TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Převodový systém pohonu rotavátoru

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství

Autor práce: **Karel Kryške**
Vedoucí práce: prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.
Katedra částí a mechanismů strojů

Liberec 2020

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Zadání bakalářské práce

Převodový systém pohonu rotavátoru

Jméno a příjmení: **Karel Kryške**
Osobní číslo: S17000059
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávající katedra: Katedra částí a mechanismů strojů
Akademický rok: **2019/2020**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte převodový systém pohonu rotavátoru pro motorovou jednotku zahradní techniky VARI.
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: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: 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 úchylky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola – Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 – Ozubená kola – Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
[9]Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCAlc,
[10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí práce: prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce: 12. února 2020
Předpokládaný termín odevzdání: 12. srpna 2021

L.S.

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2020

Prohlášení

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

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

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

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

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

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

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

16. července 2020 Karel Kryške

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Lubomíru Pešíkovi, CSc. za jeho odborné vedení, velmi vstřícný přístup, cenné rady a poznatky, které vedly k vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která mě během studia podporovala.

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá kompletním návrhem převodového ústrojí rotavátoru, s možností reverzace chodu a zvýšení výstupních otáček.

V teoretické části práce je obsažena stručná historie kultivátorů, jejich charakteristika a rozdělení podle funkce a konstrukce. Následuje výpočtová zpráva obsahující geometrické a pevnostní výpočty hlavních součástí převodového ústrojí, poslední část je pak věnována ekonomickému zhodnocení. Součástí práce je také kompletní 3D model sestavy ústrojí společně s jeho výkresovou dokumentací.

Klíčová slova:

převodovka, kultivátor, rotavátor, pevnostní kontrola, ozubená kola, hřídele, ložiska

Abstract

The bachelor thesis focuses on the complete design of the transmission system of rotavator with the possibility of increasing the output speed and reversing.

The theoretical part of the bachelor thesis briefly describes the history, characteristics of cultivators, and also their distribution regarding the function and design. The following section consists of a calculation report where the geometrical and strength computations of the core components of the transmission are performed. The last part summarizes the economical evaluation. Part of the thesis is a three-dimensional model of the transmission system with a technical drawing documentation.

Keywords:

transmission, cultivator, rotavator, strength analysis, gears, shafts, bearings

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratek 9
1. Úvod 15
1.1. Výběr tématu 15
1.2. Cíl práce 15
1.3. Řešení 15
2. Teorie kultivátorů 16
2.1. Charakteristika kultivátoru 16
2.2. Historie kultivátorů 16
2.3. Varianty kultivátorů 18
2.3.1. Průmyslové kultivátory 18
2.3.2. Zahradní kultivátory 19
3. Průzkum potencionálních řešení 21
3.1. Rotavátor 21
3.1.1. Parametry rotavátoru z průzkumu trhu 21
4. Vlastní konstrukce a výpočtová zpráva 23
4.1. Schéma převodového ústrojí rotavátoru 23
4.2. Spalovací agregát 24
4.3. Spojka 24
4.4. Převodové ústrojí 25
4.4.1. Převodové poměry 26
4.4.2. Otáčky hřídelů 27
4.4.3. Kroutící momenty 27
4.4.4. Návrhový výpočet kuželového soukolí s přímými zuby 28
4.4.5. Návrhový výpočet hlavního čelního soukolí se šikmými zuby 37
4.4.6. Návrhový výpočet urychlujícího čelního soukolí se šikmými zuby 44
4.4.7. Pevnostní kontrola hřídelů 51

4.4.8. Návrh ložisek 61
4.4.9. Kontrola spojů hřídelů a kol 65
4.4.10. 3D model převodového ústrojí 71
5. Ekonomické zhodnocení 72
6. Závěr 74
Seznam použité literatury 75
Seznam příloh 76
Obsah přiloženého CD: 76

Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka	Jednotka	Název
Pododdíly 4.4.1, 4.4.2, 4.4.3		
i_s	-	skutečný převodový poměr
i_t	-	teoretický převodový poměr
M_k	Nm	kroutící moment
n	min^{-1}	otáčky
P	W	výkon
z	-	počet zubů pastorku, nebo kol
Pododdíly 4.4.4, 4.4.5, 4.4.6		
a	mm	osová vzdálenost soukolí
a_n	mm	osová vzdálenost náhradních kol
b	mm	šířka ozubení
d	mm	roztečný průměr ozubeného kola
d_a	mm	průměr hlavové kružnice ozubeného kola
d_f	mm	průměr patní kružnice ozubeného kola
d_m	mm	průměr střední roztečné kružnice ozubeného kola
F_a	N	axiální síla působící na kolo
F_r	N	radiální síla působící na kolo
F_t	N	obvodová síla působící na kolo
$F_{t1.1}$	N	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici odpovídající 1. stupni zatížení
h_a^*	mm	koeficient výšky hlavy kola
i_s	-	skutečný převodový poměr
J_{HV}	HV	tvrdost v jádře zubu
K_A	-	součinitel vnějších dynamických sil
K_{AS}	-	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny, nebo křehkého lomu
K_{Fv}	-	součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{F\alpha}$	-	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{F\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

K_H	-	součinitel přídavných zatížení
K_{Hv}	-	součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{H\alpha}$	-	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{H\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po jejich šířce
M_k	Nm	kroutící moment
n	min^{-1}	otáčky
m_e	mm	čelní modul kuželového ozubení
m_n	mm	normálový modul ozubení
m_t	mm	čelní modul přímého ozubení se šikmými zuby
P	W	výkon
p_n	mm	normálová rozteč ozubeného kola
p_{tb}	mm	základní rozteč ozubeného kola
p_t	mm	čelní rozteč ozubeného kola
R_e	MPa	mez kluzu v tahu
R_m	MPa	mez pevnosti v tahu
r_n	mm	roztečný poloměr náhradního kola
r_{na}	mm	hlavový poloměr náhradního kola
r_{nb}	mm	základní poloměr náhradního kola
$R_{p0,2}$	MPa	smluvní mez kluzu odpovídající 0,2 % trvalé deformaci
S_{Fmin}	-	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
S_H	-	bezpečnost proti tvorbě pittingů
S_{Hmin}	-	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu poškození boků zubů
Y_{FS}	-	součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí
Y_β	-	součinitel sklonu zubů
Y_ε	-	součinitel vlivu záběru profilu
V_{HV}	HV	tvrdost na boku zubů pastorku, nebo kola
z	-	počet zubů pastorku, nebo kol
Z_E	-	součinitel mechanických vlastností materiálu
Z_H	-	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
z_{pmin}	-	praktický minimální počet zubů
Z_R	-	součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)

Z_ε	-	součinitel součtové délky dotykových křivek boku zubů
α	°	záběrový úhel soukolí
α_n	°	normálový záběrový úhel soukolí
α_t	°	čelní záběrový úhel soukolí
β	°	úhel sklonu zubů šikmého ozubení
δ	°	úhel roztečného kužele
δ_a	°	úhel hlavového kužele
δ_f	°	úhel patního kužele
Σ	°	úhel mezi osami kuželových kol
ε	-	součinitel trvání záběru
ε_α	-	součinitel trvání záběru závislý na záběrovém úhlu
ε_β	-	součinitel trvání záběru závislý na sklonu zubů
σ_F	MPa	ohybové napětí v kritickém průřezu paty zubu
σ_{Flimb}	MPa	mez únavy v ohybu
σ_{Fmax}	MPa	největší místní ohybové napětí v patě zubu vzniklé působením síly F_{t1}
σ_{FP}	MPa	přípustné napětí v ohybu zubu
σ_{FPmax}	MPa	přípustné napětí v ohybu zubu při největším zatížení silou F_{t1}
σ_{FSt}	MPa	pevnost v ohybu při největším zatížení
σ_H	MPa	napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě
σ_{Hlim}	MPa	mez únavy v dotyku zubů
σ_{Hmax}	MPa	největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1}
σ_{HO}	MPa	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů
σ_{HP}	MPa	přípustné napětí v dotyku zubů (přípustný Hertzův tlak)
σ_{HPmax}	MPa	přípustné napětí v dotyku zubů při největším zatížení silou F_{t1}
ψ_d	-	součinitel šířky ozubení vztažený ke střednímu průměru
ψ_m	-	součinitel šířky ozubení vztažený ke střednímu modulu
ψ_L	-	součinitel šířky ozubení vztažení k délce površky roztečného kužele

Pododdíl 4.4.7

a	mm	charakteristický rozměr pro hřídel
b	mm	charakteristický rozměr pro hřídel
c	mm	charakteristický rozměr pro hřídel
d	mm	charakteristický rozměr pro hřídel
d_{in}	mm	vnitřní průměr hřídele
d_o	mm	vnější průměr hřídele
d_{min}	mm	minimální průměr hřídele
e	mm	charakteristický rozměr pro hřídel
F_a	N	axiální síla působící na kolo
F_r	N	radiální síla působící na kolo
F_t	N	obvodová síla působící na kolo
k_c	-	celková bezpečnost
k_{PP}	-	požadovaná bezpečnost
k_σ	-	bezpečnost v ohybu
k_τ	-	bezpečnost v krutu
M_o	Nm	celkový ohybový moment
M_{omax}	Nm	maximální ohybový moment
M_{oy}	Nm	ohybový moment ve směru osy y
M_{oz}	Nm	ohybový moment ve směru osy z
R_e	MPa	mez kluzu v tahu
R_m	MPa	mez pevnosti v tahu
$R_{p0,2}$	MPa	smluvní mez kluzu odpovídající 0,2 % trvalé deformace
R_r	N	reakce v radiálním směru
R_x	N	reakce ve směru osy x
R_y	N	reakce ve směru osy y
R_z	N	reakce ve směru osy z
σ_{co}^*	MPa	mez únavy materiálu
σ_o	MPa	napětí v ohybu
τ_k	MPa	napětí v krutu
τ_{kk}	MPa	mez kluzu ve smyku

Pododdíl 4.4.8

C	N	dynamická únosnost ložiska
C_0	N	statická únosnost ložiska
e	-	výpočtový součinitel ložiska
F_A	N	maximální axiální síla působící na ložisko
F_R	N	maximální radiální síla působící na ložisko
L_h	hod	vypočítaná trvanlivost ložiska
L_P	hod	požadovaná trvanlivost ložiska
n	min^{-1}	maximální otáčky vnitřního kroužku ložiska
P	N	ekvivalentní dynamické zatížení
R_r	N	radiální síla v místě ložiska
R_x	N	axiální síla v místě ložiska
X	-	výpočtový součinitel pro radiální sílu
Y	-	výpočtový součinitel pro axiální sílu
Y_0	-	doplňkový výpočtový součinitel pro axiální sílu

Pododdíl 4.4.9.1

d_2	mm	roztečný průměr závitu
d_i	mm	nejmenší průměr kužele
d_o	mm	největší průměr kužele
D_o	mm	průměr nákružku matice
D_p	mm	třecí roztečný průměr
d_s	mm	střední průměr kužele
d_z	mm	maximální průměr závitu
f	-	součinitel smykového tření v závitu
f_p	-	součinitel smykového tření mezi maticí a nábojem
F_Q	-	předpětí ve šroubovém spoji
k_w	-	bezpečnost přenosu kroutícího momentu
l	mm	délka kužele
M_k	Nm	kroutící moment
M_u	Nm	utahovací moment
P	mm	stoupání závitu
p_{min}	MPa	minimální tlak ve styčné ploše kužele
γ	°	úhel stoupání závitu

δ	°	poloviční vrcholový úhel kužele
φ'	°	třecí úhel v závitu

Pododdíl 4.4.9.2, 4.4.9.4, 4.4.9.5

d	mm	průměr hřídele v místě umístění spoje pera a drážky
h	mm	výška pera
l_{min}	mm	minimální délka pera
l_p	mm	účinná délka pera
l_{pmax}	mm	maximální účinná délka pera
M_k	Nm	kroutící moment
p	MPa	tlak ve styčné ploše spoje
p_D	MPa	dovolený tlak

Pododdíl 4.4.9.3

d	mm	vnitřní průměr drážkování
D	mm	vnější průměr drážkování
f'	mm^2	účinná plocha všech drážek na jednotku délky náboje
l	mm	délka drážkování
M_k	Nm	kroutící moment
p	MPa	tlak ve styčné ploše spoje
p_D	MPa	dovolený tlak

Pododdíl 4.4.9.6, 4.4.9.7

d_F	mm	průměr na kterém působí zatěžující síla
i	-	počet zubů spojky
M_k	Nm	kroutící moment
p	MPa	tlak ve styčné ploše spoje
p_D	MPa	dovolený tlak
S_{Smyk}	mm^2	plocha 1 zubu namáhaná na smyk
S_{Styk}	mm^2	styková plocha 1 zubu spojky
τ_D	MPa	dovolené napětí ve smyku
τ_S	MPa	napětí ve smyku

1. Úvod

1.1. Výběr tématu

Z rozličných dostupných možností bylo zvoleno převodové ústrojí rotavátoru. Tento zemědělský stroj má funkci kypření půdy a zvyšuje účinnost hnojení před setím, nebo sázením. Jeho hlavní výhodou je mobilita a snadné ovládání. Rotavátor je konstrukčně velmi jednoduchý, jelikož se skládá z rámu stroje, benzínového agregátu, převodového ústrojí, lopatek a opěrného kola.

1.2. Cíl práce

Cílem práce je konstrukční návrh převodového ústrojí rotavátoru s možností reverzace chodu a zvýšení výstupních otáček. Všechny jednotlivé součásti musí splňovat vyrobitelnost pomocí konvenčních metod obrábění, nebo odlévání. Musí také pevnostně splňovat danou bezpečnost a provozní životnost.

1.3. Řešení

Úvod práce se zabývá charakteristikou, historií a základními typy kultivátorů. Následující část se zaobírá průzkumem potenciálních řešení této problematiky. Následuje konstrukční návrh a výpočet, který se zabývá pevnostním návrhem a kontrolou důležitých komponentů převodového ústrojí. Pomocí tohoto ústrojí je dosažen požadavek na reverzaci chodu a zvýšení výstupních otáček. V konečné části práce je uvedeno ekonomické zhodnocení a závěr.

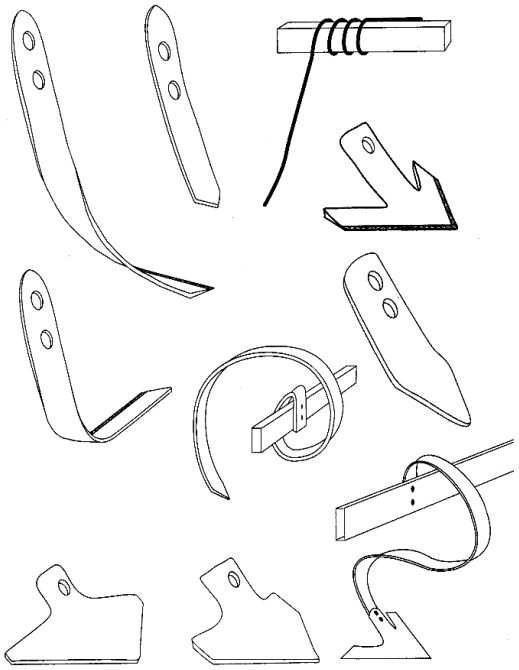
2. Teorie kultivátorů

2.1. Charakteristika kultivátoru

Kultivátorem je rozuměno jednoúčelové strojní zařízení, jež slouží k promíchání a rozmělnění půdy před setím, nebo sázením, anebo poté, co již začaly plodiny růst. Půda je nakypřována pomocí takzvaných zubů (hrotů), které proráží půdu pomocí buď lineárního, nebo rotačního pohybu. Tyto zuby nevnikají do veliké hloubky a jejich hlavním účelem je hubení plevele. Lineárního pohybu je dosaženo tažením zařízení po zemědělské půdě. K tažení zařízení se využívá tažné zvíře, nebo se zapojí zemědělské motorové vozidlo. Rotační pohyb může být docílen pomocí vlastního pohonu (spalovací agregát), nebo pomocí připojení k vývodové hřídeli taženého vozidla.

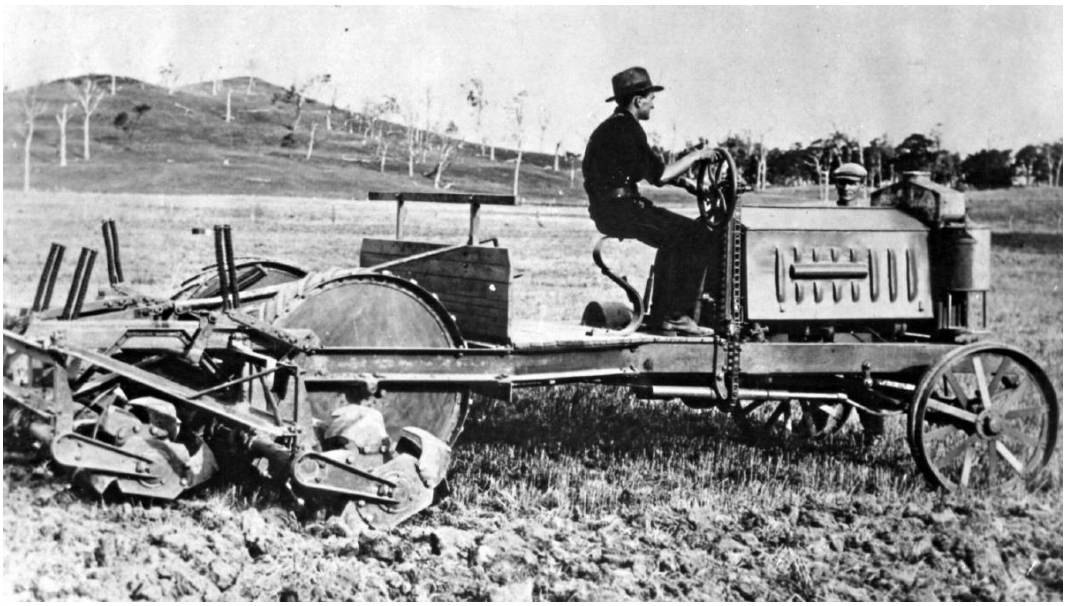
2.2. Historie kultivátorů

Základní idea hubení plevelu kopáním do půdy s využitím motyk, krumpáčů, anebo pomocí pluhů byla prokazatelně zrealizována 8000 let př. n. l. Tyto nástroje byly užívány až do 18. století n.l., kdy Jethro Tull vynalezl secí stroje a kultivační nástroje. Ve skutečnosti však podobné nástroje používali již staří Římané, a také obyvatelé území nynější Indie, a to již před 2000 lety. K rozšíření těchto starověkých nástrojů však nikdy nedošlo, především kvůli dostupné lidské pracovní síle. Díky Tullovi se nástroje během 18. století rozšířily po celé Evropě a Severní Americe, a také položily základy takzvané Britské zemědělské revoluci. Hlavní účel secího stroje bylo sázení plodin do uspořádaných řad. Před jeho vynalezením byly plodiny sázeny ručně, kvůli čemuž byly nerovnoměrně rozptýlené po celém poli. To zapříčiňovalo, že rolníci museli dávat pozor, aby nepoškodili plodiny během plení.



Obr. 2.2 Jedny z prvních kultivační nástrojů [1]

Kultivační nástroje byly základem pro odstraňování plevelu po následující 3 staletí. Tyto nástroje využívající zvířata, a později traktory, se staly velmi rozmanité a specializované. Na Obr. 2.1 lze vidět některé z nich, jako jsou nože, radlice, hřebové brány a podmítače, které byly vytvořeny pro plení plodin. Některé specializované nástroje byly vynalezeny v Kalifornii, jedná se především o: flexibilní radličkové brány, tyčové kultivátory, či o příkopovou frézu. Tyto nástroje sklidily veliký úspěch a jejich rozvoj byl význačný.



Obr. 2.1 Jeden z prvních prototypů kultivátoru [2]

První strojně poháněná rotační motyka byla vynalezena Arthurem Cliffordem Howardem roku 1912. Původně byl tento prototyp poháněn parním traktorem a zeminu odhazoval do strany. Později svůj vynález zdokonalil a r. 1919 si nechal patentovat rotační motyku s pěti kultivačními čepelemi a spalovacím agregátem (Obr. 2.2). Mezitím ve 20. letech 20. století začali farmáři vynalézat a testovat rozličné typy zemědělských strojů označovaných jako strojně poháněné kultivátory. Tyto stroje ovšem byly pouze modifikovanou verzí kultivátorů určených pro tažení zvířecí (koňskou) silou s přidaným agregátem pro pohon lopatek. Během tohoto období bylo také zkombinováno motorizované kultivování s tažnou silou, čímž vznikl první traktor s názvem Farmall.

2.3. Varianty kultivátorů

2.3.1. Průmyslové kultivátory

V dnešní době se průmyslové kultivování provádí především komerčně, obvykle jsou využívány stroje poháněné traktory. Kultivátory pro průmyslové použití se mezi sebou mohou lišit, především dochází k rozdílům ve tvaru a velikosti (šíře se pohybuje od 3 do 24 metrů). Většina z nich je opatřena hydraulickým sklápěním, které zajišťuje jednodušší a bezpečnější přepravu po silničních komunikacích. Kultivátory mohou být tažené za traktorem prostřednictvím oje, zavěšené na tříbodovém závěsu, nebo namontované na rámu pod traktorem. Aktivní kultivátory potřebují pro svou funkci pohon, ten lze přivést pomocí vývodového hřídele z traktoru. Tyto kultivátory se především používají pro primární zpracování půdy. Pro největší z nich se vyžaduje, aby měl traktor pro jejich pohon navíc alespoň 150 koňských sil.

Polní kultivátory se používají pro dokončovací zpracování půdy na nejrůznější typy plodin. Jejich hlavní funkcí je příprava vhodného podloží pro sázenou plodinu, zakopání zbytků předchozích plodin do země, hubení plevelu a promíchání půdy, díky čemuž má plodina dostatek vody a živin, potřebných pro růst, během vegetačního období. Tento stroj má na spodní straně mnoho hřebů, jež vyhlazují povrch půdy pro usnadnění cesty traktoru při sázení. Hloubku zpracování půdy ve většině případů řídí jeden, případně i více hydraulických válců.

2.3.1.1. Řadové kultivátory

Hlavní funkcí těchto kultivátorů je hubení plevelu mezi řadami zasazené plodiny. Jejich zdvihání a snižování je prováděno prostřednictvím tříbodového závěsu a hloubka je řízena kalibračními koly. Skládají se ze dvou středových lopatek, které odřezávají plevel od kořenů a obracejí půdu. Zadní část kultivátoru má za úkol vymetat plevel ven poté, co středové lopatky vykonají svou práci. Šířka tohoto kultivátoru může být od 1 do 36 řad.

2.3.2. Zahradní kultivátory

Jedná se o malé kultivační stroje, které se používají v domácnosti, nebo v malých komerčních zahradách. Mohou poskytnout primární i sekundární zpracování půdy. Většina těchto kultivátorů jsou tlačené člověkem.

2.3.2.1. Rotační kypřič

Rotační kypřiče jsou druhem zahradních kultivátorů oblíbené domácími zahrádkáři, kteří vlastní velké zahrádky. Mohou se využít před výsadbou plodiny na několikeré obdělání půdy. Malé rotační kypřiče jsou poháněny spalovacími agregáty (o výkonu 1 až 5 koňských sil), jimiž se také pohání lopatky kultivačního zařízení. Pro snadnější pohyb mají malá transportní kolečka, ta ovšem nejsou poháněná. Pro zamezení příliš rychlého pohybu vpřed je těsně za lopatkami umístěn nastavitelný hrot, jenž svým třením o hlubší neobdělanou půdu působí jako brzda, která zpomaluje stroj a umožňuje souměrné rozmělnění půdy. Obsluha stroje může regulovat rychlost zvedáním (pokud usiluje o zrychlení), nebo snižováním (chce-li dosáhnout zpomalení) řídítek kypřiče.

Rotační kypření je mnohem rychlejší než manuální obdělávání, ale zároveň je vyčerpávající a obtížné, zejména u těžších, výkonnějších strojů. Pokud se lopatky zaseknou na lehce přehlédnutelných překážkách, mezi něž mohou patřit kořeny, zakopané odpadky atd., může dojít k nepředvídatelnému pohybu zařízení.

2.3.2.2. Rotavátor

Na rozdíl od rotačního kypřiče je rotavátor vybaven vlastním pohonem a převodovkou, která přenáší výkon na kola, jež pohání stroj kupředu. Převodovka umožňuje nastavení rychlosti jízdy vpřed, přičemž zachová konstantní rychlost otáčení lopatek, což umožňuje regulovat rozsah, v jakém je půda zpracována. Pro dvoukolový rotavátor dochází k výraznému snížení pracovního zatížení obsluhy ve srovnání s rotačním kypřičem. Jsou ovšem obecně těžší a mají vyšší výkon (4 až 18 koňských sil), díky kterému mohou pokrýt mnohem více plochy za hodinu. Rotavátor je ochranná známka firmy Howard Rotavator, Ltd.

2.3.2.3. Mini kultivátor

Mini kultivátory jsou poměrně nové a jsou především používány farmáři nebo zahrádkáři s menšími zahrádkami. Jsou kompaktní, výkonné, ale především levné. O jejich pohon se stará elektromotor a často jsou jimi nahrazovány čtyřkolové traktory v malých polích rozvojových zemí, neboť jsou ekonomičtější.

2.3.2.4. Dvoukolový traktor

Rotavátory s vyššími výkony se často zařazují do této kategorie. Slouží především pro zemědělské účely v Asii, Africe, anebo Jižní Americe. Jsou schopny obdělat 1 hektar půdy za 8 až 10 hodin. Dříve se používaly pro pěstování rýže, ale nyní se používají po celém světě. Mají mnoho funkcí s nástroji pro suchou půdu, rýžová pole či pro rozprašování pesticidů. Lze je použít v jakémkoliv terénu.

3. Průzkum potencionálních řešení

3.1. Rotavátor

Rotavátorem rozumíme zemědělské strojní zařízení, které slouží převážně pro kultivaci půdy, neboli pro mechanickou úpravu půdy před setím nebo během vegetačního období. Cílem kultivace je prokypření povrchové vrstvy ornice (úrodné půdy), čímž dochází k provzdušnění a zamezení vypařování vody. Tento proces je vykonáván pomocí rotačního pohybu lopatek. Existuje mnoho typů těchto strojů, jejich hlavní rozdíly spočívají v technických parametrech, jako je výkon, maximální hloubka kypření, šíře záběru a různé konstrukční nebo ergonomické prvky. Rotavátory jsou převážně určené pro drobné zahrádkáře.

Konstrukce tohoto zemědělského strojního zařízení je velice jednoduchá a umožňuje ovládání stroje během provozu bez zastavení pomocí bowdenového systému. Je vybaven pojezdovým kolečkem, brzdící radlicí a mezi jeho bezpečnostní prvky patří krycí plechy i boční ochranné disky, které ochraňují obsluhu stroje. Pro pohodlnost lze u většiny rotavátorů výškově nastavit řídítka. Pro práci s tímto strojem není nutné žádné proškolení, avšak je nutné si přečíst manuál k obsluze a dodržovat bezpečnostní předpisy pro používání.

3.1.1. Parametry rotavátoru z průzkumu trhu

Jedná se o rotační kypřič (rotavátor) VARI KF-140 (*Obr. 3.1*)

Obr. 3.1 Rotační kypřič VARI KF-140 [3]

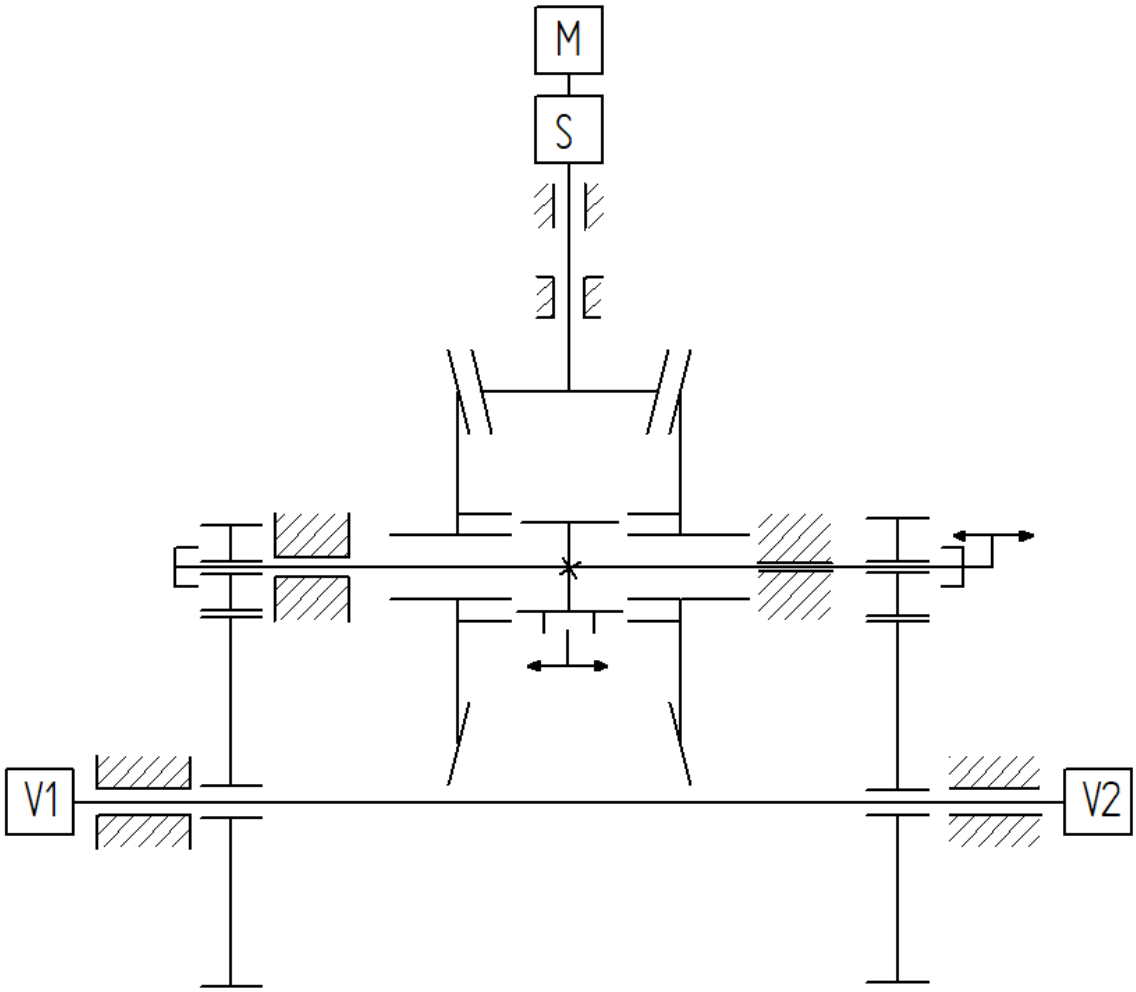
Cena tohoto rotavátoru (viz obrázek) je 8990,- Kč, jeho technické parametry jsou uvedeny v tabulce (Tab. 3.1), kde můžete číst, že používá spalovací agregát VARI XP-140, který je výchozí pro tuto bakalářskou práci, tudíž právě tento stroj je hlavním konkurentem. Pro přenos výkonu ze spalovacího agregátu k lopatkám je použita kuželová spojka v kombinaci se šnekovou převodovkou s olejovou náplní. Navrhované převodové ústrojí však bude komplikovanější a dražší, za to však bude disponovat vyšší produktivitou a snadnější manipulací.

Tab. 3.1 Technické parametry Rotačního kypřiče VARI KF-140 [3]

Rotační kypřič VARI KF-140	
Typ motoru	VARI XP-140
Výkon motoru	2,2 kW
Otáčky motoru	3600 min^{-1}
Otáčky kultivačních nožů	150 až 180 min^{-1}
Šíře záběru	60 cm
Typ spojky	kuželová
Typ převodovky	šneková
Počet rychlostních stupňů vpřed/vzad	1
Nastavení řídítek	výškově
Hmotnost	35 kg

4. Vlastní konstrukce a výpočtová zpráva

4.1. Schéma převodového ústrojí rotavátoru



Obr. 4.1 Schéma převodového ústrojí rotavátoru

M… Spalovací agregát

S… Rozběhová spojka

V1, V2 … výstupy z převodového ústrojí

4.2. Spalovací agregát

Spalovací agregát je tepelný stroj sloužící k přeměně chemické energie uložené v palivu na mechanickou práci. Pro konstrukci pohonu rotavátoru byl zvolen agregát od firmy VARI model XP-140 z důvodu kompaktnosti, a také dlouhé životnosti. Jeho technické parametry jsou uvedeny v tabulce (Tab. 4.1). Běžně se používá převážně pro zahradní techniku, právě proto je vhodný.

Tab. 4.1 Hlavní konstrukční parametry agregátu firmy VARI model XP-140 [4]

Hlavní konstrukční parametry	
Uspořádání ventilů	OHV
Počet válců	1
Průměr válce [mm]	65
Zdvih válce [mm]	42,5
Celkový zdvihový objem motoru [ml]	141
Kompresní poměr	8,5:1
Maximální výkon [kW/ot·min^{-1}]	2,2/3600
Směr otáčení	Proti směru hodinových ručiček (od konce setrvačníku)
Úhel předstihu zážehu [°]	18° ± 2°
Vůle sacího ventilu [mm]	0,10 – 0,15
Vůle výfukového ventilu [mm]	0,15 – 0,20
Vzdálenost elektrod zapalovací svíčky [mm]	0,7 ± 0,1

4.3. Spojka

Pro souosé spojení hřídelů slouží hřídelové spojky. Tyto spojky vytváří mezi hřídeli rotační vazbu, která umožňuje přenos kroutícího momentu. Tato vazba může být třecí, tvarová, pružná, elektromagnetická, hydraulická apod. Mohou mít různé funkce, jako například přerušení přenosu kroutícího momentu a jeho opětné vytvoření, pojištění proti přetížení zařízení, snížení dynamických momentů, nebo tlumení momentových rázů.

Pro toto ústrojí je vybrána rozběhová spojka.

4.4. Převodové ústrojí

Je strojní zařízení sloužící k převodu kroutícího momentu mezi hnacím a hnaným strojem. Mění rotační pohyb na hnacím členu na rotační pohyb hnaného členu s obecně rozdílnou úhlovou rychlostí a kroutícím momentem. Skládá se z mnoha součástí, které jako celek tvoří strojní zařízení.

Hřídele jsou jednou z nejdůležitějších součástí tohoto ústrojí. Hřídel je rotační součást, jejíž průměr je daleko menší než jeho délka a slouží k přenosu kroutícího momentu z jednoho konce na druhý. Obvykle jsou na hřídeli namontovány jiné součásti (ozubená kola, ložiska apod.), které se s ní otáčí se stejnou obvodovou rychlostí. Často jsou uloženy do rámu stroje pomocí ložisek, jež svou konstrukcí snižují tření mezi hřídelí a rámem stroje.

Ozubená kola tvoří další důležitou část ústrojí. Ozubené kolo je strojní součást sloužící k převodu rotačního pohybu a mechanické energie z jednoho hřídele na druhý pomocí tvarového styku boků zubů. Boky těchto zubů jsou tvořeny evolventou, neboli křivkou, která vznikne odvalováním tvořící přímky po základní kružnici. Tato křivka umožňuje odvalování 2 protilehlých zubů stejných parametrů (záběrový úhel a modul). Spoluzabírající kola nazýváme ozubené soukolí.

Ozubená kola a hřídele jsou spojeny pomocí pevných spojů. V této práci byly zvoleny kombinace spojení pomocí pera a drážky, drážkování a kuželového svěrného spoje. Spoj pero–drážka umožňuje pouze přenos kroutícího momentu, ale nezachycuje axiální sílu. Pero má tvar zaobleného kvádru, který se vsazuje do drážky vytvořené jak v hřídeli, tak v náboji (ozubené kolo, řemenice apod.). Tvary a rozměry těchto součástí jsou normalizovány. Spoje drážkováním spojují hřídele a náboje tvarovou vazbou vnějšího drážkování hřídele a vnitřního drážkování náboje. Slouží výhradně pro přenos kroutícího momentu - tvary drážkování jsou také normalizovány. Svěrné spoje jsou realizovány na základě vytvoření tlaku mezi stykovými plochami spojovaných součástí. U kuželového svěrného spoje je tlaku dosaženo pomocí vtahování kuželové části hřídele v oblasti pružných deformací do souhlasné kuželové díry náboje. K přenosu momentu dochází přes třecí silový účinek na kuželové styčné ploše. Toto spojení je vhodné pro dodržení přesných geometrických tolerancí.

Převodová skříň je další důležitou součástí převodového ústrojí. Ve většině konstrukcí je navržená jako odlitek, jenž je obroben na požadovaných místech a utěsněn pomocí vík, nebo těsnění. Tento způsob je vhodný pro sériovou a hromadnou výrobu.

Převodovou skříň lze navrhnout také jako svařenec, avšak během svařování vzniká nepříznivé pnutí, které způsobuje nepříznivé namáhání hřídelů. Pro tuto práci byla zvolena převodová skříň odlitá z hliníkové slitiny z důvodu nízké hmotnosti, ceny, a také teoretické následné sériové či hromadné výroby. Spojení převodové skříně a vík je provedeno pomocí šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem dle normy DIN 912. Skříň je utěsněna těsnícími pryžovými O-kroužky a kruhovým těsnícím profilem podle normy DIN 3771.

4.4.1. Převodové poměry

Převodový poměr je poměr mezi úhlovou rychlostí výstupního hřídele a úhlovou rychlostí vstupního hřídele. Dá se také vyjádřit jako poměr kroutícího vstupního a výstupního momentu.

Vstupní otáčky jsou ideální otáčky spalovacího motoru $n_{sm} = 3600\, min^{-1}$. Požadovaný teoretický převodový poměr pro ideální funkci rotavátoru je $i_{tp1} = 20$ a pro regulaci otáček (pro rychlejší funkci) byl zvolen teoretický převodový poměr $i_{tp2} = 14$.

Volba teoretických dílčích převodových poměrů

Pro kuželové soukolí bylo zvoleno teoretické převodové číslo $i_{tk} = 4$, pro hlavní čelní soukolí $i_{tč1} = 5$ a pro redukční čelní soukolí $i_{tč2} = 3{,}5$.

Volba počtu zubů převodů

Pro výpočet skutečných převodových poměrů je nutné zvolit počty zubů převodových stupňů. Pro kuželové soukolí byl zvolen počet zubů pastorku $z_1 = 14$ a počet zubů kola $z_2 = 57$, pro hlavní čelní soukolí $z_3 = 16$ a $z_4 = 79$ a pro redukční čelní soukolí $z_5 = 20$ a $z_6 = 69$

Skutečný převodový poměr kuželového soukolí

$$\mathrm{i_{sk}} = \frac{\mathrm{z_2}}{\mathrm{z_1}} = \frac{57}{14} = 4{,}0714 \tag{4.1}$$

Skutečný převodový poměr hlavního čelního soukolí se šikmými zuby

$$\mathrm{i_{sč1}} = \frac{\mathrm{z_3}}{\mathrm{z_4}} = \frac{79}{16} = 4{,}938 \tag{4.2}$$

Skutečný převodový poměr redukčního čelního soukolí se šikmými zuby

$$\mathrm{i_{sč2}} = \frac{\mathrm{z_5}}{\mathrm{z_6}} = \frac{69}{20} = 3{,}450 \tag{4.3}$$

Výpočet skutečných převodových poměrů

$$i_{sp1} = i_{sk} \cdot i_{sč1} = 4{,}0714 \cdot 4{,}938 = 20{,}1046 \tag{4.4}$$

$$i_{sp2} = i_{sk} \cdot i_{sč2} = 4{,}0714 \cdot 3{,}450 = 14{,}0463 \tag{4.5}$$

4.4.2. Otáčky hřídelů

Pro správné určení namáhání hřídelů a pro výpočet ložisek je nutné určit skutečné otáčky hřídelů.

Otáčky vstupního hřídele

$$n_1 = n_{sp} = 3600 \text{ min}^{-1} \tag{4.6}$$

Otáčky předlohového hřídele

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{sk}} = \frac{3600}{4{,}0714} = 884{,}22 \text{ min}^{-1} \tag{4.7}$$

Otáčky výstupního hřídele

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{sč1}} = \frac{884{,}22}{4{,}938} = 179{,}06 \text{ min}^{-1} \tag{4.8}$$

Zvýšené otáčky výstupního hřídele

$$n_{3r} = \frac{n_2}{i_{sč2}} = \frac{884{,}22}{3{,}450} = 256{,}30 \text{ min}^{-1} \tag{4.9}$$

4.4.3. Kroutící momenty

Jedná se o vektorovou fyzikální veličinu, jež vyjadřuje míru otáčivého účinku síly. Otáčivý účinek síly se vztahuje k danému bodu, nebo přímce. Je definován jako vektorový součin síly a kolmé vzdálenosti osy síly. Kroutící moment je velmi důležitý, obzvláště kvůli tomu, že způsobuje torzní namáhání hřídelů, a tudíž je nutné dimenzovat hřídele tak, aby s určitou bezpečností torznímu namáhání odolaly. Tyto momenty lze vypočítat z mechanické energie rotačního pohybu.

Moment na vstupním hřídeli

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 2200}{2 \cdot \pi \cdot 3600} = 5{,}84 \text{ Nm} \tag{4.10}$$

Moment na předlohovém hřídeli

$$M_{k2} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{60 \cdot 2200}{2 \cdot \pi \cdot 884{,}22} = 23{,}76 \text{ Nm} \quad (4.11)$$

Moment na výstupním hřídeli

$$M_{k3} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_3} = \frac{60 \cdot 2200}{2 \cdot \pi \cdot 179{,}06} = 117{,}33 \text{ Nm} \quad (4.12)$$

Redukovaný moment na výstupním hřídeli

$$M_{k3r} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_{3r}} = \frac{60 \cdot 2200}{2 \cdot \pi \cdot 256{,}30} = 81{,}97 \text{ Nm} \quad (4.13)$$

4.4.4. Návrhový výpočet kuželového soukolí s přímými zuby

Pro převodové ústrojí bylo zvoleno kuželové soukolí s přímými zuby, především kvůli požadavkům na reverzaci chodu.

Materiálové vlastnosti tohoto soukolí byly zvoleny vzhledem k namáhání kuželového soukolí způsobeném spalovacím agregátem a dle povahy rotavátoru. Byla zvolena ocel 16 526, která se používá pro více namáhaná ozubená kola.

Tab. 4.2 Materiálové vlastnosti kuželového soukolí [10]

Kuželové soukolí	
Materiál	16 526 [Označení ČSN]
Tepelné zpracování	Cementováno + kaleno
σ_{Flimb}	740 [MPa]
σ_{Hlim}	1330 [MPa]
R_e nebo $R_{p0,2}$	885 [MPa]
R_m	1130 [MPa]
V_{HV}	650 až 700 [HV 3]
J_{HV}	360 [HV]

4.4.4.1. Geometrie kuželového soukolí

Minimální normálový modul kuželového soukolí

Pro soukolí s tvrzenými boky zubů platí tento vztah [8].

$$m_{nmin} = 1{,}85 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k1} \cdot cos^2 \beta_k}{z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{Flimb}}} = 1{,}85 \cdot \sqrt[3]{\frac{5{,}84 \cdot cos^2 0°}{14^2 \cdot 0{,}86095 \cdot 740000000}} \quad (4.14)$$

$$= 0{,}666\ mm$$

$\psi_d = 0{,}86095$ je zvolený součinitel šířky ozubení vůči střednímu roztečnému průměru $\beta_k = 0$ ° (jedná se o přímé ozubení).

Přepočet normálového modulu na čelní modul

$$m_{emin} = m_{nmin} \cdot \left(1 + \frac{\psi_d}{\sqrt{1 + i_{sk}^2}}\right) = 0{,}666 \cdot \left(1 + \frac{0{,}86095}{\sqrt{1 + 4{,}0714^2}}\right) \quad (4.15)$$

$$= 0{,}803\ mm$$

S ohledem na rozměry, vyrobitelnost a namáhání soukolí byl zvolen čelní modul $m_e = 2\ mm$.

Přepočet čelního modulu na normálový modul

$$m_n = \frac{m_e}{\left(1 + \frac{\psi_d}{\sqrt{1 + i_{sk}^2}}\right)} = \frac{2}{\left(1 + \frac{0{,}86095}{\sqrt{1 + 4{,}0714^2}}\right)} = 1{,}659\ mm = 0{,}803\ mm \quad (4.16)$$

Přepočet poměru šířky ozubení vůči délce površky roztečného kužele

$$\psi_L = \frac{2 \cdot \psi_d}{\psi_d + \sqrt{1 + i_{sk}^2}} = \frac{2 \cdot 0{,}86095}{0{,}86095 + \sqrt{1 + 4{,}0714^2}} = 0{,}3407 \quad (4.17)$$

Přepočet poměru šířky ke střednímu modulu

$$\psi_m = \frac{z_1 \cdot \psi_L \cdot \sqrt{1 + i_{sk}^2}}{2 - \psi_L} = \frac{14 \cdot 0{,}3407 \cdot \sqrt{1 + 4{,}0714^2}}{2 - 0{,}3407} = 12{,}0533 \quad (4.18)$$

Šířka ozubení

$$b_{min} = m_n \cdot \psi_m = 1{,}659 \cdot 12{,}0533 = 19{,}996\ mm \quad (4.19)$$

Šířka ozubení byla zvolena $b = 20\ mm$

Úhly roztečných kuželů

$$\sum = \delta_1 + \delta_2 = 90° \tag{4.20}$$

$$\delta_1 = tan^{-1}\frac{z_1}{z_2} = tan^{-1}\frac{14}{57} = 13{,}799° \tag{4.21}$$

$$\delta_2 = \sum - \delta_1 = 90 - 13{,}799 = 76{,}201° \tag{4.22}$$

Kontrola praktického minimálního počtu zubů

$$z_{pmin} = 14 \cdot cos\,\delta_1 = 14 \cdot cos\,13{,}799 = 13{,}596 \tag{4.23}$$

Zvolený počet zubů vyhovuje podmínce $z_{pmin} < z_1$.

Záběrový úhel v normálové rovině

Tento úhel je normalizovaný a byl zvolen $\propto_n = 20°$.

Průměry roztečných kružnic

$$d_1 = m_e \cdot z_1 = 2 \cdot 14 = 28\,mm \tag{4.24}$$

$$d_2 = m_e \cdot z_2 = 2 \cdot 57 = 114\,mm \tag{4.25}$$

Průměry hlavových kružnic

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_e \cdot cos\,\delta_1 = 28 + 2 \cdot 1 \cdot 2 \cdot cos\,13{,}799 = 31{,}885\,mm \tag{4.26}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_e \cdot cos\,\delta_2 = 114 + 2 \cdot 1 \cdot 2 \cdot cos\,76{,}201 = \\ = 114{,}954\,mm \tag{4.27}$$

Pro výpočet byl zvolen koeficient výšky hlavy zubu $h_a^* = 1$.

Průměry patních kružnic

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c_a^*) \cdot m_e \cdot cos\,\delta_1 = 28 - 2 \cdot (1 + 0{,}25) \cdot 2 \cdot cos\,13{,}799 \\ = 25{,}669\,mm \tag{4.28}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c_a^*) \cdot m_e \cdot cos\,\delta_2 = 114 - 2 \cdot (1 + 0{,}25) \cdot 2 \cdot cos\,76{,}201 \\ = 113{,}428\,mm \tag{4.29}$$

Průměry středních roztečných kružnic

$$d_{m1} = d_1 - b \cdot sin\,\delta_1 = 28 - 20 \cdot sin\,13{,}799 = 23{,}230\ mm \tag{4.30}$$

$$d_{m2} = d_2 - b \cdot sin\,\delta_2 = 114 - 20 \cdot sin\,76{,}201 = 95{,}578\ mm \tag{4.31}$$

Vrcholové úhly hlavových kuželů

$$\delta_{a1} = \delta_1 + tan^{-1}\left(\frac{2 \cdot h_a^* \cdot m_e\ sin\,\delta_1}{d_1}\right) = 13{,}799 + tan^{-1}\left(\frac{2 \cdot 1 \cdot 2\ sin\,13{,}799}{28}\right) = 15{,}751° \tag{4.32}$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + tan^{-1}\left(\frac{2 \cdot h_a^* \cdot m_e\ sin\,\delta_2}{d_2}\right) = 76{,}201 + tan^{-1}\left(\frac{2 \cdot 1 \cdot 2\ sin\,76{,}201}{114}\right) = 78{,}153° \tag{4.33}$$

Vrcholové úhly patních kuželů

$$\delta_{f1} = \delta_1 - tan^{-1}\left(\frac{2 \cdot (h_a^* + c_a^*) \cdot m_e\ sin\,\delta_1}{d_1}\right) = 13{,}799 - tan^{-1}\left(\frac{2 \cdot (1 + 0{,}25) \cdot 2\ sin\,13{,}799}{28}\right) = 11{,}360° \tag{4.34}$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - tan^{-1}\left(\frac{2 \cdot (h_a^* + c_a^*) \cdot m_e\ sin\,\delta_2}{d_2}\right) = 76{,}201 - tan^{-1}\left(\frac{2 \cdot (1 + 0{,}25) \cdot 2\ sin\,76{,}201}{114}\right) = 73{,}762° \tag{4.35}$$

Roztečné poloměry náhradních kol

$$r_{n1} = \frac{d_1}{2 \cdot cos\,\delta_1} = \frac{28}{2 \cdot cos\,13{,}799} = 14{,}4161\ mm \tag{4.36}$$

$$r_{n2} = \frac{d_2}{2 \cdot cos\,\delta_2} = \frac{114}{2 \cdot cos\,76{,}201} = 238{,}9689\ mm \tag{4.37}$$

Hlavové poloměry náhradních kol

$$r_{na1} = r_{n1} + (h_a^* \cdot m_e) = 14{,}4161 + (1 \cdot 2) = 16{,}4161\ mm \tag{4.38}$$

$$r_{na2} = r_{n2} + (h_a^* \cdot m_e) = 238{,}9689 + (1 \cdot 2) = 240{,}9689\ mm \tag{4.39}$$

Základní poloměry náhradních kol

$$r_{nb1} = r_{n1} \cdot cos\,\alpha_n = 14{,}4161 \cdot cos\,20 = 13{,}5467\ mm \tag{4.40}$$

$$r_{nb2} = r_{n2} \cdot cos\,\alpha_n = 238{,}9689 \cdot cos\,20 = 224{,}5573\ mm \tag{4.41}$$

Osová vzdálenost náhradních kol

$$a_n = r_{n1} + r_{n2} = 14{,}4161 + 238{,}9689 = 253{,}385\ mm \tag{4.42}$$

Čelní rozteč náhradních kol

$$p_t = \pi \cdot m_e = \pi \cdot 2 = 6{,}2832\ mm \tag{4.43}$$

Základní rozteč náhradních kol

$$p_{tb} = p_t \cdot cos\,\alpha_n = 6{,}2832 \cdot cos\,20 = 5{,}9043\ mm \tag{4.44}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{{r_{na1}}^2 - {r_{nb1}}^2} + \sqrt{{r_{na2}}^2 - {r_{nb2}}^2} - a_n \cdot sin\,\alpha_n}{p_{tb}}$$

$$= \frac{\sqrt{16{,}4161^2 - 13{,}5467^2} + \sqrt{240{,}9689^2 - 224{,}5573^2} - 253{,}385 \cdot sin\,20}{5{,}9043} \tag{4.45}$$

$$= 1{,}6965$$

Z výpočtu je patrné, že součinitel trvání záběru není celočíselný, tudíž dochází ke střídání počtu spolu zabírajících párů zubů mezi jedním párem a dvěma páry, tímto vznikají dynamické síly, které se projeví v námaze ozubených kol i hřídelů.

4.4.4.2. Silové poměry kuželového soukolí

Obvodové síly v kuželovém soukolí

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000 \cdot M_{k1}}{d_{m1}} = \frac{2000 \cdot 5{,}84}{23{,}2296} = 502\ N \tag{4.46}$$

Radiální síly v kuželovém soukolí

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot tan\,\alpha_n \cdot cos\,\delta_1 = 502 \cdot tan\,20 \cdot cos\,13{,}799 = 178\ N \tag{4.47}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot tan\,\alpha_n \cdot cos\,\delta_2 = 502 \cdot tan\,20 \cdot cos\,76{,}201 = 44\ N \tag{4.48}$$

Axiální síly v kuželovém soukolí

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot tan\,\alpha_n \cdot sin\,\delta_1 = 502 \cdot tan\,20 \cdot sin\,13{,}799 = 44\ N \tag{4.49}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot tan\,\alpha_n \cdot sin\,\delta_2 = 502 \cdot tan\,20 \cdot sin\,76{,}201 = 178\ N \tag{4.50}$$

4.4.4.3. Pevnostní kontrola kuželového soukolí

Z obrázků a tabulek obsažených v publikaci od doc. Bureše [10] jsou hodnoty součinitelů následující: Z_E=190, Z_H=2,5, Z_ε=0,88, K_A=2,25, $K_{H\alpha}$. K_{Hv}=1,2, $K_{H\beta}$=1,55, Z_R=1, S_{Hmin}=1,3, K_{AS}=1,1, $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, $K_{F\alpha}$. K_{Fv}=1,2, Y_{FS1}=5,2, Y_{FS2}=4,28, S_{Fmin}=1,7.

Kontrola tlakového zatížení boku zubu

Aby na bocích zubů nedošlo k tvorbě tzv. pittingů, musí být splněna následující podmínka [10]:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}, kde \tag{4.51}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \tag{4.52}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \tag{4.53}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} \tag{4.54}$$

Po dosazení do rovnic (4.51), (4.52), (4.53) a (4.54)

$$\sigma_{HO1} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b \cdot d_{m1}} \cdot \frac{i_{sk}+1}{i_{sk}}} = \\ = 190 \cdot 2{,}5 \cdot 0{,}88 \cdot \sqrt{\frac{502}{20 \cdot 23{,}2296} \cdot \frac{4{,}0714+1}{4{,}0714}} = 485\ MPa \tag{4.55}$$

$$\sigma_{HO2} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{b \cdot d_{m2}} \cdot \frac{i_{sk}+1}{i_{sk}}} = \\ = 190 \cdot 2{,}5 \cdot 0{,}88 \cdot \sqrt{\frac{502}{20 \cdot 94{,}5777} \cdot \frac{4{,}0714+1}{4{,}0714}} = 240\ MPa \tag{4.56}$$

$$K_{H1} = K_{H2} = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 2{,}25 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}55 = 4{,}185 \tag{4.57}$$

$$\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1330 \cdot 1}{1{,}3} = 1023\ MPa \tag{4.58}$$

$$\sigma_{H1} = \sigma_{HO1} \cdot \sqrt{K_{H1}} = 485 \cdot \sqrt{4{,}185} = 992\ MPa \tag{4.59}$$

$$\sigma_{H2} = \sigma_{HO2} \cdot \sqrt{K_{H2}} = 240 \cdot \sqrt{4{,}185} = 492\ MPa \tag{4.60}$$

$\sigma_{H1} < \sigma_{HP1}$, $\sigma_{H2} < \sigma_{HP2}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo

Kontrola statické únosnosti v dotyku zubů

Vlivem jednorázového působení největšího zatížení by mohlo dojít k trvalé deformaci, případně křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu, pro zamezení těchto možností musí být splněna následující podmínka [10]:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1.1} \cdot K_H}{F_{t1}}} \leq \sigma_{HPmax}, kde \tag{4.61}$$

$$F_{t1.1} = F_{t1} \cdot K_{AS} \tag{4.62}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} \tag{4.63}$$

Po dosazení do rovnic (4.61), (4.62) a (4.63)

$$F_{t1.1} = F_{t2.1} = F_{t1} \cdot K_{AS} = 502 \cdot 1{,}1 = 552\ N \tag{4.64}$$

$$\sigma_{Hmax1} = \sigma_{HO1} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1.1} \cdot K_{H1}}{F_{t1}}} = 485 \cdot \sqrt{\frac{552 \cdot 4{,}185}{502}} = 1040\ MPa \tag{4.65}$$

$$\sigma_{Hmax2} = \sigma_{HO2} \cdot \sqrt{\frac{F_{t2.1} \cdot K_{H2}}{F_{t2}}} = 240 \cdot \sqrt{\frac{552 \cdot 4{,}185}{502}} = 515\ MPa \tag{4.66}$$

$$\sigma_{HPmax1} = \sigma_{HPmax2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600\ MPa \tag{4.67}$$

$\sigma_{Hmax1} < \sigma_{HPmax1}, \sigma_{Hmax2} < \sigma_{HPmax2}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo.

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Pro zamezení vzniku únavového lomu v oblasti paty zubu musí být splněna následující podmínka [10]:

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{b \cdot m_e} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}, kde \tag{4.68}$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} \tag{4.69}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} \tag{4.70}$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta_m}{120} \tag{4.71}$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \tag{4.72}$$

Po dosazení do rovnic (4.68), (4.69), (4.70), (4.71) a (4.72)

$$K_{F1} = K_{F2} = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 2{,}25 \cdot 1{,}55 \cdot 1{,}2 = 4{,}185 \tag{4.73}$$

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{740}{1{,}7} = 435\ MPa \tag{4.74}$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta_m}{120} = 1 - 0\frac{0}{120} = 1 \tag{4.75}$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}6965} = 0{,}5894 \tag{4.76}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{t1}}{b \cdot m_e} \cdot K_{F1} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{502}{20 \cdot 2} \cdot 4{,}185 \cdot 5{,}2 \cdot 1 \cdot 0{,}5894 = 161\ MPa \tag{4.77}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2}}{b \cdot m_e} \cdot K_{F2} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{502}{20 \cdot 2} \cdot 4{,}185 \cdot 4{,}28 \cdot 1 \cdot 0{,}5894 = 133\ MPa \tag{4.78}$$

$\sigma_{F1} < \sigma_{FP1}$, $\sigma_{F2} < \sigma_{FP2}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo.

Kontrola statické bezpečnosti v ohybu

Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci, či ke vzniku počátečních trhlin v oblasti paty zubu, nebo ke křehkému lomu zubu, musí být splněna podmínka [10]:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1.1}}{F_{t1}} \cdot \leq \sigma_{FPmax}, kde \tag{4.79}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0{,}8 \cdot \sigma_{FSt} \tag{4.80}$$

$$\sigma_{FSt} = 2{,}5 \cdot \sigma_{Flimb} \tag{4.81}$$

Po dosazení do rovnic (4.79), (4.80) a (4.81)

$$\sigma_{FSt1} = \sigma_{FSt2} = 2{,}5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2{,}5 \cdot 740 = 1850\ MPa \tag{4.82}$$

$$\sigma_{FPmax1} = \sigma_{FPmax2} = 0{,}8 \cdot \sigma_{FSt1} = 0{,}8 \cdot 1850 = 1480\ MPa \tag{4.83}$$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot \frac{F_{t1.1}}{F_{t1}} = 161 \cdot \frac{552}{502} = 177\ MPa \tag{4.84}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot \frac{F_{t2.1}}{F_{t2}} = 133 \cdot \frac{552}{502} = 146\ MPa \tag{4.85}$$

$\sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax1}$, $\sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax2}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo.

4.4.5. Návrhový výpočet hlavního čelního soukolí se šikmými zuby

Po kuželovém soukolí následuje čelní ozubené soukolí se šikmými zuby, které bylo zvoleno z důvodu lepšího záběru. Soukolí díky konstrukci převodovky umožňuje přenést kroutící moment na výstupní hřídel rotavátoru.

Materiálové vlastnosti čelního ozubeného soukolí byly zvoleny vzhledem k namáhání způsobeném spalovacím motorem a povahou rotavátoru. Byla zvolena ocel 16 526, jež se používá pro více namáhaná ozubená kola.

Tab. 4.3 Materiálové vlastnosti hlavního čelního soukolí [10]

Hlavní soukolí	
Materiál	16 526 [Označení ČSN]
Tepelné zpracování	Cementováno + kaleno
σ_{Flimb}	740 [MPa]
σ_{Hlim}	1330 [MPa]
R_e nebo $R_{p0,2}$	885 [MPa]
R_m	1130 [MPa]
V_{HV}	650 až 700 [HV 3]
J_{HV}	360 [HV]

4.4.5.1. Geometrie hlavního čelního soukolí se šikmými zuby

Minimální normálový modul čelního soukolí se šikmými zuby

Pro soukolí s tvrzenými boky zubů platí tento vztah [8].

$$m_{nmin} = 1{,}85 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k2} \cdot cos^2\,\beta_k}{z_3^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{Flimb}}} = 1{,}85 \cdot \sqrt[3]{\frac{23{,}760 \cdot 18{,}195}{16^2 \cdot 0{,}89063 \cdot 740000000}} \quad (4.86)$$

$$= 0{,}930\ mm$$

$\psi_d = 0{,}89063$ je zvolený součinitel šířky ozubení vůči střednímu roztečnému průměru a úhel sklonu zubů $\beta = 18{,}195°$.

Vzhledem k namáhání a rozměrům převodového ústrojí byl zvolen modul $m_n = 2\ mm$

Přepočet normálového modulu na čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{cos\,\beta} = \frac{2}{cos\,18{,}195} = 2{,}105\ mm \tag{4.87}$$

Kontrola praktického minimálního počtu zubů

$$z_{pmin} = 14 \cdot cos^3\,\beta = 14 \cdot cos^3\,18{,}195 = 12{,}003 \tag{4.88}$$

Zvolený počet zubů vyhovuje podmínce $z_{pmin} < z_3$.

Přepočet poměru šířky ozubení ke střednímu modulu

$$\psi_m = \psi_d \cdot z_3 = 0{,}89063 \cdot 16 = 14{,}250 \tag{4.89}$$

Šířka ozubení

$$b_{min} = m_n \cdot \psi_m = 2 \cdot 14{,}250 = 28{,}5\ mm \tag{4.90}$$

Šířka ozubení byla zvolena $b = 30\ mm$.

Čelní záběrový úhel

$$\alpha_t = tan^{-1}\frac{tan\,\alpha_n}{cos\,\beta} = tan^{-1}\frac{tan\,20}{cos\,18{,}195} = 20{,}963\ ° \tag{4.91}$$

Průměry roztečných kružnic

$$d_3 = z_3 \cdot m_t = 16 \cdot 2{,}105 = 33{,}684\ mm \tag{4.92}$$

$$d_4 = z_4 \cdot m_t = 79 \cdot 2{,}105 = 166{,}316\ mm \tag{4.93}$$

Průměry hlavových kružnic

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 33{,}684 + 2 \cdot 2 = 37{,}684\ mm \tag{4.94}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 166{,}316 + 2 \cdot 2 = 170{,}316\ mm \tag{4.95}$$

Průměry patních kružnic

$$d_{f3} = d_3 - 2{,}5 \cdot m_n = 33{,}684 - 2{,}5 \cdot 2 = 28{,}684\ mm \tag{4.96}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2{,}5 \cdot m_n = 166{,}316 - 2{,}5 \cdot 2 = 161{,}316\ mm \tag{4.97}$$

Průměry základních kružnic

$$d_{b3} = d_3 \cdot cos\,\alpha_t = 33{,}684 \cdot cos\,20{,}963 = 31{,}455\ mm \tag{4.98}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot cos\,\alpha_t = 166{,}316 \cdot cos\,20{,}963 = 155{,}308\ mm \tag{4.99}$$

Osová vzdálenost soukolí

$$a_{3,4} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{33{,}684 + 166{,}316}{2} = 100\ mm \tag{4.100}$$

Normálová rozteč

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 2 = 6{,}283\ mm \tag{4.101}$$

Čelní rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 2{,}105 = 6{,}613\ mm \tag{4.102}$$

Základní rozteč

$$p_{tb} = p_t \cdot cos\,\alpha_t = 6{,}613 \cdot cos\,20{,}963 = 6{,}175\ mm \tag{4.103}$$

Součinitel trvání záběru ε_α

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{{d_{a3}}^2 - {d_{b4}}^2} + \sqrt{{d_{a4}}^2 - {d_{b4}}^2} - 2 \cdot a_{3,4} \cdot sin\,\alpha_t}{2 \cdot p_{tb}} \\ &= \frac{\sqrt{37{,}684^2 - 31{,}455^2} + \sqrt{170{,}316^2 - 155{,}308^2} - 2 \cdot 100 \cdot sin\,20{,}963}{2 \cdot 6{,}175} \\ &= 1{,}547 \end{aligned} \tag{4.104}$$

Součinitel trvání záběru ε_β

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot tan\,\beta}{p_t} = \frac{30 \cdot tan\,18{,}195}{6{,}613} = 1{,}491 \tag{4.105}$$

Součinitel trvání záběru ε

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1{,}547 + 1{,}491 = 3{,}038 \tag{4.106}$$

Z výpočtu je patrné, že součinitel trvání záběru je téměř celočíselný, tudíž budou v záběru nejméně 3 páry zubů. Z toho vyplývá, že soukolí bude tiché a bude prokazovat plynulejší záběr.

4.4.5.2. Silové poměry

Obvodové síly v čelním soukolí se šikmými zuby

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2000 \cdot M_{k2}}{d_3} = \frac{2000 \cdot 23{,}760}{33{,}684} = 1411\ N \tag{4.107}$$

Radiální síly v čelním soukolí se šikmými zuby

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \cdot \frac{tan\,\alpha_n}{cos\,\beta} = 1411 \cdot \frac{tan\,20}{cos\,18{,}195} = 541\ N \tag{4.108}$$

Radiální síly v čelním soukolí se šikmými zuby

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot tan\,\beta = 1411 \cdot tan\,18{,}195 = 464\ N \tag{4.109}$$

4.4.5.3. Pevnostní kontrola čelního soukolí se šikmými zuby

Z obrázků a tabulek obsažených v publikaci od doc. Bureše [10] jsou hodnoty součinitelů následující: Z_E=190, Z_H=2,35, Z_ε=0,82, K_A=2,25, $K_{H\alpha}$. K_{Hv}=1,2, $K_{H\beta}$=1,5, Z_R=1, S_{Hmin}=1,3, K_{AS}=1,1, $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, $K_{F\alpha}$. K_{Fv}=1,2, Y_{FS1}=4,8 Y_{FS2}=4,28, S_{Fmin}=1,7.

Kontrola tlakového zatížení boku zubu

Aby na bocích zubů nedošlo k tvorbě tzv. pittingů, musí být splněny podmínky ze vztahů (4.51), (4.52), (4.53) a (4.54).

$$\sigma_{HO3} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b \cdot d_3} \cdot \frac{i_{sč1} + 1}{i_{sč1}}} = \\ = 190 \cdot 2{,}35 \cdot 0{,}82 \cdot \sqrt{\frac{1411}{30 \cdot 33{,}684} \cdot \frac{4{,}938 + 1}{4{,}938}} = 474\ MPa \tag{4.110}$$

$$\sigma_{HO4} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t4}}{b \cdot d_4} \cdot \frac{i_{sč1} + 1}{i_{sč1}}} = \\ = 190 \cdot 2{,}35 \cdot 0{,}82 \cdot \sqrt{\frac{1411}{30 \cdot 166{,}316} \cdot \frac{4{,}938 + 1}{4{,}938}} = 214\ MPa \tag{4.111}$$

$$K_{H3} = K_{H4} = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 2{,}25 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}5 = 4{,}05 \tag{4.112}$$

$$\sigma_{HP3} = \sigma_{HP4} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1330 \cdot 1}{1{,}3} = 1023\ MPa \tag{4.113}$$

$$\sigma_{H3} = \sigma_{HO3} \cdot \sqrt{K_{H3}} = 474 \cdot \sqrt{4{,}05} = 954\ MPa \tag{4.114}$$

$$\sigma_{H4} = \sigma_{HO4} \cdot \sqrt{K_{H4}} = 214 \cdot \sqrt{4{,}05} = 431\ MPa \tag{4.115}$$

$\sigma_{H3} < \sigma_{HP3}$, $\sigma_{H4} < \sigma_{HP4}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo.

Kontrola statické únosnosti v dotyku zubů

Pro zamezení trvalé deformace, nebo křehkého lomu povrchové vrstvy boku zubu, způsobené jednorázovým největším zatížením, musí být splněny podmínky ze vztahů (4.61), (4.62) a (4.63).

$$F_{t3.1} = F_{t4.1} = F_{t3} \cdot K_{AS} = 1411 \cdot 1{,}1 = 1552\ N \tag{4.116}$$

$$\sigma_{Hmax3} = \sigma_{HO3} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3.1} \cdot K_{H3}}{F_{t3}}} = 474 \cdot \sqrt{\frac{1552 \cdot 4{,}05}{1411}} = 1001\ MPa \tag{4.117}$$

$$\sigma_{Hmax4} = \sigma_{HO4} \cdot \sqrt{\frac{F_{t4.1} \cdot K_{H4}}{F_{t4}}} = 214 \cdot \sqrt{\frac{1552 \cdot 4{,}05}{1411}} = 452\ MPa \tag{4.118}$$

$$\sigma_{HPmax3} = \sigma_{HPmax4} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600\ MPa \tag{4.119}$$

$\sigma_{Hmax3} < \sigma_{HPmax3}$, $\sigma_{Hmax4} < \sigma_{HPmax4}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo.

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Pro zamezení vzniku únavového lomu v oblasti paty zubu musí být splněny podmínky ze vztahů (4.68), (4.69), (4.70), (4.71) a (4.72).

$$K_{F3} = K_{F4} = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 2{,}25 \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}2 = 4{,}05 \tag{4.120}$$

$$\sigma_{FP3} = \sigma_{FP4} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{740}{1{,}7} = 435\ MPa \tag{4.121}$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1{,}491 \cdot \frac{18{,}195}{120} = 0{,}774 \tag{4.122}$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}547} = 0{,}6464 \tag{4.123}$$

$$\sigma_{F3} = \frac{F_{t3}}{b \cdot m_n} \cdot K_{F3} \cdot Y_{FS3} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{1411}{30 \cdot 2} \cdot 4{,}05 \cdot 4{,}8 \cdot 0{,}774 \cdot 0{,}6464 = 229\ MPa \tag{4.124}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{F_{t4}}{b \cdot m_n} \cdot K_{F4} \cdot Y_{FS4} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{1411}{30 \cdot 2} \cdot 4{,}05 \cdot 4{,}28 \cdot 0{,}774 \cdot 0{,}6464 = 204\ MPa \tag{4.125}$$

$\sigma_{F3} < \sigma_{FP3}$, $\sigma_{F4} < \sigma_{FP4}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo.

Kontrola statické bezpečnosti v ohybu

Pro zamezení trvalé deformace, případně vzniku počátečních trhlin v oblasti paty zubu, nebo křehkého lomu zubu, vlivem jednorázového působení největšího zatížení, musí být splněny podmínky ze vztahů (4.79), (4.80) a (4.81).

$$\sigma_{FSt3} = \sigma_{FSt4} = 2{,}5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2{,}5 \cdot 740 = 1850\ MPa \tag{4.126}$$

$$\sigma_{FPmax3} = \sigma_{FPmax4} = 0{,}8 \cdot \sigma_{FSt3} = 0{,}8 \cdot 1850 = 1480\ MPa \tag{4.127}$$

$$\sigma_{Fmax3} = \sigma_{F3} \cdot \frac{F_{t3.1}}{F_{t3}} = 229 \cdot \frac{1552}{1411} = 252\ MPa \tag{4.128}$$

$$\sigma_{Fmax4} = \sigma_{F4} \cdot \frac{F_{t4.1}}{F_{t4}} = 204 \cdot \frac{1552}{1411} = 225\ MPa \tag{4.129}$$

$\sigma_{Fmax3} < \sigma_{FPmax3}$, $\sigma_{Fmax4} < \sigma_{FPmax4}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo

4.4.6. Návrhový výpočet urychlujícího čelního soukolí se šikmými zuby

Následující soukolí v převodovém ústrojí je urychlující čelní soukolí se šikmými zuby. Soukolí umožňuje přenos vyšších otáček na výstupní hřídel. Díky tomu bude možné pohybovat se zařízením rychleji, čímž dojde ke zvýšení produktivity.

Materiálové vlastnosti tohoto soukolí byly zvoleny vzhledem k namáhání čelního soukolí způsobeném spalovacím motorem a povahou rotavátoru. Byla zvolena ocel 16 526, která se používá pro více namáhaná ozubená kola.

Tab. 4.4 Materiálové vlastnosti urychlujícího čelního soukolí [10]

Urychlující soukolí	
Materiál	16 526 [Označení ČSN]
Tepelné zpracování	Cementováno + kaleno
σ_{Flimb}	740 [MPa]
σ_{Hlim}	1330 [MPa]
R_e nebo $R_{p0,2}$	885 [MPa]
R_m	1130 [MPa]
V_{HV}	650 až 700 [HV 3]
J_{HV}	360 [HV]

4.4.6.1. Geometrie urychlujícího čelního soukolí se šikmými zuby

Minimální normálový modul urychlujícího čelního soukolí se šikmými zuby

Pro soukolí s tvrzenými boky zubů platí tento vztah [8]:

$$m_{nmin} = 1{,}85 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k2} \cdot cos^2\,\beta_k}{z_5^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{Flimb}}} = 1{,}85 \cdot \sqrt[3]{\frac{23{,}760 \cdot 27{,}127}{20^2 \cdot 0{,}6675 \cdot 740000000}} \quad (4.130)$$

$$= 0{,}845\ mm$$

$\psi_d = 0{,}6675$ je zvolený součinitel šířky ozubení vůči střednímu roztečnému průměru a úhel sklonu zubů $\beta = 27{,}127\,°$.

Vzhledem k namáhání a rozměrům převodového ústrojí byl zvolen modul $m_n = 2\ mm$

Přepočet normálového modulu na čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{cos\,\beta} = \frac{2}{cos\,27{,}127} = 2{,}247\ mm \tag{4.131}$$

Kontrola praktického minimálního počtu zubů

$$z_{pmin} = 14 \cdot cos^3\,\beta = 14 \cdot cos^3\,27{,}127 = 9{,}8695 \tag{4.132}$$

Zvolený počet zubů vyhovuje podmínce $z_{pmin} < z_5$.

Přepočet poměru šířky ozubení ke střednímu modulu

$$\psi_m = \psi_d \cdot z_5 = 0{,}6675 \cdot 20 = 13{,}35 \tag{4.133}$$

Šířka ozubení

$$b_{min} = m_n \cdot \psi_m = 2 \cdot 13{,}35 = 26{,}7\ mm \tag{4.134}$$

Šířka ozubení byla zvolena $b = 30\ mm$.

Čelní záběrový úhel

$$\alpha_t = tan^{-1}\frac{tan\,\alpha_n}{cos\,\beta} = tan^{-1}\frac{tan\,20}{cos\,27{,}127} = 22{,}600\,° \tag{4.135}$$

Průměry roztečných kružnic

$$d_5 = z_5 \cdot m_t = 20 \cdot 2{,}247 = 44{,}943\ mm \tag{4.136}$$

$$d_6 = z_6 \cdot m_t = 69 \cdot 2{,}247 = 155{,}057\ mm \tag{4.137}$$

Průměry hlavových kružnic

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot m_n = 44{,}943 + 2 \cdot 2 = 48{,}943\ mm \tag{4.138}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot m_n = 155{,}057 + 2 \cdot 2 = 159{,}057\ mm \tag{4.139}$$

Průměry patních kružnic

$$d_{f5} = d_5 - 2{,}5 \cdot m_n = 44{,}943 - 2{,}5 \cdot 2 = 39{,}943\ mm \tag{4.140}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2{,}5 \cdot m_n = 155{,}057 - 2{,}5 \cdot 2 = 150{,}057\ mm \tag{4.141}$$

Průměry základních kružnic

$$d_{b5} = d_5 \cdot cos\,\alpha_t = 44{,}943 \cdot cos\,22{,}600 = 41{,}492\ mm \tag{4.142}$$

$$d_{b6} = d_6 \cdot cos\,\alpha_t = 155{,}057 \cdot cos\,22{,}600 = 143{,}150\ mm \tag{4.143}$$

Osová vzdálenost soukolí

$$a_{5,6} = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{44{,}943 + 155{,}057}{2} = 100\ mm \tag{4.144}$$

Normálová rozteč

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 2 = 6{,}283\ mm \tag{4.145}$$

Čelní rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 2{,}247 = 7{,}059\ mm \tag{4.146}$$

Základní rozteč

$$p_{tb} = p_t \cdot cos\,\alpha_t = 7{,}059 \cdot cos\,22{,}600 = 6{,}517\ mm \tag{4.147}$$

Součinitel trvání záběru ε_α

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{{d_{a5}}^2 - {d_{b5}}^2} + \sqrt{{d_{a6}}^2 - {d_{b6}}^2} - 2 \cdot a_{5,6} \cdot sin\,\alpha_t}{2 \cdot p_{tb}} \\ &= \frac{\sqrt{44{,}943^2 - 41{,}492^2} + \sqrt{155{,}057^2 - 143{,}150^2} - 2 \cdot 100 \cdot sin\,22{,}600}{2 \cdot 6{,}517} \\ &= 1{,}414 \end{aligned} \tag{4.148}$$

Součinitel trvání záběru ε_β

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot tan\,\beta}{p_t} = \frac{30 \cdot tan\,27{,}127}{7{,}059} = 2{,}177 \tag{4.149}$$

Součinitel trvání záběru ε

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1{,}414 + 2{,}177 = 3{,}591 \tag{4.150}$$

Z výpočtu je patrné, že součinitel trvání záběru je větší než 3,5, tudíž budou v záběru 3 páry zubů po více než 50% doby trvání záběru. Z toho vyplývá, že soukolí bude tiché a bude prokazovat plynulejší záběr, nežli soukolí s přímými zuby.

4.4.6.2. Silové poměry

Obvodové síly v urychlujícím čelním soukolí se šikmými zuby

$$F_{t5} = F_{t6} = \frac{2000 \cdot M_{k2}}{d_5} = \frac{2000 \cdot 23{,}760}{44{,}943} = 1057\ N \tag{4.151}$$

Radiální síly v urychlujícím čelním soukolí se šikmými zuby

$$F_{r5} = F_{r6} = F_{t5} \cdot \frac{tan\,\alpha_n}{cos\,\beta} = 1057 \cdot \frac{tan\,20}{cos\,27{,}127} = 432\ N \tag{4.152}$$

Radiální síly v urychlujícím čelním soukolí se šikmými zuby

$$F_{a5} = F_{a6} = F_{t5} \cdot tan\,\beta = 1057 \cdot tan\,27{,}127 = 542\ N \tag{4.153}$$

4.4.6.3. Pevnostní kontrola urychlujícího čelního soukolí se šikmými zuby

Z obrázků a tabulek obsažených v publikaci od doc. Bureše [10] jsou hodnoty součinitelů následující. Z_E=190, Z_H=2,25, Z_ε=0,84, K_A=2,25, $K_{H\alpha}$. K_{Hv}=1,2, $K_{H\beta}$=1,5, Z_R=1, S_{Hmin}=1,3, K_{AS}=1,1, $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, $K_{F\alpha}$. K_{Fv}=1,2, Y_{FS5}=4,5 Y_{FS6}=4,28, S_{Fmin}=1,7.

Kontrola tlakového zatížení boku zubu

Aby na bocích zubů nedošlo k tvorbě tzv. pittingů, musí být splněny podmínky ze vztahů (4.51), (4.52), (4.53) a (4.54).

$$\sigma_{HO5} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5}}{b \cdot d_5} \cdot \frac{i_{sč2} + 1}{i_{sč2}}} = \\ = 190 \cdot 2{,}25 \cdot 0{,}84 \cdot \sqrt{\frac{1057}{30 \cdot 44{,}493} \cdot \frac{3{,}450 + 1}{3{,}450}} = 363\ MPa \tag{4.154}$$

$$\sigma_{HO6} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t6}}{b \cdot d_6} \cdot \frac{i_{sč2} + 1}{i_{sč2}}} = \\ = 190 \cdot 2{,}35 \cdot 0{,}82 \cdot \sqrt{\frac{1057}{30 \cdot 155{,}057} \cdot \frac{3{,}450 + 1}{3{,}450}} = 195\ MPa \tag{4.155}$$

$$K_{H5} = K_{H6} = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 2{,}25 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}5 = 4{,}05 \tag{4.156}$$

$$\sigma_{HP5} = \sigma_{HP6} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1330 \cdot 1}{1{,}3} = 1023\ MPa \tag{4.157}$$

$$\sigma_{H5} = \sigma_{HO5} \cdot \sqrt{K_{H5}} = 363 \cdot \sqrt{4{,}05} = 731\ MPa \tag{4.158}$$

$$\sigma_{H6} = \sigma_{HO6} \cdot \sqrt{K_{H6}} = 195 \cdot \sqrt{4{,}05} = 393\ MPa \tag{4.159}$$

$\sigma_{H5} < \sigma_{HP5}$, $\sigma_{H6} < \sigma_{HP6}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo.

Kontrola statické únosnosti v dotyku zubů

Pro zamezení trvalé deformace, nebo křehkého lomu povrchové vrstvy boku zubu způsobeného jednorázovým působením největšího zatížení, musí být splněny podmínky ze vztahů (4.61), (4.62) a (4.63).

$$F_{t5.1} = F_{t6.1} = F_{t5} \cdot K_{AS} = 1057 \cdot 1{,}1 = 1163\ N \tag{4.160}$$

$$\sigma_{Hmax5} = \sigma_{HO5} \cdot \sqrt{\frac{F_{t5.1} \cdot K_{H5}}{F_{t5}}} = 363 \cdot \sqrt{\frac{1163 \cdot 4{,}05}{1057}} = 766\ MPa \tag{4.161}$$

$$\sigma_{Hmax6} = \sigma_{HO6} \cdot \sqrt{\frac{F_{t6.1} \cdot K_{H6}}{F_{t6}}} = 195 \cdot \sqrt{\frac{1163 \cdot 4{,}05}{1057}} = 412\ MPa \tag{4.162}$$

$$\sigma_{HPmax5} = \sigma_{HPmax6} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600\ MPa \tag{4.163}$$

$\sigma_{Hmax5} < \sigma_{HPmax5}$, $\sigma_{Hmax6} < \sigma_{HPmax6}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo.

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Pro zamezení vzniku únavového lomu v oblasti paty zubu musí být splněny podmínky ze vztahů (4.68), (4.69), (4.70), (4.71) a (4.72).

$$K_{F5} = K_{F6} = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 2{,}25 \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}2 = 4{,}05 \tag{4.164}$$

$$\sigma_{FP5} = \sigma_{FP6} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{740}{1{,}7} = 435\ MPa \tag{4.165}$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 2{,}177 \cdot \frac{27{,}127}{120} = 0{,}5079 \tag{4.166}$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}414} = 0{,}7072 \tag{4.167}$$

$$\sigma_{F5} = \frac{F_{t5}}{b \cdot m_n} \cdot K_{F5} \cdot Y_{FS5} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{1057}{30 \cdot 2} \cdot 4{,}05 \cdot 4{,}5 \cdot 0{,}5079 \cdot 0{,}7072 = 115\ MPa \tag{4.168}$$

$$\sigma_{F6} = \frac{F_{t6}}{b \cdot m_n} \cdot K_{F6} \cdot Y_{FS6} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{1057}{30 \cdot 2} \cdot 4{,}05 \cdot 4{,}28 \cdot 0{,}5079 \cdot 0{,}7072 = 110\ MPa \tag{4.169}$$

$\sigma_{F5} < \sigma_{FP5}$, $\sigma_{F6} < \sigma_{FP6}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo.

Kontrola statické bezpečnosti v ohybu

Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci, či ke vzniku počátečních trhlin v oblasti paty zubu, nebo ke křehkému lomu zubu, musí být splněny podmínky ze vztahů (4.79), (4.80) a (4.81).

$$\sigma_{FSt5} = \sigma_{FSt6} = 2{,}5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2{,}5 \cdot 740 = 1850\ MPa \tag{4.170}$$

$$\sigma_{FPmax5} = \sigma_{FPmax6} = 0{,}8 \cdot \sigma_{FSt5} = 0{,}8 \cdot 1850 = 1480\ MPa \tag{4.171}$$

$$\sigma_{Fmax5} = \sigma_{F5} \cdot \frac{F_{t5.1}}{F_{t5}} = 115 \cdot \frac{1163}{1057} = 127\ MPa \tag{4.172}$$

$$\sigma_{Fmax6} = \sigma_{F6} \cdot \frac{F_{t6.1}}{F_{t6}} = 110 \cdot \frac{1163}{1057} = 121\ MPa \tag{4.173}$$

$\sigma_{Fmax5} < \sigma_{FPmax5}$, $\sigma_{Fmax6} < \sigma_{FPmax6}$ … podmínka splněna pro pastorek i kolo.

4.4.7. Pevnostní kontrola hřídelů

Jednou z hlavních součástí převodového ústrojí jsou hřídele. Tyto strojní součásti slouží k přenosu kroutícího momentu z jednoho konce na druhý. Na hřídeli jsou umístěna ozubená kola, jejichž síly způsobují namáhání hřídele na ohyb, krut a tah/tlak (který se zanedbává).

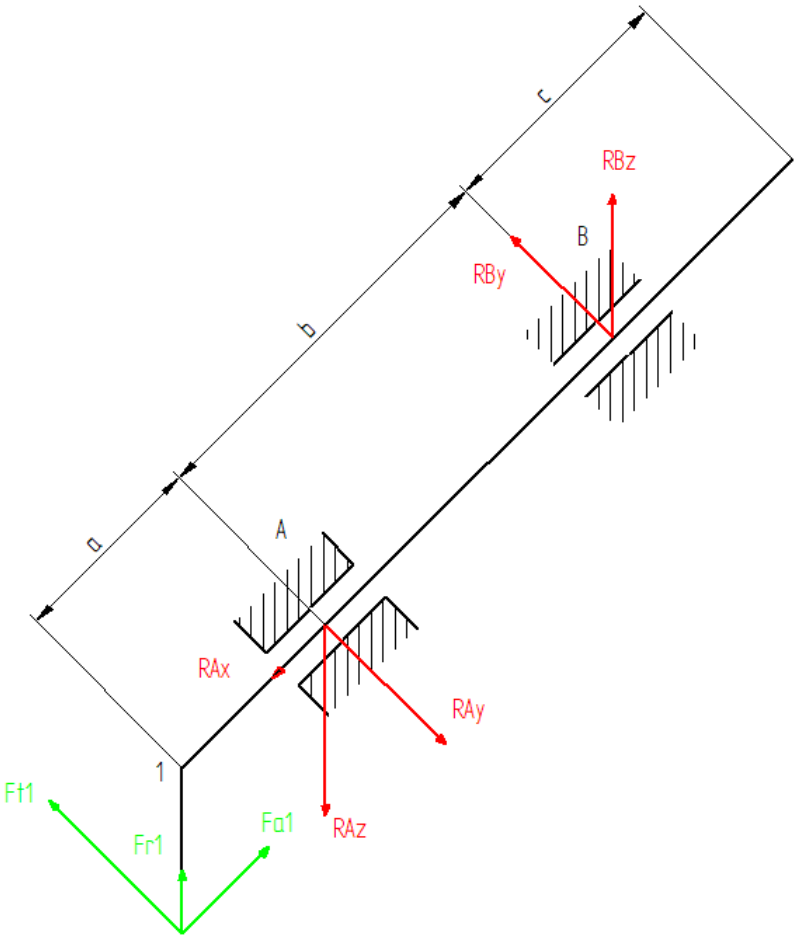
4.4.7.1. Kontrola vstupního hřídele

U tohoto hřídele byl zvolen materiál 16 526 kvůli tomu, že na tomto hřídeli je vyfrézován pastorek kuželového soukolí. Z konstrukčního hlediska byl zvolen minimální průměr hřídele, a ten se následně zkontroluje dle teorie HMH. Požadovaná bezpečnost u hřídelů je zvolena $k_{PV} = 1{,}5$.

Tab. 4.5 Materiálové a konstrukční vlastnosti vstupního hřídele [10]

Vstupní hřídel	
Materiál	16 526 [Označení ČSN]
Tepelné zpracování	Cementováno + kaleno
R_m	1130 [MPa]
R_e nebo $R_{p0,2}$	885 [MPa]
Minimální průměr hřídele d_{min}	14,3 [mm]
Rozměr a	21,6 [mm]
Rozměr b	46,1 [mm]
Rozměr c	30 [mm]

Schéma vstupního hřídele



Obr. 4.2 Schéma vstupního hřídele

Výpočet reakcí

$$R_{Ax} = F_{a1} = 44\ N \tag{4.174}$$

$$R_{Ay} = F_{t1} \cdot \frac{a+b}{b} = 502 \cdot \frac{21{,}6+46{,}1}{46{,}1} = 738\ N \tag{4.175}$$

$$R_{Az} = F_{r1} \cdot \frac{a+b}{b} = 178 \cdot \frac{21{,}6+46{,}1}{46{,}1} = 261\ N \tag{4.176}$$

$$R_{By} = F_{t1} \cdot \frac{a}{b} = 502 \cdot \frac{21{,}6}{46{,}1} = 235\ N \tag{4.177}$$

$$R_{Bz} = F_{r1} \cdot \frac{a}{b} = 187 \cdot \frac{21{,}6}{46{,}1} = 83\ N \tag{4.178}$$

$$R_{Ar} = \sqrt{{R_{Ay}}^2 + {R_{Az}}^2} = \sqrt{738^2 + 261^2} = 783\ N \tag{4.179}$$

$$R_{Br} = \sqrt{{R_{By}}^2 + {R_{Bz}}^2} = \sqrt{235^2 + 83^2} = 250\ N \tag{4.180}$$

Ohybové momenty

$$M_{oAy} = F_{t1} \cdot a = 502 \cdot \frac{21,6}{1000} = 10,8\ Nm \tag{4.181}$$

$$M_{oAz} = F_{r1} \cdot a = 178 \cdot \frac{21,6}{1000} = 3,8\ Nm \tag{4.182}$$

$$M_{oBy} = 0\ Nm \tag{4.183}$$

$$M_{oBz} = 0\ Nm \tag{4.184}$$

$$M_{oA} = \sqrt{{M_{oAy}}^2 + {M_{oAz}}^2} = \sqrt{10,8^2 + 3,8^2} = 11,4\ Nm \tag{4.185}$$

$$M_{oB} = 0\ Nm \tag{4.186}$$

Výpočet bezpečnosti statického krutu

Napětí na mezi kluzu v krutu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\tau_{kk} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{885}{\sqrt{3}} = 511\ MPa \tag{4.187}$$

Napětí v krutu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot {d_{min}}^3} = \frac{16 \cdot 5,82}{\pi \cdot 0,0143^3} = 10,1\ MPa \tag{4.188}$$

Bezpečnost vůči statickému krutu je poté:

$$k_\tau = \frac{\tau_{kk}}{\tau_k} = \frac{511}{10,1} = 50,6 \tag{4.189}$$

Výpočet bezpečnosti střídavého ohybu

Mez únavy v ohybu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\sigma_{co}{}^* = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 1130 = 485,9\ MPa \tag{4.190}$$

Napětí v ohybu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot {d_{min}}^3} = \frac{32 \cdot 11,4}{\pi \cdot 0,0143^3} = 40\ MPa \tag{4.191}$$

Bezpečnost vůči střídavému ohybu se vypočte následovně:

$$k_\sigma = \frac{{\sigma_{co}}^*}{\sigma_o} = \frac{485{,}9}{40} = 12{,}1 \tag{4.192}$$

Celková bezpečnost hřídele v nejvíce namáhaném místě

$$k_C = \sqrt{\frac{{k_\sigma}^2 \cdot {k_\tau}^2}{{k_\sigma}^2 + {k_\tau}^2}} = \sqrt{\frac{12{,}1^2 \cdot 50{,}6^2}{12{,}1^2 + 50{,}6^2}} = 11{,}78 \tag{4.193}$$

Hřídel vyhovuje požadované bezpečnosti $k_{PV} = 1{,}5$.

4.4.7.2. Kontrola předlohového hřídele

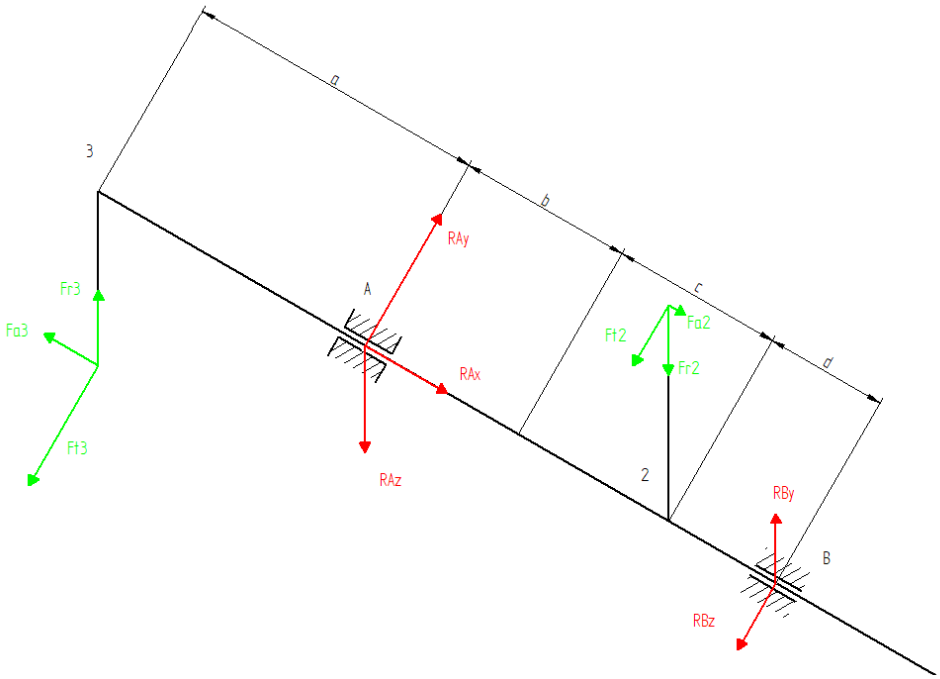
U tohoto hřídele byl zvolen materiál 12 050 kvůli tomu, že tento hřídel je složen ze 2 částí a je netradičně konstruován. Z konstrukčního hlediska byl zvolen vnitřní i vnější průměr hřídele, přičemž se tyto průměry následně zkontrolují dle teorie HMH. Požadovaná bezpečnost u hřídelů je zvolena $k_{PP} = 1{,}5$.

Tab. 4.6 Materiálové vlastnosti předlohového hřídele [6]

Předlohový hřídel	
Materiál	12 050 [Označení ČSN]
Tepelné zpracování	Žádné
R_e nebo $R_{p0,2}$	325 [MPa]
Vnější průměr hřídele	20 [mm]
Vnitřní průměr hřídele	13 [mm]
Rozměr a	38,6 [mm]
Rozměr b	33,68 [mm]
Rozměr c	23,24 [mm]
Rozměr d	33,68 [mm]
Rozměr e	38,6 [mm]

Schéma předlohového hřídele

Výpočet bezpečnosti se provede pro největší namáhání hřídele, tudíž při zařazení dopředné rychlosti a zařazení 1. rychlostního stupně.



Obr. 4.3 Schéma předlohového hřídele

Výpočet reakcí

$$R_{Ax} = F_{a3} - F_{a2} = 464 - 178 = 286\ N \tag{4.194}$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{t2} \cdot d + F_{t3} \cdot (a + b + c + d)}{b + c + d} = \\ = \frac{502 \cdot 33{,}68 + 1411 \cdot (38{,}6 + 33{,}68 + 23{,}24 + 33{,}68)}{33{,}68 + 23{,}24 + 33{,}68} = 2199\ N \tag{4.195}$$

$$R_{Az} = \frac{-F_{r2} \cdot d + F_{r3} \cdot (a + b + c + d)}{b + c + d} = \\ = \frac{-44 \cdot 33{,}68 + 541 \cdot (38{,}6 + 33{,}68 + 23{,}24 + 33{,}68)}{33{,}68 + 23{,}24 + 33{,}68} = 755\ N \tag{4.196}$$

$$R_{By} = R_{Ay} - F_{t3} - F_{t2} = 2199 - 1411 - 502 = 286\ N \tag{4.197}$$

$$R_{Bz} = R_{Az} - F_{r3} + F_{r2} = 755 - 541 - 44 = 203\ N \tag{4.198}$$

$$R_{Ar} = \sqrt{{R_{Ay}}^2 + {R_{Az}}^2} = \sqrt{2199^2 + 788^2} = 2336\ N \tag{4.199}$$

$$R_{Br} = \sqrt{{R_{By}}^2 + {R_{Bz}}^2} = \sqrt{282^2 + 203^2} = 351\ N \tag{4.200}$$

Ohybové momenty

$$M_{oAy} = F_{t3} \cdot a = 1411 \cdot \frac{38,6}{1000} = 54,5\ Nm \tag{4.201}$$

$$M_{oAz} = F_{r3} \cdot a = 541 \cdot \frac{38,6}{1000} = 20,9\ Nm \tag{4.202}$$

$$M_{o2y} = R_{By} \cdot d = 286 \cdot \frac{33,68}{1000} = 9,6\ Nm \tag{4.203}$$

$$M_{o2z} = R_{Bz} \cdot d = 203 \cdot \frac{33,68}{1000} = 6,8\ Nm \tag{4.204}$$

$$M_{oA} = \sqrt{{M_{oAy}}^2 + {M_{oAz}}^2} = \sqrt{54,5^2 + 20,9^2} = 58,4\ Nm \tag{4.205}$$

$$M_{o2} = \sqrt{{M_{o2y}}^2 + {M_{o2z}}^2} = \sqrt{9,6^2 + 6,8^2} = 11,8\ Nm \tag{4.206}$$

Výpočet bezpečnosti statického krutu

Napětí na mezi kluzu v krutu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\tau_{kk} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{325}{\sqrt{3}} = 187\ MPa \tag{4.207}$$

Napětí v krutu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot {d_{in}}^3} = \frac{16 \cdot 23,760}{\pi \cdot 0,013^3} = 55\ MPa \tag{4.208}$$

Bezpečnost vůči statickému krutu je poté:

$$k_\tau = \frac{\tau_{kk}}{\tau_k} = \frac{187}{55} = 3,4 \tag{4.209}$$

Výpočet bezpečnosti střídavého ohybu

Mez únavy v ohybu se vypočte z následujícího vztahu:

$${\sigma_{co}}^* = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 325 = 140\ MPa \tag{4.210}$$

Napětí v ohybu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot {d_{min}}^3} = \frac{32 \cdot 58,4}{\pi \cdot 0,02^3} = 74\ MPa \tag{4.211}$$

Poté bezpečnost vůči střídavému ohybu se vypočte následovně:

$$k_\sigma = \frac{{\sigma_{co}}^*}{\sigma_o} = \frac{140}{74} = 1{,}89 \tag{4.212}$$

Celková bezpečnost hřídele v nejvíce namáhaném místě

$$k_C = \sqrt{\frac{{k_\sigma}^2 \cdot {k_\tau}^2}{{k_\sigma}^2 + {k_\tau}^2}} = \sqrt{\frac{1{,}89^2 \cdot 3{,}4^2}{1{,}89^2 + 3{,}4^2}} = 1{,}65 \tag{4.213}$$

Hřídel vyhovuje požadované bezpečnosti $k_{PP} = 1{,}5$.

Porovnání sil a bezpečností při všech zařazených stupních

Tab. 4.7 Síly a bezpečnosti v celém převodovém ústrojí

	První stupeň Dopředná rychlost	**První stupeň Zpáteční rychlost**	**Druhý stupeň Dopředná rychlost**	**Druhý stupeň Zpáteční rychlost**
Maximální radiální síla [N]	2324	2443	1916	1546
Maximální axiální síla [N]	507	420	585	498
Celková bezpečnost [-]	1,55	1,55	1,82	1,82

4.4.7.3. Kontrola výstupního hřídele

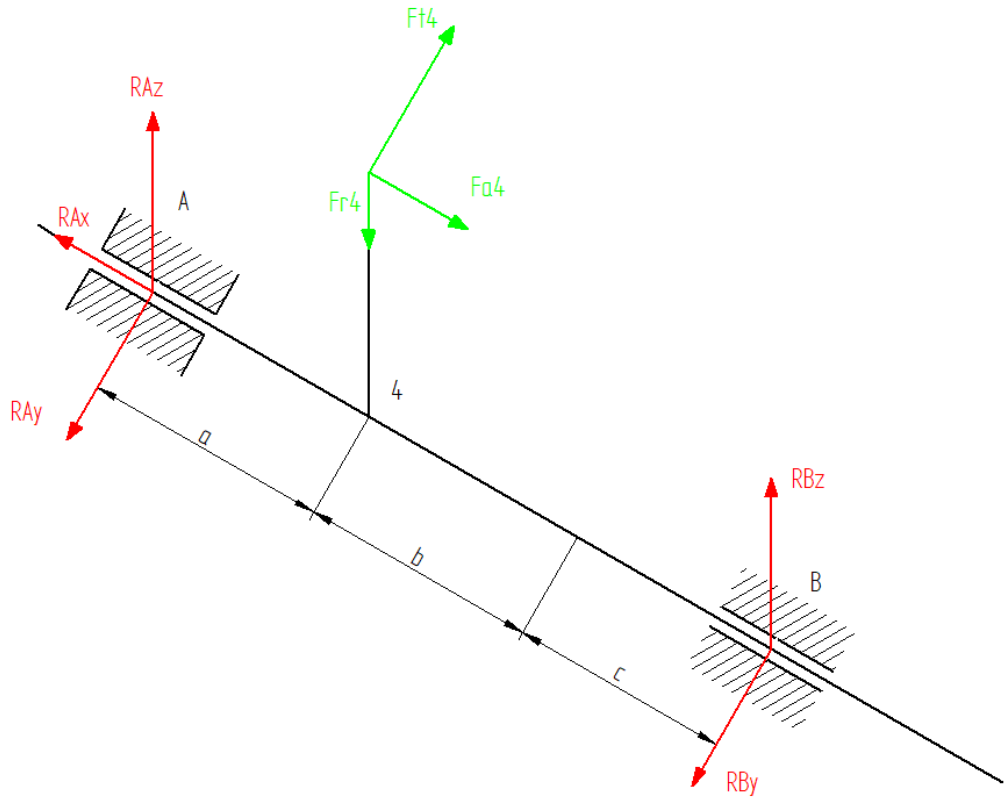
U tohoto hřídele byl zvolen materiál 11 523, jelikož tento hřídel je méně namáhán. Z konstrukčního hlediska byl zvolen minimální průměr hřídele, jenž se následně zkontroluje dle teorie HMH. Požadovaná bezpečnost u hřídelů je zvolena $k_{PP} = 1{,}5$.

Tab. 4.8 Materiálové vlastnosti předlohového hřídele [6]

Výstupní hřídel	
Materiál	11 523 [Označení ČSN]
Tepelné zpracování	Žádné
R_e nebo $R_{p0,2}$	260 [MPa]
Minimální průměr hřídele d_{min}	50 [mm]
Rozměr a	36 [mm]
Rozměr b	180 [mm]
Rozměr c	36 [mm]

Schéma výstupního hřídele

Výpočet pro bezpečnost se provede pro největší namáhání hřídele, tedy při zařazení dopředné rychlosti a zařazení 1. rychlostního stupně.



Obr. 4.4 Schéma výstupního hřídele

Výpočet reakcí

$$R_{Ax} = F_{a4} = 464\ N \tag{4.214}$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{t4} \cdot (b + a)}{a + b + c} = \frac{1411 \cdot (180 + 36)}{36 + 180 + 36} = 1209\ N \tag{4.215}$$

$$R_{Az} = \frac{F_{r4} \cdot (b + a)}{a + b + c} = \frac{541 \cdot (180 + 36)}{36 + 180 + 36} = 464\ N \tag{4.216}$$

$$R_{By} = F_{t4} - R_{Ay} = 1411 - 1209 = 202\ N \tag{4.217}$$

$$R_{Bz} = F_{r4} - R_{Az} = 541 - 464 = 77\ N \tag{4.218}$$

$$R_{Ar} = \sqrt{{R_{Ay}}^2 + {R_{Az}}^2} = \sqrt{1209^2 + 464^2} = 1295\ N \tag{4.219}$$

$$R_{Br} = \sqrt{{R_{By}}^2 + {R_{Bz}}^2} = \sqrt{202^2 + 77^2} = 216\ N \tag{4.220}$$

Ohybové momenty

$$M_{o4y} = R_{Ay} \cdot a = 1209 \cdot \frac{36}{1000} = 43{,}5\ Nm \tag{4.221}$$

$$M_{o4z} = R_{Az} \cdot a = 464 \cdot \frac{36}{1000} = 16{,}7\ Nm \tag{4.222}$$

$$M_{o4} = \sqrt{{M_{o4y}}^2 + {M_{o4z}}^2} = \sqrt{43{,}5^2 + 16{,}7^2} = 46{,}6\ Nm \tag{4.223}$$

Výpočet bezpečnosti statického krutu

Napětí na mezi kluzu v krutu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\tau_{kk} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{260}{\sqrt{3}} = 150\ MPa \tag{4.224}$$

Napětí v krutu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot {d_{min}}^3} = \frac{16 \cdot 117{,}33}{\pi \cdot 0{,}05^3} = 5\ MPa \tag{4.225}$$

Bezpečnost vůči statickému krutu je:

$$k_\tau = \frac{\tau_{kk}}{\tau_k} = \frac{150}{5} = 30 \tag{4.226}$$

Výpočet bezpečnosti střídavého ohybu

Mez únavy v ohybu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\sigma_{co}{}^{*} = 0{,}43 \cdot R_m = 0{,}43 \cdot 260 = 112\ MPa \tag{4.227}$$

Napětí v ohybu se vypočte z následujícího vztahu:

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot d_{min}{}^{3}} = \frac{32 \cdot 46{,}6}{\pi \cdot 0{,}05^3} = 4\ MPa \tag{4.228}$$

Bezpečnost vůči střídavému ohybu se vypočte následovně:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}{}^{*}}{\sigma_o} = \frac{112}{4} = 28 \tag{4.229}$$

Celková bezpečnost hřídele v nejvíce namáhaném místě

$$k_C = \sqrt{\frac{k_\sigma{}^{2} \cdot k_\tau{}^{2}}{k_\sigma{}^{2} + k_\tau{}^{2}}} = \sqrt{\frac{28^2 \cdot 30^2}{28^2 + 30^2}} = 20{,}47 \tag{4.230}$$

Hřídel vyhovuje požadované bezpečnosti $k_{PP} = 1{,}5$.

4.4.8. Návrh ložisek

Pro uložení převodového ústrojí do převodové skříně je nutné snížit tření mezi převodovou skříní a hřídelí. Pro tento účel slouží ložiska, u kterých se výpočtem kontroluje požadovaná životnost. Tato životnost byla zvolena $L_P = 20000\ h$.

4.4.8.1. Ložiska vstupního hřídele

Tab. 4.9 Vlastnosti ložiska vstupního hřídele [9]

Ložisko vstupního hřídele	
Výrobce	SKF
Typ ložiska	Kuželíkové
Ložisko	30202
Základní dynamická únosnost C	18,5 [kN]
Základní statická únosnost C_0	14,6 [kN]
Součinitel e	0,35
Součinitel Y	1,7
Součinitel Y_0	0,9

Maximální radiální síla vstupního hřídele

$$F_R = R_{Ar} = 783\ N \tag{4.231}$$

Maximální axiální síla vstupního hřídele

$$F_A = R_{Ax} = 44\ N \tag{4.232}$$

Poměr axiální a radiální síly

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{44}{783} = 0{,}056 \tag{4.233}$$

Tento poměr je menší, nežli koeficient e, proto se ekvivalentní dynamické zatížení ložiska vypočte podle následujícího vztahu:

$$P = F_R = 783\ N \tag{4.234}$$

Základní trvanlivost ložiska

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 3600} \cdot \left(\frac{18500}{783}\right)^{\frac{10}{3}} = 175528\ h \tag{4.235}$$

$L_h > L_P \ldots$ podmínka je splněna pro vstupní hřídel.

4.4.8.2. Ložiska předlohového hřídele

Tab. 4.10 Vlastnosti ložiska předlohového hřídele [9]

Ložisko předlohového hřídele	
Výrobce	SKF
Typ ložiska	Kuličkové radiální
Ložisko	6306 – 2RS1
Základní dynamická únosnost C	29,6 [kN]
Základní statická únosnost C_0	16 [kN]

Maximální radiální síla předlohového hřídele

Tato síla odpovídá zařazenému prvnímu stupni a zpáteční rychlosti:

$$F_R = R_{Ar} = 2443\ N \tag{4.236}$$

Maximální axiální síla vstupního hřídele

Síla níže odpovídá axiální síle působící při zařazeném druhém stupni a dopředné rychlosti:

$$F_A = R_{Ax} = 585\ N \tag{4.237}$$

Poměr axiální síly a základní statické únosnosti

$$\frac{F_A}{C_0} = \frac{585}{16000} = 0{,}037 \tag{4.238}$$

Pro normální radiální vůli tohoto poměru odpovídají následující koeficienty: $e = 0{,}24$, $X = 0{,}56$, $Y = 1{,}8$.

Poměr axiální a radiální síly

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{585}{2443} = 0{,}239 \tag{4.239}$$

Tento poměr je menší nežli koeficient e, proto se ekvivalentní dynamické zatížení ložiska vypočte podle následujícího vztahu:

$$P = F = \sqrt{{F_R}^2 + {F_A}^2} = \sqrt{2443^2 + 585^2} = 2512\ N \tag{4.240}$$

Základní trvanlivost ložiska

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 884{,}22} \cdot \left(\frac{29600}{2512}\right)^3 = 30826\ h \tag{4.241}$$

$L_h > L_P \ldots$ podmínka je splněna pro předlohový hřídel.

4.4.8.3. Ložiska výstupního hřídele

Tab. 4.11 Vlastnosti ložiska výstupního hřídele [9]

Ložisko výstupního hřídele	
Výrobce	SKF
Typ ložiska	Kuličkové radiální
Ložisko	6212 – 2RS1
Základní dynamická únosnost C	55,3 [kN]
Základní statická únosnost C_0	36 [kN]

Maximální radiální síla předlohového hřídele

Tato síla odpovídá zařazenému prvnímu stupni a dopředné rychlosti:

$$F_R = R_{Ar} = 1295\ N \tag{4.242}$$

Maximální axiální síla vstupního hřídele

Tato síla odpovídá axiální síle působící při zařazeném druhém stupni a dopředné rychlosti:

$$F_A = R_{Ax} = 542\ N \tag{4.243}$$

Poměr axiální síly a základní statické únosnosti

$$\frac{F_A}{C_0} = \frac{542}{36000} = 0{,}015 \tag{4.244}$$

Pro normální radiální vůli tohoto poměru odpovídají následující koeficienty: $e = 0{,}22$, $X = 0{,}56$, $Y = 2$.

Poměr axiální a radiální síly

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{542}{1295} = 0{,}42 \tag{4.245}$$

Tento poměr je menší nežli koeficient e, proto se ekvivalentní dynamické zatížení ložiska vypočte podle následujícího vztahu:

$$P = F = \sqrt{{F_R}^2 + {F_A}^2} = \sqrt{1295^2 + 542^2} = 1404\ N \tag{4.246}$$

Základní trvanlivost ložiska

Pro tento výpočet jsou použity redukované otáčky z důvodů nižší vypočítané trvanlivosti.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_{3r}} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 256{,}30} \cdot \left(\frac{55300}{1404}\right)^3 = 3976761\ h \tag{4.247}$$

$L_h > L_P \ldots$ podmínka je splněna pro výstupní hřídel.

4.4.9. Kontrola spojů hřídelů a kol

Pro připojení součástí uvnitř i vně převodového ústrojí je nutné použít různé hřídelové spoje. Jedná se o spojení perem a kuželový svěrný spoj. Tyto spoje se kontrolují na dovolený tlak ve stykové ploše.

4.4.9.1. Vstupní hřídel

Pro spojení rozběhové spojky ke vstupnímu hřídeli je použit kuželový svěrný spoj [7]. Byly zvoleny následující parametry hřídele v místě spojení $d_i = 13\ mm$, $d_o = 15\ mm$, $l = 20\ mm$. Pro ocelový náboj je součinitel smykového tření $f = 0{,}15$ a bezpečnost přenosu momentu $k_w = 1{,}2$. Spoj je přitlačen maticí M10 s nákružkem o rozměru $D_O = 22\ mm$. Pro závit M10 jsou hodnoty středního průměru závitu $d_2 = 9{,}026\ mm$, stoupání $P = 1{,}5\ mm$ a průměru zahloubení $d_z = 13\ mm$. Součinitel tření v závitu, mezi maticí a nábojem $f_p = 0{,}18$.

Střední průměr kužele:

$$d_s = \frac{d_i + d_o}{2} = \frac{13 + 15}{2} = 14\ mm \tag{4.248}$$

Poloviční vrcholový úhel kužele:

$$\delta = arctan\frac{d_o - d_i}{2 \cdot l} = arctan\frac{15 - 13}{2 \cdot 20} = 2{,}862\ ° \tag{4.249}$$

Minimální tlak ve styčné ploše spoje:

$$p_{min} = \frac{2 \cdot k_w \cdot M_{k1} \cdot cos\ \delta}{\pi \cdot f \cdot l \cdot {d_s}^2} = \frac{2 \cdot 1{,}2 \cdot 5{,}84 \cdot cos\ 2{,}862}{\pi \cdot 0{,}15 \cdot 20 \cdot 14^2} = 7{,}58\ MPa \tag{4.250}$$

Montážní síla vytvářející sevření hřídele a náboje:

$$\begin{aligned} F_Q = F_M &= \pi \cdot p_{min} \cdot l \cdot d_s \cdot (f + \tan\delta) = \\ &= \pi \cdot 7{,}58 \cdot 20 \cdot 14 \cdot (0{,}15 + \tan 2{,}862) = 1334\ N \end{aligned} \tag{4.251}$$

Třecí roztečný průměr:

$$D_p = \frac{d_z + D_O}{2} = \frac{11 + 22}{2} = 16{,}5\ mm \tag{4.252}$$

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = arctan\frac{P}{\pi \cdot d_2} = arctan\frac{1{,}5}{\pi \cdot 9{,}026} = 3{,}028\ ° \tag{4.253}$$

Třecí úhel v závitu:

$$\varphi' = arctan\frac{f_p}{cos\left(\frac{60°}{2}\right)} = arctan\frac{0{,}18}{cos\left(\frac{60°}{2}\right)} = 11{,}742\ ° \tag{4.254}$$

Utahovací moment nutný pro vyvození montážní síly:

$$\begin{aligned} M_u &= \frac{F_Q}{2} \cdot \left(d_2\, tan(\gamma + \varphi') + f_p \cdot D_p\right) = \\ &= \frac{1334}{2} \cdot (9{,}026\, tan(3{,}028 + 11{,}742) + 0{,}18 \cdot 16{,}5) = 3{,}6\ Nm \end{aligned} \tag{4.255}$$

4.4.9.2. Spoj selektoru a kuželového kola

Pro spojení selektoru rychlosti s předlohovým hřídelem je použito pero 10 x 8 dle normy ČSN 02 2562 [5] pro průměr hřídele v místě spojení $d = 35\ mm$. Pro posuvný ocelový náboj je dovolený tlak $p_D = 80\ MPa$. Minimální délka pera se vypočítá z následujícího vztahu:

$$l_{min} \geq \frac{4000 \cdot M_{k2}}{p_D \cdot h \cdot d} = \frac{4000 \cdot 23{,}76}{80 \cdot 8 \cdot 35} = 4{,}243\ mm \tag{4.256}$$

Je nutné také dodržet následující vztah pro účinnou délku pera:

$$l_{pmax} \leq 1{,}2 \cdot d = 1{,}2 \cdot 35 = 42\ mm \tag{4.257}$$

Zvolena byla účinná délka pera $l_p = 14\ mm$, neboť šířka zubové spojky, která přenáší kroutící moment je $14\ mm$.

Tlak ve styčné ploše spoje se vypočítá následovně:

$$p = \frac{4000 \cdot M_{k2}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4000 \cdot 23{,}76}{8 \cdot 35 \cdot 14} = 24{,}24\ MPa \tag{4.258}$$

Podmínka $p_D \geq p$ je splněna, tudíž tento spoj vyhovuje.

4.4.9.3. Spoj dutého hřídele s vnitřním hřídelem v předlohové části

Pro spojení dutého hřídele s vnitřním hřídelem je použito rovnoboké drážkování dle normy ČSN 01 4940 [5]. Byla zvolena střední řada o rozměrech 8 x 13 x 16. Pro tuto řadu je účinná plocha všech drážek na jednotku délky náboje $f' = 4\ mm^2$. Pro posuvný náboj a pro posuvnost bez zatížení je dovolený tlak pro proměnlivé zatížení a netvrzené boky zubů následující: $p_D = \ 20\ MPa$. Délka dutého hřídele byla zvolena $l = 210\ mm$.

Tlak ve styčné ploše spoje se vypočítá následovně:

$$p = \frac{4000 \cdot M_{k2}}{(D + d) \cdot l \cdot f'} = \frac{4000 \cdot 23{,}76}{(16 + 13) \cdot 210 \cdot 4} = 3{,}90\ MPa \tag{4.259}$$

Podmínka $p_D \geq p$ je splněna, tudíž tento spoj vyhovuje.

4.4.9.4. Spoj ozubených kol a výstupního hřídele

Pro spojení ozubených kol s výstupním hřídelem je použito pero 18 x 11 dle normy ČSN 02 2562 [5] pro průměr hřídele v místě spojení $d = 60\ mm$. Pro neposuvný ocelový náboj je dovolený tlak $p_D = 120\ MPa$. Výpočet bude proveden pro vyšší z obou kroutících momentů. Minimální délka pera se vypočítá z následujícího vztahu:

$$l_{min} \geq \frac{4000 \cdot M_{k3}}{p_D \cdot h \cdot d} = \frac{4000 \cdot 117{,}33}{120 \cdot 11 \cdot 60} = 5{,}926\ mm \tag{4.260}$$

Je nutné také dodržet následující vztah pro účinnou délku pera:

$$l_{pmax} \leq 1{,}2 \cdot d = 1{,}2 \cdot 60 = 72\ mm \tag{4.261}$$

Zvolena byla účinná délka pera $l_p = 30\ mm$, neboť šířka ozubeného kola, která přenáší kroutící moment je 30 mm.

Tlak ve styčné ploše spoje se vypočítá následovně:

$$p = \frac{4000 \cdot M_{k3}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4000 \cdot 117{,}33}{11 \cdot 60 \cdot 30} = 23{,}70\ MPa \tag{4.262}$$

Podmínka $p_D \geq p$ je splněna, tudíž tento spoj vyhovuje.

4.4.9.5. Spoj výstupního hřídele

Pro spojení výstupního zařízení s výstupním hřídelem je použito pero 14 x 9 dle normy ČSN 02 2562 [5] pro průměr hřídele v místě spojení $d = 50\ mm$. Pro neposuvný ocelový náboj je dovolený tlak $p_D = 120\ MPa$. Výpočet bude proveden pro vyšší z obou kroutících momentů. Minimální délka pera se vypočítá z následujícího vztahu:

$$l_{min} \geq \frac{4000 \cdot M_{k3}}{p_D \cdot h \cdot d} = \frac{4000 \cdot 117{,}33}{120 \cdot 9 \cdot 50} = 8{,}69\ mm \tag{4.263}$$

Je nutné také dodržet následující vztah pro účinnou délku pera:

$$l_{pmax} \leq 1{,}2 \cdot d = 1{,}2 \cdot 50 = 60\ mm \tag{4.264}$$

Zvolena byla účinná délka pera $l_p = 31\ mm$.

Tlak ve styčné ploše spoje se vypočítá následovně:

$$p = \frac{4000 \cdot M_{k3}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4000 \cdot 117{,}33}{9 \cdot 50 \cdot 31} = 33{,}64\ MPa \tag{4.265}$$

Podmínka $p_D \geq p$ je splněna, tudíž tento spoj vyhovuje.

4.4.9.6. Kontrola zubové spojky kuželových kol

Pro změnu smyslu otáčení výstupního hřídele je nutné měnit to, jaké kuželové ozubené kolo bude v záběru se vstupním hřídelem. Pro tento účel je mezi těmito koly umístěna čelní zubová spojka. Tato spojka umožňuje přenos kroutícího momentu pomocí tvarového styku. Pro tyto spojky se provádí kontrola na otlačení boků zubů a na střih zubů [8]. Pro výpočet je uvažován dovolený tlak $p_D = 30\ MPa$ a dovolené napětí ve smyku $\tau_D = 80\ MPa$ (pro ocel 11 600) [6].

Pro výpočet jsou použity rozměry z 3D modelu, a to styková plocha jednoho zubu $S_{Styk1} = 52{,}21\ mm^2$, plocha jednoho zubu namáhaná na smyk $S_{Smyk1} = 65{,}09\ mm^2$, průměr, na kterém působí síla $d_F = 57\ mm$ a počet zubů $i = 6$.

Pro tlak ve stykové ploše platí následující vztah:

$$p = \frac{2000 \cdot M_{k2}}{d_F \cdot S_{Styk1} \cdot i} = \frac{2000 \cdot 23{,}76}{57 \cdot 52{,}21 \cdot 6} = 2{,}66\ MPa \tag{4.266}$$

Podmínka $p_D \geq p$ je splněna.

Pro smykové namáhání platí následující vztah:

$$\tau_S = \frac{2000 \cdot M_{k2}}{d_F \cdot S_{Smyk1} \cdot i} = \frac{2000 \cdot 23{,}76}{57 \cdot 65{,}09 \cdot 6} = 2{,}13\ MPa \tag{4.267}$$

Podmínka $\tau_D \geq \tau_S$ je splněna.

4.4.9.7. Kontrola zubové spojky prvního a druhého stupně

Pro změnu otáček výstupního hřídele je nutné měnit to, jaké čelní šikmé ozubené kolo bude v záběru s předlohovým hřídelem. Pro tento účel je mezi těmito koly umístěna zubová spojka. Tato spojka umožňuje přenos kroutícího momentu pomocí tvarového styku. Pro tyto spojky se provádí kontrola na otlačení boků zubů a na střih zubů [7]. Pro výpočet je uvažován dovolený tlak $p_D = 30\ MPa$ a dovolené napětí ve smyku $\tau_D = 80\ MPa$ (pro ocel 11 600) [6].

Pro výpočet jsou použity rozměry z 3D modelu, takže styková plocha jednoho zubu $S_{Styk1} = 16{,}79\ mm^2$, plocha jednoho zubu namáhaná na smyk $S_{Smyk1} = 21{,}86\ mm^2$, průměr, na kterém působí síla $d_F = 22{,}5\ mm$ a počet zubů $i = 6$.

Pro tlak ve stykové ploše platí následující vztah:

$$p = \frac{2000 \cdot M_{k2}}{d_F \cdot S_{Styk1} \cdot i} = \frac{2000 \cdot 23{,}76}{22{,}5 \cdot 16{,}79 \cdot 6} = 20{,}96\ MPa \tag{4.268}$$

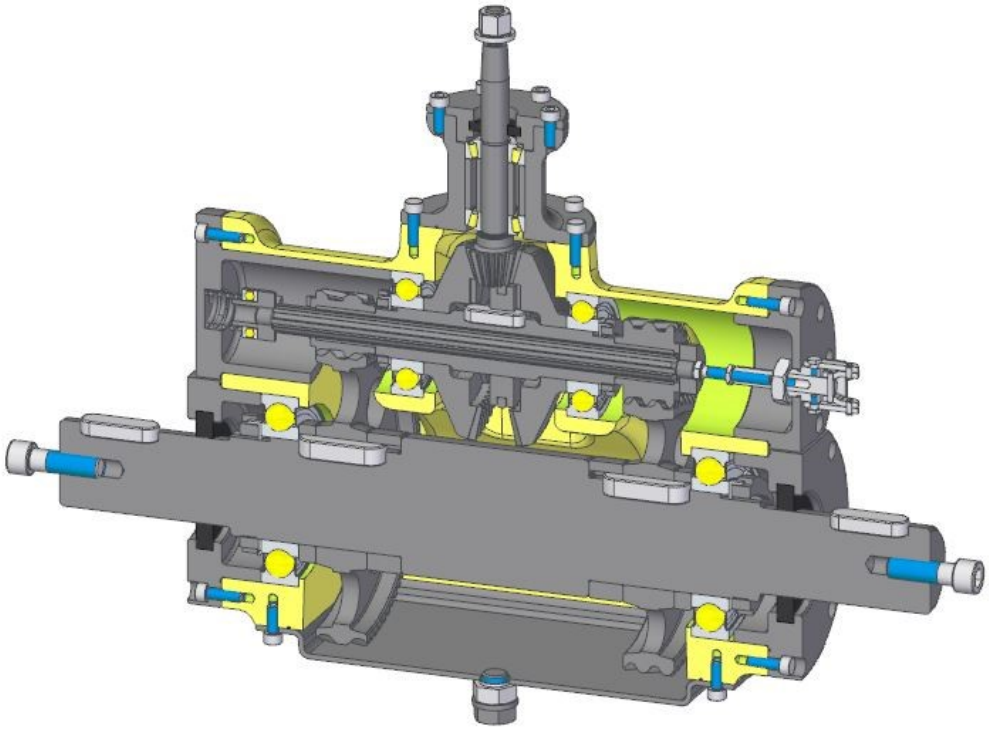
Podmínka $p_D \geq p$ je splněna.

Pro smykové namáhání platí následující vztah:

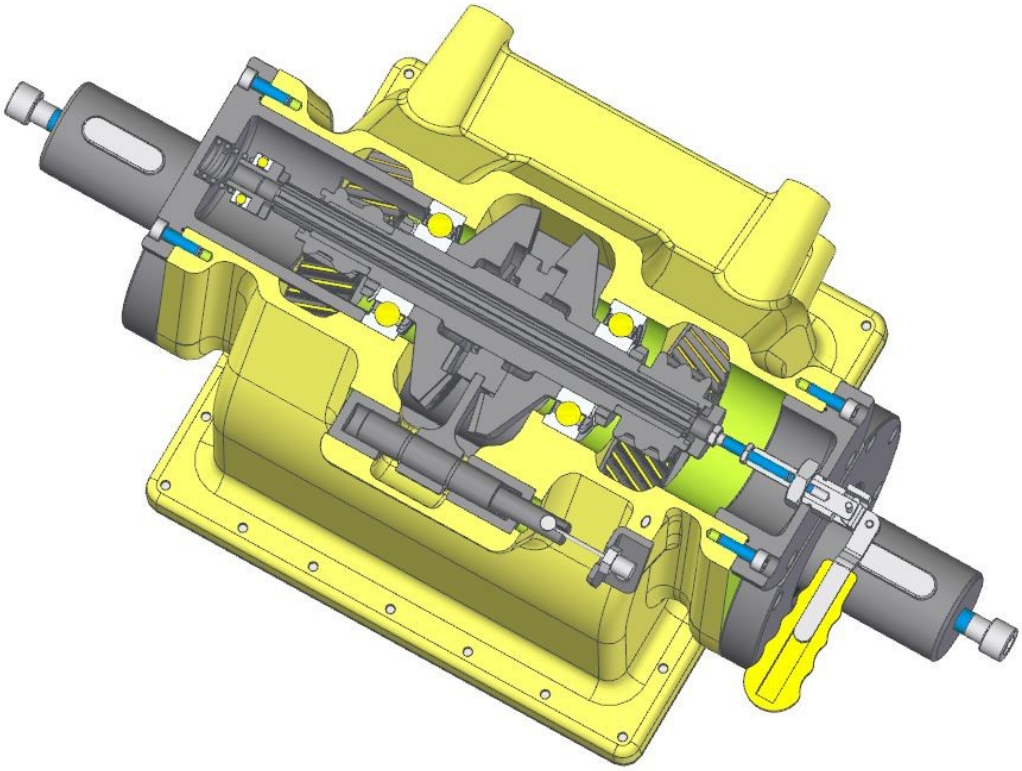
$$\tau_S = \frac{2000 \cdot M_{k2}}{d_F \cdot S_{Smyk1} \cdot i} = \frac{2000 \cdot 23{,}76}{22{,}5 \cdot 21{,}86 \cdot 6} = 16{,}10\ MPa \tag{4.269}$$

Podmínka $\tau_D \geq \tau_S$ je splněna.

4.4.10. 3D model převodového ústrojí



Obr. 4.5 3D model převodového ústrojí detail 1



Obr. 4.6 3D model převodového ústrojí detail 2

5. Ekonomické zhodnocení

V následující části práce dojde ke zhodnocení ekonomického hlediska převodového ústrojí rotačního kypřiče. Cílem je co nejpřesněji odhadnout pořizovací cenu tohoto zařízení. Tabulka je rozdělena na nakupované (normalizované) a vyráběné (nenormalizované) součásti. V ceně vyráběných součástí je zahrnut materiál, výrobní čas, tepelné zpracování a povrchové úpravy. Cenová nabídka nenormalizovaných součástí je vytvořena firmou JIZERSKOHORSKÁ STROJÍRNA, spol. s r. o., pro výrobu prototypového kusu. Pro výrobu větší série tohoto převodového ústrojí by byly ceny výrazně nižší.

Tab. 5.1 Normalizované součásti – ekonomické zhodnocení

Normalizované součásti			
Součást	**Ks**	**Cena/ks [Kč]**	**Cena [Kč]**
Spalovací motor VARI	1	4 235,-	4 235,-
Ložisko SKF 6212 - 2RS1	2	631,62	1263,24
Ložisko SKF 6306 - 2RS1	2	234,14	468,28
Ložisko SKF 30202	2	411,40	822,80
Ložisko SKF 51102	1	294,65	294,65
Vratní pružina 1x15x25x6,5	1	12,-	12,-
Vratná pružina 2,5x22x40x6	1	12,-	12,-
JC METAL – upínka 340	1	526,35	526,35
Pero těsné DIN 6885A 10h9x8x35	1	14,39	14,39
Pero těsné DIN 6885A 14h9x9x45	2	9,41	18,82
Pero těsné DIN 6885A 18h9x11x50	2	16,61	33,22
Gufero NBR GP – 25x35x5 DIN 3760	1	23,34	23,34
Gufero NBR GP – 50x80x10 DIN 3760	2	63,75	127,50
Pojistní kroužek 15x1,0 DIN 471	1	0,51	0,51
Pojistní kroužek 16x1,0 DIN 471	2	0,41	0,82
Matice navařovací M14 DIN 929	1	3,53	3,53
Matice s nákružkem M10 DIN 6331	1	6,13	6,13
Matice válcová se zářezy M30x1.5 DIN 1804	2	124,63	249,26
Matice válcová se zářezy M60x1.5 DIN 1804	2	466,58	933,16
Podložka MB 6 DIN 5406	2	3,12	6,24
Podložka MB 12 DIN 5406	2	9,88	19,76
Šroub M6x16 DIN 912	24	0,59	14,16
Šroub M6x20 DIN 912	42	0,51	21,42
Šroub M12x40 DIN 912	2	4,13	8,26
O-kroužek 67x1,5 NBR70 DIN 3771	1	9,28	9,28
O-kroužek 75x1,5 NBR70 DIN 3771	2	11,23	22,46
O-kroužek 112x1,5 NBR70 DIN 3771	2	15,91	31,82
Těsnící kruhový profil 1,5 NBR70 DIN 3771	1	9,44	9,44
Celkem za nakupované (normalizované) součásti			**9187,84**

Tab. 5.2 Nenormalizované součásti – ekonomické zhodnocení

Vyráběné součásti			
Číslo součásti	**Ks**	**Cena/ks [Kč]**	**Cena [Kč]**
KK-BP-01-001 – Tělo skříně	1	20000,-	20000,-
KK-BP-01-002 – Horní příruba skříně	1	3000,-	3000,-
KK-BP-01-003 – Olejová vana	1	1500,-	1500,-
KK-BP-01-004 – Příruba vstupního hřídele	1	2000,-	2000,-
KK-BP-01-005 – Příruba předlohového hřídele – levá	1	3000,-	3000,-
KK-BP-01-006 – Příruba předlohového hřídele – pravá	1	2000,-	2000,-
KK-BP-01-007 – Příruba výstupního hřídele – levá	1	2500,-	2500,-
KK-BP-01-008 – Příruba výstupního hřídele – pravá	1	2500,-	2500,-
KK-BP-01-009 – Vstupní hřídel	1	4000,-	4000,-
KK-BP-01-010 – Vymezovací trubka 1	1	1000,-	1000,-
KK-BP-01-011 – Vymezovací trubka 2	1	1000,-	1000,-
KK-BP-01-012 – Kuželové kolo	2	4500,-	9000,-
KK-BP-01-013 – Selektor	1	4000,-	4000,-
KK-BP-01-014 – Dutý hřídel	1	3500,-	3500,-
KK-BP-01-015 – Vnitřní hřídel	1	2000,-	2000,-
KK-BP-01-016 – Zubová spojka levá	1	2500,-	2500,-
KK-BP-01-017 – Zubová spojka pravá	1	2500,-	2500,-
KK-BP-01-018 – Ozubené kolo 16 zubů	1	3500,-	3500,-
KK-BP-01-019 – Ozubené kolo 20 zubů	1	3500,-	3500,-
KK-BP-01-020 – Ozubené kolo 69 zubů	1	4500,-	4500,-
KK-BP-01-021 – Ozubené kolo 79 zubů	1	4500,-	4500,-
KK-BP-01-022 – Výstupní hřídel	1	5000,-	5000,-
KK-BP-01-023 – Vymezovací trubka 3	2	1000,-	2000,-
KK-BP-01-024 – Vymezovací trubka 4	2	1000,-	2000,-
KK-BP-01-025 – Osa řazení	1	2000,-	2000,-
KK-BP-01-026 – Vidlice řazení	1	3000,-	3000,-
KK-BP-01-027 – Kluzné pouzdro 1	1	1000,-	1000,-
KK-BP-01-028 – Kluzné pouzdro 2	1	1000,-	1000,-
KK-BP-01-029 – Držák bowdenu	1	500,-	500,-
KK-BP-01-030 - Vypouštěcí šroub M14	1	500,-	500,-
Celkem za vyráběné (nenormalizované) součásti			**99000,-**

Všechny ceny v tabulkách (Tab. 5.1, Tab. 5.2) jsou uvedeny včetně DPH. Je patrné, že cena prototypového zařízení činí 108 187,84 Kč. V porovnání s rotačním kypřičem VARI KF-140 je tato cena výrazně vyšší, toto řešení ovšem neposkytuje možnost reverzace a zvýšení otáček a také se jedná o cenu výroby prototypu.

6. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout převodové ústrojí rotavátoru s možností reverzace chodu a zvýšení výstupních otáček. Návrh byl proveden pro daný spalovací agregát a dané výstupní parametry. Koncepce konstrukce celého ústrojí vychází ze zkušeností získaných při studiu na Střední průmyslové škole strojní v Liberci a na Fakultě strojní Technické univerzity v Liberci, a také díky zkušenostem získaných během práce ve firmě JIZERSKOHORSKÁ STROJÍRNA spol. s r. o.

Hlavní část práce se věnuje konstrukčnímu návrhu a výpočtu esenciálních součástí převodového ústrojí. Po volbě pohonné jednotky i spojky bylo vytvořeno schéma ústrojí a následně byly zvoleny převodové poměry všech soukolí, z nich byly zvoleny počty zubů jednotlivých ozuben. Pro dané otáčky a výkon byly vypočteny kroutící momenty, přičemž na základě těchto parametrů, byly navrženy ozubená soukolí, tedy kuželové s přímými zuby a dvě různá čelní ozubení se šikmými zuby. Pro ně byl zvolen materiál i úhel sklonu zubů a následně byly vypočteny geometrické parametry soukolí. Z těchto parametrů se vypočítaly síly působící na ozubená kola a na základě nich se provedla pevnostní kontrola ozubení. Následující část výpočtové zprávy byla věnována hřídelům, pro které bylo nakresleno schéma, načež byly určeny síly namáhající hřídel. Poté byl zvolen minimální průměr, který byl pevnostně kontrolován na torzní a ohybové namáhání. Poslední část výpočtové zprávy byla věnována návrhu ložisek ústrojí, návrhu spojů hřídelů, kol a ostatních částí v převodovém ústrojí.

Po výpočtech následovala tvorba 3D modelu celého ústrojí, ze kterého byla následně vytvořena technická dokumentace. Technická dokumentace obsahuje výkres sestavy převodového ústrojí rotavátoru společně se seznamem vyráběných a nakupovaných součástí.

Cíl bakalářské práce, vytyčen v úvodu, byl splněn. Převodové ústrojí je provozu schopné, jednotlivé součásti vyhovují požadovaným bezpečnostem, provozním hodinám a zároveň jsou vyrobitelné konvenčními způsoby obrábění a odlévání.

Seznam použité literatury

[1] *A Historical View of Weed Control Technology* [online]. UC WEED SCIENCE, 2015 [cit. 2020-06-20].
Dostupné z: https://ucanr.edu/blogs/blogcore/postdetail.cfm?postnum=17593

[2] *Cliff Howard produces his first cultivators at Moss Vale in 1920s* [online]. Highland News, 2018 [cit 2020-06-21].
Dostupné z: https://www.southernhighlandnews.com.au/story/5525126/cliff-howard-produces-his-first-cultivators-at-moss-vale-in-1920s/

[3] *Rotační kypřič VARI KF-140* [online]. VARI, 2020 [cit. 2020-06-25]
Dostupné z: https://www.vari.cz/produkty/rotavatory/rotacni-kypric-vari-kf-140/cp:41317/

[4] *Motor VARI XP-140* [online]. VARI, 2015 [cit. 2020-06-10]
Dostupné z: https://www.vari.cz/index.php?cmd=download&fId=20875

[5] ŘASA J., ŠVERCL J., *Strojnické tabulky 1 pro školu i praxi,* První vydání, Praha 2004, ISBN 80-7183-312-6

[6] ŘASA J., ŠVERCL J., *Strojnické tabulky 2 pro školu i praxi,* První vydání, Praha 2007, ISBN 978-80-86960-20-3

[7] Prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc., *Části strojů 1.díl*, Páté doplněné vydání, Liberec 2015, ISBN 978-80-7494-193-2

[8] Prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc., *Části strojů 2.díl*, Páté doplněné vydání, Liberec 2015, ISBN 978-80-7494-184-9

[9] *Valivá ložiska*, [online], SKF, 2020 [cit. 2020-06-14].
Dostupné z: https://www.skf.com/cz/products/rolling-bearings

[10] BUREŠ, M., *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* [online]. Liberec 2006
Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf

Seznam příloh

1. Výkres sestavy převodového ústrojí rotavátoru
2. Kusovník 1. část
3. Kusovník 2. část
4. Kusovník 3. část
5. Výkres příruby vstupního hřídele
6. Výkres ozubeného kola se 69 zuby
7. Výkres výstupního hřídele

Obsah přiloženého CD:

- Text bakalářské práce
  - BP_Karel_Kryske.pdf
- 3D model převodového ústrojí
  - KK-BP-01-000 (převodové ústrojí rotavátoru).stp
  - KK-BP-01-000 (převodové ústrojí rotavátoru)_3D.pdf
- Technická dokumentace
  - KK-BP-01-000 (převodové ústrojí rotavátoru).pdf
  - KK-BP-01-004 (příruba vstupního hřídele).pdf
  - KK-BP-01-020 (ozubené kolo 69 zubů).pdf
  - KK-BP-01-022 (výstupní hřídel).pdf