

Pohon štěpkovače

Bakalářská práce

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Strojní inženýrství

Autor práce:

Tomáš Kinský

Vedoucí práce:

doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů





Zadání bakalářské práce

Pohon štěpkovače

<i>Jméno a příjmení:</i>	Tomáš Kinský
<i>Osobní číslo:</i>	S16000368
<i>Studijní program:</i>	B2301 Strojní inženýrství
<i>Studijní obor:</i>	Strojní inženýrství
<i>Zadávající katedra:</i>	Katedra částí a mechanismů strojů
<i>Akademický rok:</i>	2017/2018

Zásady pro vypracování:

Navrhněte kompletní pohonný systém štěpkovače o výkonu 11kW a výstupních otáčkách 620 ot/min s redukcí otáček na polovinu. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

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

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

přílohy dle potřeby
50
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

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

Vedoucí práce:

doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce:

12. února 2018

Předpokládaný termín odevzdání:

12. srpna 2019

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2018

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

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

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

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že texty tištěné verze práce a elektronické verze práce vložené do IS/STAG se shodují.

25. srpna 2019

Tomáš Kinský

Poděkování

Rád bych toto poděkování věnoval vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Petru Lepšíkovi, Ph.D. za trpělivost, odborné rady a za čas věnovaný při konzultacích. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která mě podporovala celé studium a obzvláště při psaní této bakalářské práce.

Anotace

Tato bakalářská práce pojednává o návrhu a konstrukci pohonného systému štěpkovače. V úvodních kapitolách je provedena rozsáhlá rešerše v oblasti dřevních drtičů, průzkum trhu, výhody a nevýhody jednotlivých konstrukcí. Hlavní část bakalářské práce se potom zabývá samotným návrhem a konstrukcí pohonného systému, kde je popsána volba jednotlivých komponentů, ke které patří výpočtová zpráva, výkresová dokumentace a ekonomické zhodnocení.

Klíčová slova: štěpkovač, převodovka, konstrukce, drtič, výkresová dokumentace

Annotation

This bachelor thesis is about design and construction of drive of the wood chipper. Firstly, there is made an extensive research about wood shredders. There are also summarized advantages and disadvantages of their constructions. Main part of the thesis is focused on design and construction of the wood chipper, where is also described selection of each parts for the assembly. These parts are verified by calculation report. There is also economic appreciation of the chipper. Drawing documentation is included.

Key words: chipper, gearbox, construction, shredder, drawings

Obsah

Seznam zkratk	5
1. Úvod.....	12
2. Cíl práce	12
3. Štěpkovač.....	13
3.1 Druh pohonné jednotky	13
3.1.1 Spalovací motor.....	14
3.1.2 Elektromotor.....	14
3.1.3 Zapojení za traktor	15
3.2 Druh štěpkovacího mechanismu.....	15
3.2.1 Diskový štěpkovací mechanismus	15
3.2.2 Bubnový štěpkovací mechanismus	16
3.2.3 Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli	16
3.3 Podle velikosti	17
3.3.1 Malé štěpkovače.....	17
3.3.2 Střední štěpkovače.....	17
3.3.3 Velké štěpkovače.....	17
3.4 Podle pohyblivosti stroje	17
3.4.1 Samohybné stroje	17
3.4.2 Stroje s vlastní nápravou	17
3.4.3 Stacionární stroje.....	17
4 Návrh konstrukce pohonného systému	18
4.1 Volba motoru.....	18
4.2 Předběžné schéma převodovky	19
4.3 Volba spojky.....	19
4.4 Převodové poměry.....	20
4.4.1 Hlavní převodové poměry	20

4.4.2	Dílčí převodové poměry	20
4.5	Výpočet otáček a kroutících momentů na hřídelích	21
4.6	Návrh řemenového převodu	22
4.7	Návrh kuželového soukolí	25
4.8	Návrh čelního soukolí.....	33
4.9	Návrh čelního redukčního soukolí.....	40
4.10	Návrh spojky.....	46
4.11	Návrh drážkování	47
4.12	Návrh hřídelů	49
	Vstupní hřídel.....	49
	Návrh předlohového hřídele pro první rychlostní stupeň	51
	Návrh předlohové hřídele pro druhý rychlostní stupeň	53
	Návrh výstupního hřídele pro první rychlostní stupeň	55
	Návrh výstupního hřídele pro druhý rychlostní stupeň.....	57
	Vrubová kontrola výstupního hřídele	59
4.13	Návrh ložisek.....	61
4.14	Návrh a výpočet těsných per	65
4.15	Metoda konečných prvků	67
4.16	Návrh převodové skříně.....	68
5	Ekonomické zhodnocení	69
6	Závěr	71

Seznam zkratek

Značka	Název	Jednotka
m_{mt}	tečný modul na střední šířce zubu	mm
h_a	výška hlavy zubu	mm
h_f	výška paty zubu	mm
h	výška zubu	mm
d	roztečný průměr	mm
d_e	vnější roztečný průměr	mm
d_a	hlavový průměr	mm
d_f	patní průměr	mm
d_m	střední průměr roztečné kružnice	mm
d_b	základní průměr	mm
d_{nm}	virtuální střední průměr roztečné kružnice	mm
d_{nma}	virtuální průměr hlavové kružnice	mm
d_{nmb}	virtuální základní průměr	mm
a	osová vzdálenost	mm
a_w	pracovní osová vzdálenost	mm
i	převodový poměr	-
z	počet zubů	-
n	otáčky	min^{-1}
P	výkon	W
M_k	krouticí moment	$\text{N}\cdot\text{m}$
α	úhel záběru	°
α_t	čelní úhel záběru	°

β	úhel sklonu zubů	°
δ	úhel roztečného kužele	°
z_v	počet zubů náhradního kola	-
u_v	převodový poměr náhradního soukolí	-
b	šířka zubu	mm
b_{WH}	pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk	mm
b_{WF}	pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb	mm
m_m	střední modul	mm
m_{mn}	normálový střední modul	mm
m_e	čelní modul na vnějším kuželi	mm
a_n	virtuální osová vzdálenost	mm
p_t	rozteč zubů v čelní rovině	mm
p_n	rozteč zubů v normálové rovině	mm
p_{tb}	základní rozteč zubů v čelní rovině	mm
p_{nb}	základní rozteč zubů v normálové rovině	mm
ε	součinitel trvání záběru	-
ε_α	součinitel záběru profilu	-
σ_{HP}	přípustné napětí v dotyku	MPa
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu	MPa
f_H	pomocný součinitel	-
f_F	pomocný součinitel	-
Ψ_d	poměrový koeficient šířky ozubení a středního průměru	-
Ψ_L	poměr šířky ozubení a délky povrchy roztečného kužele	-
Ψ_m	poměrový koeficient šířky ozubení a středního modulu	-

Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálu	-
Z_H	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	-
$Z_{\epsilon V}$	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	-
Z_R	součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	-
S_{Hmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti	MPa
σ_{HO}	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	MPa
σ_H	napětí v dotyku	MPa
σ_{HPmax}	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení F_{t1}	MPa
σ_{Hmax}	největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1}	MPa
Y_β	součinitel sklonu zubu	-
ϵ_β	součinitel kroku	-
F_t	tečná síla	N
F_δ	složka normálové síly	N
F_A	axiální síla	N
F_N	normálová síla	N
F_R	radiální síla	N
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	-
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	-
K_H	součinitel přídavných zatížení pro výpočet na dotyk	-
K_F	součinitel přídavných zatížení pro výpočet na ohyb	-
σ_{Hlim}	mez únavy v dotyku	MPa
σ_{Flim}	mez únavy v ohybu	MPa
$Y_{\beta min}$	minimální součinitel sklonu zubu	-
Y_ϵ	součinitel vlivu záběru profilu	-

S_{Fmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti	MPa
Y_{Fs}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	-
σ_F	napětí v ohybu	MPa
σ_{FPmax}	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	MPa
p	rozteč článků řetězu	-
j	počet článků řetězu	-
d	průměr kol	mm
β	úhel sklonu řetězu	rad
α	úhel opásání	rad
L	délka řetězu	mm
Z_R	počet zubů zabírajících s řetězem	-
F_v	obvodová síla v tažné větvi	N
k	bezpečnost	-
F_p	minimální pevnost	N
v	obvodová rychlost	m/s
F_{ct}	odstředivá síla	N
F_c	celková síla	N
σ_{DO}	dovolené napětí v ohybu	MPa
τ_{DK}	dovolené napětí v krutu	MPa
F_a	axiální síla	N
F_t	tečná síla	N
F_r	radiální síla	N
R_x	reakční síla ve směru x	N
R_y	reakční síla ve směru y	N

R_z	reakční síla ve směru z	N
R	výsledná reakce	N
α_B	bachův opravný součinitel	-
M_{oRED}	redukovaný ohybový moment	MPa
M_o	ohybový moment	MPa
d_{min}	minimální průměr hřídele	mm
σ_o	napětí v ohybu	MPa
τ_k	napětí v krutu	MPa
W_o	průřezový modul v ohybu	mm ³
W_k	průřezový modul v krutu	mm ³
σ_{RED}	redukované napětí	MPa
α	tvarový součinitel	-
c	materiálová konstanta	-
v_r	součinitel velikosti	-
v_g	součinitel nerovnoměrnosti chodu	-
r	poloměr zaoblení vrubu	-
q	součinitel vrubové citlivosti	-
η	součinitel jakosti povrchu	-
β	vrubový součinitel podle L-S	-
σ^*_{Co}	mez únavy	MPa
k_σ	bezpečnost v ohybu	-
k_τ	bezpečnost v krutu	-
k	konečná bezpečnost	-
k_p	maximální bezpečnost	-

K_a	axiální zatížení	N
b	šířka pera	mm
h	výška pera	mm
t	hloubka drážky v hřídeli	mm
tl	hloubka drážky v náboji	mm
l	délka pera	mm
l'	minimální délka pera	mm
R	poloměr zaoblení hran drážky pera	mm
p_D	dovolený tlak	MPa
p_2	tlak působící od náboje	MPa
p_1	tlak působící od hřídele	MPa
F_2	síla působící na náboj	N
F_1	síla působící na hřídel	N
d	průměr hřídele	mm
D	průměr roztečné kružnice	mm
D_{a1}	průměr hlavové kružnice hřídele	mm
D_{a2}	průměr hlavové kružnice náboje	mm
D_s	střední průměr	mm
m	modul	mm
L_h	doba chodu v hodinách	h
C	dynamická účinnost	N
C_o	statická účinnost	N
Y	koeficient zatížení axiální silou	-
X	koeficient zatížení radiální silou	-

e	výpočtový součinitel	-
p	koeficient tvaru tělíška	-
F_{rA}	radiální síla v bodě A	N
F_{rB}	radiální síla v bodě B	N
F_{aA}	axiální síla v bodě A	N
F_{aB}	axiální síla v bodě B	N
P_m	ekvivalentní zatížení ložiska	N
n_m	střední hodnota otáček ložiska	min^{-1}
q	procentuální zatížení	-
d	průměr hřídele	mm
l	délka drážkování	mm
f'	účinná plocha	mm
F_1	síla na jeden zub	N
F_s	obvodová síla na středním průměru	N
p_1	tlak na boku zubů	MPa
p_D	dovolený tlak	MPa
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	MPa
Kč	koruna česká	-

1. Úvod

V každém z odvětvích zpracovatelského průmyslu, mezi které patří mimo jiné i dřevařský se musíme vypořádat s odpadem vzniklým při výrobě. Současným trendem ale není se těchto zbytků zbavit, nýbrž je dále zpracovat a využít v náš prospěch. Aby se tak mohlo stát, měl by mít onen odpad vcelku jednotný tvar, k čemuž nám dopomůžou právě různé stroje. Obecně české ani evropské normy nerozlišují rozdíly mezi štěpkovači, špalíkovači, nebo drtiči větví a vše se dá souhrnně nazvat právě štěpkovačem. Jak už z názvu vypovídá, vytváří štěpkovač z dřevěného odpadu takzvanou štěpku. To znamená nadrcený materiál, který je velký zhruba od 10 do 100 mm a mnohem lépe skladný a využitelný než právě zbytky v podobě různých větví. Používá se například pro mulčování, tvorbu parkových cest, kompostování, topení, ale i pro lisování do briket a pelet. Štěpkovač je proto vyráběn v mnoha konstrukčních variantách, které se zabývají jeho velikostí, výkonem a užitečností v praxi.

Samotný návrh pohonu takového stroje je tedy velmi komplikovaný a klade se na něj spousta požadavků. Konstruktor tak musí vše optimalizovat pro dané pracovní podmínky a dbát na bezpečnost, spolehlivost, ekonomickou náročnost, samozřejmě s technologickými možnostmi dnešní výroby.

2. Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je pro štěpkovač, který bude uložen na svařovaném rámu, navrhnout řešení pohonného systému tak, aby vyhovovalo zadaným parametrům.

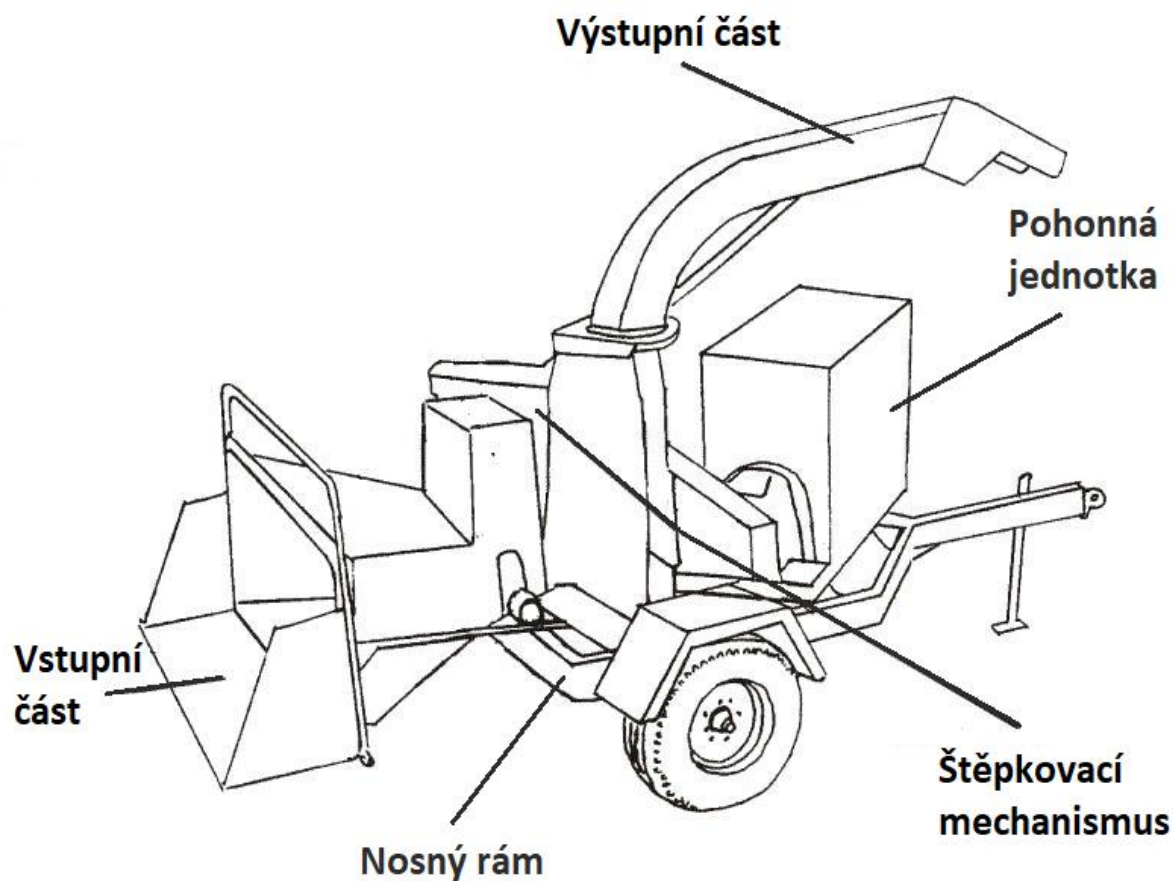
Součástí tohoto pohonného systému bude integrovaný mechanický převod, ke kterému se pomocí vhodné spojky připojí zvolený elektromotor. Integrovaný mechanický převod se bude skládat z dvoustupňové kuželočelní převodovky se šikmým ozubením uložené v převodové skříni a řemenového převodu. Tak bude dosaženo transformace vstupních otáček z elektromotoru na výstupní otáčky stroje. Možnosti redukce výstupních otáček o 50% bude docíleno pomocí synchronní zubové spojky, která umožní řazení rychlostí za chodu stroje.

Tabulka 1 – Zadané hodnoty

Výkon	11 [KW]
Výstupní otáčky	620/310 [ot/min]
Životnost	8000 [hod]
Minimální bezpečnost	1,5 [-]

3. Štěpkovač

Štěpkovač je stroj určený k drcení dřevní hmoty. Nejčastěji se používá k drcení větví, kmenů nebo zbytků z dřevovýroby. Skládá se z pohonné jednotky, vstupní části, štěpkovacího mechanismu, výstupní části a nosného rámu. Dřevo tedy projde vstupní částí neboli násypkou, ta slouží také jako bezpečnostní prvek, který udržuje pracovníka od rotujících čepelí, dále je drceno štěpkovacím mechanismem a následně vyjde ven v podobě štěpky do předem připravených pytlů, kontejnerů, či nákladních vozidel. Jelikož se tento proces může provádět prakticky kdekoliv, musejí být štěpkovače konstruovány tak, aby jejich využitelnost v daném prostředí měla smysl, proto se rozdělují podle různých kritérií do určitých skupin. [1]



Obrázek 1 - Hlavní části štěpkovače [2]

3.1 Druh pohonné jednotky

Pohonná jednotka je srdcem celého systému. Štěpkovače lze tedy osadit několika typy motorů. [4]

3.1.1 Spalovací motor

Jednou z možností, jak osadit štěpkovač, je pomocí spalovacího motoru. Výhodou této konstrukce je nezávislost na elektrické síti, tudíž jej lze využít takřka kdokoli, nevýhodou je vyšší hmotnost konstrukce oproti štěpkovači s elektrickým pohonem. [5]



Obrázek 2 – Štěpkovač se spalovacím motorem [5]

3.1.2 Elektromotor

Tento druh pohonné jednotky má tu nevýhodu, že musí být neustále v dosahu elektrické sítě, výhodou v určitém poměru k výkonu elektromotoru, může být nízká hmotnost a cenová dostupnost pro domácí a zahradnické práce. Nejčastěji jsou, ale elektrické štěpkovače využívány truhláři a na pilách, kde výborně zhodnotí odřezky a zbytky prken, odpadní laťovinu atd. [6]



Obrázek 3 – Štěpkovač s elektromotorem [6]

3.1.3 Zapojení za traktor

Štěpkovače zapojené za traktor jsou s oblibou využívány v lesnictví, v technických službách, při správě a údržbě cest, ale i při údržbě sadů a zpracování rychle rostoucích dřevin. Jsou také ideálními pomocníky při likvidaci náletových dřevin v terénu. Výhodou tohoto spojení je, že štěpkovač je na traktoru zavěšen na tříbodovém závěsu to znamená, že se dostane všude, kam se dostane traktor. Výkon je přenášen pomocí kardanové hřídele na výstupu z traktoru. [7]



Obrázek 4 – Štěpkovač za traktor [7]

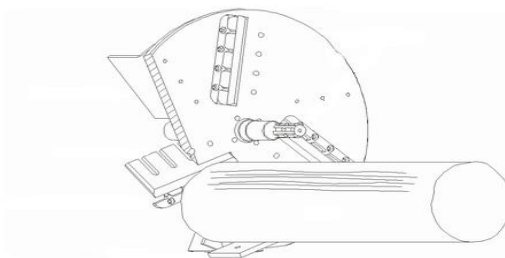
3.2 Druh štěpkovacího mechanismu

Štěpkovací mechanismus má vliv zejména na velikost výsledné štěpky, hodinový výkon a hlučnost daného štěpkovače. Proto je spousta druhů těchto mechanismů a zde jsou uvedené ty nejzákladnější.

3.2.1 Diskový štěpkovací mechanismus

Diskový štěpkovací mechanismus je ve své podstatě kotouč osazený dvěma a více noži, které jsou uloženy kolmo na osu rotace. Tento kotouč se otáčí a pomocí protiběžnému ostří vytváří štěpku. Výhodou této konstrukce je konstantní délka štěpky, nevýhodou této konstrukce je menší hodinový výkon a nutnost podávacího zařízení, připojeného ke vstupní části štěpkovače.

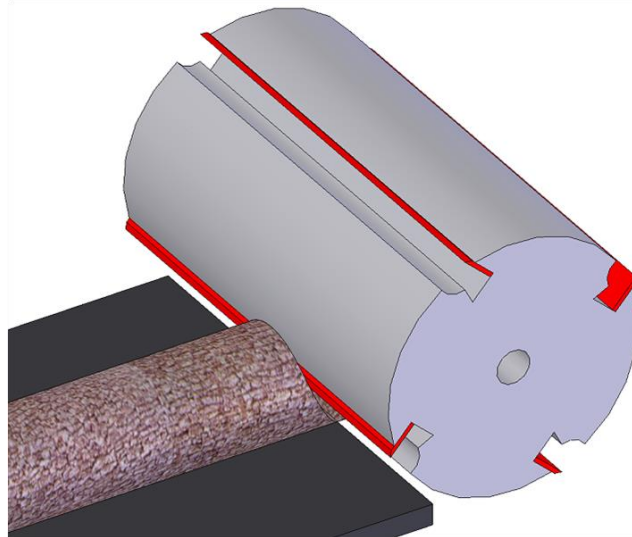
[1]



Obrázek 5 – Diskový štěpkovací mechanismus [8]

3.2.2 Bubnový štěpkovací mechanismus

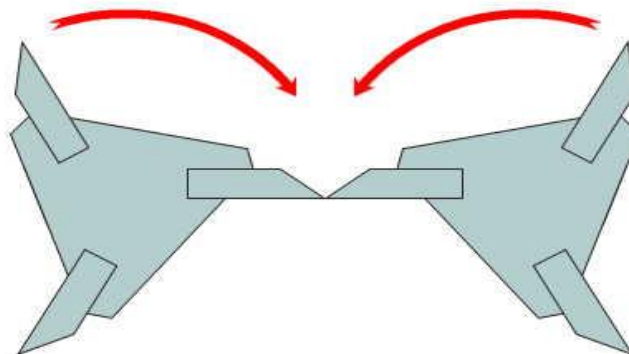
V bubnovém štěpkovacím mechanismu jsou nože součástí rotujícího bubnu a jsou uloženy rovnoběžně s osou rotace. Výhodou této konstrukce je, že nože nemají vliv na celkovou velikost bubnu dále pak je to schopnost drtit velké průměry dřevin, nevýhodou může být, vzhledem ke geometrii nožů, nepravidelný tvar štěpky a nízký hodinový výkon. [8]



Obrázek 6 – Bubnový štěpkovací mechanismus [8]

3.2.3 Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli

Tento štěpkovací mechanismus se vyznačuje nejvyšším hodinovým výkonem, nejvyšší hlučností aparátu a také mimo jiné tím že zde není potřeba žádný podávací mechanismus. Princip této konstrukce je založen na dvou protiběžných hřídelích, které jsou osazeny třemi noži. Při rotaci nožů je materiál vtahován samovolně do nitra stroj a průměr drcené dřeviny může dosahovat až 9 cm. [9]



Obrázek 7 – Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli [9]

3.3 Podle velikosti

Jako každý produkt jsou i štěpkovače vyráběny v různých velikostech.

3.3.1 Malé štěpkovače

Za malé štěpkovače lze označit v převážné většině štěpkovače zahradní. Vyznačují se především nízkou cenou, kompaktní velikostí a jsou vhodné spíše pro drcení dřevin menších průměrů.

3.3.2 Střední štěpkovače

Často se jedná o jednonápravové přívěsy, které jsou taženy autem, traktorem či ATV. Dokáží zpracovat dřevní hmotu vyšších průměrů mají vyšší hodinový výkon a samozřejmě i vyšší cenu.

3.3.3 Velké štěpkovače

Jsou to velké stacionární stroje, umístěné ve výrobních halách. Slouží k průmyslové výrobě štěpky, špalíčků a pelet.

3.4 Podle pohyblivosti stroje

Pohyblivost nebo-li mobilita je důležitá vlastnost, podle které se dá určit, kde bude svou činnost štěpkovač vykonávat.

3.4.1 Samohybné stroje

Samohybný systém umožňuje pohyb v těžkém terénu, kde by vlečené jednotky obtížně pronikaly. Tento systém rovněž ve značné míře omezuje potřebu donášení dřevní hmoty ke stroji. Nevýhodou takové to konstrukce je řádově vyšší cena.

3.4.2 Stroje s vlastní nápravou

Vlastní náprava umožňuje jednoduchou manipulaci se strojem. Štěpkovač lze zapojit jako přívěs za automobil, či ATV. Má vlastní pohonnou jednotku nejčastěji spalovací motor, výjimkou může být štěpkovač upevněný na tříbodový závěs traktoru, který je poháněn výstupní hřídelí z traktoru.

3.4.3 Stacionární stroje

Stacionární štěpkovače jsou nejčastěji osazeny elektromotorem a to z důvodu jejich nízké mobility. To znamená, že jsou umístěny v dosahu elektrické sítě a dřevní hmota je ke stroji dopravována.

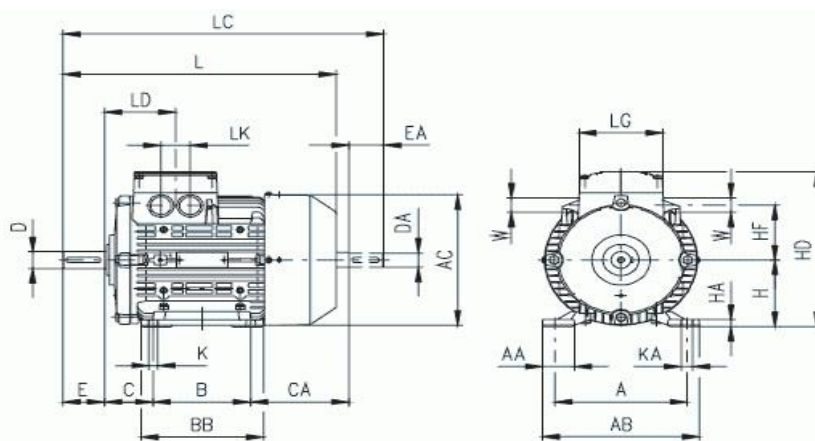
4 Návrh konstrukce pohonného systému

Návrh konstrukce pohonné jednotky není jednoduchý proces, musí se vzít v potaz nejen zadané parametry, ale i spoustu jiných důležitých požadavků. Mezi které patří, vhodně zvolené jednotlivé díly (pokud možno by se mělo jednat o díly normalizované), bezpečnost jednotlivých dílů, ekonomické náklady na výrobu a mnoho dalších požadavků. Postupným návrhem pohonné jednotky se tedy budou zabývat následující podkapitoly.

Před realizací vlastního návrhu pohonného systému, by bylo vhodné určit pro jaký druh štěpkovače bude konstruován. Pohonný systém tedy bude konstruován pro štěpkovač, který bude středně velký, osazený elektromotorem a jeho štěpkovací mechanismus bude pracovat na bázi protiběžných hřídelí.

4.1 Volba motoru

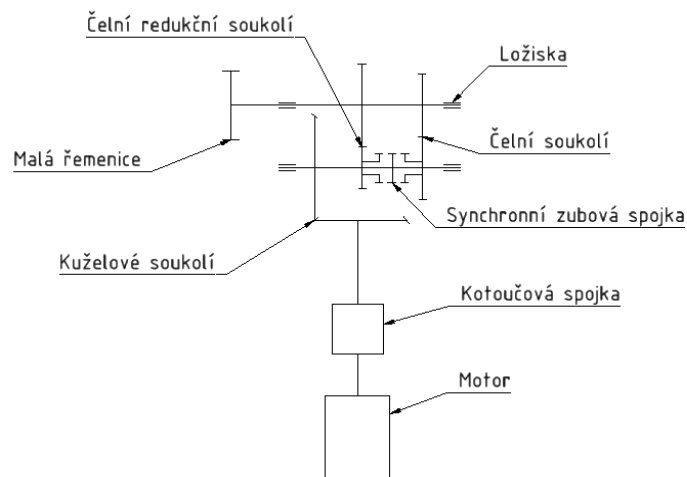
Dle zadaných parametrů byl vybrán elektromotor SIEMENS 1LA9131-2LA6x, 12 kW. Elektromotor s vyšším výkonem, než udává zadání, je zvolen z toho důvodu, že účinnost mechanického převodu výkon nepatrně sníží. Co se naopak sníží velmi, je využití takového štěpkovače, tím že byl zvolen elektromotor na úkor motoru spalovacího, bude štěpkovač vykonávat svou činnost převážně ve stacionární poloze a v dosahu elektrické sítě.



Obrázek 8 - Elektromotor SIEMENS 1LA9131-2LA6x, 12 kW [3]

4.2 Předběžné schéma převodovky

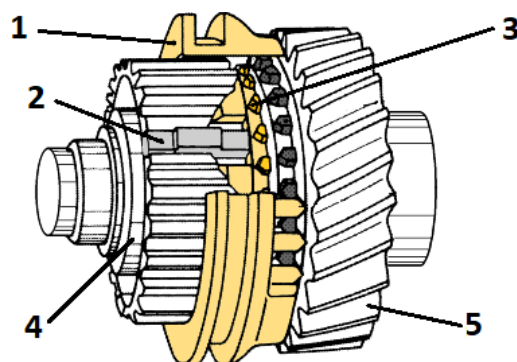
Před začátkem samotného návrhu je dobré nakreslit si schéma kompozičního uspořádání jednotlivých součástí v převodovce. To znamená vytvořit zjednodušený obrázek, kde bude znázorněno rozložení jednotlivých převodů.



Obrázek 9 – Kinematické schéma převodovky

4.3 Volba spojky

Po průzkumu trhu byla zvolena synchronní zubová spojka, která umožní plynulé a bezhlučné řazení rychlostních stupňů bez rázů. Při řazení rychlostních stupňů, synchronizace zajišťuje srovnání rychlosti otáček řazeného převodového kola s hnanou hřídelí. V případě, kdyby nedošlo ke srovnání rychlosti otáček, nebylo by možno provést zařazení, popřípadě by se zařazení neobešlo bez hluku a rázů. V takovém případě by rovněž vznikalo značné opotřebení součástí převodovky.[11]



- 1) Posuvná objímka, 2) třecí člen, 3) synchronní kroužek, 4) jádro spojky, 5) ozubené kolo

Obrázek 10 – Schéma synchronní spojky [10]

4.4 Převodové poměry

Při řazení rychlostního stupně se pevně spojí dané převodové kolo s hnaným hřídelem, čímž dojde k zařazení konkrétního rychlostního stupně s daným převodovým poměrem. Poměrem počtu zubů u vzájemně zabírajících ozubených kol je dán převodový poměr.

4.4.1 Hlavní převodové poměry

Ze zadání známe hodnoty vstupních a výstupních, redukováných otáček. Poměr těchto hodnot dá dohromady výsledné převodové poměry.

$$i_c = \frac{n_a}{n_b} = \frac{2880}{620} = 4,64[-]$$

$$i_{c2} = \frac{n_a}{n_{b2}} = \frac{2880}{310} = 9,29 [-]$$

4.4.2 Dílčí převodové poměry

Před výpočtem dílčích převodových poměrů je nutné provést nejprve volbu zubů jednotlivých ozubených kol.

Kuželové soukolí

Volím počet zubů $z_1 = 21$, $z_2 = 46$ zubů.

Výsledný převodový poměr tedy bude.

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{46}{21} = 2,19[-]$$

1. Čelní soukolí

Volím počet zubů $z_3 = 29$, $z_4 = 42$ zubů.

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{42}{29} = 1,44[-]$$

2. Čelní soukolí

Volím počet zubů $z_5 = 22$, $z_6 = 63$ zubů.

$$i_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{63}{22} = 2,86[-]$$

Řemenový převod

Volím převodový poměr $i_{\dot{\gamma}} = 1,48[-]$

4.5 Výpočet otáček a kroutících momentů na hřídelích

Jednotlivými převodovými poměry rychlostních stupňů se při jejich zařazení mění rychlost otáčení hnaného hřídele vůči hnacímu hřídeli převodovky, čímž se rovněž mění krouticí moment.

Vstupní hřídel

$$n_{\text{vstup}} = 2880[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$$

$$M_{k\text{vstup}} = \frac{P}{\omega} = \frac{12000}{2 \cdot \pi \frac{2880}{60}} = 39,78[\text{Nm}]$$

Předloková hřídel

$$n_2 = \frac{n_{\text{vstup}}}{i_{12}} = \frac{2880}{2,19} = 1315,07[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$$

Vzhledem k tomu, že jsou ozubená kola dva, tři a pět na stejné hřídeli platí tedy tento vztah.

$$n_2 = n_3 = n_5$$

$$M_{k2} = \frac{P}{\omega} = \frac{12000}{2 \cdot \pi \frac{1315,07}{60}} = 87,14[\text{Nm}]$$

Výstupní hřídel z převodové skříně

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{34}} = \frac{1315,07}{1,44} = 913,24[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$$

$$n_6 = \frac{n_5}{i_{56}} = \frac{1315,07}{2,86} = 459,79[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$$

$$M_{k4} = \frac{P}{\omega} = \frac{12000}{2 \cdot \pi \frac{1123,29}{60}} = 125,48[\text{Nm}]$$

$$M_{k6} = \frac{P}{\omega} = \frac{12000}{2 \cdot \pi \frac{558,43}{60}} = 249,22[\text{Nm}]$$

Výstupní hřídel řemenového převodu

$$n_{\text{výstup}} = \frac{n_4}{i_{\ddot{x}}} = \frac{1123,29}{1,79} = 617,05[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$$

$$n_{\text{výstup-redukce}} = \frac{n_6}{i_{\ddot{x}}} = \frac{558,43}{1,79} = 310,66[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$$

$$M_{k\text{výstup}} = \frac{P}{\omega} = \frac{12000}{2 \cdot \pi \frac{617,05}{60}} = 186,02[\text{Nm}]$$

$$M_{k\text{výstup-redukce}} = \frac{P}{\omega} = \frac{12000}{2 \cdot \pi \frac{310,66}{60}} = 369,49[\text{Nm}]$$

4.6 Návrh řemenového převodu

Správně navržený řemenový pohon dokáže přenášet výkon mnoho let se zanedbatelnými nároky na údržbu. Ačkoli se řemeny používají již dlouhou dobu, stále představují velmi účinný a hospodárný způsob přenosu výkonu z jednoho dílu na druhý. [12]

Řemenový převod bude navržen podle katalogu společnosti SKF a budou použity jejich hodnoty a postup.

Provozní faktor

Provozní faktory popisují náročnost provozních podmínek pohonu.

$$C_2 = 1,3[-]$$

Návrhový výkon

Vynásobením výkonu pohonu a provozního faktoru C_2 získáme návrhový výkon.

$$P_d = P \cdot C_2 = 12 \cdot 1,3 = 15,6[\text{KW}]$$

Průřez řemenu

Z diagramu od společnosti SKF určíme průřez řemenu, pomocí otáček, výkonu stroje a vyjde průřez SPB-Xpower.

Převodový poměr

Vydělením otáček rychlejší hřídele otáčkami pomalejší hřídele, nám vyjde požadovaný převodový poměr řemenic a tím je $i_{\ddot{x}} = 1,48[-]$.

Osová vzdálenost

Odpovídající osovou vzdálenost zvolíme v tabulce společnosti SKF na základě požadovaného převodu.

Převodový poměr: $i_{\dot{\gamma}} = 1,48[-]$

Vztažná délka řemene: $L_D = 1800[mm]$

Osová vzdálenost: $CC = 588[mm]$

Průměr malé řemenice: $d = 160[mm]$

Průměr velké řemenice: $D = 236[mm]$

Základní jmenovitý výkon řemene

Celkový základní jmenovitý výkon řemene se skládá ze základního jmenovitého výkonu + jmenovitého výkonu stanoveného na základě převodového poměru.

$$P_b = 6,31 + 0,47 = 6,78[KW]$$

Opravné součinitele C_1 a C_3

Z tabulek společnosti SKF určíme opravný součinitel délky řemenu C_1 a dále opravný součinitel úhlu opásání C_3 .

Opravný součinitel délky řemenu: $C_1 = 0,89[-]$

Opravný součinitel úhlu opásání: $C_3 = 0,99[-]$

Jmenovitý výkon řemene

Vynásobením základního jmenovitého výkonu řemene součinitelem C_1 a C_3 , získáme skutečný jmenovitý výkon řemenem.

$$P_R = P_b \cdot C_1 \cdot C_3 = 6,78 \cdot 0,89 \cdot 0,99 = 5,98$$

Počet řemenů

Vydělením výkonu pohonu jmenovitým výkonem zvoleného řemenu dostaneme požadovaný počet řemenů, který zaokrouhlíme na nejbližší vyšší celé číslo.

$$n = \frac{P_d}{P_R} = \frac{15,6}{5,98} = 2,6 \doteq 3 \text{ řemeny}$$

Silové poměry na řemeni, užitečná obvodová síla

$$F = \frac{M_k}{r_1} = \frac{249,65 \cdot 10^3}{80} = 3120[N]$$

Velikost minimálního přepětí

$$F_o = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha} + 1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} = \frac{3120}{2} \cdot \frac{e^{0,8 \cdot 3} + 1}{e^{0,8 \cdot 3} - 1} = 1871[N]$$

Síly v jednotlivých větvích řemene

$$F_{v1} = F_o + \frac{1}{2}F = 1871 + 1560 = 3431[N]$$

$$F_{v2} = F_o - \frac{1}{2}F = 1871 - 1560 = 311[N]$$

Aby nedošlo k prokluzu řemene musí být splněna podmínka daná Eulerovým vztahem pro vláknové tření.

$$F_{v1} \leq F_{v2} \cdot e^{f \cdot \alpha}$$

$$3431 \leq 311 \cdot e^{0,8 \cdot 3,01} = 3455[N]$$

Vliv odstředivé síly

$$F_{ct1} = \rho \cdot S \cdot v^2 = 1200 \cdot 130 \cdot 10^{-6} \cdot 8,1^2 = 10,23[N]$$

Vzhledem k tomu, že je odstředivá síla malá můžeme si dovolit její velikost zanedbat.

Výsledná síla na hřídel

$$F_R = \sqrt{F_{v1}^2 + F_{v2}^2 - 2 \cdot F_{v1} \cdot F_{v2} \cdot \cos \beta}$$

$$F_R = \sqrt{3431^2 + 311^2 - 2 \cdot 3431 \cdot 311 \cdot \cos(7,32)} = 3122[N]$$

Řemen PHG SPB2150 vyhovuje

4.7 Návrh kuželového soukolí

Vzhledem k tomu, že úhel os je 90° bude použito kuželové soukolí, které umožňuje transformaci výkonu při různoběžných osách. Na kuželovém soukolí budou šikmé zuby, které mají oproti přímým zubům řadu výhod (tichost chodu, větší únosnost, produktivnější způsob výroby, jednoduché omezení záběru ve střední části zubu, pak menší citlivost na vzájemnou polohu kol), pro které se jim dává přednost. [13]

Tabulka 2 – Volba základních parametrů kuželového soukolí [14]

		Ozubené kolo 1 (Pastorek)	Ozubené kolo 2
Materiál		16 343.4	14 140.4
Mez pevnosti v tahu	R_m	965 [MPa]	785 [MPa]
Mez kluzu v tahu	R_e	750 [MPa]	539 [MPa]
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1160 [MPa]	1140 [MPa]
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	705 [MPa]	450 [MPa]
Úhel os	Σ	90°	
Počet zubů	z	21 [zubů]	46 [zubů]
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,75 [-]	
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	$K_{H\beta}$	1,25 [-]	
Součinitel pro šikmé zuby	f_h	690 [MPa]	

Výpočet úhlu roztečných kuželů

$$\delta_1 = \operatorname{arccrg}\left(\frac{z_1}{z_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{21}{46}\right) = 24,5^\circ$$

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 90^\circ - 24,5^\circ = 65,5^\circ$$

Výpočet počtu zubů virtuálního soukolí

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{21}{\cos(24,5)} = 23,077 \text{ zubů}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{46}{\cos(65,5)} = 110,925 \text{ zubů}$$

Virtuální převodový poměr

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{110,925}{23,077} = 4,80[-]$$

Návrhový výpočet roztečného průměru pastorku

Během návrhového výpočtu roztečného průměru pastorku se vychází z namáhání zubů v dotyku, naopak při návrhu modulu se vychází z namáhání zubů v ohybu. Stanový se přibližná hodnota těchto veličin. A nebere se v úvahu vznik trvalých deformací, vznik křehkého lomu, nebo únavové poškození zubů. [13]

Součinitel přidavných zatížení

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_A = 1,25 \cdot 1,75 = 2,18 [-]$$

Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{Hp} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1160 = 928 \text{ [MPa]}$$

Poměrový koeficient šířky ozubení a středního průměru

$$\psi_d = \frac{b_{wh}}{d_1} = \frac{\Psi_L \cdot \sqrt{1+i^2}}{2 - \Psi_L} = \frac{0,25 \cdot \sqrt{1+2,19^2}}{2 - 0,25} = 0,34[-]$$

Výpočet roztečného průměru pastorku uprostřed šířky zubu

$$d_{m1} = f_h \cdot \sqrt[3]{\frac{K_h \cdot M_{kvstup} \cdot (i+1)}{\Psi_d \cdot \sigma_{Hp}^2} \cdot \frac{1}{i}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,18 \cdot 39,780 \cdot (2,19+1)}{0,34 \cdot 928^2} \cdot \frac{1}{2,19}} = 52,13[\text{mm}]$$

Výpočet středního modulu

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{47,09}{19} = 2,48[\text{mm}]$$

Návrh modulu podle namáhání zubů na ohyb

Součinitel přidavných zatížení

$$K_F = K_h = 2,18[-]$$

Pomocný součinitel

$$f_h = 18[\text{MPa}]$$

Poměr šířky ozubení

$$\psi_m = \frac{b_{wf}}{m_m} = \frac{z_1 \cdot \Psi_L \cdot \sqrt{1+i^2}}{2 - \Psi_L} = \frac{21 \cdot 0,34 \cdot \sqrt{1+2,19^2}}{2 - 0,34} = 10,35$$

Přípustné napětí v ohyb

$$\sigma_{Fp} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim1} = 0,6 \cdot 705 = 423[\text{MPa}]$$

Výpočet předběžného normálového modulu

$$m_{mn} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kvstup}}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{Fp}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,56 \cdot 39,78}{8,74 \cdot 19 \cdot 423}} = 1,76[\text{mm}]$$

Výpočet čelního modulu na vnějším kuželu

$$m_e = m_m \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) = 2,47 \cdot \left(1 + \frac{10,35}{\sqrt{21^2 + 46^2}}\right) = 2,12[\text{mm}]$$

Volím $m_e = 3[\text{mm}]$

Výpočet základních rozměrů kuželových kol

Šířka ozubení

$$b_w = m_m \cdot \psi_m = 1,76 \cdot 10,35 = 18,21[\text{mm}]$$

Volím 23 mm

Vnější roztečný průměr

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3 \times 21 = 63[\text{mm}]$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 3 \times 46 = 138[\text{mm}]$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_1) = 63 + 2 \cdot 3 \cdot \cos(24,5) = 68,48[\text{mm}]$$

$$d_{a2} = d_{e2} + 2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_1) = 138 + 2 \cdot 3 \cdot \cos(65,5) = 140,48[\text{mm}]$$

Střední průměr roztečné kružnice

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin(\delta_1) = 63 - 23 \cdot \sin(24,5) = 53,46[\text{mm}]$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin(\delta_2) = 138 - 23 \cdot \sin(65,5) = 117,07[\text{mm}]$$

Průměr patní kružnice

$$d_{f1} = d_{e1} - 2 \cdot h_f \cdot \cos(\delta_1) = 63 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 \cdot \cos(24,5) = 56,17[\text{mm}]$$

$$d_{f2} = d_{e2} - 2 \cdot h_f \cdot \cos(\delta_2) = 138 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 \cdot \cos(65,5) = 134,89[\text{mm}]$$

Průměr základní kružnice

$$d_{b1} = d_{e1} \cdot \cos(\alpha) = 63 \cdot \cos(20) = 59,20[\text{mm}]$$

$$d_{b2} = d_{e2} \cdot \cos(\alpha) = 138 \cdot \cos(20) = 129,67[\text{mm}]$$

Tečný modul na střední šířce zubu

$$m_{mt} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{53,46}{21} = 2,54[\text{mm}]$$

Normálový modul na středním kuželu

$$m_{mn} = m_{mt} \cdot \cos(\beta_m) = 2,54 \cdot \cos(20) = 2,38[\text{mm}]$$

Úhel záběru

$$\alpha_t = \arctg \cdot \left(\frac{\text{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta_m)} \right) = \arctg \cdot \left(\frac{\text{tg}(20)}{\cos(20)} \right) = 21,17^\circ$$

Rozměry virtuálního soukolí

Podobně jako u kuželových kol se zuby přímými lze i každému kuželovému kolu se zuby šikmými přiřadit pomyslné virtuální kolo. Profil těchto dvou kol je prakticky stejný jako normálový profil zubů kuželového kola v jeho středním příčném řezu. Toto virtuální kolo se používá, pro zjištění součinitele trvání záběru. [13]

Virtuální poloměr střední roztečné kružnice

$$r_{nm1} = \frac{r_{m1}}{\cos(\delta_1)} = \frac{26,73}{\cos(24,5)} = 29,37[\text{mm}]$$

$$r_{nm2} = \frac{r_{m2}}{\cos(\delta_2)} = \frac{58,53}{\cos(65,5)} = 141,15[\text{mm}]$$

Virtuální poloměr hlavové kružnice

$$r_{nma1} = r_{nm1} + m_e = 29,37 + 3 = 32,37[\text{mm}]$$

$$r_{nma2} = r_{nm2} + m_e = 141,15 + 3 = 144,15[\text{mm}]$$

Virtuální poloměr základní kružnice

$$r_{nmb1} = r_{nm1} \cdot \cos(\alpha_t) = 29,37 \cdot \cos(20) = 27,59[\text{mm}]$$

$$r_{nmb2} = r_{nm2} \cdot \cos(\alpha_t) = 141,15 \cdot \cos(20) = 132,63[\text{mm}]$$

Virtuální osová vzdálenost

$$a_n = r_{nm1} + r_{nm2} = 29,37 + 141,15 = 170,52[\text{mm}]$$

Rozteč zubů

$$p_{bmt} = \pi \cdot m_{mt} \cdot \cos(\alpha_t) = \pi \cdot 2,54 \cdot \cos(21,17) = 7,44[\text{mm}]$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{nma1}^2 - r_{nmb1}^2} + \sqrt{r_{nma2}^2 - r_{nmb2}^2} - a_n \cdot \sin(\alpha_t)}{p_{bmt}} =$$
$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{32,37^2 - 27,59^2} + \sqrt{144,15^2 - 132,63^2} - 170,52 \cdot \sin(21,17)}{7,44} = 1,58[-]$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\beta_m)}{\pi \cdot m_{mt}} = \frac{23 \cdot \operatorname{tg}20}{7,97} = 1,04[-]$$

Jelikož součinitel záběru není příznivý volím šířku ozubení $b=31,2[\text{mm}]$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\beta_m)}{\pi \cdot m_{mt}} = \frac{31,2 \cdot \operatorname{tg}(20)}{7,97} = 1,42[-]$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,58 + 1,42 = 3[-]$$

Silové poměry

Tečná síla

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{kvstup}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 39780}{53,46} = 1488[\text{N}]$$

Normálová síla

$$F_{\delta_1} = \frac{F_{t1,2}}{\cos(\beta_m)} \cdot \tan(\alpha_n) = \frac{1488}{\cos(20)} \cdot \tan(20) = 576 [N]$$

Normálový úhel záběru na střední plošině

Radiální a axiální síly

$$F_{a1} = F_{\delta_1} \cdot \sin(\delta_1) + F_{t1} \cdot \tan(\beta) \cdot \cos(\delta_1) =$$

$$F_{a1} = 576 \cdot \sin(24,5) + 1488 \cdot \tan(20) \cdot \cos(24,5) = 732 [N]$$

$$F_{a2} = F_{\delta_1} \cdot \cos(\delta_1) - F_{t1} \cdot \tan(\beta) \cdot \sin(\delta_1) =$$

$$F_{a2} = 576 \cdot \cos(24,5) - 1488 \cdot \tan(20) \cdot \sin(24,5) = 302 [N]$$

$$F_{R1} = F_{a2}$$

$$F_{a1} = F_{R2}$$

Pevnostní kontrola ozubení

Pevnostním výpočtem ve smyslu normy ČSN 014686 se rozumí počtářský průkaz provozuschopnosti ozubeného soukolí. Z toho vyplývá prokazatelná schopnost jeho bezporuchové funkce během požadované životnosti, a to pro zadaný režim jeho zatížení a zadané provozní podmínky. Tento postup výpočtu platí pro zakrytá čelní z kovových materiálů, s vnějším i vnitřním evolventním ozubením, jakož i pro zakrytá kuželová soukolí z kovových materiálů s vnějším ozubením pro rozmezí okolní teploty od -40 do 100°C a předpokládá se, že zuby jsou mazány olejem. Hodnoty byly zvoleny z dostupného textu pana Doc. Ing. Miroslava Bureše CSc. [13]

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

Tabulka 3 – Volba veličin pro výpočet [13]

Součinitel mechanických vlastností materiálu	Z_e	190[MPa]
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,36[-]
Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	Z_{Ev}	0,77[-]
Součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	Z_R	0,85[-]
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	S_{hmin}	1,3[-]

Aby na boku zubů nedocházelo k progresivní tvorbě pittingů, musí soukolí splňovat tuto podmínku. [13]

$$\sigma_H < \sigma_{HP1}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{Ev} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_v + 1)}{b_{wH} \cdot d_1 \cdot u_v}} = 190 \cdot 2,36 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{1488 \cdot (4,8 + 1)}{31,2 \cdot 53,46 \cdot 4,8}} = 358,4[\text{MPa}]$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 358,4 \cdot \sqrt{2,18} = 529,3[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 0,85}{1,3} = 745,4[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1160 \cdot 0,85}{1,3} = 758,5[\text{MPa}]$$

$$529,3[\text{MPa}] < 745,4[\text{MPa}] \quad \text{podmínka splněna}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Tabulka 4 – Volba veličin pro další postup výpočtu [13]

Tvrdoost na boku zubu	V_{HV1}	650[MPa]
Tvrdoost na boku zubu	V_{HV2}	670[MPa]
součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	K_{as}	2[-]

Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci, nebo ke křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu, musí ozubené soukolí splňovat tuto podmínku. [13]

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$$

Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení F_{t12}

$$\sigma_{HPmax1} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600[MPa]$$

$$\sigma_{HPmax2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 670 = 2680[MPa]$$

Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t12}

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{Ho} \cdot \sqrt{K_{as} \cdot K_H} = 358,4 \cdot \sqrt{3 \cdot 2,18} = 915,5[MPa]$$

$$915,5[MPa] < 2600[MPa] \quad \text{podmínka splněna}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Součinitel sklonu zubu

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120} \cdot \varepsilon_{\beta} = 1 - \frac{20}{120} \cdot 1,42 = 0,76[-]$$

$$Y_{\beta min} = 1 - 0,25 \cdot \varepsilon_{\beta} = 1 - 0,25 \cdot 1,42 = 0,645[-]$$

$$Y_{\beta} > Y_{\beta min}$$

Součinitel vlivu záběru profilu

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,58} = 0,63[-]$$

Tabulka 5 – Volba součinitelů pro další postup výpočtu

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	S_{fmin}	1,4[-]
Součinitel tvaru zubu	Y_{fs1}	4.05[-]
Součinitel koncentrace napětí	Y_{fs2}	3,75[-]

Přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{705}{1,4} = 503,5[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{Fmin}} = \frac{450}{1,4} = 321,4[\text{MPa}]$$

Únava v ohybu

Aby nedošlo k únavovému lomu v oblasti paty zubu, musí ozubené soukolí splňovat tuto podmínku.[13]

$$\sigma_F < \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{t12} \cdot K_F \cdot Y_{Fs1} \cdot Y_B \cdot Y_{\epsilon v}}{b_{wF} \cdot m_m} = \frac{1488 \cdot 2,18 \cdot 4,05 \cdot 0,64 \cdot 0,63}{31,2 \cdot 2,48} = 68,4[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t12} \cdot K_F \cdot Y_{Fs2} \cdot Y_B \cdot Y_{\epsilon v}}{b_{wF} \cdot m_m} = \frac{1488 \cdot 2,18 \cdot 3,75 \cdot 0,64 \cdot 0,63}{31,2 \cdot 2,48} = 63,4[\text{MPa}]$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} \quad \text{podmínka splněna}$$

4.8 Návrh čelního soukolí

Čelní ozubené soukolí se šikmými zuby bylo zvoleno z toho důvodu, že zuby jsou v záběru zatěžovány postupně. To znamená, že přenos síly začíná na jednom konci zubu a plynule přechází na konec druhý. Tím se snižují silové rázy a zlepšují se i dynamické vlastnosti.

Volba základních součinitelů a přehled již známých parametrů, pro další postup výpočtu tohoto ozubeného soukolí shrnuta do přehledné tabulky.

Tabulka 6 – Volba základních parametrů čelního soukolí [13]

		Ozubené kolo 3 (Pastorek)	Ozubené kolo 4
Materiál		14 140.4	14 220.4
Mez pevnosti v tahu	R_m	1570 [MPa]	785 [MPa]
Mez kluzu v tahu	R_e	1350 [MPa]	588 [MPa]
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1288 [MPa]	1270[MPa]
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	740 [MPa]	700[MPa]
Počet zubů	z	29[zubů]	42[zubů]
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,75 [-]	
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	$K_{H\beta}$	1,3 [-]	
Součinitel pro šikmé zuby	f_h	690[MPa]	
Poměrový koeficient	Ψ_d	0,3[-]	

Návrhový výpočet roztečné kružnice pastorku

Součinitel přídatných zatížení

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,3 = 2,27[-]$$

Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1288 = 1030[\text{MPa}]$$

Poměrový koeficient

$$\Psi_d = 0,3[-]$$

Výpočet roztečného průměru pastorku uprostřed šířky zubu

$$d_1 = f_h \cdot \sqrt[3]{\frac{K_h \cdot M_{k2}}{\Psi_d \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{(i+1)}{i}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,27 \cdot 87,14}{0,3 \cdot 1030^2} \cdot \frac{(1,44+1)}{1,44}} = 70,20[\text{mm}]$$

Výpočet normálového modulu

$$m_m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{70,20 \cdot \cos(20)}{29} = 2,27[\text{mm}] \quad \text{volím } 3 \quad [\text{mm}]$$

Výpočet předběžné šířky ozubení

$$d_1 = \frac{m_m}{\cos(\alpha)} \cdot z_3 = \frac{3 \cdot 29}{\cos(20)} = 92,58[\text{mm}]$$

$$b_w = d_1 \cdot \psi_d = 92,58 \cdot 0,3 = 27,77[\text{mm}] \quad \text{Předběžně volím } b_w=30[\text{mm}]$$

Výpočet tečného modulu

$$m_t = \frac{m_m}{\cos(\beta)} = \frac{3}{\cos(25)} = 3,31[\text{mm}]$$

Teoretická osová vzdálenost

$$a_t = \frac{1}{2} \cdot (d_1 + d_2) = \frac{m_t}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{3,31}{2} \cdot (29 + 42) = 117,50[\text{mm}]$$

Volím pracovní osovou vzdálenost $a_w = 120[\text{mm}]$

Výpočet úhlu sklonu zubů pro dosažení osové vzdálenosti

$$\beta = \arccos \left[\frac{m_m}{2 \cdot a} \cdot (z_3 + z_4) \right] = \arccos \left[\frac{3}{2 \cdot 120} \cdot (29 + 42) \right] = 27,43^\circ$$

Výpočet tečného modulu

$$m_t = \frac{m_m}{\cos(\beta)} = \frac{3}{\cos(27,43)} = 3,37[\text{mm}]$$

Záběrový úhel v čelní rovině

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\text{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)} \right) = \arctg \left(\frac{\text{tg}(20)}{\cos(27,43)} \right) = 22,29^\circ$$

Rozteč zubů v čelní rovině

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,37 = 10,58[\text{mm}]$$

Základní rozteč zubů v čelní rovině

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos(\alpha_t) = 10,58 \cdot \cos(22,29) = 9,78[\text{mm}]$$

Výpočet základních rozměrů čelního soukolí

Výpočet roztečného průměru

$$d_1 = \frac{m_m \cdot z_3}{\cos(\beta)} = \frac{3 \cdot 29}{\cos(27,43)} = 98,02[\text{mm}]$$

$$d_2 = \frac{m_m \cdot z_4}{\cos(\beta)} = \frac{3 \cdot 42}{\cos(27,43)} = 141,96[\text{mm}]$$

Výpočet průměru hlavové kružnice

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 98,02 + 2 \cdot 3,5 = 105,02[\text{mm}]$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 141,96 + 2 \cdot 3,5 = 148,96[\text{mm}]$$

Výpočet průměru základní kružnice

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos(\alpha_t) = 98,02 \cdot \cos(22,29) = 90,69[\text{mm}]$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos(\alpha_t) = 141,96 \cdot \cos(22,29) = 131,35[\text{mm}]$$

Výpočet součinitele trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}) + (\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}) - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{bt}} =$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{(\sqrt{105,02^2 - 90,69^2}) + (\sqrt{148,96^2 - 131,35^2}) - 2 \cdot 120 \cdot \sin(22,29)}{2 \cdot 9,78} =$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,64 [-]$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\beta_m)}{p_t} = \frac{30 \cdot \operatorname{tg}(27,43)}{10,58} = 1,47[-]$$

Jelikož součinitel záběru není celočíselný volím šířku ozubení $b=27,72\text{mm}$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\beta_m)}{p_t} = \frac{27,72 \cdot \operatorname{tg}(27,43)}{10,58} = 1,36$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,64 + 1,36 = 3[-]$$

Výpočet silových poměrů na čelním soukolí

$$F_{t34} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_1} = 2 \cdot \frac{87140}{98,02} = 1778[\text{N}]$$

$$F_{a34} = F_{t34} \cdot \text{tg}(\beta) = 1778 \cdot \text{tg}(27,43) = 922[\text{N}]$$

$$F_{r34} = \frac{F_{t34}}{\cos(\beta)} \cdot \text{tg}(\alpha_t) = \frac{1778}{\cos(27,43)} \cdot \text{tg}(22,29) = 577[\text{N}]$$

Pevnostní kontrola ozubení

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

Tabulka 7 – Volba veličin pro výpočet [13]

Součinitel mechanických vlastností materiálu	Z_e	190[MPa]
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,25[-]
Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	$Z_{\varepsilon v}$	0,77[-]
Součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	Z_R	0,85[-]
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	S_{Hmin}	1,3[-]

Aby na boku zubů nedocházelo k progresivní tvorbě pittingů, musí soukolí splňovat tuto podmínku. [13]

$$\sigma_H < \sigma_{HP1}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon v} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_v + 1)}{b_{WH} \cdot d_1 \cdot u_v}} = 190 \cdot 2,25 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{1788 \cdot (1,44 + 1)}{27,72 \cdot 98,02 \cdot 1,44}} \\ &= 352,5[\text{MPa}] \end{aligned}$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 352,5 \cdot \sqrt{2,27} = 531,1[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 0,85}{1,3} = 830,4[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1288 \cdot 0,85}{1,3} = 842,2[MPa]$$

$$531,1[MPa] < 830,4[MPa] \quad \text{podmínka splněna}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Tabulka 8 – Volba veličin pro další postup výpočtu [13]

Tvrdot na boku zubu	V_{hv1}	675[MPa]
Tvrdot na boku zubu	V_{hv2}	675[MPa]
součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	K_{as}	3[-]

Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci, nebo ke křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu, musí ozubené soukolí splňovat tuto podmínku. [13]

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$$

Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení F_{t12}

$$\sigma_{HPmax1} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 675 = 2700[MPa]$$

$$\sigma_{HPmax2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 675 = 2700[MPa]$$

Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t12}

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{Ho} \cdot \sqrt{K_{as} \cdot K_H} = 352,5 \cdot \sqrt{3 \cdot 2,27} = 919,8[MPa]$$

$$919,8[MPa] < 2700[MPa] \quad \text{podmínka splněna}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Součinitel sklonu zubu

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120} \cdot \varepsilon_\beta = 1 - \frac{27,43}{120} \cdot 1,36 = 0,68[-]$$

$$Y_{\beta min} = 1 - 0,25 \cdot \varepsilon_\beta = 1 - 0,25 \cdot 1,42 = 0,66[-]$$

$$Y_\beta > Y_{\beta min}$$

Součinitel vlivu záběru profilu

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,64} = 0,6[-]$$

Tabulka 9 – Volba součinitelů pro další postup výpočtu

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	S_{fmin}	1,4[-]
Součinitel tvaru zubu	Y_{fs1}	4.05[-]
Součinitel koncentrace napětí	Y_{fs2}	3,85[-]

Přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{740}{1,4} = 528,5[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1,4} = 500[\text{MPa}]$$

Únava v ohybu

Aby nedošlo k únavovému lomu v oblasti paty zubu, musí ozubené soukolí splňovat tuto podmínku.[13]

$$\sigma_F < \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{t12} \cdot K_F \cdot Y_{Fs1} \cdot Y_B \cdot Y_{\varepsilon V}}{b_{wF} \cdot m_m} = \frac{1788 \cdot 2,27 \cdot 4,05 \cdot 0,68 \cdot 0,6}{27,72 \cdot 3} = 80,6[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t12} \cdot K_F \cdot Y_{Fs2} \cdot Y_B \cdot Y_{\varepsilon V}}{b_{wF} \cdot m_m} = \frac{1788 \cdot 2,27 \cdot 3,85 \cdot 0,68 \cdot 0,6}{27,72 \cdot 3} = 76,6[\text{MPa}]$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} \quad \text{podmínka splněna}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení

$$\sigma_{Fpmax1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 740 = 1480[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 700 = 1400[\text{MPa}]$$

Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t12}

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \frac{F_{t12} \cdot K_{SA}}{F_{t12}} = 80,6 \cdot 3 = 241,8[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F2} \frac{F_{t12} \cdot K_{SA}}{F_{t12}} = 76,6 \cdot 3 = 229,8[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax1} \quad \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax2} \quad \text{Vyhovuje}$$

Navržené čelní soukolí vyhovuje

4.9 Návrh čelního redukčního soukolí

Tabulka 10 – Volba základních parametrů čelního soukolí [13]

		Ozubené kolo 5 (Pastorek)	Ozubené kolo 6
Materiál		14 140.4	14 220.4
Mez pevnosti v tahu	R_m	1570[MPa]	785 [MPa]
Mez kluzu v tahu	R_e	1350 [MPa]	588 [MPa]
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1288 [MPa]	1270[MPa]
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	740 [MPa]	700[MPa]
Počet zubů	z	22[zubů]	63[zubů]
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,75 [-]	
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	$K_{H\beta}$	1,3 [-]	
Součinitel pro šikmé zuby	f_h	690[MPa]	
Poměrový koeficient	Ψ_d	0,27[-]	

Návrhový výpočet roztečné kružnice pastorku

Součinitel přidavných zatížení

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,3 = 2,27[-]$$

Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = 0.8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0.8 \cdot 1288 = 1030[\text{MPa}]$$

Poměrový koeficient

$$\psi_d = 0,27[-]$$

Výpočet roztečného průměru pastorku uprostřed šířky zubu

$$d_1 = f_h \cdot \sqrt[3]{\frac{K_h \cdot M_{k2} \cdot (i + 1)}{\psi_d \cdot \sigma_{Hp}^2 \cdot i}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,27 \cdot 87,14 \cdot (2,86 + 1)}{0,42 \cdot 1030^2 \cdot 2,86}} = 58,16[\text{mm}]$$

Výpočet normálového modulu

$$m_m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{58,16 \cdot \cos(20)}{22} = 2,48[\text{mm}] \quad \text{volím } 2,5[\text{mm}]$$

Výpočet předběžné šířky ozubení

$$d_1 = \frac{m_m}{\cos(\alpha)} \cdot z_3 = \frac{2,5 \cdot 22}{\cos(20)} = 58,52[\text{mm}]$$

$$b_w = d_1 \cdot \psi_d = 92,58 \cdot 0,35 = 24,58[\text{mm}] \quad \text{Předběžně volím } b_w=25[\text{mm}]$$

Výpočet tečného modulu

$$m_t = \frac{m_m}{\cos(\beta)} = \frac{2,5}{\cos(26)} = 2,78[\text{mm}]$$

Teoretická osová vzdálenost

$$a_t = \frac{1}{2} \cdot (d_1 + d_2) = \frac{m_t}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{2,78}{2} \cdot (22 + 63) = 118,15[\text{mm}]$$

Volím pracovní osovou vzdálenost $a_w = 120[\text{mm}]$

Výpočet úhlu sklonu zubů pro dosažení osové vzdálenosti

$$\beta = \arccos \left[\frac{m_m}{2 \cdot a} \cdot (z_3 + z_4) \right] = \arccos \left[\frac{3}{2 \cdot 120} \cdot (29 + 42) \right] = 27,69^\circ$$

Výpočet tečného modulu

$$m_t = \frac{m_m}{\cos(\beta)} = \frac{2,5}{\cos(27,69)} = 2,82[\text{mm}]$$

Záběrový úhel v čelní rovině

$$\alpha_t = \operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(27,69)}\right) = 22,34^\circ$$

Rozteč zubů v čelní rovině

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,37 = 8,85[\text{mm}]$$

Základní rozteč zubů v čelní rovině

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos(\alpha_t) = 8,85 \cdot \cos(22,34) = 8,19[\text{mm}]$$

Výpočet základních rozměrů čelního soukolí

Výpočet roztečného průměru

$$d_1 = \frac{m_m \cdot z_3}{\cos(\beta)} = \frac{2,5 \cdot 22}{\cos(27,69)} = 62,11[\text{mm}]$$

$$d_2 = \frac{m_m \cdot z_4}{\cos(\beta)} = \frac{2,5 \cdot 63}{\cos(27,69)} = 177,89[\text{mm}]$$

Výpočet průměru hlavové kružnice

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 62,11 + 2 \cdot 3 = 68,11[\text{mm}]$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 177,89 + 2 \cdot 3 = 183,89[\text{mm}]$$

Výpočet průměru základní kružnice

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos(\alpha_t) = 62,11 \cdot \cos(22,34) = 57,44[\text{mm}]$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos(\alpha_t) = 177,89 \cdot \cos(22,34) = 164,53[\text{mm}]$$

Výpočet součinitele trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}\right) + \left(\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - 2 \cdot a \cdot \sin\alpha_t}{2 \cdot p_{bt}} =$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\left(\sqrt{68,11^2 - 57,44^2}\right) + \left(\sqrt{183,89^2 - 164,56^2}\right) - 2 \cdot 120 \cdot \sin(22,34)}{2 \cdot 8,19} =$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,67 [-]$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\beta_m)}{p_t} = \frac{25 \cdot \operatorname{tg}(27,69)}{8,85} = 1,48[-]$$

Jelikož součinitel záběru není celočíselný volím šířku ozubení $b=22,42\text{mm}$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\beta_m)}{p_t} = \frac{22,42 \cdot \operatorname{tg}(27,69)}{8,85} = 1,33$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,67 + 1,33 = 3[-]$$

Výpočet silových poměrů na čelním soukolí

$$F_{t56} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_1} = 2 \cdot \frac{87140}{62,11} = 2805[\text{N}]$$

$$F_{a56} = F_{t56} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 2805 \cdot \operatorname{tg}(27,69) = 1472[\text{N}]$$

$$F_{r56} = \frac{F_{t56}}{\cos(\beta)} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_t) = \frac{2805}{\cos(27,69)} \cdot \operatorname{tg}(22,34) = 1301[\text{N}]$$

Pevnostní kontrola ozubení

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

Tabulka 11 – Volba veličin pro výpočet [13]

Součinitel mechanických vlastností materiálu	Z_e	190[MPa]
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,25[-]
Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	$Z_{\varepsilon v}$	0,77[-]
Součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	Z_R	0,85[-]
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	S_{hmin}	1,3[-]

Aby na boku zubů nedocházelo k progresivní tvorbě pittingů, musí soukolí splňovat tuto podmínku. [13]

$$\sigma_H < \sigma_{HP1}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon v} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_v + 1)}{b_{WH} \cdot d_1 \cdot u_v}} = 190 \cdot 2,25 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{2805 \cdot (2,86 + 1)}{22,42 \cdot 62,11 \cdot 2,86}}$$

$$= 542,7[\text{MPa}]$$

$$\sigma_H = \sigma_{Ho} \cdot \sqrt{K_H} = 542,7 \cdot \sqrt{2,27} = 817,6[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 0,85}{1,3} = 830,3[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1288 \cdot 0,85}{1,3} = 842,2[\text{MPa}]$$

817,6[MPa] < 830,4[MPa] *podmínka splněna*

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Tabulka 12 – Volba veličin pro další postup výpočtu [13]

Tvrdotost na boku zubu	V_{hv1}	675[MPa]
Tvrdotost na boku zubu	V_{hv2}	675[MPa]
součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	K_{as}	3[-]

Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci, nebo ke křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu, musí ozubené soukolí splňovat tuto podmínku. [13]

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$$

Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení F_{t12}

$$\sigma_{HPmax1} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 675 = 2700[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HPmax2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 675 = 2700[\text{MPa}]$$

Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t12}

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{Ho} \cdot \sqrt{K_{as} \cdot K_H} = 817,6 \cdot \sqrt{3 \cdot 2,27} = 2133,6[\text{MPa}]$$

2133,6[MPa] < 2700[MPa] *podmínka splněna*

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Součinitel sklonu zubu

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120} \cdot \varepsilon_{\beta} = 1 - \frac{27,69}{120} \cdot 1,33 = 0,69[-]$$

$$Y_{\beta\min} = 1 - 0,25 \cdot \varepsilon_{\beta} = 1 - 0,25 \cdot 1,42 = 0,66[-]$$

$$Y_{\beta} > Y_{\beta\min}$$

Součinitel vlivu záběru profilu

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,64} = 0,61[-]$$

Tabulka 13 – Volba součinitelů pro další postup výpočtu

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	$S_{f\min}$	1,4[-]
Součinitel tvaru zubu	Y_{fs1}	4.1[-]
Součinitel koncentrace napětí	Y_{fs2}	3,74[-]

Přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{F\min}} = \frac{740}{1,4} = 528,5[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{F\min}} = \frac{700}{1,4} = 500[\text{MPa}]$$

Únava v ohybu

Aby nedošlo k únavovému lomu v oblasti paty zubu, musí ozubené soukolí splňovat tuto podmínku.[13]

$$\sigma_F < \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{t12} \cdot K_F \cdot Y_{Fs1} \cdot Y_B \cdot Y_{\varepsilon V}}{b_{wF} \cdot m_m} = \frac{2805 \cdot 2,27 \cdot 4,1 \cdot 0,69 \cdot 0,61}{22,42 \cdot 2,5} = 196,1[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t12} \cdot K_F \cdot Y_{Fs2} \cdot Y_B \cdot Y_{\varepsilon V}}{b_{wF} \cdot m_m} = \frac{2805 \cdot 2,27 \cdot 3,74 \cdot 0,69 \cdot 0,61}{22,42 \cdot 2,5} = 178,8[\text{MPa}]$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} \quad \text{podmínka splněna}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 740 = 1480[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 700 = 1400[\text{MPa}]$$

Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t12}

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \frac{F_{t12} \cdot K_{SA}}{F_{t12}} = 196,1 \cdot 3 = 588,3[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \frac{F_{t12} \cdot K_{SA}}{F_{t12}} = 178,8 \cdot 3 = 534,4[\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax1} \quad \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax2} \quad \text{Vyhovuje}$$

Navržené čelní soukolí vyhovuje

4.10 Návrh spojky

Pro spojení převodovky s elektrickým motorem byla vybrána kotoučová spojka. Ta je spolehlivá, konstrukcí i výrobou jednoduchá a je schopná přenášet vysoké kroucí momenty.

Materiál spojky volím 11 600

Provozní součinitel $k = 3$ voleno z tabulek

Dovolené namáhání $\tau_{dk} = 70[\text{MPa}]$

Kroucí moment na vstupu $M_{vstup} = 87,14[\text{Nm}]$

Točivý moment spojky

$$M_v = k \cdot M_{vstup} = 3 \cdot 87,14 = 261,42[\text{Nm}]$$

Výpočet průměru hřídele z kroutícího momentu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_{dk} \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{dk}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 87140}{\pi \cdot 70}} = 18,5 [\text{mm}]$$

Volím průměr hřídele 38mm

Dále z tabulek

volím průměr spojky $D = 130 \text{mm}$

délka spojky $L = 120 \text{mm}$

délka uložení hřídele $l = 60 \text{mm}$

4.11 Návrh drážkování

Evolventní drážkování se používá pro přenos kroutícího momentu ze spojky na naše ozubené kolo.[15]

Evolventní drážkování na synchronizační spojce

Průměr jádra $d = 70 \text{mm}$

Volím drážkování $70 \text{mm} - 2,5 \text{mm} \times 9g$

Materiál 11 600, $\tau_{dk} = 70 \text{MPa}$, $p_d = 150 \text{MPa}$

Výpočet hlavového průměru hřídele a náboje

$$D_{a1} = D - 0,2 \cdot m = 70 - 0,2 \cdot 2 = 69,6 \text{mm}$$

$$D_{a2} = D - 2 \cdot m = 70 - 2 \cdot 2 = 66 \text{mm}$$

Výpočet středního průměru

$$D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{69,6 + 66}{2} = 67,8 [\text{mm}]$$

Výpočet síly na jeden zub

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{0,5 \cdot z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 249220}{0,5 \cdot 34 \cdot 67,8} = 433 [\text{N}]$$

Kontrola tlaku na boku zubů

$$p_1 = \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - D_{a2}) \cdot l} = \frac{2 \cdot 545,5}{(69,6 - 66) \cdot 5} = 48,11 \leq 150 \text{ Mpa}$$

Evolventní drážkování vyhovuje

Drážkování rovnoboké na předlohové hřídeli

Slouží pro přenos kroutícího momentu na spojku

Drážkování zvoleno dle průměru hřídele $d = 40 \text{ mm}$.

Volím drážkování $8 \times 36 \times 40$

Mat.: 11 600 $\tau_{DK} = 70 \text{ [MPa]}$, $p_D = 150 \text{ [MPa]}$

Výpočet středního průměru profilu drážkování hřídele

$$D_s = \frac{D + d}{2} = \frac{40 + 36}{2} = 38 \text{ [mm]}$$

Výpočet obvodové síly na středním průměru drážkování

$$F_s = \frac{2 \cdot M_k}{D_s} = \frac{2 \cdot 87140}{38} = 4586 \text{ [N]}$$

Výpočet účinné plochy boků drážek délky 1 mm

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 8 \cdot (2 - 2 \cdot 0,4) \cdot 1 = 7,2 \text{ [mm]}$$

Pevnostní kontrola:

$$p_D \geq \frac{F_1}{f' \cdot l} = \frac{4586}{7,2 \cdot 20} \Rightarrow 63,59 < 150 \text{ [MPa]}$$

Rovnoboké drážkování vyhovuje

4.12 Návrh hřídelů

Návrh tvaru a rozměrů hřídelů vychází z předběžných výpočtů, kdy nejprve určíme reakce v uloženích, zjistíme maximální krouticí moment a vypočteme minimální průměr hřídele, dále bude provedena pevnostní kontrola hřídele. [16]

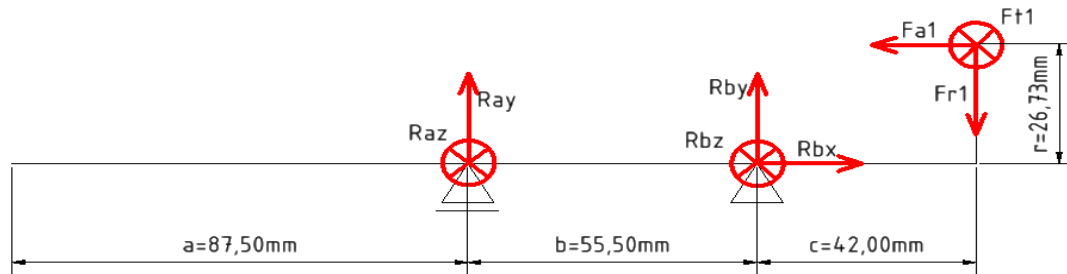
Vstupní hřídel

$$F_{t1} = 1488 \text{ [N]}, F_{r1} = 302 \text{ [N]}, F_{a1} = 732 \text{ [N]}$$

$$M_{kvstup} = 39,78 \text{ [N m]}$$

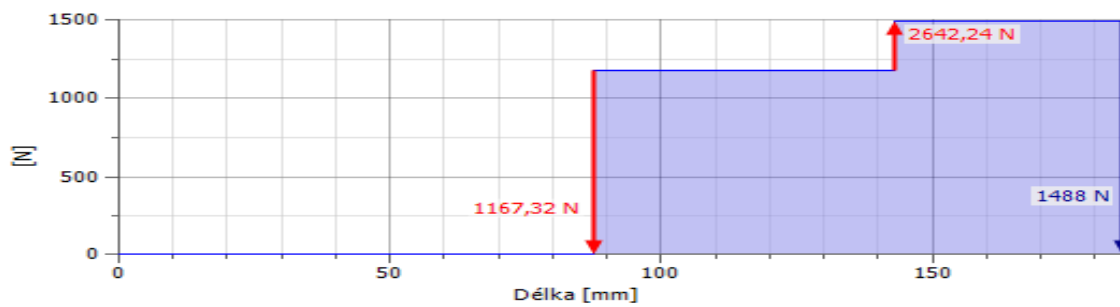
mat.: 16 343.4

Zobrazení průběhů sil a momentů

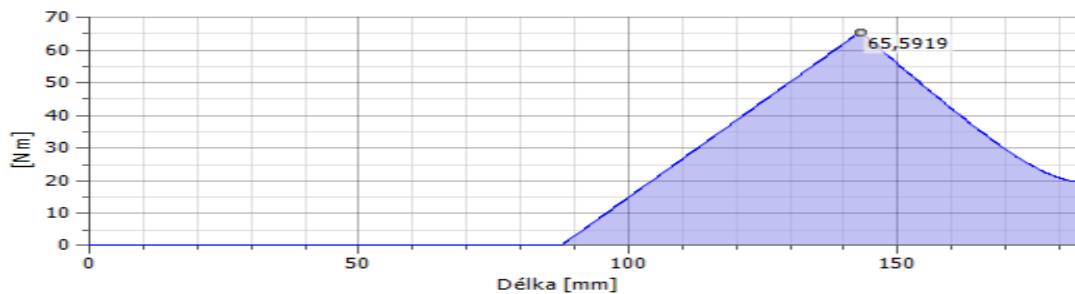


Obrázek 11 – Schéma rozložení sil na vstupním hřídeli

Ověření programem Autodesk inventor



Obrázek 12 – Průběh reakcí na vstupním hřídeli



Obrázek 13 – Průběh ohyb. momentu na vstupním hřídeli

Rovnice rovnováhy

$$\rightarrow x: R_{bx} - F_{a1} = 0$$

$$\uparrow y: R_{ay} + R_{by} - F_{r1} = 0$$

$$\otimes z: R_{az} + R_{bz} + F_{t1} = 0$$

$$\otimes M_b: R_{az} \cdot b - F_{t1} \cdot c = 0$$

$$\cup M_a: R_{by} \cdot b + F_{a1} \cdot r - F_{r1} \cdot (b + c) = 0$$

$$R_{bx} = 732[N]$$

$$R_{az} = 1126[N]$$

$$R_{by} = 178[N]$$

$$R_{ay} = 124[N]$$

$$R_{bz} = -2614[N]$$

$$R_a = \sqrt{R_{ay}^2 + R_{az}^2} = \sqrt{124^2 + 1126^2} = 1132[N]$$

$$R_b = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bz}^2} = \sqrt{178^2 + (-2614)^2} = 2620[N]$$

Návrh minimálního průměru vstupního hřídele

Výpočet bude proveden přes redukovaný moment, kdy bachův opravný součinitel určíme z mechanických vlastností materiálu hřídele. [16]

Bachův opravný součinitel

$$\alpha_b = 0,86[-]$$

Redukovaný ohybový moment

$$M_{oRED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75(\alpha_b \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{65,59^2 + 0,75(0,86 \cdot 39,7)^2} = 72[Nm]$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 72 \cdot 1000}{\pi \cdot 180}} = 15,97[mm]$$

Volím průměr vstupní hřídele 28 mm

Návrh předlohového hřídele pro první rychlostní stupeň

$$F_{t2} = 1488 \text{ [N]}, F_{r2} = 732 \text{ [N]}, F_{a2} = 302 \text{ [N]},$$

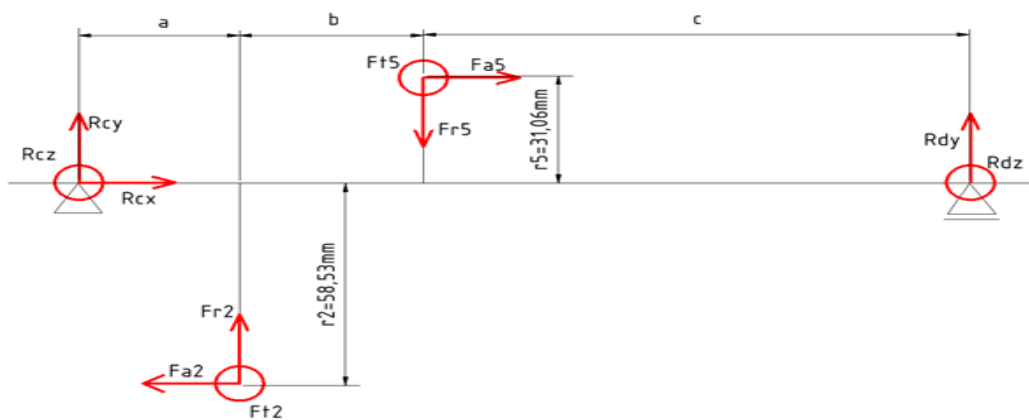
$$F_{t5} = 2805 \text{ [N]}, F_{r5} = 1472 \text{ [N]}, F_{a5} = 1301 \text{ [N]},$$

$$M_k = 83,75 \text{ [N m]}$$

$$\text{mat.: } 14 \text{ } 140,4$$

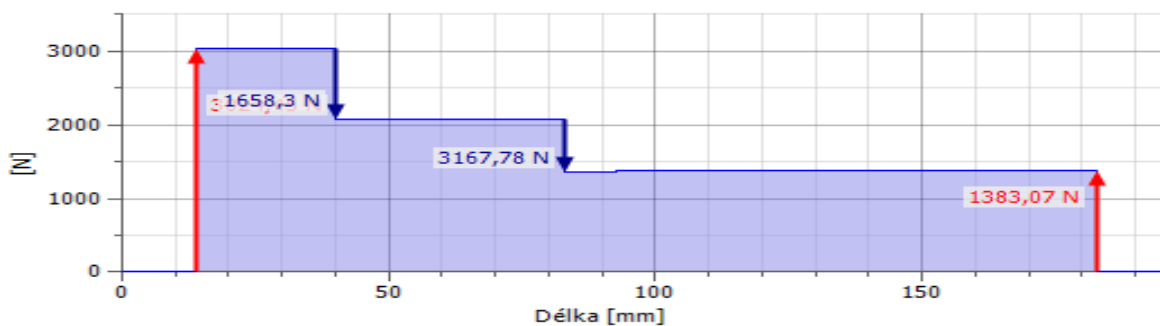
$$a=26,49[\text{mm}], b=38,14[\text{mm}], c=100,23[\text{mm}]$$

Zobrazení průběhů sil a momentů

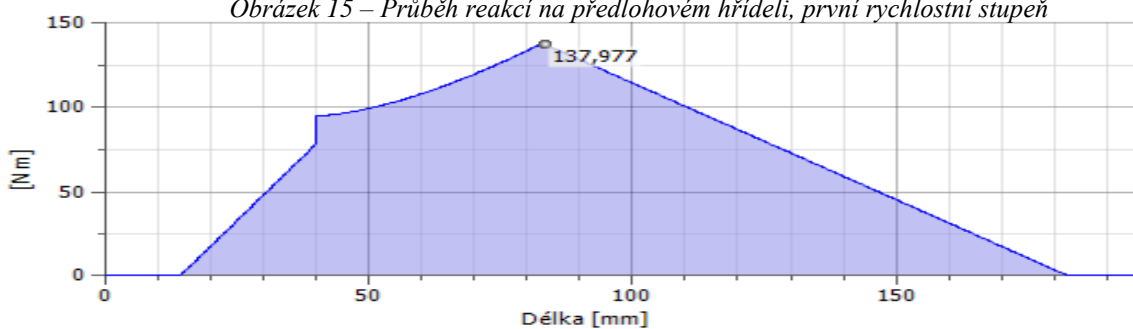


Obrázek 14 – Schéma rozložení sil na předlohovém hřídeli

Ověření programem Autodesk inventor



Obrázek 15 – Průběh reakcí na předlohovém hřídeli, první rychlostní stupeň



Obrázek 16 – Průběh ohyb. momentu na předlohovém hřídeli, první rychlostní stupeň

Rovnice rovnováhy

$$\rightarrow x: F_{a5} + R_{cx} - F_{a2} = 0$$

$$\uparrow y: R_{cy} + R_{dy} - F_{r5} + F_{r2} = 0$$

$$\odot z: R_{cz} + R_{dz} + F_{t5} + F_{t2} = 0$$

$$\otimes M_c: R_{dz} \cdot (a + b + c) + F_{t2} \cdot (a) + F_{t5} \cdot (a + b) = 0$$

$$\cup M_D: -R_{cy} \cdot (a + b + c) + F_{r5} \cdot c - F_{r2} \cdot (c + b) - F_{a5} \cdot r_5 - F_{a2} \cdot r_2 = 0$$

$$R_{cx} = -1000[N]$$

$$R_{dz} = -1338[N]$$

$$R_{cy} = -71[N]$$

$$R_{dy} = -669[N]$$

$$R_{cz} = -2955[N]$$

$$R_c = \sqrt{R_{cy}^2 + R_{cz}^2} = \sqrt{(-71)^2 + (-2955)^2} = 2955[N]$$

$$R_d = \sqrt{R_{dy}^2 + R_{dz}^2} = \sqrt{(-669)^2 + (-1338)^2} = 1495[N]$$

Návrh průměru předlohového hřídele

Bachův opravný součinitel

$$\alpha_b = 0,86[-]$$

Redukovaný ohybový moment

$$M_{oRED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75(\alpha_b \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{140^2 + 0,75(0,86 \cdot 83,75)^2} = 153[Nm]$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 153 \cdot 1000}{\pi \cdot 180}} = 20,9[mm]$$

Volím průměr předlohové hřídele 30 mm

Návrh předlokové hřídele pro druhý rychlostní stupeň

$$F_{t2} = 1488 \text{ [N]}, F_{r2} = 732 \text{ [N]}, F_{a2} = 302 \text{ [N]},$$

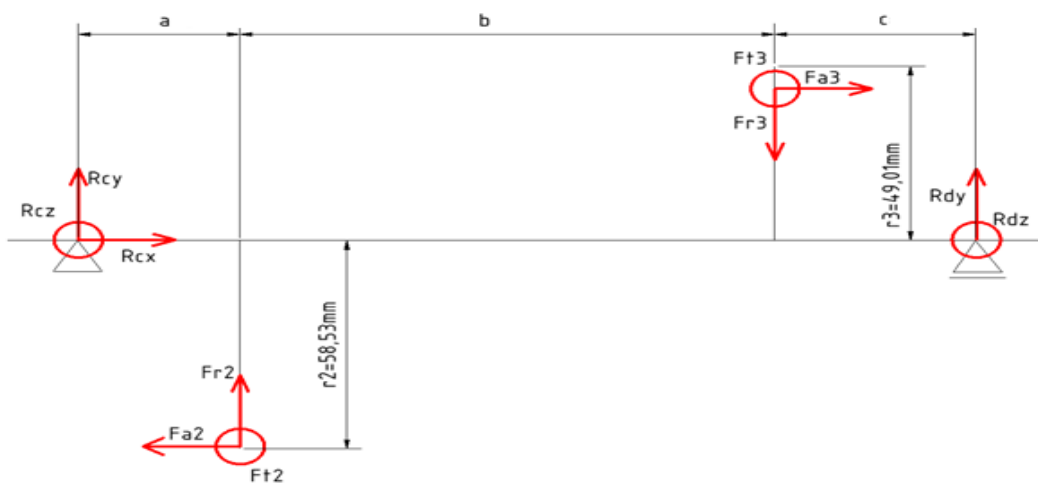
$$F_{t34} = 1778 \text{ [N]}, F_{r34} = 577 \text{ [N]}, F_{a3} = 922 \text{ [N]},$$

$$M_{kvstup} = 83,75 \text{ [N m]}$$

mat. 14 140.4

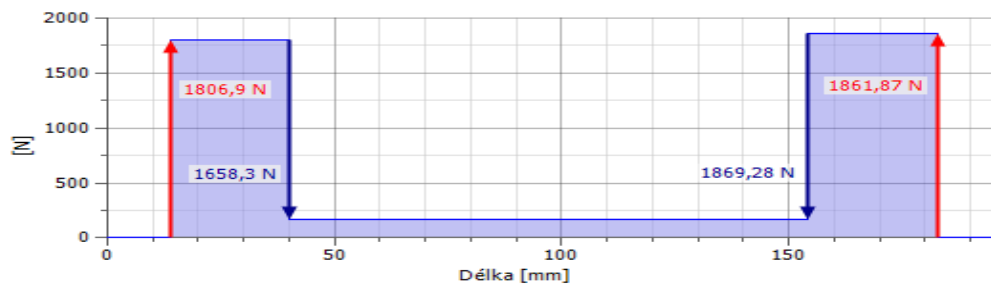
$$a = 26,49 \text{ [mm]}, b = 71,87 \text{ [mm]}, c = 28,36 \text{ [mm]}$$

Zobrazení průběhů sil a momentů

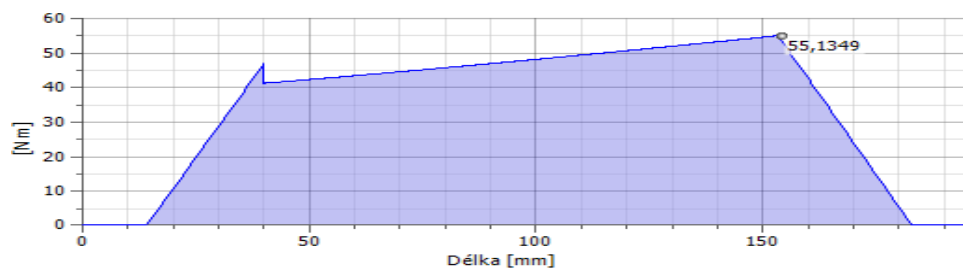


Obrázek 17 – Schéma rozložení sil na předlohovém hřídeli

Ověření programem Autodesk inventor



Obrázek 18 – Průběh reakcí na předlohovém hřídeli, druhý rychlostní stupeň



Obrázek 19 – Průběh ohyb. momentu na předlohovém hřídeli, druhý rychlostní stupeň

Rovnice rovnováhy

$$\rightarrow x: F_{a3} + R_{cx} - F_{a2} = 0$$

$$\uparrow y: R_{cy} + R_{dy} - F_{r3} + F_{r2} = 0$$

$$\odot z: R_{cz} + R_{dz} + F_{t3} + F_{t2} = 0$$

$$\otimes M_c: R_{dz} \cdot (a + b + c) + F_{t2} \cdot (a) + F_{t3} \cdot (a + b) = 0$$

$$\cup M_D: -R_{cy} \cdot (a + b + c) + F_{r3} \cdot c - F_{r2} \cdot (c + b) - F_{a3} \cdot r_3 - F_{a2} \cdot r_2 = 0$$

$$R_{cx} = -620[N]$$

$$R_{dz} = -1691[N]$$

$$R_{cy} = -949[N]$$

$$R_{dy} = 794[N]$$

$$R_{cz} = -1585[N]$$

$$R_c = \sqrt{R_{cy}^2 + R_{cz}^2} = \sqrt{(-949)^2 + (-1585)^2} = 1850[N]$$

$$R_d = \sqrt{R_{dy}^2 + R_{dz}^2} = \sqrt{(794)^2 + (-1691)^2} = 1868[N]$$

Návrh průměru předlohového hřídele

Bachův opravný součinitel

$$\alpha_b = 0,86[-]$$

Redukovaný ohybový moment

$$M_{oRED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75(\alpha_b \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{56^2 + 0,75(0,86 \cdot 83,75)^2} = 83,82[Nm]$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 83,82 \cdot 1000}{\pi \cdot 180}} = 16,8[mm]$$

Volím průměr předlohové hřídele 30 mm

Návrh výstupního hřídele pro první rychlostní stupeň

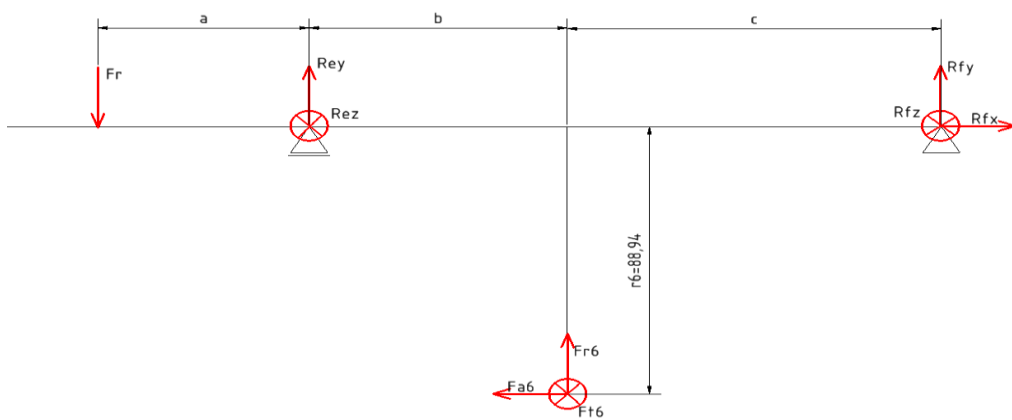
$$F_{t6} = 2805 \text{ [N]}, F_{r6} = 1472 \text{ [N]}, F_{a6} = 1301 \text{ [N]},$$

$$F_y = 3122 \text{ [N]}, F_z = 0 \text{ [N]}$$

mat. 12 060.7

$$a = 60,5 \text{ [mm]}, b = 69,1 \text{ [mm]}, c = 100,23 \text{ [mm]}$$

Zobrazení průběhů sil a momentů

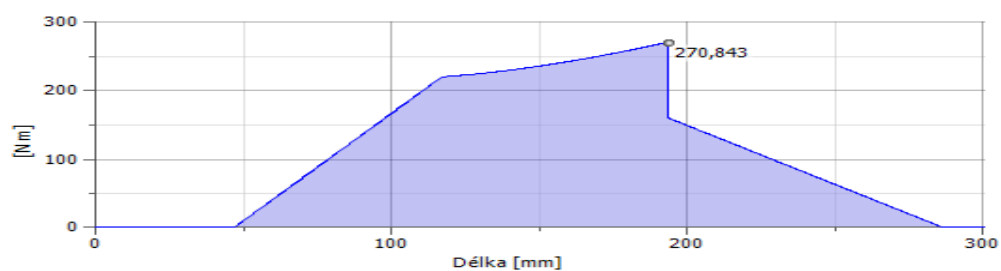


Obrázek 20 – Schéma rozložení sil na výstupním hřídeli

Ověření programem Autodesk inventor



Obrázek 21 – Průběh reakcí na výstupním hřídeli, první rychlostní stupeň



Obrázek 22 – Průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli, první rychlostní stupeň

Rovnice rovnováhy

$$\rightarrow x: R_{fx} - F_{a6} = 0$$

$$\uparrow y: R_{ey} + R_{fy} - F_r + F_{r6} = 0$$

$$\otimes z: R_{ez} + R_{fz} + F_{t6} = 0$$

$$\otimes M_e: R_{fz} \cdot (b + c) + F_{t6} \cdot b = 0$$

$$\cup M_f: -R_{ey} \cdot (c + b) - F_{r6} \cdot (c) - F_{a6} \cdot r + F_r \cdot (a + b + c) = 0$$

$$R_{fx} = 1301[N]$$

$$R_{fz} = -1144[N]$$

$$R_{ey} = 2682[N]$$

$$R_{fy} = -1032[N]$$

$$R_{ez} = -1661[N]$$

$$R_e = \sqrt{R_{ey}^2 + R_{ez}^2} = \sqrt{(2682)^2 + (-1661)^2} = 3154[N]$$

$$R_f = \sqrt{R_{fy}^2 + R_{fz}^2} = \sqrt{(-1032)^2 + (-1144)^2} = 1540[N]$$

Návrh průměru předlohového hřídele

Bachův opravný součinitel

$$\alpha_b = 0,83$$

Redukovaný ohybový moment

$$M_{oRED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75(\alpha_b \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{270^2 + 0,75(0,83 \cdot 249,22)^2} = 322[Nm]$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 322 \cdot 1000}{\pi \cdot 225}} = 24,4[mm]$$

Volím průměr výstupní hřídele 28 mm

Návrh výstupního hřídele pro druhý rychlostní stupeň

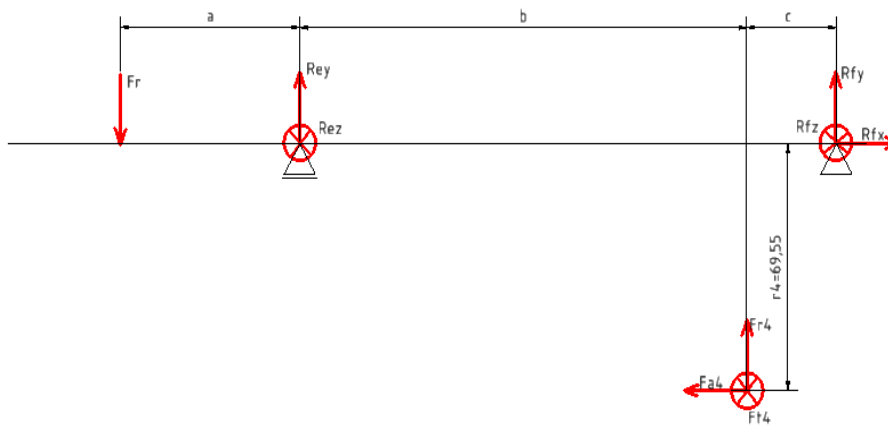
$$F_{t4} = 1778 \text{ [N]}, F_{r4} = 577 \text{ [N]}, F_{a4} = 922 \text{ [N]},$$

$$F_y = -3122 \text{ [N]}, F_z = 0 \text{ [N]},$$

mat. 12 060.7

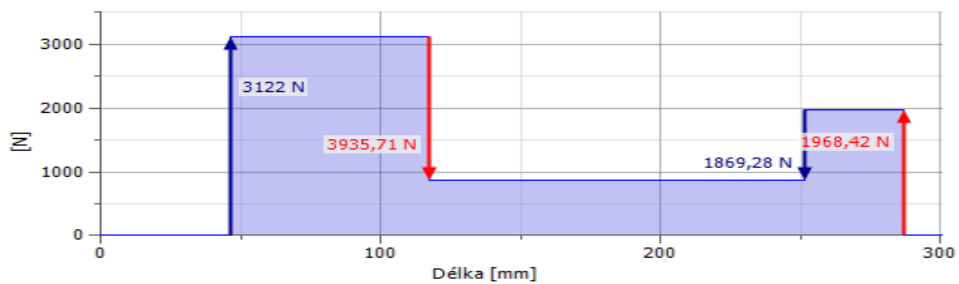
$$a = 60,5 \text{ [mm]}, b = 140,97 \text{ [mm]}, c = 28,36 \text{ [mm]}$$

Zobrazení průběhů sil a momentů

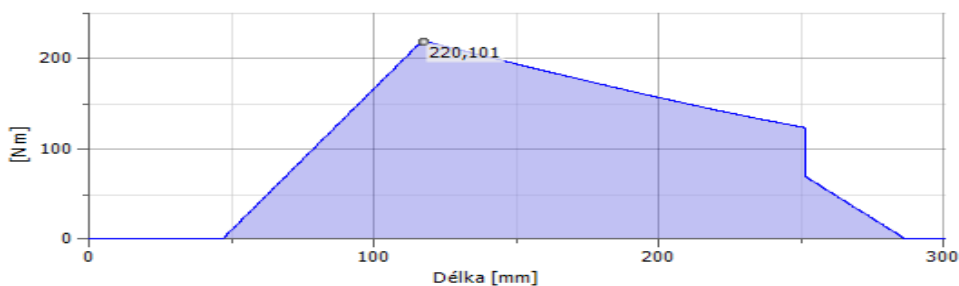


Obrázek 23 – Schéma rozložení sil na výstupním hřídeli

Ověření programem Autodesk inventor



Obrázek 24 – Průběh reakcí na výstupním hřídeli, druhý rychlostní stupeň



Obrázek 25 – Průběh ohyb. momentu na výstupním hřídeli, druhý rychlostní stupeň

Rovnice rovnováhy

$$\rightarrow x: R_{fx} - F_{a4} = 0$$

$$\uparrow y: R_{ey} + R_{fy} + F_r + F_{r4} = 0$$

$$\otimes z: R_{ez} + R_{fz} + F_{t4} = 0$$

$$\otimes M_e: R_{fz} \cdot (b + c) + F_{t4} \cdot b = 0$$

$$\cup M_f: -R_{ey} \cdot (c + b) - F_{r4} \cdot (c) - F_{a4} \cdot r + F_r \cdot (a + b + c) = 0$$

$$R_{fx} = 922[N]$$

$$R_{fz} = -1480[N]$$

$$R_{ey} = 3746[N]$$

$$R_{fy} = -1201[N]$$

$$R_{ez} = -298[N]$$

$$R_e = \sqrt{R_{ey}^2 + R_{ez}^2} = \sqrt{(3746)^2 + (-298)^2} = 3757[N]$$

$$R_f = \sqrt{R_{fy}^2 + R_{fz}^2} = \sqrt{(-1201)^2 + (-1480)^2} = 1905[N]$$

Návrh průměru předlohového hřídele

Bachův opravný součinitel

$$\alpha_b = 0,83[-]$$

Redukovaný ohybový moment

$$M_{oRED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75(\alpha_b \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{220^2 + 0,75(0,86 \cdot 126)^2} = 240[Nm]$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 240 \cdot 1000}{\pi \cdot 225}} = 22,14[mm]$$

Volím průměr výstupní hřídele 28 mm

Vrubová kontrola výstupního hřídele

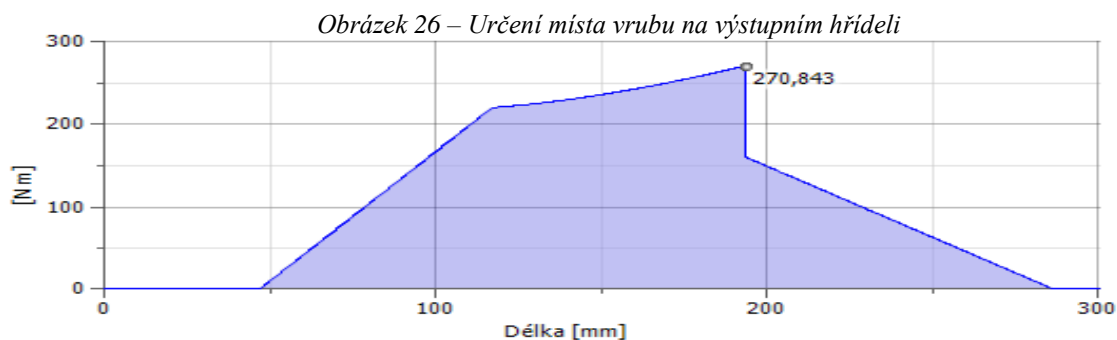
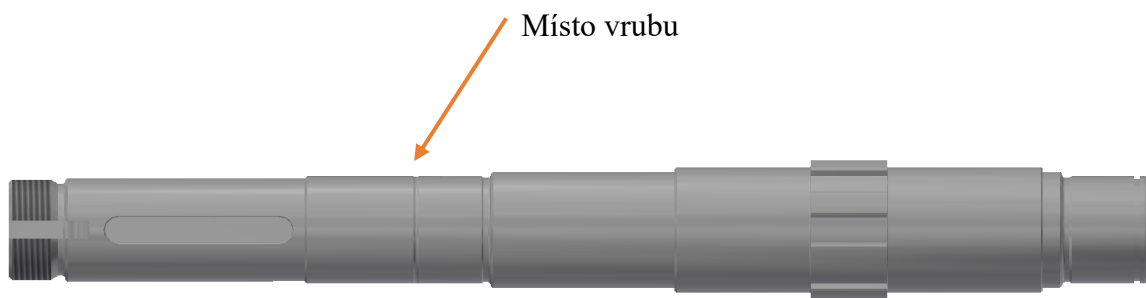
Podle tvaru hřídele a průběhu ohybového momentu nalezneme takzvané místo vrubu, tedy místo, kde probíhá lokální porucha napjatosti na našem průřezu součásti. Určíme koeficienty vrubu a provedeme bezpečnostní kontrolu hřídele.

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 270 \cdot 1000}{\pi \cdot 30^3} = 102 \text{ [Mpa]}$$

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 249 \cdot 1000}{\pi \cdot 30^3} = 47 \text{ [Mpa]}$$



Obrázek 27 – Průběh ohyb. momentu na výstupním hřídeli, druhý rychlostní stupeň

Místo vrubu je osazení

$$R_m = 723 \text{ [MPa]} \quad R_e = 555 \text{ [MPa]}$$

Tvarový součinitel

$$\alpha = 1,4$$

Součinitel vrubové citlivosti

$$q = 0,55$$

Součinitel jakosti povrchu

$$\eta = 0,95$$

Výpočet součinitele velikosti

$$v_r = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log\left(\frac{d}{d_0}\right)} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log\frac{30}{10}} = 0,9$$

Součinitel nerovnoměrného chodu

$$v_g = 1 + \sqrt{\frac{2 \cdot c}{d}} = 1 + \sqrt{\frac{2 \cdot 0,022}{30}} = 1,04$$

$$v = v_r \cdot v_g = 0,9 \cdot 1,04 = 0,94$$

Výpočet vrubového součinitele podle Lejkin-Serensena

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,55 \cdot (1,4 - 1) = 1,22$$

Výpočet meze únavy materiálu pro střídavý ohyb

$$\sigma_{Co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,43 \cdot 723 \cdot 0,94 \cdot 0,95}{1,22} = 227 \text{ [MPa]}$$

Součinitel bezpečnosti střídavého napětí v ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_o} = \frac{227}{102} = 2,22$$

Namáhání krutem

$$k_\tau = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} = \frac{231}{48} = 4,81$$

Bezpečnostní kontrola

$$k = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \sqrt{\frac{2,22^2 \cdot 4,81^2}{2,22^2 + 4,81^2}} = 2,02 \quad k > k_p \quad 2,02 > 1,5$$

Z bezpečnostního hlediska navržený hřídel vyhovuje

4.13 Návrh ložisek

Při návrhu ložisek je nutné vzít v úvahu, že se jedná o dvoustupňovou převodovku, takže otáčky nejsou konstantní. Z toho vyplývá, že zatížení ložisek se bude měnit a bude nutné určit střední hodnotu zatížení. Toto opatření se nebude týkat vstupní hřídele, kde jsou otáčky konstantní. [17]

Vstupní hřídel

$$n_{\text{vstup}} = 2880 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]},$$

$$R_A = 1132 \text{ [N]}, R_B = 2620 \text{ [N]}, R_{Bx} = 732 \text{ [N]}$$

$$L_h = 8000 \text{ [h]}$$

Ložisko v místě A

Volím ložisko SKF 6306

$$C = 28100 \text{ [N]}, C_0 = 16000 \text{ [N]}$$

$$R_A = P = 1132 \text{ N}$$

$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \Rightarrow L = \frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6} = \frac{8000 \cdot 2880 \cdot 60}{10^6} = 1382 \text{ h}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \Rightarrow C = \sqrt[p]{L} \cdot P = \sqrt[3]{1382} \cdot 1132 = 12\,610 \text{ h}$$

$$C_{\text{vypočítaná}} < C_{\text{zvolená}} \quad 12\,610 < 28100$$

Ložisko v místě B

Volím ložisko SKF 6307

$$C = 33200 \text{ [N]}, C_0 = 19000 \text{ [N]}$$

$$\frac{F_A}{C_0} = \frac{732}{19000} = 0,024 \Rightarrow \text{tabulky výrobce: } e = 0,22; X = 0,56; Y = 1,8$$

$$P = X \cdot R_B + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 2620 + 1,8 \cdot 732 = 2784 \text{ N}$$

$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \Rightarrow L = \frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6} = \frac{8000 \cdot 2880 \cdot 60}{10^6} = 1382 \text{ h}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \Rightarrow C = \sqrt[p]{L \cdot P} = \sqrt[3]{1382 \cdot 2858} = 31010 \text{ h}$$

$$C_{\text{vyp}} < C_{\text{zvol}} \quad 31834 < 33200$$

Ložiska vyhovují

Předlohová hřídel

1. rychlostní stupeň

$$R_D = 1495 \text{ N}, R_C = 2955 \text{ N}, R_{cx} = 1000[\text{N}]$$

2. rychlostní stupeň

$$R_D = 1868 \text{ N}, R_C = 1850 \text{ N}, R_{cx} = 620[\text{N}]$$

Volím ložisko SKF 6306

$$C = 28100[\text{N}], C_0 = 16000[\text{N}]$$

Ložisko v místě D

$$F_r = R_D = 1495 \text{ N}$$

$$P_{C1} = F_r = 1495 \text{ N}$$

Ložisko v místě C

$$F_r = R_C = 2955 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1000}{16000} = 0.06 \Rightarrow e = 0.27, X = 0.56, Y = 1.6$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 2955 + 1.6 \cdot 1000 = 3254 \text{ N}$$

Hodnoty při 2. rychlostním stupni

Ložisko v místě D

$$F_r = R_D = 1868 \text{ N}$$

$$P = F_r = 1868 \text{ N}$$

Ložisko v místě C

$$F_r = R_C = 1671 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{620}{16\,000} = 0.04 \Rightarrow e = 0.24, X = 0.56, Y = 1,8$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 1868 + 1,8 \cdot 620 = 2162 \text{ N}$$

Místo C:

$$P_{mC} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{3254^3 \cdot \frac{60}{100} + 2162^3 \cdot \frac{40}{100}} = 2912 \text{ N}$$

$$L_{hC} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{28\,100}{2746}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1315} = 11388 \text{ h}$$

Místo D:

$$P_{mD} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{1868^3 \cdot \frac{40}{100} + 1495^3 \cdot \frac{60}{100}} = 1737 \text{ N}$$

$$L_{hD} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{28\,100}{1737}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1315} = 53658 \text{ h}$$

Ložiska vyhovují

Výstupní hřídel

1. rychlostní stupeň

$$R_e = 3154 \text{ N}, R_f = 1540 \text{ N}, R_{fx} = 1301[\text{N}]$$

2. rychlostní stupeň

$$R_e = 3757 \text{ N}, R_f = 1905 \text{ N}, R_{fx} = 922[\text{N}]$$

Volím ložisko SKF 6306

$$C = 28100[\text{N}], C_o = 16000[\text{N}]$$

Hodnoty při 1. rychlostním stupni

Ložisko v místě F

$$F_r = R_e = 1540 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1301}{16\,000} = 0.08 \Rightarrow e = 0.43, X = 0.44, Y = 1.3$$

$$P_{D1} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.44 \cdot 1540 + 1.3 \cdot 1301 = 2368 \text{ N}$$

Ložisko v místě E

$$F_r = R_f = 3154 \text{ N}$$

$$P = F_r = 3154 \text{ N}$$

Hodnoty při 2. rychlostním stupni

Ložisko v místě F

$$F_r = R_e = 3757 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{922}{16\,000} = 0.05 \Rightarrow e = 0.25, X = 0.56, Y = 1.7$$

$$P_{D1} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 3757 + 1.7 \cdot 922 = 3671 \text{ N}$$

Ložisko v místě E

$$F_r = R_f = 1905 \text{ N}$$

$$P = F_r = 1905 \text{ N}$$

Místo E:

$$P_{mc} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{3154^3 \cdot \frac{60}{100} + 1905^3 \cdot \frac{40}{100}} = 2784 \text{ N}$$

$$L_{hc} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{28\,100}{2784}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 731} = 23444 \text{ h}$$

Místo F:

$$P_{mD} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{2368^3 \cdot \frac{60}{100} + 3671^3 \cdot \frac{40}{100}} = 3027 \text{ N}$$

$$L_{hD} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{28\,100}{3027}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 731} = 18239 \text{ h}$$

Ložiska vyhovují

4.14 Návrh a výpočet těsných per

Pro přenos kroutícího momentu mezi hřídelem a ozubeným kolem se používají těsná pera. Jejich návrh bude proveden podle průměru hřídele a minimální délky pera, následně bude provedena kontrola na otláčení a na stříh.

Volba pera pro vstupní hřídel

$$d = 28[\text{mm}], b = 8[\text{mm}], h = 7[\text{mm}], t = 4,1[\text{mm}], t_1 = 3,3[\text{mm}], R = 0,4[\text{mm}]$$

Výpočet délky pera

$$l = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot p_D \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 39780}{28 \cdot 120 \cdot 0,45 \cdot 7} = 7,51 \text{ mm}$$

Volím délku $l = 30 \text{ mm}$.

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot l \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 39780}{28 \cdot 30 \cdot 0,45 \cdot 7} = 30 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 39780}{28 \cdot 30 \cdot 7} = 13,5 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero vyhovuje

Volba pera pro předlohou hřídel

$$d = 35[\text{mm}], b = 10[\text{mm}], h = 8[\text{mm}], t = 4,7[\text{mm}], t_1 = 3,3[\text{mm}], R = 0,6[\text{mm}]$$

Výpočet délky pera

$$l = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot p_D \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 87140}{35 \cdot 120 \cdot 0,45 \cdot 8} = 11,52 \text{ mm}$$

Volím délku $l = 30$ mm.

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot l \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 87140}{35 \cdot 18 \cdot 0,45 \cdot 8} = 77 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 87140}{35 \cdot 30 \cdot 8} = 35 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero vyhovuje

$$d = 40[\text{mm}], b = 12[\text{mm}], h = 8[\text{mm}], t = 4,9[\text{mm}], t_1 = 3,1[\text{mm}], R = 0,6[\text{mm}]$$

Výpočet délky pera

$$l = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot p_D \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 87140}{40 \cdot 120 \cdot 0,45 \cdot 8} = 10 \text{ mm}$$

Volím délku $l = 30$ mm.

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot l \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 87140}{40 \cdot 30 \cdot 0,45 \cdot 8} = 61 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 87140}{40 \cdot 30 \cdot 8} = 27 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero vyhovuje

Volba pera pro výstupní hřídel

$$d = 28,5[\text{mm}], b = 8[\text{mm}], h = 7[\text{mm}], t = 4,1[\text{mm}], t_1 = 2,9[\text{mm}], R = 0,4[\text{mm}]$$

Výpočet délky pera

$$l = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot p_D \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 249000}{28,5 \cdot 120 \cdot 0,45 \cdot 7} = 46,22 \text{ mm}$$

Volím délku $l = 50$ mm.

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot l \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 249000}{28,5 \cdot 55 \cdot 0,45 \cdot 7} = 100 < 120 \text{ MPa}$$

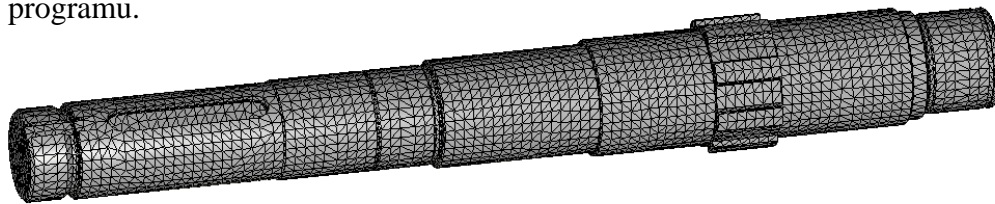
Kontrola na stříh

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 249000}{28,5 \cdot 55 \cdot 7} = 45 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero vyhovuje

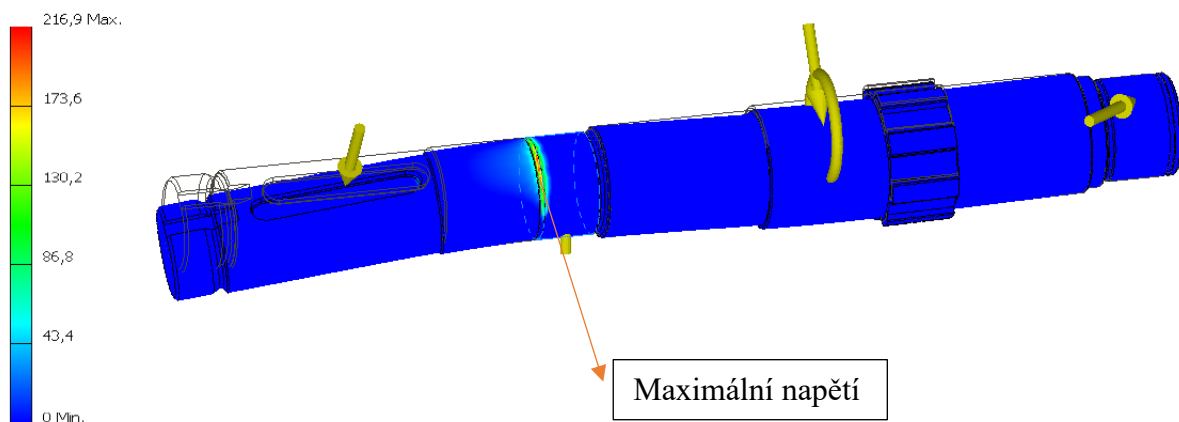
4.15 Metoda konečných prvků

Metodou MKP byl kontrolován hřídel výstupní, který je nejvíce zatěžován. Hřídel je vytvořen v prostředí programu Autodesk Inventor 2018, byla vysítována povrchovou sítí z které byla následně vytvořena síť objemová. Elementy, které vznikly se nazývají ortho tria. Byly zavedeny okrajové podmínky v místě, kde jsou ložiska a přidány síly působící od ozubených kol a řemenice. Jelikož je modul MKP zakomponován přímo v Inventoru, bude výpočet probíhat v tomto programu.

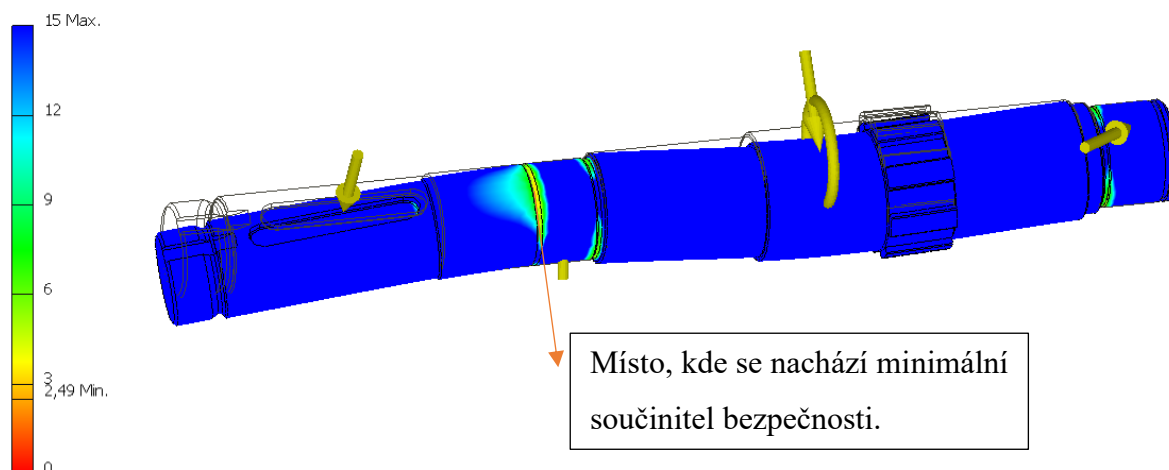


Obrázek 28 – Síť na výstupním hřídeli

Nejprve je tedy vyhodnoceno maximální napětí, které se nachází v místě odhadnutého vrubu.



Obrázek 29 – Maximální napětí na výstupním hřídeli



Obrázek 30 –Součinitel bezpečnosti na výstupním hřídeli

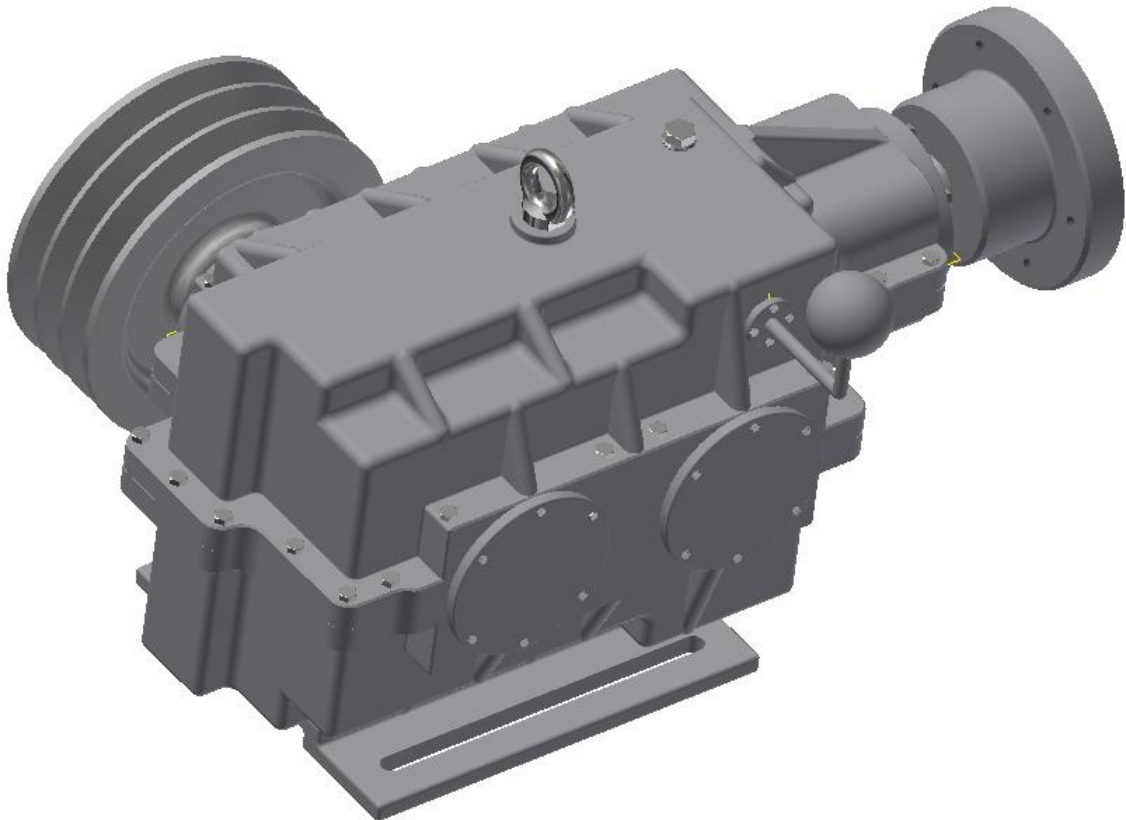
Z obrázků je patrné, že místo vrubu se podařilo odhalit naprosto přesně, napětí vyšlo téměř totožně, jako v početní části, ale součinitel bezpečnosti je mírně vyšší než-li vypočítaný.

4.16 Návrh převodové skříně

Převodová skříň bude vyráběna technologií odlévání, základem je volba vhodného materiálu, určení takzvané dělicí roviny, tloušťky stěn skříně a vhodná konstrukce skříně, aby šla vyjmout z formy.

Materiál volím litinu ČSN 42 2420. Dělicí rovina by měla být volena tak, aby se model vyjímal z formy co možná nejlépe. Nejvýhodnější je proto zvolit nějakou rovnou plochu, méně častá je volba takzvané zalomené či zakřivené roviny. Tloušťka stěny skříně se volí podle druhu materiálu skříně, rozměrů, hmotnosti, namáhání a spousty dalších kritérií, obvykle se pohybuje okolo 0.5-0.8mm a měl by se brát zřetel na to, že při příliš velké tloušťce stěny se vlivem tuhnutí materiálu mohou tvořit dutiny. Proto volím tloušťku stěny 0,5mm. Při konstrukci je dbáno na umístění žeber, která odvádí teplo při tuhnutí odlitku, dále pak na úkopy a zaoblení a prvky skříně které by bránily ve vyjmutí z formy, jako například ukotvení, které bude přišroubováno na dolní části a nebude tak přímou součástí skříně. Skříň kopíruje celkové rozložení převodovky a tím pádem šetří množství použitého materiálu. [18]

Skříň a celková převodovka mají potom tvar, který je zobrazen na následujícím obrázku.



Obrázek 31 – Převodová skříň

5 Ekonomické zhodnocení

Každý stroj je navrhován tak, aby byl konstrukčně co nejjednodušší, účinný, bezpečný a hlavně aby jeho výrobní, pořizovací a servisní náklady byly, co možná nejmenší. Proto se uvažují především normalizované, katalogové díly, které jdou snadno objednat od různých výrobců a klade se důraz na sériovou výrobu.

Některé díly bývají, ale někdy dost specifické na technologii výroby a jejich složitost. Takové díly potom cenu zvyšují.

Ceny všech komponentů jsou zobrazeny v přehledné tabulce.

Tabulka 14 – Ceny komponentů

Součást	Počet kusů [–]	Cena [Kč]
SIEMENS 1LA9131-2LA6X	1	17 877,80
Řemen	3	419,30
Malá řemenice	1	1285,70
Velká řemenice	1	1456,80
Zubová spojka	1	4378,10
Kotoučová spojka	1	999,99
Ložisko 6307	1	291,85
Ložisko 6306	5	283,14
Kuželové soukolí + vstupní hřídel	1	1610
Hřídel předlohová	1	1570
Hřídel výstupní	1	875
Zakrytování	1	2000
Převodová skříň	1	6000
Olejoznak	1	114,95
Tyč řazení	1	713,90
Objímka řazení	1	120
Kulička řazení	1	20
Vička	3	450
Vička vstup a výstup	2	790
Těsnění velké	2	9
Těsnění malé	1	8
Rám	1	5000
Štěpkovací mechanismus	1	15000
Ozubená soukolí	2	4000
Spojovací součásti	100	10
Těsná pera	4	100
Vyomezovací kroužky	2	500
Pojistné kroužky	3	300
Olej		153
Celkem		75437,55Kč

Cenová hladina štěpkovačů v této kategorii se pohybuje kolem 60000Kč až 120000Kč. S touto hodnotou je tedy štěpkovač na konkurenci schopné hranici.

6 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout kompletní pohonný systém štěpkovače o výkonu 11KW a zadanou hodnotou výstupních otáček 620ot/min s redukcí na polovinu.

V první části bakalářské práce je představen úkol jako takový. Je zde popsáno, jak se návrh pohonného systému provádí, jak takový převod vypadá a co všechno by měl konstruktér brát v potaz. V další části bakalářské práce je provedena rozsáhlá řešerše, tedy průzkum již vyráběných štěpkovačů a používaných pohonných systémů v této oblasti. Následující část je věnovaná samotné konstrukci pohonného systému, kde je nejprve představen návrh, jak by mohla převodovka vypadat, ale vzhledem k proporcím bylo nutné udělat pár kompromisů a změnit její uspořádání.

Nejprve byl ale zvolen elektromotor, který bude celou soustavu pohánět, s ohledem na účinnost převodů, byl zvolen elektromotor 12KW, který bude dostačující pro splnění zadaného výkonu 11KW. Dále následovala volba převodových poměrů, výpočet otáček, a kroutících momentů. Následující část se zabývala návrhem řemenového převodu podle katalogu SKF. Tyto řemeny jsou vyráběny podle celosvětové specifikace PTP-0299, která je slučitelná se všemi světovými normami. Volba řemene tedy padla na řemen SPB Xpower, který je dostačující pro tuto konstrukci, navíc je to řemen konstruován pro takzvané jednorázové napnutí, tudíž odpadl návrh napínací kladky, či jiného druhu napínacího mechanismu. Dále byl navržen způsob, jakým bude dosaženo změny otáček. Byla zvolena synchronní zubová spojka, která umožňuje řazení rychlostí aniž bychom museli stroj zastavovat.

Dále byla navržena ozubená soukolí, spočítány rozměry těchto soukolí a byla provedena pevnostní kontrola dle normy ČSN 01 4686. Soukolí mají šikmá ozubení z důvodu větší plynulosti chodu. A je kladen důraz na volbu materiálu, kdy pastorek ozubeného soukolí je v záběru mnohem častěji, než větší kolo, proto se volil material pastorku vždy tak, aby měl lepší mechanické vlastnosti než spoluzabírající kolo. Synchronní zubová spojka bude umístěna na výstupní hřídeli a ozubená kola na této hřídeli budou usazena na kluzném bronzovém pouzdru. A to z toho důvodu, že toto řešení je levnější, než umístění na jehlovém ložisku. Následující část se věnuje návrhu hřídelů. Byly spočteny reakce v místě ložisek, vnitřní statické účinky a spočtený ohybový moment, vše bylo kontrolováno s návrhovým modulem hřídelů v programu Autodesk Inventor a byl určen minimální průměr všech hřídelů. Dále byla provedena vrubová

kontrola výstupní hřídele, která je nejvíce namáhaná. Bylo tedy určeno místo vrubu a provedena pevnostní analýza. Toto místo bylo dále kontrolováno metodou konečných prvků v programu Autodesk Inventor, zde ale vyšel rozdílný součinitel bezpečnosti, což dávám za vinu tomu, že v tomto programu nelze zavést kroutící moment. Další část se zabývá návrhem ložisek. I přes velké axiální síly, způsobené vysokým úhlem beta, padla volba na kuličková ložiska a to proto, že jsou levná, umí přenášet axiální i radiální síly, ale hlavně jejich únosnost vyšla větší, než zadaná životnost. Tím že byl zvolen stejný průměr na hřídelích v místech ložisek, budou zde tedy, až na jedno místo ložiska totožná, což oceníme při návrhu víček a tím pádem bude i celková sériovitost v této části výroby mnohem větší. Převodová skříň byla navržena tak, aby co nejvíce kopírovala ozubená soukolí, bude vyráběna jako odlitek a jako materiál byla zvolena litina ČSN 42 2420. Celá konstrukce je uložena na svařovaném rámu, který byl vytvořen z normalizovaných profilů.

V předposlední části bylo vypracováno ekonomické zhodnocení celé konstrukce a byla zjištěna celková cena a konkurence schopnost celé sestavy.

Na závěr byla vytvořena výkresová dokumentace a to taktéž v prostředí program Autodesk Inventor 19, výsledný štěpkovač už je naznačen jen tvarově, protože jeho konstrukcí se již tato bakalářská práce nezabývá.

Seznam použité literatury

[1] Laski, s.r.o. Woodchipper [online]. [cit. 20.8.2019]

Dostupné z <https://en.wikipedia.org/wiki/Woodchipper>

[2] [National Institute for Occupational Safety and Health](#) [online]. [cit. 25.8.2019]

Dostupné z <https://www.cdc.gov/niosh/face/in-house/full9813.html>

[3] Vlastislav Heidenreich. Prodej a servis elektromotorů značky SIEMENS / Elektromotory skladem dodáváme do 24 hodin [online]. [cit. 25.8.2019]

Dostupné z <http://www.elektromotory.com/elektromotory-siemens-rady-11a9-3000-otacek/11a9-131-21a6.html%204>

[4] VARI, A. S. Pohonné jednotky[online]. [cit.25.8.2019]

Dostupné z <https://www.vari.cz/produkty/stavebnicovy-system-vari/pohonne-jednotky/cc:397/>

[5] 2017, URBAN KOVO s.r.o., Štěpkovače[online]. [cit. 25.8.2019]

Dostupné z <https://www.stepkovac.com/stepkovace/benzinove-stepkovace/>

[6] Bystroň-Integraces.r.o.[online].[cit.25.8.2019]

Dostupné z <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/1/stepkovace/40/s-elektromotorem/>

[7] Bystroň-Integraces.r.o.[online].[cit.25.8.2019]

Dostupné z <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/1/stepkovace/94/za-traktor/>

[8] Coford, [online]. [cit.25.8.2019]

Dostupné z <http://www.woodenergy.ie/woodharvestingequipment/>

[9] Rojek, dřevo obráběcí stroje,[online]. [cit.25.8.2019]

Dostupné z http://www.rojek.cz/pdf/Drtice_cz.pdf

[10] LEONARDO DA VINCI WORKPROGRAMME PRT LP-LdV-PRT-2010-LT-0202 Leonardo da Vinci Projekt Partnerství Model hodnocení odborných kompetencí automechaniků v kontextu evropské zkušenosti. Teoretické úkoly z oboru automechanik Provided by all LDV partners. [online]. [cit. 25.8.2018]

Dostupné z <http://docplayer.cz/11369279-Teoreticke-ukoly-z-oboru-automechanik.html>

[11] Olomoucký kraj, manuální převodovka [online] [cit. 25.8.2019]

Dostupné z <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1476>

[12] SKF řemeny pro přenos výkonu [online] [cit. 25.8.2019]

Dostupné z <http://www.skf.com/binary/151-159705/Remeny-SKF-pro-prenos-vykonu.pdf>

[13] BUREŠ, M. Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.,

Liberec: Ediční středisko, TU 2006

[14] PRÁŠIL, Ludvík. Únava materiálu strojních součástí při periodickém zatěžování. [online]. [cit 25. 8. 2019].

Dostupné z www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Unava_materialu_strojnich_soucasti_pri_periodickem_zatezovani.pdf

[15] TASA, J.; ŠVERCL, J. Strojnické tabulky. Praha 5: Scientia spol s.r.o., 2004, ISBN 80-7183-312-6

[16] PEŠÍK, L.: Části strojů;. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2

[17] PEŠÍK, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-2

[18] Vzdělání pro život, Studijní materiály nejen pro strojírenství, [online]. [cit. 25.8.2019]

Dostupné z <http://strojirenstvi-stredni-skola.blogspot.com/2011/03/378-technologicke-zasady-pri-navrhovani.html>

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Zadané hodnoty	12
Tabulka 2 – Volba základních parametrů kuželového soukolí	25
Tabulka 3 – Volba veličin pro výpočet	31
Tabulka 4 – Volba veličin pro další postup výpočtu	32
Tabulka 5 – Volba součinitelů pro další postup výpočtu	33
Tabulka 6 – Volba základních parametrů čelního soukolí	34
Tabulka 7 – Volba veličin pro výpočet	37
Tabulka 8 – Volba veličin pro další postup výpočtu	38
Tabulka 9 – Volba součinitelů pro další postup výpočtu	39
Tabulka 10 – Volba základních parametrů čelního soukolí	40
Tabulka 11 – Volba veličin pro výpočet	43
Tabulka 12 – Volba veličin pro další postup výpočtu	44
Tabulka 13 – Volba součinitelů pro další postup výpočtu	45
Tabulka 14 – Ceny komponentů	70

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Hlavní části štěpkovače	13
Obrázek 2 – Štěpkovač se spalovacím motorem	14
Obrázek 3 – Štěpkovač s elektromotorem	14
Obrázek 4 – štěpkovač za traktor	15
Obrázek 5 – Diskový štěpkovací mechanismus	15
Obrázek 6 – Bubnový štěpkovací mechanismus	16
Obrázek 7 – Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli	16

Obrázek 8 - Elektromotor SIEMENS 1LA9131-2LA6x, 12 kW	18
Obrázek 9 – Kinematické schéma převodovky	19
Obrázek 10 – Schéma synchronní spojky	19
Obrázek 11 – Schéma rozložení sil na vstupním hřídeli	49
Obrázek 12 – Průběh reakcí na vstupním hřídeli	49
Obrázek 13 – Průběh ohyb. momentu na vstupním hřídeli	49
Obrázek 14 – Schéma rozložení sil na předlohovém hřídeli	51
Obrázek 15 – Průběh reakcí na předlohovém hřídeli, první rychlostní stupeň	51
Obrázek 16 – Průběh ohyb. momentu na předlohovém hřídeli, první rychlostní stupeň	51
Obrázek 17 – Schéma rozložení sil na předlohovém hřídeli	53
Obrázek 18 – Průběh reakcí na předlohovém hřídeli, druhý rychlostní stupeň	53
Obrázek 19 – Průběh ohyb. momentu na předlohovém hřídeli, druhý rychlostní stupeň	53
Obrázek 20 – Schéma rozložení sil na výstupním hřídeli	55
Obrázek 21 – Průběh reakcí na výstupním hřídeli, první rychlostní stupeň	55
Obrázek 22 – Průběh ohyb. momentu na výstupním hřídeli, první rychlostní stupeň	55
Obrázek 23 – Schéma rozložení sil na výstupním hřídeli	57
Obrázek 24 – Průběh reakcí na výstupním hřídeli, druhý rychlostní stupeň	57
Obrázek 25 – Průběh ohyb. momentu na výstupním hřídeli, druhý rychlostní stupeň	57
Obrázek 26 – Určení místa vrubu na výstupním hřídeli	59
Obrázek 27 – Průběh ohyb. momentu na výstupním hřídeli, první rychlostní stupeň	59
Obrázek 28 – Síť na výstupním hřídeli	67
Obrázek 29 – Maximální napětí na výstupním hřídeli	67
Obrázek 30 – Součinitel bezpečnosti na výstupním hřídeli	68
Obrázek 31 – Převodová skříň	69

Seznam příloh

Příloha 1 – Výkres sestavy převodovky

Příloha 2 – Výrobní výkres výstupní hřídele

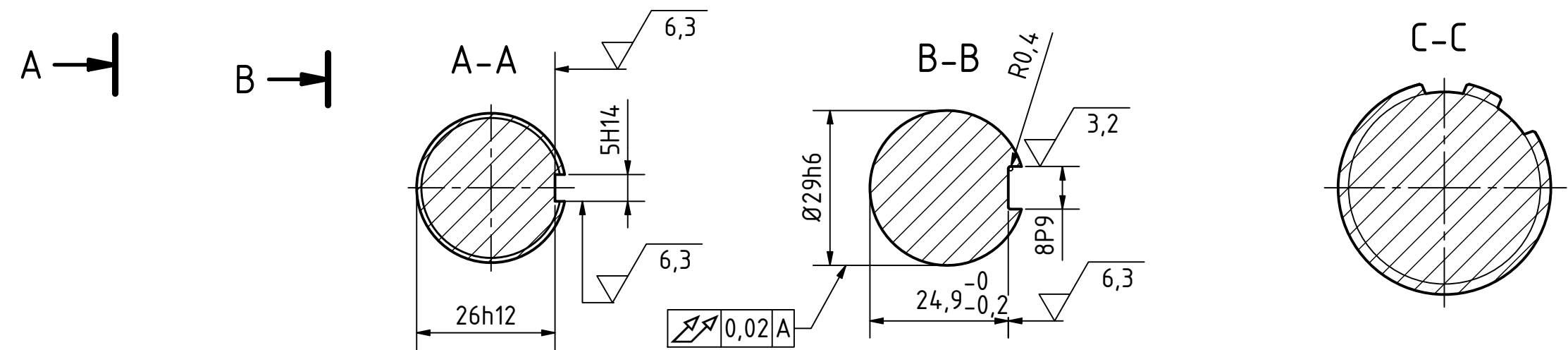
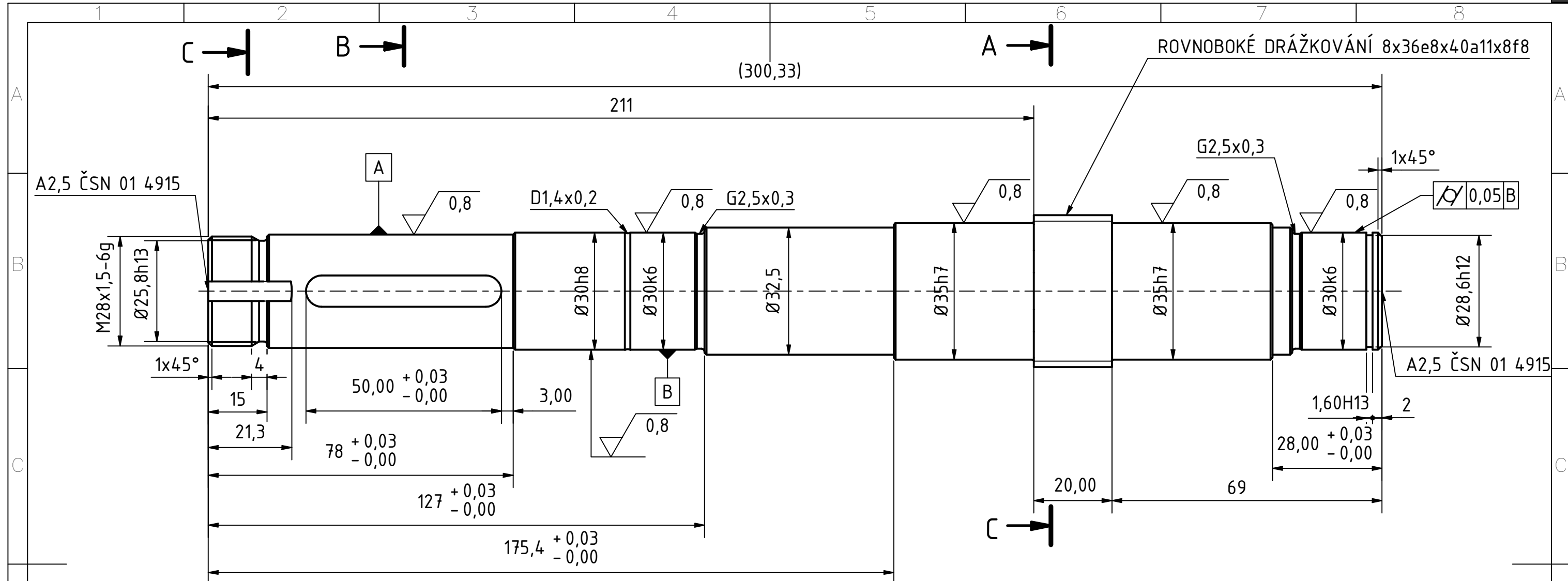
Příloha 3 – Výrobní výkres ozubeného kola

Příloha 4 – Výrobní výkres ozubeného kola

Příloha 5 – Výrobní výkres víčka převodovky

Příloha 6 – Výkres sestavy se štěpkovačem

Příloha 7 – CD s výkresovou dokumentací a textovou podobou bakalářské práce



3,2 (0,8 1,6 6,3)

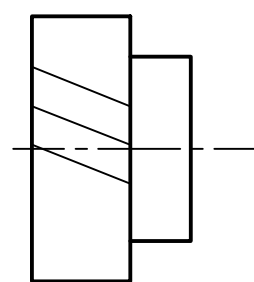
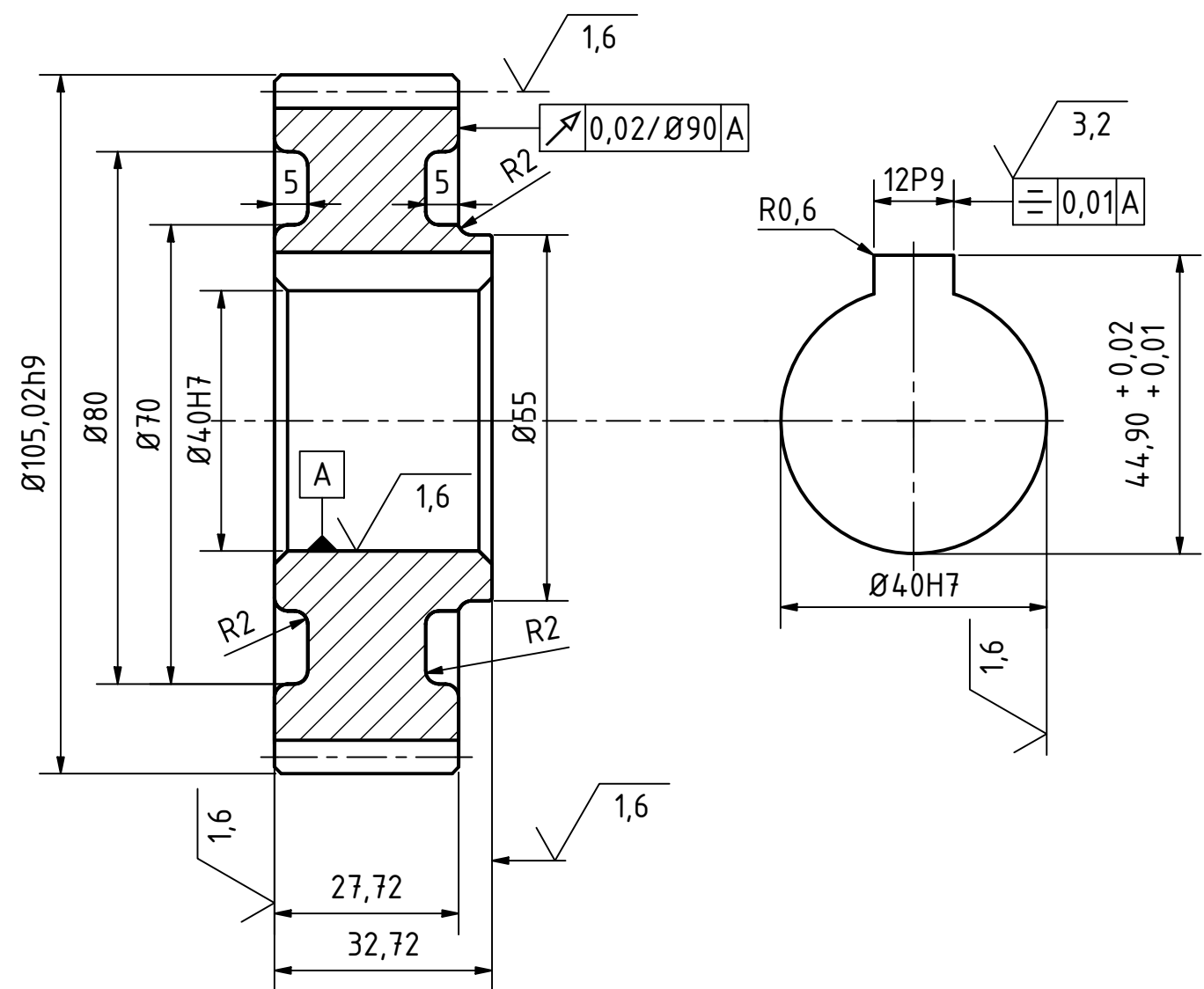
NEKÓTOVANÉ HRANY SRAZIT 0,5x45°
NEKÓTOVANÉ RÁDIUSY ZAUBLIT R0,4

Rozm.-Polot.		KR 45-305 ČSN 44 5510				PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	12 060,7	Tř. odp.	002
		b)		Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg
		a)		TOLEROVÁNÍ ISO 8015			
				PROMĚTÁNÍ			
Změna		Datum	Index	Podpisy			
Měřítko	Pozn.	Navrhl					
1:1		Kreslil	Tomáš Kinský				
Č.seznamu		Přezkoušel					
Č.sestavy		Technolog	Typ				
Starý výkr.		Normaliz.	Čís.výkresu				
Nový výkr.		Schválil	A3-BP-01-01-38				
		Datum	24.8.2019		List		

TU v Liberci

VÝSTUPNÍ HŘÍDEL

A3-BP-01-01-38

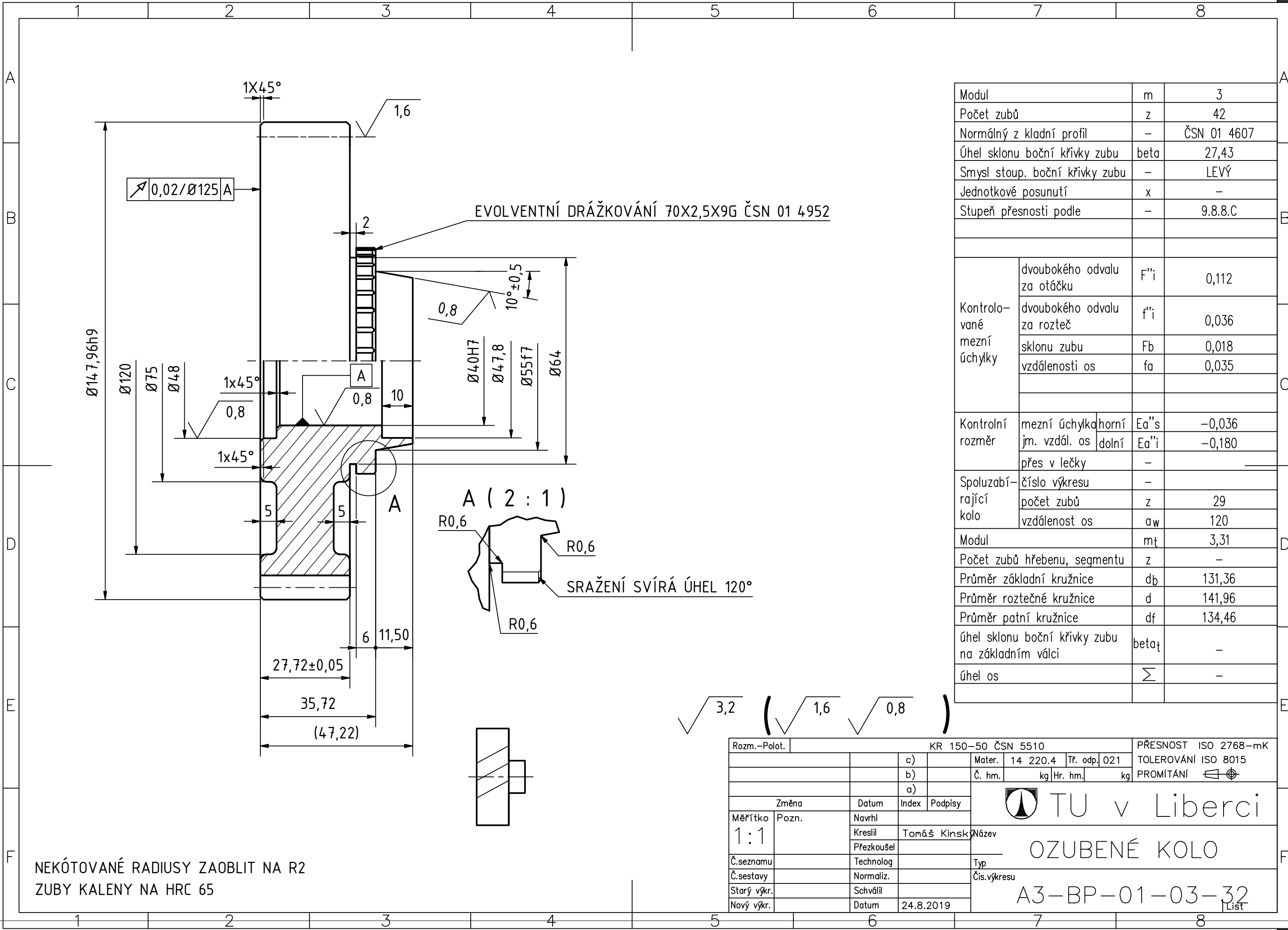


$\sqrt{6,3}$ ($\sqrt{1,6}$ $\sqrt{3,2}$)

NEKÓTOVANÉ HRANY ZKOSIT 1X45°
ZUBY POVRCHOVĚ KALENÝ NA 600 HV

Modul	m	3	
Počet zubů	z	29	
Normální z kladní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	27,43	
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	pravý	
Jednotkové posunutí	x	-	
Stupeň přesnosti podle	-	9.8.8.C	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	0,112
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	0,036
	sklonu zubu	Fb	0,018
	vzdálenosti os	fa	0,035
Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní	Ea''s	-0,036
	jm. vzdál. os dolní	Ea''i	-0,180
	přes v lečky	-	-
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	-
	počet zubů	z	49
	vzdálenost os	a _w	120
Modul	m _t	3,31	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d _b	90,691	
Průměr roztečné kružnice	d	98,02	
Průměr patní kružnice	d _f	90,52	
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta _t	-	
úhel os	Σ	-	

Rozm.-Polot.	KR 110-35 ČSN 44 5510			PŘESNOST ISO 2768-mk	
	c)	Mater.	14 140.4	Tr. odp.	033
	b)	Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg
	a)	TOLEROVÁNÍ ISO 8015			
Změna		Datum	Index	Podpisy	
Měřítko	Pozn.	Navrhl	Kreslil Tomáš Kinský		
1:1		Přezkoušel			
Č.seznamu		Technolog	Typ		
Č.sestavy		Normaliz.	Čís.výkresu		
Starý výkr.		Schválil			
Nový výkr.		Datum	23.8.2019		
				TU v Liberci	
				OZUBENÉ KOLO	
				A3-BP-01-02-31	
				List	

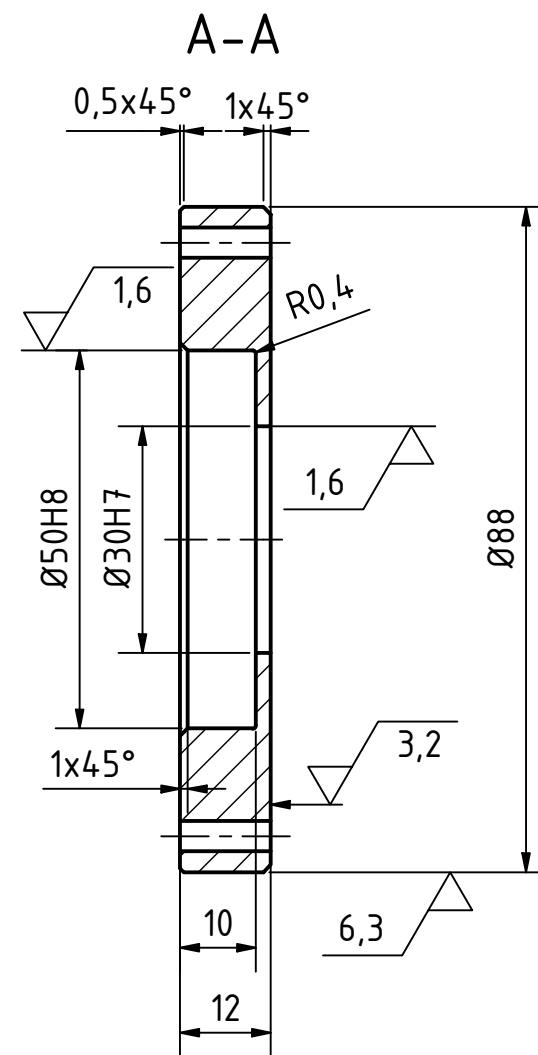
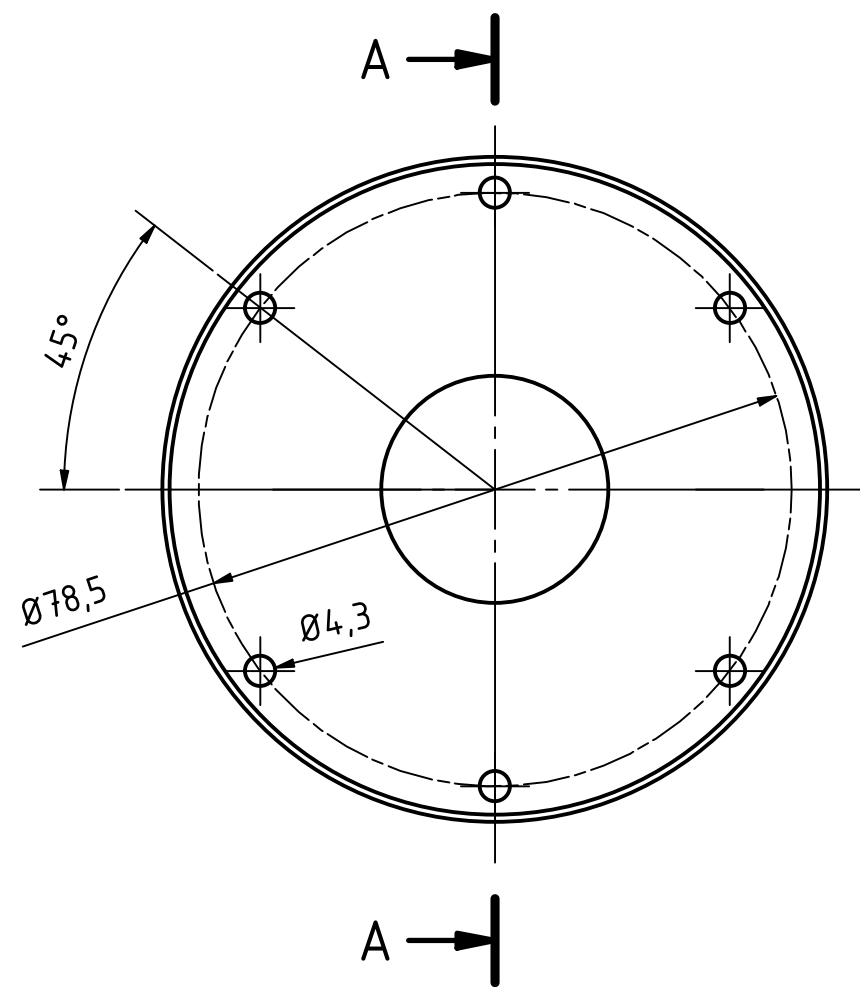


Modul	m	3	
Počet zubů	z	42	
Normální z kladní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	27,43	
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	LEVÝ	
Jednotkové posunutí	x	-	
Stupeň přesnosti podle	-	9.8.8.C	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	0,112
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	0,036
	sklonu zubu	Fb	0,018
	vzdálenosti os	fa	0,035
Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní	Ea''s	-0,036
	jm. vzdál. os dolní	Ea''i	-0,180
	přes v lečky	-	-
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	-
	počet zubů	z	29
	vzdálenost os	a _w	120
Modul	m _t	3,31	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d _b	131,36	
Průměr roztečné kružnice	d	141,96	
Průměr patní kružnice	d _f	134,46	
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta _t	-	
úhel os	Σ	-	

NEKÓTOVANÉ RADIUSY ZAOLBIT NA R2
ZUBY KALENY NA HRC 65

√ 3,2 (√ 1,6 √ 0,8)

Rozm.-Polot.		KR 150-50 ČSN 5510			PŘESNOST ISO 2768-mk	
		c)	Mater.	14 220.4	Tr. odp.	021
		b)	Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg
		a)	TOLEROVÁNÍ ISO 8015			
		PROMÍTÁNÍ				
Změna		Datum	Index	Podpisy	TU v Liberci	
Měřítko	Pozn.	Navrhl	Kreslil Tomáš Kinský			OZUBENÉ KOLO
1:1		Přezkoušel	Název			
Č.seznamu		Technolog	Typ			
Č.sestavy		Normaliz.	Čís.výkresu			
Starý výkr.		Schválil	A3-BP-01-03-32			
Nový výkr.		Datum	24.8.2019	List		



6,3 (1,6 3,2)

Rozm.-Polot.		KR 90-14 ČSN 44 5510				PŘESNOST ISO 2768-mK			
		c)		Mater.	11 373	Tř. odp.	001		
		b)		Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg		
		a)		TOLEROVÁNÍ ISO 8015					
		Změna		Datum	Index	Podpisy	PROMITÁNÍ		
Měřítko	Pozn.	Navrhl		 TU v Liberci víčko					
1:1		Kreslil						Tomáš Kinský	
		Přezkoušel							
Č.seznamu		Technolog		Typ					
Č.sestavy		Normaliz.		Čís.výkresu					
Starý výkr.		Schválil		Datum		A3-BP-01-04			
Nový výkr.		Datum		24.8.2019		List			

KUSOVNÍK

POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
22	1	OLEJOZNAK	GP1 - M24x1.5
21	1	TĚSNÉ PERO	PERO 10x8x30 ČSN 02 2562
20	1	TĚSNÉ PERO	PERO 8x7x50 ČSN 02 2562
19	1	POJISTNÁ MATICE	POJISTNÁ MATICE - KM5.6 ANSI 1986
18	1	POJISTNÁ PODLOŽKA	POJISTNÁ PODLOŽKA - MB5.6 ANSI 1986
17	2	PODLOŽKA	PODLOŽKA A 10.5 ČSN 02 1701
16	6	ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU	ŠROUB M10x25 ČSN 02 1369
15	1	ZÁVĚSNÝ ŠROUB	ŠROUB M10x25 ČSN 02 1369
13	1	GUFERO	GUFERO 7x18x4 ČSN 02 9401
12	4	ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU	ŠROUB M2x8 ČSN 02 1101
11	2	PŘÍRUBOVÉ POUZDRO	POU.B 35/45x50 ČSN 02 3499
10	1	TĚSNÉ PERO	PERO 10x8x30 ČSN 02 2562
9	3	POJISTNÝ KROUŽEK	KROUŽEK 30 ČSN 02 2930
8	18	ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU	ŠROUB M2x16 ČSN 02 1101
7	8	ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU	ŠROUB M5x45 ČSN 02 1101
6	15	ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU	ŠROUB M5x25 ČSN 02 1101
5	1	KULIČKOVÉ LOŽISKO	LOŽ. 6307 ČSN 02 4630
4	2	GUFERO	GUFERO 30x50x10 ČSN 02 9401
3	5	KULIČKOVÉ LOŽISKO	LOŽ. 6306 ČSN 02 4630
2	12	ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU	ŠROUB M4x25 ČSN 02 1101
1	1	TĚSNÉ PERO	PERO 8x7x30 ČSN 02 2562

Rozm.-Polot.						PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	Tř. odp.		TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		b)		Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg
		a)					
Změna		Datum	Index	Podpisy			
Měřítka	Pozn.	Navrhl	Název				
1:1		Kreslil	PŘEVODOVKA				
		Přezkoušel	Typ				
Č.seznamu		Technolog	Čís.výkresu				
Č.sestavy		Normaliz.	A4-BP-01-K-01				
Starý výkr.		Schválil	List				
Nový výkr.		Datum	25.8.2019				

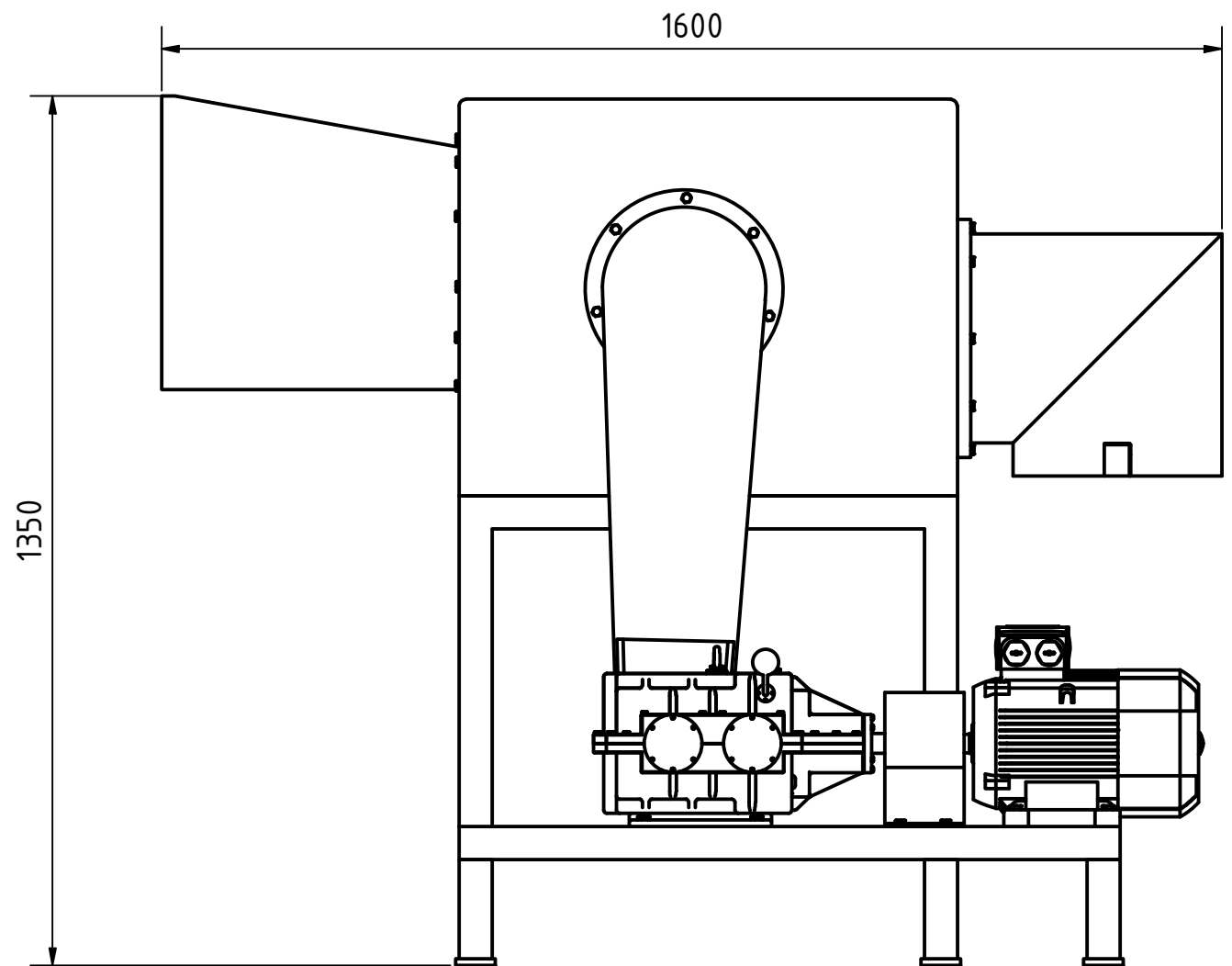
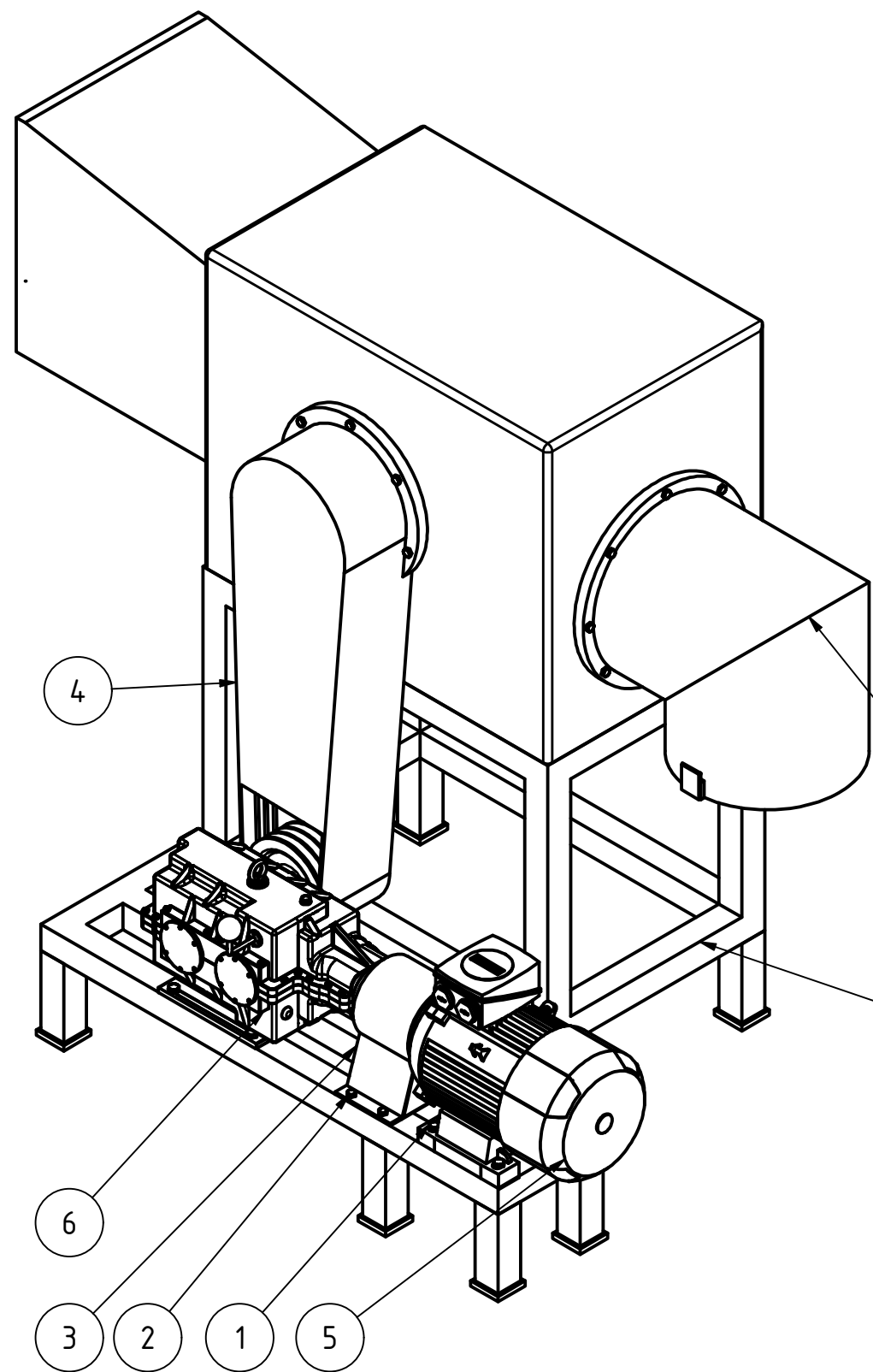
↓

KUSOVNÍK

POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
45	2	Vymezovací kolíček	KR 5-10 ČSN 44 5510 mat. 11 500
44	1	HLAVA ŘADÍCÍ PÁKY	KR 8-250 ČSN 44 5510 mat. 11 500
43	1	HLAVA ŘADÍCÍ PÁKY	ODLITEK
42	2	UKOTVENÍ	ODLITEK mat. 42 2420
41	1	SPODNÍ DÍL SKŘÍNĚ	ODLITEK mat. 42 2420
40	1	VRCHNÍ DÍL SKŘÍNĚ	ODLITEK mat. 42 2420
39	1	ŘEMENOVÝ PŘEVOD	
38	1	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL	KR 45-305 ČSN 44 5510 mat. 12 060
37	1	VYMEZOVACÍ KROUŽEK	TR 40-50 ČSN 42 5710 mat. 11 353
36	1	OZUBENÉ KOLO 6	KR 180-45 ČSN 44 5510 mat.14 220.4
35	1	ŘADÍCÍ VIDLICE	VÝKOVEK mat. 11 343
34	1	SYNCHRONIZAČNÍ SPOJKA	
33	1	VYMEZOVACÍ KROUŽEK 2	TR 45-5 ČSN 42 5710 mat. 11 353
32	1	OZUBENÉ KOLO 4	KR 150-50 ČSN 44 5510 mat. 14 220.4
31	1	OZUBENÉ KOLO 3	KR 110-35 ČSN 44 5510 mat. 14 140.4
30	3	VÍČKO 2	KR 90-8 ČSN 42 5510 mat. 11 353
29	1	PŘEDLOHOVÁ HŘÍDEL	KR 200-70 ČSN 44 5510 mat. 14 140.4
28	1	OZUBENÉ KOLO 2	VÝKOVEK mat. 14 140.4
27	1	POJISTNÝ KROUŽEK	TR 85-4 ČSN 42 5710 mat. 11 353
26	5	VYMEZOVACÍ KROUŽEK	TR 75-5 ČSN 42 5710 mat. 11 353
25	2	VÍČKO	KR 90-14 ČSN 44 5510 mat. 11 373
24	1	VSTUPNÍ HŘÍDEL	KR 75-215 ČSN 44 5510 mat. 16 343.4
23	1	HŘÍDELOVÁ SPOJKA	KR 135-65 ČSN 44 5510 mat.11 600

Rozm.-Polot.				PŘESNOST ISO 2768-mk	
		c)		Mater.	Tr. odp.
		b)		Č. hm.	kg Hr. hm. kg
		a)		TOLEROVÁNÍ ISO 8015	
				PROMÍTÁNÍ	
Změna	Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci	
Měřítko	Pozn.	Navrhl			
1:1		Kreslil	Tomáš Kinský	PŘEVODOVKA	
Č.seznamu		Přezkoušel			
Č.sestavy		Technolog		A4-BP-01-K-02	
Starý výkr.		Normaliz.			
Nový výkr.		Schwáčil		Čís.výkresu	
		Datum	25.8.2019		





KUSOVNÍK			
POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	VÝKRES
8	1	ŠTĚPKOVAČ	
7	1	RÁM mat. 11 373	
6	1	PŘEVODOVKA	A3-BP-01-00
5	1	ELEKTROMOTOR SIEMENS 1LA 9131 12KW	
4	1	KRYT ŘEMENE mat. 11 373	
3	1	KRYT SPOJKY mat. 11 373	
2	28	ŠROUB M510x50 ČSN 02 1101	
1	8	ŠROUB M10X50 ČSN ČSN 02 1101	

Rozm.-Polot.				PŘESNOST ISO 2768-mK	
				TOLEROVÁNÍ ISO 8015	
				PROMÍTÁNÍ	
Změna		Datum	Index	Podpisy	
Měřítko	Pozn.	Navrhl	Kreslil Tomáš Kinský		
1:10		Přezkoušel			
Č.seznamu		Technolog	Typ		
Č.sestavy		Normaliz.	Čís.výkresu		
Starý výkr.		Schválil			
Nový výkr.		Datum	25.8.2019		

TU v Liberci
ŠTĚPKOVAČ
A3-BP-01-000 List