

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Jednorychlostní převodovky – čelní převodovka

Autor: **David KOVAŘÍK**

Vedoucí práce: **Ing. Petr BERNARDIN, Ph.D.**

Akademický rok 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	David KOVAŘÍK
Osobní číslo:	S17B0146P
Studijní program:	B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Stavba výrobních strojů a zařízení
Téma práce:	Jednorychlostní převodovky – čelní převodovka
Zadávací katedra:	Katedra konstruování strojů

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Provedte rešerši v dané oblasti. Zpracujte tematiku z hledisek principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitečných vlastností a aplikací. Konstrukční návrh. Provést analýzu konstrukcí násuvných převodovek s čelními koly. Navrhnout konstrukci převodovky. Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis). Použít výpočtové programy KISSsys, KISSsoft a MITcalc.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše.
2. Konstrukční návrh.
3. Kontrola.
4. Závěr.

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran A4**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

MIČKAL, KAREL *Strojnictví: Části strojů*. Praha: SOBOTÁLES, 1995

KRÁTKÝ, J. A HOSNEDL, S. *STROJNÍ ČÁSTI 2: Převodové mechanismy*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1998

KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. A HOSNEDL, S. *OBECNÉ STROJNÍ ČÁSTI 2: Základní a složené převodové mechanismy*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2011

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Regionální technologický institut

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Regionální technologický institut

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2020**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení KOVÁŘÍK	Jméno David	
STUDIJNÍ OBOR	B 2301 „Stavba strojů a strojních zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. BERNARDIN, Ph.D.	Jméno Petr	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Jednorychlostní převodovky – čelní převodovka		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	65	TEXTOVÁ ČÁST	53	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje řešerši převodovek z hledisek principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitečných vlastností a aplikací. Při návrhu konstrukce převodovky byl použit software KISSsys a Autodesk Inventor.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Převodovka, CAD, KISSsys, Autodesk Inventor, Bonfiglioli,

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname KOVÁŘÍK	Name David
FIELD OF STUDY	B2301 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. BERNARDIN, Ph.D.	Name Petr
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR
TITLE OF THE WORK	Delete when not applicable	
	Single speed transmission - Spur gearbox	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	65	TEXT PART	53	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Bachelor thesis includes recherche of gearboxes, their principles, comparing different conceptions, structural design, utility properties and applications. Softwares KISSsys and Autodesk Inventor were used for designing the gearbox.
KEY WORDS	Transmission, CAD, KISSsys, Autodesk Inventor, Bonfiglioli

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu Ing. Petru Bernardinovi, Ph.D. za trpělivost, cenné technické rady a ochotu vždy pomoci během vypracování.

Obsah

Přílohy	11
Úvod	13
1 Základní informace	14
2 Mechanický převod	14
2.1 Třecí převod	15
2.2 Řemenový převod	15
2.3 Řetězový převod	17
2.4 Převod ozubenými koly	18
2.4.1 Čelní soukolí	19
2.4.2 Kuželová soukolí	23
2.4.3 Šroubová a šneková soukolí	25
3 Převodovky	25
3.1 Planetová převodovka	27
3.2 Diferenciál	28
3.3 Variátor	29
3.3.1 Třecí variátor	29
3.3.2 Řemenový variátor	29
4 Násuvná převodovka Bonfiglioli – Série F	31
4.1 Charakteristické znaky:	31
4.2 Konfigurace výstupu	31
4.3 Ochrana povrchu	32
4.4 Montáž a umístění svorkovnice	32
4.5 Další typy násuvných převodovek	34
4.5.1 Násuvné převodovky CHA	34
4.5.2 Násuvné převodovky TRAMEC	34
5 Konstrukční návrh	35
5.1 Převody:	35
5.1.1 Soukolí I	35
5.1.2 Soukolí II	35
5.1.3 Skutečný převod	35
5.1.4 Otáčky a momenty	35
5.2 Návrh modulů	36

5.2.1	Předběžný návrh modulů.....	36
5.2.2	Osová vzdálenost mezi první a druhou hřídelí aI :.....	36
5.2.3	Předběžná osová vzdálenost mezi druhou a třetí hřídelí aII :	36
5.2.4	Korekce prvního soukolí	37
5.2.5	Korekce druhého soukolí	37
5.2.6	Čelní moduly	37
5.3	Ostatní rozměry ozubených kol	37
5.3.1	Normálová rozteč	37
5.3.2	Čelní rozteč	37
5.3.3	Čelní úhel záběru.....	37
5.3.4	Základní rozteč	37
5.3.5	Roztečné kružnice	38
5.3.6	Patní kružnice	38
5.3.7	Hlavové kružnice.....	38
5.3.8	Základní kružnice	38
5.3.9	Tloušťka zubů.....	39
5.3.10	Součinitel záběru profilu	39
5.3.11	Součinitel kroku	39
5.3.12	Celkový součinitel záběru	39
5.4	Návrh převodovky v KISSsys	40
5.5	Návrh hřídelí.....	40
5.5.1	Vstupní hřídel.....	40
5.5.2	Předlohová hřídel	41
5.6	Návrh per	48
5.6.1	Vstupní hřídel.....	48
5.6.2	Předlohová hřídel	48
5.6.3	Výstupní hřídel.....	48
5.7	Návrh skříně a zbylých komponent	49
	Závěr.....	52
	Reference.....	53

Tab. 1 Typy nátěrů dle znečištění vzduchu	32
Tab. 2 Barvy nátěrů	32
Tab. 3 Soukolí 12 – Zatížení	46
Tab. 4 Soukolí 12 – Výsledky	46
Tab. 5 Soukolí 34 – Zatížení	46
Tab. 6 Soukolí 34 – Výsledky	46
Tab. 7 Ložisko 1 – Výsledky	46
Tab. 8 Ložisko 2 – Výsledky	47
Tab. 9 Ložisko 3 – Výsledky	47
Tab. 10 Ložisko 4 – Výsledky	47
Tab. 11 Ložisko 5 – Výsledky	47
Tab. 12 Ložisko 6 - Výsledky	47
Obr. 1 Základní prvky pohonných systémů (1).....	14
Obr. 2 Provedení třecích převodů (3).....	15
Obr. 3 Provedení řemenových převodů (3).....	15
Obr. 4 Otevřené opásání (4)	16
Obr. 5 Zkřížené opásání (4).....	16
Obr. 6 Polo-zkřížené opásání (4).....	16
Obr. 7 Pohon více hřídelů najednou (4)	16
Obr. 8 Schéma řetězového převodu (3).....	17
Obr. 9 Svařovaný řetěz s kruhovými články (5)	18
Obr. 10 Válečkový řetěz (5)	18
Obr. 11 Pouzdrový řetěz (5).....	18
Obr. 12 Soukolí – a) Čelní, b) Šroubová, c) Šneková, d) Kuželová (6).....	19
Obr. 13 Typy čelního ozubení.....	20
Obr. 14 Korekce kol (7)	21
Obr. 15 Dělicí způsob – a) Kotoučová fréza, b) Čepová fréza (8).....	22
Obr. 16 Odvalovací způsob (8)	22
Obr. 17 Obrázení – a) Ozubený hřeben, b) Kotoučový nůž (8)	22
Obr. 18 Protlačovací trn (8).....	23
Obr. 19 Tvar boční křivky kuželových kol (9).....	24
Obr. 20 Kinematická schémata (1).....	26
Obr. 21 Planetový převod (11).....	27

Obr. 22 Diferenciál I (12).....	28
Obr. 23 Diferenciál II (12)	29
Obr. 24 Řemenový variátor (14)	30
Obr. 25 Závislost typů převodovky na kroutícím momentu (15).....	31
Obr. 26 Provedení výstupní hřídele (15).....	31
Obr. 27 Umístění svorkovnice (15).....	32
Obr. 28 Variace montáže převodovky a její označení (15).....	33
Obr. 29 Násuvná převodovka CHA (16).....	34
Obr. 30 Násuvná převodovka TRAMEC (17)	34
Obr. 31 Schéma převodovky	40
Obr. 32 Návrh vstupní hřídele.....	40
Obr. 33 Ekvivalentní zatížení vstupní hřídele	41
Obr. 34 Návrh předlokové hřídele.....	41
Obr. 35 Ekvivalentní zatížení předlohového hřídele.....	42
Obr. 36 Návrh výstupní hřídele.....	42
Obr. 37 Ekvivalentní zatížení výstupní hřídele	43
Obr. 38 Návrh ložisek	44
Obr. 39 Finální tvar převodovky	44
Obr. 40 Návrh soukolí.....	45
Obr. 41 Návrh kol.....	45
Obr. 42 Skříň převodovky	49
Obr. 43 Přístup do skříně převodovky	50
Obr. 44 Součásti převodovky	50
Obr. 45 Zajištění ložisek vstupního hřídele	51

Přílohy

Výkres sestavy převodovky

Výrobní výkres výstupní hřídele

Výrobní výkres kola 2

Přehled použitých zkratk a symbolů

i	Převodový poměr mezi hřídeli	[-]
z	Počet zubů kola	[-]
n	Otáčky hřídele	[ot/min]
ne	Otáčky hřídele motoru	[ot/min]
M_k	Kroutící moment hřídele	[Nm]
M_e	Kroutící moment hřídele motoru	[Nm]
η	Mechanická účinnost 1 soukolí	[-]
m	Normálový modul soukolí	[mm]
mt	Tečný modul	[mm]
α	Normálový úhel záběru	[°]
α_t	Čelní úhel záběru	[°]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
p	Normálová rozteč	[mm]
pt	Tečná rozteč	[mm]
ptb	Základní rozteč	[mm]
st	Tloušťka zubu	[mm]
d	Průměr roztečné kružnice kola	[mm]
da	Průměr hlavové kružnice kola	[mm]
df	Průměr patní kružnice kola	[mm]
db	Průměr základní kružnice kola	[mm]
ca^*	Součinitel radiální vůle (0,25)	[-]
b	Šířka kola	[mm]
x	Korekce	[-]
c	Materiálová konstanta	[MPa]
ψ	Součinitel poměrné šířky ozubení	[-]
$\varepsilon\alpha$	Součinitel záběru profilu	[-]
$\varepsilon\beta$	Součinitel kroku	[-]
$\varepsilon\gamma$	Celkový součinitel záběru	[-]
l	Délka pera	[mm]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
h	Výška pera	[mm]
d_k	Průměr hřídele pod kolem	[mm]
F_a	Axiální síla	[N]
F_o	Obvodová síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
τ_{Ds}	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]

Úvod

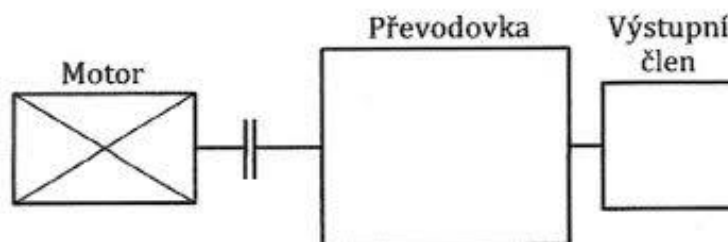
V této bakalářské práci je zpracována čelní, jednorychlostní, korigovaná převodovka se šikmými zuby. V první teoretické části jsou zpracovány všechny typy mechanických převodů. Podrobněji je vysvětlen převod ozubenými koly, jejich princip, rozdělení dle různých hledisek, srovnání koncepcí, konstrukčních provedení a vlastností. Rovněž je zpracováno téma převodových skříní a způsoby mazání. Poté jsou zpracovány vybrané aplikace převodovek, jako jsou planetové převodovky, diferenciály a variátory. Nakonec je samotný popis násuvných převodovek, podrobněji jsou popsány převodovky Bonfiglioli a zmínka o dalších násuvných převodkách – násuvné převodovky CHA a TRAMEC.

V druhé praktické části je samotný návrh převodovky. Pro výpočet a návrh ložisek byl použit program KISSsys, ve kterém byl rovněž použit výpočet pro provoz převodovky oběma směry, protože směr není v zadání zadán. Pro vytvoření 3D modelů a dokumentace byl použit Inventor 2019 včetně výkresu sestavy celé převodovky a výrobních výkresů výstupního hřídele a jednoho kola, které jsou součástí příloh.

1 Základní informace

Převodovky jsou jednoduchá či složitější zařízení vznikající sériovým nebo paralelním řazením jednoduchých převodových prvků. Společně s hnacím strojem a výstupním členem tvoří 3 základní prvky pohonných systémů. Hnací stroj může být např. elektromotor, hydromotor, spalovací motor nebo turbomotor. Nedílnou součástí převodovky je převodová skříň.

U převodovky je předepsaná změna úhlové rychlosti (otáček) a odpovídající změna točivého momentu.



Obr. 1 Základní prvky pohonných systémů (1)

Reduktor je převodovka, u které je výstupní rychlost menší než vstupní. V opačném případě, pokud jsou na výstupu vyšší rychlost než na vstupu, se jedná o **multiplikátor**.

Pohyb výstupního členu může být rotační nebo posuvný. Pokud se jedná o pohyb rotační, je výstupním členem konec hřídele s drážkou pro pero, popřípadě s drážkováním. V případě pohybu lineárního jsou výstupní členy pastorek-hřeben, šnek-šnekový hřeben nebo pohybový šroub-pohybová matice. (1)

2 Mechanický převod

Mechanický převod slouží k přenosu rotačního pohybu a kroutícího momentu. Skládá se z nejméně dvou kol – kola hnacího, jehož rozměry indexujeme číslem 1 (např. D_1, b_1, s_1, \dots) a z kola hnaného, jehož rozměry indexujeme číslem 2. Důležitým parametrem mechanického převodu je převodový poměr i . Jedná se o bezrozměrnou veličinu počítanou jako podíl otáček hnacího a hnaného kola, popřípadě jako podíl průměru kol nebo v případě ozubeného kola jako podíl zubů hnacího a hnaného kola. (2) (3)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} [-]$$

Pokud jsou otáčky hnacího kola větší než otáčky hnaného kola, tzn. pro $i > 1$, jedná se o převod do pomala.

Pokud jsou otáčky hnaného kola větší než otáčky hnacího kola, tzn. pro $i < 1$, jedná se o převod do rychla.

Druhy mechanických převodů:

- Se silovým stykem – třecí a řemenové převody
- S tvarovým stykem – řetězový převod a převod ozubenými koly

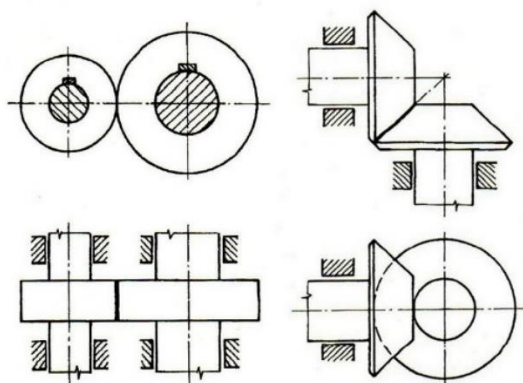
2.1 Třecí převod

Převod rotačního pohybu a kroutícího momentu z hnacího kola na kolo hnané je realizován prostřednictvím tření, které vzniká ve stykových plochách kol. Tření se vyvozuje přitlačením kol určitou silou, která je vyvozená například pružinou. U toho převodu dochází ke skluzu, jehož velikost je závislá na velikosti silového zatížení převodu, velikosti přitlačné síly a součiniteli tření. Tyto převody jsou vhodné pro malé osové vzdálenosti. (2) (3)

Výhody – tichý, klidný a pružný chod, plynulá regulace otáček, lze jimi tlumit rázy

Nevýhody – dochází zde ke skluzu, náchylnost k zadírání při vyšších otáčkách, malá účinnost

Použití – vřetenové třecí lisy, obráběcí stroje, kontrolní přístroje.



Obr. 2 Provedení třecích převodů (3)

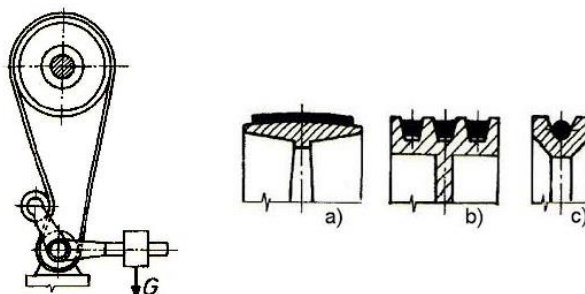
2.2 Řemenový převod

Převod rotačního pohybu a kroutícího momentu z hnacího kola na hnané je realizován prostřednictvím tření, které vzniká ve stykové třecí ploše mezi řemenicí a řemenem. Podobně jako u třecích převodů zde ve stykové ploše dochází ke skluzu, jehož velikost je závislá na velikosti kroutícího momentu, součiniteli tření, velikosti napínací síly a úhlu opásání (úhel styku řemene a řemenice). Dle průřezu řemenu rozdělujeme tyto převody na převody s plochými řemeny, převody s klínovými řemeny a na převody s kruhovými (lanovými) řemeny. (2) (3)

Výhody – tichý chod, tlumení rázů a vibrací, mohou pracovat při vyšších otáčkách, vhodné pro velké osové vzdálenosti, nízká cena, snadná montáž a údržba

Nevýhody – dochází zde ke skluzu, nevhodné pro prašná prostředí a prostředí s vysokými teplotami, vhodné pro velké osové vzdálenosti, nutnost speciálního zařízení pro napnutí řemenu.

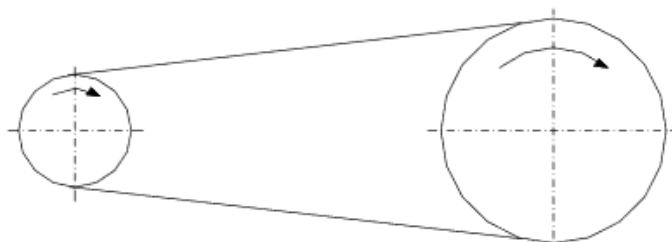
Použití – dopravníky, dřevoobráběcí stroje, automobily, lanové dráhy a lyžařské vleky



Obr. 3 Provedení řemenových převodů – a) Plochý řemen, b) Klínový řemen, c) Kruhový řemen (3)

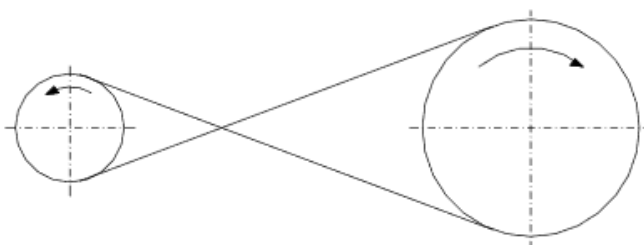
Druhy řemenových převodů podle opásání:

Otevřené opásání: Nejjednodušší provedení. Stejný smysl otáčení obou kol.



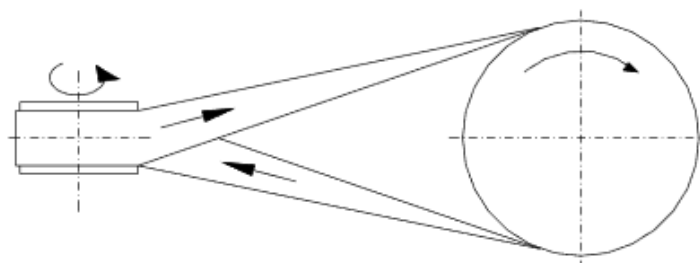
Obr. 4 Otevřené opásání (4)

Zkřížené opásání: Větší úhel opásání. Nevhodný pro vysoké rychlosti. Opačný smysl otáčení kol.



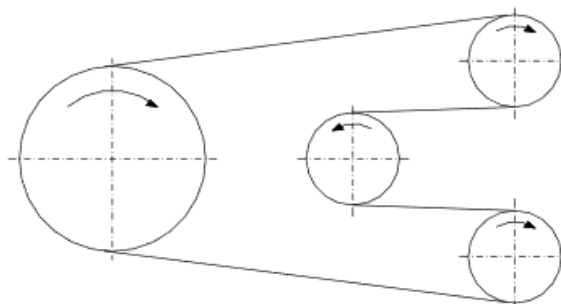
Obr. 5 Zkřížené opásání (4)

Polo-zkřížené opásání: Stejný smysl otáčení. Osy kotoučů jsou na sebe kolmé. Aby řemen správně držel, musí být širší.



Obr. 6 Polo-zkřížené opásání (4)

Opásaný pohon na více hřídelích: Větší úhel opásání. Hřídele mají rovnoběžné osy.



Obr. 7 Pohon více hřídelů najednou (4)

Materiál řemenů:

Kůže – velmi ohebný pro vysoké rychlosti, ohebný pro střední rychlosti, standartní pro malé rychlosti.

Přez s bavlněnými vložkami – větší trvanlivost. Vznikne vrstvením textilních vložek, které jsou vzájemně slepeny.

Textilní (tkané)

Způsoby napínání řemenů:

- 1) Změnou osové vzdálenosti
- 2) Zkrácení řemene při zachování osové vzdálenosti
- 3) Napínacími kladkami
- 4) Samo-napínací tíhou motoru

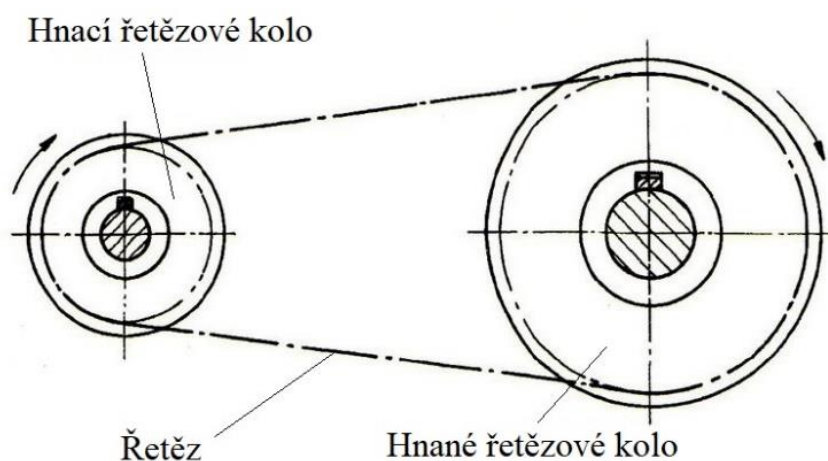
2.3 Řetězový převod

Převod rotačního pohybu a kroutícího momentu z hnacího kola na kolo hnané je realizován prostřednictvím tvarového styku mezi zuby řetězových kol a řetězem. Proto oproti řemenovým či třecím převodům zde nedochází ke skluzu. Používá se pro přesné převody, kde nemůžeme použít převody s ozubenými koly, například při velké osové vzdálenosti. (2) (3)

Výhody – nedochází zde ke skluzu, přesné, snadná montáž a demontáž, vysoká účinnost – až 98%

Nevýhody – menší trvanlivost, hlučné a netlumí rázy

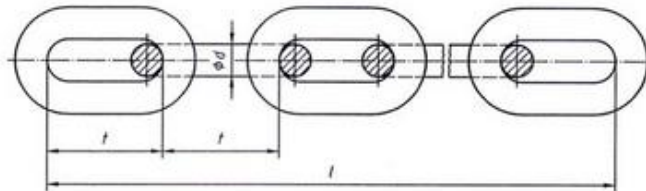
Použití – zemědělské, zvedací a transportní stroje a zařízení



Obr. 8 Schéma řetězového převodu (3)

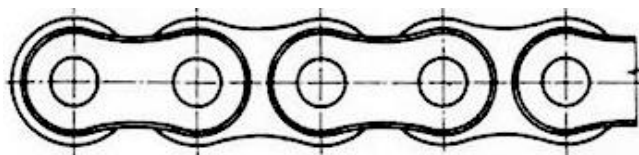
Druhy řetězů:

Svařované: Jednoduché, ocelové články kruhového průřezu. Články se dělí na krátké a dlouhé, nekalibrované a kalibrované. Používají se pro vázání břemen a pro zdvihadla.

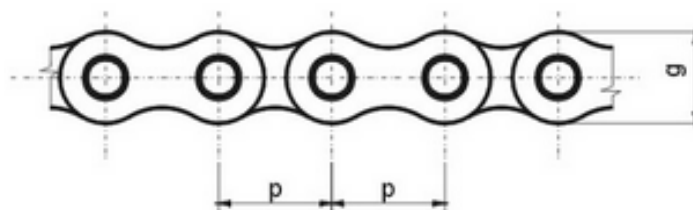


Obr. 9 Svařovaný řetěz s kruhovými články (5)

Kloubové: Do této skupiny patří Gallovy řetězy, pouzdrové řetězy, válečkové řetězy a zubové řetězy. Skládají se z čepů, na kterých jsou navlečeny pásy.



Obr. 10 Válečkový řetěz (5)



Obr. 11 Pouzdrový řetěz (5)

Zubové řetězy: Pro velká namáhání. Tichý. Použití pro pohony rozvodů spalovacích motorů.

Lamelové řetězy: Pro řetězové variátory.

Pozn.: Řetěz nesmí být příliš napnutý, aby se nezahříval a neopotřeboval se, v ochablé části je mírně prohnutý.

2.4 Převod ozubenými koly

Převod rotačního pohybu a kroutícího momentu z hnacího kola na kolo hnané je realizován prostřednictvím tvarového styku mezi boky zubů obou spolu zabírajících ozubených kol. Jedná se o nejpoužívanější typ mechanického převodu a patří mezi převody přesné. Používají se pro všechny stroje a zařízení. Nejjednodušší typ tohoto převodu se skládá z hnacího kola – pastorku a hnaného kola. (2) (3)

Výhody – lze přenášet velké kroutící momenty při malých ztrátách, vysoká účinnost, spolehlivost a životnost.

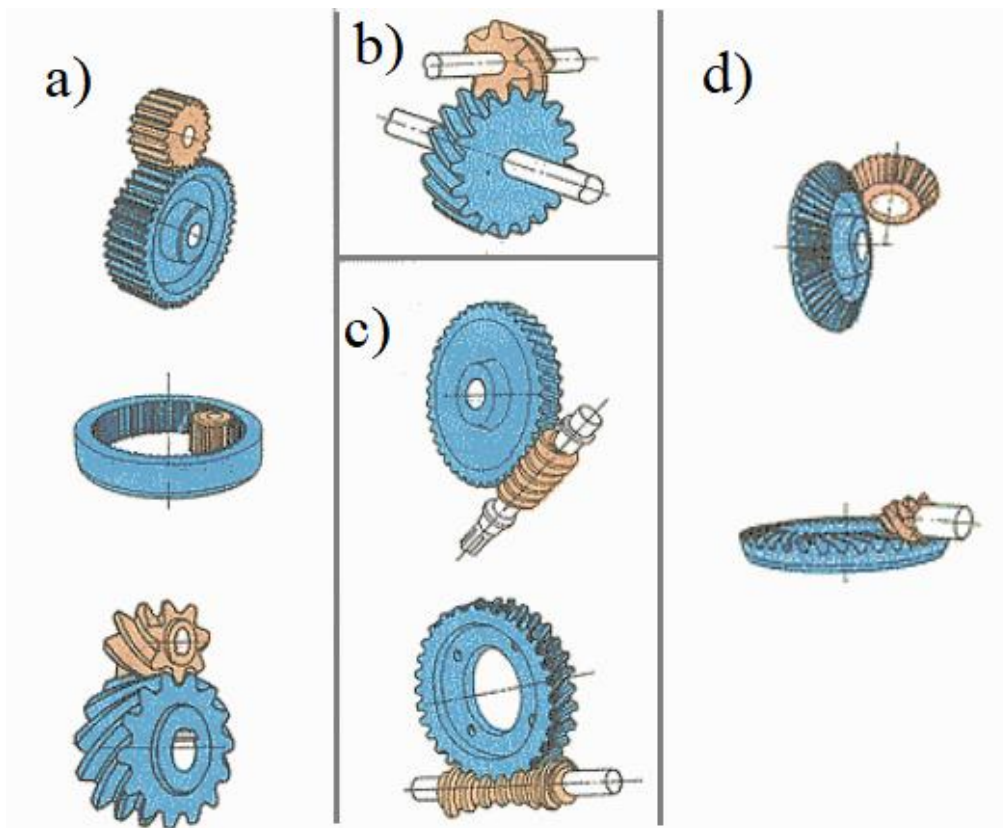
Nevýhody – oproti řetězovým převodům jsou vhodné pouze pro malé osové vzdálenosti, hlučný chod, konstrukčně složitá – složitá a drahá výroba – nutnost speciálních strojů a nástrojů.

Podle tvaru křivek tvořící profily zubů dělíme ozubená kola na:

Evolventní: Evolventa je křivka, kterou opisuje bod na přímce, která se odvaluje po kružnici.

Cykloidní: Cykloida je křivka, kterou opisuje bod na kružnici, která se odvaluje po přímce.

Soukolí podle polohy os ozubených kol mohou být čelní (osy ozubených kol jsou rovnoběžné), kuželová (osy ozubených kol jsou různoběžné) a šneková (osy ozubených kol jsou mimoběžné).



Obr. 12 Soukolí – a) Čelní, b) Šroubová, c) Šneková, d) Kuželová (6)

2.4.1 Čelní soukolí**Čelní soukolí můžeme dále rozdělit na:**

Čelní soukolí s vnějším ozubením – nejjednodušší a nejpoužívanější typ soukolí. Kola mají opačný smysl otáčení. Zuby mohou být přímé, šikmé nebo šípové.

Čelní soukolí s vnitřním ozubením – vnější ozubení malého kola zabírá s vnitřním ozubením velkého kola. Kola mají stejný smysl otáčení. Tento typ se používá tam, kde je třeba zjistit co možná nejmenší osobou vzdálenost kol. Oproti čelnímu soukolí s vnějším ozubením je ale méně častější a používá se spíše jako část planetového soukolí. Zuby mohou být pouze přímé.

Čelní soukolí hřebenové – hnané kolo má tvar hřebenu. Otáčí-li se malé kolo, hřeben se posouvá – dochází zde ke změně rotačního pohybu na přímočarý a naopak. Tento typ se používá například u řízení automobilů a u obráběcích strojů. (2)

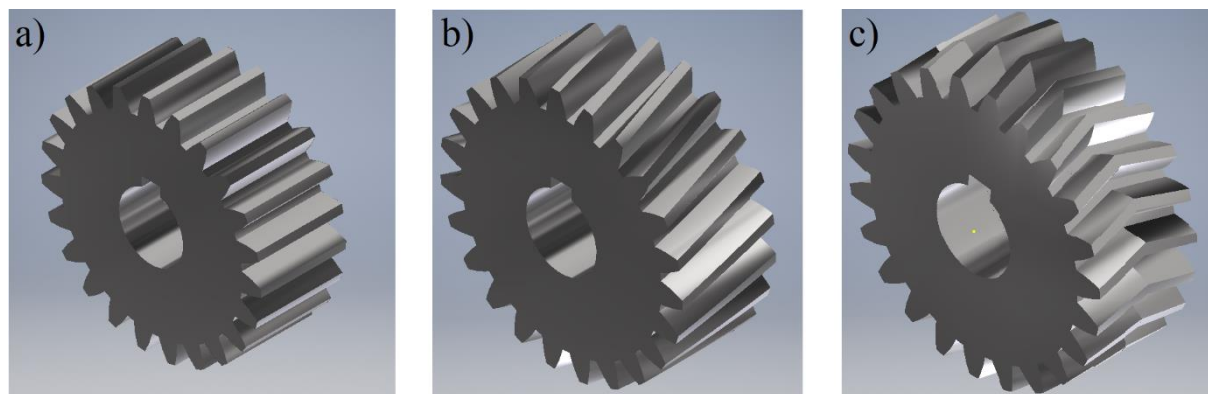
Dle tvaru boční křivky zubů rozlišujeme kola s:

Přímými zuby – klasický typ ozubením, boční křivka zubu je v případě hřebenu přímka kolmá na čelní rovinu, v případě kola je rovnoběžná s osou otáčení. Ozubené kolo s tímto typem ozubení viz obr. 13a)

Šikmými zuby – boční křivka zubu je v případě hřebenu šikmá přímka skloněná o úhel β , v případě kola je boční křivkou část šroubovice. Jejich výhodou je tišší chod, menší mezní počet zubů, delší a plynulejší záběr. Jejich nevýhodou je vznik axiální síly. Ozubené kolo s tímto typem ozubení viz obr. 13b)

Šípovými zuby – boční křivka zubu je ve tvaru šípu. Tento typ ozubení je typický pro automobilku Citroen, která ho má ve znaku. Jejich výhodou je přenos větších zatížení, možnost střídavého smyslu otáčení, lépe snáší rázy a není zde výskyt axiální síly. Nevýhodou je hlučnost, malá přesnost výroby a složitější výroba – vyšší cena. Ozubené kolo s tímto typem ozubení viz obr. 13c)

Analogie předchozích – jedná se např. o zuby dvojnásobně šikmé nebo dvojnásobně šípové. (2)



Obr. 13 Typy čelního ozubení

Ozubené kolo může být vyrobeno jako celek (tzn. z jednoho kusu). U větších kol je složeno z více částí – z těla a z věnce, na kterém je vyrobeno ozubení. Věnc se na tělo může nalisovat, popřípadě navařit. Pokud je to ekonomicky a technologicky výhodné, může se ozubení zhotovit přímo na hřídeli.

Ozubená kola se vyrábí nejčastěji z oceli (ocel na odlitky, uhlíková nebo legovaná ocel) a často následuje tepelné zpracování – povrchové kalení boků (v případě větších modulů i paty) zubů, cementování, nitridování. Další vhodné materiály jsou šedá litina (málo zatěžovaná soukolí, malé obvodové rychlosti), neželezné slitiny (mosaz, bronz, ...) a plasty.

Základní veličinou ozubeného kola je modul – délka oblouku připadající na jeden zub ozubeného kola. Modul je normalizovaný a jeho jednotka je milimetr. Z této veličiny se stanovují další parametry. (3)

Parametry ozubeného kola – čelní nekorigované kolo s přímým ozubením:

Roztečná kružnice: $D = m \cdot z$

Hlavová kružnice: $D_a = D + 2 \cdot m$

Patní kružnice: $D_f = D - 2,5 \cdot m$

Výška zubu: $h = 2,25 \cdot m$

Výška hlavy zubu: $h_a = m$

Výška paty zubu: $h_f = 1,25 \cdot m$

Hlavová vůle: $c_a = 0,25 \cdot m$

Rozteč: $p = \pi \cdot m$

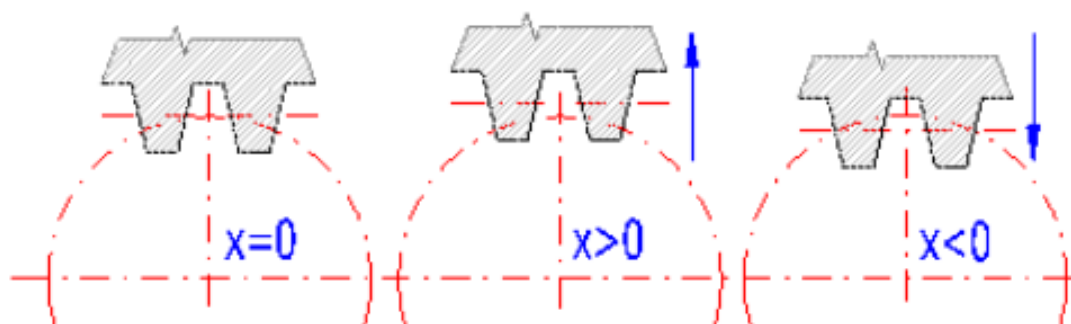
Šířka zubu: $s = 0,5 \cdot p$

Šířka ozubeného kola: $b = (10 \text{ až } 30) \cdot m$

Osová vzdálenost kol: $a = \frac{D_1 + D_2}{2}$

Pozn.: Vztahy uvedené výše platí pro nekorigovaná kola (značí se N).

Ozubená kola se mohou korigovat (například z důvodu zabránění podřezání zubů, dosažení požadované osové vzdálenosti, zabránění špičatosti zubů, snížení hlučnosti a vibrací, zvětšení únosnosti, ...). Tato korekce může být kladná (značí se V+), záporná (V-) nebo vyrovnaná (VN).



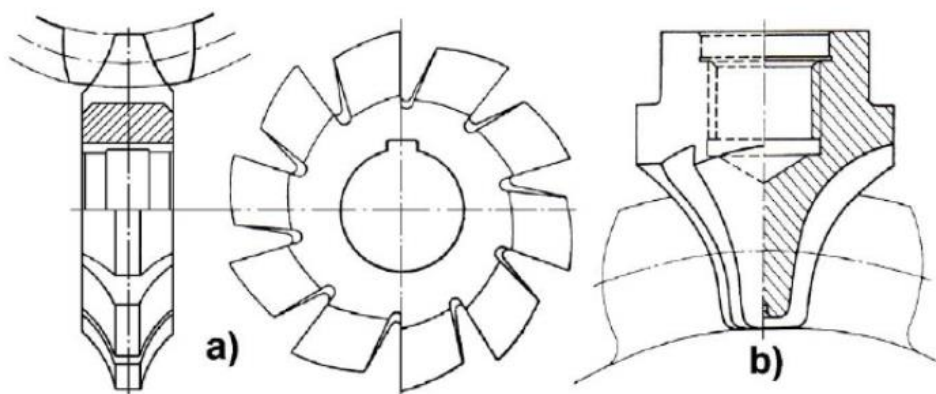
Obr. 14 Korekce kol (7)

Výroba čelních kol:

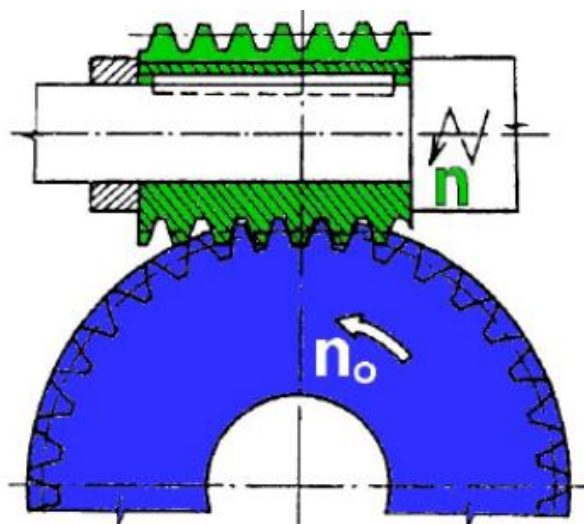
Zvolený způsob obrábění závisí na počtu vyráběných ozubených kol, velikosti, tvaru zubů, zda se jedná o vnitřní či vnější ozubení.

1) Frézování:

Používá se dělicí a odvalovací způsob. Frézování dělicím způsobem je za pomoci čepové (stopkové) modulové frézy nebo kotoučové modulové frézy, která má tvar zubové mezery. Po obrobení zubové mezery se kolo posune o jednu zubovou rozteč a frézuje se další mezera. Tento způsob je méně přesný a méně produktivní. Rychlejší a přesnější metodou je odvalovací způsob. Používá se odvalovací fréza.



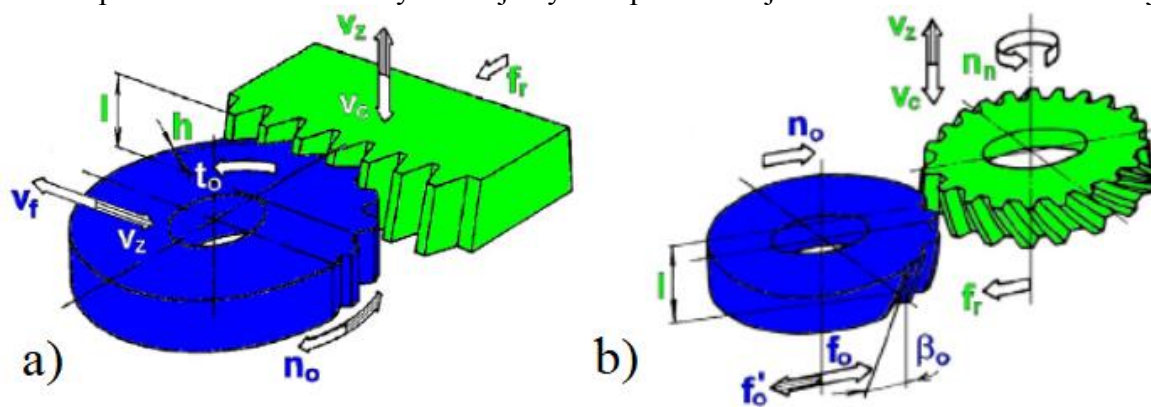
Obr. 15 Dělicí způsob – a) Kotoučová fréza, b) Čepová fréza (8)



Obr. 16 Odvalovací způsob (8)

2) Obrážení

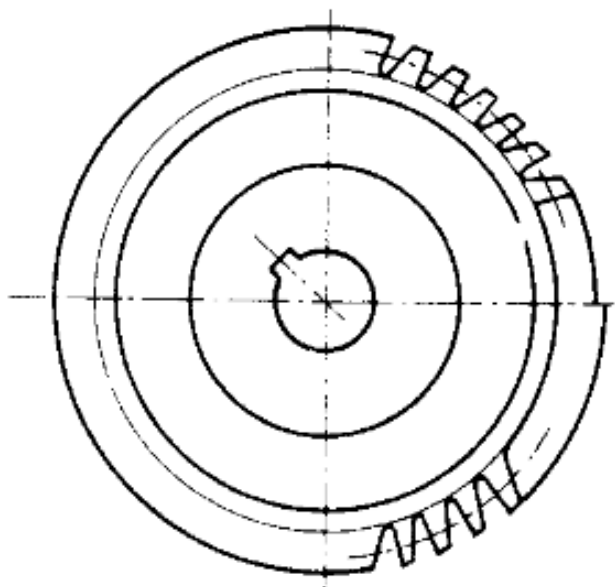
Používá se ozubený hřeben nebo kotoučový nůž. Nástroj je nastaven na určitou hloubku řezu a zabírá společně s obrobkem. Výhodou je vysoká přesnost a jednoduchá konstrukce nástroje.



Obr. 17 Obrážení – a) Ozubený hřeben, b) Kotoučový nůž (8)

3) Protahování a protlačování:

Nástrojem je protahovací trn. Pro každý tvar zubu je potřeba speciální nástroj – vysoká cena – nevhodné pro kusovou výrobu. Tímto způsobem lze vytvářet vnější i vnitřní ozubení. Přesnost ozubení závisí na přesnosti výroby nástroje. Výhodou protlačování je zpevnění kola, čímž dojde ke zvýšení životnosti.



Obr. 18 Protlačovací trn (8)

Pro zlepšení drsnosti a jakosti se používají dokončovací operace:

4) Ševingování:

Pro nekalená kola. Nástrojem je ševingovací kolo, které je opatřeno drážkami na bocích zubů.

5) Broušení:

Pro kalená kola. Podobně jako u frézování se používá dělicí a odvalovací způsob.

6) Honování, Lapování, Zaběhávání, ...**2.4.2 Kuželová soukolí****Kuželová soukolí můžeme dále rozdělit na:**

Kuželová soukolí s vnějším ozubením, kde úhel roztečného kužele pastorku i kola jsou menší než 90° .

Kuželová soukolí základní, kde úhel roztečného kužele pastorku je menší než 90° a úhel roztečného kužele kola je právě 90° .

Kuželová soukolí s vnitřním ozubením, kde úhel roztečného kužele pastorku je menší než 90° a úhel roztečného kužele kola je větší než 90° . Zabírající kola mají stejný smysl otáčení. (2)

Dle tvaru boční křivky zubů rozlišujeme kola s:

Přímými zuby – výška zubů není zpravidla stálá, zmenšuje se směrem ke středu. Tím pádem se mění podél šířky kola i modul a normalizovaný modul přísluší profilu zubu odpovídajícímu největší roztečné kružnici. Schéma viz obr. 19a

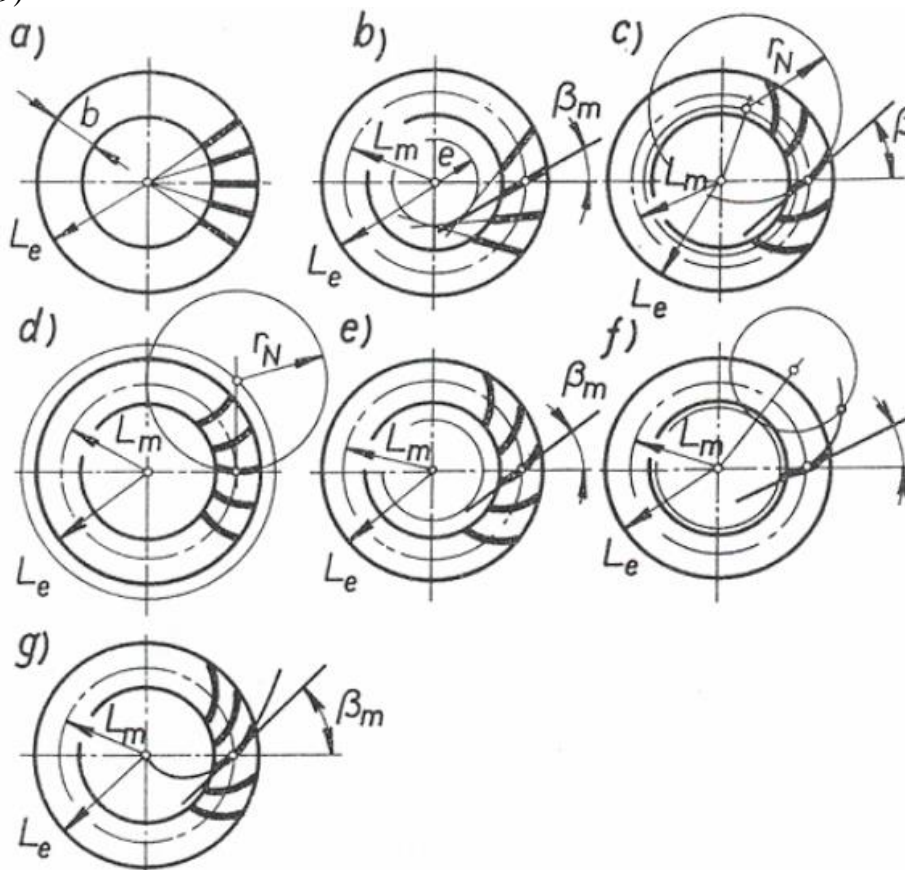
Šikmými zuby – plynulejší a delší záběr. Úhel sklonu bývá zpravidla $20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ$ nebo 40° . Schéma viz obr. 19b

Kruhovými zuby (metoda Gleason) – řídicími křivkami zubů jsou kružnice se středy na pomocné kružnici. Úhel sklonu bývá $30^\circ\text{--}45^\circ$. Speciálním případem je ozubení s kruhovými zuby Zerol, který má úhel sklonu 0° . Ozubení se vyrábí na speciálních strojích pomocí frézovacích hlav se vsazenými noži. Schéma viz obr. 19c a pro ozubení s kruhovými zuby Zerol schéma viz obr. 19d

Paladními zuby (metoda Klingelberg) – řídicí křivkou je prodloužená evolventa (paloida). Úhel sklonu bývá $30^\circ\text{--}45^\circ$. Ozubení se vyrábí na speciálních strojích pomocí kuželové odvalovací frézy. Schéma viz obr. 19e

Elloidními zuby (metoda Oerlikon) – řídicí křivkou je část epicykloidy. Úhel sklonu bývá $30^\circ\text{--}45^\circ$. Ozubení se vyrábí na speciálních strojích pomocí kotoučové frézovací hlavy se vsazenými noži. Schéma viz obr. 19f

Spirálními zuby – řídicí křivkou je Archimédova nebo logaritmická spirála. Schéma viz obr. 19g (9)



Obr. 19 Tvar boční křivky kuželových kol (9)

2.4.3 Šroubová a šneková soukolí

Šroubové soukolí je složeno ze dvou válcových kol se šikmým ozubením. Šnekové soukolí je tvořeno šnekovým kolem a šnekem, který si lze představit jako pohybový šroub. Výhodou šnekového převodu je realizace největšího převodového poměru v porovnání s ostatními převody ozubenými koly. Nevýhodou je nižší účinnost v porovnání s ostatními převody ozubenými koly. (2)

Šneková soukolí dále dělíme na:

Šneková soukolí s válcovým šnekem – typy ozubení mohou být spirální (vyrábí se soustružením), obecný (vyrábí se soustružením pomocí tvarových nožů nebo frézováním kotoučovou frézou) nebo evolventní (vyrábí se soustružením pomocí tvarových nožů nebo frézováním odvalovacím způsobem). Profil závitu je v řezu konstantní.

Šneková soukolí s globoidním šnekem – profil závitu se v řezu mění.

Šnek je nejčastěji vyroben z oceli k cementování či povrchovému kalení a je zhotoven přímo na hřídeli. Malá šneková kola se vyrábí jako celek z cínového, fosforového nebo hliníkového bronzu. (2)

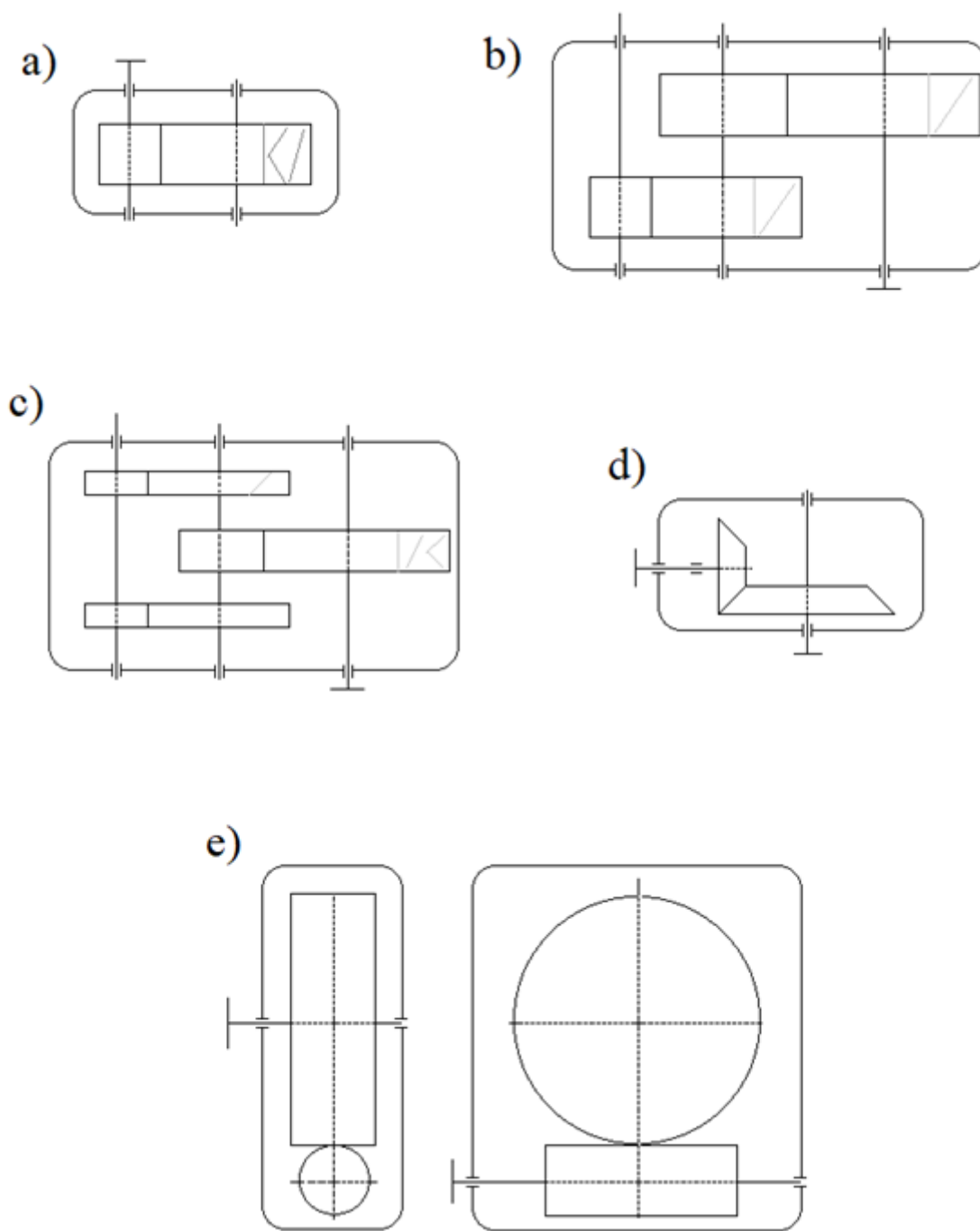
3 Převodovky

Mechanický převod je spolu s hřídeli, spojovacími prvky (pera, kolíky, kroužky, ...), těsněním a ložisky umístěn v převodové skříně. Výhodou je snížení poškození ozubených kol nečistotami z okolí, snížení hluchnosti, usnadnění mazání a chlazení. Převodová skříň může být odlitá (pro litinové skříně) nebo svařovaná (pro ocelové skříně). Lité skříně se používají v sériové výrobě a svařené pro menší počet kusů. Zpravidla bývá skříň dvoudílná, kdy dělicí rovina prochází osami děr pro ložiska. Oba díly jsou spojeny šrouby a pro zajištění přesného dosednutí se používají kolíky. Nejjednodušší způsob mazání je rozstříkáváním, kdy jsou ozubená kola z části ponořena do mazací kapaliny a vlivem otáčení kol dochází k mazání celého kola. Čím více jsou kola ponořena do kapaliny, tím více roste ztrátový výkon. V případě použití rozstříkovacího mazání je skříň opatřena olejoznakem nebo měrkou pro měření hladiny oleje. Další způsob mazání je tzv. centrální tlakové, kdy dochází k mazání kol i ložisek. Olej se nasává čerpadlem ze spodní části skříně. Při vyšších obvodových rychlostech je důležité chlazení, které eliminuje teplo vznikající při ztrátách v ložiskách a v ozubení. (3)

Rychlostní skříně:

Tento typ skříně umožňuje změnu převodového poměru. Ozubená kola jsou uložena na drážkových hřídelích, které jsou posuvné a tato kola lze vyřadit a připojit do záběru jinou dvojici kol, čímž se změní otáčky hnaného hřídele a tím i převodový poměr. Ovládací zařízení pro přesun kol se nachází mimo skříň a je ovládán ručně nebo automaticky.

Na obr. 20a) je schéma klasické čelní jednostupňové převodovky, která se skládá z 1 soukolí a vstupní a výstupní hřídele. Na obr. 20b) je schéma klasické čelní dvoustupňové převodovky, kde jsou 2 soukolí a hnací, hnaný a předlohový hřídel. Dále na obr. 20c) je čelní třístupňová převodovka, na obr. 20d) klasická kuželová jednostupňová převodovka (úhel mezi osami je 90°) a na obr. 20e) je schéma klasické šnekové převodovky. (3)



Obr. 20 Kinematická schémata (1)

Pozn.: Toto jsou pouze některá kinematická schémata, mezi další typy jsou např. kuželočelní převodovka, koaxiální převodovka, kuželočelní převodovka s čelní dvoustupňovou převodkou a mnoho dalších variant.

3.1 Planetová převodovka

Planetový převod se skládá z centrálního kola, korunového kola, satelitů a unašečem satelitů. Satelity jsou uloženy na unašeči satelitů pomocí čepů a jsou v záběru s korunovým a centrálním kolem. Satelity konají rotační pohyb kolem své osy a zároveň jsou unášeny kolem hlavní centrální osy. Počet satelitů může být různý (zpravidla dva až šest satelitů), nejčastěji se setkáme s převody se třemi nebo čtyřmi satelity. Centrální kolo, korunové kolo a unašeč satelitů mají společnou centrální osu. Vstup i výstup je v jedné ose. (10)

Výhody – menší rozměry a větší životnost v porovnání s klasickými převodovkami, možnost řazení pod zatížením, tichý chod, menší zatížení ozubených kol, nižší hmotnost,

Nevýhody – konstrukce je složitější v porovnání s klasickou převodovkou a jsou na ní kladeny větší nároky na přesnost, vyšší náklady na výrobu.

Princip činnosti:

Některá z výše uvedených částí se zastaví a tím dojde ke změně převodového poměru. K tomuto zabrzdění se nejčastěji používají lamelové spojky.

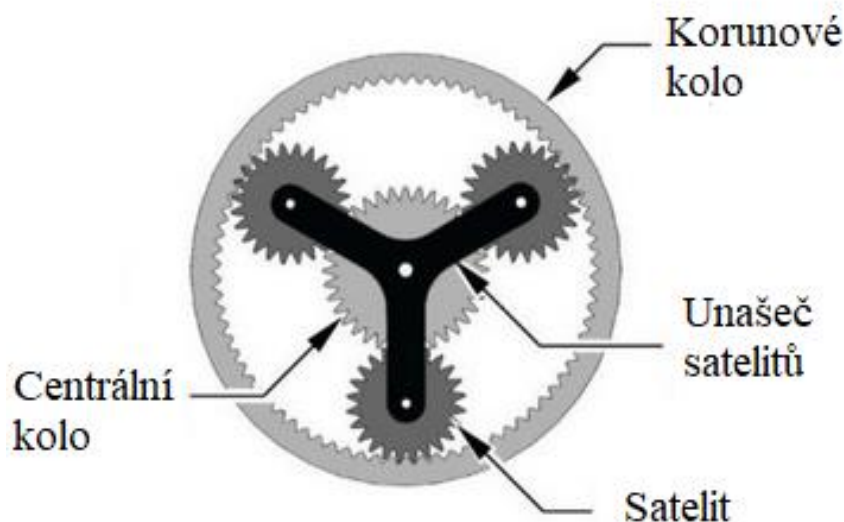
Případy:

Zabrzděno centrální kolo: Jednoduchý planetový převod s jedním stupněm volnosti.

Zabrzděno korunové kolo: Jednoduchý planetový převod s jedním stupněm volnosti.

Zabrzdněn unašeč satelitů: Nepravý planetový převod s jedním stupněm volnosti. Nejedná se totiž o planetový převod ale o převod ozubený. Dojde k obrácení smyslu rotace.

Všechny části pohyblivé (tzn. žádná část nezabrzdněna): Jedná se o převod s dvěma stupni volnosti – diferenciál. (10)



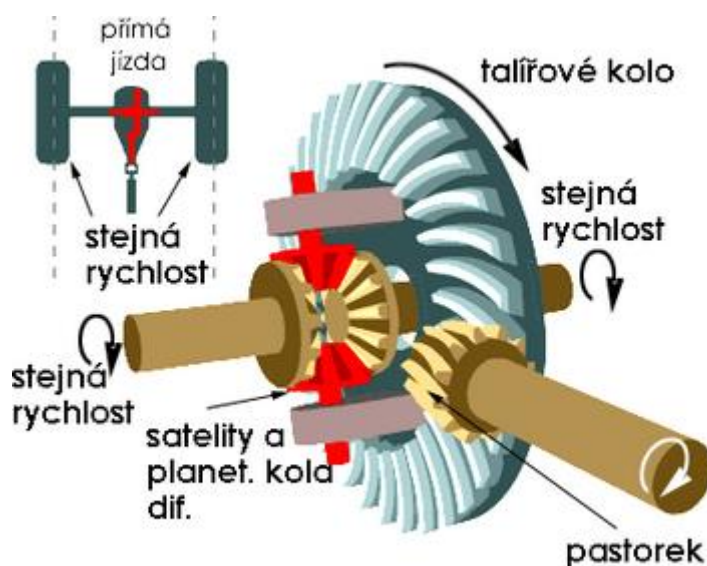
Obr. 21 Planetový převod (11)

3.2 Diferenciál

Nutnost diferenciálu lze dokázat na obyčejné situaci při projíždění zatáčky. V zatáčce konají kola automobilu rotační pohyb po kružnici, kde kola na pravé straně auta opisují pohyb po kružnici o jiném poloměru než kola na levé straně. To znamená, že se kola na jedné nápravě otáčejí různou rychlostí. Proto se zavedl diferenciál (od slova *diference* = změna). Diferenciál je zařízení, které slouží k rozložení kroutícího momentu z hnané hřídele na dvě hnací hřídele a dovoluje rozdílné otáčky obou výstupních hřídelů. (12)

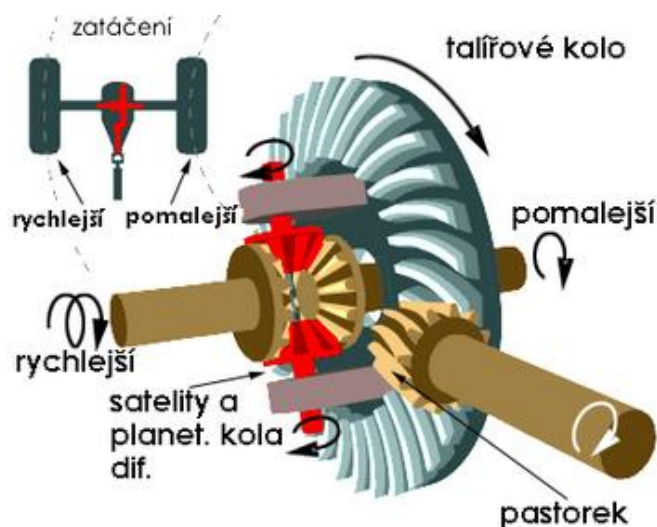
Otevřený diferenciál: Skládá se z klece se dvěma volně otočnými kuželovými koly, které zabírají s ozubenými koly na výstupních hřídelích. Kroutící moment se rozděljuje na obě výstupní hřídele v poměru 1:1, například kroutící moment 2 kNm se rozdělí na 1 kNm:1 kNm. Nevýhodou otevřeného diferenciálu je situace, kde by u jednoho kola došlo k prokluzu a následkem toho ke snížení kroutícího momentu na daném kole. Jelikož se ale kroutící moment dělí právě 1:1, dojde ke snížení kroutícího momentu i na druhém kole, u kterého k prokluzu nedošlo (původní kroutící moment se díky prokluzu prvního kola rozdělí na např. 800 Nm + 800 Nm). Snížení tažné síly jednoho kola se tedy projeví dvojnásobně a tím poklesne i celkový tah vozidla. (13)

Uzávěrka diferenciálu: Dojde k zamezení pohybu satelitů a tím je vyřazeno rovnoměrné rozložení kroutícího momentu v poměru 1:1, dojde ke sjednocení otáček kol a kola mohou přenášet různé síly. Na kole, které se nachází na lepším podkladu (s vyšším koeficientem tření, tzn. nebude u něj docházet k prokluzu), se bude přenášet vyšší síla a tím dojde ke zlepšení podmínek pro rozjezd. (13)



Obr. 22 Diferenciál I (12)

Na obr. 22 je situace, kdy auto jede rovně, tzn. obě kola na nápravě mají stejnou rychlost otáčení, satelit se tedy neotáčí a diferenciál nezasahuje.



Obr. 23 Diferenciál II (12)

Na obr. 23 je situace, kdy auto projíždí zatáčkou, satelit se začne odvalovat a každé kolo na nápravě má rozdílnou rychlost otáčení.

3.3 Variátor

Variátor je typ převodovky, který umožňuje plynule měnit převod mezi vstupní a výstupní hřídelí a rovněž umožňuje změnu smyslu otáčení. Tyto změny svou konstrukcí dovoluje provádět i za chodu. Tyto převody jsou konstruované jako jednostupňové, dvoustupňové nebo čtyřstupňové. Mechanický převod variátorů může být třecí, řemenový nebo řetězový. (1)

Použití: Strojní zařízení, v automatické automobilové převodovce, u skútrů, motocyklů

Konstrukce: Párová kuželová kola, protilehlá kuželová kola, třecí s čelními koly, sférický konstrukce, IVT, CVT

Zavádí se zde veličina regulační rozsah, což je poměr maximálních a minimálních otáček:

$$R = \frac{n_{2max}}{n_{1max}}$$

3.3.1 Třecí variátor

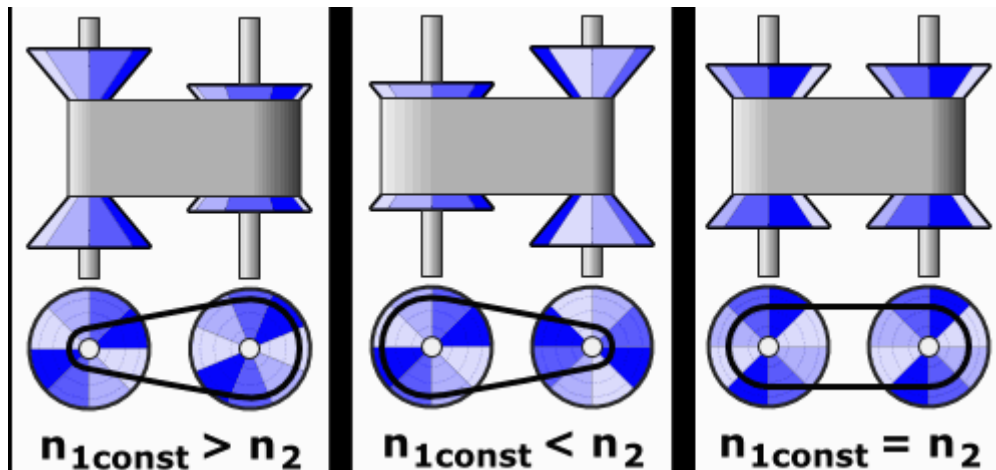
Tento variátor se skládá ze dvou třecích kol, kde jedno kolo je uloženo svisle, druhé vodorovně. Vodorovné (hací) kolo se otáčí konstantními otáčkami a má umožněn posuv ve směru své osy. Bude-li se hácí kolo posouvat od středu kola hnaného k jeho obvodu, dojde ke snížení otáček hnaného kola. Opačným posuvem (tj. ke středu hnaného kola) se budou otáčky hnaného kola zvyšovat. Tato změna otáček je zcela plynulá. (3)

3.3.2 Řemenový variátor

Tento variátor se skládá ze dvou stejně velkých řemenic a z klínového řemenu. Řemenice se skládají ze dvou částí, které se mohou k přibližovat či oddalovat. Pokud se obě poloviny levé řemenice k sobě přiblíží a obě poloviny pravé řemenice se od sebe oddálí, řemen se na levé řemenici pohybuje po větším průměru a na pravé řemenici po menším průměru. Tím se docílí menších otáček na levé řemenici. Budeme-li obě poloviny levé řemenice od sebe oddalovat

a zároveň obě poloviny pravé řemenice k sobě přibližovat, dojde ke změně průměrů, po kterých řemen obíhá a dojde ke změně otáček obou řemenic. (3)

Princip přibližování a oddalování řemenic a změna otáček je zobrazena na obr. 24



Obr. 24 Řemenový variátor (14)

4 Násuvná převodovka Bonfiglioli – Série F

4.1 Charakteristické znaky:

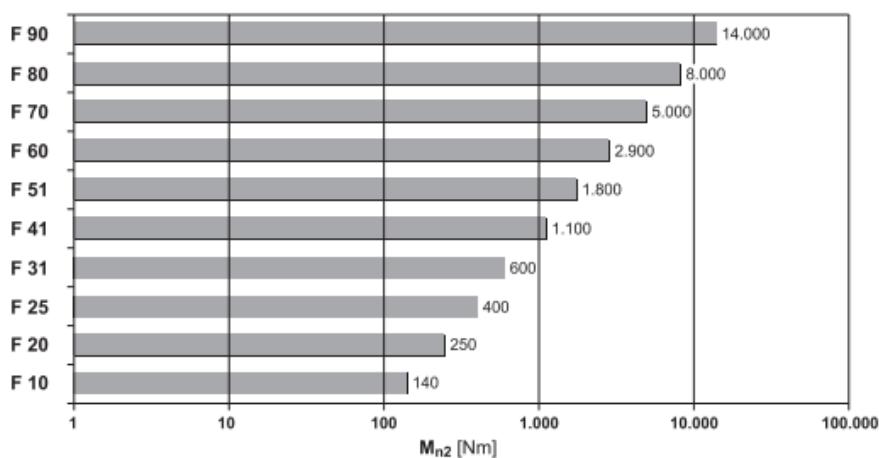
Efektivní využití prostoru

Univerzální montáž

Vysoká účinnost

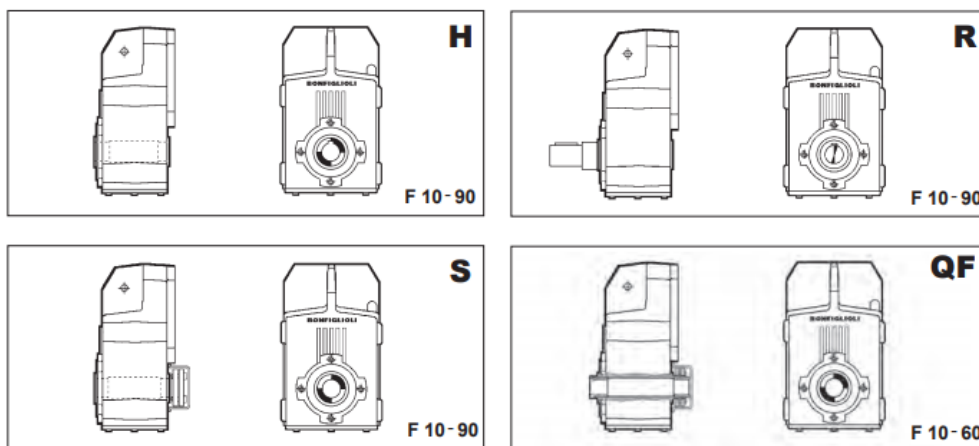
Tichý chod

Hliníková pouzdra pro velikosti F10,20,25. Pro vyšší velikost se používají litinová pouzdra s vysokou pevností.



Obr. 25 Závislost typů převodovky na kroučícím momentu (15)

4.2 Konfigurace výstupu



Obr. 26 Provedení výstupní hřídele (15)

H – Dutá hřídel s drážkou pro pero

S – Dutá hřídel se stahovacím diskem

R – Plná hřídel

QF – Dutá hřídel s pouzdrý adapteru a stahovacím diskem

4.3 Ochrana povrchu

Převodovky jsou vybaveny ochranným nátěrem proti korozi (standartně C2). V případě nutnosti lze použít nátěr s vyšší ochranou, viz tab. 1.

Stupeň	Typické prostředí	Znečištění vzduchu	Max. teplota
C2	Sklady, sportovní haly	Nízké	120 °C
C3	Městské a průmyslové prostředí	Střední	120 °C
C4	Průmyslová oblast, chemické továrny, pobřežní oblasti se 100% relativní vlhkostí vzduchu	Vysoké	120 °C

Tab. 1 Typy nátěrů dle znečištění vzduchu

Převodovky s nátěrem C3 a C4 jsou dostupné v barvách:

Nátěr	Barva
RAL 7042	"Dopravní" šedá
RAL 5010	Enziánová modrá
RAL 9005	Čerň hluboká
RAL 9006	Bílé aluminium
RAL 9010	Čistá bílá

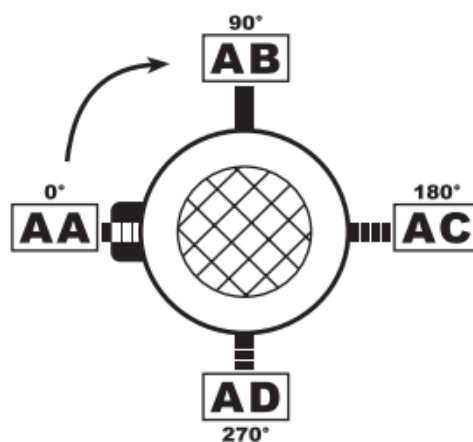
Tab. 2 Barvy nátěrů

4.4 Montáž a umístění svorkovnice

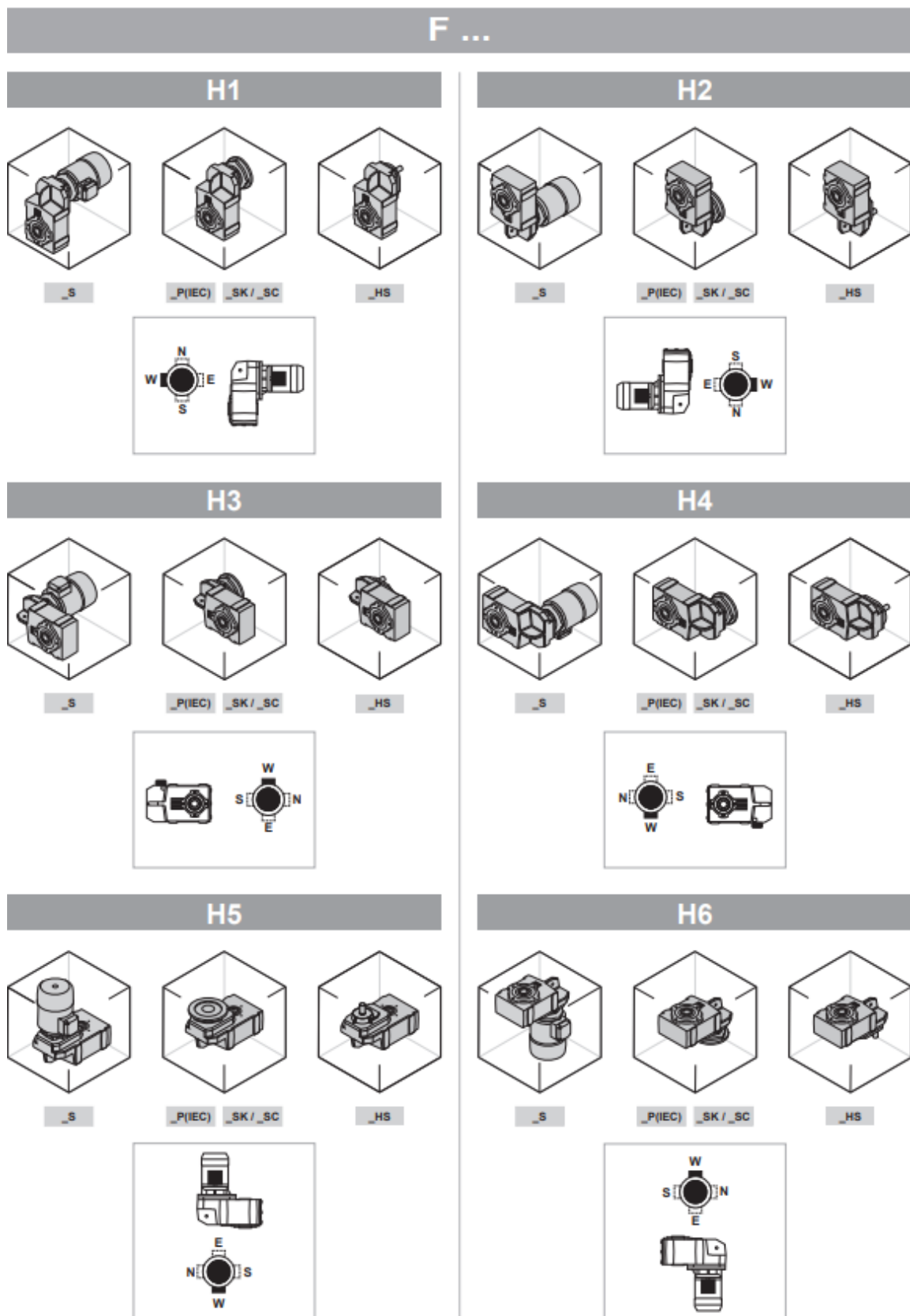
Standartní umístění svorkovnice je nalevo při pohledu ze strany ventilátoru – viz obr. 27.

Umístění páky pro uvolnění brzdy

Pokud není jinak specifikováno, zařízení se nachází 90° ve směru hodinových ručiček od svorkovnice – viz obr. 27.



Obr. 27 Umístění svorkovnice (15)



Obr. 28 Variace montáže převodovky a její označení (15)

4.5 Další typy násuvných převodovek

4.5.1 Násuvné převodovky CHA

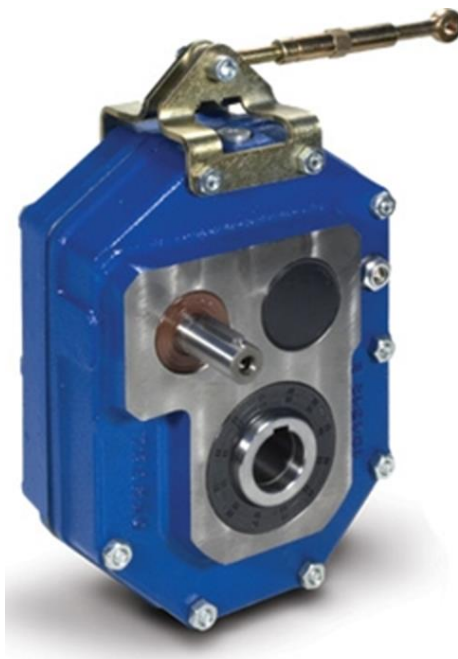
Použití těchto násuvných převodek je především pro různé typy dopravníků v těžebním a důlním průmyslu. V porovnání s násuvnými převodovkami Bonfiglioli mají velmi malý rozsah převodového poměru – 1,10 až 1,33. Mezi její výhody lze zařadit vysokou účinnost, jednoduchou montáž a nízká hlučnost. (14)



Obr. 29 Násuvná převodovka CHA (16)

4.5.2 Násuvné převodovky TRAMEC

Tato převodovka nabízí několik provedení: provedení PC pro připojení motoru nebo PA pro připojení řemenice. Rozsah převodových poměrů je v porovnání s násuvnými převodovkami CHA vysoký – 5 až 62. (15)



Obr. 30 Násuvná převodovka TRAMEC (17)

5 Konstrukční návrh

V této části bude zpracován návrh jednorychlostní čelní převodovky. Ozubení je dle zadání šikmé a kola budou korigovaná. Všechny vypočítané parametry ozubených kol budou s přesností na pět desetinných míst.

5.1 Převody:

Nejprve je nutné si vypočítat převodové poměry mezi všemi třemi hřídeli. Převodový poměr mezi hřídeli 1,2 a hřídeli 2,3 je zvolen stejný.

$$i_{13} = 20,6$$

$$i_{12} = i_{23} = \sqrt{i_{13}} = \sqrt{20,6} = 4,54$$

5.1.1 Soukolí I

Nyní je možné stanovit počet zubů u všech kol.

Návrh počtu zubů hnacího kola 1:

$$z_1 = 17$$

Výpočet počtu zubů hnaného kola 2:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} = 17 \cdot 4,54 = 77,18$$

$$z_2 = 77$$

5.1.2 Soukolí II

Návrh počtu zubů hnaného kola 3:

$$z_3 = 17$$

Výpočet počtu zubů hnaného kola 4:

$$z_4 = z_3 \cdot i_{23} = 17 \cdot 4,54 = 77,18$$

$$z_4 = 77$$

5.1.3 Skutečný převod

Jelikož se zaokrouhlil počet zubů u kol 2 a 4, je nutné přepočítat skutečný převodový poměr.

$$i_{13s} = i_{12s} \cdot i_{23s} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{77}{17} \cdot \frac{77}{17} = 20,52$$

Přípustná odchylka převodu je 0,05 (5 %). Skutečný převodový poměr tedy musí být v intervalu od 19,57 do 21,63, což je splněno.

Počty zubů spolu zabírajících kol jsou čísla nesoudělná, tzn. v záběru jsou stále různé zuby a dochází k rovnoměrnému opotřebování zubů.

5.1.4 Otáčky a momenty

Nyní jsou ze skutečného převodového poměru vypočteny otáčky hřídeli 2 a 3 – otáčky hřídele 1 jsou zadány.

$$i_{12s} = \frac{n_I}{n_{II}} \Rightarrow n_2 = \frac{n_e}{i_{12s}} = \frac{1480}{4,53} = 326/min$$

$$i_{13s} = \frac{n_I}{n_{III}} \Rightarrow n_3 = \frac{n_e}{i_{13s}} = \frac{1480}{20,52} = 72/min$$

Následně je proveden výpočet kroutících momentů u všech hřídelí:

$$M_{kI} = M_e = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_e} = \frac{60 \cdot 55 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 1480} = 354,87251 \text{ Nm}$$

$$M_{kII} = M_e \cdot i_{12s} \cdot \eta = 354,87251 \cdot 4,53872 \cdot 0,98 = 1578,45362 \text{ Nm}$$

$$M_{kIII} = M_e \cdot i_{13s} \cdot \eta^2 = 354,87251 \cdot 20,51557 \cdot 0,98^2 = 6992,10751 \text{ Nm}$$

5.2 Návrh modulů

5.2.1 Předběžný návrh modulů

Před výpočtem normálového modulu je nutné navrhnout určité parametry, které platí pro všechna kola:

Úhel sklonu zubů zvolen β_{12} a β_{34} 20° .

Materiál kol zvolen 18CrNiMo7-6 (Ekvivalentem je ČSN 16326)

Konstanta c v závislosti na materiálu zvolena 10 MPa a ψ zvoleno 15.

$$m_{12}' = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{kI} \cdot \cos \beta_{12}}{c \cdot \psi \cdot z_1}} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{354,87251 \cdot \cos 20}{10 \cdot 15 \cdot 17}} = 3,80686 \text{ mm}$$

$$m_{34}' = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{kIII} \cdot \cos \beta_{34}}{c \cdot \psi \cdot z_3}} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{6992,10751 \cdot \cos 20}{10 \cdot 15 \cdot 17}} = 10,28204 \text{ mm}$$

Volím moduly z řady doporučených modulů $m_{12} = 4 \text{ mm}$ a $m_{34} = 10 \text{ mm}$

Nyní je možné dopočítat osové vzdálenosti a skutečné sklony zubů.

5.2.2 Osová vzdálenost mezi první a druhou hřídelí a_I :

$$a_I = \frac{m_{12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{12}} = \frac{4 \cdot (17 + 77)}{2 \cdot \cos 20} = 200,06542 \text{ mm}$$

5.2.3 Předběžná osová vzdálenost mezi druhou a třetí hřídelí a_{II} :

$$a_{II}' = \frac{m_{34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta_{34}} = \frac{10 \cdot (17 + 77)}{2 \cdot \cos 20} = 500,16355 \text{ mm}$$

Navrhuji osové vzdálenosti $a_I = 200 \text{ mm}$ a $a_{II} = 500 \text{ mm}$

Protože došlo k zaokrouhlení osových vzdáleností, kola se musejí korigovat na osovou vzdálenost. Tyto korekce byly spočítány v KISSsys, viz obr. 40.

5.2.4 Korekce prvního soukolí

$$x_1 = 0$$

$$x_2 = -0,0163$$

5.2.5 Korekce druhého soukolí

$$x_3 = 0$$

$$x_4 = -0,0163$$

5.2.6 Čelní moduly

$$m_{t12} = \frac{m_{12}}{\cos \beta_{12}} = \frac{4}{\cos 20^\circ} = 4,25671 \text{ mm}$$

$$m_{t34} = \frac{m_{34}}{\cos \beta_{34}} = \frac{10}{\cos 20^\circ} = 10,64178 \text{ mm}$$

5.3 Ostatní rozměry ozubených kol

Nyní je proveden výpočet všech potřebných rozměrů kol:

5.3.1 Normálová rozteč

$$p_{12} = \pi \cdot m_{12} = \pi \cdot 4 = 12,56637 \text{ mm}$$

$$p_{34} = \pi \cdot m_{34} = \pi \cdot 10 = 31,41593 \text{ mm}$$

5.3.2 Čelní rozteč

$$p_{t12} = \pi \cdot m_{t12} = \pi \cdot 4,25671 = 13,37285 \text{ mm}$$

$$p_{t34} = \pi \cdot m_{t34} = \pi \cdot 10,64178 = 33,43214 \text{ mm}$$

5.3.3 Čelní úhel záběru

Normálový úhel záběru nástroje navrhují $\alpha = 20^\circ$

$$\alpha_{t12} = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{12}} \right) = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} \right) = 21,17283^\circ$$

$$\alpha_{t34} = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{34}} \right) = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} \right) = 21,17283^\circ$$

5.3.4 Základní rozteč

$$p_{tb12} = p_{t12} \cdot \cos \alpha_{t12} = 13,37285 \cdot \cos 21,17283^\circ = 12,47012 \text{ mm}$$

$$p_{tb34} = p_{t34} \cdot \cos \alpha_{t34} = 33,43214 \cdot \cos 21,17283^\circ = 31,17531 \text{ mm}$$

5.3.5 Roztečné kružnice

$$d_1 = \frac{m_{12} \cdot z_1}{\cos \beta_{12}} = \frac{4 \cdot 17}{\cos 20^\circ} = 72,36409 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_{12} \cdot z_2}{\cos \beta_{12}} = \frac{4 \cdot 77}{\cos 20^\circ} = 327,76675 \text{ mm}$$

$$d_3 = \frac{m_{34} \cdot z_3}{\cos \beta_{34}} = \frac{10 \cdot 17}{\cos 20^\circ} = 180,91022 \text{ mm}$$

$$d_4 = \frac{m_{34} \cdot z_4}{\cos \beta_{34}} = \frac{10 \cdot 77}{\cos 20^\circ} = 819,41688 \text{ mm}$$

5.3.6 Patní kružnice

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_{12} + 2 \cdot m_{12} \cdot x_1 = 72,36409 - 2,5 \cdot 4 + 0 = 62,36409 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_{12} + 2 \cdot m_{12} \cdot x_2 = 327,76675 - 2,5 \cdot 4 + 2 \cdot 4 \cdot (-0,0163) = 317,63635 \text{ mm}$$

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m_{34} + 2 \cdot m_{34} \cdot x_3 = 180,91022 - 2,5 \cdot 10 + 0 = 155,91022 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m_{34} + 2 \cdot m_{34} \cdot x_4 = 819,41688 - 2,5 \cdot 10 + 2 \cdot 10 \cdot (-0,0163) = 794,09088 \text{ mm}$$

5.3.7 Hlavové kružnice

$$d_{a1} = 2 \cdot \left(a_I - \frac{d_{f2}}{2} - m_{12} \cdot c_a^* \right) = 2 \cdot \left(200 - \frac{317,63635}{2} - 4 \cdot 0,25 \right) = 80,36365 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 2 \cdot \left(a_I - \frac{d_{f1}}{2} - m_{12} \cdot c_a^* \right) = 2 \cdot \left(200 - \frac{62,36409}{2} - 4 \cdot 0,25 \right) = 335,63591 \text{ mm}$$

$$d_{a3} = 2 \cdot \left(a_{II} - \frac{d_{f4}}{2} - m_{34} \cdot c_a^* \right) = 2 \cdot \left(500 - \frac{794,09088}{2} - 10 \cdot 0,25 \right) = 200,90912 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = 2 \cdot \left(a_{II} - \frac{d_{f3}}{2} - m_{34} \cdot c_a^* \right) = 2 \cdot \left(500 - \frac{155,91022}{2} - 10 \cdot 0,25 \right) = 839,08978 \text{ mm}$$

5.3.8 Základní kružnice

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_{t12} = 72,36409 \cdot \cos 21,17283^\circ = 67,47917 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_{t12} = 327,76675 \cdot \cos 21,17283^\circ = 305,64091 \text{ mm}$$

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_{t34} = 180,91022 \cdot \cos 21,17283^\circ = 168,69791 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_{t34} = 819,41688 \cdot \cos 21,17283^\circ = 764,10229 \text{ mm}$$

5.3.9 Tloušťka zubů

$$s_{t12} = 0,5 \cdot p_{t12} = 0,5 \cdot 13,37285 = 6,68643 \text{ mm}$$

$$s_{t34} = 0,5 \cdot p_{t34} = 0,5 \cdot 33,43214 = 16,71607 \text{ mm}$$

5.3.10 Součinitel záběru profilu

$$\alpha_{a1} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b1}}{d_{a1}} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{67,47917}{80,36365} \right) = 32,89444^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{305,64091}{335,63591} \right) = 24,40712^\circ$$

$$\alpha_{a3} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b3}}{d_{a3}} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{168,69791}{200,90912} \right) = 32,89444^\circ$$

$$\alpha_{a4} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b4}}{d_{a4}} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{764,10229}{839,08978} \right) = 24,40712^\circ$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha 12} &= \frac{[z_1 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{t12}) + z_2 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{t12})]}{2\pi} = \\ &= \frac{[17 \cdot (\operatorname{tg} 32,89444^\circ - \operatorname{tg} 21,17283^\circ) + 77 \cdot (\operatorname{tg} 24,40712^\circ - \operatorname{tg} 21,17283^\circ)]}{2\pi} = 1,51485 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha 34} &= \frac{[z_3 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a3} - \operatorname{tg} \alpha_{t34}) + z_4 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a4} - \operatorname{tg} \alpha_{t34})]}{2\pi} = \\ &= \frac{[17 \cdot (\operatorname{tg} 32,89444^\circ - \operatorname{tg} 21,17283^\circ) + 77 \cdot (\operatorname{tg} 24,40712^\circ - \operatorname{tg} 21,17283^\circ)]}{2\pi} = 1,51485 \end{aligned}$$

5.3.11 Součinitel kroku

$$b_{12} = \psi \cdot m_{12} = 15 \cdot 4 = 60 \text{ mm}$$

$$b_{34} = \psi \cdot m_{34} = 15 \cdot 10 = 150 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_{\beta 12} = \frac{b_{12} \cdot \sin \beta_{12}}{\pi \cdot m_{12}} = \frac{60 \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 4} = 1,63303$$

$$\varepsilon_{\beta 34} = \frac{b_{34} \cdot \sin \beta_{34}}{\pi \cdot m_{34}} = \frac{150 \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 10} = 1,63303$$

5.3.12 Celkový součinitel záběru

$$\varepsilon_{\gamma 12} = \varepsilon_{\alpha 12} + \varepsilon_{\beta 12} = 1,51485 + 1,63303 = 3,14788$$

$$\varepsilon_{\gamma 34} = \varepsilon_{\alpha 34} + \varepsilon_{\beta 34} = 1,51485 + 1,63303 = 3,14788$$

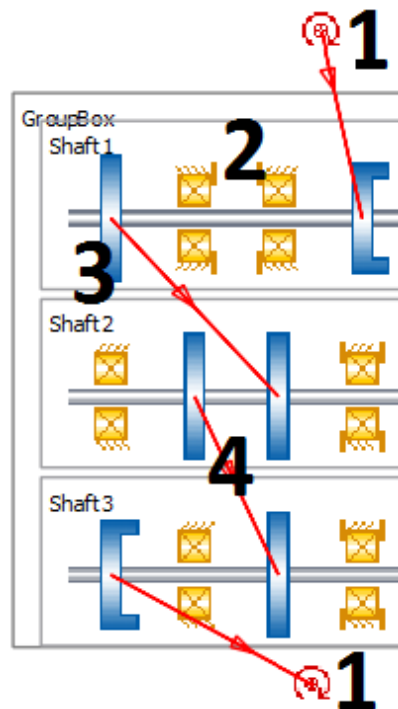
5.4 Návrh převodovky v KISSsys

Cílem práce v KISSsys je navrhnout ložiska, která budou mít vyšší trvanlivost, než je požadovaná v zadání. Dále byl proveden v KISSsys výpočet pro provoz převodovky oběma směry.

Nejprve je nutné nadefinovat základní tvar převodovky. Byly vloženy základní prvky jako vstupní, předlohová a výstupní hřídel, 6 ložisek, 4 ozubená kola, vazby a poté byly definovány zadané a vypočtené parametry na vstupu a na výstupu.

Zjednodušené schéma převodovky je na obr. 31:

- 1) Vstup a výstup
- 2) Ložiska
- 3) Ozubená kola
- 4) Vazby mezi ozubenými koly

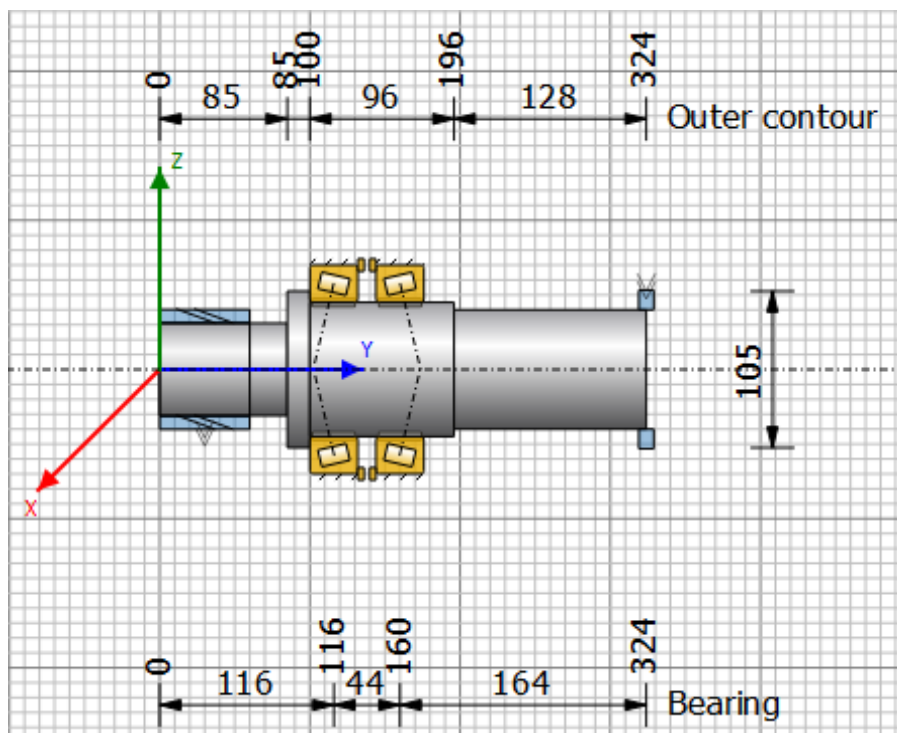


Obr. 31 Schéma převodovky

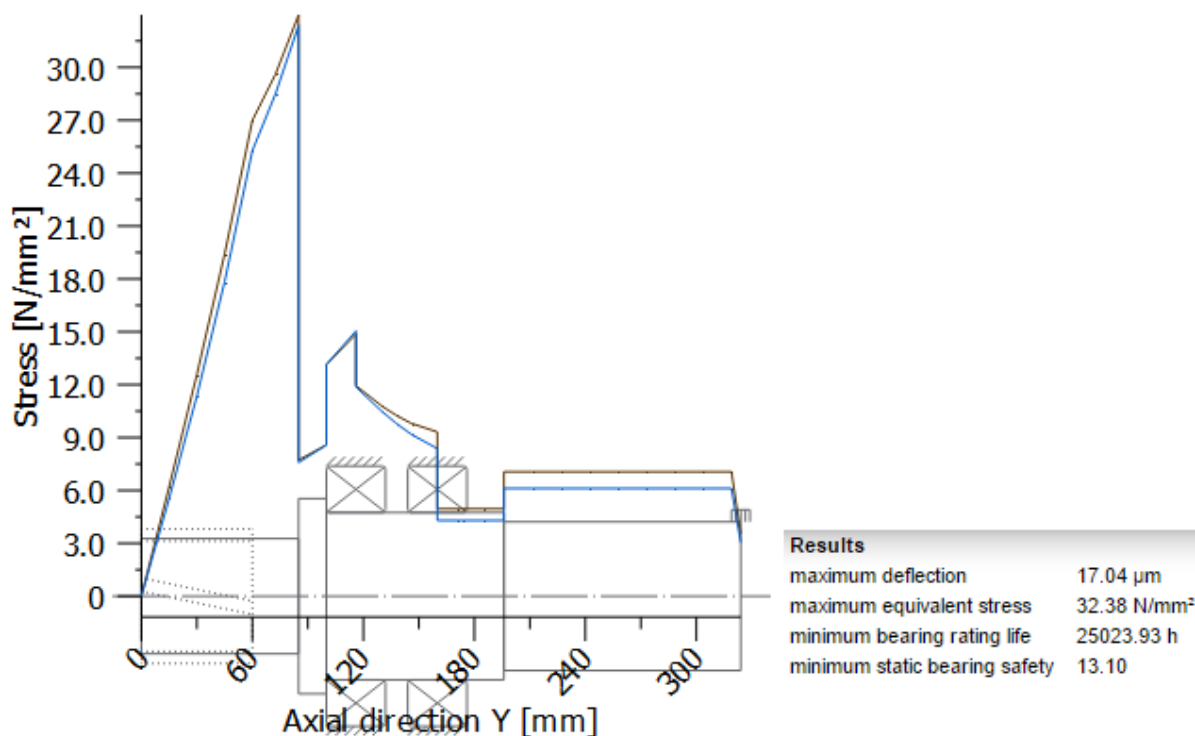
5.5 Návrh hřídelí

Před samotnou kontrolou ložisek je nutné nadefinovat tvar a rozměry hřídelí. Finální tvar a rozměry hřídelí byl navržen tento:

5.5.1 Vstupní hřídel



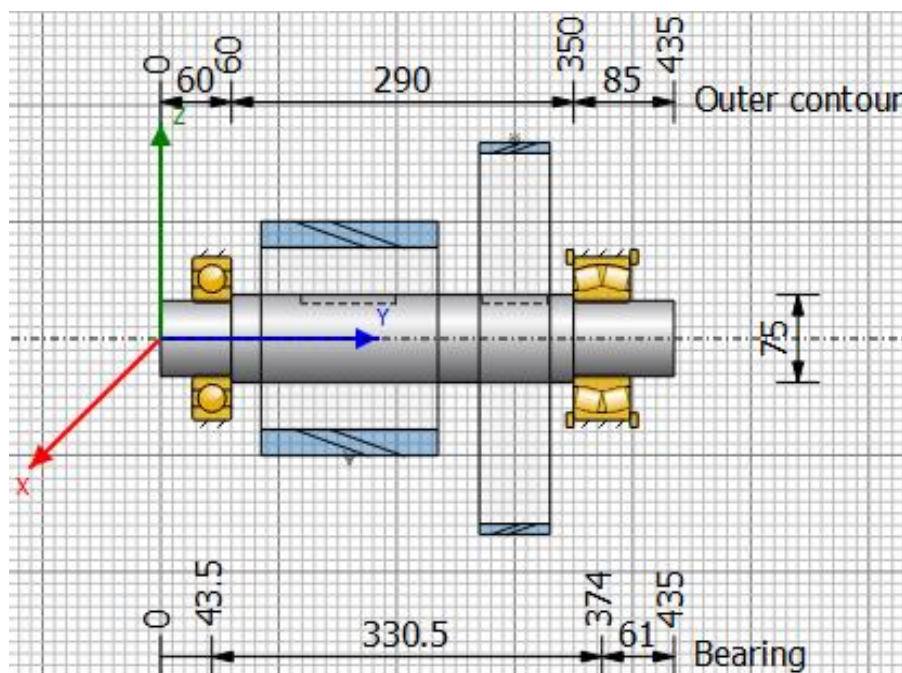
Obr. 32 Návrh vstupní hřídele



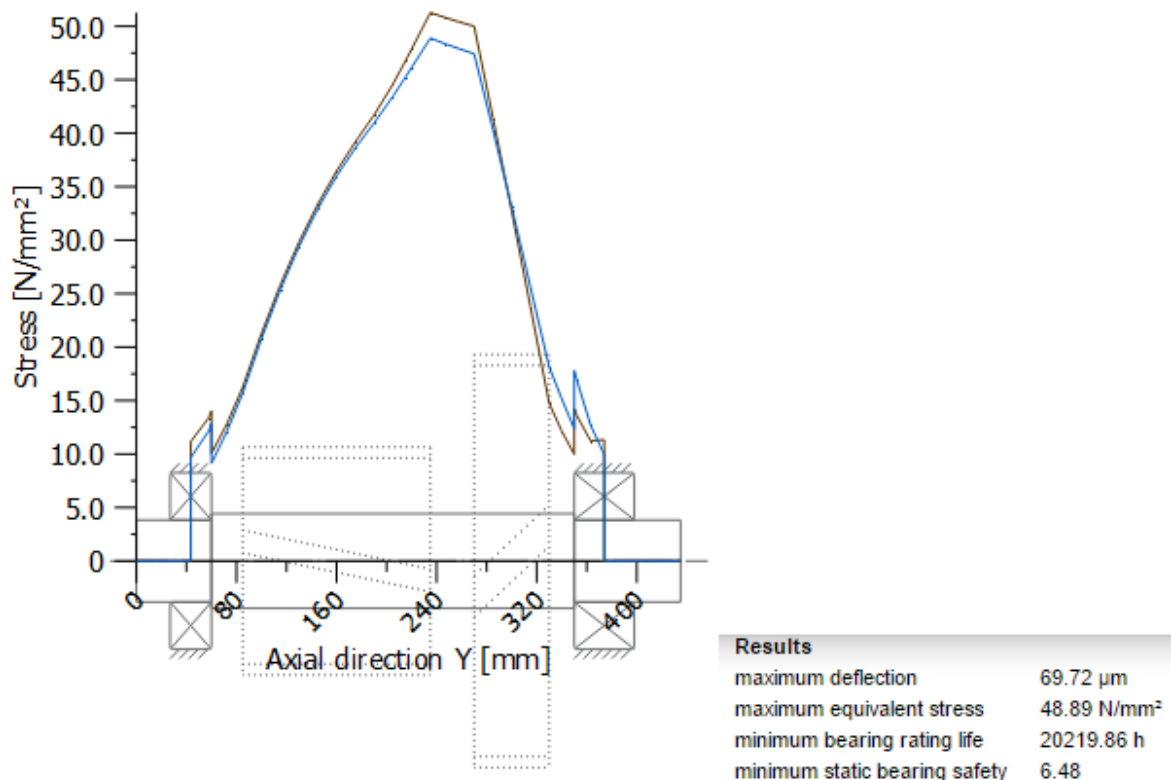
Obr. 33 Ekvivalentní zatížení vstupní hřídele

Protože se jedná na některých částech hřídele o kombinované nesourodé namáhání (kombinace tečného krutu a normálového ohybu) je nutné počítat s ekvivalentním (též srovnávacím) napětím, které KISSsys vypočetl na $32,38 \text{ N/mm}^2$ ($32,38 \text{ MPa}$).

5.5.2 Předloková hřídel

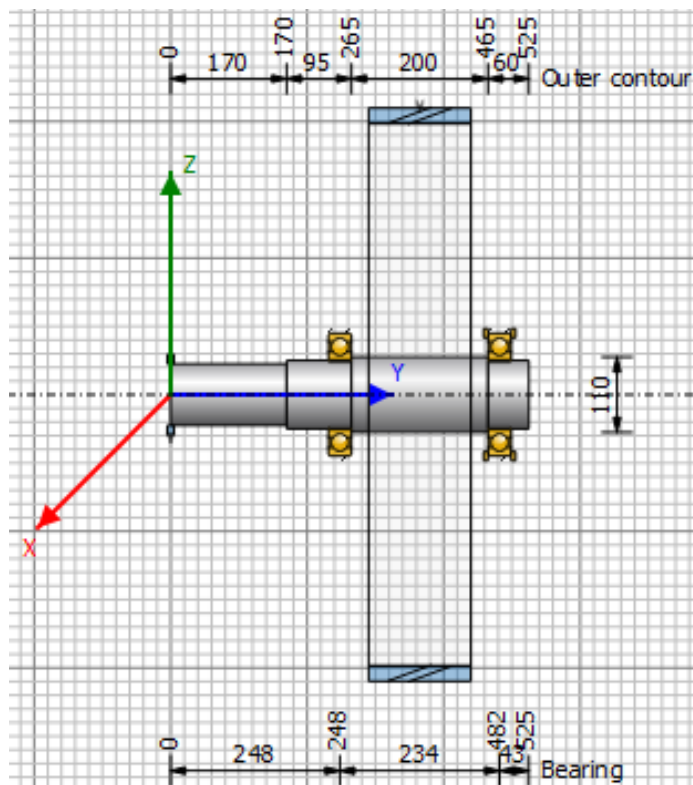


Obr. 34 Návrh předlokové hřídele

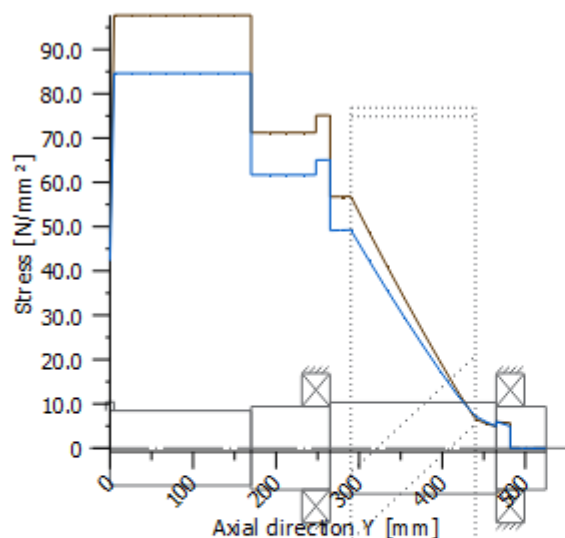


Obr. 35 Ekvivalentní zatížení předlohového hřídele

Ekvivalentní napětí program stanovil 48,89 MPa.



Obr. 36 Návrh výstupní hřídele



Results	
maximum deflection	31.47 μm
maximum equivalent stress	84.61 N/mm^2
minimum bearing rating life	69495.00 h
minimum static bearing safety	8.46

Obr. 37 Ekvivalentní zatížení výstupní hřídele

Ekvivalentní napětí bylo spočteno na 84,61 MPa.

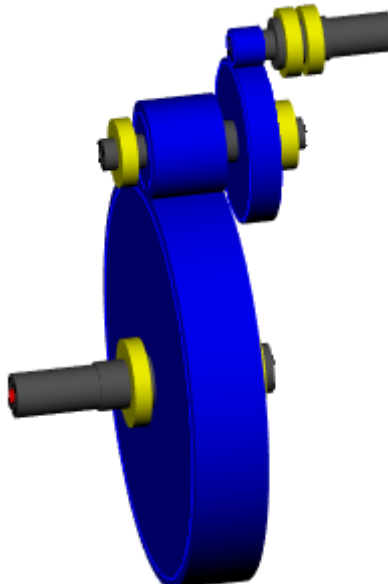
Při návrhu hřídel v KISSsys nebyly použity prvky jako drážky pro pero, zkosení, zaoblení, zápichy, drážky pro pojistné kroužky atp. Při návrhu materiálu je ale nutné je zohlednit. Ten bude zvolen pro všechny 3 hřídele stejný. Nejvyšší napětí, které se na všech hřídelích vyskytuje je 84,61 MPa, které bude reálně o něco vyšší z důvodu již zmíněných prvků výše. Dovolené napětí v ohybu u oceli 11 600 se pohybuje dle strojnických tabulek v rozmezích 170 až 220 MPa. Tato ocel tedy vyhovuje.

Ložiska byla zprvu zvolena kuličková a poté byla vypočtena jejich životnost. Z obrázků hřídelů je patrné, že největší nároky na ložiska budou kladeny na hřídel předlohovou z důvodu 2 kol a na hřídel vstupní, jelikož je to hřídel s nejmenším průměrem hřídele pod ložisky. U těchto dvou hřídelí životnost ložisek zprvu nevyšla. Zde byla možnost změny parametrů hřídele – průměr hřídele pod ložisky nebo vzdálenost mezi ložisky. Zvětšením průměru je možné zvolit větší a únosnější ložisko. Ani po změnách těchto parametrů se trvanlivost ložisek nepřibližovala k požadovaným, proto bylo nutné změnit samotný typ ložisek. Na vstupní hřídel byla zvolena kuželíková ložiska a na předlohovou hřídel byla zvolena kombinace ložiska kuličkového a dvouřadého soudečkového. Po tomto návrhu měla všechna ložiska požadovanou životnost. Všechny výsledky lze vidět na obr. 38.

	RollerBearing1	RollerBearing2	RollerBearing3	RollerBearing4	RollerBearing5	RollerBearing6
shaft1	Shaft1	Shaft1	Shaft2	Shaft2	Shaft3	Shaft3
BForm	Taper roller bearing	Taper roller bearing	Deep groove ball bearing	Spherical roller bearing	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing
BType	SKF 32018 X	SKF 32018 X	SKF 313-2Z	SKF 22313 EK	SKF 220	SKF 220
d	90	90	65	65	100	100
D	140	140	140	140	180	180
b	32	32	33	48	34	34
Fx	-5826.2	2035.6	-3526.3	510.18	-7574	14169.83068
Fy	7359.8	-3787.4	-0	-9835.8	-0	6211.5
Fz	19767.12332	-9955.9	-13430	-13599	8535.8	8535.8
Tx	-269.8	-135.89	-0	-0	-0	-0
Ty	4.793	3.8694	0.73078	2.2132	0.73203	2.6114
Tz	-79.522	-27.783	-0	-0	-0	-0
Lh	25023.92725	264172.7615	20219.86267	92108.02494	374058.2634	69495.00266
S0	13.102	26.57	6.4817	11.497	12.268	8.4632
deltaX	0	0	0	0	0	0
deltaY	0	0	0	0	0	0
deltaZ	0	0	0	0	0	0
deltaRX	0	0	0	0	0	0
deltaRZ	0	0	0	0	0	0

Obr. 38 Návrh ložisek

Převodovka je nyní kompletně navržena a její finální tvar lze vidět na obr. 39.



Obr. 39 Finální tvar převodovky

KISSsys umožňuje zobrazení různých výsledků. Kromě výsledků ložisek jsou pro nás také důležité výsledky soukolí (obr. 40) a jednotlivých kol (obr. 41).

	Gear12_calc	Gear34_calc		Gear12_calc	Gear34_calc
fileName			df1	62.364	155.91
P	55	53.9	df2	317.64	794.09
T1	354.87	1575.2	SF1	4.8265	12.187
T2	1575.2	6992.1	SF2	5.0627	12.783
n1	1480	326.75	SH1	1.8589	3.0374
n2	326.75	72.14	SH2	1.8589	3.0374
mn2	4	10	SSint	3.8693	4.6125
beta2	20	20	SB	2.1454	4.9892
alpha2	20	20	RefProfile1	1.25 / 0.38 / 1.0 ISC	1.25 / 0.38 / 1.0 ISC
alphawt	21.124	21.124	RefProfile2	1.25 / 0.38 / 1.0 ISC	1.25 / 0.38 / 1.0 ISC
z1	17	17	material1	18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6
z2	77	77	material2	18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6
a	200	500	Q1	6	6
b1	60	150	Q2	6	6
b2	60	150	TtTol1	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
x1	6.9031e-06	6.9031e-06	TtTol2	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
x2	-0.016344	-0.016344			
da1	80.364	200.91			
da2	335.64	839.09			
df1	62.364	155.91			

Obr. 40 Návrh soukolí

	z1	z2	z3	z4
z	17	77	17	77
mn	4	4	10	10
b	60	60	150	150
alpha	20	20	20	20
beta	20	20	20	20
RefProfile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISC	1.25 / 0.38 / 1.0 ISC	1.25 / 0.38 / 1.0 ISC	1.25 / 0.38 / 1.0 ISC
x	6.9031e-06	-0.016344	6.9031e-06	-0.016344
d	72.364	327.77	180.91	819.42
da	80.364	335.64	200.91	839.09
df	62.364	317.64	155.91	794.09
material	18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6
Q	6	6	6	6
helix	right hand	left hand	right hand	left hand

Obr. 41 Návrh kol

Jak je z obrázku č. 41 patrné, výsledky kol se shodují s výsledky vypočtených v kapitole 5.3.

V softwaru KISSsys byl také proveden kontrolní výpočet provozu převodovky s kladným a záporným smyslem otáčení se zahrnutím zatěžovacích stavů a dále výpočet pro celé spektrum.

Soukolí 12:

Frekvence [-]	Doba běhu [hod]	Kr. moment [Nm]	Sklon zubů [-]	Rychlost [min ⁻¹]	Smysl otáčení [-]
0.5	10000	354.9	Pravý	1480	Kladný
0.5	10000	-354.9	Levý	-1480	Záporný

Tab. 3 Soukolí 12 – Zatížení

Soukolí 12	SF1	SH1	SF2	SH2	SSint	SB
Směr 1	4.826	1.859	5.063	1.859	3.869	2.145
Směr 2	4.826	1.859	5.063	1.859	3.869	2.145
Výsledky	4.828	1.857	5.063	1.857	3.869	2.145

Tab. 4 Soukolí 12 – Výsledky

Soukolí 34:

Frekvence [-]	Doba běhu [h]	Kr. moment [Nm]	Sklon zubů [-]	Rychlost [min ⁻¹]	Smysl otáčení [-]
0.5	10000	-1575.2	left	-326.8	CCW
0.5	10000	1575.2	right	-326.8	CW

Tab. 5 Soukolí 34 – Zatížení

Soukolí 34	SF1	SH1	SF2	SH2	SSint	SB
Směr 1	12.187	3.037	12.783	3.071	4.613	4.989
Směr 2	12.187	3.037	12.783	3.071	4.613	4.989
Výsledky	12.193	3.039	12.781	3.036	4.613	4.989

Tab. 6 Soukolí 34 – Výsledky

Ložiska:

Ložisko 1	Životnost [hod]	Stat. bezpečnost [-]	F _x [N]	F _y [N]	F _z [N]
Směr 1	25024	13.102	-5826.2	7359.8	19767.1
Směr 2	20404	12.324	-9448.1	7824.5	-19767.1
Výsledky	22479	12.324			

Tab. 7 Ložisko 1 – Výsledky

Ložisko 2	Životnost [hod]	Stat. bezpečnost [-]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]
Směr 1	264173	26.57	2035.6	-3787.4	-9955.9
Směr 2	25347	18.195	5657.5	-11391.7	9955.9
Výsledky	46255	18.195			

Tab. 8 Ložisko 2 – Výsledky

Ložisko 3	Životnost [hod]	Stat. bezpečnost [-]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]
Směr 1	20220	6.482	-3526.3	0	-13429.9
Směr 2	20221	6.482	-3525.1	0	13429.9
Výsledky	20221	6.482			

Tab. 9 Ložisko 3 – Výsledky

Ložisko 4	Životnost [hod]	Stat. bezpečnost [-]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]
Směr 1	92108	11.497	510.2	-9835.8	-13599.2
Směr 2	92108	11.497	511.6	9835.8	13599.2
Výsledky	92108	11.497			

Tab. 10 Ložisko 4 – Výsledky

Ložisko 5	Životnost [hod]	Stat. bezpečnost [-]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]
Směr 1	318446	5.622	-7574	0	8535.8
Směr 2	104544	5.622	14169.8	0	-8535.9
Výsledky	157411	5.622			

Tab. 11 Ložisko 5 – Výsledky

Ložisko 6	Životnost [hod]	Stat. bezpečnost [-]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]
Směr 1	67999	5.622	14169.8	6211.5	8535.8
Směr 2	110915	5.622	-7574.1	-6211.5	-8535.7
Výsledky	84310	5.622			

Tab. 12 Ložisko 6 - Výsledky

Při výpočtu zatěžovacích stavů bylo počítáno s polovinou dobu běhu jedním směrem a s druhou polovinou běhu opačným směrem. Z tab. 4 a z tab. 6 je zřejmé, že směr nemá vliv na soukolí jako taková – bezpečnosti zůstaly neměnné. Co se týče některých ložisek, změna směru měla vliv na přenášené síly – viz např. tab. 7. To se projevilo i na snížení (či zvýšení) životnosti některých ložisek. Nicméně všechna ložiska mají životnost vyšší, než je zadaná – 20 000 hodin. Tento výpočet byl proveden, jelikož nebyl zadán směr chodu převodovky. Na rozdíl od přímého ozubení, u šikmého ozubení by opačný směr mohl vycházet hůře.

5.6 Návrh per

5.6.1 Vstupní hřídel

Z obr. 32 lze vidět, že pastorek má v porovnání s hřídelí podobné rozměry, tudíž vzhledem k technologické a ekonomické stránce bude nejvýhodnější vyrobit ozubení přímo na hřídeli.

5.6.2 Předlohová hřídel

Průměr hřídele pod kolem 2 a 3 je 75 mm. Dle tabulek k těmto průměrům přísluší pero s rozměry $b=20$ mm a $h=12$ mm. (platí $h_2 = h_3$, $d_{k2} = d_{k3}$)

Délka pera se provede z kontroly na otláčení. Dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj je 120 MPa.

$$l_2 = l_3 \geq \frac{4 \cdot M_{kII}}{p_D \cdot h_2 \cdot d_{k2}} \geq \frac{4 \cdot 1578,45362 \cdot 10^3}{120 \cdot 12 \cdot 75} \geq 54,81 \text{ mm}$$

Pro kolo 2 je navrženo PERO 20x12x56 ČSN 02 2562

Pro kolo 3 je navrženo PERO 20x12x80 ČSN 02 2562

Pozn. U kola 3 bylo navrženo o trochu delší pero, jelikož šířka kola je 2,5x větší než u kola 2.

5.6.3 Výstupní hřídel

Průměr hřídele pod kolem 4 je 110 mm. Dle tabulek k tomuto průměru přísluší pero s rozměry $b=28$ mm a $h=16$ mm.

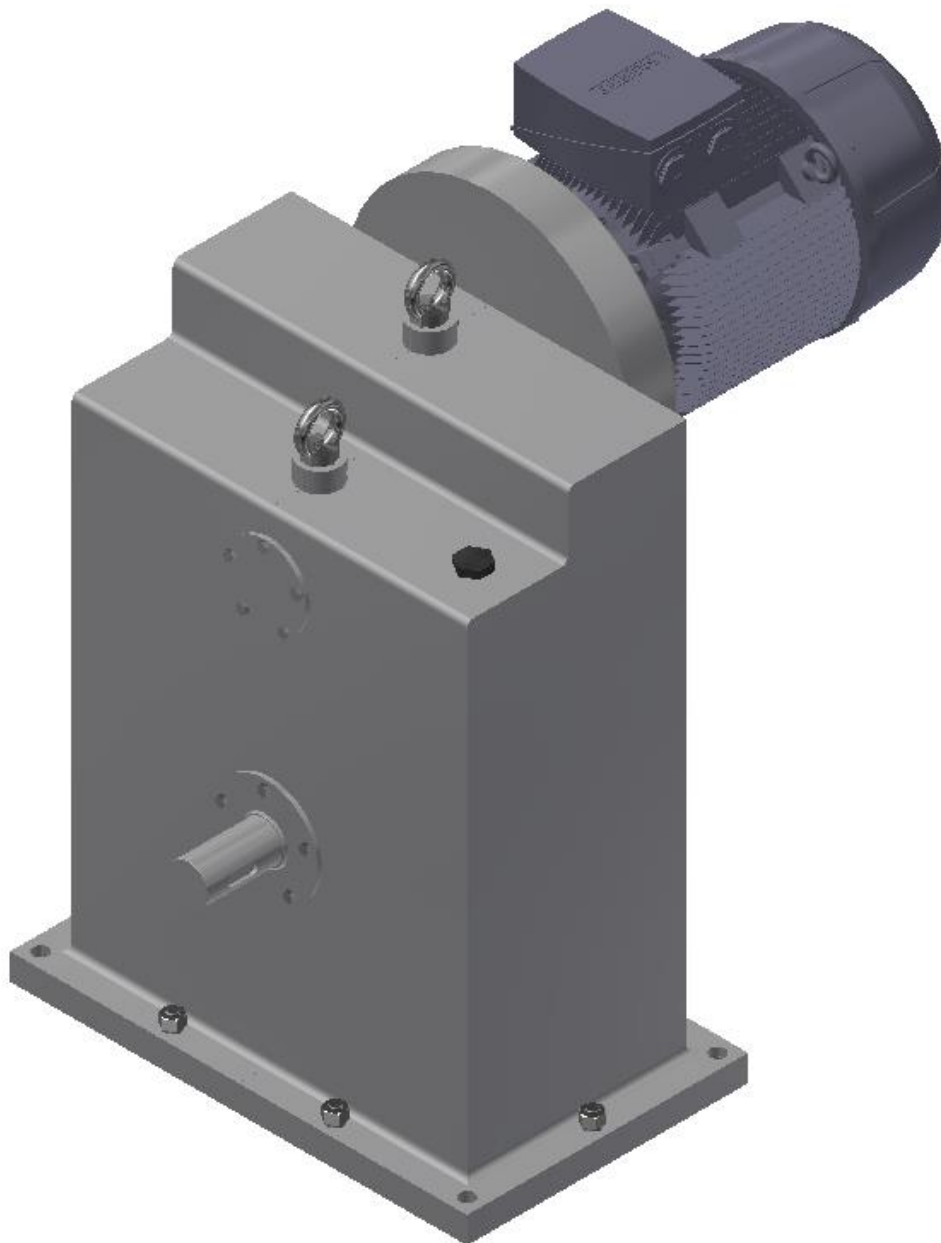
Délka pera se provede z kontroly na otláčení. Dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj je 120 MPa.

$$l_4 \geq \frac{4 \cdot M_{kIII}}{p_D \cdot h_4 \cdot d_{k4}} \geq \frac{4 \cdot 6992,10751 \cdot 10^3}{120 \cdot 16 \cdot 110} \geq 132,43 \text{ mm}$$

Navrhuji PERO 28x16x140 ČSN 02 2562

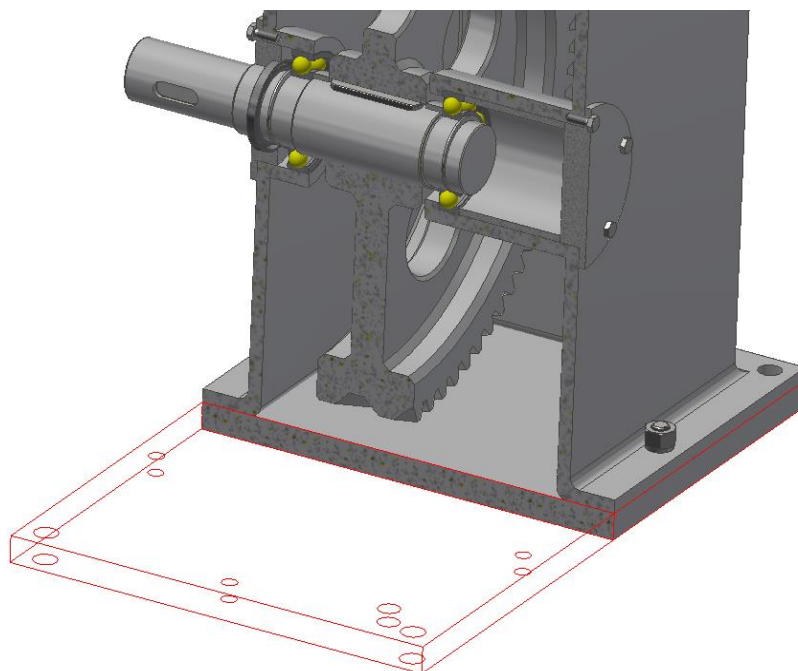
5.7 Návrh skříně a zbylých komponent

Návrh skříně byl proveden v Inventoru 2019.



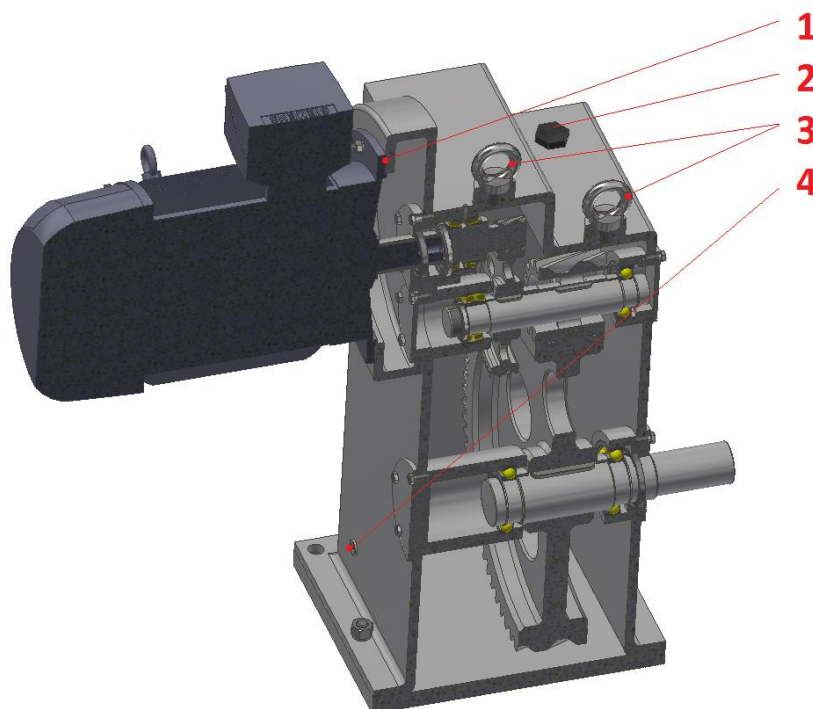
Obr. 42 Skříň převodovky

Násuvné převodovky nemají dělicí rovinu. Standartně je montáž řešena přístupem ze zdola. V našem případě je montáž možná rozebráním spodní části skříně (jedná se o jednoduchý plech s dírami pro šrouby), která je se skříní spojena závrtnými šrouby a zajištěná pružnými podložkami a maticemi. Zároveň je tento plech opatřen otvory pro šrouby pro uchycení celé převodovky k základu a vypouštěcím ventilem. Přístup do skříně je zobrazen na obr. 43. Plech, který je pro přístup třeba vyjmout, je vyobrazen červeně.



Obr. 43 Přístup do skříň převodovky

Další části, které jsou nezbytné pro správné fungování převodovky, jsou zobrazeny na obr. 44. Číslem 1 označený olejznak, pod číslem 2 je označená plnicí zátka, číslem 3 jsou označeny šrouby s okem, které slouží pro manipulaci s převodovkou. Nosnost při použití obou šroubů je 5200 kg. Číslem 4 je zobrazeno napojení motoru na skříň převodovky. Motory se dělají přírubové, patkové nebo patko-přírubové. V tomto případě bylo použito spojení přírubové.



Obr. 44 Součásti převodovky

Pro zajištění ložisek na vstupní hřídeli byla použita vložka viz obr. 45 (vložka je vyobrazena červeně), ve které se předepnou ložiska mimo skříň a až poté se vloží do převodovky. Pro předepnutí byla použita KM matice s MB podložkou. Pro zajištění vložky v axiálním směru je použit kolík. Ten je namáhán na smyk vzhledem k axiální síle, která působí od ozubení. Zatížení bude klidné (převodovka poběží dlouhodobě jedním nebo druhým směrem s konstantními parametry) a dovolené napětí ve smyku je závislé na volbě materiálu – v našem případě se bude jednat o ocel 11 600 a pro ni platí dovolené napětí ve smyku 90MPa.

$$\tau_s = \frac{F_a}{\frac{\pi \cdot d_{kol.}^2}{4}} \leq \tau_{Ds}$$

Sílu od ozubení získáme ze vztahu

$$F_{a1} = F_{o1} \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_1^2} \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{2 \cdot 354,87251 \cdot 10^3}{72,36409^2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3570 \text{ N}$$

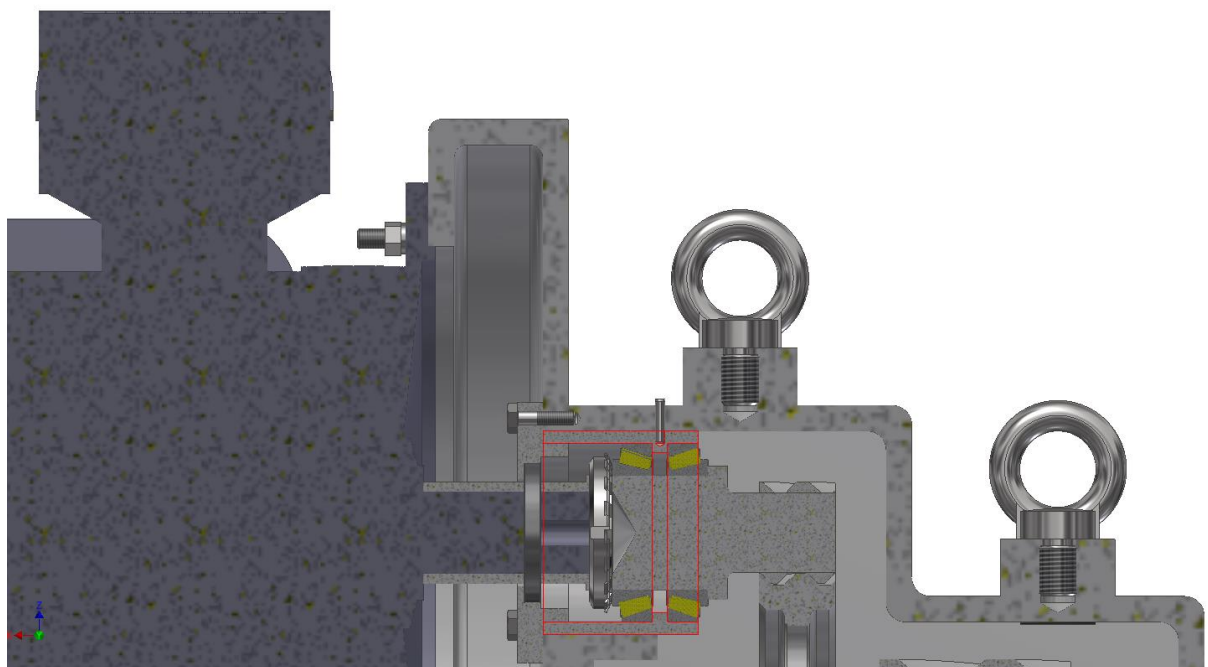
Tuto sílu lze také vyvodit z obr. 38, pokud sečteme síly v ložiskách F_{y1} a F_{y2} , které byly spočítány v KISSsys.

$$F_{y1} + F_{y2} = 7359,8 - 3787,4 = 3572,4 \text{ N}$$

Průměr kolíku dostaneme ze vztahu

$$d_{kol.} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{a1}}{\pi \cdot \tau_{Ds}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3570}{\pi \cdot 90}} \geq 7,11 \text{ mm}$$

Navrhuji KOLÍK EN ISO 2338 – 8x-A-11600



Obr. 45 Zajištění ložisek vstupního hřídele

Z obr. 42 není patrné provedení přenosu krouťícího momentu z motoru na vstupní hřídel. Přenos je řešen přes pero, které ovšem není v tomto řezu vidět.

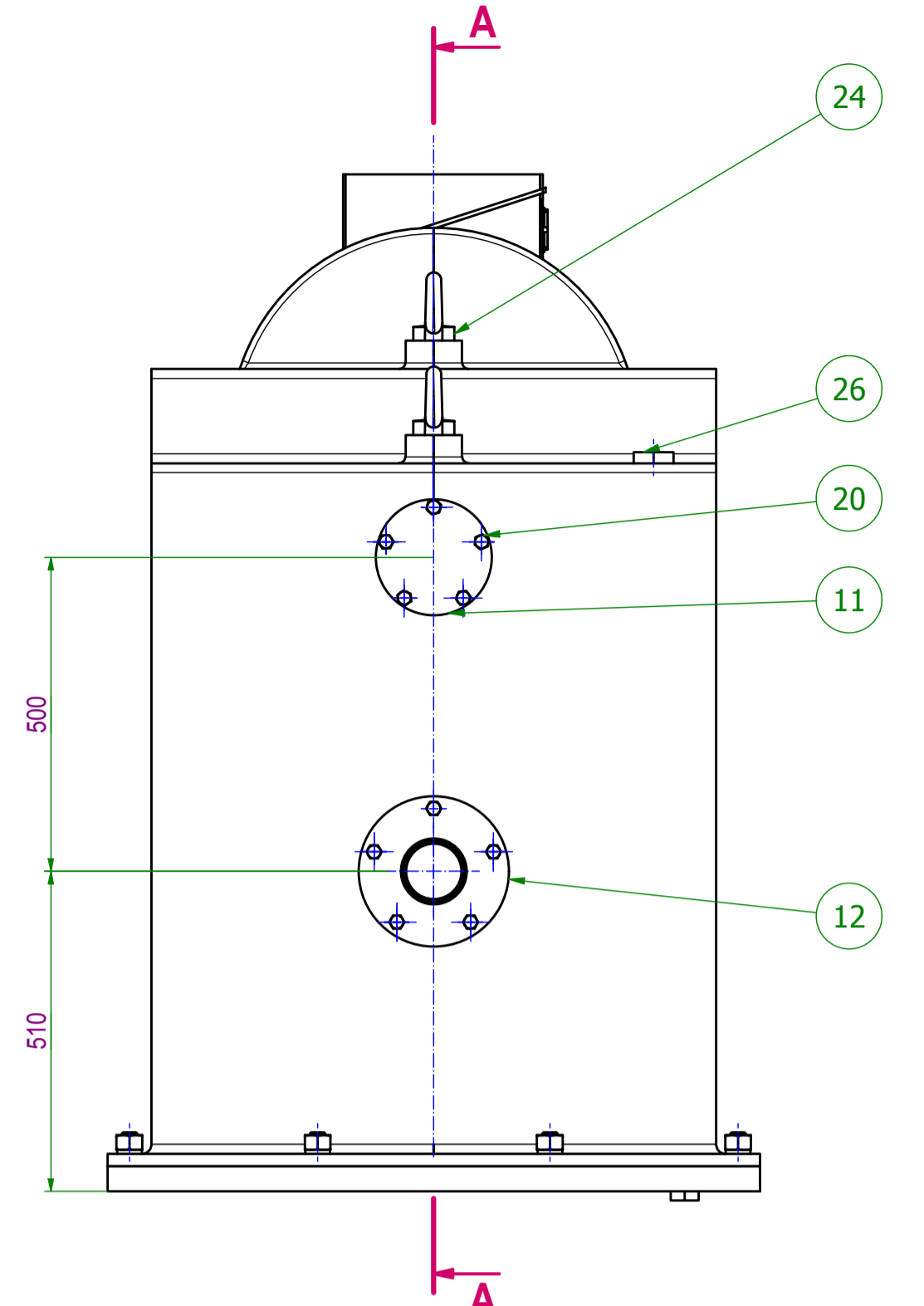
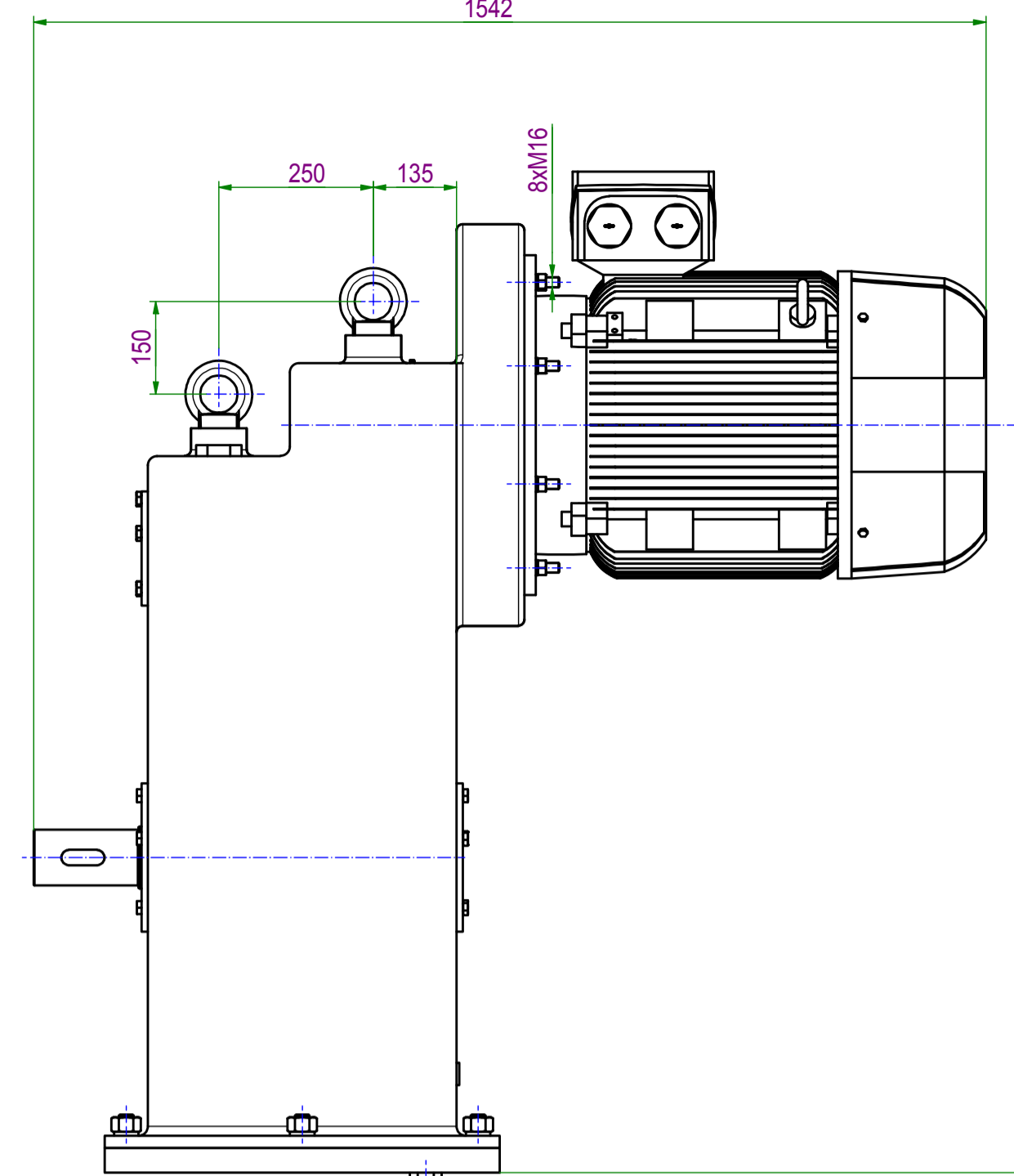
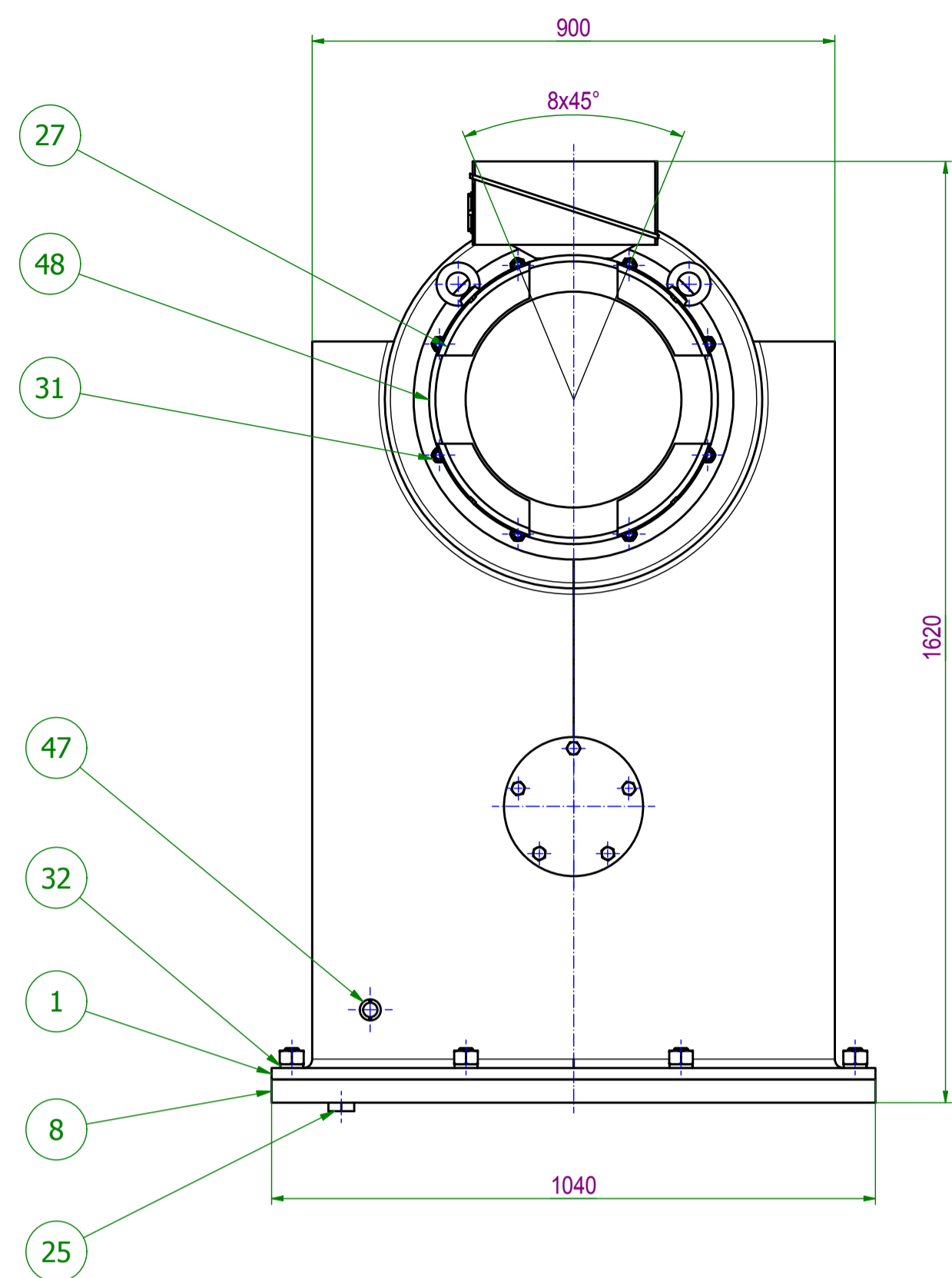
Závěr

V první části bakalářské práce byla provedena rešerše různých převodových mechanismů, z nichž byl dále podrobněji rozebrán převod ozubenými koly. Byly zde zmíněny druhy ozubených kol, jejich vlastnosti, typy ozubení, výhody, nevýhody a jejich použití. Součástí rešerše jsou různé způsoby výroby ozubených kol, jejichž volba závisí na mnoha faktorech, jako např. tvar boční křivky zubů, velikost kola, objem výroby, požadované přesnosti kol. Je zde zpracováno téma převodových skříní, způsoby jejich výroby v závislosti na objemu výroby. Dále různé typy převodových skříní a jejich schémata. Podrobněji jsou popsány násuvné převodové skříně Bonfiglioli. Tato skříně nabízí mnoho způsobů řešení vstupní hřídele, výstupní hřídele, způsobu napojení na elektromotor atp. Pro porovnání byly představeny další způsoby řešení násuvných převodovek, a to násuvné převodovky TRAMEC a CHA.

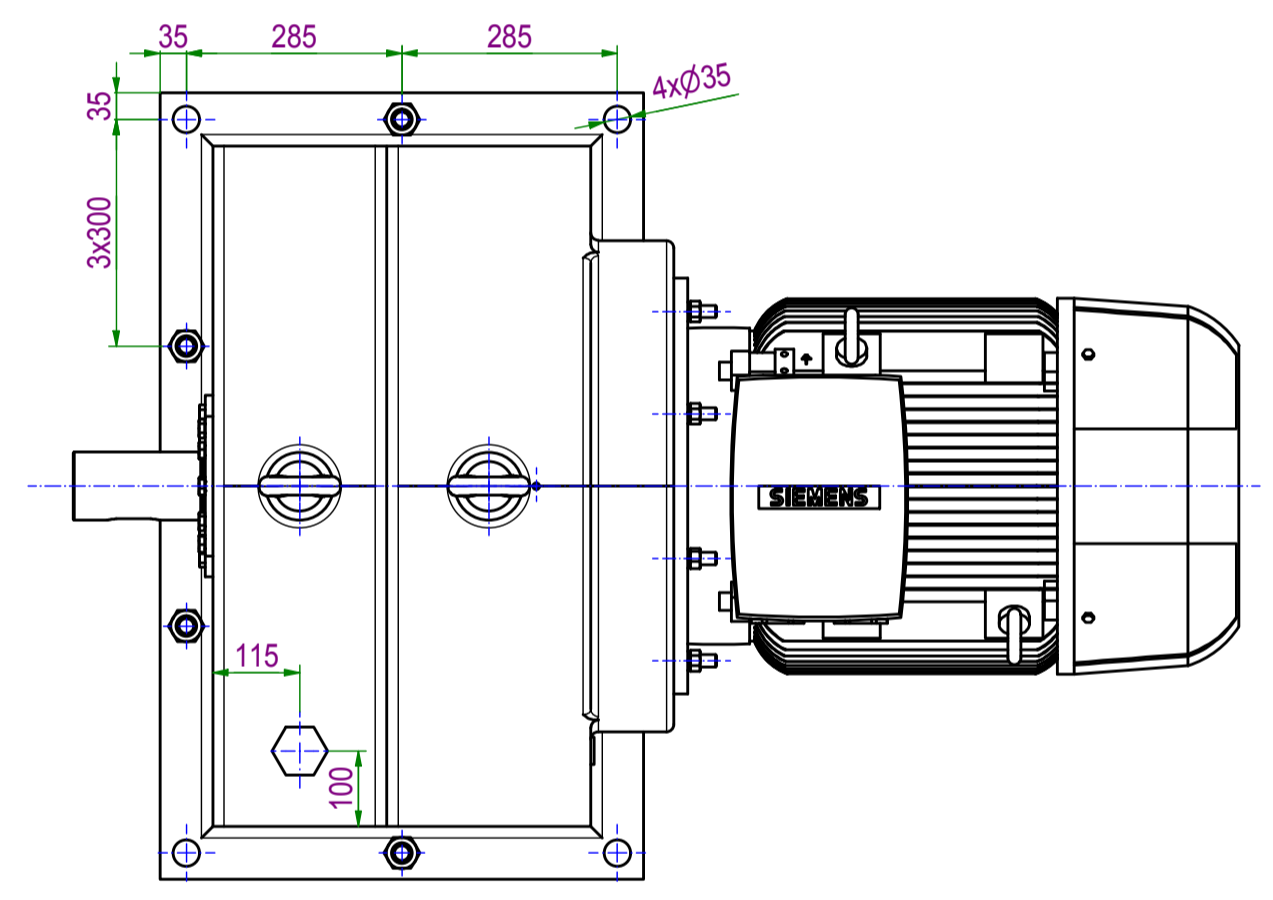
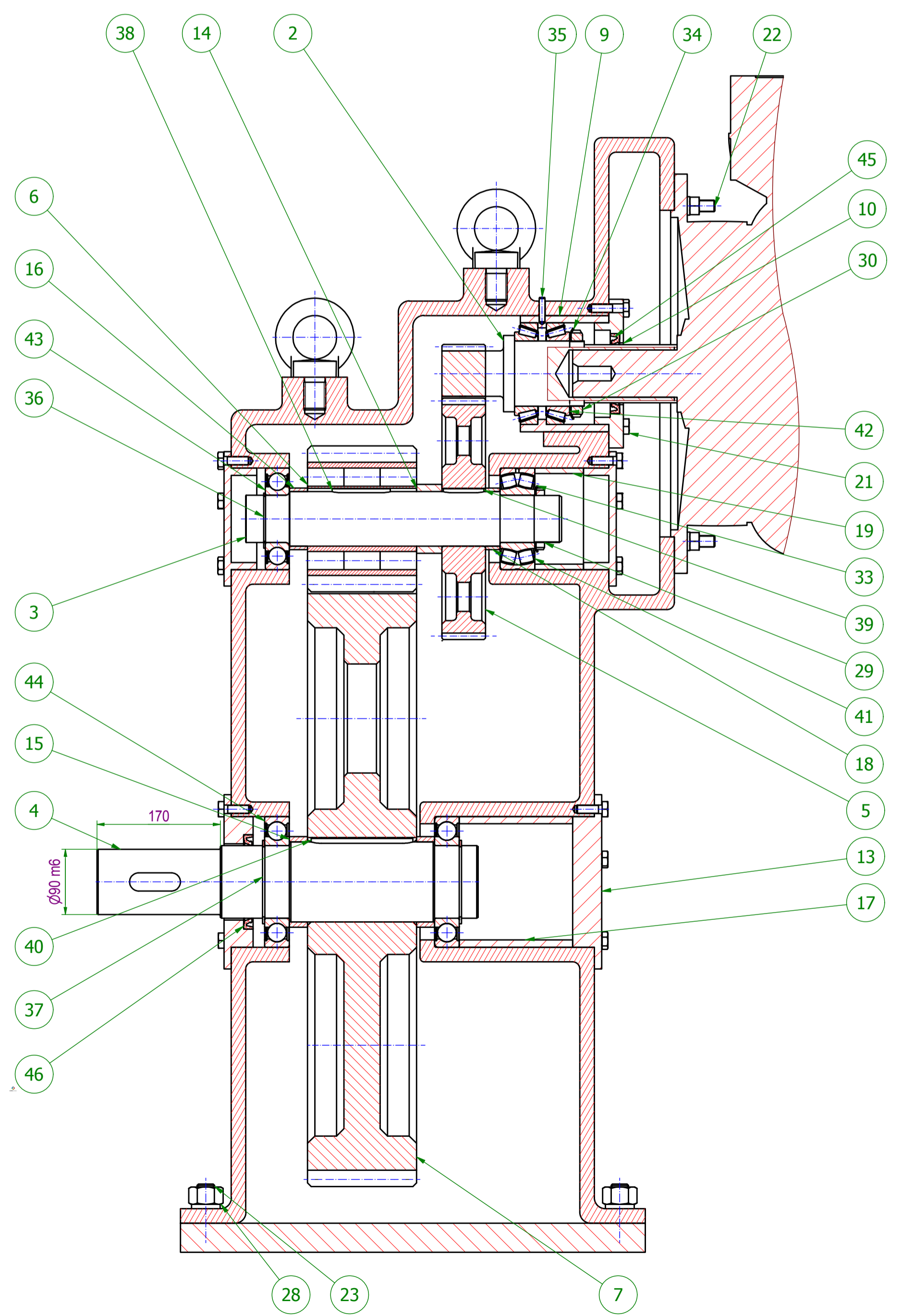
V druhé části bakalářské práce je samotný návrh převodovky na základě zadaných parametrů. Dle zadání byla nejprve navržena ozubená kola a dále návrh hřídelí a ložisek, které byly navrženy v softwaru KISSsys. Za pomoci tohoto programu byl navržen tvar hřídele a na základě vypočteném zatížení byl navržen materiál, který spolehlivě vydrží dané zatížení. Také byla navržena ložiska a zkontrolována jejich životnost. Na závěr práce v tomto programu byl otestován provoz oběma směry. Kompletní tvar převodovky spolu s nezbytnými součásti, jako jsou pera, kolíky, těsnění, ventily, olejoznak a spojovací součásti, byl navržen v programu Autodesk Inventor 2019. Dále jsou přiloženy výrobní výkresy výstupního hřídele a ozubeného kola. Poslední výkresová dokumentace, která byla zpracována je samotný výkres sestavy s kusovníkem.

Reference

1. KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. a HOSNEDL, S. *Obecné strojní části 2 - Základní a složené převodové mechanismy*. Plzeň : Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.
2. BARTOŠ, J., GAJDOŠ, P. a NOVÁK, V. *Strojní součásti*. Praha : SNTL, 1963.
3. MIČKAL, K. *Strojnictví - Části strojů*. Praha : Sobotáles, 1995. ISBN 80-85920-01-8.
4. PALÁT, H. SŠPU Opava. *Řemenové převody*. [Online] 2011. https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-02.pdf.
5. KRATOCVHÍL, M. ELUC. *Řetězové převody*. [Online] 2015. <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1903>.
6. PRAŽÁK, F. SPŠ Kolín. *Převody ozubenými koly*. [Online] 2018. http://www.sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/10.%20P%C5%98EVODY%20S%20OZUBEN%C3%9DMI%20KOLY.pdf.
7. ŘEZÁČOVÁ, P. Slideplayer. *Ozubené převody*. [Online] 2012. <https://slideplayer.cz/slide/11421794/>.
8. ČEP, R. VŠB Ostrava. *Technologie II*. [Online] http://homel.vsb.cz/~cep77/PDF/skripta_Technologie_II_2dil.pdf.
9. PRÁŠIL, L. KST TUL. *Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby*. [Online] 2010. http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf.
10. SEDLÁK, P. Mendelu. *Planetové převody*. [Online] 2014. http://web2.mendelu.cz/autozkusebna/docs/vozidla_zadani/planet_prevody_navody.pdf.
11. WEINBERG, S. engineeringclicks. *Planetary gears*. [Online] 2018. <https://www.engineeringclicks.com/planetary-gears/>.
12. JOSEK, V. sweb. *Diferenciál*. [Online] 2016. <http://vladimir.josek.sweb.cz/praxe/04-05/otazky04-05/diferencialy-6.htm>.
13. AUTOR NEUVEDEN. Wikipedia. *Diferenciál*. [Online] [https://cs.wikipedia.org/wiki/Diferenci%C3%A1l_\(mechanika\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/Diferenci%C3%A1l_(mechanika)).
14. —. Wikipedia. *Variátor (převodovka)*. [Online] 2019. [https://cs.wikipedia.org/wiki/Vari%C3%A1tor_\(p%C5%99evodovka\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/Vari%C3%A1tor_(p%C5%99evodovka)).
15. BONFIGLIOLI. Produkty. *Násuvné převodovky - Série F*. [Online] http://www.prevodovky-bonfiglioli.cz/pdf/a/CAFS_ENG_R09.pdf.
16. CHIARAVALLI. Produkty. *Násuvné převodovky CHA*. [Online] <https://www.chiaravalli.cz/produkty/nasuvne-prevodovky>.
17. I-TES. Díly a příslušenství dopravníků. *Násuvné převodovky TRAMEC*. [Online] <http://www.i-tes.com/profile/nasuvne-prevodovky-pa---pc-4877>.
18. KRÁTKÝ, J. a HOSNEDL, S. *Strojní části 2 - Převodové mechanismy*. Plzeň : Západočeská univerzita, 1998. ISBN 80-7082-452-2.



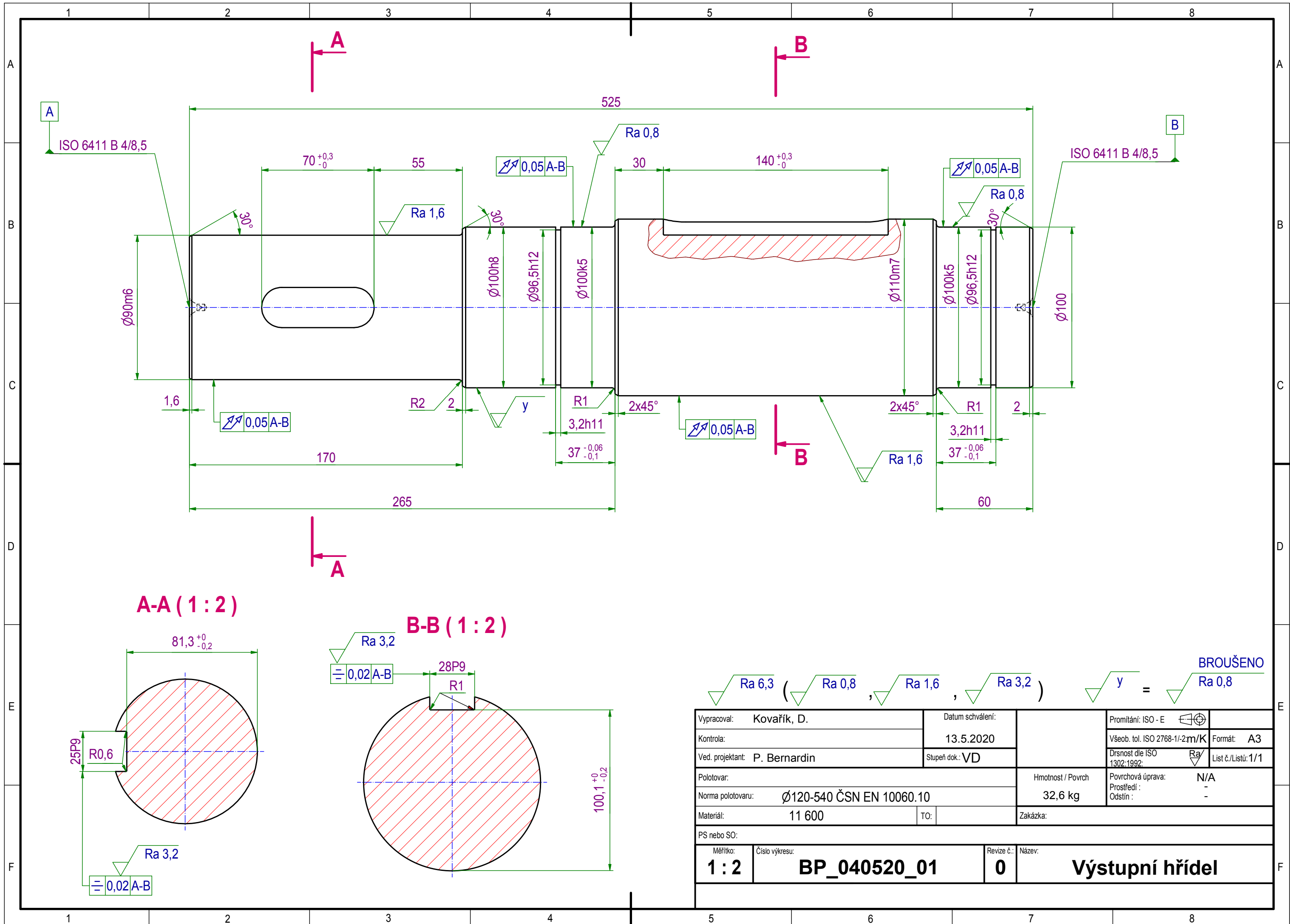
A-A (1:5)



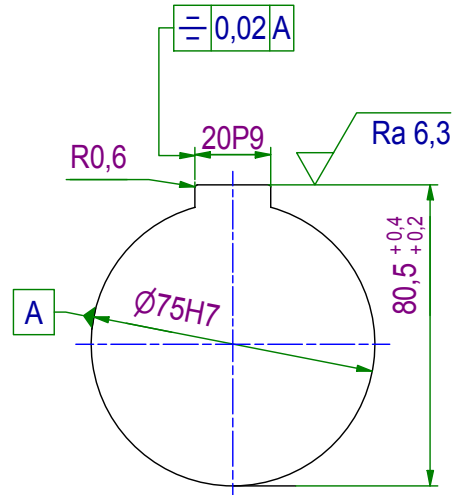
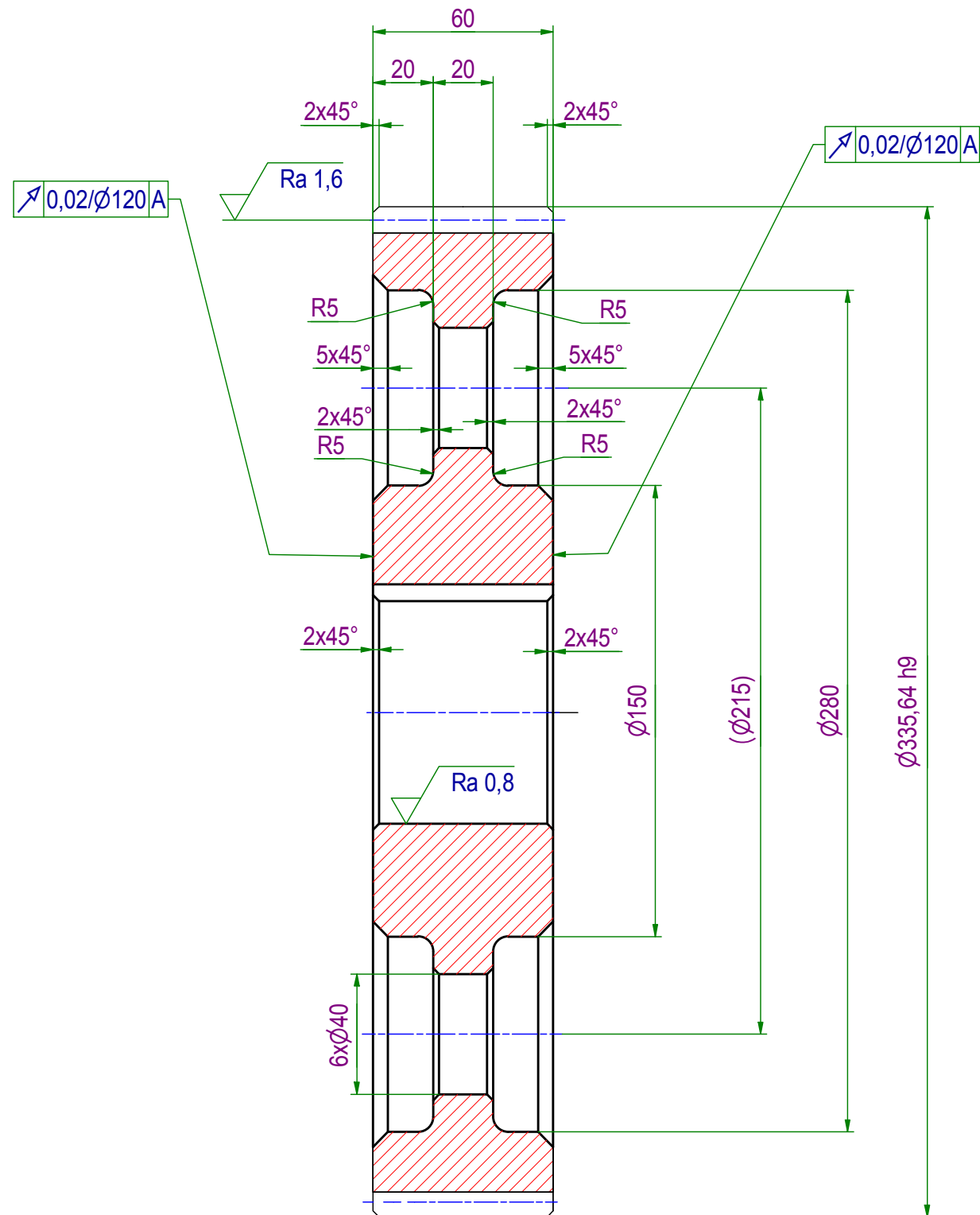
Víčka a spodní část skříňové těsnit těsnícím tmelem LOCTITE 5922

Číslo	Název	Množství	Číslo výkresu / Normy	Materiál	Hm. 1ks [kg]	Poznámka
48	Elektromotor 1LE1501-2CB22-2FA4	1		Litina	981,684	Výrobce - Siemens
47	Olejoznak G 1 1/4"	1		Ocel	0,043	Výrobce - LUKO
46	Těsnění 100x130x13	1		NBR 70	0,04	Výrobce - Industrial CZ
45	Těsnění 90x110x13	1		NBR 70	0,033	Výrobce - Industrial CZ
44	Ložisko 6220-RS1	2		Ocel	3,23	Výrobce - SKF
43	Ložisko 313-ZZ	1		Ocel	2,3	Výrobce - SKF
42	Ložisko 32018 X	2		Ocel	1,758	Výrobce - SKF
41	Ložisko 22313 E	1		Ocel	3,5	Výrobce - SKF
40	Těsné pero 28x16x80	1	ČSN 02 2562	Ocel	0,468	
39	Těsné pero 20x12x56	1	ČSN 02 2562	Ocel	0,097	
38	Těsné pero 20x12x80	1	ČSN 02 2562	Ocel	0,142	
37	Pojistný kroužek 100	2	ČSN 022930	Ocel, měkká	0,047	
36	Pojistný kroužek 65	1	ČSN 022930	Ocel, měkká	0,019	
35	Kolík 8 h8 x 40	1	ISO 2338	Ocel	0,014	
34	MB Podložka 90 x 108	1	ISO 2982-2	Ocel	0,065	
33	MB Podložka 65 x 79	1	ISO 2982-2	Ocel, měkká	0,03	
32	Podložka 27	6	ČSN 02 1740	Ocel, měkká	0,029	
31	Pružná podložka 18	8	ČSN 02 1740	Ocel	0,006	
30	KM Matice M90 x 2 x 108	1	ISO 2982-2	Ocel	0,6	
29	KM Matice M65 x 2 x 79	1	ISO 2982-2	Ocel, měkká	0,225	
28	Matice M27	6	ISO 4032	Ocel	0,185	
27	Matice M18x2,5	8	ČSN 02 1402	Ocel	0,032	
26	Zátka s šestihrannou hlavou 2"	1	ASME B16.11	Ocel	0,978	
25	Zátka s šestihrannou hlavou 1 1/4"	1	ASME B16.11	Ocel	0,414	
24	Šroub závěsný s okem M30	2	DIN 580	Ocel	1,654	
23	Závrtný šroub M24x50	6	ČSN 02 1174 - A	Ocel, měkká	0,26	
22	Závrtný šroub M16 x 50	8	ČSN 02 1174 - A	Ocel, měkká	0,103	
21	Šroub M12x1,75x45	5	ANSI B18.2.3.6M	Ocel	0,064	
20	Šroub M12x1,75x35	20	ANSI B18.2.3.6M	Ocel	0,055	
19	Distanční kroužek 6	1		S235JR	1,642	
18	Distanční kroužek 5	1		S235JR	0,197	
17	Distanční kroužek 4	1		S235JR	6,54	
16	Distanční kroužek 3	1		S235JR	0,247	
15	Distanční kroužek 2	2		S235JR	0,543	
14	Distanční kroužek 1	1		S235JR	0,89	
13	Víčko 4	1		S235JR	9,513	
12	Víčko 3	1		S235JR	6,323	
11	Víčko 2	2		S235JR	3,201	
10	Víčko 1	1		S235JR	4,39	
9	Pouzdro	1		S235JR	4,784	
8	Spodní část skříňové	1		S235JR	208,998	
7	Čelní ozubené kolo4	1		18CrNiMo7-6	294,285	
6	Čelní ozubené kolo3	1		18CrNiMo7-6	17,106	
5	Čelní ozubené kolo2	1	BP_040520_02	18CrNiMo7-6	22,294	
4	Výstupní hřídel	1	BP_040520_01	ČSN 11600	32,554	
3	Předloňová hřídel	1		ČSN 11600	13,686	
2	Vstupní hřídel	1		ČSN 11600		
1	Převodová skříň	1		ČSN 42 2545	615,801	

Poz.	Název - rozměry součástí	Ks	Číslo výkresu / Normy	Materiál	Hm. 1ks [kg]	Poznámka
Výpracoval: Kovarik, D.		Datum schválení: 12.5.2020		Promětlivost: ISO - E		
Kontrola:		Stupeň dok.:		Všeob. list ISO 2768-1/-2m/K		Formát: A1
Ved. projektant: P. Bernardin				Drobnost detailů ISO 1302/1302		List č./Listů: 1/1
Pokřovatel:				Hmotnost / Povrch: 2405,0 kg		Povrchová úprava: N/A
Norma položitelná:				Prořadí: -		Odsíl: -
Materiál:		TO:		Zakázka:		
PS nebo SO:						
Mřížko:	Číslo výkresu:	Revize č.:	Název:			
1:10	BP_040520_00	0	Násuvná převodovka			



Vypracoval: Kovařík, D. Kontrola: Ved. projektant: P. Bernardin	Datum schválení: 13.5.2020 Stupeň dok.: VD	Promítání: ISO - E Všeob. tol. ISO 2768-1/2m/K Drsnost dle ISO 1302:1992: ∇ Ra/ List č./Listů: 1/1	Formát: A3 Povrchová úprava: N/A Prostředí: - Odstín: -
Polotovár: Norma polotovaru: $\varnothing 120-540$ ČSN EN 10060.10 Materiál: 11 600	TO: Hmotnost / Povrch: 32,6 kg Zakázka:	PS nebo SO:	
Měřítko: 1:2 Číslo výkresu: BP_040520_01	Revize č.: 0 Název: Výstupní hřídel		



Normální modul	m	4 mm	
Počet zubů	z	77	
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	20°	
Smysl stoupání boční křivky zubu	-	LEVÝ	
Jednotkové posunutí	x	-0,0163	
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682	
Spoluzabírající kolo	Počet zubů	z	17
	Vzdálenosti os	aw	200 mm
Tečný modul	mt	4,22532 mm	
Průměr základní kružnice	db	305,64091 mm	
Průměr roztečné kružnice	d	327,76675 mm	
Průměr patní kružnice	df	317,63635 mm	

Vypracoval: Kovařík, D.		Datum schválení: 15.5.2020		Promítání: ISO - E	
Kontrola:		Ved. projektant: P. Bernardin		Všeob. tol. ISO 2768-1/-2 m/K	
Stupeň dok.: VD		Drsnost dle ISO 1302:1992:		Formát: A3	
Polotovaru: Ø350-65 DIN 671		Hmotnost / Povrch: 22,3 kg		List č./Listů: 1/1	
Norma polotovaru:		Povrchová úprava: N/A		Prostředí: -	
Materiál: ČSN 16326		TO:		Odstín: -	
Zakázka:		PS nebo SO:			
Měřitko: 1 : 2	Číslo výkresu: BP040520_02	Revize č.: 0	Název: Čelní ozubené kolo 2		