [N]} \quad (192)$$

$$\frac{G}{Y_G} = \frac{302\,537}{1,4} = 216 \leq \frac{H}{Y_H} = \frac{365\,860}{1,4} = 261 \quad (193)$$

Kde Y_G a Y_H jsou výpočtové součinitelé, které jsem odečetl z katalogu SKF. [12]

Z Obr. 32 z případu 2a) jsem použil vzorce pro výpočet axiální síly působící v ložiscích.

$$H_A = \frac{0,5 \cdot H}{Y_H} = \frac{0,5 \cdot 365\,860}{1,4} = 130,7 \text{ [kN]} \quad (194)$$

$$G_A = H_A + K_A = 130,7 + 18,6 = 149,3 \text{ [kN]} \quad (195)$$

Kde K_A je axiální síla působící od ozubeného kola a pastorku. [12]

Následně jsem musel určit poměry axiálních a radiálních sil působících v ložiscích.

$$\frac{G_A}{G} = \frac{149,3}{302,5} = 0,49 > e = 0,43 \quad (196)$$

$$\frac{H_A}{H} = \frac{130,7}{365,9} = 0,36 \leq e = 0,43 \quad (197)$$

[12]

Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku H je podle katalogu SKF rovno radiálnímu zatížení. Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku G jsem vypočítal pomocí rovnice

$$P_G = 0,4 \cdot G + Y_G \cdot G_A = 0,4 \cdot 302,5 + 1,4 \cdot 149,3 = 330 \text{ [kN]} \quad (198)$$

[12]

Trvanlivost ložisek jsem určil obdobně jako u předchozích ložisek.

$$L_{hG} = \left(\frac{C}{P_G}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{IV}} = \left(\frac{990}{330}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 8,9} = 73\,160 \text{ [hod]} \quad (199)$$

$$L_{hH} = \left(\frac{C}{H}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{IV}} = \left(\frac{990}{365,9}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 8,9} = 51\,870 \text{ [hod]} \quad (200)$$

4.14.5. Hřídel V

Pro hřídel V jsem vybral soudečkové ložisko 23952 CC/W33 z katalogu SKF. Dynamická únosnost daného ložiska je $C=980$ [kN] a statická únosnost je $C_0=1\,800$ [kN]. Vypočítal jsem celkové radiální síly působící v ložiscích. [12]

$$I = \sqrt{I_x^2 + I_y^2} = \sqrt{132\,430^2 + (-144\,562)^2} = 196\,050 \text{ [N]} \quad (201)$$

$$J = \sqrt{J_x^2 + J_y^2} = \sqrt{75\,078^2 + 302\,419^2} = 311\,599 \text{ [N]} \quad (202)$$

Ložisko zatížené axiální i radiální silou jsem volil ložisko I.

$$I_A = F_{A78} = 46\,893 \text{ [N]} \quad (203)$$

Poměr mezi axiální a radiální silou je

$$\frac{I_A}{I} = \frac{46\,893}{196\,050} = 0,24 > e = 0,18 \quad (204)$$

[12]

Následně jsem vypočítal ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P_c .

$$P_I = 0,67 \cdot I + Y_2 \cdot I_A = 0,67 \cdot 196\,050 + 5,6 \cdot 46\,893 = 394 \text{ [kN]} \quad (205)$$

[12]

Trvanlivost ložisek I a J jsem vypočítal ze vztahu

$$L_{hI} = \left(\frac{C}{P_I}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = \left(\frac{980}{394}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3,97} = 61\,183 \text{ [hod]} \quad (206)$$

$$L_{hJ} = \left(\frac{C}{J}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = \left(\frac{980}{311,6}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3,97} = 133\,700 \text{ [hod]} \quad (207)$$

4.15. Statická kontrola

Statickou kontrolou prošly všechny hřídele. Hřídele jsem vždy kontroloval pod pastorkem nebo pod ozubeným kolem, protože v těchto místech působí největší ohybový moment a zároveň kroutící moment. Jako výchozí schéma jsem používal schéma z kapitoly 4.13 Výpočet reakcí v podporách. V příloze přikládám průběhy ohybových momentů hřídelů.

4.15.1. Hřídel I

Hřídel I jsem kontroloval pouze v jednom místě a to pod pastorkem. Momenty jsem určil podle následujících výrazů

$$M_{oxz} = A_x \cdot a = 8\,043 \cdot 82,5 = 663\,548 \text{ [Nmm]} \quad (208)$$

$$M_{oyz} = A_y \cdot a = 18\,638 \cdot 82,5 = 1\,537\,635 \text{ [Nmm]} \quad (209)$$

$$M_o = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oyz}^2} = \sqrt{663\,548^2 + 1\,537\,635^2} = 1\,674\,722 \text{ [Nmm]} \quad (210)$$

$$M_{kl} = F_{T12} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 24\,927 \cdot \frac{77,87}{2} = 970\,533 \text{ [Nmm]} \quad (211)$$

Následně jsem určil modul v ohybu a modul v krutu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 68^3}{32} = 30\,869 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (212)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 68^3}{16} = 61\,739 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (213)$$

Pomocí modulu v ohybu a modulu v krutu jsem vypočítal napětí v ohybu a napětí v krutu.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{1\,674\,722}{30\,869} = 54,3 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (214)$$

$$\tau_k = \frac{M_{kl}}{W_k} = \frac{970\,533}{61\,739} = 15,7 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (215)$$

Z vypočítaných napětí v ohybu a napětí v krutu jsem vypočítal redukované napětí v ohybu.

$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{54,3^2 + (\sqrt{3} \cdot 15,7)^2} = 60,7 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (216)$$

Kde α je pevnostní součinitel. Protože jsem vycházel z hypotézy HMH (deformační energie změny tvaru), tak $\alpha = \sqrt{3}$. [8]

Statickou bezpečnost jsem získal poměrem redukovaného napětí v ohybu a mezi kluzu materiálu hřídele R_e . [13]

$$k_s = \frac{R_{e16526}}{\sigma_{ored}} = \frac{885}{60,7} = 14,6 [-] \quad (217)$$

Hřídel I vyhověla statické kontrole s bezpečností 14,6.

U dalších hřídelů jsem postupoval obdobně. U redukovaného napětí jsem musel počítat i s napětím vzniklým z důvodu nalisování ozubených kol viz kapitola 4.18. Uložení náboj-hřídel.

4.15.2. Hřídel II

Pod pastorkem index 1 a pod ozubeným kolem index 2:

Výpočet momentů

$$\begin{aligned} M_{oxz1} &= D_x \cdot d + F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} = 11\,523 \cdot 113,5 + 14\,361 \cdot \frac{127,8}{2} \\ &= 2\,225\,528 \text{ [Nmm]} \end{aligned} \quad (218)$$

$$M_{oyz1} = D_y \cdot d = 60\,726 \cdot 113,5 = 6\,892\,401 \text{ [Nmm]} \quad (219)$$

$$M_{o1} = \sqrt{M_{oxz1}^2 + M_{oyz1}^2} = \sqrt{2\,225\,528^2 + 6\,892\,401^2} = 7\,242\,801 \text{ [Nmm]} \quad (220)$$

$$M_{oxz2} = C_x \cdot c + F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 9\,469 \cdot 97,5 + 5\,392 \cdot \frac{422}{2} = 2\,060\,940 \text{ [Nmm]} \quad (221)$$

$$M_{oyz2} = C_y \cdot c = 44\,891 \cdot 97,5 = 4\,376\,873 \text{ [Nmm]} \quad (222)$$

$$M_{o2} = \sqrt{M_{oxz2}^2 + M_{oyz2}^2} = \sqrt{2\,060\,940^2 + 4\,376\,873^2} = 4\,837\,819 \text{ [Nmm]} \quad (223)$$

$$M_{kII} = F_{T34} \cdot \frac{d_{w3}}{2} = 80\,690 \cdot \frac{127,8}{2} = 5\,154\,813 \text{ [Nmm]} \quad (224)$$

Výpočet modulů

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 110^3}{32} = 130\,671 \text{ [mm}^3] \quad (225)$$

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 110^3}{16} = 261\,341 \text{ [mm}^3] \quad (226)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 105^3}{32} = 113\,650 \text{ [mm}^3] \quad (227)$$

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{\pi \cdot 105^3}{16} = 227\,299 \text{ [mm}^3] \quad (228)$$

Výpočet napětí v krutu a v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{7\,242\,801}{130\,671} = 55,4 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (229)$$

$$\tau_{k1} = \frac{M_{kII}}{W_{k1}} = \frac{5\,154\,813}{261\,341} = 19,7 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (230)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{4\,837\,819}{113\,650} = 42,6 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (231)$$

$$\tau_{k2} = \frac{M_{kII}}{W_{k2}} = \frac{5\,154\,813}{227\,299} = 22,7 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (232)$$

Výpočet redukovaného napětí v ohybu

$$\sigma_{ored1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + (\alpha \cdot \tau_{k1})^2} = \sqrt{55,4^2 + (\sqrt{3} \cdot 19,7)^2} = 65,1 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (233)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{ored2} &= \sqrt{(\sigma_{o2} + p_{max})^2 + (\alpha \cdot \tau_{k2})^2} = \sqrt{(42,6 + 65)^2 + (\sqrt{3} \cdot 22,7)^2} \\ &= 114,6 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \end{aligned} \quad (234)$$

Kde p_{max} je tlak v hřídeli vyvolaný nalisováním ozubeného kola (výpočet nalisování je uveden v kapitole 4.18 Uložení náboj hřidel). [8]

Výpočet statické bezpečnosti

$$k_{s1} = \frac{R_{e\,16\,526}}{\sigma_{ored1}} = \frac{885}{65,1} = 13,6 \text{ [-]} \quad (235)$$

$$k_{s2} = \frac{R_{e\,16\,526}}{\sigma_{ored2}} = \frac{885}{114,6} = 7,7 \text{ [-]} \quad (236)$$

[13]

Hřidel II vyhověla statické kontrole s bezpečností 7,7.

4.15.3. Hřidel III

Pod ozubeným kolem index 1 a pod pastorkem index 2:

Výpočet momentů

$$M_{oxz1} = F_x \cdot f = 18\,211 \cdot 129,5 = 2\,358\,245 \text{ [Nmm]} \quad (237)$$

$$M_{oyz1} = F_y \cdot f = 114\,155 \cdot 129,5 = 14\,783\,073 \text{ [Nmm]} \quad (238)$$

$$M_{o1} = \sqrt{M_{oxz1}^2 + M_{oyz1}^2} = \sqrt{2\,358\,245^2 + 14\,783\,073^2} = 14\,970\,001 \text{ [Nmm]} \quad (239)$$

$$M_{oxz2} = E_x \cdot h = 60\,529 \cdot 181 = 10\,955\,749 \text{ [Nmm]} \quad (240)$$

$$M_{oyz2} = E_y \cdot h = 167\,648 \cdot 181 = 30\,344\,288 \text{ [Nmm]} \quad (241)$$

$$\begin{aligned} M_{o2} &= \sqrt{M_{oxz2}^2 + M_{oyz2}^2} = \sqrt{10\,955\,749^2 + 30\,344\,288^2} \\ &= 32\,261\,498 \text{ [Nmm]} \end{aligned} \quad (242)$$

$$M_{kIII} = F_{T65} \cdot \frac{d_{w5}}{2} = 201\,113 \cdot \frac{229}{2} = 23\,027\,439 \text{ [Nmm]} \quad (243)$$

Výpočet modulů

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 194^3}{32} = 716\,812 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (244)$$

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 194^3}{16} = 1\,433\,623 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (245)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 200^3}{32} = 785\,398 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (246)$$

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{\pi \cdot 200^3}{16} = 1\,570\,796 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (247)$$

Výpočet napětí v krutu a v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{14\,970\,001}{716\,812} = 20,9 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (248)$$

$$\tau_{k1} = \frac{M_{kIII}}{W_{k1}} = \frac{23\,027\,439}{1\,433\,623} = 16,1 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (249)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{32\,261\,498}{785\,398} = 41,1 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (250)$$

$$\tau_{k2} = \frac{M_{kIII}}{W_{k2}} = \frac{23\,027\,439}{1\,570\,796} = 14,7 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (251)$$

Výpočet redukovaného napětí v ohybu

$$\begin{aligned} \sigma_{ored1} &= \sqrt{(\sigma_{o1} + p_{max})^2 + (\alpha \cdot \tau_{k1})^2} = \sqrt{(20,9 + 62,9)^2 + (\sqrt{3} \cdot 16,1)^2} \\ &= 88,3 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \end{aligned} \quad (252)$$

$$\sigma_{ored2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + (\alpha \cdot \tau_{k2})^2} = \sqrt{41,1^2 + (\sqrt{3} \cdot 14,7)^2} = 48,3 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (253)$$

[8]

Výpočet statické bezpečnosti

$$k_{s1} = \frac{R_e 16\,526}{\sigma_{ored1}} = \frac{885}{88,3} = 10 \text{ [-]} \quad (254)$$

$$k_{s2} = \frac{R_e 16\,526}{\sigma_{ored2}} = \frac{885}{48,3} = 18,3 \text{ [-]} \quad (255)$$

[13]

Hřídel III vyhověla statické kontrole s bezpečností 10.

4.15.4. Hřídel IV

Pod pastorkem index 1 a pod ozubeným kolem index 2:

Výpočet momentů

$$M_{oxz1} = H_x \cdot i + F_{A87} \cdot \frac{d_{w7}}{2} = 67\,266 \cdot 252 + 46\,893 \cdot \frac{340}{2} = 24\,922\,842 \text{ [Nmm]} \quad (256)$$

$$M_{oyz1} = H_y \cdot i = 346\,797 \cdot 252 = 87\,392\,844 \text{ [Nmm]} \quad (257)$$

$$M_{o1} = \sqrt{M_{oxz1}^2 + M_{oyz1}^2} = \sqrt{24\,922\,842^2 + 87\,392\,844^2} = 90\,877\,155 \text{ [Nmm]} \quad (258)$$

$$M_{oxz2} = G_x \cdot k + F_{A56} \cdot \frac{d_{w6}}{2} = 21\,920 \cdot 178,5 + 28\,286 \cdot \frac{771}{2} = 14\,816\,973 \text{ [Nmm]} \quad (259)$$

$$M_{oyz2} = G_y \cdot k = 301\,296 \cdot 178,5 = 53\,781\,336 \text{ [Nmm]} \quad (260)$$

$$M_{o2} = \sqrt{M_{oxz2}^2 + M_{oyz2}^2} = \sqrt{2\,060\,940^2 + 4\,376\,873^2} = 4\,837\,819 \text{ [Nmm]} \quad (261)$$

$$M_{kIV} = F_{T87} \cdot \frac{d_{w7}}{2} = 446\,981 \cdot \frac{340}{2} = 75\,986\,770 \text{ [Nmm]} \quad (262)$$

Výpočet modulů

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 292^3}{32} = 2\,444\,266 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (263)$$

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 292^3}{16} = 4\,888\,532 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (264)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 230^3}{32} = 1\,194\,492 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (265)$$

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{\pi \cdot 230^3}{16} = 2\,388\,985 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (266)$$

Výpočet napětí v krutu a v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{90\,877\,155}{2\,444\,266} = 37,2 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (267)$$

$$\tau_{k1} = \frac{M_{kIV}}{W_{k1}} = \frac{75\,986\,770}{4\,888\,532} = 15,5 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (268)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{55\,785\,077}{1\,194\,492} = 46,7 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (269)$$

$$\tau_{k2} = \frac{M_{kIV}}{W_{k2}} = \frac{75\,986\,770}{2\,388\,985} = 31,8 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (270)$$

Výpočet redukovaného napětí v ohybu

$$\sigma_{ored1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + (\alpha \cdot \tau_{k1})^2} = \sqrt{37,2^2 + (\sqrt{3} \cdot 15,5)^2} = 45,9 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (271)$$

$$\sigma_{ored2} = \sqrt{(\sigma_{o2} + p_{max})^2 + (\alpha \cdot \tau_{k1})^2} = \sqrt{(46,7 + 76,4)^2 + (\sqrt{3} \cdot 31,8)^2} \quad (272)$$

$$= 134,9 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]}$$

[8]

Výpočet statické bezpečnosti

$$k_{s1} = \frac{R_{e 16 526}}{\sigma_{ored1}} = \frac{885}{45,9} = 19,3 \text{ [-]} \quad (273)$$

$$k_{s2} = \frac{R_{e 16 526}}{\sigma_{ored2}} = \frac{885}{134,9} = 6,6 \text{ [-]} \quad (274)$$

[13]

Hřídel IV vyhověla statické kontrole s bezpečností 6,6.

4.15.5. Hřídel V

Výpočet momentů

$$M_{oxz} = I_x \cdot m = 132 430 \cdot 534,5 = 70 783 835 \text{ [Nmm]} \quad (275)$$

$$M_{oyz} = I_y \cdot m = 144 562 \cdot 534,5 = 77 268 389 \text{ [Nmm]} \quad (276)$$

$$M_o = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oyz}^2} = \sqrt{70 783 835^2 + 77 268 389^2} = 104 789 099 \text{ [Nmm]} \quad (277)$$

$$M_{kV} = F_{T78} \cdot \frac{d_{w8}}{2} = 446 981 \cdot \frac{760}{2} = 169 852 780 \text{ [Nmm]} \quad (278)$$

Výpočet modulů

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 270^3}{32} = 1 932 374 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (279)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 270^3}{16} = 169 852 780 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (280)$$

Výpočet napětí v krutu a v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{104 789 099}{1 932 374} = 54,2 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (281)$$

$$\tau_k = \frac{M_{kV}}{W_k} = \frac{169 852 780}{3 864 748} = 43,9 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (282)$$

Výpočet redukovaného napětí v ohybu

$$\sigma_{ored} = \sqrt{(\sigma_o + p_{max})^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{(54,2 + 72,6)^2 + (\sqrt{3} \cdot 43,9)^2} \quad (283)$$

$$= 147,9 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]}$$

[8]

Výpočet statické bezpečnosti

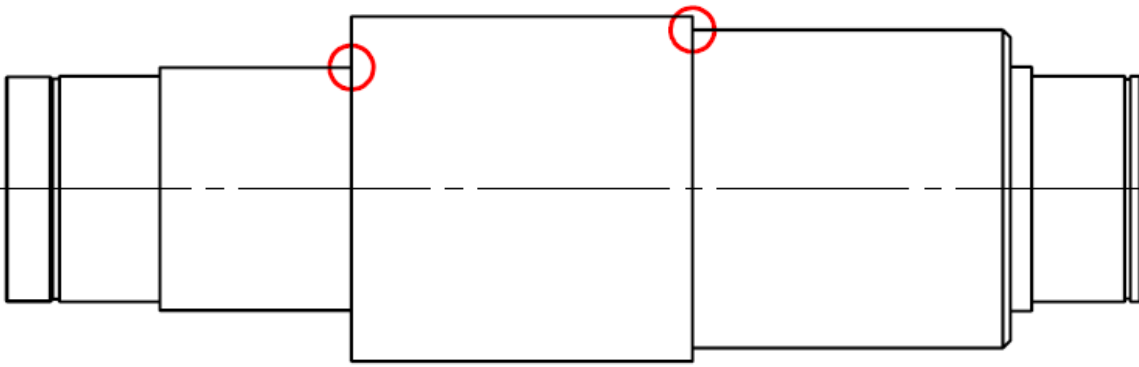
$$k_s = \frac{R_{e 11\,500}}{\sigma_{ored}} = \frac{265}{147,9} = 1,8 \quad [-] \quad (284)$$

[13]

Hřídel V vyhověla statické kontrole s bezpečností 1,8.

4.16. Dynamická kontrola

Dynamickou kontrolu jsem provedl pouze na předlohovém hřídeli III. Pro výpočet dynamické kontroly jsem využil programu All_Dynamická analýza bez VBA.xls, který je dostupný na školním serveru SEPS. Uvádím 2 nejhorší místa, která jsou vyobrazena na Obr. 33. [14]



Obr. 33.: Ukázka míst dynamické kontroly hřídele III

Napětí ve vrubu							
						$\sigma_{ao} : 25,03028348$	MPa
						$\tau_m : 16,06209836$	MPa
Míra bezpečnosti							
$k_\sigma = \sigma_{cox} / \sigma_{ao}$						$k_\sigma : 10,72201201$	
$k_\tau = \tau_{kt} / \tau_m$						$k_\tau : 33,05919239$	
$k = 1/\sqrt{(1/k_\sigma^2 + 1/k_\tau^2)}$						$k : 10,19901237$	

Obr. 34.: Dynamická kontrola osazení ozubeného kola

Napětí ve vrubu						
					$\sigma_{ao} : 34,55699448$	MPa
					$\tau_m : 17,20592259$	MPa
Míra bezpečnosti						
$k_\sigma = \sigma_{cox} / \sigma_{ao}$					$k_\sigma : 8,71489419$	
$k_\tau = \tau_{kt} / \tau_m$					$k_\tau : 30,86146629$	
$k = 1/\sqrt{(1/k_\sigma^2+1/k_\tau^2)}$					$k : 8,386909822$	

Obr. 35.: Dynamická kontrola osazení pastorku

Předlohová hřídel III prošla dynamickou kontrolou. V místě osazení ozubeného kola (Obr. 34) vyšla dynamická bezpečnost 10,2 a v místě osazení pastorku (Obr. 35) vyšla dynamická bezpečnost 8,4. Pro osazení pastorku jsem počítal s výběhem frézy o poloměru R70. [14]

4.17. Kontrola tuhosti hřídele

Kontrolu tuhosti jsem provedl na předlohovém hřídeli III.

4.17.1. Kontrola torzní tuhosti

Pro výpočet celkového úhlu nakroucení jsem vycházel ze vzorce

$$\varphi = \frac{M_k}{G} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{I_{pi}} \quad (285)$$

Kde M_k je kroutící moment na daném hřídeli, G je modul pružnosti ve smyku, l_i je délka dílčího úseku pro příslušný polární kvadratický moment průřezu I_{pi} , který jsem vyjádřil pomocí vztahu

$$I_{pi} = \frac{\pi}{32} \cdot d_i^4 \quad (286)$$

Kde d_i je průměr dílčího úseku.

Po dosazení do vzorce

$$\begin{aligned}\varphi &= \frac{M_{kIII}}{G} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{I_{pi}} \\ &= \frac{23\,019 \cdot 10^3}{0,81 \cdot 10^5} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot \left(\frac{67}{\frac{\pi}{32} \cdot 190^4} + \frac{271,5}{\frac{\pi}{32} \cdot 275^4} + \frac{126,5}{\frac{\pi}{32} \cdot 200^4} \right) \\ &= 0,0295 \text{ [}^\circ\text{]}\end{aligned}\quad (287)$$

Jako kontrolní hodnota se uvádí celkový úhel nakroucení na jednotku délky.

$$\vartheta = \frac{\varphi}{l} = \frac{0,0295}{465} = 6,34 \cdot 10^{-5} \text{ [}^\circ\text{mm}^{-1}\text{]} = 6,34 \cdot 10^{-2} \text{ [}^\circ\text{m}^{-1}\text{]}\quad (288)$$

„Dovolená hodnota nakroucení na jednotku délky je ϑ_D je **(0,25÷0,35) [°m⁻¹].**“ [8]
Hřídel tedy vyhovuje kontrole torzní tuhosti.

4.17.2. Kontrola ohybové tuhosti

Při kontrole ohybové tuhosti jsem vycházel z programu All_Pruhyb_Hridel2.xls, který je dostupný na školním serveru SEPS. Nejdříve jsem kontroloval maximální průhyb y_{max} a průhyb v místech uložení ozubených kol na hřídeli y_k . [14]

Maximální dovolený průhyb hřídele mezi ložisky. [8]

$$y_{Dmax} = \frac{l}{3000} = \frac{784}{3000} = 0,26 \text{ [mm]}\quad (289)$$

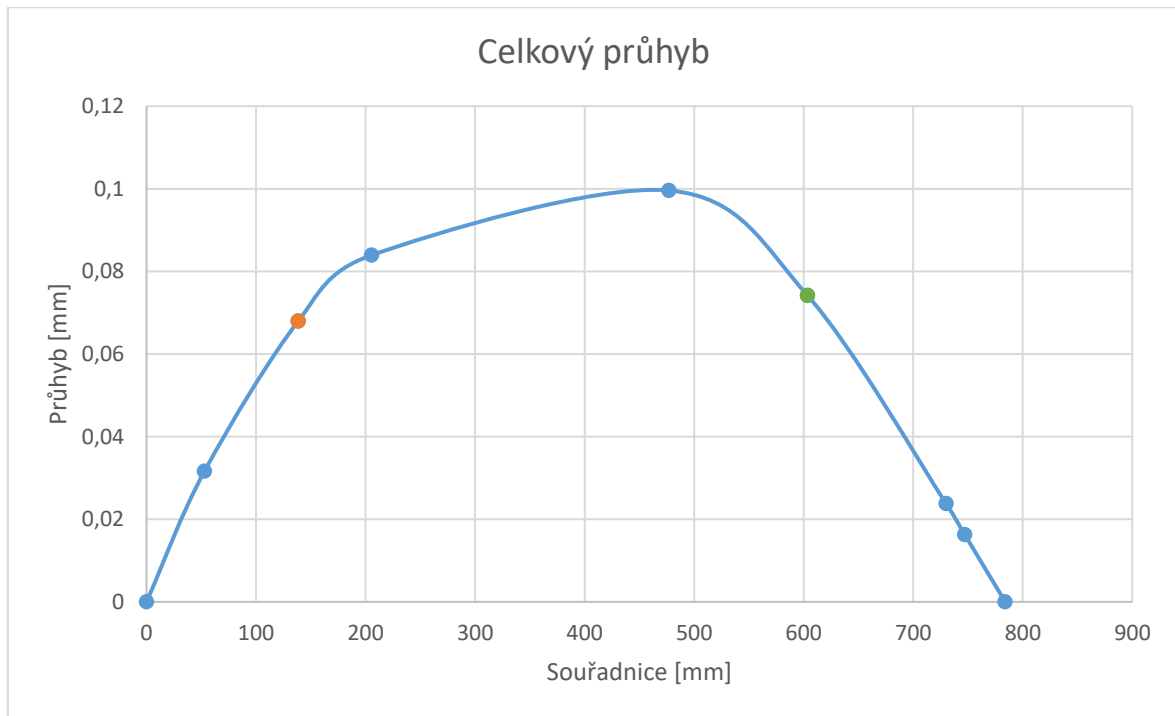
Maximální dovolený průhyb pod ozubeným kolem. [8]

$$y_{Dk1} = \frac{m_{34}}{100} = \frac{7}{100} = 0,07 \text{ [mm]}\quad (290)$$

Maximální dovolený průhyb pod pastorkem. [8]

$$y_{Dk2} = \frac{m_{56}}{100} = \frac{12}{100} = 0,12 \text{ [mm]}\quad (291)$$

Pro celkový průhyb jsem vytvořil graf, kde je vlevo oranžově označen průhyb pod ozubeným kolem a vpravo zeleně označen průhyb pod pastorkem.



Obr. 36.: Průhyb hřídele III

Z grafu (Obr. 36) jsem odečetl průhyb pod ozubeným kolem $y_{k1}=0,068$ [mm], průhyb pod pastorkem $y_{k2}=0,074$ [mm] a maximální průhyb mezi ložisky je $y_{max}=0,1$ [mm]. Po porovnání s maximálními dovolenými hodnotami můžeme prohlásit, že hřídel III vyhovuje kontrole ohybové tuhosti z hlediska průhybů. [14]

Maximální dovolený úhel sklonu v místě uložení ozubených kol. [8]

$$\varphi_{DK} = (3 \div 7) ['] \quad (292)$$

Maximální dovolený úhel sklonu v ložiscích. [8]

$$\varphi_{DL} = (5 \div 10) ['] \quad (293)$$

Z programu All_Pruhyb_Hridel2.xls jsem odečetl úhel sklonu pod ložisky $\varphi_{L1}=0,04$ ['] a $\varphi_{L2}=0,026$ ['] a úhel sklonu v místě uložení ozubeného kola $\varphi_{K1}=0,019$ ['] a úhel sklonu v místě uložení pastorku $\varphi_{K2}=0,02$ [']. Vypočítané hodnoty úhlu sklonu jsou výrazně menší než dovolené hodnoty. Hřídel III tedy vyhovuje kontrole ohybové tuhosti z hlediska naklopení. [14]

4.18. Uložení náboj-hřídel

4.18.1. Pero na vstupním hřídeli a pružné spojce

Pro průměr hřídele $d=60$ [mm] jsem podle normy ČSN 02 2562 zvolil 2 pera 18x11x70. Pero jsem kontroloval na otláčení. [5]

$$p = \frac{4 \cdot M_{kI}}{d_H \cdot h \cdot 2 \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 970,5 \cdot 10^3}{60 \cdot 11 \cdot 2 \cdot (70 - 18)} = 56,6 [MPa] \quad (294)$$

	provozní režim	povrch	
		netvrzený	tvrzený
spojení nepohyblivé		35 ÷ 50	40 ÷ 80
		50 ÷ 80	80 ÷ 130
		80 ÷ 120	130 ÷ 200
spojení pohyblivé bez zatížení		10 ÷ 15	15 ÷ 30
		15 ÷ 25	30 ÷ 50
		25 ÷ 40	50 ÷ 70
spojení pohyblivé pod zatížením			3 ÷ 7
			7 ÷ 15
			15 ÷ 30

Obr. 37.: Dovolovaný tlak pera pro styk s hřídelem a nábojem

Dovolovaný tlak $p_D = (110 \div 120)$ [MPa] (Obr. 37). Pera 18x11x70 vyhovují kontrole na otláčení pera. [15]

Kontrola na stříh.

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_H \cdot b \cdot 2 \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 970,5 \cdot 10^3}{60 \cdot 18 \cdot 2 \cdot (70 - 18)} = 17,3 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (295)$$

Dovolené smykové napětí je $\tau_D = (60 \div 90)$ [MPa]. Pera 18x11x70 vyhovují kontrole na stříh. [15]

4.18.2. Nalisování kola 2

Pro nalisování jsem nejdříve musel určit minimální tlak ve spoji.

$$p_{min} = \frac{k \cdot M_{kl}}{\pi \cdot d_{HII} \cdot L \cdot f \cdot \frac{d_{HII}}{2}} = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 156 \cdot 10^3}{\pi \cdot 105 \cdot 81 \cdot 0,12 \cdot \frac{105}{2}} = 33,7 \text{ [MPa]} \quad (296)$$

Kde k je součinitel bezpečnosti, d_{HII} je průměr hřídele, L je délka nalisovaného spoje a f je součinitel tření. [15]

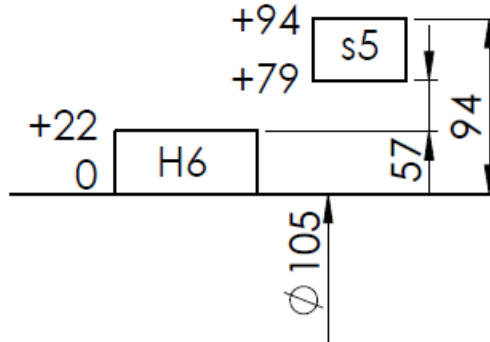
Při stanovení minimálního přesahu jsem nejdříve vypočítal geometrickou konstantu a poté s pomocí dané geometrické konstanty vypočítal hodnotu minimálního přesahu.

$$C_N = \frac{D_N^2 + d_H^2}{D_N^2 - d_H^2} = 1,893 \text{ [-]} \quad (297)$$

Kde $D_N = 1,8 \cdot d_H$.

$$\Delta d_{min} = p_{min} \cdot d_{HII} \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1) = 33,7 \cdot 105 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,893 + 1) = 0,04874 \text{ [mm]} \quad (298)$$

Kde **E** je modul pružnosti.



Obr. 38.: Uložení H6/s5 kola 2

Pro nalisování kola 2 za tepla jsem navrhl uložení **H6/s5** (Obr. 38), pro které platí minimální přesah $\delta_{min}=0,057$ [mm] a maximální přesah $\delta_{max}=0,094$ [mm]. [5] Maximální tlak ve spoji jsem vypočítal pomocí následujícího vztahu

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_{HII} \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1)} = \frac{0,094}{105 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,893 + 1)} = 65 \text{ [MPa]} \quad (299)$$

Pro stanovení pevnostní kontroly náboje jsem musel určit σ_{red} . Proto jsem nejdříve určil velikosti hlavních napětí.

$$\sigma_1 = C_N \cdot p_{max} = 1,893 \cdot 65 = 123 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (300)$$

$$\sigma_2 = 0 \quad (301)$$

$$\sigma_3 = -p_{max} = -65 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (302)$$

Podle teorie HMM jsem určil σ_{red} .

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} = \sqrt{123^2 + (-65)^2 - 123 \cdot (-65)} = 165,4 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (303)$$

Mez kluzu materiálu 16 526 je $\sigma_{kt}=880$ [Nmm⁻²]. Bezpečnost navrženého nalisování je $k=5,3$ [-]. [13]

Pro výpočet potřebného ohřátí náboje jsem vycházel z minimální vůle pro uložení **H7/g6**. [5] [13]

$$\Delta T = \frac{\Delta d_{max} + v}{\alpha \cdot d_{HII}} = \frac{0,094 + 0,012}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 105} = 87,8 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (304)$$

Kde **v** je minimální vůle pro uložení **H7/g6** a **α** je součinitel lineární tepelné roztažnosti.

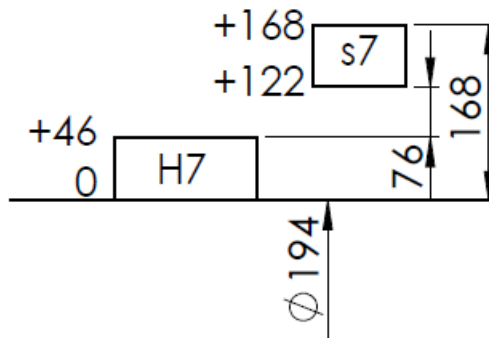
4.18.3. Nalisování kola 4

Při navrhování ostatních ozubených kol jsem postupoval obdobně jako u kola 2.

$$p_{min} = \frac{k \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot d_{HIII} \cdot L \cdot f \cdot \frac{d_{HIII}}{2}} = \frac{1,1 \cdot 23\,019 \cdot 10^3}{\pi \cdot 194 \cdot 134 \cdot 0,12 \cdot \frac{194}{2}} = 26,6 \text{ [MPa]} \quad (305)$$

$$C_N = \frac{D_N^2 + d_H^2}{D_N^2 - d_H^2} = 1,893 \quad (306)$$

$$\begin{aligned} \Delta d_{min} &= p_{min} \cdot d_{HIII} \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1) = 26,6 \cdot 194 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,893 + 1) \\ &= 0,07118 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (307)$$



Obr. 39.: Uložení H7/s7 kola 4

Pro nalisování kola 4 za tepla jsem navrhl uložení **H7/s7** (Obr. 39), pro které platí minimální přesah $\delta_{min}=0,076$ [mm] a maximální přesah $\delta_{max}=0,168$ [mm]. [5]

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_{HIII} \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1)} = \frac{0,168}{194 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,893 + 1)} = 71,2 \text{ [MPa]} \quad (308)$$

$$\sigma_1 = C_N \cdot p_{max} = 1,893 \cdot 71,2 = 134,7 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (309)$$

$$\sigma_2 = 0 \quad (310)$$

$$\sigma_3 = -p_{max} = -71,2 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (311)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} = \sqrt{134,7^2 + (-71,2)^2 - 134,7 \cdot (-71,2)} \\ &= 181,2 \text{ [Nmm}^{-2}] \end{aligned} \quad (312)$$

Mez kluzu materiálu 16 526 je $\sigma_{kt}=880$ [Nmm⁻²]. Výsledná bezpečnost lisovaného spoje je tedy $k=4,9$ [-]. [13]

Pro výpočet potřebného ohřátí náboje jsem vycházel z minimální vůle pro uložení **H7/g6**. [5]

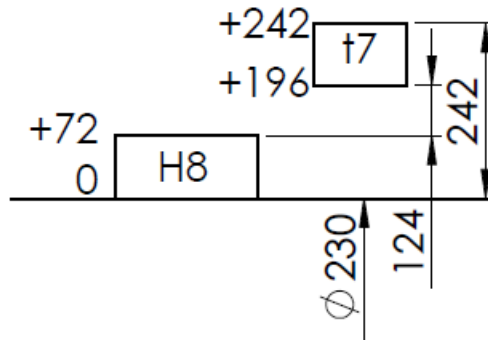
$$\Delta T = \frac{\Delta d_{max} + v}{\alpha \cdot d_{HIII}} = \frac{0,168 + 0,014}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 194} = 93,1 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (313)$$

4.18.4. Nalisování kola 6

$$p_{min} = \frac{k \cdot M_{kIV}}{\pi \cdot d_{HIV} \cdot L \cdot f \cdot \frac{d_{HIV}}{2}} = \frac{1,1 \cdot 75\,987 \cdot 10^3}{\pi \cdot 230 \cdot 241 \cdot 0,12 \cdot \frac{230}{2}} = 34,8 \text{ [MPa]} \quad (314)$$

$$C_N = \frac{D_N^2 + d_H^2}{D_N^2 - d_H^2} = 1,893 \quad (315)$$

$$\Delta d_{min} = p_{min} \cdot d_{HIV} \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1) = 34,8 \cdot 230 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,893 + 1) = 0,1102 \text{ [mm]} \quad (316)$$



Obr. 40.: Uložení H8/t7 kola 6

Pro nalisování kola 6 za tepla jsem navrhl uložení **H8/t7** (Obr. 40), pro které platí minimální přesah $\delta_{min}=0,124$ [mm] a maximální přesah $\delta_{max}=0,242$ [mm]. [5]

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_{HIV} \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1)} = \frac{0,242}{230 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,893 + 1)} = 76,4 \text{ [MPa]} \quad (317)$$

$$\sigma_1 = C_N \cdot p_{max} = 1,893 \cdot 76,4 = 144,6 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (318)$$

$$\sigma_2 = 0 \quad (319)$$

$$\sigma_3 = -p_{max} = -76,4 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (320)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} = \sqrt{144,6^2 + (-76,4)^2 - 144,6 \cdot (-76,4)} = 194,4 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (321)$$

Mez kluzu materiálu 16 526 je $\sigma_{kt}=880$ [Nmm⁻²]. Bezpečnost navrženého lisovaného spoje je $k=4,5$ [-]. [13]

Pro výpočet potřebného ohřátí náboje jsem vycházel z minimální vůle pro uložení **H7/g6**. [5]

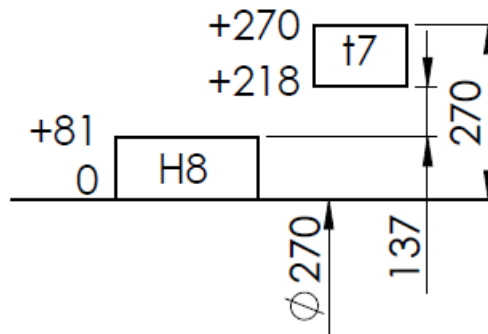
$$\Delta T = \frac{\Delta d_{max} + v}{\alpha \cdot d_{HIV}} = \frac{0,242 + 0,015}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 230} = 97,2 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (322)$$

4.18.5. Nalisování kola 8

$$p_{min} = \frac{k \cdot M_{KV}}{\pi \cdot d_{HV} \cdot L \cdot f \cdot \frac{d_{HV}}{2}} = \frac{1,1 \cdot 166\,456 \cdot 10^3}{\pi \cdot 270 \cdot 380 \cdot 0,12 \cdot \frac{270}{2}} = 35,1 \text{ [MPa]} \quad (323)$$

$$C_N = \frac{D_N^2 + d_H^2}{D_N^2 - d_H^2} = 1,893 \quad (324)$$

$$\Delta d_{min} = p_{min} \cdot d_{HV} \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1) = 35,1 \cdot 270 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,893 + 1) = 0,1304 \text{ [mm]} \quad (325)$$



Obr. 41.: Uložení H8/t7 kola 8

Pro nalisování kola 8 za tepla jsem navrhl uložení **H8/t7** (Obr. 41), pro které platí minimální přesah $\delta_{min}=0,137$ [mm] a maximální přesah $\delta_{max}=0,27$ [mm]. [5]

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_{HV} \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1)} = \frac{0,27}{270 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,893 + 1)} = 72,6 \text{ [MPa]} \quad (326)$$

$$\sigma_1 = C_N \cdot p_{max} = 1,893 \cdot 72,6 = 137,4 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (327)$$

$$\sigma_2 = 0 \quad (328)$$

$$\sigma_3 = -p_{max} = -72,6 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (329)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} = \sqrt{137,4^2 + (-72,6)^2 - 137,4 \cdot (-72,6)} = 184,7 \text{ [Nmm}^{-2}] \quad (330)$$

Mez kluzu materiálu 11 500 je $\sigma_{kt}=290$ [Nmm⁻²]. Bezpečnost nalisovaného spoje je $k=1,6$ [-]. [13]

Pro výpočet potřebného ohřátí náboje jsem vycházel z minimální vůle pro uložení **H7/g6**. [5]

$$\Delta T = \frac{\Delta d_{max} + v}{\alpha \cdot d_{HV}} = \frac{0,27 + 0,017}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 270} = 92,4 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (331)$$

4.18.6. Evolventní drážkování na výstupním hřídeli a zubové spojce

Pro spojení výstupního hřídele a zubové spojky jsem navrhl evolventní drážkování s nominálním průměrem $D=260$ [mm], modulem $m=5$ [mm] a počtem zubů $z=50$ [-].

Kontrola zubů na otláčení

$$p = \frac{M_{kV}}{0,45 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot l \cdot \Psi} = \frac{166\,456 \cdot 10^3}{0,45 \cdot 5^2 \cdot 50^2 \cdot 280 \cdot 1} = 21,1 \text{ [MPa]} \quad (332)$$

Dovolený tlak je $p_D=(110 \div 120)$ [MPa]. Evolventní drážkování vyhovělo kontrole na otláčení. [13]

Hřídel jsem pod evolventním drážkováním kontroloval na krut.

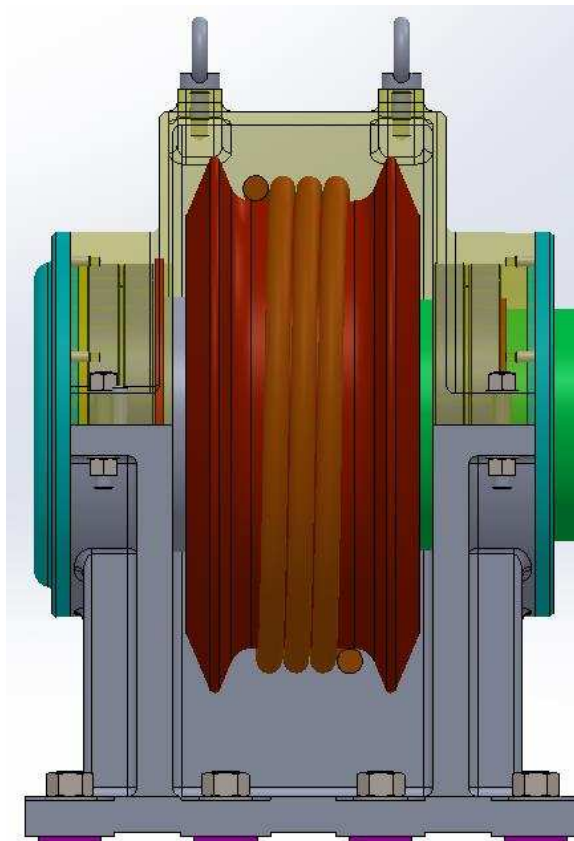
$$\tau = \frac{M_{kV}}{W_k} = \frac{M_{kV}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{166\,456 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 249^3}{16}} = 54,9 \text{ [Nmm}^{-2}\text{]} \quad (333)$$

Kde d je patní kružnice evolventního drážkování.

Dovolené smykové napětí pro míjivé zatížení pro materiál 11 500 je $\tau_{D11\,500}=(55 \div 85)$ [Nmm⁻²]. Hřídel V vyhovuje pevnostní podmínce v krutu. [15]

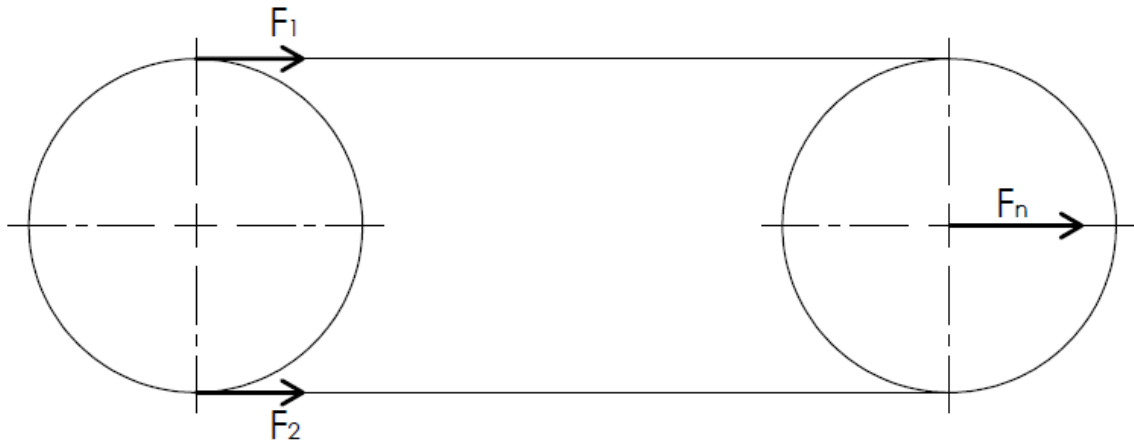
4.19. Napínací síla

Kvůli funkčnosti celého dopravníku je nutno stanovit sílu, kterou bude lano napínáno. Pokud by nedošlo k potřebnému předepnutí lana, tak by lano začalo prokluzovat a celý dopravník by se stal nefunkčním. Aby napínací síla nebyla příliš velká, tak bude lano třikrát ovinuto okolo lanového kotouče (Obr. 42).



Obr. 42.: Lanový kotouč

Při výpočtech vycházím z Obr. 43, kde F_1 je tažná síla způsobená vozíky, F_2 je síla odlehčená a F_n je napínací síla.



Obr. 43.: Schéma pro výpočet napínací síly

Pro výpočet síly F_2 jsem vycházel z Eulerova vztahu opásání.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha \cdot f} \quad (334)$$

Kde α je úhel opásání, f je součinitel tření, který jsme stanovili jako 0,11, a e je Eulerovo číslo.

Po úpravě a dosazení

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\alpha \cdot f}} = \frac{397}{e^{7 \cdot \pi \cdot 0,11}} = 35,3 \text{ [kN]} \quad (335)$$

Napínací sílu při zatížení jsem vypočítal ze vztahu uvedeném v literatuře [17].

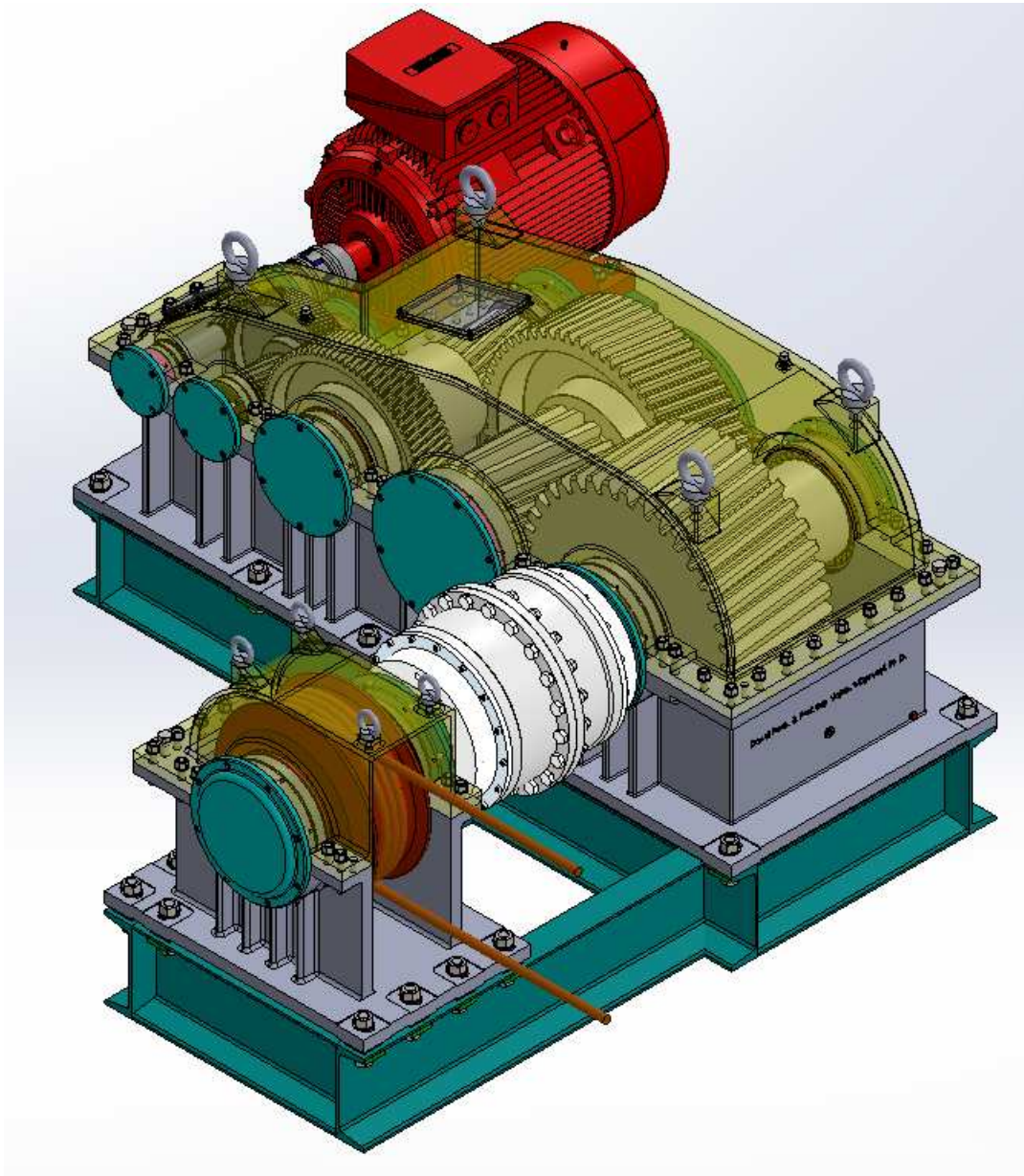
$$F_n = F_1 \cdot \frac{e^{\alpha \cdot f} + 1}{e^{\alpha \cdot f} - 1} = 397 \cdot \frac{e^{7 \cdot \pi \cdot 0,11} + 1}{e^{7 \cdot \pi \cdot 0,11} - 1} = 475 \text{ [kN]} \quad (336)$$

5. Závěr

V této bakalářské práci jsem se nejdříve věnoval krátké rešerši na téma nákladních tramvají ve městech. Dále jsem koncepčně řešil vodorovný dopravník, který dopravuje kontejnery se slisovaným odpadem do míst, kde jsou kontejnery nakládány na upravené tramvaje Tatra T3. Z tohoto koncepčního návrhu vzešly základní parametry pro převodový mechanismus, který jsem řešil ve výpočtové části.

Během návrhu převodů soukolí převodového mechanismu jsem zjistil, že převodový mechanismus bude čtyřstupňový. Pro tento převod jsem navrhl elektromotor, který pohání celý vodorovný dopravník. Převodový mechanismus jsem celý patřičně propočítal a bezpečnostně zkontroloval.

Z vypočteného převodového mechanismu jsem vytvořil 3D model v programu SolidWorks (Obr. 44) a následně vypracoval část výkresové dokumentace.



Obr. 44.: 3D model převodového mechanismu s lanovým kotoučem

Celý převodový mechanismus popsáný v této bakalářské práci předpokládá mazání pomocí brodění ozubených kol. Pro tento předpoklad byla speciálně navržena vana skříně, která je rozdělena na dvě sekce s různě vysokým dnem. Po zpětném zamyšlení nad tímto typem mazání se dá předpokládat, že kvůli velmi nízké úhlové rychlosti výstupního hřídele nebyl tento předpoklad správný. Pro mazání ložisek a zubů ozubených kol a pastorků by mělo být po skříně rozvedeno mazivo, které by bylo do rozvodného systému vháněno pomocí čerpadla. Toto zamyšlení bylo již nad rámec zadání bakalářské práce, ale je to problém, který by se při reálném použití musel řešit.

Seznam použité literatury

- [1] Cargotram. *Www.proaktiva.com* [online]. 2004 [cit. 2017-05-31]. Dostupné z: <http://www.proaktiva.ch/tram/zurich/cargotram.html>
- [2] Fahrplan Cargo-Tram und E-Tram. In: *Www.stadt-zuerich.ch* [online]. Curych: ERZ Entsorgung + Recycling Zürich, 2016 [cit. 2017-05-31]. Dostupné z: https://www.stadt-zuerich.ch/content/dam/stzh/ted/Deutsch/erz/Sauberer_Zuerich/Publikationen_und_Broschueren/SZ_Fahrplan_Cargo_E_Trाम_2017.pdf
- [3] CarGo Tram Dresden: urban freight transport on tramways. *LivingRail* [online]. Mcrit [cit. 2017-05-31]. Dostupné z: http://81.47.175.201/livingrail/index.php?option=com_content&view=article&id=705:cargo-tram-dresden-urban-freight-transport-on-tramways&catid=40:logistics&Itemid=130
- [4] Freight tram to support electric car production. *Metro Report International* [online]. London: Metro Report, 2017 [cit. 2017-05-31]. Dostupné z: <http://www.metro-report.com/news/single-view/view/freight-tram-to-support-electric-car-production.html>
- [5] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [6] ČSN 27 1820. Kladky a bubny pro ocelová lana. 1957.
- [7] Elektromotor SIEMENS 1LE1502-3AD23 75kW,738ot. *Elektromotory.net* [online]. Zábřeh: Elektromotory Moravec [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-750-otacek/1le1502-3ad2-75kw-738ot-1.html>
- [8] KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1638-2.
- [9] ČSN 01 4990. Válcové konce hřídelů. 1988.
- [10] 01_flexible_jaw_bin_bush_ROTEx. *KTR* [online]. Jevíčko: KTR CZ, spol [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/03_backlash-free_jaw_couplings_ROTEx_GS.pdf
- [11] 02_tooth_gear_coupling_GEAREx. *KTR* [online]. Jevíčko: KTR CR, spol [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/02_tooth_gear_coupling_GEAREx.pdf
- [12] *SKF* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
- [13] Základní dovolené napětí pro ohyb a pro otláčení. *Www.ozubeni.cz* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://www.ozubeni.cz/ozubeni/vlastnosti.html>
- [14] *SEPS - elektronická podpora studia* [online]. 2017 [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: www.seps.fs.cvut.cz
- [15] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [16] ČSN 01 4955. Drážková spojení evolventní s úhlem profilu 30°. 1981.



- [17] JANČÍK, Luděk a Jiří ZÝMA. *Části a mechanismy strojů: (Bakalářské studium)*. V Praze: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 80-010-1422-3.

Seznam obrázků

- [1] Cargotram. Www.proaktiva.com [online]. 2004 [cit. 2017-05-31]. Dostupné z: <http://www.proaktiva.ch/tram/zurich/cargotram.html>
- [2] PANKOW, Gabriel. Dieselgate-Urteil: Deutscher VW-Händler muss Golf zurückkaufen. In: *Produktion* [online]. Produktion, 2016 [cit. 2017-05-31]. Dostupné z: https://www.produktion.de/files/upload/post/pro/2016/11/141732/vw_glaeserne-manufaktur_4.jpg
- [3] Koncept žebříku
- [4] Koncept oválu
- [5] Koncept výhybny
- [6] 521 - Tramvaj T3. In: *Technické muzeum v Brně* [online]. Praha: Technické muzeum v Brně, 2002 [cit. 2017-05-31]. Dostupné z: <http://www.sabdigital.com/expozicemhd/?akce=exponaty-tramvaje-brno-521-tramvaj-t3>
- [7] Vlevo dva závěsné systémy, vpravo závěsný systém s otočnou hlavou
- [8] Betonový blok
- [9] Koncepční schéma zvedání betonového bloku
- [10] Napínání tažného lana
- [11] Čtyřstupňová čelní převodovka
- [12] Elektromotor SIEMENS 1LE1502-3AD23
- [13] Schéma pro určení křivky v diagramu $KH\beta$, KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1638-2.
- [14] Diagram pro odečtení $KH\beta$, KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1638-2.
- [15] Normalizované hodnoty modulu, KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1638-2.
- [16] Normalizované hodnoty osových vzdáleností, KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1638-2.
- [17] Schéma výsledného soukolí
- [18] Pružná spojka ROTEX GS 75 St 92 Sh-A
- [19] Zubová spojka GEARex DA 85 (42CrMo4
- [20] Rozkreslení sil do rovin, KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1638-2.
- [21] Rovina radiálních a axiálních sil (Hřídél I.)
- [22] Rovina tečných sil (Hřídél I.)
- [23] Rovina radiálních a axiálních sil (Hřídél II.)
- [24] Rovina tečných sil (Hřídél II.)
- [25] Rovina radiálních a axiálních sil (Hřídél III.)
- [26] Rovina tečných sil (Hřídél III.)
- [27] Rovina radiálních a axiálních sil (Hřídél IV.)
- [28] Rovina tečných sil (Hřídél IV.)
- [29] Rovina radiálních a axiálních sil (Hřídél V.)
- [30] Rovina tečných sil (Hřídél V.)
- [31] Axiální zajištění ložiska



- [32] Axiální zatížení kuželíkových ložisek, *SKF* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
- [33] Ukázka míst dynamické kontroly hřídele III
- [34] Dynamická kontrola osazení ozubeného kola
- [35] Dynamická kontrola osazení pastorku
- [36] Průhyb hřídele III, *SEPS - elektronická podpora studia* [online]. 2017 [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: www.seps.fs.cvut.cz
- [37] Dovolенý tlak pera pro styk náboje a hřídele
- [38] Uložení H6/s5 kola 2
- [39] Uložení H7/s7 kola 4
- [40] Uložení H8/t7 kola 6
- [41] Uložení H8/t7 kola 8
- [42] Lanový kotouč
- [43] Schéma pro výpočet napínací síly
- [44] 3D model převodového mechanismu s lanovým kotoučem

PŘÍLOHY

A. Jízdní řád CARGO tramvaje v Curychu

Haltestellen und Fahrplan	CARGO-Tram												E-Tram												
	Anfahrzeit: 15 bis 19 Uhr (Ausnahmen: Tramdepot Hard und Tramdepot Universität h d e h f)																								
	WOCHENTAG	JAN	FEB	MÄR	APR	MÄJ	JUN	JUL	AUG	SEP	OKT	NOV	DEZ	JAN	FEB	MÄR	APR	MÄJ	JUN	JUL	AUG	SEP	OKT	NOV	DEZ
Albisrieden	Mittwoch	4.	8.	8.	5.	3/24	28.	13.	-	20.	18.	15.	13.	25.	19.	18.	15.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
	Mittwoch	25.	22.	22.	19.	17.	14.	-	6.	4.	1/29.	15.	-	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
	Montag	18.	13.	13.	10.	8.	-	10.	28.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
Burgwies	Montag	30.	27.	27.	27.	22.	19.	-	21.	15.	25.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.
	Dienstag	24.	21.	21.	21.	18.	13.	-	5.	5.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.
	Dienstag	10.	7.	7.	7.	4.	2/30.	27.	11.	-	19.	16.	13.	10.	7.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	
Herzenbach	Dienstag	10.	7.	7.	7.	4.	2/30.	27.	11.	-	19.	16.	13.	10.	7.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	
	Mittwoch	18.	15.	15.	12.	10.	7.	-	5.	5.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.
	Mittwoch	4.	1.	1.	2/30.	27.	22.	19.	5.	5.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.
Letzigrund	Mittwoch	4.	1.	1.	2/30.	27.	22.	19.	5.	5.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.
	Dienstag	18.	16.	16.	16.	13.	13.	-	7.	7.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.
	Dienstag	12.	10.	10.	10.	7.	7.	-	14.	14.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
Seebach	Freitag	27.	24.	24.	24.	21.	16.	-	18.	15.	21.	18.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
	Freitag	12.	10.	10.	10.	7.	7.	-	14.	14.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
Strassenverkehrsamt	Freitag	27.	24.	24.	24.	21.	16.	-	18.	15.	21.	18.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
	Freitag	12.	10.	10.	10.	7.	7.	-	14.	14.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
Tiefenbrunn	Dienstag	3/24	28.	28.	28.	25.	20.	13.	-	20.	18.	15.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.	20.	18.	15.	12.	9.
	Dienstag	17.	14.	14.	14.	11.	10.	-	29.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
	Samstag	21.	18.	18.	18.	15.	14.	-	29.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
	Samstag	7.	4.	4.	4.	1.	10.	-	29.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
Tramdepot Hard 7.30 bis 14 Uhr	Samstag	7.	4.	4.	4.	1.	10.	-	29.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
Tramdepot Universität h d e h f H. 2.0 bis 15.30 Uhr	Dienstag	26.	23.	23.	23.	20.	15.	-	17.	17.	23.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.
	Dienstag	12.	9.	9.	9.	6.	6.	-	13.	13.	19.	16.	13.	10.	7.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.
Wartau	Freitag	20.	17.	17.	17.	14.	12.	-	20.	18.	15.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.	20.	18.	15.	12.	9.	
	Freitag	8.	3.	3.	3/24.	20.	15.	-	20.	18.	15.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.	20.	18.	15.	12.	9.	
	Montag	9.	6.	6.	6.	3.	2.	-	12.	12.	18.	15.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.	20.	18.	15.	12.	
Wollishofen	Montag	9.	6.	6.	6.	3.	2.	-	12.	12.	18.	15.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.	11.	20.	18.	15.	12.	
	Montag	23.	20.	20.	20.	17.	12.	3.	-	14.	14.	20.	17.	14.	11.	8.	4.	1/29.	12.	9.	7.	25.	18.	16.	13.

Stadt Zürich
Entsorgung + Recycling

ERZ – Für die saubere Zukunft von Zürich

Obr. 45.: Jízdní řád CARGO tramvaje v Curychu

B. Kontroly ozubení
Tab. 1.: Kontrola ozubení v soukolí 12 [14]

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
Z ₁	19		d	77,69789	421,2043	σ_{Flim}	740	740
Z ₂	103		d _a	86,79567	429,1957	σ_{Hlim}	1330	1330
m _n	4		d _f	68,80433	411,2043	Y _{Fa}	2,574114	2,182312
x ₁	0,138306		d _b	72,81995	394,7608	Y _{sa}	1,622718	1,805258
x ₂	0		d _w	77,86885	422,1311	Y _ε	0,700477	0,700477
α _n	20		h _a	4,548894	3,99567	Y _β	0,9	0,9
β	12		h _f	4,446776	5	F _β	6	6
a _w	250		h	8,99567	8,99567	Y _{N,X}	1	1
b ₁	85		s _n	6,6859	6,283185	Z _H	2,42803	2,42803
b ₂	81		s _t	6,835267	6,423555	Z _E	189,8	189,8
P	75		v _n	5,880471	6,283185	Z _c	0,790236	0,790236
n ₁	738		v _t	6,011844	6,423555	Z _β	0,989013	0,989013
M _{k1}	970457		α _w	20,74575		Z _B	1	1
v	3,00237					Z _{R,T}	1	1
u	5,421053					K _A	1,1	1,1
						K _V	1,026874	1,026874
Kontrolní rozměry						K _{Fα}	1	1
	1	2				K _{Fβ}	1,366784	1,364369
h _k	3,474491	2,985981				K _{Hα}	1	1
s _k	5,903798	5,903798		konst. tloušťka		K _{Hβ}	1,41769	1,41769
z'	3	13						
M/z	31,03344	153,7524		přes zuby				
d	5,904263	5,904263				S _F	2,477399	2,507525
M/d	84,08276	426,726		přes kuličky		S _H	1,345811	1,345811

Tab. 2.: Kontrola ozubení v soukolí 34 [14]

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	kolo 3	kolo 4		kolo 3	kolo 4
z_3	18		d	127,9438	582,8549	σ_{Flim}	740	740
z_4	82		d_a	141,9405	596,0562	σ_{Hlim}	1330	1330
m_n	7		d_f	110,4438	564,5595	Y_{Fa}	2,856486	2,238877
x_3	0		d_b	120,0098	546,7111	Y_{sa}	1,540872	1,757686
x_4	-0,05681		d_w	127,8	582,2	Y_ε	0,692171	0,692171
α_n	20		h_a	6,998351	6,600686	Y_β	0,917143	0,917143
β	10		h_f	8,75	9,147665	F_β	6	6
a_w	355		h	15,74835	15,74835	$Y_{N.X}$	1	1
b_3	141		s_n	10,99557	10,7061	Z_H	2,475018	2,475018
b_4	134		s_t	11,1652	10,87126	Z_E	189,8	189,8
P	75		v_n	10,99557	11,28505	Z_ε	0,77891	0,77891
n_2	136,1359		v_t	11,1652	11,45914	Z_β	0,992375	0,992375
M_{k2}	5260899		α_w	20,10846		Z_B	1	1
v	0,911991					$Z_{R.T}$	1	1
u	4,555556					K_A	1,1	1,1
						K_V	1,004554	1,004554
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	3	4				$K_{F\beta}$	1,383978	1,38113
h_k	5,231396	4,880249				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	9,709336	9,709336		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,440962	1,440962
z'	3	10						
M/z	53,50583	204,443		přes zuby				
d	10,33246	10,33246				S_F	2,078422	2,213814
M/d	137,3811	591,9778		přes kuličky		S_H	1,200157	1,200157

Tab. 3.: Kontrola ozubení v soukolí 56 [14]

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	kolo 5	kolo 6		kolo 5	kolo 6
z_5	19		d	230,2407	775,5476	σ_{Flim}	740	740
z_6	64		d_a	254,1149	793,7593	σ_{Hlim}	1330	1330
m_n	12		d_f	200,2407	739,8852	Y_{Fa}	2,813304	2,382801
x_5	0		d_b	216,106	727,9359	Y_{sa}	1,5491	1,658893
x_6	-0,23593		d_w	228,9157	771,0844	Y_ϵ	0,687746	0,687746
α_n	20		h_a	11,93709	9,105881	Y_β	0,944264	0,944264
β	8		h_f	15	17,83121	F_β	6	6
a_w	500		h	26,93709	26,93709	$Y_{N.X}$	1	1
b_5	253		s_n	18,84956	16,7886	Z_H	2,538111	2,538111
b_6	241		s_t	19,0348	16,95359	Z_E	189,8	189,8
P	75		v_n	18,84956	20,91051	Z_ϵ	0,789323	0,789323
n_3	29,8835		v_t	19,0348	21,11601	Z_β	0,995122	0,995122
M_{k3}	23966311		α_w	19,2582		Z_B	1	1
v	0,360257					$Z_{R.T}$	1	1
u	3,368421					K_A	1,1	1,1
						K_V	1,001489	1,001489
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	2	6				$K_{F\beta}$	1,421152	1,418285
h_k	8,908028	6,408005				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	16,64458	16,64458		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,48123	1,48123
z'	3	8						
M/z	91,84763	274,816		přes zuby				
d	17,71279	17,71279				S_F	2,435497	2,563013
M/d	246,7206	786,958		přes kuličky		S_H	1,247409	1,247409

Tab. 4.: Kontrola ozubení v soukolí 78 [14]

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	kolo 7	kolo 8		kolo 7	kolo 8
z_7	17		d	341,8728	764,1863	σ_{Flim}	740	740
z_8	38		d_a	381,7465	798,1272	σ_{Hlim}	1330	1330
m_n	20		d_f	291,8728	708,2535	Y_{Fa}	2,936217	2,54564
x_7	0		d_b	321,048	717,6367	Y_{sa}	1,525436	1,60196
x_8	-0,14832		d_w	340	760	Y_ϵ	0,704996	0,704996
α_n	20		h_a	19,93684	16,97046	Y_β	0,970297	0,970297
β	6		h_f	25	27,96637	F_β	6	6
a_w	550		h	44,93684	44,93684	$Y_{N.X}$	1	1
b_7	400		s_n	31,41593	29,25658	Z_H	2,544309	2,544309
b_8	380		s_t	31,58897	29,41774	Z_E	189,8	189,8
P	75		v_n	31,41593	33,57527	Z_ϵ	0,827203	0,827203
n_4	8,871663		v_t	31,58897	33,76021	Z_β	0,997257	0,997257
M_{k4}	80728635		α_w	19,22047		Z_B	1	1
v	0,158806					$Z_{R.T}$	1	1
u	2,235294					K_A	1,1	1,1
						K_V	1,000454	1,000454
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	7	8				$K_{F\beta}$	1,499527	1,495628
h_k	14,88839	12,26902				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	27,74096	27,74096		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,577401	1,577401
z'	2	5						
M/z	93,40112	274,4752		přes zuby				
d	29,52131	29,52131				S_F	2,479197	2,593575
M/d	370,9748	786,493		přes kuličky		S_H	1,104685	1,104685

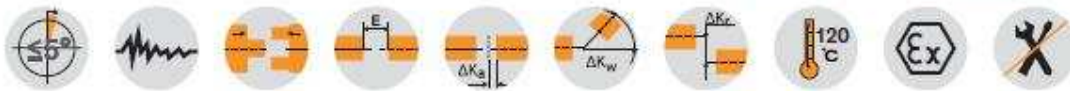
C. Pružná spojka

**ROTEX® Standard
Flexible jaw couplings**

Material steel/UL/marine



For legend of pictogram please refer to flapper on the cover



ROTEX® Steel (St)																	
Size	Component	Spider (part 2) rated torque [Nm]			Finish bore d (min-max)	Dimensions [mm]											
		92 Sh-A	98 Sh-A	64 Sh-D		General											
					L	l ₁ :l ₂	E	b	s	D _H	d _H	D	N	G	τ	T _A [Nm]	
14	1a	7,5	12,5	16	0-16	35	11	13	10	1,5	30	10	30	—	M4	5	1,5
	50					18,5											
19	1a	10	17	21	0-25	66	25	16	12	2	40	18	40	—	M5	10	2
	90					37											
24	1a	35	60	75	0-35	78	30	18	14	2	55	27	55	—	M5	10	2
	118					50											
28	1a	95	160	200	0-40	90	35	20	15	2,5	65	30	65	—	M8	15	10
	140					60											
38	1	190	325	405	0-48	114	45	24	18	3	80	38	70	27	M8	15	10
	164					70	80						—				
42	1	265	450	560	0-55	126	50	26	20	3	95	46	85	28	M8	20	10
	176					75	95						—				
48	1	310	525	655	0-62	140	56	28	21	3,5	105	51	95	32	M8	20	10
	186					80	105						—				
55	1	410	685	825	0-74	160	65	30	22	4	120	60	110	37	M10	20	17
	210					90	120						—				
65	1	825	940	1175	0-80	185	75	35	26	4,5	135	68	115	47	M10	20	17
	235					100	135						—				
75	1	1280	1920	2400	0-95	210	85	40	30	5	160	80	135	53	M10	25	17
	260					110	160						—				
90	1	2400	3600	4500	0-110	245	100	45	34	5,5	200	100	160	62	M12	30	40
	295					125	200						—				
100	1	3300	4950	6185	0-115	270	110	50	38	6	225	113	150	89	M12	30	40
110	1	4800	7200	9000	0-125	295	120	55	42	6,5	255	127	200	96	M16	35	80
125	1	6650	10000	12500	80-145	340	140	60	46	7	290	147	230	112	M16	40	80
140	1	8550	12800	16000	80-160	375	155	65	50	7,5	320	165	255	124	M20	45	140
160	1	12500	19200	24000	80-185	425	175	75	57	9	370	190	290	140	M20	50	140
180	1	18650	28000	35000	85-200	475	195	85	64	10,5	420	220	325	156	M20	50	140

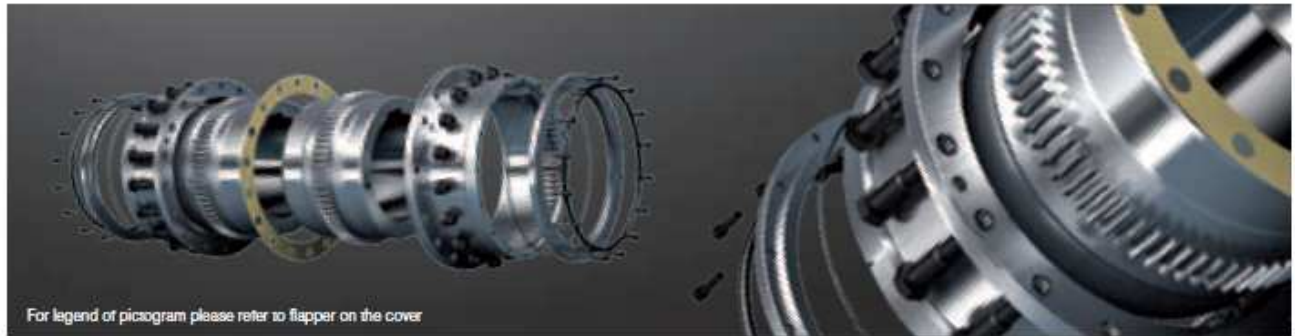
■ = If no material is specified in the order, it is stipulated in the calculation/order.
 *) Maximum torque of coupling T_{Kmax} = rated torque of coupling $T_{K rated}$ x 2. For selection see page 10 et seqq.

Obr. 46.: Katalog pružných spojek GEAREX [10]

D. Zubová spojka

**GEARex® DA, DB and DAB
All-steel gear couplings**

Easy to assemble, high power density



For legend of pictogram please refer to flapper on the cover

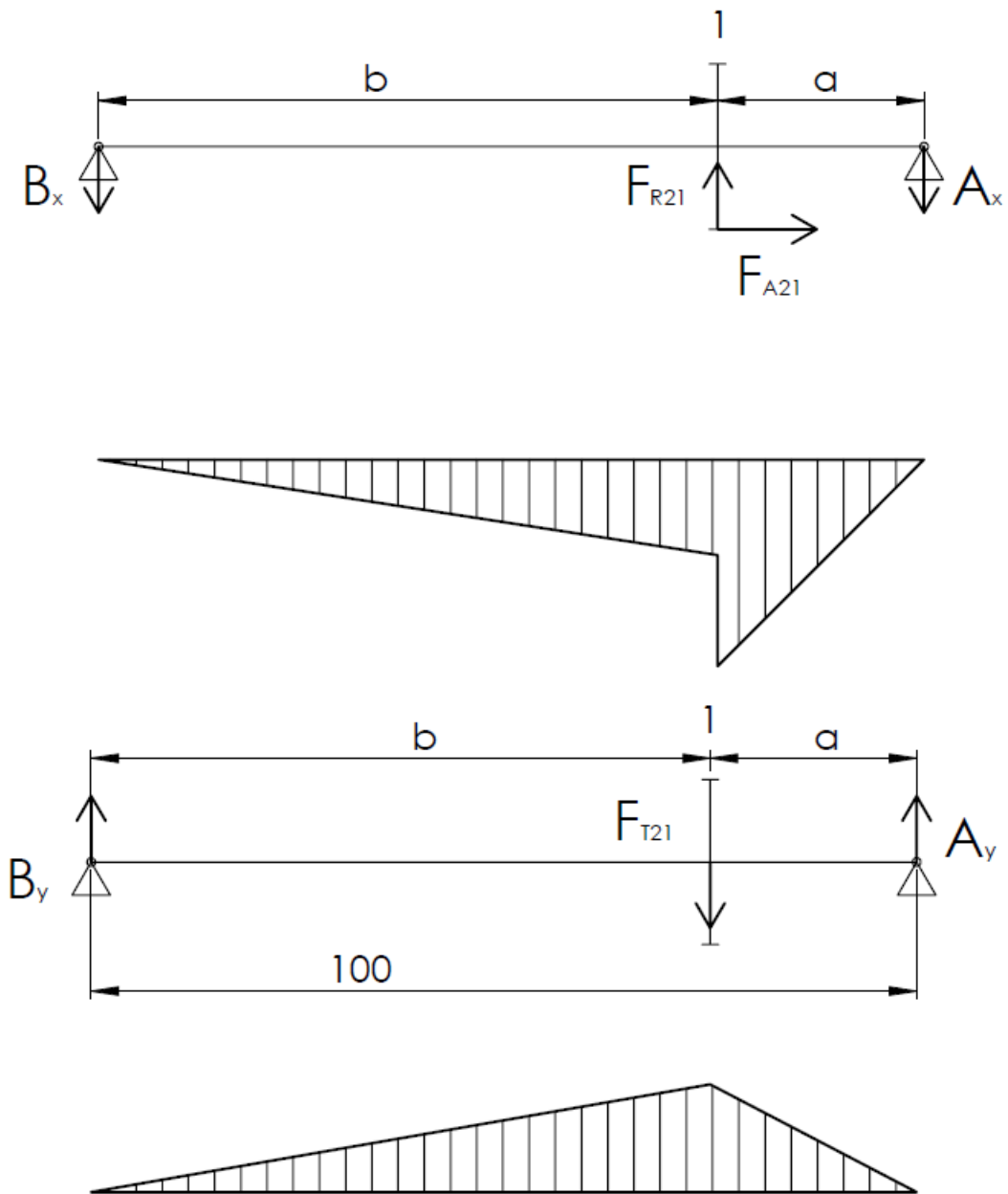


Dimensions																	
Size	Pilot bore	Max. finish bore		Dimensions (mm)													Grease feed- ing (dm ³) ²⁾
		d ₁ : d ₂	l ₁ : l ₂	E _{DA}	E _{DB}	E _{DAB}	L _{DA}	L _{DB}	L _{DAB}	L ₃	D	DA ₁	DA ₂	F ³⁾	d ₃ ⁴⁾		
20	31	80	82	3	31	17	133	150	144	79	108	187	146	100	85	0,08	
25	38	98	76	5	29	17	157	181	169	93	130	220	172	110	105	0,12	
30	44,5	112	90	5	33	19	185	213	199	109	153	248	182	140	120	0,18	
35	46	133	105	6	40	23	216	250	233	128	160	285	214	165	145	0,22	
40	52	158	120	6	42	24	246	282	264	144	214	335	250	180	160	0,30	
45	60	172	135	8	50	29	278	320	299	164	233	358	284	190	185	0,45	
50	80	192	150	8	56	32	388	356	332	182	260	390	309	215	205	0,70	
55	90	210	175	8	70	39	358	420	389	214	283	425,5	348	240	220	0,90	
60	100	232	190	8	84	46	388	464	426	236	312	457	380	260	245	1,15	
70	100	278	220	10	76	43	450	516	483	263	371	527	445	300	290	1,50	
80	140	300	280	10	50	30	570	610	590	310	394	545	475	340	310	2,50	
85	160	325	292	13	53	33	597	637	617	325	430	585	515	352	330	3,00	
90	180	350	300	13	83	48	623	693	658	353	464	640	560	365	360	4,00	
100	220	390	330	13	93	53	673	753	713	383	512	690	612	390	400	5,00	
110	220	420	350	20	296	158	720	896	808	508	560	765	685	410	420	6,00	
120	260	450	420	25	421	223	864	1261	1063	643	608	825	720	480	470	7,50	
130	300	500	440	25	415	220	905	1295	1100	660	684	900	805	520	520	9	
140	380	580	460	20	430	225	840	1300	1145	685	750	1010	875	570	590	12	
150	460	660	520	30	460	245	1070	1500	1285	760	800	1140	975	630	670	15	

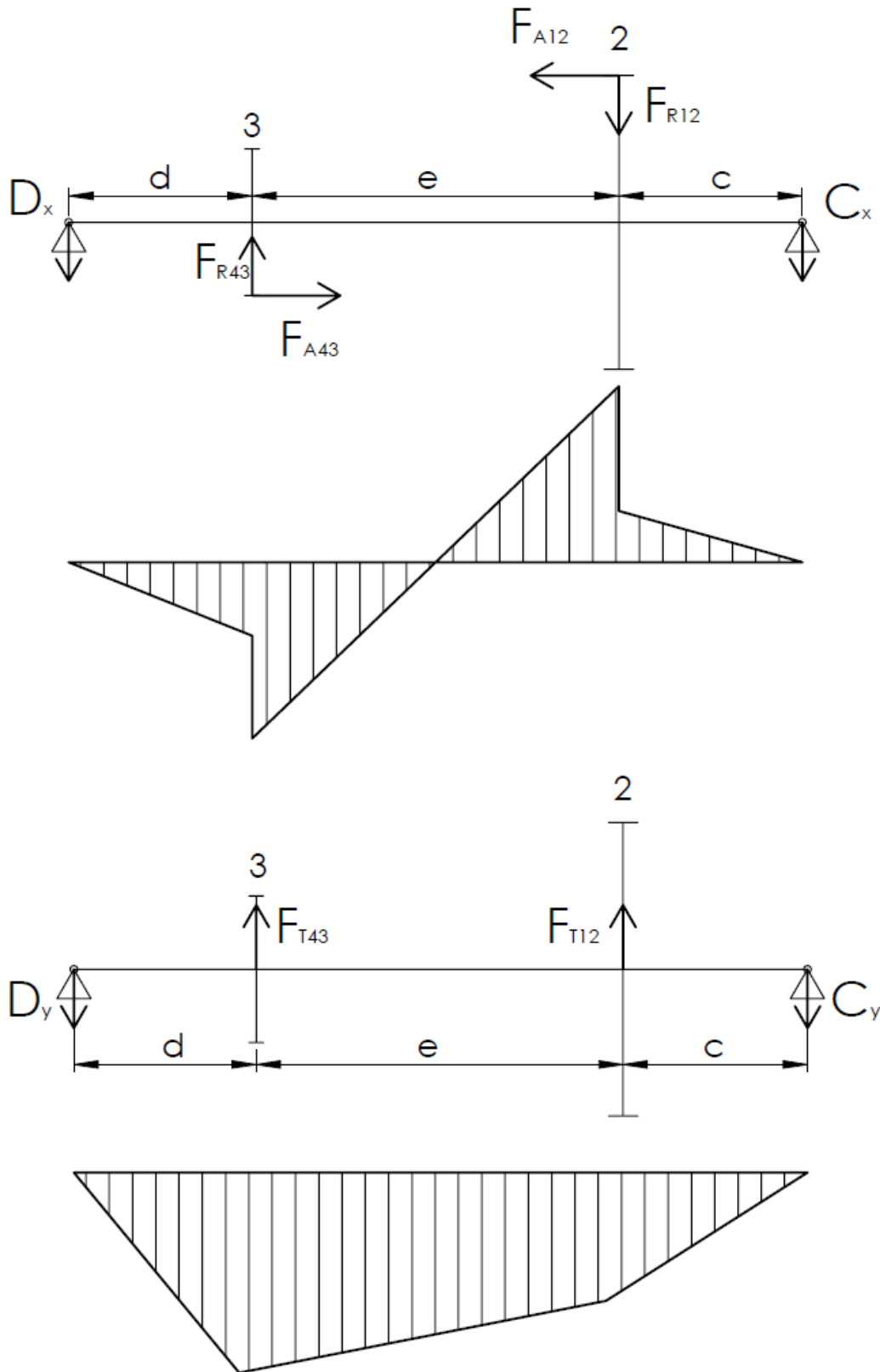
Technical data										
Size	Torque [Nm]		Max. speed [1/ min]	Weight with max. bore [kg]			Mass moment of inertia with max. bore [kgm ²]	Dowel screw (r 0.9)		
	T _{KN}	T _{KN} (42CrMo4)		Sleeve	Hub	Total		z	M	T _A [Nm]
20	3500	6300	6900	3,6	2,1	12,8	0,056	6	M10	72
25	6500	11000	8200	5,5	3,6	20,3	0,125	6	M12	125
30	10000	17400	5600	6,9	6,2	28,9	0,219	8	M12	125
35	17000	28800	5100	11,2	9,8	46,6	0,488	8	M14	200
40	26500	48000	4500	16,3	15,9	70,9	1,011	8	M14	200
45	37000	82000	4000	20,2	21,4	90,7	1,482	10	M14	200
50	51000	88000	3750	27,0	29,5	123,5	2,474	8	M18	430
55	85000	110000	3550	32,6	40,2	159,1	3,714	14	M18	430
60	85000	145000	3400	32,0	52,8	184,4	4,810	14	M18	430
70	135000	240000	3200	43,8	80,5	280	9,907	16	M20	610
80	175000	300000	1900	64	117	382	14,214	18	M20	610
85	225000	380000	1900	75	148	446	20,320	20	M20	610
90	290000	500000	1700	101	183	568	31,038	20	M24	1000
100	380000	650000	1600	117	232	698	45,358	24	M24	1000
110	480000	820000	1450	140	295	940	73,880	20	M30	1700
120	620000	1050000	1350	188	430	1312	118,40	24	M30	1700
130	-	1450000	1150	319	603	1854	226,732	20	M36	2800
140	-	1950000	1050	373	758	2391	328,567	24	M36	2800
150	-	2750000	900	475	983	3069	540,298	30	M36	2800

Obr. 47.: Katalog zubových spojek GEARex [11]

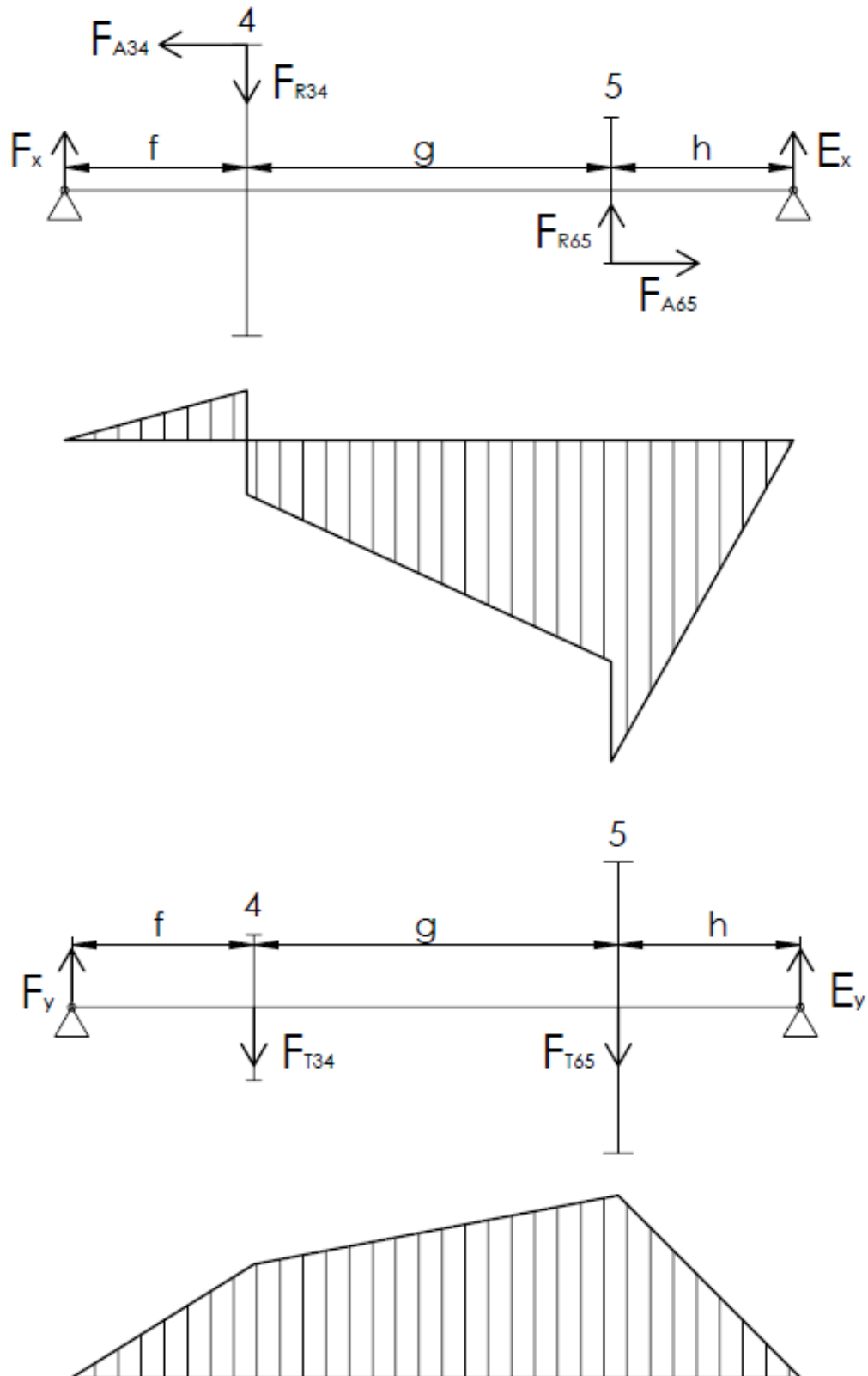
E. Průběhy ohybových momentů



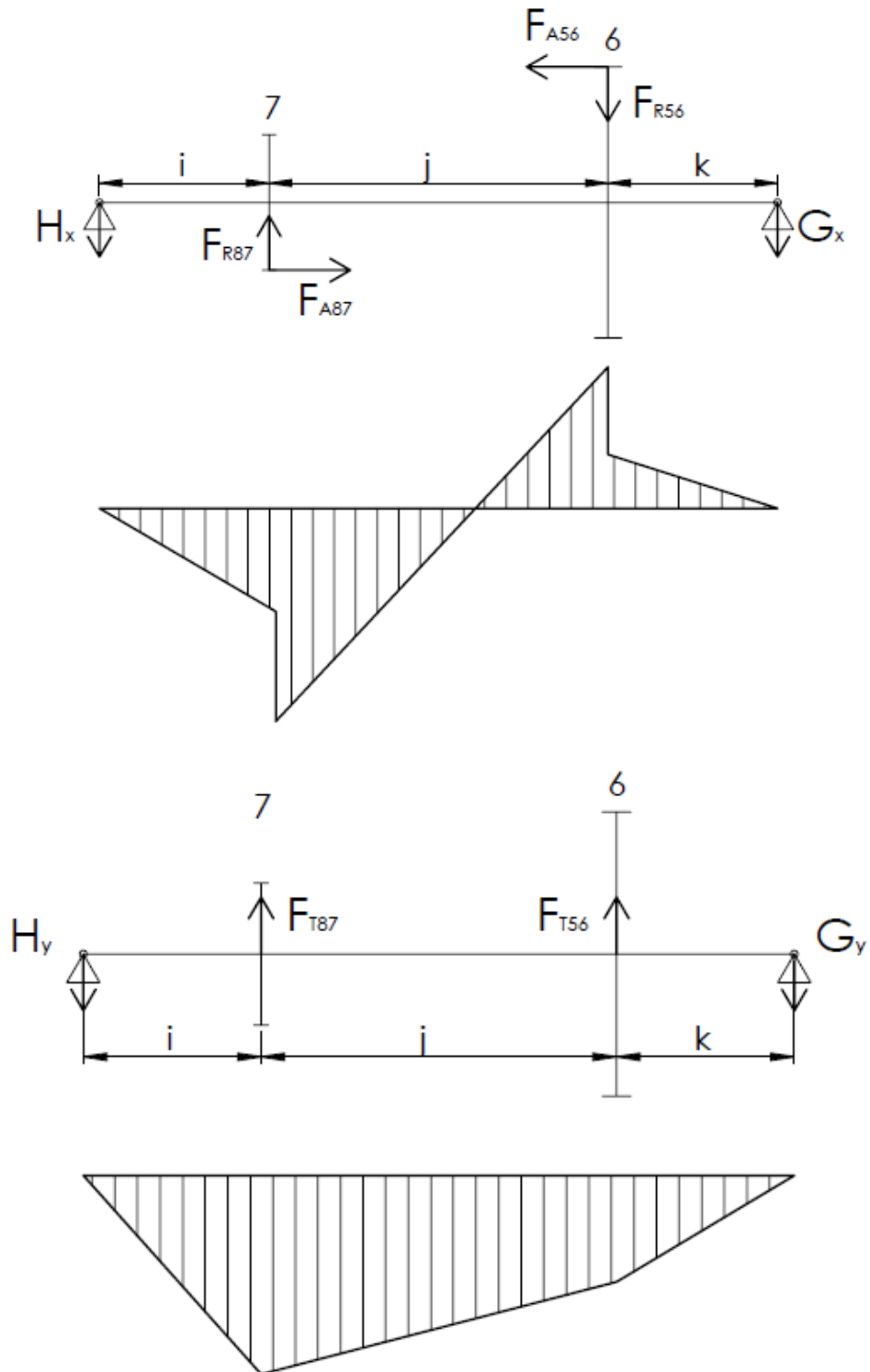
Obr. 48.: Průběhy ohybových momentů hřídel I



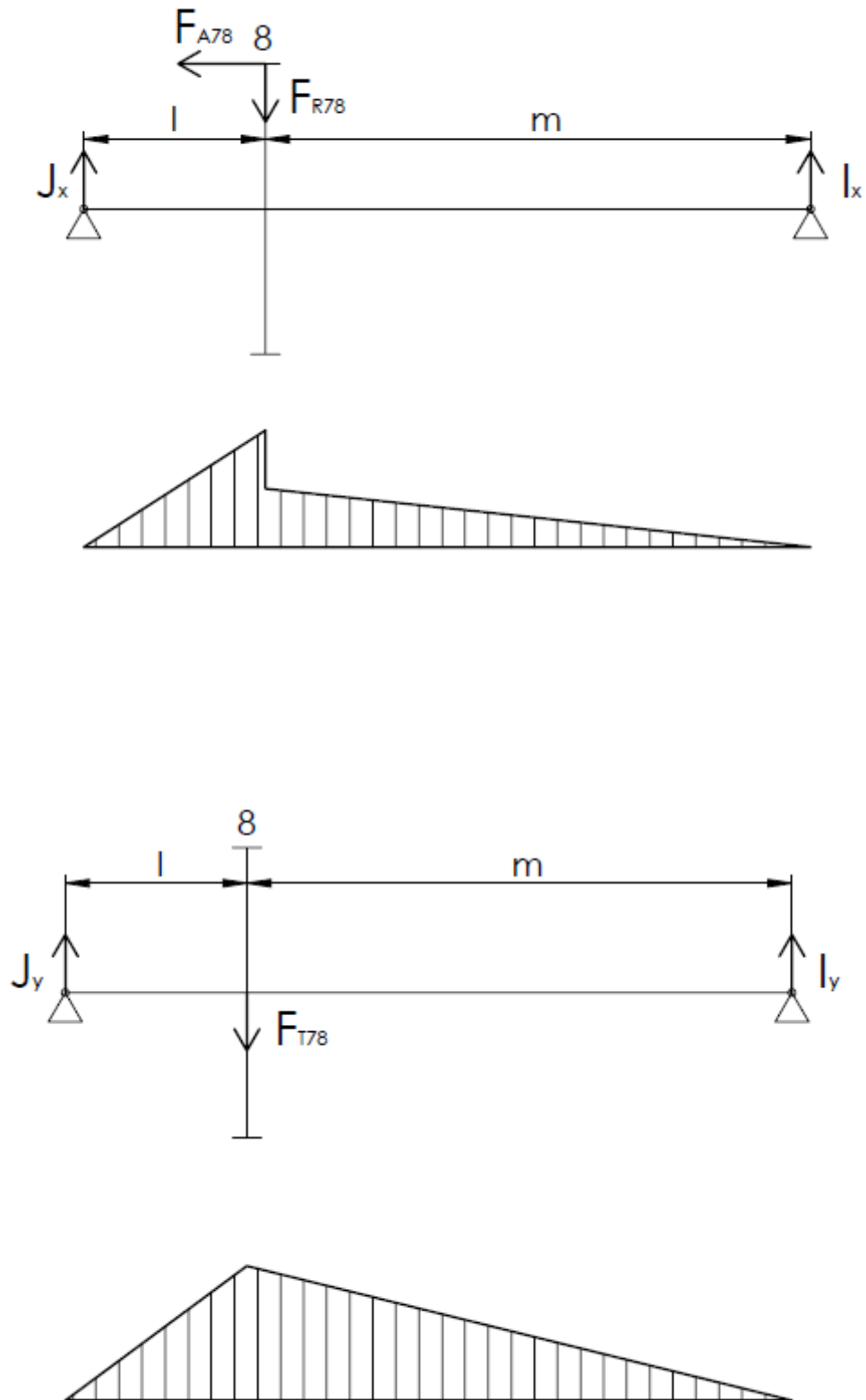
Obr. 49.: Průběhy ohybových momentů hřídel II



Obr. 50.: Průběhy ohybových momentů hřídel III



Obr. 51.: Průběhy ohybových momentů hřídel IV



Obr. 52.: Průběhy ohybových momentů hřídel V

č. pol.	Název	Č. výkresu - č. normy	Hmotnost [kg]	Množství
	Polotovary		Jednotka	
1	Vana skříně			1
	Odlitek			
2	Víko skříně			1
	Odlitek			
3	Ozubené kolo 2			1
	Výkovek			
4	Ozubené kolo 4	00-2017-1		1
	Výkovek	16 526		
5	Ozubené kolo 6			1
	Výkovek			
6	Ozubené kolo 8			1
	Výkovek			
7	Víko I			1
	KR Ø210-35 ČSN 42 5510			
8	Víko I průchozí			1
	KR Ø210-35 ČSN 42 5510			
9	Broušená trubka I			1
	KR Ø210-35 ČSN 42 5510			
10	Hřídel I s pastorkem			1
	KR Ø90-600 ČSN 42 5510			
11	Pojistný kroužek I			1
	KR Ø150-10 ČSN 42 5510			
12	Víko II			1
	KR Ø240-35 ČSN 42 5510			
13	Víko II seříznuté			1
	KR Ø240-35 ČSN 42 5510			
14	Broušená trubka II			1
	KR Ø170-45 ČSN 42 5510			
15	Hřídel II s pastorkem			1
	KR Ø150-440 ČSN 42 5510			
16	Pojistný kroužek II			1
	KR Ø180-10 ČSN 42 5510			
17	Rozpěrná trubka II			1
	KR Ø130-20 ČSN 42 5510			
18	Distanční kroužek II			1
	KR Ø120-35 ČSN 42 5510			
19	Víko III			2
	KR Ø300-35 ČSN 42 5510			
20	Broušená trubka III			1
	KR Ø230-40 ČSN 42 5510			
21	Hřídel III s pastorkem	00-2017-2		1
	KR Ø280-950 ČSN 42 5510	16 526		

Index	Změna		Datum		Podpisy	
	Podpis	Datum	Podpis	Datum	Č. svitku:	
Vypracov	David POLÁK	17-04-17	Norm. ref.		Mikrofilm	
Skupinář			Přezk.		Sestava	00-2017-S
Technol.			Schválil		Hmotnost	
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ			NÁZEV: Převodový mechanismus ČÍSLO VÝKRESU: 00-2017-S INDEX Technol. č.: 00-2017-K LISTŮ: 4 LIST: 1			

č. pol.	Název	Č. výkresu - č. normy	Hmotnost [kg]	Množ- ství
	Polotovár		Materiál výchozí	
22	Pojistný kroužek III KR Ø240-10 ČSN 42 5510	11 500		1
23	Distanční kroužek III KR Ø170-40 ČSN 42 5510	11 500		1
24	Víko VI KR Ø500-35 ČSN 42 5510	11 500		2
25	Broušená trubka VI KR Ø420-40 ČSN 42 5510	11 500		2
26	Hřídel VI s pastorkem KR Ø400-850 ČSN 42 5510	16 526		1
27	Distanční kroužek VI KR Ø300-25 ČSN 42 5510	11 500		1
28	Víko V KR Ø450-50 ČSN 42 5510	11 500		1
29	Víko V průchozí KR Ø450-35 ČSN 42 5510	11 500		1
30	Broušená trubka V KR Ø380-15 ČSN 42 5510	11 500		1
31	Pojistný kroužek V KR Ø380-15 ČSN 42 5510	11 500		1
32	Distanční kroužek V KR Ø300-35 ČSN 42 5510	11 500		1
33	Hřídel V KR Ø320-1350 ČSN 42 5510	11 500		1
34	Poklop velký P 13 – 290 x 240 ČSN 42 5310	11 500		1
35	Poklop malý P 13 – 180 x 140 ČSN 42 5310	11 500		1
36				
37				
38				
39				
40				
41				
42				

Index	Změna		Datum		Podpisy	
	Podpis	Datum	Podpis	Datum	Č. svítku:	
Vypracov	David POLÁK	17-04-17			Mikrofilm	
Skupinář			Přezk.		Sestava	00-2017-S
Technol.			Schválil		Hmotnost	
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ			NÁZEV: Převodový mechanismus ČÍSLO VÝKRESU: 00-2017-S INDEX Technol. č.: 00-2017-K LISTŮ: 4 LIST: 2			

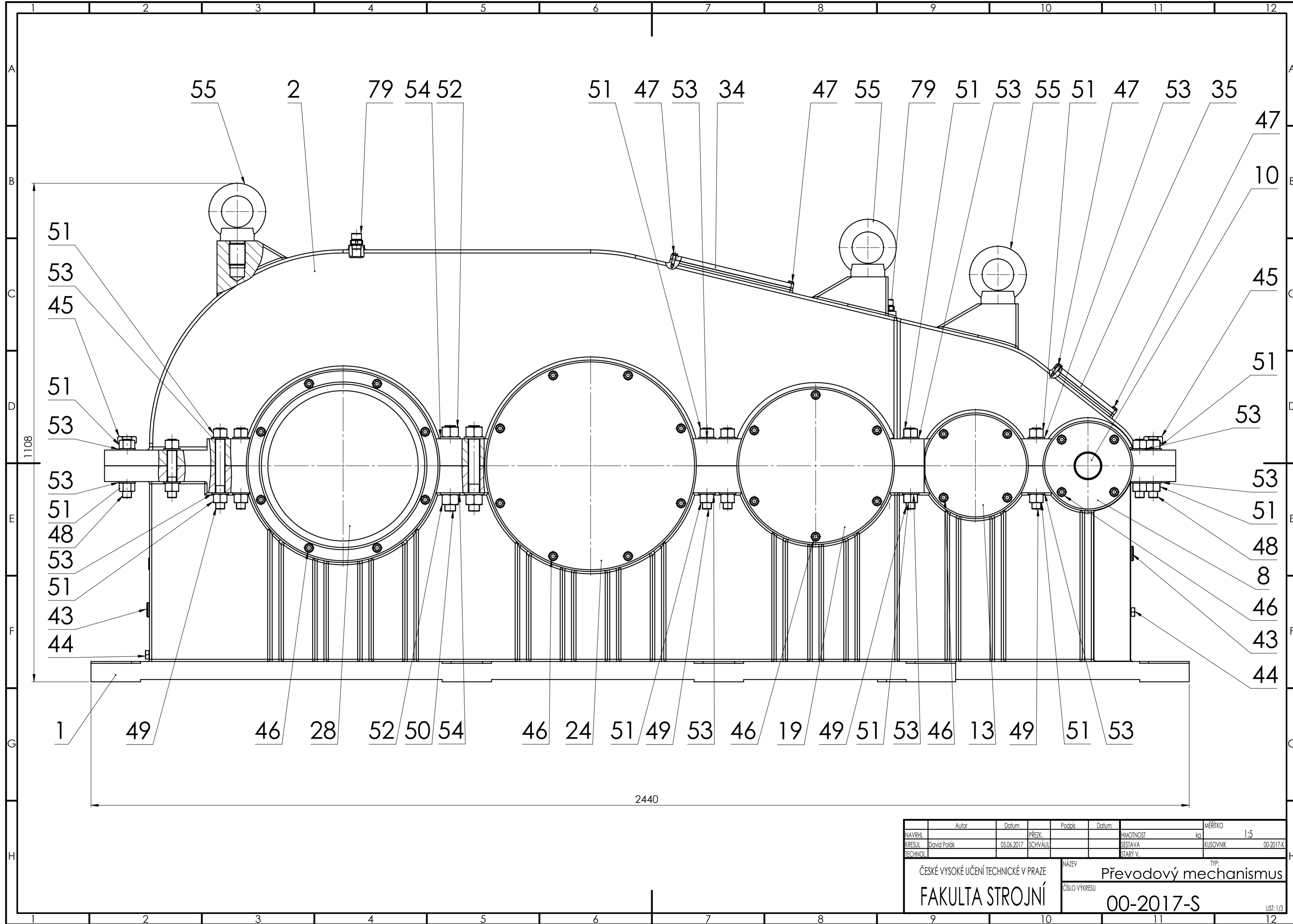
č. pol.	Název	Č. výkresu - č. normy	Hmotnost [kg]	Množství
	Polotovary		Jednotka	
43	Olejoznak DIN 31691 B			2
44	Vypouštěcí zátka DIN 910			2
45	Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 - M24 x 50 - 8.8			2
46	Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem ISO 4762 - M12 x 30 - 8.8			60
47	Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 - M6 x 20 - 8.8			8
48	Závrtný šroub ČSN 02 1176.20 - M20 x 130 - 8.8			16
49	Závrtný šroub ČSN 02 1176.20 - M20 x 180 - 8.8			20
50	Závrtný šroub ČSN 02 1176.20 - M24 x 190 - 8.8			4
51	Šestihranná matice ISO 4034 - M20			72
52	Šestihranná matice ISO 4034 - M24			8
53	Podložka 20 ISO 7089-200 HV			72
54	Podložka 24 ISO 7089-200 HV			8
55	Závěsný šroub ISO 3266 M36 x 54			4
56	Pojistný kroužek 57 ČSN 02 2930			1
57	Pojistný kroužek 96,5 ČSN 02 2930			1
58	Pojistný kroužek 145 ČSN 02 2930			1
59	Pojistný kroužek 252 ČSN 02 2930			1
60	Kuželový kolík 16 x 140 ISO 2339			1
61	Kuželový kolík 16 x 80 ISO 2339			1
62	Stavěcí šroub s vnitřním šestihranem DIN 914 M18 x 35 - 45H			2
63				

Index	Změna			Datum		Podpisy		
	Podpis	Datum	Podpis	Datum	C. svítku:			
Vypracov	David POLAK	17-04-17	Norm. ref.		Mikrofilm			
Skupinář			Přezk.		Sestava	00-2017-S		
Technol.			Schválil		Hmotnost			
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ				NÁZEV: Převodový mechanismus				
				ČÍSLO VÝKRESU: 00-2017-S		INDEX	Technol. č.:	
				00-2017-K				
LISTŮ: 4		LIST: 3						

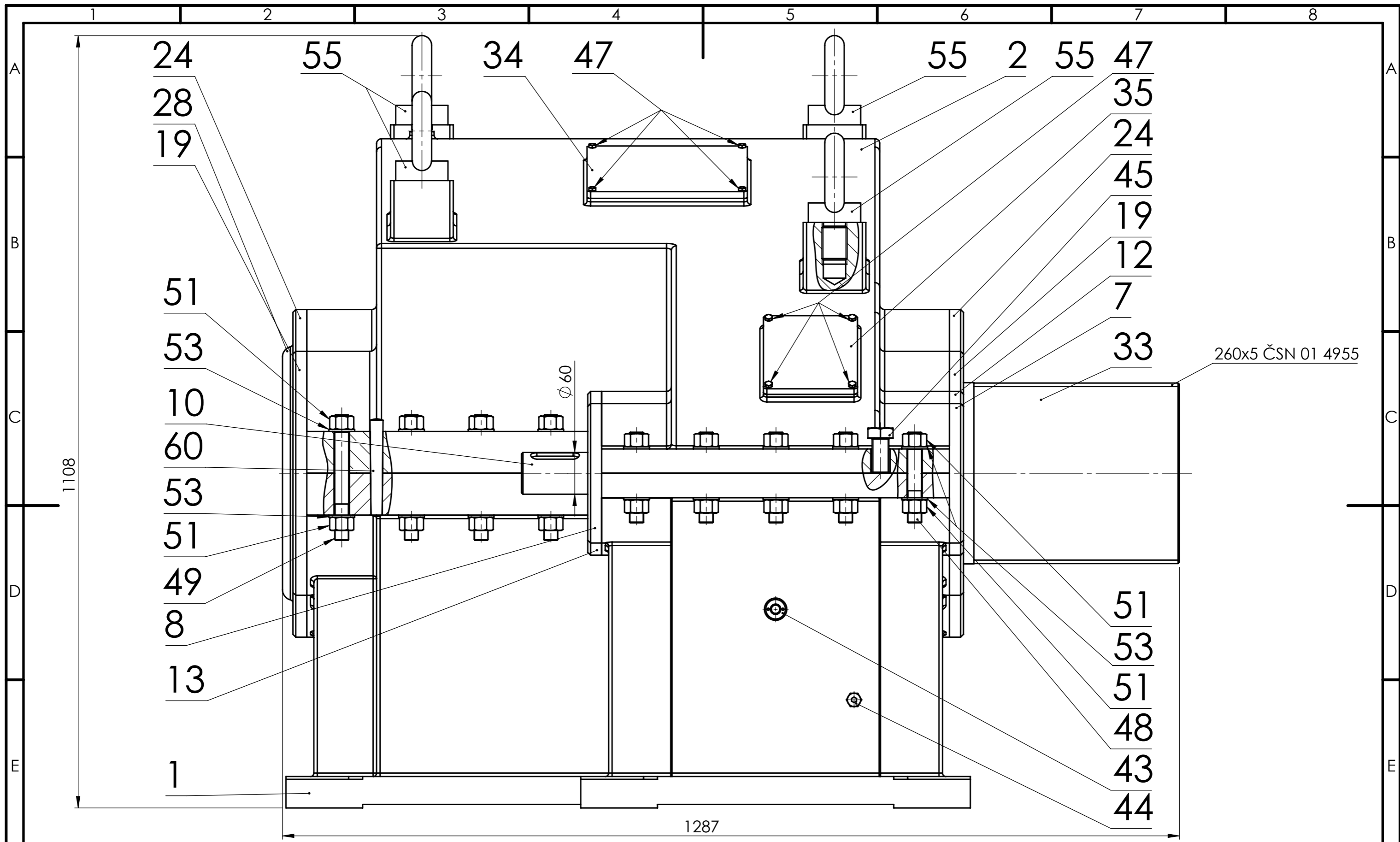
č. pol.	Název	Č. výkresu - č. normy	Hmotnost [kg]	Množství
	Polotovary		Jednotka	
64	Pojistná matice KM 12			1
	SKF			
65	Pojistná matice KM 20			1
	SKF			
66	Pojistná matice KM 36			1
	SKF			
67	Pojistná matice HM 52 T			1
	SKF			
68	Pojistná podložka MB 12			1
	SKF			
69	Pojistná podložka MB 20			1
	SKF			
70	Pojistná podložka MB 36			1
	SKF			
71	Pojistná podložka MB 52			1
	SKF			
72	Gufero 60x100x10 HMSA10 RG			1
	SKF			
73	Gufero 260x300x20 CSR1 R			1
	SKF			
74	Ložisko 22312 E			2
	SKF			
75	Ložisko 23120 CC/W33			2
	SKF			
76	Ložisko 23036 CC/W33			2
	SKF			
77	Ložisko 30244 J2			2
	SKF			
78	Ložisko 23952 CC/W33			2
	SKF			
79	Odvzdušňovací ventil GN 881-M20x1,5-200-MS-M			2
	Ganter Griff			
80				
81				
82				
83				
84				

Index	Změna			Datum		Podpisy	
	Podpis	Datum	Podpis	Datum	Č. svitku:		
Vypracov	David POLÁK	17-04-17	Norm. ref.		Mikrofilm		
Skupinář			Přezk.		Sestava	00-2017-S	
Technol.			Schválil		Hmotnost		

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ	NÁZEV: Převodový mechanismus	
	ČÍSLO VÝKRESU: 00-2017-S	INDEX Technol. č.:
00-2017-K		
LISTŮ: 4	LIST: 4	



NAVRHL	Autor	Datum	PŘEZK.	Podpis	Datum	HMOJNOST	MÉRITKO
KRESIL	David Polák	05.06.2017	SCHVÁLIL			kg	1:5
TECHNOL.						SESTAVA	KUSOVNIK
						STARÝ V.	00-2017-K
NÁZEV						TYP:	
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE						Převodový mechanismus	
FAKULTA STROJNÍ						ČÍSLO VÝKRESU	
						00-2017-S	
						LIST: 1/3	

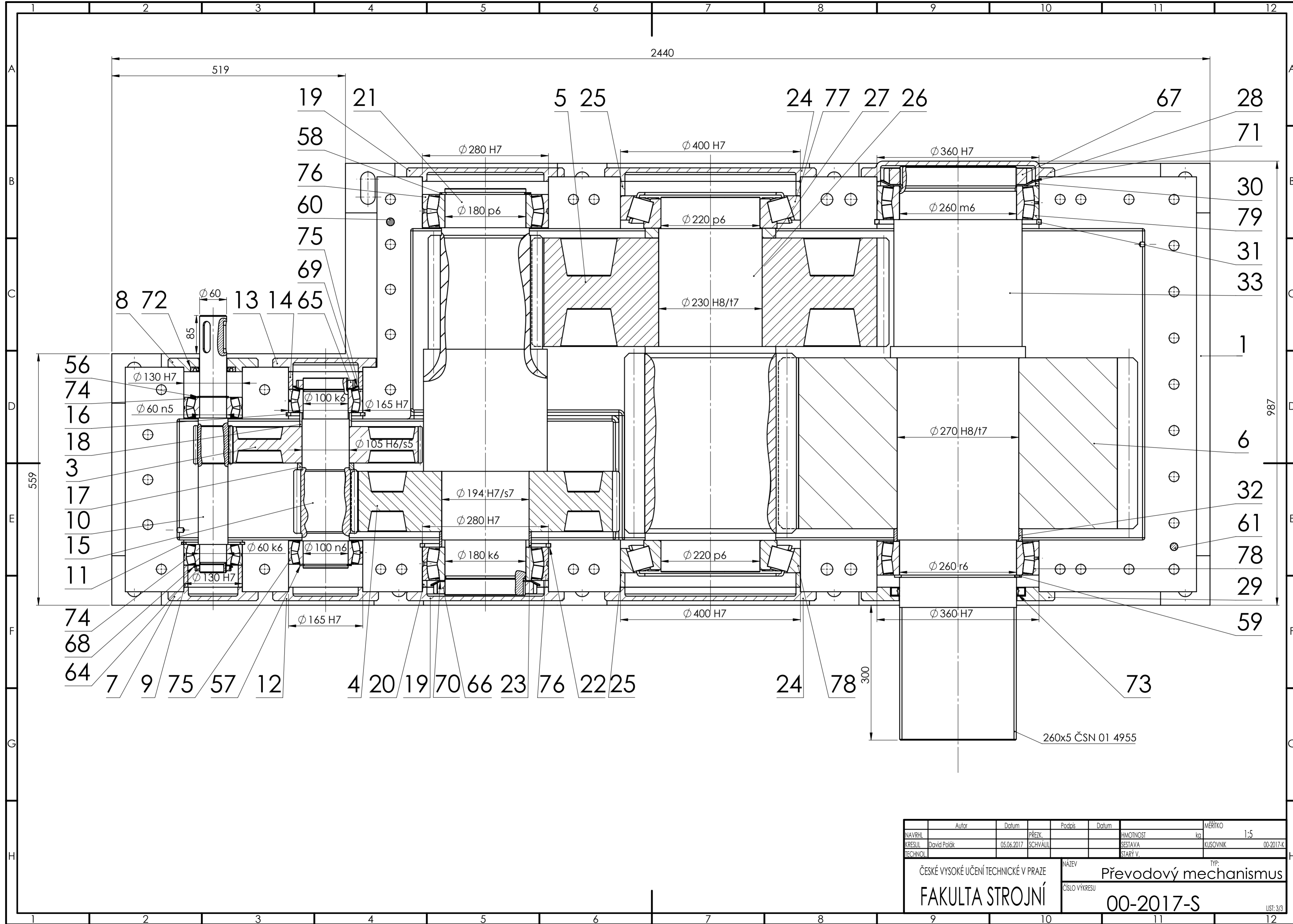


260x5 ČSN 01 4955

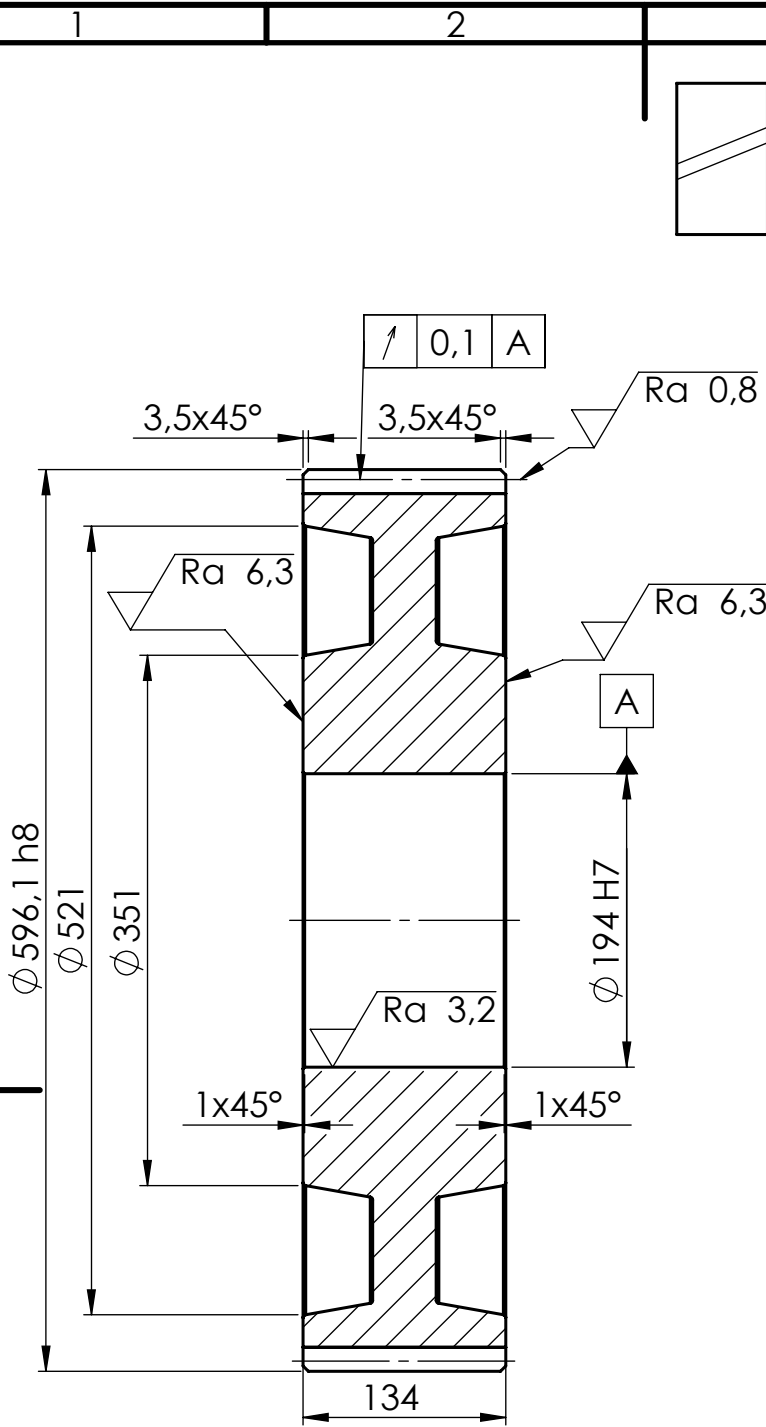
NAVRHL	Autor	Datum	PŘEZK.	Podpis	Datum	HMOTNOST	kg	MĚŘÍTKO	1:5
KRESLIL	David Polák	05.06.2017	SCHVÁLIL			SESTAVA		KUSOVNIK	00-2017-K
TECHNOL.						STARÝ V.			

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

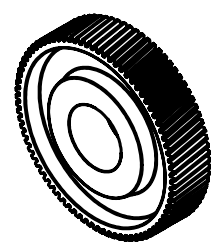
NÁZEV: Převodový mechanismus
 TYP:
 ČÍSLO VÝKRESU: 00-2017-S
 LIST: 2/3



NAVRHL	Autor	Datum	PŘEZK.	Podpis	Datum	HMOJNOST	MÉRITKO
KRESLIL	David Polák	05.06.2017	SCHVÁLIL			kg	1:5
TECHNOL.						SESTAVA	KUSOVNIK
						STARÝ V.	00-2017-K
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE						NÁZEV	
FAKULTA STROJNÍ						Převodový mechanismus	
						TYP:	
						ČÍSLO VÝKRESU	
						00-2017-S	
						LIST: 3/3	



3		4	
Ozubené kolo		Celní	
Zuby		Šikmé	
Typ šneku			
Ozubení		Evolventní	
Modul	m	7	
Počet zubů	z	82	
Normální zakl. Profil		ČSN 01 4607	
Úhel profilu	α	20°	
Úhel	β	10°	
Smysl stoupání		Pravý	
Jednotkové posunutí	x	-0,0568	
Posunutí z. profilu	xm		
Jedn. zm. tl. profilu	xt		
Úhel roztec. kružnice	d		
Stupeň přesnosti		6-E ČSN 014682	
Rozměr přes zuby	W	204,573 ^{-0,050} -0,078 / 10	
Modul	mt	7,108	
Průměr.z.kružnice	db	546,711	
Průměr.roztec.kruž.	d	582,855	
Průměr.patní.kruž.	df	564,560	
Úhel sklonu na z.vál.			
Úhel os			
Vzdálenost os	aw	355	
Součinitel průměru šneku	q		
Délka povrchy roz.kruž.	R		
Úhel patního kužele			
Stoupání záv.šneku			
Spoluzab. kolo - číslo výkresu			
Spoluzab. kolo - Počet zubů	z	18	
Spoluzab. kolo - Modul		7	

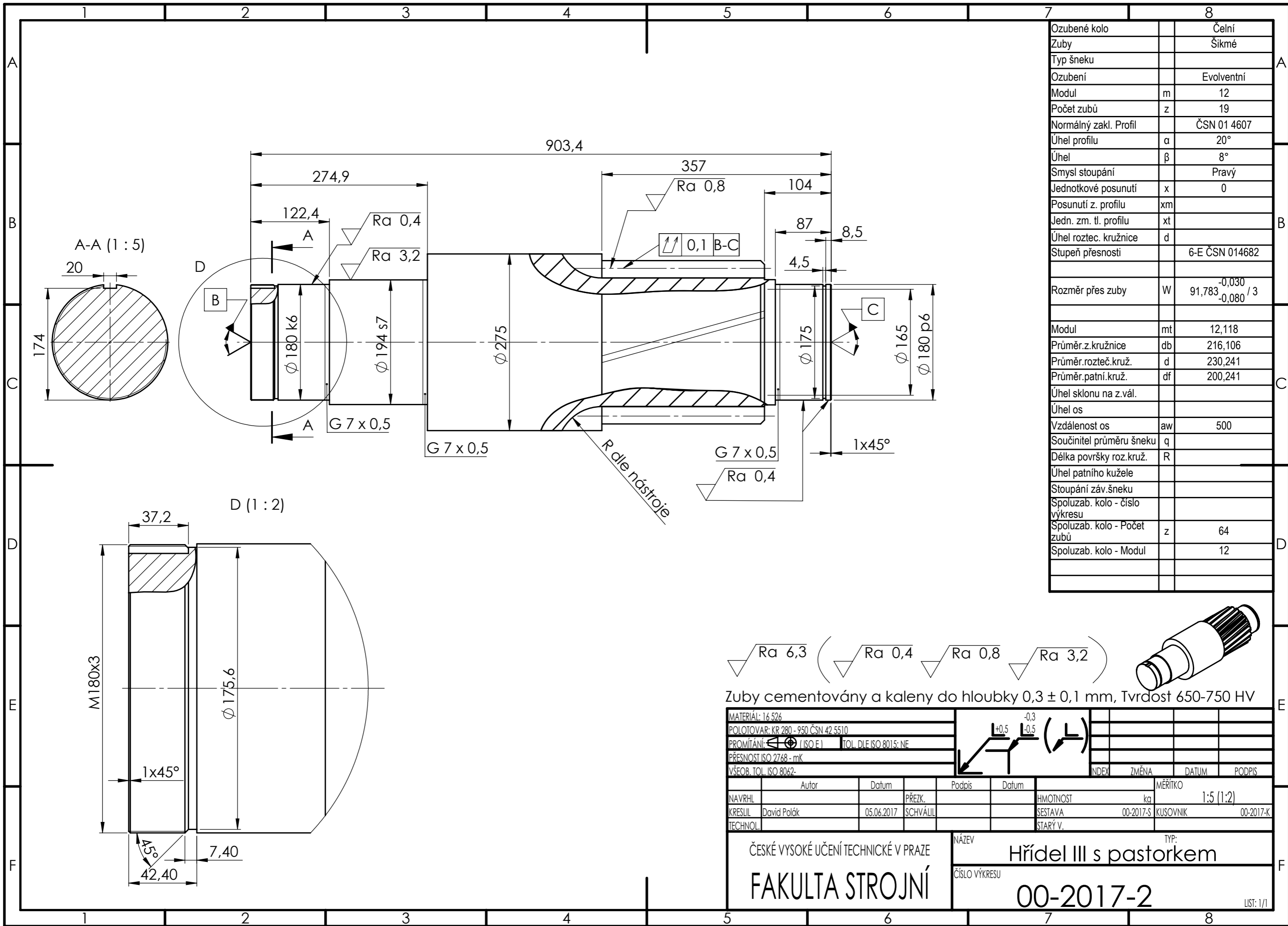


Zuby cementovány a kaleny do hloubky $0,3 \pm 0,1$ mm, Tvrdost 650-700 HV

MATERIÁL: 16 526		0		-0,3					
POLOTOVAR: Výkovek		+0,5		-0,5		(L)			
PROMĚTÁNÍ: (ISO E)		TOL. DLE ISO 8015: NE							
PŘESNOST ISO 2768 - mK									
VŠEOB. TOL. ISO 8062-									
Autor		Datum		Podpis		Datum		INDEX	
NAVRHL		PŘEZK.		HMOTNOST		MĚŘITKO			
KRESLIL David Polák		SCHVÁLIL		SESTAVA		KUSOVNIK		1:5	
TECHNOL.				STARÝ V.		00-2017-S		00-2017-K	

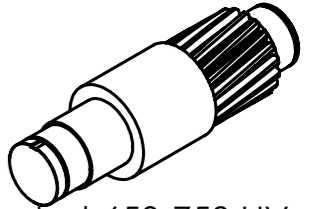
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

NÁZEV: **Ozubené kolo 4**
 TYP:
 ČÍSLO VÝKRESU: **00-2017-1**
 LIST: 1/1



Ozubené kolo		Čelní
Zuby		Šikmé
Typ šneku		
Ozubení		Evolventní
Modul	m	12
Počet zubů	z	19
Normální zakl. Profil		ČSN 01 4607
Úhel profilu	α	20°
Úhel	β	8°
Smysl stoupání		Pravý
Jednotkové posunutí	x	0
Posunutí z. profilu	xm	
Jedn. zm. tl. profilu	xt	
Úhel roztec. kružnice	d	
Stupeň přesnosti		6-E ČSN 014682
Rozměr přes zuby	W	$91,783^{+0,030}_{-0,080} / 3$
Modul	mt	12,118
Průměr.z.kružnice	db	216,106
Průměr.roztec.kruž.	d	230,241
Průměr.patní.kruž.	df	200,241
Úhel sklonu na z.vál.		
Úhel os		
Vzdálenost os	aw	500
Součinitel průměru šneku	q	
Délka površky roz.kruž.	R	
Úhel patního kužele		
Stoupání záv.šneku		
Spoluzab. kolo - číslo výkresu		
Spoluzab. kolo - Počet zubů	z	64
Spoluzab. kolo - Modul		12

∇ Ra 6,3 (∇ Ra 0,4 ∇ Ra 0,8 ∇ Ra 3,2)



Zuby cementovány a kaleny do hloubky $0,3 \pm 0,1$ mm, Tvrdost 650-750 HV

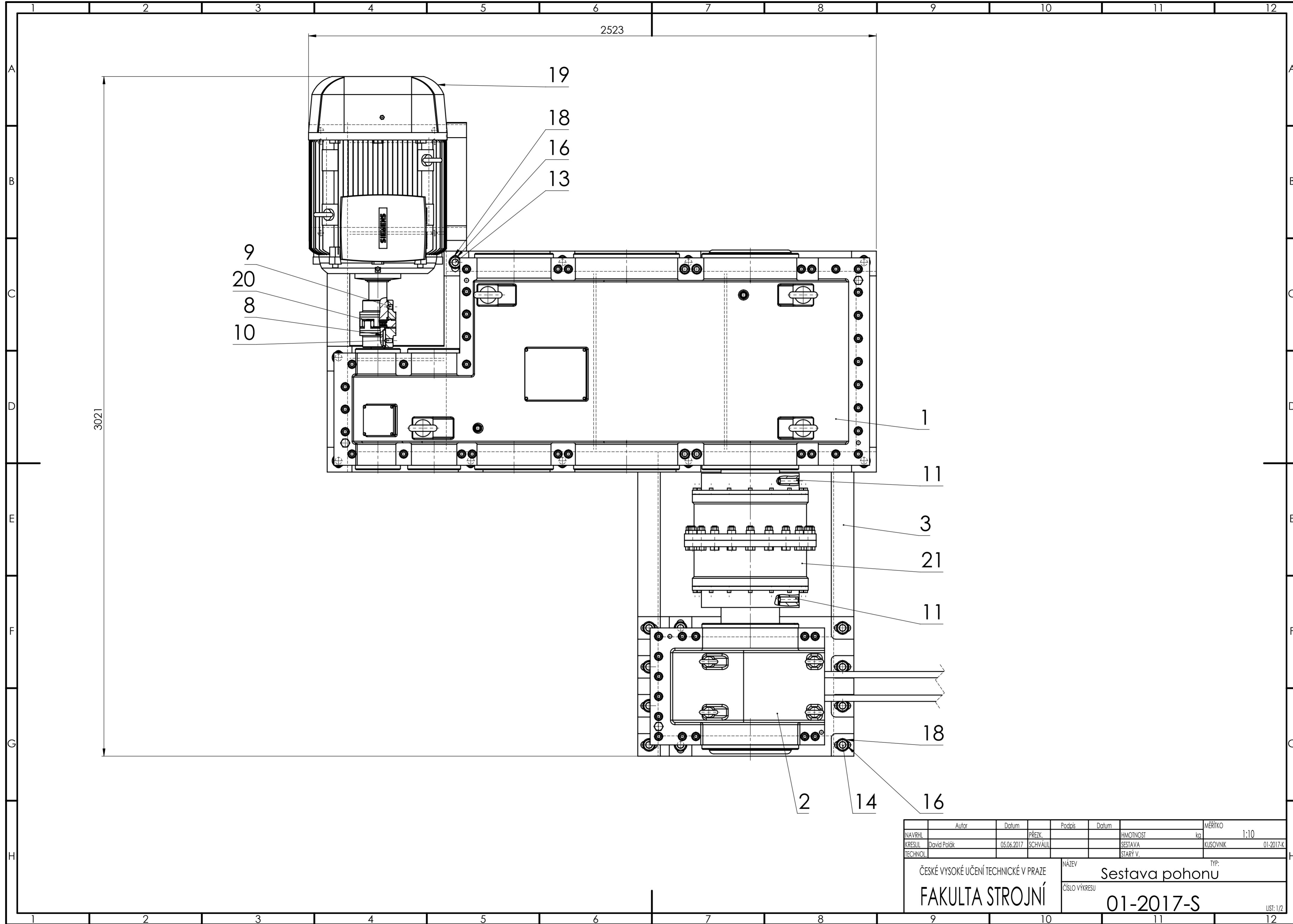
MATERIÁL: 16 526					
POLOTOVAR: KR 280 - 950 ČSN 42 5510					
PROMÍTÁNÍ: ∇ (ISO E)	TOL. DLE ISO 8015: NE				
PŘESNOST ISO 2768 - mK					
VŠEOB. TOL. ISO 8062-					
				INDEX	ZMĚNA
				DATUM	PODPIS
NAVRHL	Autor	Datum	PŘEZK.	Podpis	Datum
KRESLIL	David Polák	05.06.2017	SCHVÁLIL		
TECHNOL.					
					MĚŘITKO
					kg
					1:5 (1:2)
					SESTAVA
					00-2017-S
					KUSOVNIK
					00-2017-K
					STARÝ V.

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

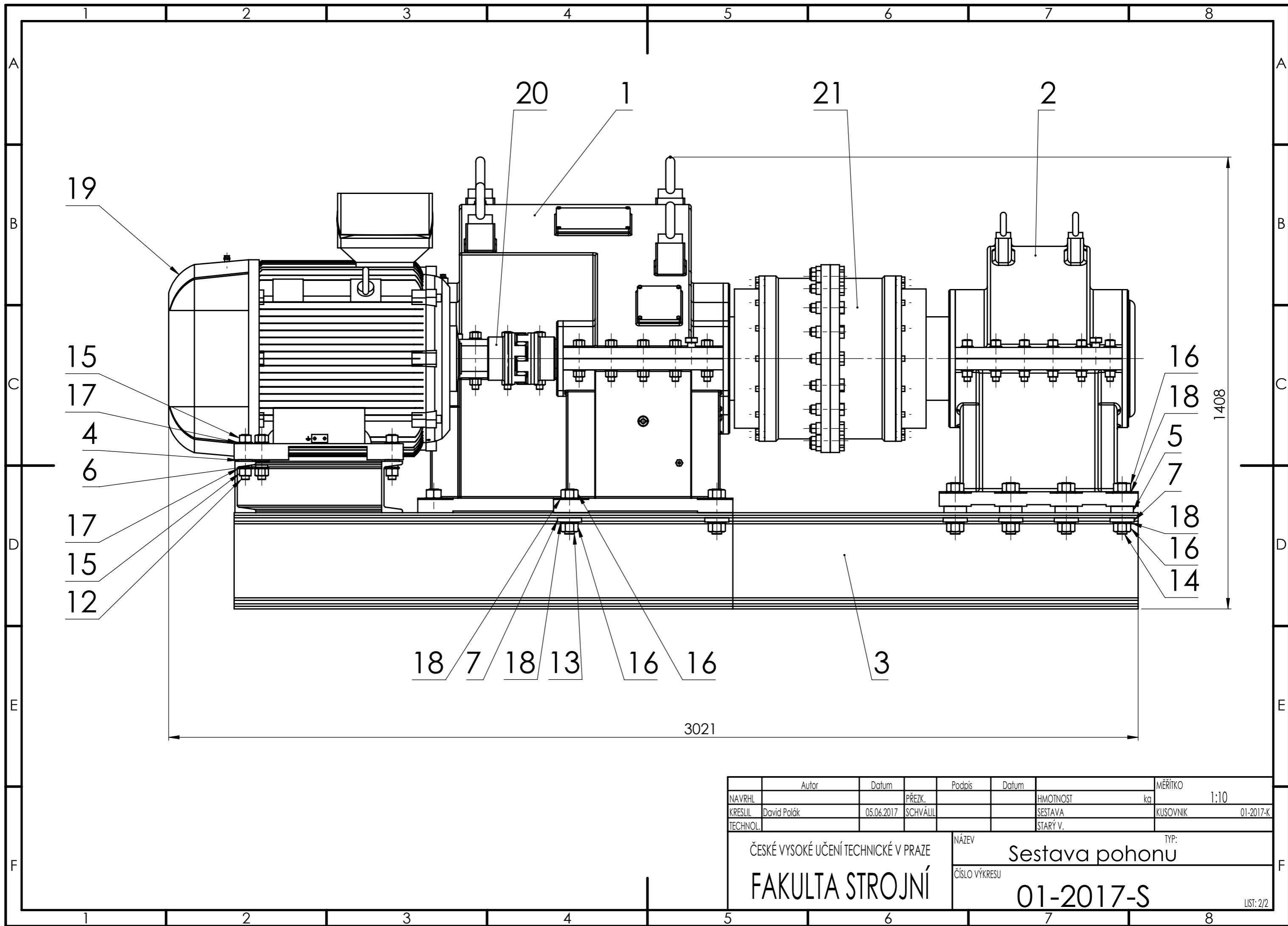
NÁZEV: Hřídel III s pastorkem
 TYP:
 ČÍSLO VÝKRESU: 00-2017-2
 LST: 1/1

č. pol.	Název	Č. výkresu - č. normy	Hmotnost [kg]	Množství
	Polotovary		Jednotka	
1	Převodový mechanismus	00-2017-S		1
	Podsestava			
2	Lanové kolo			1
	Podsestava			
3	Rám	01-2017-1		1
	Podsestava			
4	Patka 45x45x5	11 500		6
	ČSN			
5	Patka 70x70x20	11 500		10
	ČSN			
6	Vyrovnávací podložka 37x37	11 500		6
	ČSN			
7	Vyrovnávací podložka 75x75	11 500		20
	ČSN			
8	Pero těsné 18x11x70 ČSN 02 2562			2
9	Stavěcí šroub s vnitřním vybráním M18x35 DIN 914			1
10	Stavěcí šroub s vnitřním vybráním M20x25 DIN 914			1
11	Stavěcí šroub s vnitřním vybráním M24x90 DIN 914			2
12	Závrtný šroub ČSN 02 1176.20 – M24 x 140 – 8.8			6
13	Závrtný šroub ČSN 02 1176.20 – M30 x 140 – 8.8			10
14	Závrtný šroub ČSN 02 1176.20 – M30 x 160 – 8.8			10
15	Šestihranná matice ISO 4034 – M24			12
16	Šestihranná matice ISO 4034 – M30			40
17	Podložka 24 ISO 7089-200 HV			12
18	Podložka 30 ISO 7089-200 HV			40
19	Elektromotor 1LE1502-3AD23			1
	SIEMENS			
20	Pružná spojka ROTEX GS 75 St 91Sh-A			1
	KTR			
21	Zubová spojka GEARex DA 85 (42CrMo4)			1

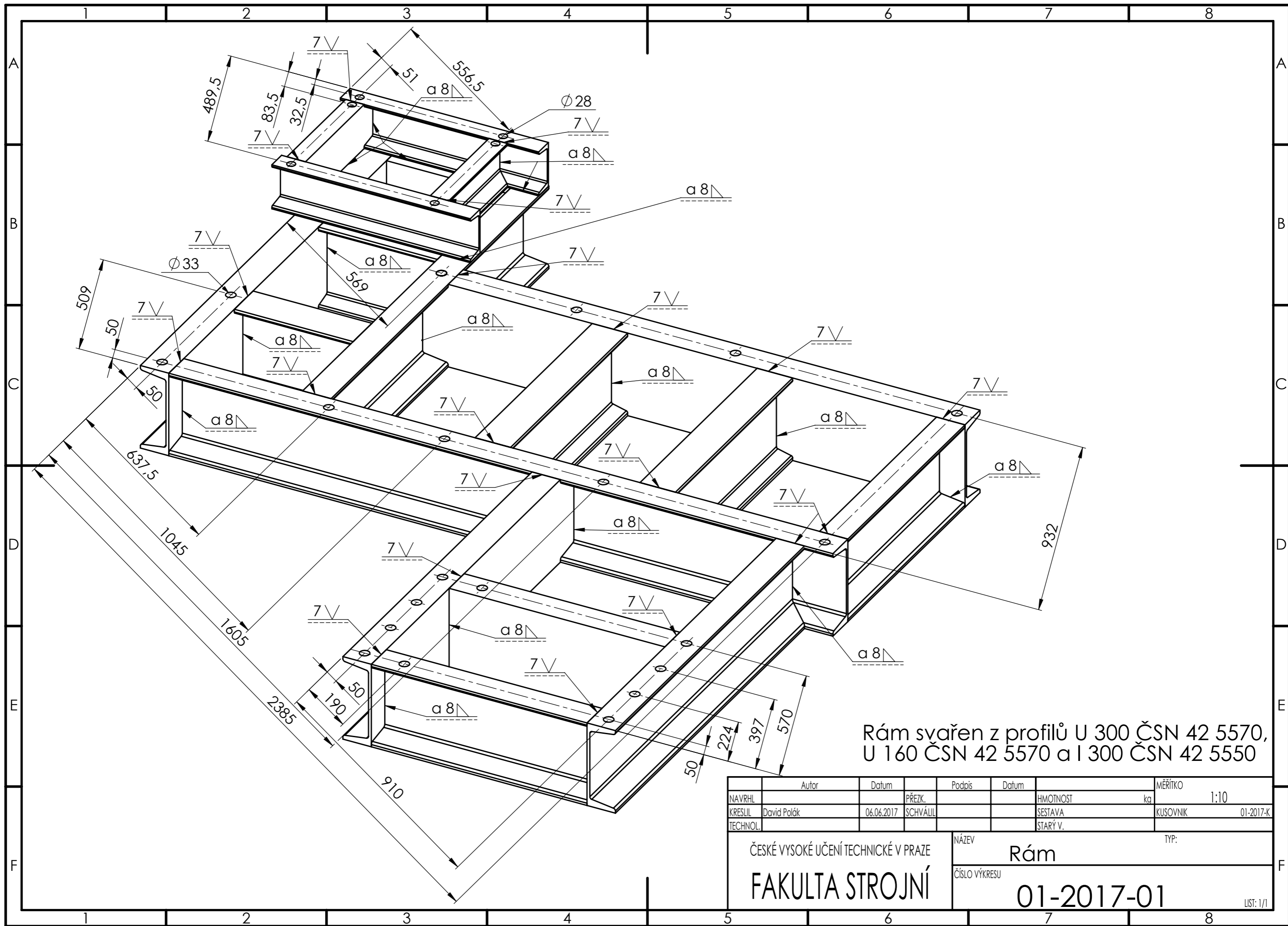
Index	Změna		Datum		Podpisy	
	Podpis	Datum	Podpis	Datum	Č. svitku:	
Vypracov	David POLÁK	07-05-17	Norm. ref.		Mikrofilm	
Skupinář			Přezk.		Sestava	01-2017-S
Technol.			Schválil		Hmotnost	
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ			NÁZEV: Sestava pohonu ČÍSLO VÝKRESU: 01-2017-S INDEX Technol. č.: 01-2017-K LISTŮ: 1 LIST: 1			



NAVRHL	Autor	Datum	PŘEZK.	Podpis	Datum	HMOJNOST	MÉRITKO
KRESLIL	David Polák	05.06.2017	SCHVÁLIL			kg	1:10
TECHNOL.						SESTAVA	KUSOVNIK
						STARÝ V.	01-2017-K
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE						NÁZEV	
FAKULTA STROJNÍ						Sestava pohonu	
						TYP:	
						ČÍSLO VÝKRESU	
						01-2017-S	
						LIST: 1/2	



	Autor	Datum		Podpis	Datum		MĚŘÍTKO	1:10
NAVRHL			PŘEZK.			HMOTNOST	kg	
KRESLIL	David Polák	05.06.2017	SCHVÁLIL			SESTAVA	KUSOVNIK	01-2017-K
TECHNOL.						STARÝ V.		
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE						NÁZEV	Sestava pohonu	
FAKULTA STROJNÍ						TYP:	01-2017-S	
						ČÍSLO VÝKRESU	01-2017-S	



Rám svařen z profilů U 300 ČSN 42 5570,
U 160 ČSN 42 5570 a I 300 ČSN 42 5550

NAVRHL	Autor	Datum	PŘEZK.	Podpis	Datum	HMOTNOST	kg	MĚŘÍTKO	1:10
KRESLIL	David Polák	06.06.2017	SCHVÁLIL			SESTAVA		KUSOVNIK	01-2017-K
TECHNOL.						STARÝ V.			

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

NÁZEV
Rám
TYP:
ČÍSLO VÝKRESU
01-2017-01