

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Hlavní pohon obráběcích strojů. Převodovka se stupňovou změnou otáček -
konstrukce s předlohou

Autor: **Petr Kanta**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Konzultant: **Ing. Petr Bernardin, PhD.**

Akademický rok 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr KANTA**
Osobní číslo: **S18B0010P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Hlavní pohon obráběcích strojů. Převodovka se stupňovou změnou otáček - konstrukce s předlohou**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

- Provést analýzu konstrukcí převodovek pro hlavní pohon obráběcích strojů
- Navrhnout konstrukci dvoustupňové převodovky pro horizontku FCW 150
- Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti)
- Použít výpočtové programy KISSsys, KISSsoft a MITcalc

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Uvedení do problematiky
2. Rešerže variantních řešení
3. Návrh a výpočet zvolené varianty
4. Vypracování 3D návrhu v CAD systému zvolené varianty.
5. Komplexní zhodnocení provedení, shrnutí a závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HUDEC ZDENĚK HUDEC, Z. Hlavní pohon příklady. Plzeň : ZČU v Plzni, 2013

BRENÍK, P., PÍČ, J. Obráběcí stroje, Konstrukce a výpočty. Praha: SNTL, 1982

HOUŠA, J. A KOL Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů. Praha: SNTL, 1985


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

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Petr Bernardin, PhD.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2018**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 16. října 2018

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval Doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, CSc. za odborné vedení, rady a konzultace, které pro mě byli velkým přínosem, při vypracování této práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kanta	Jméno Petr	
STUDIJNÍ OBOR	B2301R016 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Hlavní pohon obráběcích strojů. Převodovka se stupňovou změnou otáček - konstrukce s předlohou		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	73	TEXTOVÁ ČÁST	52	GRAFICKÁ ČÁST	21
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Cílem této bakalářské práce je seznámit čtenáře s různými druhy používaných řešení pro hlavní pohon u obráběcích strojů. Blíže se pak práce zabývá na řešení hlavního pohonu pro horizontku FCW 150 pomocí více-stupňové převodovky s předlohou hřídelí. V praktické části se práce zabývá výpočtem a konstrukčním návrhem právě takové převodovky, která splní zadané požadavky. Výpočet byl proveden v programu KISSys, a model i výkresová dokumentace v programu Siemens NX 12.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Hlavní pohon, Konstrukce převodovky, Předlohová hřídel

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Kanta		Name Petr	
FIELD OF STUDY	B2301R016“Design of Machine Tools and equipment“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hudec, CSc.		Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Main drive of a machine tool. Step change transmission - design with countershaft.			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	73	TEXT PART	52	GRAPHICAL PART	21
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Aim of this bachelor is to apprise readers with different kinds of solutions in main drives of machine tools. Then the work focuses to the main drive of a horizontal boring machine FCW 150. In the practical part of this work is the main goal designing of the step change gearbox -design with countershaft for boring machine FCW 150. In this part, you can find a procedure of designing and results from calculations. Calculations were realized by software KISSys. The designed gearbox must meet the specified requirements. Model and production documentation were made in 3D CAD software SIEMENS NX 12.
KEY WORDS	Machine tools, boring machines, main drive, gearbox with countershaft,

Obsah

1	Úvod	10
1.1	Vyvrtávání	10
1.2	Vodorovné vyvrtávačky - horizontky	11
1.3	Rozdělení vyvrtávaček	12
1.3.1	Stolové horizontky	12
1.3.2	Křížové vyvrtávačky	12
1.3.3	Deskové vyvrtávačky	13
1.3.4	Jemné vyvrtávačky	13
1.3.5	Souřadnicové vyvrtávačky	13
2	Hlavní pohon obráběcího stroje	14
2.1	Hnací člen – motor	15
2.2	Hnací člen – Elektromotor	15
2.2.1	Stejnoseměrný motor	15
2.2.2	Krokový motor	15
2.2.3	Asynchronní motor	16
2.2.4	Synchronní motor	16
2.2.5	Lineární motor	16
2.2.6	Prstencový motor	17
2.2.7	Elektrovřetenno	17
2.3	Hnací člen – Hydromotor	18
2.4	Převodový člen – mechanismus ke změně otáček	18
2.5	Převodový člen – Převodovka se stupňovitou změnou otáček	18
2.5.1	Převod ozubenými koly	19
2.5.2	Planetová převodovka	19
2.5.3	Výměnná kola	20
2.5.4	Přesuvná kola	20
2.5.5	Ozubená kola se spojkami	21
2.5.6	Převod řemenem	21
2.5.7	Předlokový hřídel	22
2.6	Převodový člen – Převodovka s plynulou změnou otáček	22
2.6.1	Variátor	22
2.6.2	Elektrické systémy pro změnu otáček	23
2.6.3	Pohon střídavým nebo stejnosměrným regulačním motorem	23

3	Návrh a výpočet převodovky	24
3.1	Původní řešení pohonu horizontky FCW 150	24
3.2	Výpočet nové převodovky pro horizontku FCW 150	25
3.3	Kinematické schéma nové převodovky	26
3.4	Výpočet v programu KISSys/KISSoft.....	27
3.4.1	Vstup a výstup do/z převodovky	28
3.4.2	Návrh soukolí	28
3.4.3	Materiál soukolí.....	30
3.4.4	Návrh hřídelů.....	31
3.4.5	Materiály hřídelů:	32
3.4.6	Výsledky výpočtu hřídelů z programu KISSys	33
3.4.7	Návrh ložisek.....	34
3.4.8	Výpočet evolventního drážkování na vstupním hřídeli.....	36
3.4.9	Výpočet evolventního drážkování na výstupním hřídeli.....	36
3.4.10	Výpočet vnějšího evolventního drážkování na přesouvadle	37
3.4.11	Výpočet perového spoje na vstupním hřídeli	38
3.4.12	Výpočet perového spoje na výstupním hřídeli	39
3.4.13	Výpočet potřebné síly pro zasunutí přesouvadla do drážek spojky C2... ..	40
3.4.14	Volba lineárního akutátoru	41
4	Konstrukční řešení zvolené varianty v CAD systému	42
5	Zhodnocení provedení, shrnutí a závěr	47
5.1	Zhodnocení provedení	47
5.1.1	Stávající řešení.....	47
5.1.2	Navržené řešení	48
5.2	Závěr.....	49
6	Seznam použité literatury	1
6.1	Knižní publikace.....	1
6.2	Publikace na internetu	1
7	Použitý software	2
8	Seznam příloh.....	2
8.1	Vázané přílohy.....	2
8.2	Tištěné přílohy	2
8.3	Elektronické přílohy na CD	2

1 Úvod

Tématem této bakalářské práce je návrh hlavního pohonu pro horizontku FCW 150.

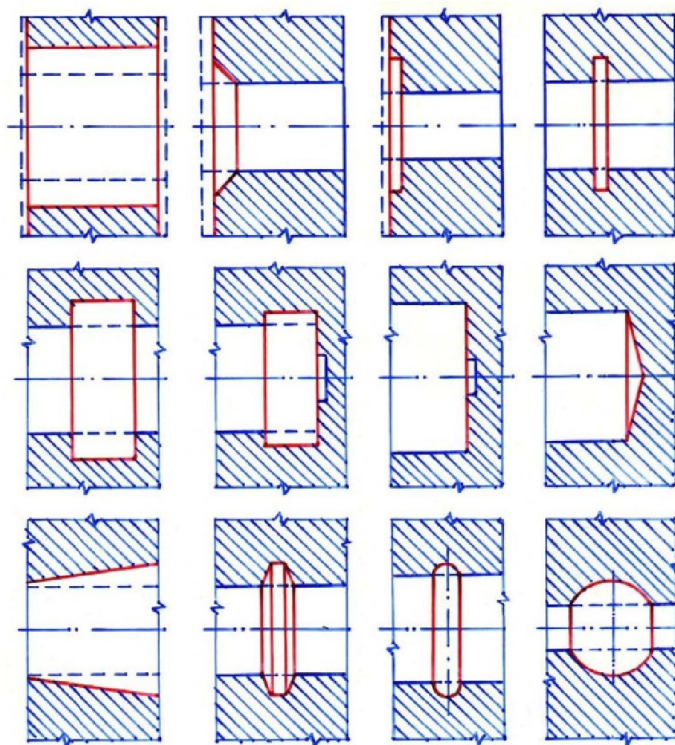
První kapitola pojednává o obráběcí operaci vyvrtávání. Dále je zde rozdělení, popis a charakteristika jednotlivých typů vyvrtávacích strojů. Dále kapitola zahrnuje definici hlavního pohonu obráběcího stroje a nároky na něj kladené. Následuje rešerše z konstrukčních řešení hlavních pohonů, která je více zaměřena na převodovky.

Poslední část práce je konstrukční návrh jedné části hlavního pohonu, konkrétně převodovka. Oproti původnímu řešení s planetovou převodovkou zde bude použita dvoustupňová převodovka s předlohou hřídelí. Návrh bude zahrnovat výpočet v programu KissSys a vytvoření 3D modelu + projektové dokumentace v programu Siemens NX 12.

1.1 Vyvrtávání

Vyvrtávání je způsob obrábění, při kterém dochází ke zvětšování, zpřesňování a dokončování předem připravených děr. Díry lze předem připravit už při odlévání, nebo nějakou jinou obráběcí či tvářecí metodou. Vyvrtáním lze opracovat nejen vnitřní, ale také vnější plochy obrobku. Na vyvrtávačkách lze také frézovat rovinné, tvarové, ale i obecné plochy. Touto metodou lze hrubovat, ale i pracovat na čisto.

Vyvrtávání lze provádět na vrtačkách, soustruzích, vyvrtávacích jednotkách, souřadnicových vrtačkách a obráběcích centrech. Nejčastěji jsou však pro tuto operaci používány vodorovné vyvrtávačky.



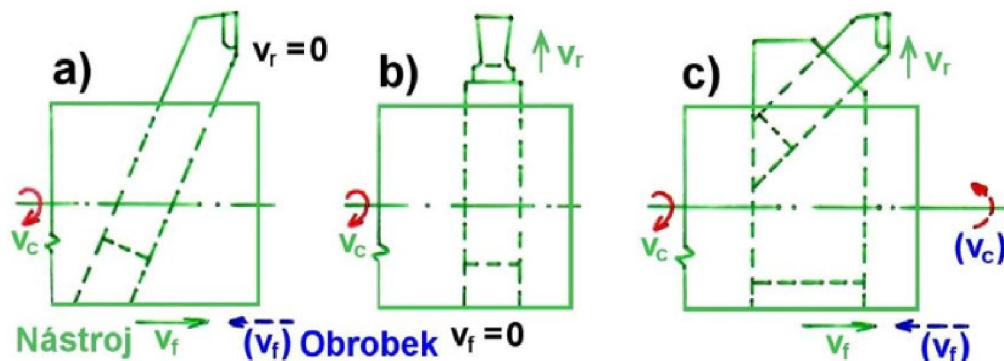
Obrázek 1 Plochy vytvořené vyvrtáním [11]

Nástrojem při vyvrtávání je nůž upevněný ve vyvrtávací tyči nebo hlavě. Obráběné rotační plochy mají např. válcový nebo kuželový tvar (Obrázek 1). Vyvrtáním lze také řezat

vnitřní závity či obrábět vnitřní zápichy. Pro složitější obrobky mohou být tyto tvarové prvky kombinovány, a to v různém uspořádání, na jedné či více osách rozložených nejen v rovině, ale i v prostoru. Vyvrťovací stroje umožňují v případě potřeby i obrábění vnější jmenovité plochy a povrchy. [11]

Máme tři základní způsoby kinematiky vyvrťávání, které jsou zobrazené na *Obrázek 2*. Jedná se o:

- Řezný pohyb v_c je konán nástrojem, posuvný pohyb v_f je konán nástrojem nebo obrobkem a pohyb v radiálním směru je nulový. Touto kinematikou se obrábí např. válcové plochy.
- Řezný pohyb v_c je konán nástrojem, pohyb v radiálním směru v_r koná vyvrťovací nůž vysouváním z nástroje a posuvový pohyb je nulový. Touto kinematikou se obrábí např. zápichy.
- Řezný pohyb v_c je konán nástrojem nebo obrobkem, posuvný pohyb v_f je konán nástrojem nebo obrobkem a pohyb v radiálním směru v_r koná vyvrťovací nůž vysouváním z nástroje. Touto kinematikou se obrábí např. tvarové rotační plochy.



Obrázek 2 kinematika při vyvrťávání [11]

Nyní se podíváme jaké existují stroje pro vyvrťávání. Konkrétně se zaměříme na horizontální vyvrťávačky.

1.2 Vodorovné vyvrťávačky - horizontky

Horizontky jsou velice univerzální stroje, díky čemuž se na nich provádí obrábění velmi složitých součástí. Hlavní řezný pohyb je rotační, vykonávaný vřetenem s upnutým nástrojem. Posuvné pohyby může konat nástroj i upnutý obrobek, jak je vidět z Obrázek 2. Tyto stroje nacházejí uplatnění hlavně v kusové a malosériové výrobě. Jejich velkou výhodou je možnost obrábět obrobek až z pěti stran na jedno upnutí. U těchto strojů se využívá širokého sortimentu běžného, i speciálního příslušenství a přídavných zařízení. Na těchto strojích lze: [4] [2]

- vrtat šroubovým vrtákem, vystružovat
- vyvrťávat přesné otvory nožem
- rovnat čelní plochy
- řezat závity
- frézovat čelními frézami
- soustružit válcové i kuželové plochy (vnější i vnitřní)

- g) frézovat a vyvrtávat s využitím speciálních zařízení
- h) protahovat, brousit i obrážet (méně časté)

U obráběcích strojů je důležitým parametrem tzv. rozměrový parametr. Ten nám udává velikost stroje, pracovní prostor a rozměry obrobků, které lze na tomto stroji obrábět. Pro horizontky je rozměrovým parametrem:

- d – průměr pracovního vyvrtávacího vřetene (Hlavní parametr)
- l – největší výsuv vřetene
- h – největší svislý posuv vřeteníku po stojanu
- b – největší vodorovný posuv stojanu po loži

Podle průměru vřetene rozlišujeme stroje na malé (do 80 mm), střední (do 160 mm) a těžké (do 300 mm).[2] [4]

1.3 Rozdělení vyvrtávaček

1.3.1 Stolové horizontky

V tomto provedení se vyrábějí zpravidla vyvrtávačky menších velikostí s průměry vřetena $d < 110$ mm. Křížový stůl, kterým jsou tyto vyvrtávačky vybaveny, umožňuje posuv ve dvou na sebe kolmých osách. Bývá proveden zároveň jako otočný, díky čemuž je možné obrábět součást ze čtyř stran na jedno upnutí. Umožňuje také natáčení obrobku kolem svislé osy. Pohybuje se na loži horizontálně ve směru kolmém na osu vřetena. Stojan se pohybuje po vedení na loži ve směru osy vřetena upevněného na vřeteníku. Lože stojanu a stolu spolu mohou, ale nemusí být spojeny.. [7]



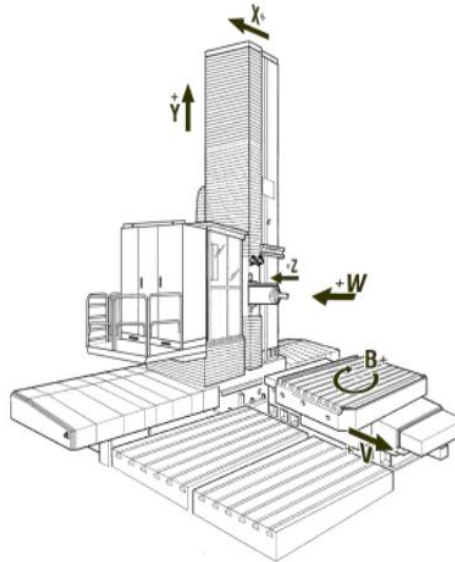
Obrázek 3 stolová vyvrtávačka FERMAT WFT[17]

1.3.2 Křížové vyvrtávačky

Jejich typickým znakem je stůl s obrobkem pohyblivý pouze v příčném směru a stojan pohyblivý po loži ve směru kolmém. Použití těchto horizontek je vhodné při frézování rovinných ploch u dlouhých obrobků. V tomto provedení se vyrábějí vyvrtávačky středních rozměrů s průměry vřetena od 80 do 160 mm. [7]

1.3.3 Deskové vyvrtávačky

Tyto stroje se vyrábějí pro největší obrobky. Průměr vřetena bývá od 130 mm do 315 mm. Stožan se pohybuje po loži kolmém k ose vřetena, po stožanu se posouvá na svislém vedení vřeteník a obrobek je nepohyblivě upnut na upínací desce s T drážkami. Často se jako příslušenství dodává otočný stůl, který rozšiřuje technologické možnosti této horizontky a zvyšuje počet řízených os tohoto stroje. [7]



Obrázek 4 desková vyvrtávačka s otočným stolem TOS Varnsdorf [2]

1.3.4 Jemné vyvrtávačky

Tyto stroje mají jeden nebo více vřeteníků, na jedné nebo obou stranách lože. Obrobek je upnutý na stůl, který koná podélný (posuvový) pohyb po vedení lože. Pohon stolu bývá hydraulický s plynulou regulací rychlosti pohybu. Vyvrtávací tyče jsou krátké a velmi tuhé. Jsou upínané do pracovních vřeten letmo.[11]

1.3.5 Souřadnicové vyvrtávačky

Hlavní využití těchto strojů je pro vrtání přesných děr (až IT4) v roztečích s odchylkou 0,002 mm. Souřadnicové vyvrtávačky jsou vyráběny ve dvou variantách. U první varianty se souřadnice v obou směrech nastavují podélným a příčným stolem. Pracovní vřeteník lze pouze posouvat po stožanu stroje ve svislém směru. Druhá varianta má pevné lože, po němž se v podélném směru pohybuje pracovní stůl a ve směru kolmém se nastavují souřadnice vřeteníkem posouvaným po příčniku. K řízení se u moderních strojů používají CNC řídicí systémy. [11]

Jednou z nejpodstatnějších částí každého stroje je pohon. Ať už se jedná o pohon hlavní nebo vedlejší. Rozdělení pohonů, jejich funkce a konstrukční varianty jsou popsány v následující kapitole.

2 Hlavní pohon obráběcího stroje

Nejdůležitější funkcí hlavního pohonu obráběcího stroje, je zajištění hlavního řezného pohybu. Hlavní pohony musejí splňovat nemalé množství parametrů ovlivňujících vlastnosti obráběcího stroje. Nejenže musí zajistit hlavní řezný pohyb, ale kladou se na něj také velké nároky.

Hlavní pohonný systém musí:

- Zajistit možnost nastavení řezných rychlostí s potřebnou přesností a dostatečnou rychlostí.
- Zabezpečit potřebný výkon pro řezný pohyb.
- Umožnit rychlou reverzi řezného pohybu.
- Zajistit dostatečnou životnost, spolehlivost, tuhost, teplotní stálost, malou hlučnost a dynamickou stabilitu.

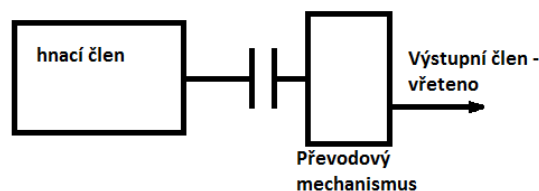
Hlavní řezné pohyby dělíme dle obráběcích operací na:

- Pohyb rotační (otáčivý)
 - rotuje obrobek – soustružení
 - rotuje nástroj – frézování, vrtání, vyvrtávání
- Pohyb lineární (posuvný)
 - Posouvá se obrobek – hoblování
 - Posouvá se nástroj – protahování nebo obrážení

Hlavní pohony lze rozdělit:

- Dle druhu pohybu
 - Rotační – vřeteno, elektromotor, prstencový motor, hydromotor
 - Přímočarý – kuličkový šroub a matice, lineární motor, pastorek a ozubený řemen
- Dle způsobu pohonu
 - Elektrický – elektromotor
 - Hydraulický – hydromotor

Hlavní pohon se skládá v principu ze tří členů. Hnací člen, převodový mechanismus a výstupní člen (vřeteno). Ne vždy jsou použity všechny členy. Existují i konstrukční řešení hlavního pohonu bez převodového členu. [2]



Obrázek 5 schéma hlavního pohonu OS

2.1 Hnací člen – motor

Základní částí pohonného systému je motor. V tomto členu dochází k transformaci vstupní energie na energii mechanickou. Motor musí splňovat nejen požadavky energetické, ale i ekologické, ekonomické a další. Motory dělíme:

Podle vstupní energie

- Hydromotory
- Elektromotory

Podle výstupního pohybu

- Rotační motory – výstupem jsou otáčky a kroutící moment
- Lineární motory – výstupem je rychlost posuvu a posuvová síla

Hnací člen je charakterizován pomocí výstupních parametrů motoru. Těmito parametry jsou jmenovité otáčky motoru n_e a kroutící moment motoru M_m pro rotační motory. U lineárních motorů jsou těmito parametry rychlost posuvu v_m a posuvová síla F_m . Pokud motor lze regulovat, tak je určující rozsah těchto parametrů. Tento rozsah je dán regulačními možnostmi hnacího členu.[2]

2.2 Hnací člen – Elektromotor

Elektromotory jsou u obráběcích strojů používány pro zajištění hlavního i vedlejšího pohybu nejčastěji.

2.2.1 Stejnoseměrný motor

Stejnoseměrné motory, označované také jako DC motory, mají budící vinutí napájené ze stejnosměrného zdroje (např. sběrací ústrojí). Díky tomuto napájení vzniká magnetický tok. Kotva je u těchto motorů připojena ke zdroji stejnosměrného napětí, např. dynamo nebo tyristor. Při pohybu kotvy v magnetickém poli se ve vodičích kotvy indukuje napětí a vzniká proud. Točivý moment u těchto motorů je úměrný velikosti proudu. Stator má stejný počet jižních a severních pólů. Aby síla na kotvě působila stejným směrem, je nutné tyto póly periodicky střídat. K tomu se využívá komutátor. Pokud motor doplníme tyristory, je možné v jistém rozsahu regulovat otáčky. [2]

2.2.2 Krokový motor

Jedná se o zvláštní druh synchronního stroje. Buzení je realizováno permanentními magnety se značným počtem pólů. Rotor se otáčí přetržitě (krokuje) tak, jak je postupně přitahován jednotlivými póly. Polohování u těchto motorů je velmi přesné. Používá se hlavně pro menší výkony. Využití tohoto motoru je pro posuvové mechanismy, kde je požadován nízký moment i otáčky. [5]

2.2.3 Asynchronní motor

Jedná se o konstrukčně jednoduchý motor. Uspořádání třífázového vinutí na statoru má za následek vytvoření točivého elektromagnetického pole s otáčkami n . Pokud stroj stojí, v kotvě se indukují napětí a jedná se vlastně o transformátor. Proud, který protéká kotvou, způsobuje točivý moment, jelikož točivé elektromagnetické pole se snaží unášet rotor s sebou s otáčkami n_s . Tyto otáčky mají malý skluz oproti otáčkám točivého pole. Skluz bývá 3 – 7 % otáček elektromagnetického pole. Přidáním frekvenčního měniče je možné otáčky motoru v určitém rozsahu plynule regulovat. Tyto motory zvládají přetížení, to má za následek zvětšení skluzu.

Pro pohon vřeten u obráběcích strojů se právě regulovatelné asynchronní motory, dávající konstantní výkon při velkém rozsahu otáček, používají nejčastěji. [5]

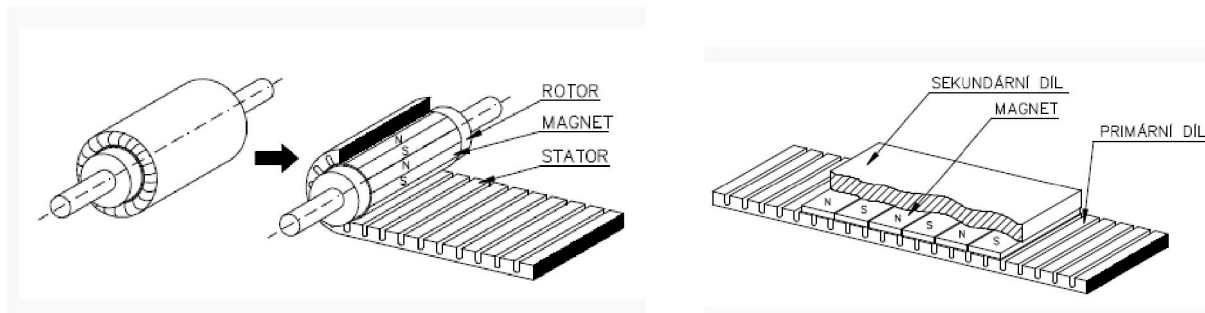
2.2.4 Synchronní motor

Synchronní motor je konstrukčně složitější než asynchronní motor. Vinutí na statoru je obdobné, ale rotor nese permanentní magnety s póly. Tyto póly jsou střídavě severní a jižní. Změnami směru magnetického toku ve statoru, dochází k pohybu rotoru. Synchronní motor potřebuje buzení z cizího zdroje. Otáčky rotoru jsou stejné, jako otáčky magnetického pole vznikajícího ve statoru. Přidáním frekvenčního měniče je možné otáčky motoru v určitém rozsahu plynule regulovat. Tyto motory špatně snášejí přetížení. Při přetížení se zastaví (nedochází ke skluzu).

Pro posuvové mechanismy u obráběcích strojů se právě regulovatelné synchronní motory používají nejvíce. Pro tyto pohony je hlavní velký rozsah konstantního kroutícího momentu. Tento moment vyvozuje konstantní posuvovou sílu, vysoké hodnoty zrychlení a zastavení, což zajišťuje přesné najetí do požadované pozice.

2.2.5 Lineární motor

Jedná se o mnohápólové elektrické stroje. Jejich vzduchová mezera je rozvinuta do roviny. Mohou být synchronní, asynchronní i krokové. Tyto motory vyvozují posuvovou sílu přímo působením elektromagnetických sil na suport stroje. Síla vzniká mezi statorem (přišroubován k loži) a rotorem (Přišroubován k saním). Tyto motory lze použít u obráběcích strojů pro přímý pohon posuvů. Z tohoto plyne velká výhoda lineárních motorů, a to absence vloženého převodu (ozubená kola/řemen). Tyto motory také umožňují dosahovat velikých posuvových rychlostí. [15] [16]

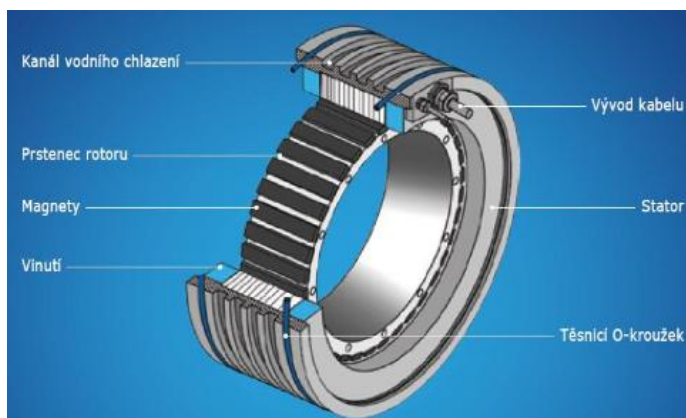


Obrázek 6 lineární motor[16]

2.2.6 Prstencový motor

Prstencové motory, někdy nazývané jako momentové motory, jsou speciálním typem synchronních strojů s permanentními magnety. Skládají se ze statorového vinutí a rotorového prstence, na jehož vnějším obvodu jsou připevněny permanentní magnety. Řadí se mezi přímé pohony. Bývají obvykle konstruovány tak, aby nahradili stávající pohon pomocí motoru a převodovky. Mezi jejich výhody patří vyšší účinnost soustrojí (absence převodovky), nižší moment setrvačnosti, přesnost a úspora prostoru díky bezrámové konstrukci motorů (umístění přímo do konstrukce stroje). Prstencové motory poskytují velký kroučící moment v klidové poloze nebo při malých otáčkách (motory dokáží i 1 ot/týden). [15]

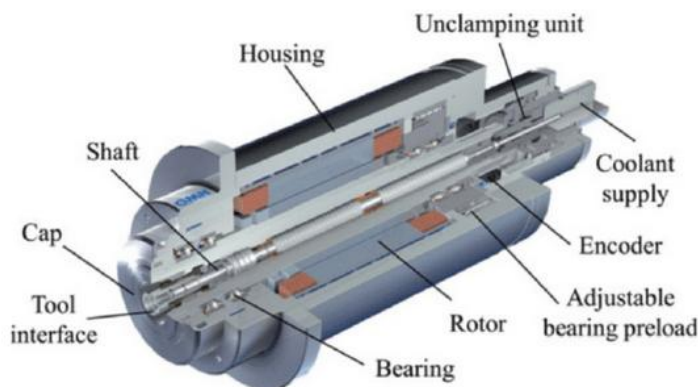
Využití mají tyto motory hlavně u multiprofesních obráběcích strojů. Díky stolu poháněnému prstencovým motorem můžeme například na fríze soustružit.



Obrázek 7 Prstencový motor[15]

2.2.7 Elektrovřeteno

Jedná se o přímý pohon (absence převodového členu). Elektromotor je umístěn přímo na vřetenu stroje. Regulace otáček se provádí například pomocí frekvenčních měničů. Běžné stroje dosahují 6 000 – 8 000 ot/min. Elektrovřetena dosahují např. 20 000 ot/min. Taková elektrovřetena nacházejí uplatnění hlavně u metod HSC. Metoda HSC označuje obrábění za vysokých řezných rychlostí. [18]



Obrázek 8 Elektrovřeteno[18]

2.3 Hnací člen – Hydromotor

Hydromotory využívají tlakové energie pracovního média. Výchozím prvkem je čerpadlo (hydrogenerátor), poté následuje rozdělovač (šoupátko či ventil) a hydromotor (rotační, lineární...). Pro hlavní pohon obráběcích strojů se dnes už téměř nepoužívají.[2]

2.4 Převodový člen – mechanismus ke změně otáček

Hlavním úkolem pohonného systému je zabezpečení potřebných relativních pohybů částí obráběcího stroje a obrobku pro uskutečnění řezného procesu. Výstupní hodnoty hnacího členu ne vždy vyhovují. Potřebný rozsah momentů a otáček či rychlostí a sil je nutné zabezpečit pomocí převodového mechanismu. Změnu převodu mezi hnacím a hnaným hřídelem je možné uskutečnit následujícími způsoby:[2]

Stupňová změna

- Mechanicky
 - ozubeným převodem (přímá vazba)
 - řemenovým převodem (nepřímá vazba – mezičlen (řemen/řetěz))
- Elektricky
 - přepólováním motoru

Plynulá změna

- Mechanicky
 - variátory otáček
- Elektricky
 - frekvenční měniče
- Hydraulicky
 - změna odporu tlakového média

2.5 Převodový člen – Převodovka se stupňovitou změnou otáček

Ke změně otáček dojde skokově, nejčastěji za klidu stroje. Po dodání synchronizace lze řadit i za chodu stroje. Mezi výhody patří relativně nízká cena, jednoduchost zařízení, vysoká účinnost a bezporuchovost. Naopak nevýhodou tohoto řešení je možnost nastavit pouze přibližnou hodnotu optimální řezné rychlosti (volíme nejbližší nižší otáčky), čímž dochází k časové ztrátě při obrábění. Převodovka také bývá rozměrná a těžká.

Může být realizována: převodovkou s předlohou hřídelí, planetovou převodovkou, soustavou řemenic (v historii transmise a plochý řemen).

U starších obráběcích strojů bývaly převodovky s mnoha rychlostními stupni, od čehož se ale v dnešní době ustupuje. Dříve se používal elektromotor bez možnosti regulace a otáčky se nastavovaly pouze pomocí převodovky. U moderních CNC strojů se využívá kombinace plynulé a stupňovité změny. Využívá se např. asynchronního motoru s frekvenčním měničem v kombinaci s dvourychlostní převodovkou (pokud rozsah regulace motoru nepokryje požadovaný rozsah).

2.5.1 Převod ozubenými koly

Převodovky pro obráběcí stroje nejčastěji využívají převod ozubenými koly. Jedná se o velmi jednoduchý mechanismus tvořený minimálně jedním párem ozubených kol. Složený mechanismus vznikne při vložení dalších hřídelí mezi hnací a hnaný hřídel.

Převodový poměr i je definován jako poměr otáček hnacího hřídele ku hřídeli hnanému. Platí tedy např.

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$i_{34} = \frac{n_2}{n_3}$$

n_1 = otáčky hnacího hřídele

n_2 = otáčky hnaného hřídele

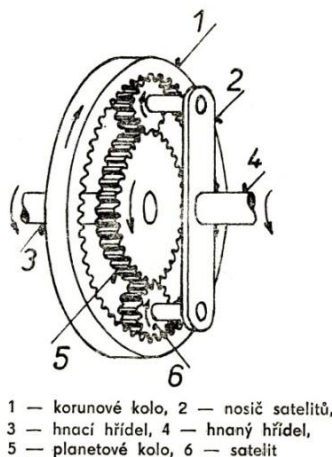
Pro celkový převodový poměr by tedy platil vztah

$$i_{celk} = i_{12} * i_{34}$$

Účinnost jednoho soukolí je 0,98 pro kola čelní a 0,96 pro kola kuželová. Celková účinnost převodovky je dána součinem dílčích účinností převodů. Pro pohon obráběcích strojů jsou výhodnější čelní kola se šikmým ozubením nebo kuželová kola se zakřivenými zuby, protože mají plynulejší záběr a vyšší únosnost než kola s přímými zuby. [3] [2]

2.5.2 Planetová převodovka

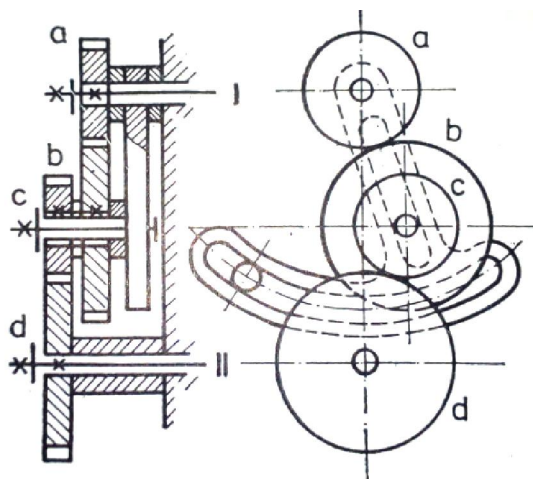
Planetové převodovky se skládají z centrálního kola, korunového kola a několika satelitů uložených otočně na unášeči. Satelity jsou ve stálém záběru s centrálním i korunovým kolem. Osa korunového a centrálního kola je shodná. U těchto převodovek se řadí brzděním některé části převodovky. Pokud nebudou brzdit žádnou část převodovky, bude fungovat jako diferenciál. Taktéž může fungovat jako reduktor. Výhodou těchto převodovek je menší rozměr než u běžné převodovky, jednodušší řazení díky stálému záběru kol a snadno u nich lze dosáhnout velkého převodového poměru vzhledem k rozměrům. Nevýhodou je naopak dražší a složitější výroba a větší zatížení ložisek. Převodovky mohou být jednostupňové nebo více-
stupňové. [12]



Obrázek 9 planetová převodovka [13]

2.5.3 Výměnná kola

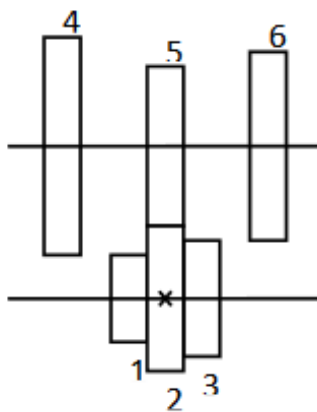
Kola a) a d) v *Obrázek 10* jsou nasazena letmo na hřídelích s pevnou vzdáleností os. Střední čep je pohyblivě umístěn ve výkyvné lyře, aby se výměnná kola dala ustavit do ideálního záběru. Řazení výměnou kol je zdlouhavé, proto je nutné kolo vyměnit ručně. Pro změnu otáček se tento způsob volí jen tehdy, je-li nutné změnit celý rozsah otáček na vyšší nebo nižší, a to na delší dobu v souvislosti se seřizem stroje. Výměnná kola se používají spíše pro posuvy, a to zejména pro řezání závitů s různým stoupáním. Bohužel jej nelze automatizovat, proto se na moderních strojích nepoužívá. [6] [2]



Obrázek 10 výměnná kola [6]

2.5.4 Přesuvná kola

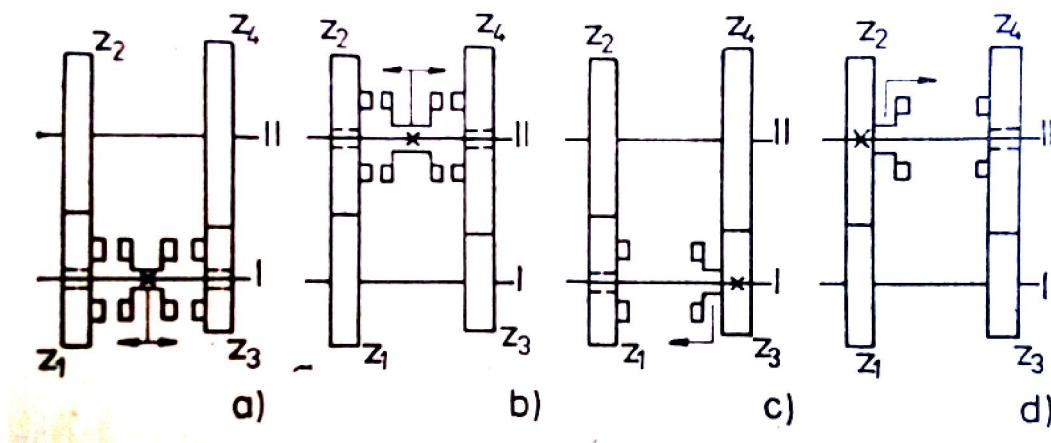
Změna otáčkových stupňů je realizována přesouváním kol do záběru s protikoly, které jsou nepohyblivé vůči hřídeli. Na druhé hřídeli je nasazeno dvoj až čtyřkolí na drážkovaném hřídeli. Do záběru se kola přesouvají za klidu stroje. Boky zubů musí být sražené, aby přesunutí bylo co nejnadnější. Mezi koly musí být vůle větší než šířka kola, aby nedošlo k záběru obou kol, čímž je způsobena větší délka převodovky. Kola menších průměrů se snadněji přesouvají. Toto řešení se využívá do převodu 1:4. [2]



Obrázek 11 princip přesouvání kol [2]

2.5.5 Ozubená kola se spojkami

Ozubená kola jsou na hřídeli volně uložena. Při zařazení se kolo spojí se spojkou a dojde k přenosu kroutícího momentu. Tento způsob je oblíbený díky snadné možnosti automatizace řazení. Nevýhodou tohoto řešení je však stálý záběr všech kol, i těch běžících naprázdno, čímž je zvýšena nejen hlučnost převodovky, ale kvůli tomu je také snížena výkonová účinnost převodu. Kvůli stálému záběru dochází k ohřevu a opotřebení ozubených kol a spojek. Spojky mohou být buď provedeny čelním ozubením, evolventním drážkováním, jako třecí spojky. [6] [2]

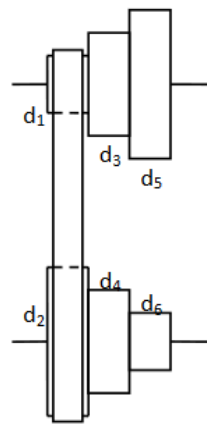


Obrázek 12 Ozubená kola se spojkami[6]

2.5.6 Převod řemenem

Dalším řešením je použití řemenových převodů. Řazení se provádí přehazováním řemenů na řemenice různých průměrů. Součty průměrů řemenic mají být stále stejné, aby bylo dosaženo stejného napnutí řemene. Tento systém řazení je však zdlouhavý a nemoderní, neboť vyžaduje demontáž a montáž řemene. Výhodou řemenových převodů jsou malé pořizovací náklady, minimální nároky na údržbu, snadná opravitelnost, tichý chod a absence mazání. Nevýhodou pro tuto aplikaci řemenového převodu je skluz. Vhodné by bylo použití tohoto konstrukčního řešení na nějaké jednoduché a levné obráběcí stroje.

V současnosti se řemenového převodu užívá spíše jako náhonové spojení motoru se vstupní hřídelí převodovky. Pro tuto aplikaci se používá ozubený řemen.[5] [2]

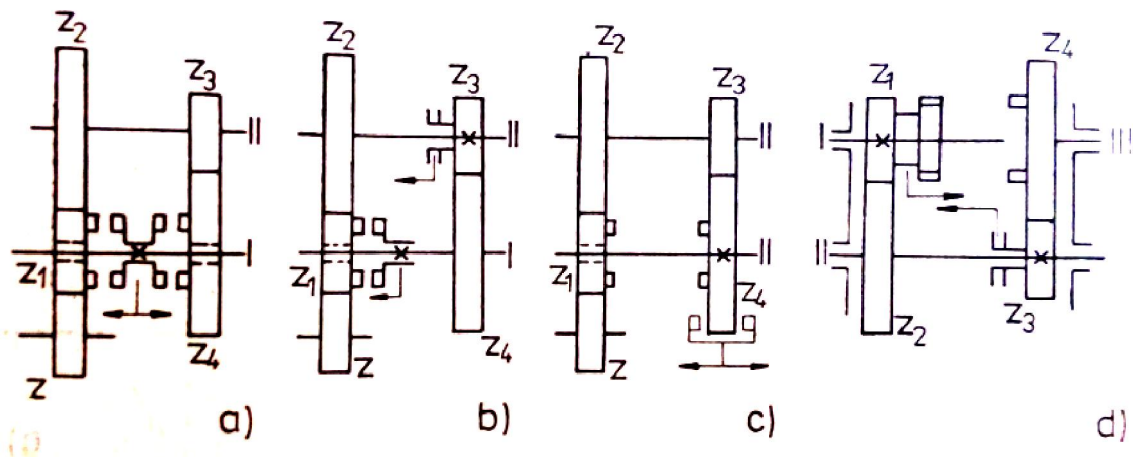


Obrázek 13 řemenový převod [2]

2.5.7 Předlohový hřídel

Předloh se užívá, je-li potřeba velkých převodových poměrů (6,8,12,16 i více), kde by při převodu jedním párem ozubených kol vycházela příliš rozměrná ozubená kola. Předlohy mohou být řešeny pomocí přesuvných kol nebo ozubených kol se spojkami. Společným znakem u většiny předloh jsou shodné otáčky vstupního hřídele převodovky s výstupním pro první rychlostní stupeň ($i=1$) a druhý rychlostní stupeň má převod do pomala. Použitím předlohového hřídele je možné docílit vysokých převodových poměrů a zároveň ušetřit počet jednotlivých převodů.

Častokrát konstrukční řešení řadicích převodovek kombinuje přesuvná kola s ozubenými koly se spojkami a s využitím předlohového hřídele.[2] [6]



Obrázek 14 Jednoduché dvoustupňové předlohy [6]

2.6 Převodový člen – Převodovka s plynulou změnou otáček

Ke změně otáček dojde plynule. Dokonce lze nastavit přesnou hodnotu požadované řezné rychlosti. Používáme tři základní principy:

- Elektrické – pohon stejnosměrným nebo střídavým regulačním motorem
- Hydraulické – hydromotory, čerpadla
- Mechanické – variátory

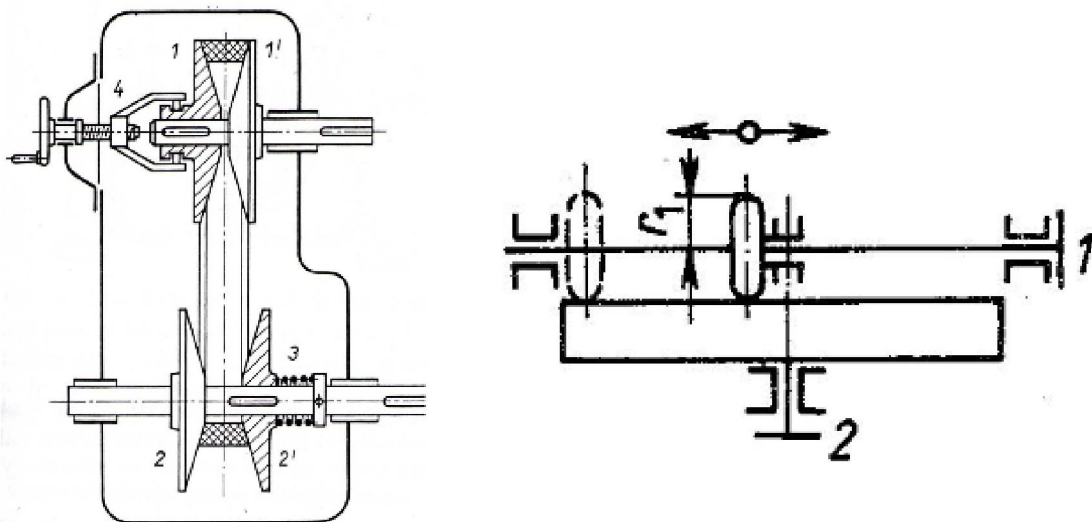
V dnešní době je hlavním trendem rozvoj regulace elektromotorů na široký rozsah otáček, díky čemuž je možné zjednodušit nebo dokonce úplně odstranit převodové mechanismy.[2]

2.6.1 Variátor

Jedná se o řemenový nebo třecí převod (čelní kola), při kterém lze plynule měnit převodový poměr díky průměru řemenic / dráhy třecích kol. Řemeny mohou být ploché, nebo klínové.

Největší nevýhoda u převodovek s převodem pomocí tření je, že dochází k prokluzu. Příčinou prokluzu je kolísání otáček, což je u hlavního pohonu obráběcího stroje nežádoucí. U řemenového variátoru jsou řemenice rozdělené na dva kuželové kotouče. Na jedné řemenici je nutné zajistit stálý přítlak obou polovin řemenice k sobě (např. pružinou). Na druhé řemenici

je přítlak obou půlek řemenice nejčastěji nastavitelný např. šroubem. Utahováním nebo povoláním lze plynule měnit průměr, na kterém zabírá řemen. Používá se nejčastěji klínových řemenů.



Obrázek 16 řemenový variátor[8]

Obrázek 15 třecí variátor [14]

2.6.2 Elektrické systémy pro změnu otáček

Stupňovité změny otáček u asynchronních a synchronních motorů lze dosáhnout přepólováním motorů (změnou počtu pólů). Lze tímto získat více hodnot (2-3) výstupních jmenovitých otáček. Přidáním regulátoru s frekvenčním měničem k motoru lze získat plynulou regulaci otáček, čímž i široký rozsah výstupních otáček. Hodnota rozsahu regulace je udávána v katalogu výrobce daného motoru.[2]

2.6.3 Pohon střídavým nebo stejnosměrným regulačním motorem.

V současné době se díky pokroku v elektrotechnice používá pro pohon obráběcích strojů elektromotorů s možností plynulé regulace otáček. Těmito motory lze dosáhnout určitého rozsahu regulace otáček. Pokud nám rozsah nestačí, je třeba zařadit do pohonu převodový mechanismus – stupňovou převodovku. K řízení otáček může docházet například pomocí tyristorové regulace nebo frekvenčního měniče. Regulovat lze jak AC (střídavé) tak i DC (stejnosměrné) motory.

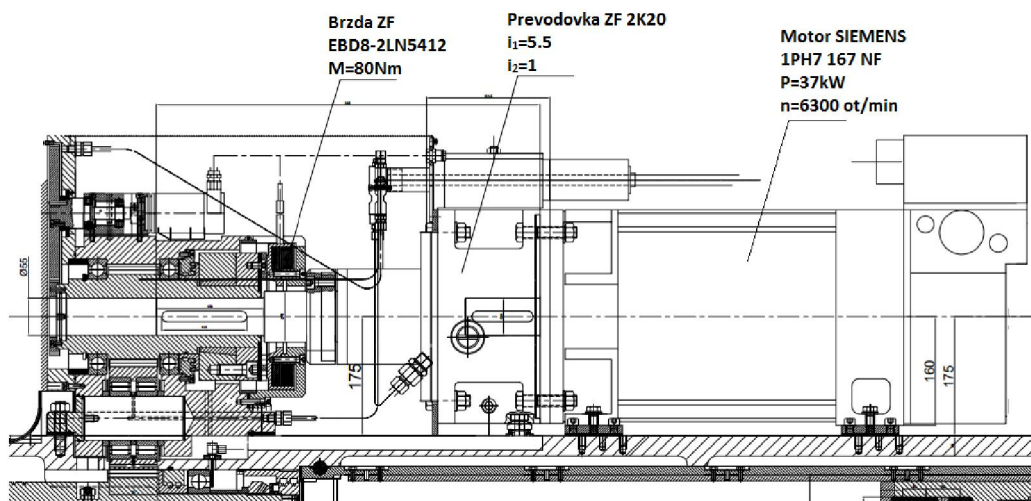
Seznámili jsme se s nejčastěji používanými konstrukčními řešeními, a nyní následuje aplikace těchto poznatků při samotném návrhu převodovky s předlohou hřídeli pro horizontku FCW 150.

3 Návrh a výpočet převodovky

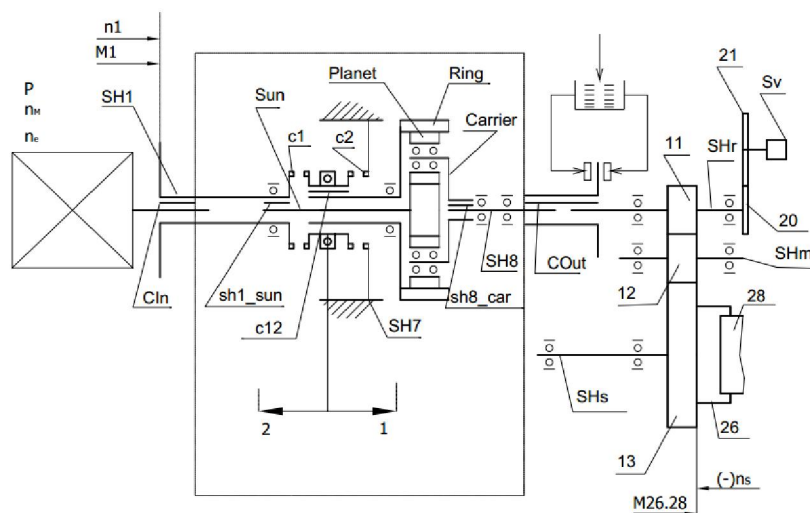
Úkolem v praktické části bakalářské práce je spočítat a navrhnout převodovku pro hlavní pohon horizontální vyvrtávačky FCW 150. Jedná se konkrétně o dvoustupňovou převodovku s předlohou hřídelí, u které bude řazení možné automatizovat. Toto řešení by mělo nahradit stávající planetovou převodovku a motor s ní používaný. Finální převod mezi převodovkou a vřetenem by měl být ideálně zachovaný.

3.1 Původní řešení pohonu horizontky FCW 150

Obrázek 17 nám znázorňuje původní řešení hlavního pohonu. Zároveň si zde můžeme udělat představu o zástavbovém prostoru, do kterého by se měla nová převodovka umístit, a získáme zde i rozměry výstupního hřídele. Na Obrázek 18 máme kinematické schéma celého původního hlavního pohonu. Vidíme zde jak je převodovka řešená a jak zde probíhá řazení. Vidíme lépe i dříve zmíněný finální převod mezi převodovkou a vřeteníkem (kola 11, 12 a 13).



Obrázek 17 Pohon FCW 150 s planetovou převodovkou [10]



Obrázek 18 Kinematické schéma původního hlavního pohonu FCW 150 [10]

Technické parametry původního pohonu:

- | | |
|--|---|
| • Průměr vrtacího vřetena | 150 mm |
| • Středící průměr fréz. vřetena | 221,45 h5 mm |
| • Upínací kužel pro nástroje | DIN 69871 – AD50 |
| • Upínací stopka nástroje | DIN 69872 – A |
| • Otáčky vřetena plynule regulovatelné
ve dvou mech. stupních | 10-3000 ot/min |
| • Pohon vřetena | 37 kW (S1 - 100 %)
51 kW (S2 - 30 min) |
| • Max moment vřetena stroje | 2200 Nm (S1 - 100%) |
| • Průřez smýkadla | 360 x 400 |

3.2 Výpočet nové převodovky pro horizontku FCW 150

V následující tabulce jsou uvedené zadané parametry pro návrh nové převodové skříně. Tato skříň bude mít nejenom jiné konstrukční řešení (předlohová hřídel), ale i jiný převodový poměr a výkonnější motor oproti původní variantě.

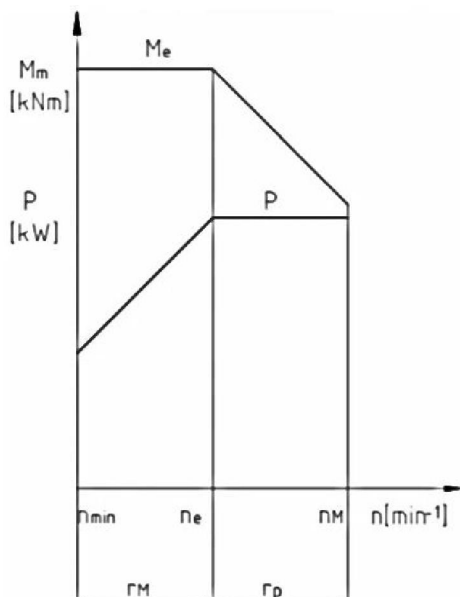
Motor	1PH8186 Siemens
• Výkon	$P = 51 \text{ kW}$
• Jmenovité otáčky	$n_e = 1000 \text{ min}^{-1}$
• Maximální otáčky	$n_M = 5000 \text{ min}^{-1}$
• Jmenovitý moment	$Me = 487 \text{ Nm}$
• Využitelný moment při max. otáčkách	$0,2Me$
• Rozměry hřídele (průměr x délka)	$65 \times 140 \text{ mm}$
Vřeteno	
• Maximální otáčky	$n_{Mp} = 3000 \text{ min}^{-1}$
• Omezený moment	$Me = 4500 \text{ Nm}$
Převodovka	
• Počet stupňů	2
• Převod 1. rychlostního stupně	$i_{r.1} = 6$
➤ Přípustná odchylka převodu	$\delta = 0.05$
• Celková doba běhu	$T_c = 14000 \text{ hod}$
• Spektrum zatížení – zatěžovací stavy	
➤ Poměrné otáčky $q_n = \frac{n_i}{n_e}$	$q_n = [1 \quad -1 \quad 5 \quad 1 \quad -1 \quad 5]$

➤ Poměrný moment $q_M = \frac{M_i}{M_e}$	$q_M = [1 \ -1 \ 0.2 \ 1 \ -1 \ 0.02]$
➤ Poměrná doba běhu $q = \frac{T_i}{T_c}$	$q^T = [0.28 \ 0.08 \ 0.04 \ 0.42 \ 0.12 \ 0.1]$
• Účinnost záběru	$\eta = 0,98$
• Mazání	oběhové
• Olej	ISO VG 220
• Teploty	
➤ Okolí	20°C
➤ Olej	70°C
➤ Ložisko	70°C

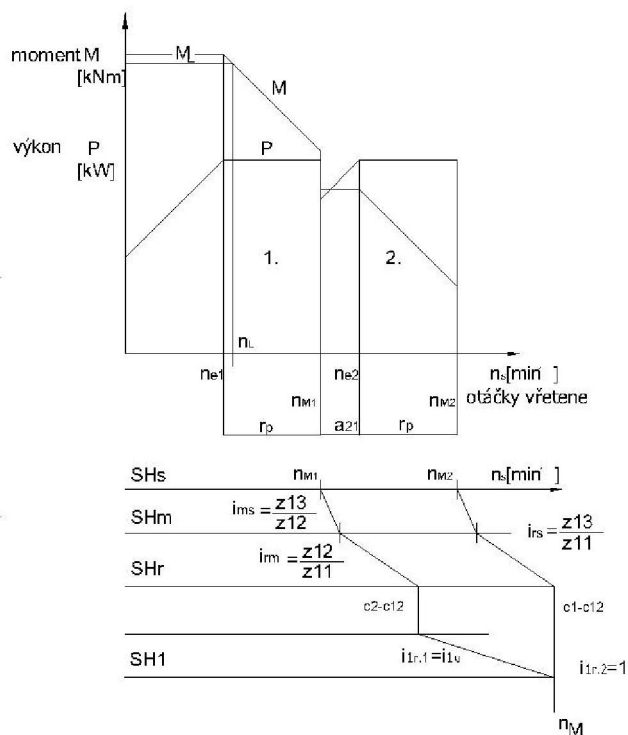
3.3 Kinematické schéma nové převodovky

Na *Obrázek 19* je zobrazena charakteristika vhodného motoru pro hlavní pohon.

Na *Obrázek 20* vidíme dva diagramy, horní je diagram výstupního členu a spodní je rychlostní diagram. V rychlostním diagramu vodorovné osy znázorňují plánované hřídele, šikmé čáry znázorňují převody. Označení hřídelů a ozubených kol, které jsou použité v tomto diagramu, se nachází na *Obrázek 21*.

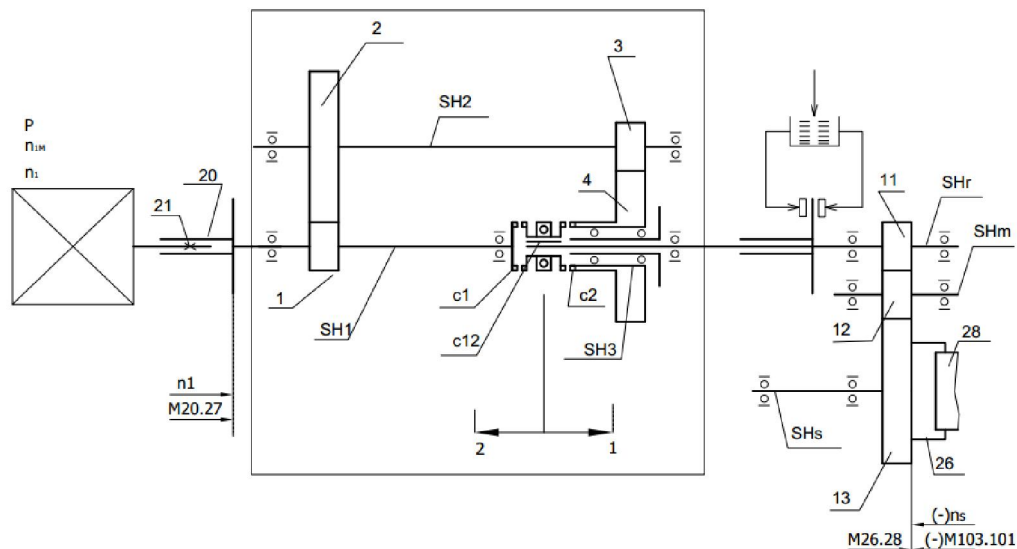


Obrázek 19 charakteristika motoru hl. pohonu [10]



Obrázek 20 Rychlostní diagram hlavního pohonu s dvourychl. převodovky [10]

Následně je nutné si navrhnout kinematické schéma převodovky.



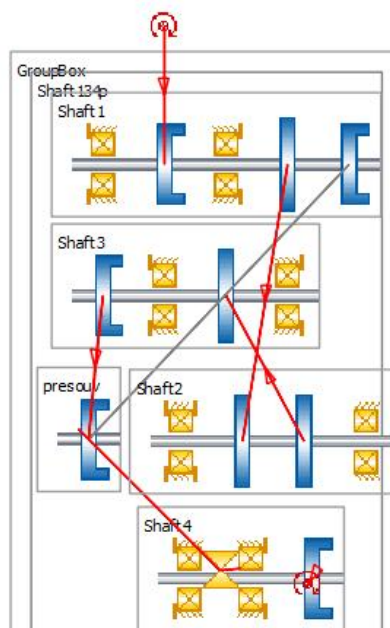
Obrázek 21 kin. schéma hl. pohonu FCW 150, převodovka s předl. hřídelí[10]

Z kinematického schématu zjistíme přenosové trasy výkonu při jednotlivých rychlostních stupních. Vidíme, jak budou hřídele a kola spolu zabírat, také kde budou hřídele uloženy do ložisek a také, jak bude řešena stupňovitá změna. Kola 1 a 2 tvoří vstupní převod, kola 11, 12 a 13 tvoří finální převod. Řazení je provedeno pomocí spojky (přesouvadla), takže pro první stupeň jsou v záběru i ozubená kola 3 a 4. Pro druhý rychlostní stupeň je hřídel motoru propojena přímo s finálním převodem ($i=1$). Můžeme si podle tohoto schématu také provést předběžnou kalkulaci ozubených kol, pro dosažení požadovaného převodového poměru..

3.4 Výpočet v programu KISSys/KISSoft

Pro výpočet převodovky byl použitý program KISSys/KISSoft 2016. Tento program slouží pro výpočet nejen ozubených kol, ale i ložisek a hřídelí, a to pro všechny druhy převodovek. V tomto programu lze počítat i šneková a kuželová soukolí, dokonce i planetové převodovky. Pro výpočet bude použitý program 2_rychl_predloha.ks. Tento program je připravený pro toto řešení.

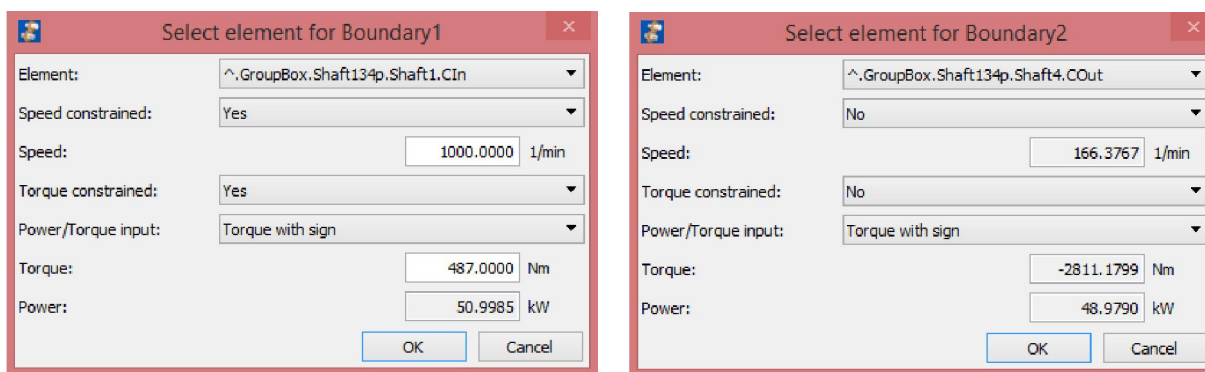
Obrázek 22 znázorňuje stejnou kinematiku, jako Obrázek 21, jen je již připravena ve výpočtovém programu KISSys. Součástí tohoto schématu jsou také kinematické vazby mezi jednotlivými koly a hřídeli. Vazby jsou na obrázku značeny červeně.



Obrázek 22 Kinematické schéma v programu KISSys

3.4.1 Vstup a výstup do/z převodovky

Pokud máme takto připravené kinematické schéma, je nutné zadat vstupní podmínky pro vstup a výstup do převodovky.

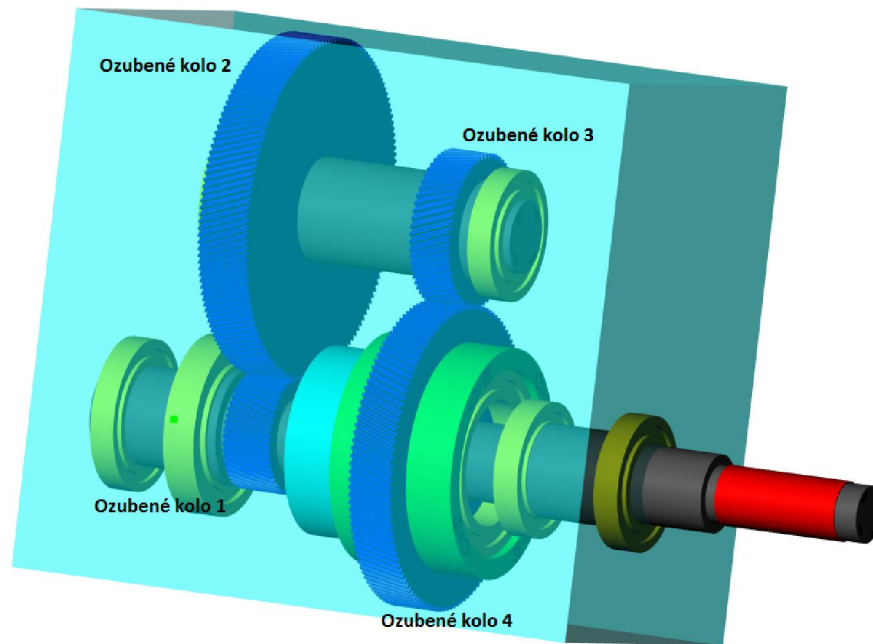


Obrázek 23 Hodnoty na vstupu (Boundary 1) a výstupu (Boundary 2) KISSys

Jakmile máme nadefinovaný vstup a výstup z převodovky, můžeme se pustit do návrhu samotného soukolí. Vidíme zde i pokles výkonu o účinnost dvou zabírajících soukolí. Hodnota účinnosti pro jedno soukolí $\eta = 0,98$

3.4.2 Návrh soukolí

Pro návrh soukolí je v programu již přednastavená funkce Gear Sizing, která zjednodušuje volbu správného počtu zubů a modulu pro docílení požadovaného převodového poměru. Musíme docílit převodového poměru 6, pomocí dvou soukolí. Toho se docílí rozdělením převodového poměru zhruba napůl. Počet zubů v soukolí děláme nesoudělný, aby nedocházelo k záběru stále stejných zubů. V převodovce budou použita kola se šikmými zuby, jejichž velkou výhodou je plynulejší záběr a větší únosnost. Úhel sklonu zubu bude 20° .



Obrázek 24 Převodovka v prostředí KISSys

Po optimalizaci vyšly nejlépe pro soukolí 1 tyto hodnoty:

- Rozměrové parametry kol v soukolí 1
 - počet zubů kola 1 $z_1 = 51$
 - počet zubů kola 2 $z_2 = 152$
 - převodový poměr $i_{12} = 2.98$
 - šířka kola 1 $b_1 = 48 \text{ mm}$
 - šířka kola 2 $b_2 = 50 \text{ mm}$
 - rozteč os $a = 215 \text{ mm}$
 - normálový modul $m_n = 2 \text{ mm}$
 - úhel sklonu zubu $\beta = 20^\circ$
 - materiál kola 1 a 2 ČSN 16326 (18CrNiMo7-6)

- Bezpečnosti kola 1 (v závorce dovolené hodnoty)
 - bezpečnost kořene zubu 2,493 (1,4)
 - bezpečnost boku zubu 2,124 (1)
 - bezpečnost proti odřetí 4,782 (1,8)

- Bezpečnosti kola 2 (v závorce dovolené hodnoty)
 - bezpečnost kořene zubu 2,458 (1,4)
 - bezpečnost boku zubu 2,124 (1)
 - bezpečnost proti odřetí 4,782 (1,8)

Hodnoty pro soukolí 2

- Rozměrové hodnoty pro soukolí 2
 - Počet zubů kola 3 $z_3 = 60$
 - počet zubů kola 4 $z_4 = 121$
 - převodový poměr $i_{23} = 2,01$
 - šířka kola 3 $b_3 = 41 \text{ mm}$
 - šířka kola 4 $b_4 = 43 \text{ mm}$
 - rozteč os $a = 215 \text{ mm}$
 - normálový modul $m_n = 2,5 \text{ mm}$
 - úhel sklonu zubu $\beta = 20^\circ$
 - Materiál kola 2 a 3 ČSN 16326 (18CrNiMo7-6)

- Bezpečnosti kola 3 (v závorce dovolené hodnoty)
 - bezpečnost kořene zubu 1,414 (1.4)
 - bezpečnost boku zubu 1,598 (1)
 - bezpečnost proti odření 4,357 (1,8)

- Bezpečnosti kola 4 (v závorce dovolené hodnoty)
 - bezpečnost kořene zubu 1,438 (1.4)
 - bezpečnost boku zubu 1.629 (1)
 - bezpečnost proti odření 4,357 (1,8)

Speed	_O.GroupBox.Shaft13*	_O.GroupBox.Shaft134p.c2.Speed_Setup	Ratio
1 Gear1	0		6.0105
2 Gear2	1		1

Obrázek 25 kontrola převodového poměru KISSys

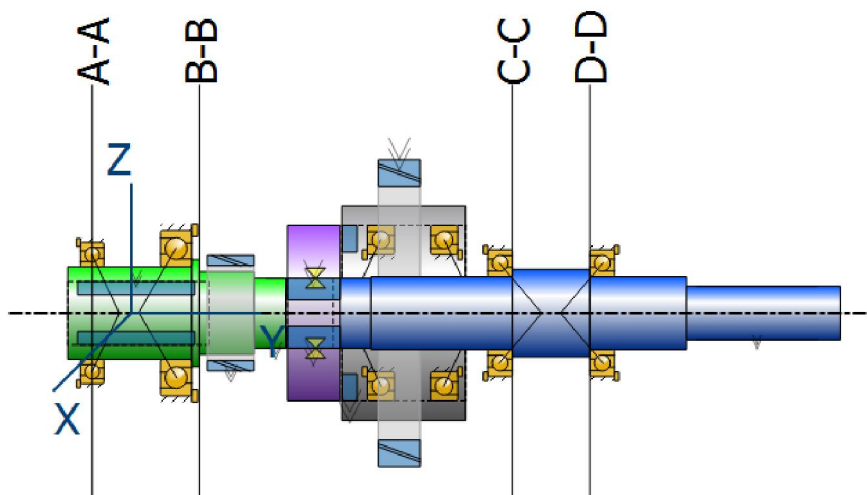
Celkový převodový poměr pro rychlostní stupeň je 6,0105. Povolená odchylka od požadovaného převodového poměru 6, je $\delta = 0,05$. Skutečná odchylka $\delta = 0,0105$ Takto navržené soukolí tedy splňuje tento požadavek.

3.4.3 Materiál soukolí

Materiál pro obě soukolí byl zvolen identický, kvůli jednoduššímu objednávání polotovarů. Jedná se o středně ušlechtilou chrom-nikl-molybdenovou ocel k cementování. Dle značení normy ČSN se jedná o ocel ČSN 16326. Tato ocel je doporučena pro použití u velmi namáhaných strojních součástí, jako jsou například ozubená kola, věnce, pastorky, čepy a podobné strojní součásti. Je vhodná pro součásti namáhané dynamicky. Po cementování povrchová vrstva dosahuje tvrdosti 62 až 64 HRC, zatímco jádro zůstává houževnaté i při relativně velké pevnosti. [19] [20]

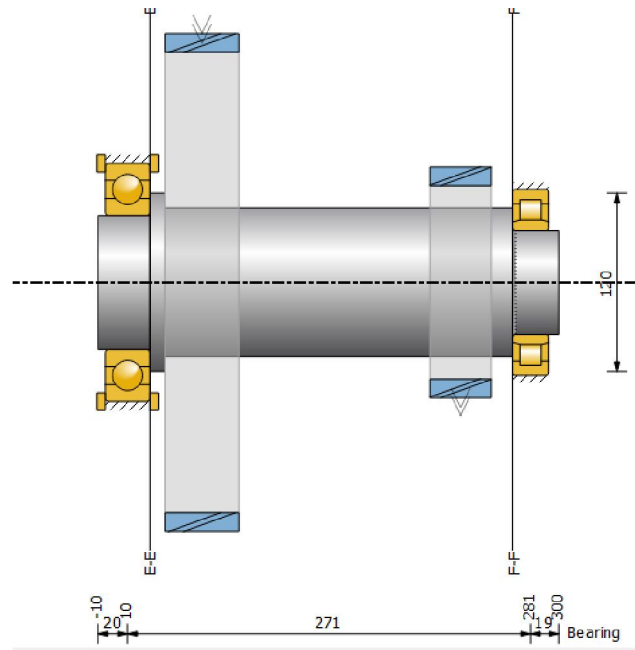
3.4.4 Návrh hřídelů

Po návrhu ozubených kol následoval návrh hřídelů. Hřídele volíme tak, aby byly vyrobitelné a byla zaručená smotnovatelnosti celé sestavy převodovky. Současně bylo nutné uvážit nejen rozmístění ložisek, ale i potřebný zástavbový prostor pro ložiska ve skříni. Rozmístění kol na hřídelích je také velmi důležité z hlediska vyrobitelnosti hřídelů a celé převodovky. Dále zde bylo nutné si předdefinovat základní rozměry pro výpočet drážkování a pera.



Obrázek 26 Hřídel 1 a 3 v programu KISSys

Na obrázku je zobrazena finální varianta hřídele 1 a 3. Hřídel 1 je zvýrazněna zeleně, hřídel 3 je zvýrazněna modře. Přesouvadlo je znázorněno fialovou, a náboj s kolem 4 je šedivý. Hřídel 1 je vstupní hřídelí. Součástí hřídele je ozubené kolo. Za ozubeným kolem je drážkování pro možnost přeřazení na druhý rychlostní stupeň. Toto drážkování je zde jen schematicky kvůli výpočtu, stejně tak přesouvadlo je zde spíše schematicky. Přesouvadlo má vnitřní a vnější evolventní drážkování, aby byl možný tvarový přenos při přeřazení přesouvadlem. Princip řazení už plyne ze schématu na *Obrázek 21*. První rychlostní stupeň ($i=6$) se zařadí přesunutím přesouvadla doprava, kdy dojde k tvarovému styku evolventním drážkováním mezi nábojem kola 4 a přesouvadlem. Přesouvadlo je posuvně uloženo na výstupním hřídeli pomocí evolventního drážkování. Druhý rychlostní stupeň ($i=1$) se zařadí přesunutím přesouvadla doleva, a spojením hřídele 1 a 2.



Obrázek 27 Předlohová hřídel v programu KISSys

Obrázek 27 znázorňuje předlohovou hřídel. Předlohová hřídel pouze nese 2 ozubená kola, přes která přenáší kroutící moment. Musí být dostatečně tuhá a pevná, aby byl zaručen kvalitní záběr ozubených kol.

3.4.5 Materiály hřídelů:

- Hřídel 1
Pro tuto hřídel musí být stejný materiál jako je u ozubeného kola 1, neboť se jedná o jeden díl. - Materiál ČSN 16326 (18CrNiMo7-6) Drážkování bude mít kalený povrch.
- Hřídel 2
U této hřídele byl zvolen materiál ČSN 12050 (C45), jelikož součástí hřídele není ozubené kolo. Tento materiál plně vyhovuje požadavkům na tuto hřídel. Drážkování bude mít kalený povrch.
- Předlohová hřídel
Stejně jak hřídel 1, součástí této hřídele jsou ozubená kola čili materiál bude také identický. Materiál ČSN 16326 (18CrNiMo7-6)
- Přesouvadlo
Na přesouvadlo nejsou kladené až takové nároky jako na ozubené kolo. Evolventní drážkování vychází dobře i s méně kvalitní ocelí, volím tedy ocel ČSN 12050 (C45). Drážkování bude mít kalený povrch.
- Náboj s kolem 4
Jak již název napovídá, součástí této duté hřídele je ozubené kolo, materiál tedy bude také ČSN 16326 (18CrNiMo7-6)

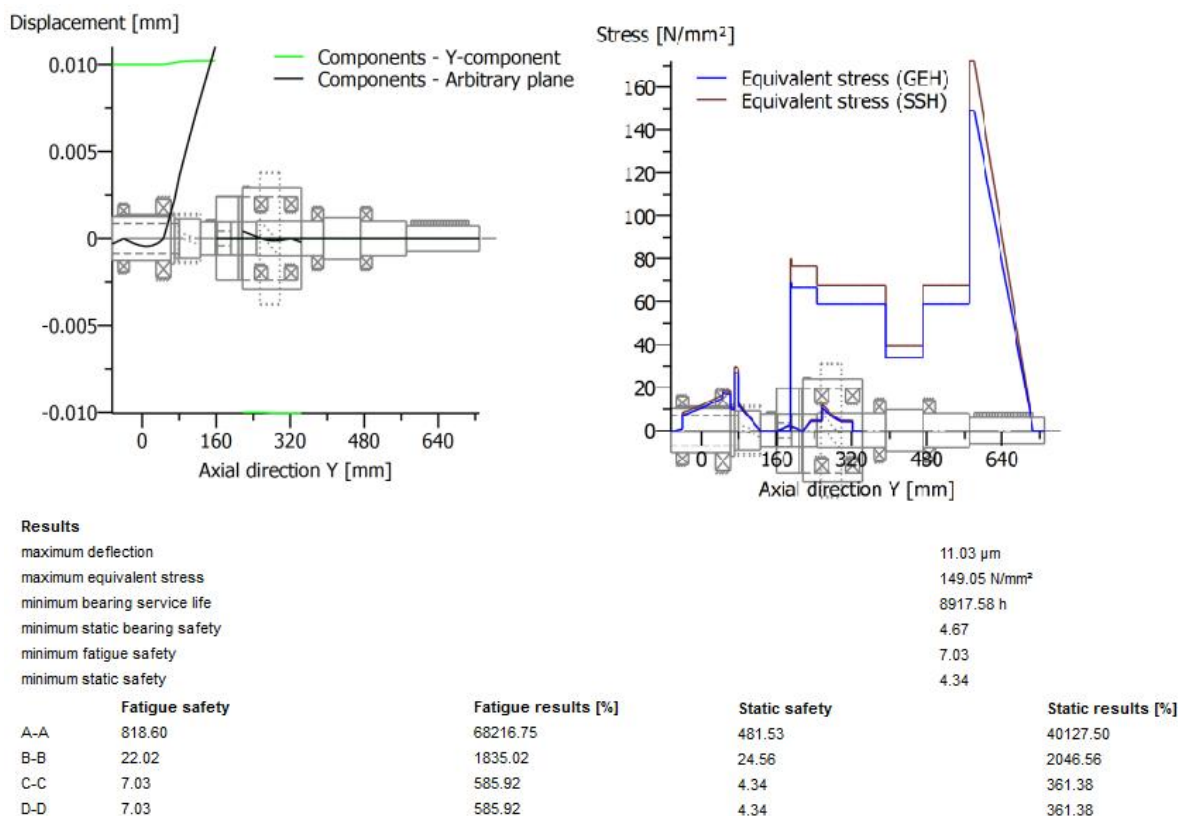
Materiál ČSN 12050 (C45)

Tato konstrukční ocel je vhodná pro použití např. na hřídele těžních strojů, karuselů, turbokompresorů apod. Je možné ji použít i na větší ozubená kola, ozubené věnce, rotory šroubových kompresorů, šneky, vřetena, plunžry, šrouby, kolíky, spojovací součásti a posunovací vidlice. Tato ocel je vhodná pro povrchové kalení plamenem nebo indukci. Tato ocel dosahuje tvrdosti až 225 HB.

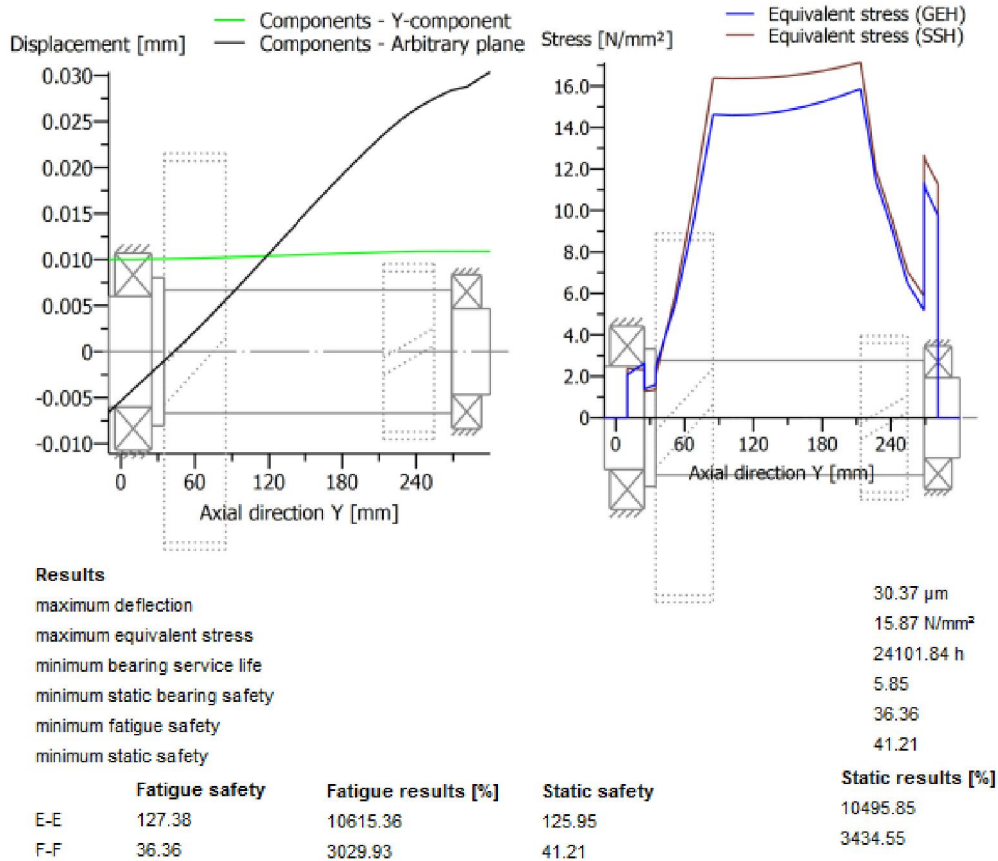
3.4.6 Výsledky výpočtu hřídelů z programu KISSys

Výpočtem hřídelů jsme získali výsledky. Výsledky z programu KISSys pro hřídele jsou na následujícím obrázku. Levý graf znázorňuje deformaci, pravý napětí.

Požadovaná hodnota bezpečnosti u hřídelů je 1.25. Všechny hřídele tento požadavek splňují. Výpočet proběhl pro nejtěžší zátěžný stav - 1. rychlostní stupeň (Převodový poměr 6). Nejmenší hodnota bezpečnosti je statická bezpečnost v řezu D – D pod ložiskem č.8. Tam má bezpečnost hodnotu 4,34. Naopak největší bezpečnost je u předlohového hřídele pod ložiskem č.3. kde má statická bezpečnost hodnotu 125,95. Zde by bylo případně možné zmenšit průměr u hřídele, pokud by to bylo nutné.



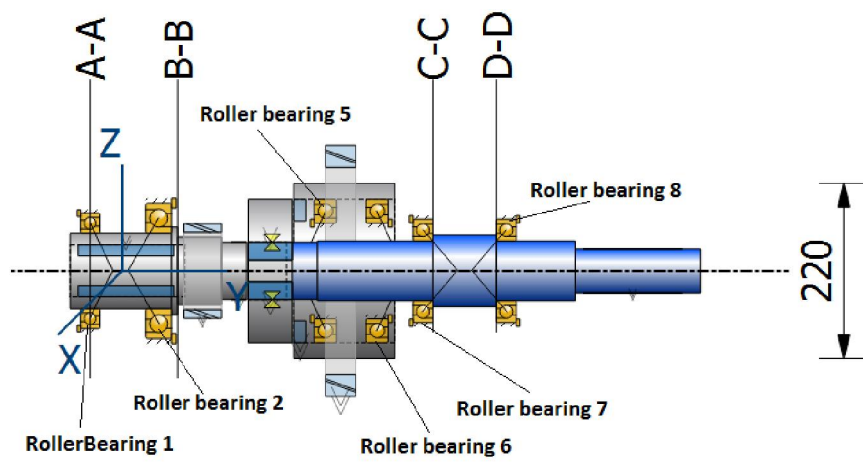
Obrázek 28 výsledky pro hřídel 1,3 a 4 KISSys



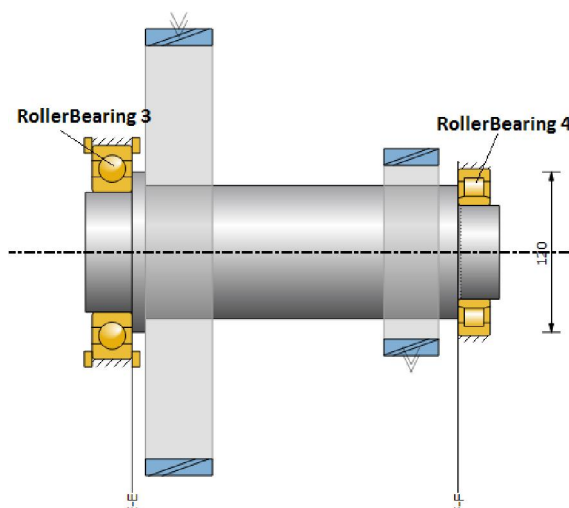
Obrázek 29 výsledky pro předlohový hřídel KISSys

3.4.7 Návrh ložisek

Hlavním parametrem pro výpočet ložiska je jeho životnost (Obrázek 32 - vyznačeno zeleně). Zadaná hodnota životnosti ložiska $L_h > 14\,000$ hod. Ložisko č. 5 však nespĺňuje tento požadavek. Ložiska jsou ale počítaná na nejhorsí možné zatížení převodovky, čímž je 1. rychlostní stupeň - (převodový poměr 6). Pokud provedeme výpočet na celé zátěžové spektrum (reálnější zatížení převodovky) zjistíme, že ložisko vyhovuje. Výsledky výpočtu ložiska 5 pro celé zátěžové spektrum jsou uvedeny na Obrázek 33:



Obrázek 30 ložiska na hřídeli 1, 3 a 4 KISSys



Obrázek 31 ložiska na předlohové hřídeli KISSys

	RollerBearing1	RollerBearing2	RollerBearing5	RollerBearing6	RollerBearing7	RollerBearing8	RollerBearing3	RollerBearing4
shaft1	Shaft1	Shaft1	Shaft3	Shaft3	Shaft4	Shaft4	Shaft2	Shaft2
BForm	Angular contact ball	Angular contact ball	Angular contact ball	Angular contact ball	Angular contact ball	Angular contact ball	Deep groove ball	bezCylindrical roller bear
BType	SKF S7019 ACD/P4A	Koyo 7219	SKF 7024 ACD/P4AL	SKF 7024 ACD/P4AL	SKF 7215 BEC BY	SKF 7215 BEC BY	SKF *6218	Koyo N214
d	95	95	120	120	75	75	90	70
D	145	170	180	180	130	130	160	125
b	24	32	28	28	25	25	30	24
Fx	4240.9	-7603.6	-20650	13540.19892	-0	-0	3951.4	6598.5
Fy	-0	3266	-7063.2	-0	-0	-0	4006.7	-0
Fz	-5870.9	14886.96792	-13842	-5717.2	-0	0	-3744.2	14866.45203
Tx	-0	-0	-0	-0	-0	-0	-0	-0
Ty	0.57993	1.4521	1.4404	0.78137	0.03446	0.03446	0.64031	0.59542
Tz	-0	-0	-0	-0	-0	-0	-0	-0
Lh	19335.04052	14614.47984	8917.6	43149.32673	1000000	1000000	56831.21438	24101.83507
fs	10.563	6.6402	4.6662	7.8924	9999.99	9999.99	13.502	5.853

Obrázek 32 výsledky výpočtu ložisek KISSys

_O.Group	Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1	8918	4.666	-20649.6	-7063.2	-13841.6
Bin 2	25888	6.657	10587.1	0	13841.6
Bin 3	222939	23.331	-4129.9	-1412.6	-2768.3
Bin 4	1000000	9999.99		0	0
Bin 5	1000000	9999.99		0	0
Bin 6	1000000	9999.99		0	0
Results w/	28354	4.666			

Obrázek 33 výsledky ložiska 5 pro celé zátěžové spektrum KISSys report

Ložisko 5 je nejhůře zatížené pro první tři stavy, kdy přenáší kroutící moment, ale ve stavech 4, 5 a 6 není ložisko zatížené. Jeho celková životnost při zatížení celým zátěžovým spektrem $L_h = 28354$ hod (zelený rámeček), ve výsledku je ložisko vyhovující.

3.4.8 Výpočet evolventního drážkování na vstupním hřídeli

Velikost drážkování byla zvolena taková, aby odpovídala rozměrům, již připraveného hřídele. Pokud by drážkování nevyšlo, bylo by nutné buď zvolit jiný druh spojky nebo zvětšit průměr či výšku zubů. Na *Obrázek 34* a *Obrázek 35* máme zadané parametry do výpočtu drážkování a výsledky výpočtu. Tento výpočet byl proveden při zařazeném druhém rychlostním stupni (převodový poměr 1), protože při prvním stupni toto drážkování nepřenáší žádné zatížení.

d_{s1} [mm]	d_{s2} [mm]	m_n [mm]	z	x^*
71.4000	66.0000	3.0000	22	0.4500
71.6000	68.0000	2.0000	34	0.4500
74.4000	69.0000	3.0000	24	-0.0500
74.6000	71.0000	2.0000	36	0.2000
77.4000	72.0000	3.0000	24	0.4500

Geometry

Normal module m_n 2.0000 mm

Pressure angle at normal section α_n 30.0000 °

Hand of gear spur gear

Helix angle at reference circle β 0.0000 °

Shaft bore diameter d_i 0.0000 mm

Big outside diameter of hub D_2 0.0000 mm

Shaft Number of teeth z 34

Hub Number of teeth z -34

Facewidth b 20.0000 mm

Profile shift coefficient x^* 0.4500

Quality (DIN 3961) Q 8

Materials

Shaft 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength ≥ 25 HRC Jominy J=12mm \geq HRC28

Hub C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened, ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

Obrázek 34 parametry pro drážkování na vstupním hřídeli KISSys

		Results			
		Shaft		Hub	
$d_{a,e}$		71.600		-68.000 mm	
S_{max}/S_{min}	E_{max}/E_{min}	4.161	4.125	4.261	4.211 mm
S_{vmax}/S_{vmin}	E_{vmax}/E_{vmin}	4.181	4.161	4.211	4.181 mm
$\dot{J}_{eff\ max/min}$			0.050 /	0.000 mm	

Obrázek 35 výsledky výpočtu evolventního drážkování na vstup. hřídeli KISSys

Požadovaná bezpečnost pro evolventní drážkování je 1. Nejmenší hodnota bezpečnosti je zde 4.161, z čehož vyplývá, že drážkování vyhovuje. Detailní zpráva ze software KISSys viz vázané přílohy.

3.4.9 Výpočet evolventního drážkování na výstupním hřídeli

Velikost drážkování byla zvolena taková, aby odpovídala rozměrům drážkování na vstupní hřídeli. Toto drážkování musí být dlouhé tak, aby umožnilo přesouvání přesouvadla po hřídeli, a hlavně možnost zařadit neutrál. To znamená, aby přesouvadlo nezabíralo ani s nábojem ozubeného kola 4, ani se vstupním hřídelem. Maximální šířka záběru bude odpovídat 55 mm (šířka přesouvadla), minimální záběr bude při zařazení druhého rychlostního stupně (převodový poměr 1). Délka záběru tehdy bude 33 mm ($55-20-2=33$ kde 20 mm je záběr se vstupním hřídelem a 2 mm vůle mezi hřídelemi.). *Obrázek 34* a *Obrázek 35* zobrazuje parametry zadávané do výpočtu drážkování a výsledky výpočtu. Tento výpočet byl proveden při zařazeném druhém převodovém stupni (převodový poměr 1), neboť při prvním stupni toto drážkování zabírá na šířce 55 mm a je méně namáháno.

d_{z1} [mm]	d_{z2} [mm]	m_n [mm]	z	x_{*1}	
71.4000	66.0000	3.0000	22	0.4500	
71.6000	68.0000	2.0000	34	0.4500	
74.4000	69.0000	3.0000	24	-0.0500	
74.6000	71.0000	2.0000	36	0.2000	
77.4000	72.0000	3.0000	24	0.4500	
77.6000	74.0000	2.0000	38	-0.0500	
79.4000	74.0000	3.0000	25	0.2833	

Geometry

Normal module	m_n	<input type="text" value="2.0000"/>	mm		Shaft	Hub		
Pressure angl...ormal section	α_n	<input type="text" value="30.0000"/>	°	Number of teeth	z	<input type="text" value="34"/>	<input type="text" value="-34"/>	
Hand of gear		<input type="text" value="spur gear"/>		Facewidth	b	<input type="text" value="33.0000"/>	<input type="text" value="33.0000"/>	mm
Helix angle at reference circle	β	<input type="text" value="0.0000"/>	°	Profile s...efficient	x^*	<input type="text" value="0.4500"/>	<input type="text" value="-0.4500"/>	
Shaft bore diameter	d_1	<input type="text" value="0.0000"/>	mm	Quality (DIN 3961)	Q	<input type="text" value="8"/>	<input type="text" value="9"/>	
Big outside diameter of hub	D_2	<input type="text" value="0.0000"/>	mm					

Materials

Shaft	<input type="text" value="C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened, ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)"/>
Hub	<input type="text" value="C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened, ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)"/>

Obrázek 36 parametry pro výpočet evolventního drážkování na výst. hřídeli KISSys

		Results			
		Shaft		Hub	
$d_{a,e}$		71.600		-68.000 mm	
S_{max}/S_{min}	E_{max}/E_{min}	4.161	4.125	4.261	4.211 mm
S_{vmax}/S_{vmin}	E_{vmax}/E_{vmin}	4.181	4.161	4.211	4.181 mm
$\beta_{eff max/min}$			0.050 /	0.000 mm	

Obrázek 37 výsledky výpočtu evolventního drážkování na výst. hřídeli KISSys

Požadovaná bezpečnost pro evolventní drážkování je 1. Nejmenší hodnota bezpečnosti je zde 4.161, z čehož vyplývá, že drážkování vyhovuje.

3.4.10 Výpočet vnějšího evolventního drážkování na přesouvadle

Vnitřní drážkování je již vypočítáno u hřídelů. Následuje výpočet vnějšího drážkování přesouvadla, které slouží k přenosu kroutícího momentu mezi ozubeným kolem 4 a přes přesouvadlo s výstupní hřídelí. Velikost drážkování je opět volena taková, aby drážkování zapadlo do celkové sestavy bez velkých úprav. Detailní zpráva ze software KISSys viz vázané přílohy.

d_{z1} [mm]	d_{z2} [mm]	m_n [mm]	z	x^*_1	
169.0000	160.0000	5.0000	5.0000	32	0.4500
178.4000	164.0000	8.0000	8.0000	21	0.2000
179.0000	170.0000	5.0000	5.0000	34	0.4500
188.4000	174.0000	8.0000	8.0000	22	0.3250
189.0000	180.0000	5.0000	5.0000	36	0.4500
198.4000	184.0000	8.0000	8.0000	24	-0.0500
199.0000	190.0000	5.0000	5.0000	38	0.4500

Geometry

Normal module	m_n	<input type="text" value="5.0000"/>	mm			Shaft	Hub
Pressure angle normal section	α_n	<input type="text" value="30.0000"/>	°	Number of teeth	z	<input type="text" value="34"/>	<input type="text" value="-34"/>
Hand of gear		<input type="text" value="spur gear"/>		Facewidth	b	<input type="text" value="15.0000"/>	<input type="text" value="15.0000"/>
Helix angle addendum circle	β	<input type="text" value="0.0000"/>	°	Profile shift coefficient	x^*	<input type="text" value="0.4500"/>	<input type="text" value="-0.4500"/>
Shaft bore diameter	d_1	<input type="text" value="0.0000"/>	mm	Quality (ISO 3961)	Q	<input type="text" value="8"/>	<input type="text" value="9"/>
Big outside diameter of hub	D_2	<input type="text" value="0.0000"/>	mm				

Materials

Shaft	C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened, ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)						
Hub	18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28						

Obrázek 38 parametry vnějšího evolv. drážk. pro přesouvadlo. KISSys report

		Results			
		Shaft		Hub	
$d_{a,e}$		179.000		-170.000 mm	
S_{\max}/S_{\min}	E_{\max}/E_{\min}	10.426	10.381	10.552	10.489 mm
$S_{v\max}/S_{v\min}$	$E_{v\max}/E_{v\min}$	10.452	10.426	10.489	10.452 mm
$J_{\text{eff max/min}}$		0.063 / 0.000 mm			

Obrázek 39 výsledky výpočtu evolventního drážkování pro přesouvadlo KISSys

Požadovaná bezpečnost pro evolventní drážkování je 1. Nejmenší hodnota bezpečnosti je zde 10,426, z čehož vyplývá, že drážkování vyhovuje.

3.4.11 Výpočet perového spoje na vstupním hřídeli

Perový spoj na vstupním hřídeli byl rozměrově navržen podle pera dodávaného spolu s motorem SIEMENS. Je zde použito normalizované pero, dle normy ČSN 02 2562. Bude zde tedy použité PERO 18e7 x 11 x 120 ČSN 02 2562. Pero je vyrobeno z materiálu, který odpovídá této normě. Jedná se o materiál značený dle ČSN normy číslem 11 600 (E335). Výpočet byl proveden při zařazeném prvním rychlostním stupni s převodovým poměrem 6, což v tomto případě nebylo klíčové, neboť se jedná o vstupní hřídel. Požadovaná bezpečnost u této strojní součásti je 1. Pero tedy vyhovuje. Výsledky a zadávané parametry jsou na *Obrázek 40 a Obrázek 41*. [9]

Operating data			
Nominal torque	T_n	487.0000 Nm	Type of loading: No alternating torque
Maximum torque	T_{max}	487.0000 Nm	Maximal backwards torque T_{maxR} : 0.0000 Nm
Frictional torque	T_f	0.0000 Nm	Number of change of load direction N_{Wj} : 1
Application factor	K_A	1.0000	Number of load peaks N_L : 1000

Geometry			
Standard	Own Input		
Shaft diameter	d	65.0000 mm	Number of keys i : 1
Big outside diameter of hub	D_2	90.0000 mm	Distance a_0 : 60.0000 mm
Small outside diameter of hub	D_1	90.0000 mm	Width of hub-part with D_2 c : 120.0000 mm
Key length, shaft	l_{1z}	120.0000 mm	Chamfer on shaft s_1 : 0.0100 mm
Key length, hub	l_{2z}	120.0000 mm	Chamfer on hub s_2 : 0.0100 mm

Materials	
Shaft	C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
Hub	18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
Key	E335 (St60.2), Structural steel, untreated

Obrázek 40 vstupní hodnoty pro výpočet perového spoje na vstup. hřídeli KISSys

Pressure stress		
Shaft	Hub	Key
36.5943 N/mm ²	37.6492 N/mm ²	37.6492 N/mm ²
Safeties		
Shaft	Hub	Key
13.14	38.95	9.79

Obrázek 41 výsledky výpočtu perového spoje na vstup. hřídeli KISSys

Požadovaná bezpečnost pro perový spoj je 1. Nejmenší hodnota bezpečnosti je zde 9,79 z čehož vyplývá, že perový spoj vyhovuje. Detailní zpráva ze software KISSys viz vázané přílohy.

3.4.12 Výpočet perového spoje na výstupním hřídeli

Perový spoj na výstupním hřídeli byl rozměrově navrhnout stejně, jako u staré varianty pohonu. Bylo použito normalizovaných per dle normy ČSN 02 2562. Bude zde tedy použité PERO 16e7 x 10 x 125 ČSN 02 2562. Pero je vyrobeno z materiálu, který odpovídá této normě. Jedná se o materiál značený dle ČSN normy číslem 11 600 (E335). Výpočet byl proveden pro nejtěžší zátěžný stav, kterým je první rychlostní stupeň s převodovým poměrem 6. Požadovaná bezpečnost u této strojní součásti je 1. Pero tedy vyhovuje. Výsledky a zadávané parametry zobrazuje *Obrázek 42* a *Obrázek 43*. [9]

Operating data			
Nominal torque	T_n	2811.1799 Nm	Type of loading: No alternating torque
Maximum torque	T_{max}	2811.1799 Nm	Maximal backwards torque
Frictional torque	T_f	0.0000 Nm	T_{maxR} : 0.0000 Nm
Application factor	K_A	1.0000	Number of change of load direction
			N_W : 1
			Number of load peaks
			N_L : 1000

Geometry			
Standard	Own Input		
Shaft diameter	d	55.0000 mm	Number of keys
Big outside diameter of hub	D_2	90.0000 mm	i : 2
Small outside diameter of hub	D_1	90.0000 mm	Distance
Key length, shaft	l_{1z}	125.0000 mm	a_0 : 62.5000 mm
Key length, hub	l_{2z}	125.0000 mm	Width of hub-part with D_2
			c : 125.0000 mm
			Chamfer on shaft
			s_1 : 0.0100 mm
			Chamfer on hub
			s_2 : 0.0100 mm

Materials	
Shaft	C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
Hub	C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
Key	E335 (St60.2), Structural steel, untreated

Obrázek 42 vstupní hodnoty pro výpočet perového spoje na výst. hřídeli KISSys

Pressure stress		
Shaft	Hub	Key
249.1741 N/mm ²	250.0192 N/mm ²	250.0192 N/mm ²
Safeties		
Shaft	Hub	Key
1.93	2.58	1.47

Obrázek 43 výsledky výpočtu perového spoje na výstup.hřídeli KISSys

Požadovaná bezpečnost pro perový spoj je 1. Nejmenší hodnota bezpečnosti je zde 1.47 z čehož vyplývá, že perový spoj vyhovuje. Detailní zpráva ze software KISSys viz vázané přílohy.

3.4.13 Výpočet potřebné síly pro zasunutí přesouvadla do drážek spojky C2

Pro snadnější přeražení, aby nedošlo k zaseknutí při řazení, je nutné srazit boky zubů na hřídelích i nábojích s evolventním drážkováním.

$$z_1=51 \quad z_2=152 \quad z_3=60 \quad z_4=121$$

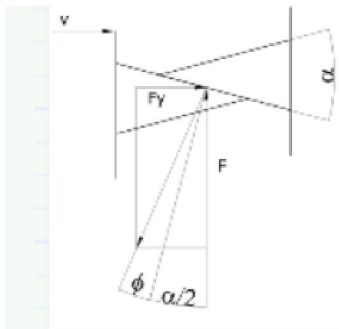
$$i_0 := \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 6.01$$

$$M_{1T} := 0.05 \cdot M_e = 24.351 \text{ N}\cdot\text{m}$$

...treci moment na motoru

$$M_{2T} := M_{1T} \cdot i_0 \cdot \frac{1}{\eta^2} = 152.394 \text{ N}\cdot\text{m}$$

...moment na spojce C2 pri zasouvani



$$\alpha := 45 \cdot \text{deg}$$

...vrcholovy uhel srazeni drazky spojky

$$f_d := 0.1$$

...souc. treni drazky spojky

$$\phi := \text{atan}(f_d)$$

$$D_2 := 179 \cdot \text{mm}$$

...prumer drazkovani spojky

$$F_y := \frac{M_{2T}}{D_2} \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2} + \phi\right) = 456.699 \text{ N}$$

...posuvová síla

Obrázek 44 Výpočet přesouvadla z programu Mathcad.[10]

Pro přesunutí přesouvadla je zapotřebí síla 456.699 N. Tento fakt je nutné zohlednit při volbě lineárního akutátoru pro přesouvání přesouvadla.

3.4.14 Volba lineárního akutátoru

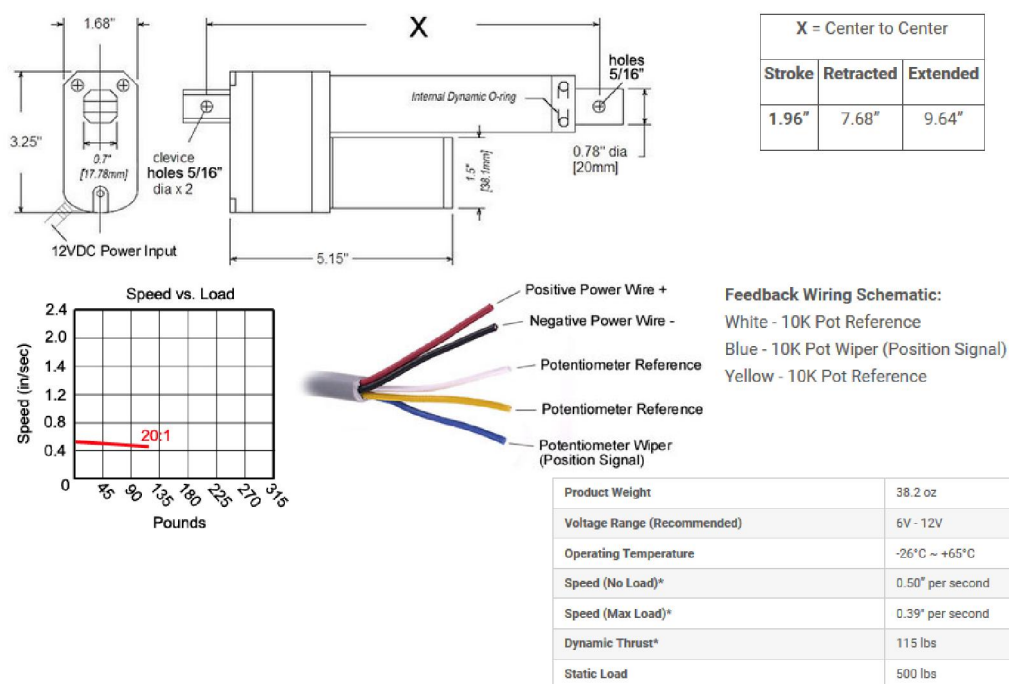
Elektrické akutátory jsou vhodným řešením pro jednoduché a bezpečné polohování. Umožňují přesnou kontrolu pohybu. Existují pohony pro polohování, posouvání, tlačení, tahání či naklápění se silou až 15 000 N dle zvoleného typu. V porovnání s řešením pomocí lineárního pneumatického nebo hydraulického pístu, je instalace tohoto systému mnohem jednodušší. Odpadá zde riziko úniku provozních kapalin a zároveň akutátory zabírají méně místa než pneumatické / hydraulické písty. Na akutátory není téměř žádný požadavek na údržbu, což znamená nižší celkové náklady na jejich provoz. [21] [23]



Obrázek 45 lineární akuator[23]

Lineární akuator se skládá z motorku, převodu a šroubovice (závitové tyče) s maticí. V sestavě bude využitý v mechanismu řazení rychlostních stupňů, to konkrétně k přesouvání přesouvadla pomocí vidlice.

Pro volbu akuatoru potřebujeme znát přesouvací sílu, a potřebnou délku pohybu. Sílu máme spočtenou v předchozí kapitole. $F=456,699$ N. Celkový potřebný zdvih je 39 mm (odměřeno v modelu). Volím akuator **HDA 2 – 50** se zdvihem 50 mm a silou 115 lb (515 N) od firmy Servo City [22]

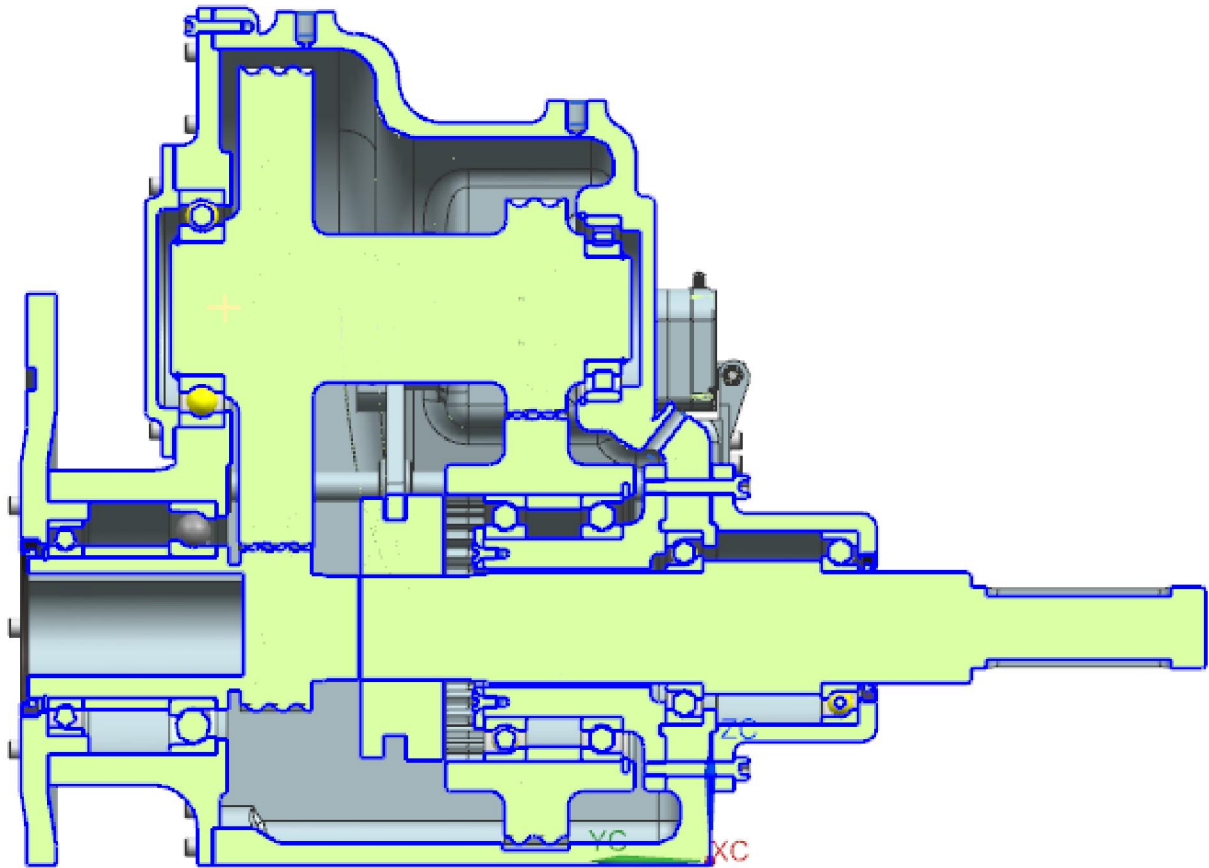


Obrázek 46 Parametry akuatoru HDA 2-50[22]

4 Konstrukční řešení zvolené varianty v CAD systému

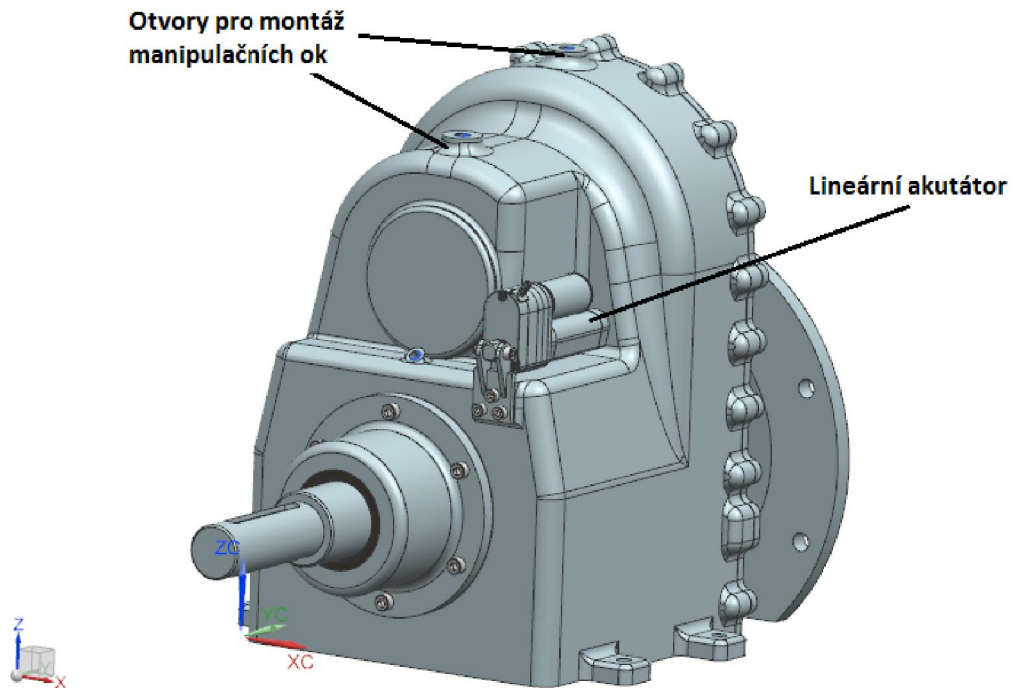
Poslední praktickou částí byl konstrukční návrh vypočítané varianty v 3D CAD systému. Model byl vytvořen v softwaru SIEMENS NX 12. Ozubená kola byla vygenerovaná do formátu, step z výpočtového programu KISSys/KISSoft. Ložiska vypočítaná také v programu KISSys, byla vyhledána v katalogu SKF/Koyo, kde tyto výrobci nabízí ke stažení CAD

modely ložisek. Hřídele byly modelovány dle rozměrů získaných v programu KISSys. Po složení těchto prvků převodovky začal návrh skříně převodovky. Byl zde brán důraz na co nejjednodušší řešení, s ohledem na snadnou smontovatelnost, vyrobiteľnost, ale hlavně funkčnost. Bylo zde nutné také uvážit potřeby pro správné uložení hřídelů s ložisky. Rozměry skříně byly voleny podle doporučení pro konstruování skříně převodovek z knižní publikace [5] a [6]



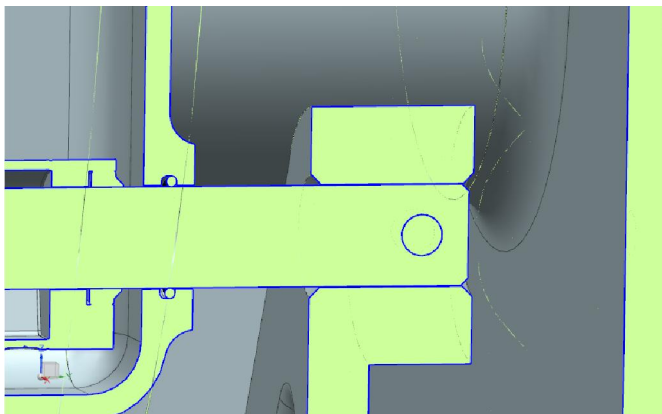
Obrázek 47 řez převodovkou v ose hřídelů (NX 12)

Na Obrázek 47 můžeme vidět uložení hřídelů a téměř všechny prvky převodovky. Dvě neprůchozí díry nahoře ve skříně slouží k přišroubování ok pro manipulaci s převodovkou pomocí jeřábu.



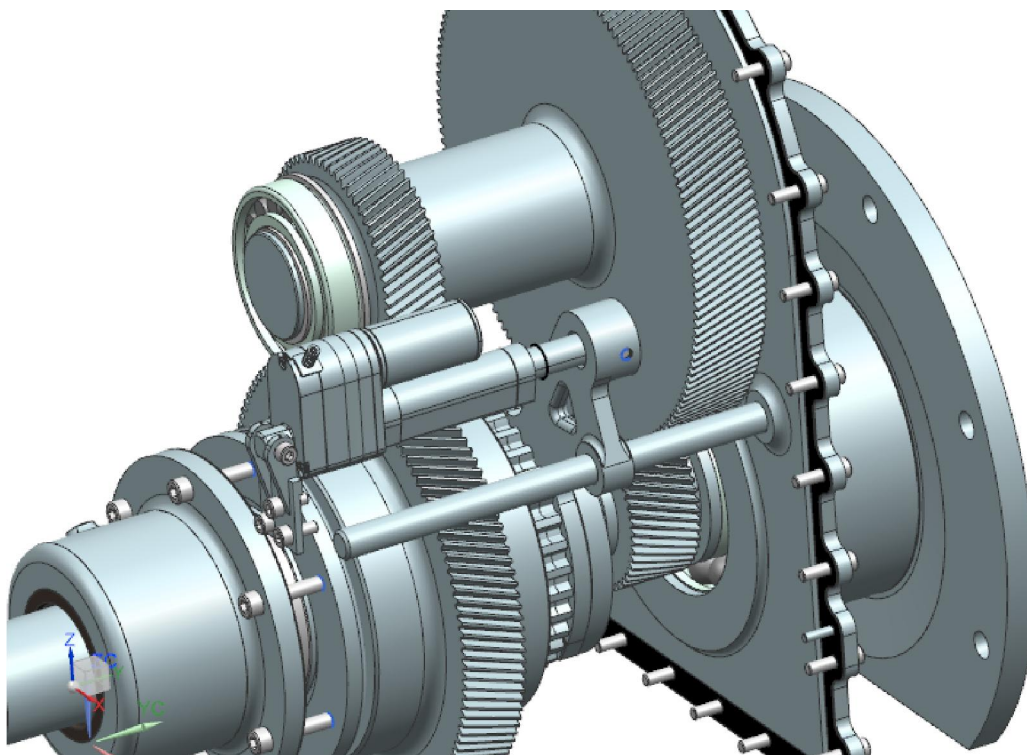
Obrázek 48 pohled na celkovou sestavu převodovky (NX 12)

Při konstrukci skříně bylo nutné vytvořit prostor pro umístění lineárního akutátoru. Zároveň bylo nutné vyřešit utěsnění díry pro vstup hřídele akutátoru. Původní úmysl použití gufera byl zavržen z důvodu nutnosti malého zástavbového prostoru. Nakonec vyšla jako nejlepší varianta utěsnění pomocí O-kroužku. Toto řešení je znázorněno na obrázku níže.



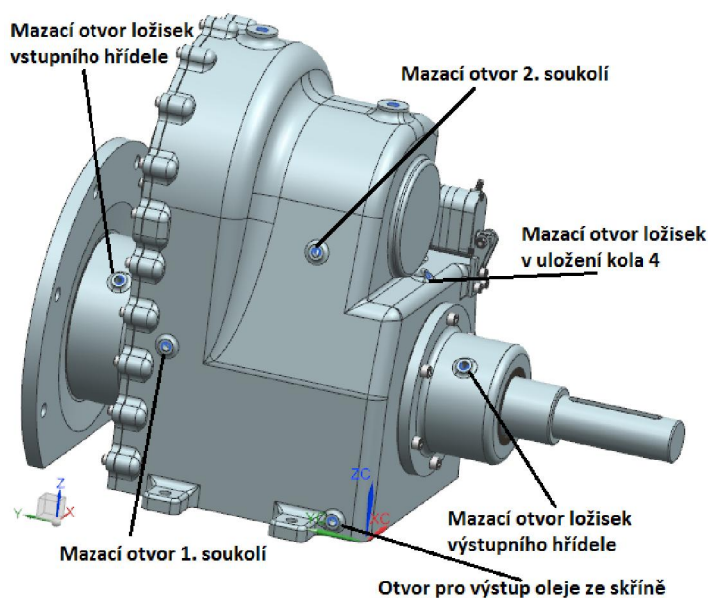
Obrázek 49 utěsnění skříně u vstupu akutátoru do převodovky (NX 12)

Na následujícím obrázku vidíme sestavu mechanismu pro stupňovitou změnu otáček. Vodicí tyč je uložena volně v dírách ve skříně a víku. Na tyči je nasunuta vidlice, jejímž hlavním úkolem je přesouvat přesouvadlo do záběru. K přesouvání slouží lineární akutátor, který je na jedné straně přišroubovaný k vidlici a na straně druhé je přišroubován pomocí konzoly ke skříně. Díky použití tohoto zařízení je možné řazení plně automatizovat.

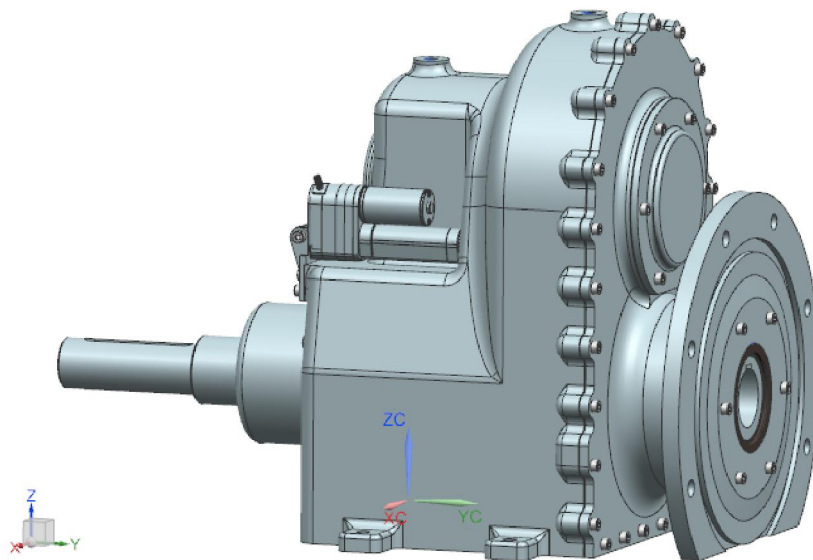


Obrázek 50 mechanismus řazení rychlostních stupňů (NX 12)

Při návrhu skříně bylo nutné také zohlednit mazání převodovky. Mazání má být realizováno pomocí tlakového mazání. Čerpadlo pro toto mazání je umístěno mimo převodovku. Je nutné tedy připravit vstupy pro tlakové hadice vedoucí z rozvaděče / dávkovače oleje. Na následujícím obrázku jsou znázorněny díry pro šroubení k montáži hydraulických hadic pro tlakové mazání.



Obrázek 51 vstupy pro mazání převodovky (NX 12)

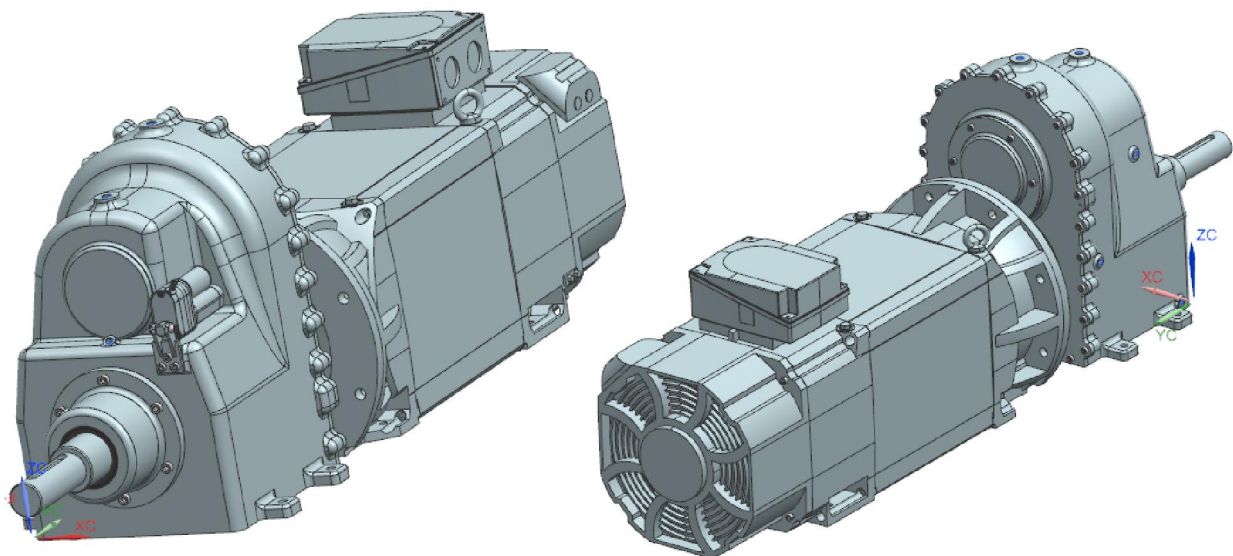


Obrázek 52 pohled na odnímatelné víko a přírubu (NX 12)

Celá sestava skříně je složena z 5ti částí. Ze skříně, víka skříně, domku pro uložení výstupní hřídele a příruby motoru, která zároveň slouží jako víko skříně ze strany motoru. Všechny tyto části budou vyrobeny jako odlitky.

Materiálem pro tyto odlitky byla zvolena tvárná feritická litina CSN 42 2303 s mezí pevnosti $R_m = 370 \text{ MPa}$. a tvrdostí HB v rozsahu 140 – 200. Běžně se používá pro odlitky tloušťky 5 – 100 mm, pro dynamicky namáhané odlitky, jakými jsou například převodové a ložiskové skříně, součásti silničních vozidel a zemědělských strojů.

K dosažení ideálnější konstrukce převodové skříně by bylo vhodné na skřín aplikovat MKP analýzu a provést tím tak kontrolu, zda skřín vydrží namáhání. Analýza by nám také odhalila místa, kde je skřín zbytečně předimenzovaná.



Obrázek 53 Pohled na převodovku s motorem SIEMENS 1PH8 186 (NX 12)

5 Zhodnocení provedení, shrnutí a závěr

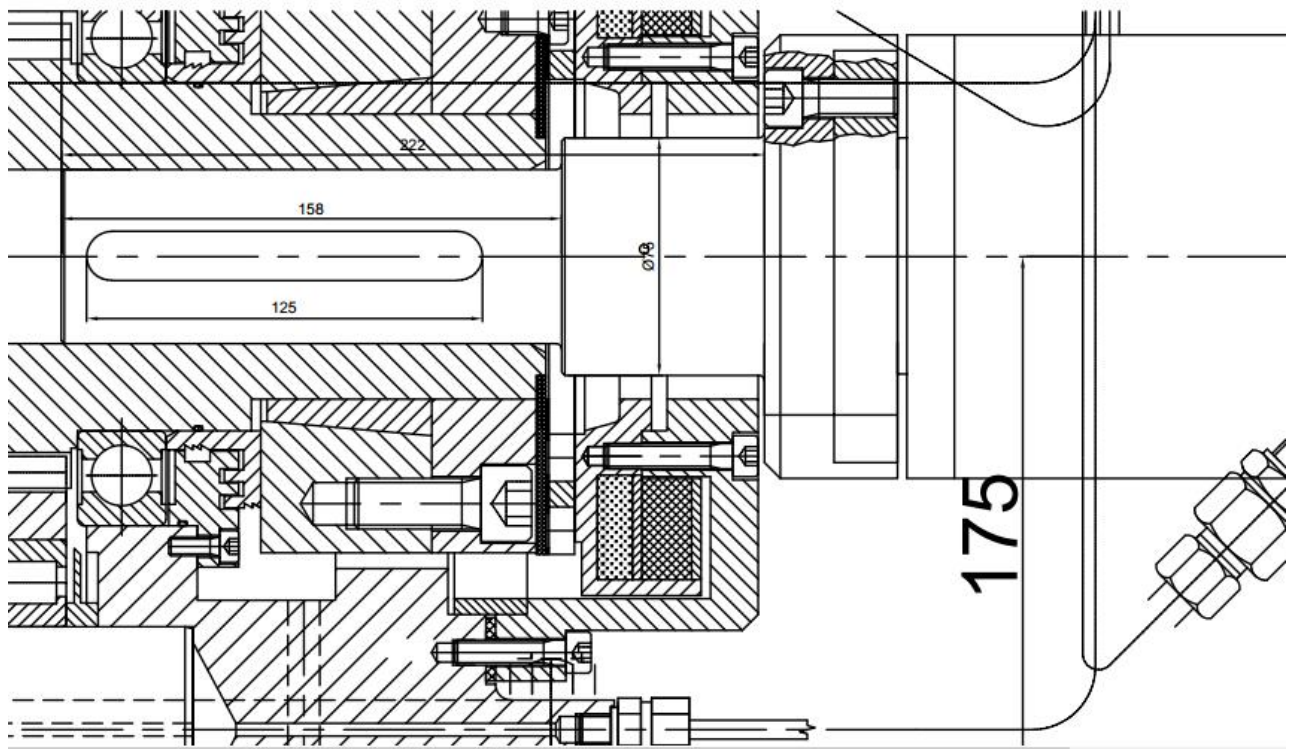
5.1 Zhodnocení provedení

5.1.1 Stávající řešení

Stávajícím řešením hlavního pohonu pro horizontku FCW 150 je motor SIEMENS 1PH7 167. K tomuto motoru je připojena dvoustupňová planetová převodovka ZF 2K20. Tato převodovka má převodový poměr pro první rychlostní stupeň $i_1 = 5.5$ a pro druhý $i_2 = 1$.

Celková délka převodovky (od výstupního hřídele po konec motoru) $l = 1312$ mm

Rozměry výstupního hřídele viz obr.

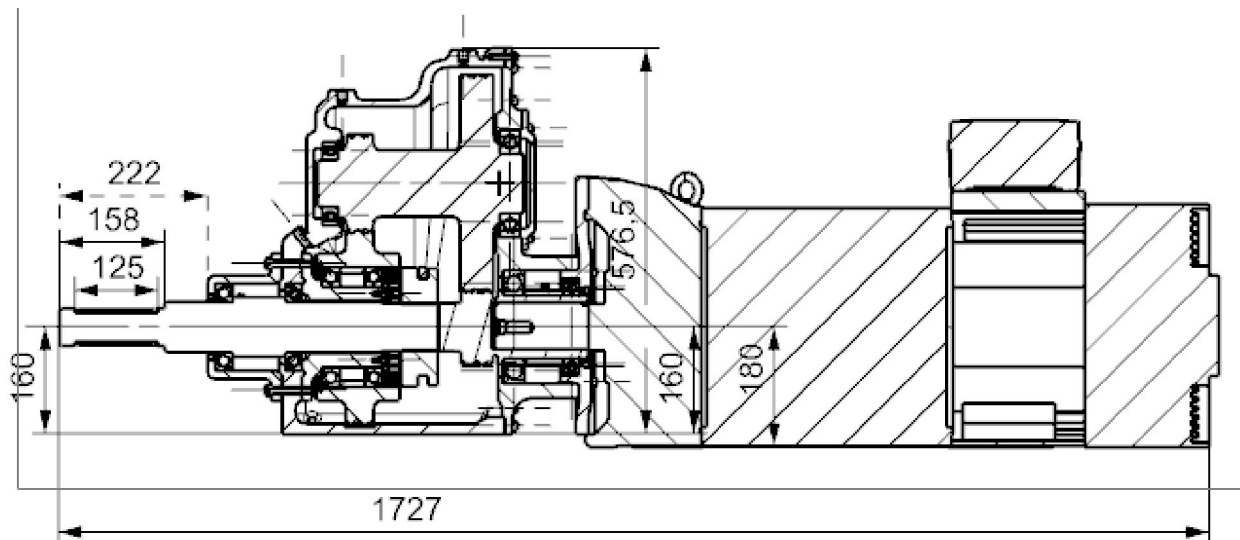


Obrázek 54 Výstupní hřídel původní převodovky [10]

Mezi hlavní výhody původního pohonu patří menší rozměry skříně, při velkém převodovém poměru. Planetové převodovky jsou obecně složitější na výrobu, kvůli čemu bývají dražší než převodovky s konstrukcí s předlohou hřídelí. Taktéž ložiska u těchto převodovek bývají více namáhaná, což může ovlivnit životnost převodovky, případně prodražit výrobu, kvůli nutnosti použití dražších a větších ložisek.

5.1.2 Navržené řešení

Řešení navržené v této práci bere v úvahu použití výkonnějšího motoru SIEMENS 1PH8 186. K tomuto motoru je připojena převodovka s předlohou hřídelí navržená v této práci. Tato převodovka má převodový poměr pro první rychlostní stupeň $i_1 = 6$ a pro druhý $i_2 = 1$.



Obrázek 55 Základní rozměry navržené převodovky (NX 12)

Převodovka navržená v této práci by neměla nijak prostorově narušit zbytek stroje, takže větší rozměr skříně (hlavně ve směru osy hřídelů) pro nás není takový problém. Velkou výhodou této převodovky by mělo být menší zatížení ložisek, díky čemuž bylo možné použít menší ložiska. Také jednotlivé díly převodovky nejsou nijak složité na výrobu. Problém nastane ale kvůli zvolenému motoru, který o 5 mm přesahuje do konstrukce rámu stroje. Tento fakt je vidět na (Obrázek 55). Převodovka nicméně zadané požadavky splňuje. Tento problém je dán pozicí osy náboje na finálním převodu, který je ve výšce 175 mm od rámu. Motor má od montážních ploch k ose hřídele 180 mm. Abychom mohli převodovku osadit na stroj FCW 150, bylo by nutné buď upravit finální převod tak, aby byl zachován převodový poměr a jen se osa hřídele přesunula o 5 mm výš. Druhá varianta opravy tohoto problému je méně nákladnější. Je možné v rámu stroje udělat pod motor obdélkovou kapsu o hloubce 5 mm. V místě, kde by bylo nutné vybrání má rám 30 mm. Stěna by se tedy ztenčila na 25 mm. Zde by bylo nutné řešit důsledky vyfrézování kapsy do rámu. Toto řešení je sice levnější, ale mohlo by se promítnout do celkové tuhosti stroje.

l původní = 1312 mm

l nová = 1727 mm

h původní = 397 mm

h nová = 576.5 mm

Nová varianta je vyšší o 179mm a delší o 415mm

K zmenšení celkové délky by mohla přispět i volba chlazení motoru. Toto měření proběhlo s variantou motoru s chlazením pomocí ventilátoru. Pokud by bylo zvoleno chlazení vodou, motor by byl kratší o ventilátor.

5.2 Závěr

Hlavním úkolem této bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční řešení pro horizontku FCW 150. Řešení převodu pomocí dvoustupňové převodovky s předlohou hřídelí bylo zadáno. Výpočet převodovky musel být proveden kvůli aplikaci nového motoru pro hlavní pohon. Nový motor SIEMENS 1PH8186 má odlišné výstupní parametry, než motor použitý v původním řešení. Z tohoto důvodu bylo nutné změnit převodový poměr převodového členu. Původním řešením převodového členu byla konstrukčně odlišná převodovka, a to konkrétně dvoustupňová planetová převodovka od firmy ZF s označením 2K20. Nově konstruovaná převodovka byla navrhována tak, aby ji bylo možné použít na horizontce FCW 150 bez nutnosti úpravy finálního převodu. Kvůli změně převodového poměru, který zapříčinil zvětšení ozubených kol. Bylo nutné nově vypočítat ložiska, zkontrolovat hřídele a navrhnout skříň, ve které budou převody uloženy. Do konstrukčního řešení byl také zpracován automatizovatelný mechanismus pro řazení rychlostních stupňů. V teoretické části práce jsou představené druhy vyvrtávacích strojů, běžně používané hlavní pohony obráběcích strojů a motory používané pro tyto pohony. Následovala praktická část, ve které byly provedeny výpočty hřídelů, ložisek a ozubených kol, aby převodovka splnila zadané parametry. Výpočet byl vytvořen v programu KISSys/KISSoft za pomoci typizovaného programu pro výpočet převodovky s předlohou hřídelí. Po vlastním výpočtu následovalo vyhodnocení výsledků, pomocí porovnání hodnot vypočtených bezpečností a životností, s hodnotami dovolenými / požadovanými. V tomto programu proběhl také výpočet přesouvadla. Konkrétně výpočet drážkování na něm užitém a výpočet perového spoje pro vstupní i výstupní hřídel. Proběhl také výpočet potřebné přesouvací síly, pomocí které byl vybrán vhodný Lineární akuator. Toto zařízení bude sloužit k řazení mezi prvním a druhým stupněm. Poslední částí bylo zpracování modelu v 3D CAD softwaru, SIEMENS NX 12. Nejprve byl proveden export ozubených kol a dle rozměrů z KISSysu byly vymodelovány hřídele. Poté byly doplněny ložiska a proběhl návrh skříně převodovky. Po celou dobu tvorby CAD modelu byla brána zřetel na vyrobiteľnost, smontovatelnost a hlavně funkčnost celé sestavy. Taktéž byly používané normalizované součástky (pera, gufera, šrouby...). V modelu bylo také zohledněno mazání převodovky, které je realizováno pomocí tlakového mazání, s čerpadlem umístěným mimo převodovku. Po dokončení CAD modelu byla zhotovena výrobní dokumentace. Výsledný návrh splňuje zadané parametry.

Seznam obrázků

Obrázek 1 plochy vytvořené vyvrtáváním [11].....	10
Obrázek 2 kinematika při vyvrtávání [11].....	11
Obrázek 3 stolová vyvrtávačka FERMAT WFT[17]	12
Obrázek 4 desková vyvrtávačka s otočným stolem TOS Varnsdorf [2]	13
Obrázek 5 schéma hlavního pohonu OS	14
Obrázek 6 lineární motor[16]	16
Obrázek 7 prstencový motor[15].....	17
Obrázek 8 elektrovřeten[18].....	17
Obrázek 9 planetová převodovka [13]	19
Obrázek 10 výměnná kola [6]	20
Obrázek 11 princip přesouvání kol [2].....	20
Obrázek 12 ozubená kola se spojkami[6].....	21
Obrázek 13 řemenový převod [2].....	21
Obrázek 14 Jednoduché dvoustupňové předlohy [6]	22
Obrázek 16 řemenový variátor[8]	23
Obrázek 15 třecí variátor [14]	23
Obrázek 17 pohon FCW 150 s planetovou převodovkou [10].....	24
Obrázek 18 kinematické schéma původního hlavního pohonu FCW 150 [10].....	24
Obrázek 19 charakteristika motoru hl. pohonu [10].....	26
Obrázek 20 rychlostní diagram hlavního pohonu s dvourychl. převodovky [10].....	26
Obrázek 21 kin. schéma hl. pohonu FCW 150, převodovka s předl. hřídelí[10].....	27
Obrázek 22 kinematické schéma v programu KISSys	28
Obrázek 23 hodnoty na vstupu (Boundary 1) a výstupu (Boundary 2) KISSys	28
Obrázek 24 převodovka v prostředí KISSys	29
Obrázek 25 kontrola převodového poměru KISSys.....	30
Obrázek 26 hřídel 1 a 3 v programu KISSys.....	31
Obrázek 27 předlohová hřídel v programu KISSys	32
Obrázek 28 výsledky pro hřídel 1,3 a 4 KISSys	33
Obrázek 29 výsledky pro předlohový hřídel KISSys	34
Obrázek 30 ložiska na hřídeli 1, 3 a 4 KISSys	34
Obrázek 31 ložiska na předlohové hřídeli KISSys.....	35
Obrázek 32 výsledky výpočtu ložisek KISSys.....	35
Obrázek 33 výsledky ložiska 5 pro celé zátěžové spektrum KISSys report	35
Obrázek 34 parametry pro drážkování na vstupním hřídeli KISSys	36
Obrázek 35 výsledky výpočtu evolventního drážkování na vstup. hřídeli KISSys	36
Obrázek 36 parametry pro výpočet evolventního drážkování na výst. hřídeli KISSys	37
Obrázek 37 výsledky výpočtu evolventního drážkování na výst. hřídeli KISSys	37
Obrázek 38 parametry vnějšího evolventního drážkování pro přesouvadlo. KISSys report	38
Obrázek 39 výsledky výpočtu evolventního drážkování pro přesouvadlo KISSys	38
Obrázek 40 vstupní hodnoty pro výpočet perového spoje na vstup. hřídeli KISSys	39
Obrázek 41 výsledky výpočtu perového spoje na vstup. hřídeli KISSys.....	39
Obrázek 42 vstupní hodnoty pro výpočet perového spoje na výst. hřídeli KISSys	40
Obrázek 43 výsledky výpočtu perového spoje na výst. hřídeli KISSys.....	40
Obrázek 44 výpočet přesouvadla z programu Mathcad.[10].....	41
Obrázek 45 lineární akutátor[23].....	42
Obrázek 46 parametry akutátoru HDA 2-50[22].....	42

Obrázek 47 řez převodovkou v ose hřídelů (NX 12)	43
Obrázek 48 pohled na celkovou sestavu převodovky (NX 12)	44
Obrázek 49 utěsnění skříně u vstupu akutátoru do převodovky (NX 12)	44
Obrázek 50 mechanismus řazení rychlostních stupňů (NX 12)	45
Obrázek 51 vstupy pro mazání převodovky (NX 12)	45
Obrázek 52 pohled na odnímatelné víko a přírubu (NX 12)	46
Obrázek 53 pohled na převodovku s motorem SIEMENS 1PH8 186 (NX 12)	46
Obrázek 54 výstupní hřídel původní převodovky [10]	47
Obrázek 55 základní rozměry navržené převodovky (NX 12)	48

6 Seznam použité literatury

6.1 Knižní publikace

- [1] STANĚK, Jiří a Jiří NĚMEJC. *Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2005. ISBN 80-7043-363-9.
- [2] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů*. verze 1.0. Plzeň: Západočeská univerzita 2012. ISBN 978-80-261-0126-0
- [3] KUBÍČEK, Josef. *Základy stavby výrobních strojů - obráběcí stroje*. Plzeň: Západočeská univerzita 2001. ISBN 80-7082-710-6.
- [4] KUBÍČEK, Josef. *Konstrukce a výpočty obráběcích strojů*. Plzeň: Západočeská univerzita 1994. ISBN 80-7082-146-9.
- [5] BERNÍK, Přemysl a Josef PÍČ a kol. *Obráběcí stroje, konstrukce a výpočty*, Praha: SNTL 1982. ISBN 04-221-82.
- [6] ŽENÍŠEK, Josef a Milan JENKUT. *Výrobní stroje a zařízení*. Praha: SNTL 1986. ISBN 04-229-86.
- [7] MAREK, Jiří a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů* 2. vydání. Praha: MM publishing 2010. ISBN 978-80-254-7980-3
- [8] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů. 5. přeprac. vyd.* Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00046-7
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky 4. doplň. vydání. Úvoly:ALBRA,2008*. ISBN 978-80-7361-051-7
- [10] HUDEC, Zdeněk, *Typizovaný program pro návrh dvourychlostního převodu s předlohou., Plzeň, Interní soubor KKS ZČU, 2018*

6.2 Publikace na internetu

- [11] HUMÁR Anton. *Technologie I, Technologie obrábění - 2. část*. [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-2cast.pdf
- [12] Machine Design, *The World of Planetary Gears*. [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://www.machinedesign.com/motion-control/world-planetary-gears>
- [13] Lokomotivní depo Trutnov. *Motorové vozy řady M130.4*. [online] [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <http://www.ld-trutnov.cz/vozidla/prehledy-vozidel/motorove-vozy/m130-4/>
- [14] HLOŽANKA Dušan. *Třecí převody*. [online] [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: [https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SPS/SPS 3%20 Třecí převody-UT.pdf](https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SPS/SPS%20Třecí%20převody-UT.pdf)
- [15] MENDŘICKÝ, Radomír. *Regulační pohony* [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <http://www.ksa.tul.cz/getFile/id:3675>
- [16] EULC. *lineární motory*. [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/806>
- [17] Faktum Design. *Stolová horizontální vyvrtávačka WFT*. [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <http://www.faktumdesign.cz/portfolio/cz/stolova-horizontalni-vyvrtavacka-wft>
- [18] DHUPIA Jaspreet Singh. *Machine Tools for Machining*. [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné

- z:https://www.researchgate.net/publication/286842300_Machine_Tools_for_Machining
- [19] BONGER EDELSTAHL. *Materiálový list oceli 18CrNiMo7-6*. [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z:http://www.bogner.cz/files/files/Materialovy_list_1.6587.pdf
- [20] BOLZANO, *Přehled vlastností oceli 18CrNiMo7-6*. [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-cementovani-podle-en-10084/prehled-vlastnosti-oceli-18crnimo7-6>
- [21] LINAK. *Lineární akutátory*. [online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.linak.cz/about/?id3=4867>
- [22] SERVO CITY. *Linear acuator hda 2-50*[online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.servocity.com/hda2-50>
- [23] LINEAR MOTION TIPS. *What is a 12 Volt linear acuator?*[online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/what-is-a-12-volt-linear-actuator/>

7 Použitý software

KISSys/KISSoft 2016

Siemens NX 12

Autodesk Inventor profesional 2018

PTC Mathcad Prime 5.0.0.0

8 Seznam příloh

8.1 Vázané přílohy

KISSys reports - drážkování 3x

KISSys reports - drážka pro pero 2x

8.2 Tištěné přílohy

Výrobní výkres BP-KKS-1006

Výkres sestavy BP-KKS-1000

8.3 Elektronické přílohy na CD

Výrobní výkres BP-KKS-1006

Výkres sestavy BP-KKS-1000

KISSys reports - drážkování 3x

KISSys reports - drážka pro pero 2x

Team-SolidSQUAD

File

Name : Unnamed

Changed by: Petr Kanta on: 22.05.2019 at: 02:55:46

Výpočet evolventního drážkování na vstupní hřídeli

SPLINED JOINTS DIN 5480:2006

Shaft DIN5480 - W 72.00*2.00*34*8h

Hub DIN5480 - N 72.00*2.00*34*9H

Drawing or article number:

Shaft: 0.000.0

Hub: 0.000.0

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Normal module (mm)	[mn]	2.0000	
Nominal diameter DIN (mm)	[dB]	72.00	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	30.000	
		----- SHAFT -----	HUB -----
Number of teeth	[z]	34	-34
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Facewidth (mm)	[b]	20.00	20.00
Hand of gear	Spur gear		

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm $\geq \text{HRC}28$

Gear 2: C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

		----- SHAFT -----	HUB ----
Surface hardness		HRC 61	HBW 186

Gear reference profile 1 :

Reference profile DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching

Dedendum coefficient	[hfP*]	0.550
Root radius factor	[rhofP*]	0.160 (rhofPmax*=0.810)
Addendum coefficient	[haP*]	0.450
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile 2 :

Reference profile DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching

Dedendum coefficient	[hfP*]	0.550
Root radius factor	[rhofP*]	0.160 (rhofPmax*=0.810)
Addendum coefficient	[haP*]	0.450
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000

Ramp angle [alfKP] 0.000
not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	0.550	0.550
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.160	0.160
Addendum Reference profile	[haP*]	0.450	0.450
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Transverse module (mm)	[mt]	2.000
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	30.000
Base helix angle (°)	[betab]	0.000
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.0000

		----- SHAFT -----	HUB -----
Profile shift coefficient	[x]	0.4500	-0.4500
Profile shift (x*m) (mm)	[x*m]	0.9000	-0.9000
Reference diameter (mm)	[d]	68.000	68.000
Base diameter (mm)	[db]	58.890	58.890
Tip diameter (mm)	[da]	71.600	68.000
Effective tip diameter (mm)	[da.e/i]	71.600 / 71.410	68.000 / 68.190
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.190	-0.000 / 0.190
Root diameter (mm)	[df]	67.600	72.000
Effective root diameter (mm)	[df.e/i]	67.565 / 67.503	72.052 / 72.139
Root diameter allowances (mm)	[Adf.e/i]	-0.035 / -0.097	0.052 / 0.139
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4413 / 0.4258	-0.4630 / -0.4846
Root form diameter (mm)	[dFf.e/i]	67.886 / 67.824	71.753 / 71.824
(dFf2 calculated with virtual pinion type cutter (circa): z=	22 x=	0.000 rhoaP0*=0.1)	
Tooth height (mm)	[h]	2.000	2.000
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.200	0.200
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.364 / 0.226	0.343 / 0.217
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	2.056	2.102
(mm)	[san.e/i]	2.160 / 1.997	2.189 / 2.022
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	1.862	1.788
(mm)	[efn.e/i]	1.862 / 1.861	1.784 / 1.778
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		6.283
Base pitch (mm)	[pbt]		5.441
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		5.441

2. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- SHAFT -----	HUB -----
Accuracy grade		8	9
Tooth thickness deviation		DIN 5480 h	DIN 5480 H
Number of teeth spanned	[k]	7.0000	7.0000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	39.4345	39.4345
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	70.8689	70.8809
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[dm]	3.9916	3.6705
Effective Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	4.0000	3.7500
Theor. dimension over two balls (mm)	[MRe/Mri-ball]	76.0361	63.9899
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MRe/Mri-pin]	76.0361	63.9899

Data for Actual Dimensions (DIN 5480:2005)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Smax/Smin, Emax/Emin]	4.1608 / 4.1248	4.2608 / 4.2108
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Smax/min]	-0.0200 / -0.0560	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Emax/min]		0.0800 / 0.0300
Base tangent length (mm)	[Wk.Smax/Smin]	39.4172 / 39.3860	39.5038 / 39.4605
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	76.0060 / 75.9518	64.1296 / 64.0424
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	76.0060 / 75.9518	64.1296 / 64.0424

Data for Effective Dimensions (DIN 5480:2005)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Svmax/min, Evmax/min]	4.1808 / 4.1608	4.2108 / 4.1808
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Svmax/min]	0.0000 / -0.0200	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Evmax/min]		0.0300 / 0.0000
Base tangent length (mm)	[Wk.Svmax/min]	(39.4345 / 39.4172)	(39.4605 / 39.4345)
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	(76.0361 / 76.0060)	(64.0424 / 63.9899)
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	(76.0361 / 76.0060)	(64.0424 / 63.9899)

Tolerance data DIN 5480-1 (mm)	[TG]	0.0560	0.0800
(mm)	[Tact]	0.0360	0.0500
(mm)	[Teff]	0.0200	0.0300

Circumferential backlash (transverse section):

-Theoretical (without form errors) (mm)	[jt.th]	0.1360 / 0.0500
-Effective (with form errors) (mm)	[jt.eff]	0.0500 / 0.0000
Normal backlash theoretical (mm)	[jn.th]	0.1178 / 0.0433
Normal backlash (mm)	[jn.eff]	0.0433 / 0.0000

Notice: When controlling splines with individual measurements (base tangent length/pin diameter) respect the values in 'Actual dimensions'.

3. GEAR ACCURACY

----- SHAFT ----- HUB -----

According to DIN 5480:2005:

Accuracy grade	[Q-DIN5480]	8	9
Total profile deviation (µm)	[Fa]	19.0	25.0
Total helix deviation (µm)	[Fb]	10.0	13.0
Single pitch deviation (µm)	[fp]	15.0	21.0
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	36.0	50.0
Runout (µm)	[Fr]	50.0	50.0

5. ADDITIONAL DATA

Moment of inertia (System referenced to wheel 1):

calculation without consideration of the exact tooth shape

single gears	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.0003591	0.0003943
System	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.0007534	

6. TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

End of Report

lines: 174

Team-SolidSQUAD

File

Name : Unnamed
Changed by: Petr Kanta on: 22.05.2019 at: 03:01:33

Výpočet evolventního drážkování pro výstupní hřídel

SPLINED JOINTS DIN 5480:2006

Shaft DIN5480 - W 72.00*2.00*34*8h
Hub DIN5480 - N 72.00*2.00*34*9H

Drawing or article number:

Shaft: 0.000.0
Hub: 0.000.0

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Normal module (mm)	[mn]	2.0000	
Nominal diameter DIN (mm)	[dB]	72.00	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	30.000	
		----- SHAFT -----	HUB -----
Number of teeth	[z]	34	-34
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Facewidth (mm)	[b]	33.00	33.00
Hand of gear	Spur gear		

Material

Gear 1: C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
 ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)
Gear 2: C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
 ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

		----- SHAFT -----	HUB ----
Surface hardness		HBW 186	HBW 186

Gear reference profile 1 :

Reference profile	DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching		
Dedendum coefficient	[hfP*]	0.550	
Root radius factor	[rhofP*]	0.160 (rhofPmax*=0.810)	
Addendum coefficient	[haP*]	0.450	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Gear reference profile 2 :

Reference profile	DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching		
Dedendum coefficient	[hfP*]	0.550	
Root radius factor	[rhofP*]	0.160 (rhofPmax*=0.810)	
Addendum coefficient	[haP*]	0.450	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	0.550	0.550
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.160	0.160
Addendum Reference profile	[haP*]	0.450	0.450
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Transverse module (mm)	[mt]	2.000
Pressure angle at pitch circle (°)	[alfit]	30.000
Base helix angle (°)	[betab]	0.000
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.0000

		----- SHAFT -----	HUB -----
Profile shift coefficient	[x]	0.4500	-0.4500
Profile shift (x*m) (mm)	[x*m]	0.9000	-0.9000
Reference diameter (mm)	[d]	68.000	68.000
Base diameter (mm)	[db]	58.890	58.890
Tip diameter (mm)	[da]	71.600	68.000
Effective tip diameter (mm)	[da.e/i]	71.600 / 71.410	68.000 / 68.190
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.190	-0.000 / 0.190
Root diameter (mm)	[df]	67.600	72.000
Effective root diameter (mm)	[df.e/i]	67.565 / 67.503	72.052 / 72.139
Root diameter allowances (mm)	[Adf.e/i]	-0.035 / -0.097	0.052 / 0.139
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4413 / 0.4258	-0.4630 / -0.4846
Root form diameter (mm)	[dFf.e/i]	67.886 / 67.824	71.753 / 71.824
(dFf2 calculated with virtual pinion type cutter (circa): z=	22 x=	0.000 rhoaP0*=0.1)	
Tooth height (mm)	[h]	2.000	2.000
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.200	0.200
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.364 / 0.226	0.343 / 0.217
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	2.056	2.102
(mm)	[san.e/i]	2.160 / 1.997	2.189 / 2.022
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	1.862	1.788
(mm)	[efn.e/i]	1.862 / 1.861	1.784 / 1.778
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	6.283	
Base pitch (mm)	[pbt]	5.441	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	5.441	

2. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- SHAFT -----	HUB -----
Accuracy grade		8	9
Tooth thickness deviation		DIN 5480 h	DIN 5480 H
Number of teeth spanned	[k]	7.0000	7.0000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	39.4345	39.4345
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	70.8689	70.8809
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[dm]	3.9916	3.6705
Effective Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	4.0000	3.7500
Theor. dimension over two balls (mm)	[MRe/Mri-ball]	76.0361	63.9899
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MRe/Mri-pin]	76.0361	63.9899

Data for Actual Dimensions (DIN 5480:2005)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Smax/Smin, Emax/Emin]	4.1608 / 4.1248	4.2608 / 4.2108
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Smax/min]	-0.0200 / -0.0560	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Emax/min]		0.0800 / 0.0300
Base tangent length (mm)	[Wk.Smax/Smin]	39.4172 / 39.3860	39.5038 / 39.4605
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	76.0060 / 75.9518	64.1296 / 64.0424
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	76.0060 / 75.9518	64.1296 / 64.0424

Data for Effective Dimensions (DIN 5480:2005)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Svmax/min, Evmax/min]	4.1808 / 4.1608	4.2108 / 4.1808
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Svmax/min]	0.0000 / -0.0200	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Evmax/min]		0.0300 / 0.0000
Base tangent length (mm)	[Wk.Svmax/min]	(39.4345 / 39.4172)	(39.4605 / 39.4345)
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	(76.0361 / 76.0060)	(64.0424 / 63.9899)
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	(76.0361 / 76.0060)	(64.0424 / 63.9899)
Tolerance data DIN 5480-1 (mm)	[TG]	0.0560	0.0800
(mm)	[Tact]	0.0360	0.0500
(mm)	[Teff]	0.0200	0.0300

Circumferential backlash (transverse section):

-Theoretical (without form errors) (mm)	[jt.th]	0.1360 / 0.0500
-Effective (with form errors) (mm)	[jt.eff]	0.0500 / 0.0000
Normal backlash theoretical (mm)	[jn.th]	0.1178 / 0.0433
Normal backlash (mm)	[jn.eff]	0.0433 / 0.0000

Notice: When controlling splines with individual measurements (base tangent length/pin diameter) respect the values in 'Actual dimensions'.

3. GEAR ACCURACY

		----- SHAFT -----	HUB -----
According to DIN 5480:2005:			
Accuracy grade	[Q-DIN5480]	8	9
Total profile deviation (µm)	[Fa]	19.0	25.0
Total helix deviation (µm)	[Fb]	10.0	13.0
Single pitch deviation (µm)	[fp]	15.0	21.0
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	36.0	50.0
Runout (µm)	[Fr]	50.0	50.0

5. ADDITIONAL DATA

Moment of inertia (System referenced to wheel 1):

calculation without consideration of the exact tooth shape

single gears	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.0005925	0.0006506
System	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.001243	

6. TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

End of Report

lines: 174

Team-SolidSQUAD

File

Name : Unnamed
Changed by: Petr Kanta on: 22.05.2019 at: 02:52:37

Výpočet vnějšího evolventního drážkování přesouvadla

SPLINED JOINTS DIN 5480:2006

Shaft DIN5480 - W 180.00*5.00*34*8h
Hub DIN5480 - N 180.00*5.00*34*9H

Drawing or article number:

Shaft: 0.000.0
Hub: 0.000.0

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Normal module (mm)	[mn]	5.0000	
Nominal diameter DIN (mm)	[dB]	180.00	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	30.000	
		----- SHAFT -----	HUB -----
Number of teeth	[z]	34	-34
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Facewidth (mm)	[b]	15.00	15.00
Hand of gear	Spur gear		

Material

Gear 1: C45 (1), Through hardened steel, unalloyed, through hardened
ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)
Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

		----- SHAFT -----	HUB ----
Surface hardness		HBW 186	HRC 61

Gear reference profile 1 :

Reference profile	DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching		
Dedendum coefficient	[hfP*]	0.550	
Root radius factor	[rhofP*]	0.160 (rhofPmax*=0.810)	
Addendum coefficient	[haP*]	0.450	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Gear reference profile 2 :

Reference profile	DIN 5480:2006 0.55 / 0.16 / 0.45 Broaching		
Dedendum coefficient	[hfP*]	0.550	
Root radius factor	[rhofP*]	0.160 (rhofPmax*=0.810)	
Addendum coefficient	[haP*]	0.450	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	

Ramp angle [alfKP] 0.000
not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	0.550	0.550
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.160	0.160
Addendum Reference profile	[haP*]	0.450	0.450
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Transverse module (mm)	[mt]	5.000
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	30.000
Base helix angle (°)	[betab]	0.000
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.0000

		----- SHAFT -----	HUB -----
Profile shift coefficient	[x]	0.4500	-0.4500
Profile shift (x*m) (mm)	[x*m]	2.2500	-2.2500
Reference diameter (mm)	[d]	170.000	170.000
Base diameter (mm)	[db]	147.224	147.224
Tip diameter (mm)	[da]	179.000	170.000
Effective tip diameter (mm)	[da.e/i]	179.000 / 178.750	170.000 / 170.250
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.250	-0.000 / 0.250
Root diameter (mm)	[df]	169.000	180.000
Effective root diameter (mm)	[df.e/i]	168.955 / 168.877	180.064 / 180.173
Root diameter allowances (mm)	[Adf.e/i]	-0.045 / -0.123	0.064 / 0.173
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4455 / 0.4377	-0.4564 / -0.4673
Root form diameter (mm)	[dFf.e/i]	169.755 / 169.678	179.327 / 179.417
(dFf2 calculated with virtual pinion type cutter (circa): z=	22 x=	0.000 rhoaP0*=0.1)	
Tooth height (mm)	[h]	5.000	5.000
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.500	0.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.712 / 0.532	0.686 / 0.523
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	5.140	5.256
(mm)	[san.e/i]	5.278 / 5.065	5.371 / 5.156
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	4.656	4.469
(mm)	[efn.e/i]	4.655 / 4.654	4.465 / 4.458
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		15.708
Base pitch (mm)	[pbt]		13.603
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		13.603

2. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- SHAFT -----	HUB -----
Accuracy grade		8	9
Tooth thickness deviation		DIN 5480 h	DIN 5480 H
Number of teeth spanned	[k]	7.0000	7.0000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	98.5862	98.5862
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	177.1780	177.1931
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[dm]	9.9791	9.1762
Effective Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	10.0000	10.0000
Theor. dimension over two balls (mm)	[MRe/Mri-ball]	190.0903	158.0699
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MRe/Mri-pin]	190.0903	158.0699

Data for Actual Dimensions (DIN 5480:2005)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Smax/Smin, Emax/Emin]	10.4261 / 10.3811	10.5521 / 10.4891
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Smax/min]	-0.0260 / -0.0710	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Emax/min]		0.1000 / 0.0370
Base tangent length (mm)	[Wk.Smax/Smin]	98.5637 / 98.5248	98.6728 / 98.6183
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	190.0512 / 189.9835	158.2491 / 158.1362
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	190.0512 / 189.9835	158.2491 / 158.1362

Data for Effective Dimensions (DIN 5480:2005)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Svmax/min, Evmax/min]	10.4521 / 10.4261	10.4891 / 10.4521
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Svmax/min]	0.0000 / -0.0260	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Evmax/min]		0.0370 / 0.0000
Base tangent length (mm)	[Wk.Svmax/min]	(98.5862 / 98.5637)	(98.6183 / 98.5862)
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball]	(190.0903 / 190.0512)	(158.1362 / 158.0699)
Diametral measurement over pins (mm)	[MRe/Mri-pin]	(190.0903 / 190.0512)	(158.1362 / 158.0699)

Tolerance data DIN 5480-1 (mm)	[TG]	0.0710	0.1000
(mm)	[Tact]	0.0450	0.0630
(mm)	[Teff]	0.0260	0.0370

Circumferential backlash (transverse section):

-Theoretical (without form errors) (mm)	[jt.th]	0.1710 / 0.0630
-Effective (with form errors) (mm)	[jt.eff]	0.0630 / 0.0000
Normal backlash theoretical (mm)	[jn.th]	0.1481 / 0.0546
Normal backlash (mm)	[jn.eff]	0.0546 / 0.0000

Notice: When controlling splines with individual measurements (base tangent length/pin diameter) respect the values in 'Actual dimensions'.

3. GEAR ACCURACY

----- SHAFT ----- HUB -----

According to DIN 5480:2005:

Accuracy grade	[Q-DIN5480]	8	9
Total profile deviation (µm)	[Fa]	23.0	31.0
Total helix deviation (µm)	[Fb]	12.0	15.0
Single pitch deviation (µm)	[fp]	19.0	27.0
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	45.0	63.0
Runout (µm)	[Fr]	60.0	60.0

5. ADDITIONAL DATA

Moment of inertia (System referenced to wheel 1):

calculation without consideration of the exact tooth shape

single gears	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.01054	0.01158
System	((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.02212	

6. TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

End of Report

lines: 174

Team-SolidSQUAD

File

Name : Unnamed
Changed by: Petr Kanta on: 22.05.2019 at: 02:47:23

Výpočet perového spoje na vstupní hřídeli

Keys [M02a]

Calculation method: DIN 6892-B:2012

Label	Own Input	
Key width (mm)	[b]	18.00
Key height (mm)	[h]	11.00
Chamfer (mean value) (mm)	[r]	0.50
Draft angle (mm)	[a]	4.50
Shaft diameter (mm)	[d]	65.00
Nominal torque (Nm)	[T]	487.00
Application factor	[KA]	1.00
equivalent torque (Nm)	[Teq]	487.00
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	487.00
Minimal frictional torque for interference fit (Nm)	[TRmin]	0.00
Torque curve: No alternating torque		
Number of load peaks	[NL]	1000
Number of change of load direction	[NW]	1
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Number of keys	[i]	1
Load factor	[phi]	1.00
equivalent circumferential stress (N)	[Feq]	14984.62
Maximal circumferential force (N)	[Fmax]	14984.62
Contact coefficient for equivalent surface pressure	[Kneq]	1.00
Contact coefficient for maximal surface pressure	[Knmax]	1.00
Help coefficient	[Kle]	1.436
Load distribution coefficient	[KI]	1.436
Friction factor	[KReq]	1.000
Friction factor	[KR]	1.000

Shaft

Material	C45 (1)
Type	Through hardened steel
Treatment	unalloyed, through hardened
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm] 630.00 (d=40-100mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re] 370.00 (d=40-100mm)

Groove depth shaft (minimal value) (mm)	[t1]	7.00
Chamfer on shaft (mm)	[s1]	0.01
Supporting key length (mm)	[ltr]	120.00
Supporting key height (mm)	[t1tr]	5.22
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	36.59
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	36.59
Support factor	[fs]	1.30
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	481.00
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	13.14
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	19.72
Minimal safety	[SF]	13.14

Hub

Material	18CrNiMo7-6	
Type	Case-carburized steel	
Treatment	case-hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00 (d= 0-16mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	850.00 (d= 0-16mm)

Groove depth hub (minimal value) (mm)	[t2]	4.40
Chamfer on hub (mm)	[s2]	0.01
Supporting key length (mm)	[ltr]	120.00
Supporting key height (mm)	[t2tr]	4.76
Small outside diameter of hub (mm)	[D1]	90.00
Big outside diameter of hub (mm)	[D2]	90.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	120.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	90.00
Distance a0 (Figure 2, DIN 6892) (mm)	[a0]	60.00
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	37.65
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	37.65
Support factor	[fs]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.15
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	1466.25
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	38.95
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	58.42
Minimal safety	[SF]	38.95

Key

Material	E335 (St60.2)	
Type	Structural steel	
Treatment	untreated	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	570.00 (d= 0-16mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	335.00 (d= 0-16mm)
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	36.59 / 37.65

Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	36.59 /	37.65
Support factor	[fs]	1.10	
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00	
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	368.50	
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50	
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00	
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	9.79	
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	14.68	
Minimal safety	[SF]	9.79	
Cross section area (mm ²)	[b*ltr]	2160.00	
Shear stress (N/mm ²)	[tau]	6.94	

Remarks:

Safety = Minimum (fw*pzul/peq, fL*pzul/pmax)
 Condition according to DIN 6892 Safety >= 1.0
 Chamfer on key: Mean value as in examples in DIN 6892
 Groove depth: Minimum value as in examples in DIN 6892

End of Report

lines: 128

Team-SolidSQUAD

File

Name : Unnamed
Changed by: Petr Kanta on: 22.05.2019 at: 02:50:08

Výpočet perového spoje na výstupním hřídeli

Keys [M02a]

Calculation method: DIN 6892-B:2012

Label	Own Input	
Key width (mm)	[b]	16.00
Key height (mm)	[h]	10.00
Chamfer (mean value) (mm)	[r]	0.50
Shaft diameter (mm)	[d]	55.00
Nominal torque (Nm)	[T]	2811.18
Application factor	[KA]	1.00
equivalent torque (Nm)	[Teq]	2811.18
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	2811.18
Minimal frictional torque for interference fit (Nm)	[TRmin]	0.00
Torque curve: No alternating torque		
Number of load peaks	[NL]	1000
Number of change of load direction	[NW]	1
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Number of keys	[i]	2
Load factor	[phi]	0.75
equivalent circumferential stress (N)	[Feq]	102224.72
Maximal circumferential force (N)	[Fmax]	102224.72
Contact coefficient for equivalent surface pressure	[Kneq]	0.67
Contact coefficient for maximal surface pressure	[Knmax]	0.56
Help coefficient	[Kle]	1.528
Load distribution coefficient	[KI]	2.056
Friction factor	[KReq]	1.000
Friction factor	[KR]	1.000

Shaft

Material	C45 (1)
Type	Through hardened steel
Treatment	unalloyed, through hardened
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm] 630.00 (d=40-100mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re] 370.00 (d=40-100mm)
Groove depth shaft (minimal value) (mm)	[t1] 6.20
Chamfer on shaft (mm)	[s1] 0.01

Supporting key length (mm)	[ltr]	125.00
Supporting key height (mm)	[t1tr]	4.50
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	249.17
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	249.17
Support factor	[fs]	1.30
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	481.00
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	1.93
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	2.90
Minimal safety	[SF]	1.93

Hub

Material	C45 (1)	
Type	Through hardened steel	
Treatment	unalloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	650.00 (d=16-40mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	430.00 (d=16-40mm)
Groove depth hub (minimal value) (mm)	[t2]	3.80
Chamfer on hub (mm)	[s2]	0.01
Supporting key length (mm)	[ltr]	125.00
Supporting key height (mm)	[t2tr]	4.48
Small outside diameter of hub (mm)	[D1]	90.00
Big outside diameter of hub (mm)	[D2]	90.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	125.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	90.00
Distance a0 (Figure 2, DIN 6892) (mm)	[a0]	62.50
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	250.02
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	250.02
Support factor	[fs]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	645.00
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	2.58
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	3.87
Minimal safety	[SF]	2.58

Key

Material	E335 (St60.2)	
Type	Structural steel	
Treatment	untreated	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	570.00 (d= 0-16mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	335.00 (d= 0-16mm)
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	249.17 / 250.02
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	249.17 / 250.02
Support factor	[fs]	1.10
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	368.50
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00

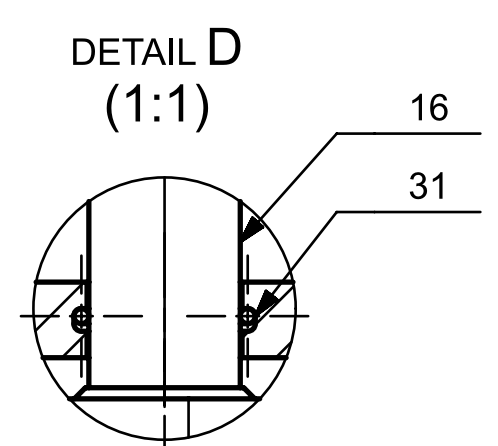
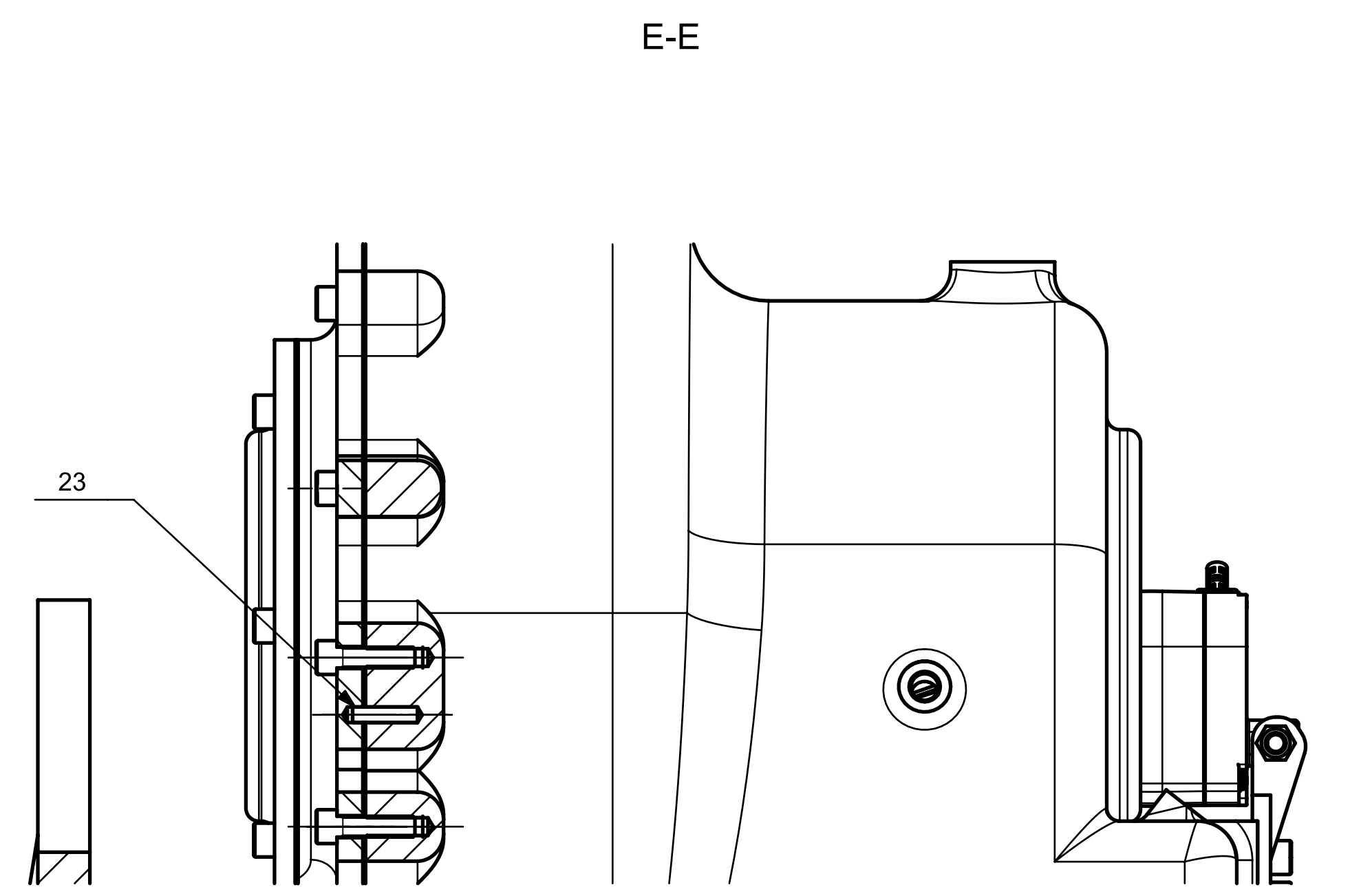
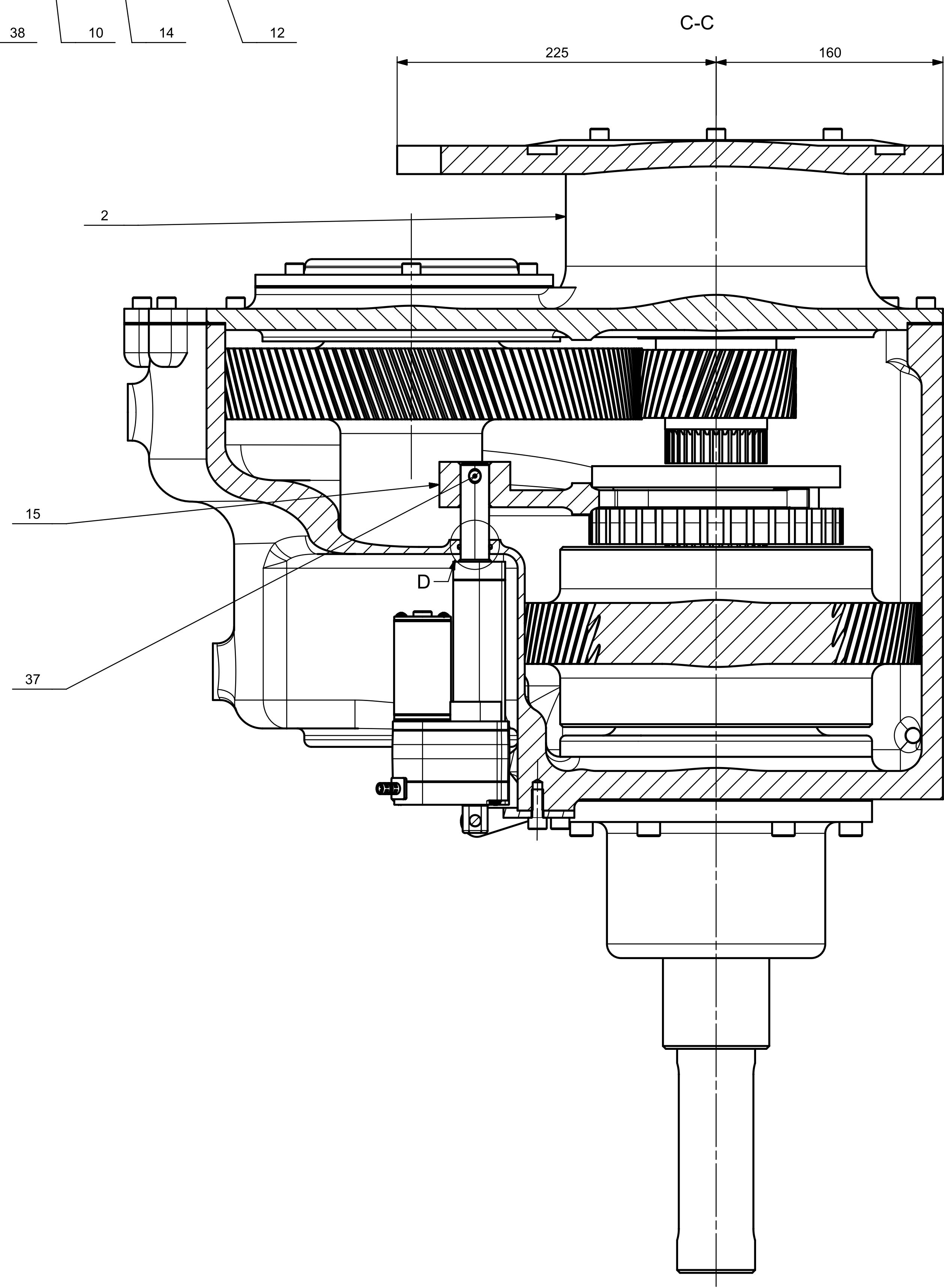
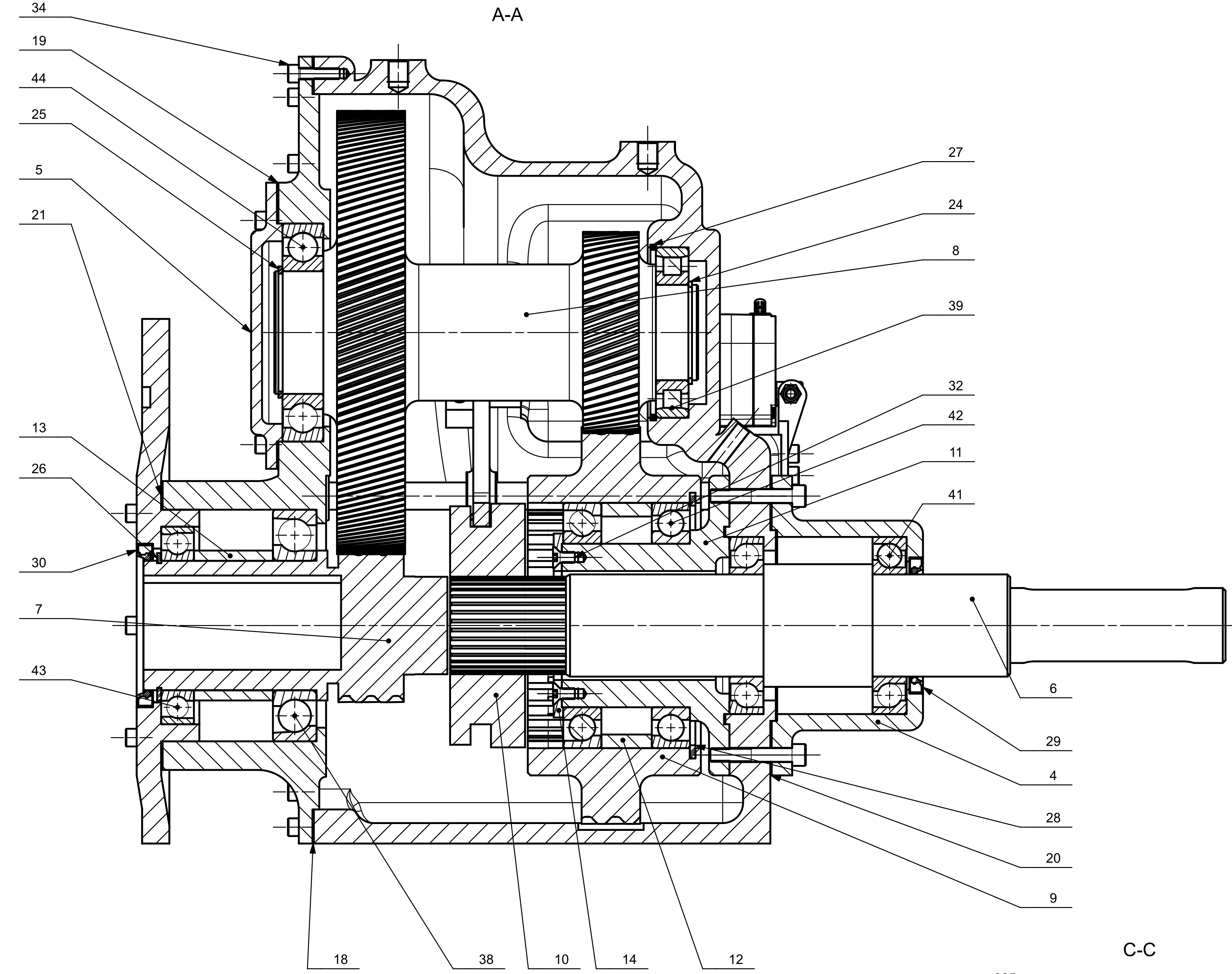
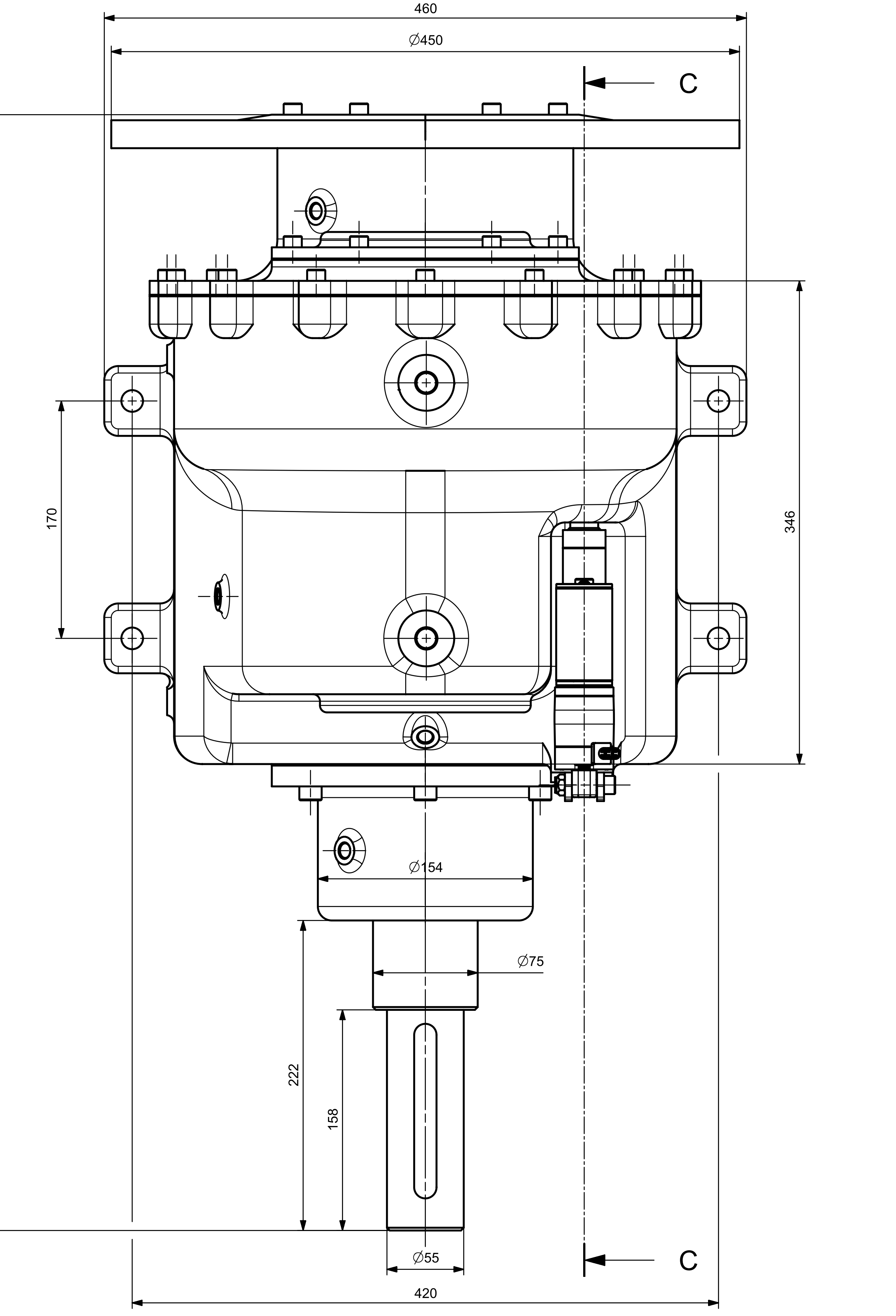
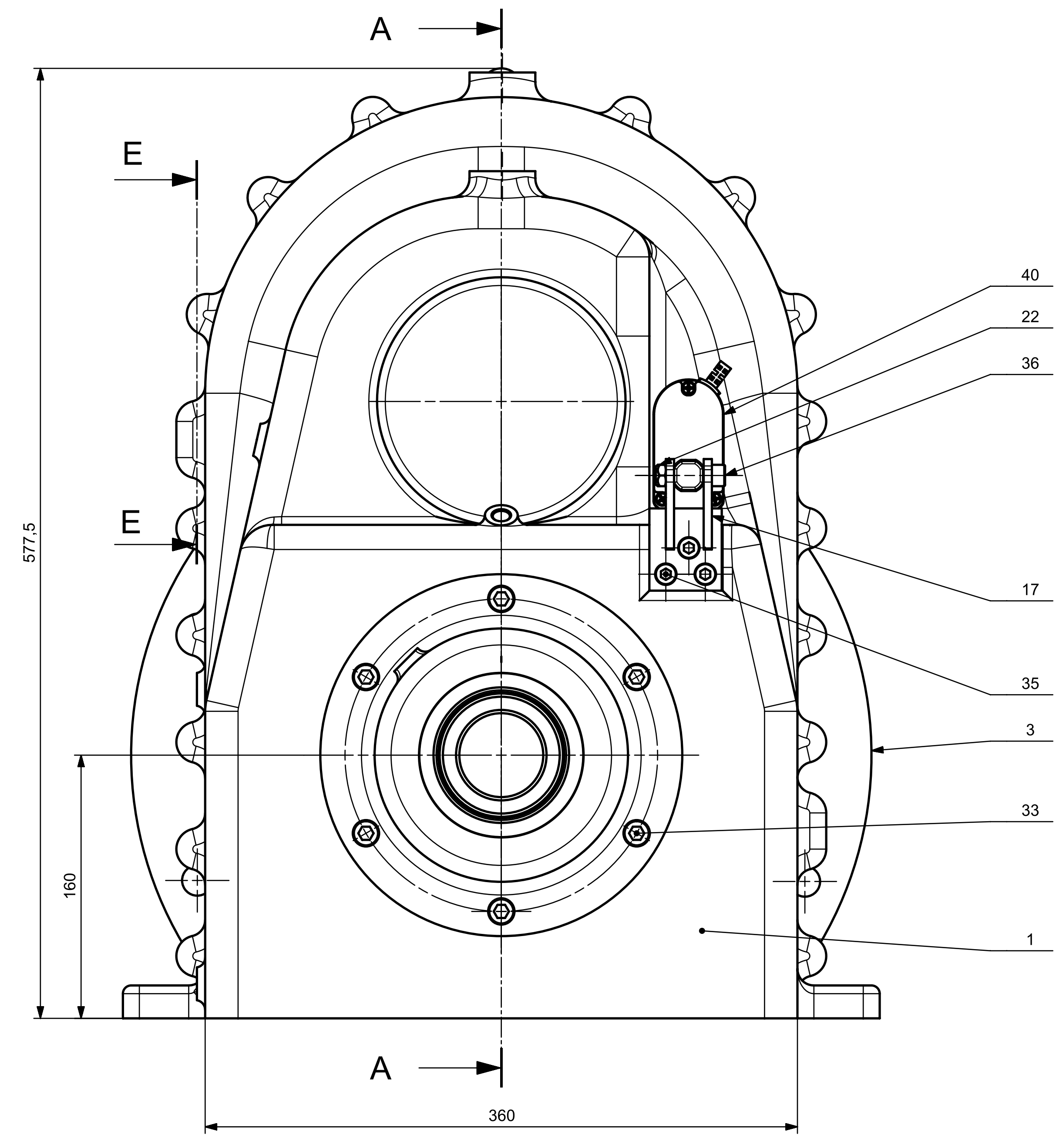
Required safety against flow ($f_w * p_{zul} / p_{eq}$)	[SFeq]	1.47
Required safety against flow ($f_L * p_{zul} / p_{max}$)	[SFmax]	2.21
Minimal safety	[SF]	1.47
Cross section area (mm ²)	[b*ltr]	2000.00
Shear stress (N/mm ²)	[tau]	51.11

Remarks:

Safety = Minimum ($f_w * p_{zul} / p_{eq}$, $f_L * p_{zul} / p_{max}$)
Condition according to DIN 6892 Safety ≥ 1.0
Chamfer on key: Mean value as in examples in DIN 6892
Groove depth: Minimum value as in examples in DIN 6892

End of Report

lines: 127



Poz.	Název součásti	norma/výkres	Materiál	Hmotnost [kg]	ks
44	LOZISKO SKF 6218	SKF		2,22	1
43	LOZISKO SKF 7019 ACDP4A	SKF		1,21	1
42	LOZISKO SKF 7024 ACDP4AL	SKF		2,13	2
41	LOZISKO SKF 7215 BECBY	SKF		1,2	2
40	LINEARNÍ AKUATOR HDA2	SERVO CITY		1,08	1
38	LOZISKO KOYO N214	KOYO		1,92	1
38	LOZISKO KOYO 7219	KOYO		2,78	1
37	SROUB M8x1,25x45	DIN912		0,02	1
36	SROUB M8x1,25x35	DIN 912 - 8.8		0,02	1
35	SROUB M8x1,25x20	DIN 912 - 8.8		0,01	9
34	SROUB M8x1,25x30	DIN 912 - 8.8		0,02	31
33	SROUB M10x1,5x60	DIN 912 - 8.8		0,04	6
32	SROUB M8x16	DIN 7991 - 8.8		0,01	6
31	O-KROUZEK 24x2	DIN 3770		0,01	1
30	GUFERO 95x120x12	CSN 02 9401		0,02	1
29	GUFERO 75x100x10	CSN 02 9401		0,02	1
28	POJISTNÝ KROUZEK 190	CSN 02 2931		0,01	1
27	POJISTNÝ KROUZEK 125	CSN 02 2931		0,01	1
26	POJISTNÝ KROUZEK 95	CSN 02 2930		0,01	1
25	POJISTNÝ KROUZEK 90	CSN 02 2930		0,01	1
24	POJISTNÝ KROUZEK 70	CSN 02 2930		0,01	1
23	KOLIK 6x25 B	CSN 02 2150		0,01	2
22	SAMOJISTNÁ MATICE M8x1,25	CSN 02 1492		0,01	1
21	TESNĚNÍ 4	BP-KKS-1021 BA-202		0,01	1
20	TESNĚNÍ 3	BP-KKS-1020 BA-202		0,01	1
19	TESNĚNÍ 2	BP-KKS-1019 BA-202		0,01	1
18	TESNĚNÍ	BP-KKS-1018 BA-202		0,03	1
17	KONZOLA	BP-KKS-1017 CSN 11 373		0,12	1
16	VODICI TYC	BP-KKS-1016 CSN 12 050		0,87	1
15	VIDLIČE	BP-KKS-1015 CSN 12 050		1,51	1
14	KROUZEK	BP-KKS-1014 CSN 11 500		0,46	1
13	MEZIKUS 3	BP-KKS-1013 CSN 11 500		1,14	1
12	MEZIKUS 2	BP-KKS-1012 CSN 11 500		1,65	1
11	MEZIKUS	BP-KKS-1011 CSN 11 500		9,32	1
10	PRESOUVADLO	BP-KKS-1010 CSN 12 050		7,81	1
9	OZUBENÉ KOLO 4 + HRIDEL	BP-KKS-1009 CSN 16 326		21,72	1
8	PŘEDLOŽKOVÁ HRIDEL	BP-KKS-1008 CSN 16 326		49,49	1
7	HNACÍ HRIDEL	BP-KKS-1007 CSN 16 326		6,67	1
6	VÝSTUPNÍ HRIDEL	BP-KKS-1006 CSN 42 2303		17,84	1
5	KRYT	BP-KKS-1005 CSN 42 2303		3,3	1
4	DOMEK	BP-KKS-1004 CSN 42 2303		7,82	1
3	PŘÍRUBA	BP-KKS-1003 CSN 42 2303		22,15	1
2	VÍKVO	BP-KKS-1002 CSN 42 2303		34,24	1
1	SKRIN	BP-KKS-1001 CSN 42 2303		79,33	1
	norma/výkres	Materiál	Hmotnost [kg]	ks	

Datum / Date: 23.5.2019 Projekt / Project: KANITA PETR Vypracoval / Drawn by: ... Schválil / Approved by: ... Kvalifikační úroveň / Qualification level: ... Měřítko / Scale: ...	Pracovní místo / Workstation: ... Pracovní název / Work name: ... Pracovní číslo / Work number: ...	
Tabulka / Table: ... Číslo / Number: ... Název / Name: ...	Subjekt / Subject: SESTAVA A0 bez mot. Subjekt / Subject: SESTAVA A0 bez mot. Subjekt / Subject: SESTAVA A0 bez mot.	Projekt / Project: HLAVNÍ POHON FCW 150 Zpracoval / Drawn by: BP-KKS-10000 Objednavatel / Customer: ... Objednávkové číslo / Order number: 284,55 Kg Číslo výkresu / Drawing No.: ... Název / Name: PREVODOVKA Číslo / Number: BP-KKS-1000 Měřítko / Scale: 1:2 Formát / Format: A0

