

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství

Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Planetová převodovka – jednostupňový reduktor pro posuvový
mechanismus

Autor: **David GRŮN**

Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc.**

Akademický rok 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE (projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **David GRŮN**
Osobní číslo: **S19B0052P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Planetová převodovka – jednostupňový reduktor pro posuvový mechanismus**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Provést analýzu konstrukcí planetových převodovek a posuvových mechanismů.

Navrhnout kinematické schéma planetové převodovky.

Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis).

Použít výpočty programy KISSsys případně KISSsoft a MITcalc.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše konstrukčních řešení pohonů posuvů obráběcích strojů u vybraných výrobců soustruhů
2. Planetová převodovka – reduktor
3. Konstrukční návrh vybrané varianty – sestava a kusovník, výpočty
4. Detail vybrané součásti
5. Technicko – ekonomické hodnocení navržené konstrukce

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

Seznam doporučené literatury:

HUDEC, Z. *Posuvové mechanismy – příklady*. Plzeň: ZČU, 2015
FIALA, J., SVOBODA, P., ŠTÁSTNÝ, K. *Strojnické tabulky 3*. Praha: SNTL, 1989
HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. *Obecné strojní části 2*. Plzeň: ZČU, 2011
SIEMENS *Equipment for Production Machines.*: 2013
NEUGART *Precision gearbox catalog.* : 2016

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2019**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2020**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Grün	Jméno David	
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 – Stavba výrobních strojů a zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. HUDEC, CSc.	Jméno Zdeněk	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Planetová převodovka – jednostupňový reduktor pro posuvový mechanismus		

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

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	125	TEXTOVÁ ČÁST	122	GRAFICKÁ ČÁST	3
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p style="text-align: center;">ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje rešerši převodovek, rozdělení převodovek, typy planetových převodovek a pohony obráběcích strojů. Obsahuje také vytvořený návrh planetové převodovky. Ozubená kola, hřídele a ložiska byla vypočtena a zkontrolována v programu KISSsys. Návrh a kontrola spojů byla provedena v programu MITCalc a KISSsoft. V závěru práce se nachází technicko-ekonomické zhodnocení. Bakalářská práce obsahuje přílohy ve formě výkresů a reportů z výpočtů.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Převodovka, planetová převodovka, pohony obráběcích strojů, technicko-ekonomické zhodnocení</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Grün	Name David		
FIELD OF STUDY	2301R016 - Design of Manufacturing Machines 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	Planetary transmission – single stage reducer for feed mechanism			

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	125	TEXT PART	122	GRAPHICAL PART	3
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Bachelor thesis includes recherche of transmission, their distribution, types of planetary transmission and the drives of machine tools. It also includes design of planetary transmission. Gears, shafts and bearing were calculated and safety checked in software KISSsys. Design and safety check of connections were made in software MITCalc and KISSsoft. Technical-economical evaluation is located at the end of bachelor thesis. Bachelor thesis also contains attachments in form of drawings and report from calculations.
KEY WORDS	Transmission, planetary transmisson, machine tool drive, technical-economical evaluation

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Zdeňkovi Hudcovi, CSc. za jeho čas, cenné rady a připomínky při zpracovávání bakalářské práce.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	11
Úvod.....	13
1. Převodovky	14
1.1. Základní parametry při konstrukci převodovek	14
1.1.1. Převodový poměr.....	15
1.1.2. Účinnost.....	15
1.1.3. Točivý moment.....	15
1.1.4. Modul	15
1.1.5. Korekce.....	16
1.1.5.1. Minimální korekce	16
1.1.5.2. Maximální korekce	16
1.1.5.3. Korekce osové vzdálenosti	16
1.1.5.4. Korekce pro zlepšení záběrových podmínek	16
1.2. Základní typy převodovek a jejich rozdělení	17
1.2.1. Dle polohy os.....	17
1.2.1.1. Se stálou polohou os a konvenčními převodovými mechanizmy.....	17
1.2.1.2. S proměnlivou polohou os a konvenčními převodovými mechanizmy..	17
1.2.1.3. S proměnlivou polohou os a nekonvenčními převodovými mechanizmy	17
.....	17
1.2.2. Počet stupňů převodovky	18
1.2.2.1. Jednostupňové převodovky.....	18
1.2.2.2. Vícetupňové převodovky	18
1.2.2.3. Vícerychlostní převodovky.....	18
1.2.3. Typ pohybu na vstupním a výstupním členu.....	19
1.2.3.1. Rotační pohyb na rotační pohyb	19
1.2.3.2. Rotační pohyb na posuvný pohyb.....	19

1.2.4. Směr přenosu energie	19
1.2.4.1. Jednosměrný	19
1.2.4.2. Obousměrný	19
1.2.4.3. Samosvorné.....	19
1.3. Pomocné prvky převodovek.....	20
1.3.1. Hřídele	20
1.3.2. Převodové skříně	20
1.3.3. Chlazení a mazání.....	20
2. Planetové převodovky.....	21
2.1. Rozdělení planetových převodovek	22
2.1.1. Typ K-U.....	22
2.1.2. Typ K-K.....	23
2.1.3. Typ U-S	23
2.2. Doplnující geometrické podmínky	24
2.2.1. Podmínka stejných osových vzdáleností	24
2.2.2. Podmínka smontovatelnosti.....	24
2.2.3. Podmínka vůle mezi sousedními satelity	24
2.3. Výrobci planetových převodovek	24
2.3.1. Baruffaldi.....	25
2.3.2. ZF	26
2.3.3. Neugart	27
3. Pohony obráběcích strojů.....	30
3.1. Požadavky na obráběcí stroj.....	31
3.1.1. Tuhost.....	31
3.1.2. Přesnost stroje.....	31

3.1.3. Výkonnost, univerzálnost	32
3.2. Typy pohonů	32
3.2.1. Synchronní motor	32
3.2.2. Asynchronní motor	33
3.2.3. Stejnosměrný motor.....	34
3.2.4. Lineární motor	35
3.2.5. Hydromotor	35
4. Planetová převodovka – jednostupňový reduktor pro posuvový mechanismus	36
4.1. Zadané vstupní parametry	36
4.2. Motor Siemens 1FT7108-5SF7	37
4.3. Planetová převodovka	38
4.3.1. Popis a ovládání programu KISSsys	38
4.3.2. Nastavení výpočtu	39
4.3.3. Výsledné hodnoty	43
4.3.3.1. Ozubení	43
4.3.3.2. Hřídele	43
4.3.3.3. Ložiska.....	43
4.3.4. Ruční výpočet ozubení (kontrola rozměrů).....	45
4.4. Výpočet a kontrola spojů	47
4.4.1. Výpočet těsného pera	47
4.4.2. Výpočet rovnobokého drážkování.....	48
4.4.3. Kontrola šroubových spojů.....	50
4.5. Porovnání původního a nového řešení	52
4.5.1. Původní řešení	52
4.5.2. Nové řešení	53

4.5.3. Použité prvky u nového řešení	55
4.5.4. Porovnání.....	56
4.6. Technicko - ekonomické zhodnocení.....	56
Závěr	60
Knižní publikace	61
Internetové zdroje	62
Seznam obrázků.....	63
Seznam tabulek	65
Seznam použitého softwaru	65
Seznam příloh	65

Seznam použitých zkratek a symbolů

i ...převodový poměr [-]

ω ...úhlová rychlost [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

n ...otáčky [min^{-1}]

z ...počet zubů [-]

D ...vnější průměr [mm]

d ...vnitřní průměr [mm]

η ...účinnost [-]

P ...výkon [W]

M_k ...kroutící moment [Nm]

v ...posuvová rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

F ...síla [N]

ϑ_{min} ...minimální vůle mezi satelity [mm]

m ...modul [mm]

k ...tuhost [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$]

β ...úhel sklonu zubů [$^\circ$]

a ...zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

l ...délka [mm]

φ ...natočení [rad]

L ...trvanlivost [hod]

b ...šířka [mm]

x ...korekce [-]

p ...tlak [Pa]

m ...hmotnost [kg]

t...hloubka drážky [mm]

R...zaoblení [mm]

s...tloušťka [mm]

Úvod

Bakalářská práce se zabývá planetovou převodkou, přesněji jednostupňovým reduktorem pro posuvové mechanismy. V první části se nachází rešerše převodovek, která popisuje základní parametry, rozdělení a pomocné prvky. Poté následuje rešerše planetových převodovek popisující typy, geometrické podmínky a různá řešení od výrobců planetových převodovek. Závěr první části stručně popisuje pohony obráběcích strojů, jejich typy a požadavky, které musí splňovat.

Druhá část se zaměří na konstrukci planetové převodovky s využitím motoru Siemens 1FT7108-5SF7. Nejdříve se zaměří na vybraný motor a jeho parametry. Poté popíše nastavení programu KISSsys, který bude použit pro výpočet ozubených kol, hřídelí a dalších prvků planetové převodovky. KISSsys umožní načtení vytvořeného modelu v programu CATIA v5, v němž je provedena konstrukce skříně, spojení a tak podobně. K navržení spojů a jejich kontrole je použit program KISSsoft a MITCalc. V poslední části je uvedeno technicko-ekonomické zhodnocení navržené převodovky a její porovnání s původním řešením. Bakalářská práce obsahuje přílohy ve formě technické dokumentace a reportů z výpočtů.

1. Převodovky

Převodovka je strojní součást, která umožňuje převod mezi hnacím a hnaným členem. Pomocí ozubených kol dochází k přenosu úhlové rychlosti a točivého momentu na výstupní člen. S vyšším točivým momentem klesá úhlová rychlost a naopak.

Převodovka je velmi používaná součást v různých odvětvích průmyslu. Například u dopravních prostředků, obráběcích strojů či v těžebním průmyslu. Hlavní výhodou je vysoká účinnost, životnost a spolehlivost.

Hnací člen je označován jako člen vstupní a hnaný člen jako člen výstupní. Jako hnací člen je nejčastěji použit motor (spalovací, elektrický atd.). Motor musí být zvolen tak, aby byl schopen splnit požadované otáčky, točivý moment, výkon a tak podobně. Výstupní člen může vykonávat posuvný či rotační pohyb. [1], [2]



Obrázek 1 - 3D model převodovky [17]

1.1. Základní parametry při konstrukci převodovek

Popisují veličiny, které definují důležité parametry převodovek. Do této kategorie spadá například převodový poměr, účinnost, točivý moment, modul a korekce.

1.1.1. Převodový poměr

Převodový poměr označován jako i určuje hodnotu poměru rychlostí otáčení na dvou ozubených kolech a také zdali jde o převod redukční (do pomala) nebo o převod multiplikační (do rychla). Převodový poměr lze určit z úhlové rychlosti, otáček, počtu zubů či průměrů roztečných kružnic.

K redukci dochází v případě, kdy je rychlost výstupního členu menší než na vstupním členu a odpovídá převodovému poměru $i < 1$. Multiplikace odpovídá převodovému poměru $i > 1$ a rychlost výstupního členu je větší než na vstupním členu. [2]

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

1.1.2. Účinnost

Účinnost se vyjadřuje jako poměr mezi výkonem a příkonem. U převodových systémů se porovnává poměr mezi výkonem a ztrátovým výkonem. Ztrátový výkon způsobuje například prokluz, mazání, ztráty v ozubení či ztráty v ložiskách. Z hlediska charakteristiky systému vždy dochází k určitým ztrátám a účinnost η se pohybuje pouze v rozmezí $0 < \eta < 1$. [3]

$$\eta = \frac{P}{P_0}$$

1.1.3. Točivý moment

Přenos točivého momentu je hlavní náplní práce převodovky, tudíž se jedná o jeden z nejdůležitějších parametrů celé soustavy. Určí se jako poměr výkonu a úhlové rychlosti. [1]

$$Mk = \frac{P}{\omega}$$

1.1.4. Modul

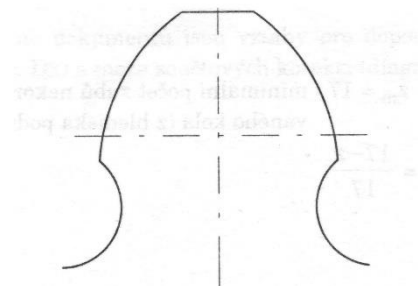
Používá se v případě konstrukce ozubení. Tento součinitel velikosti ozubení je používán k vyjádření všech rozměrů ozubení. Hodnota modulu je normalizována podle ČSN 01 4608. [4]

1.1.5. Korekce

Korigování se používá v mnoha případech. Zaprvé k opravení chyb po výrobě nebo k opravení parametrů používaných kol, jelikož dochází vlivem skluzu mezi zuby k jejich opotřebování.

1.1.5.1. Minimální korekce

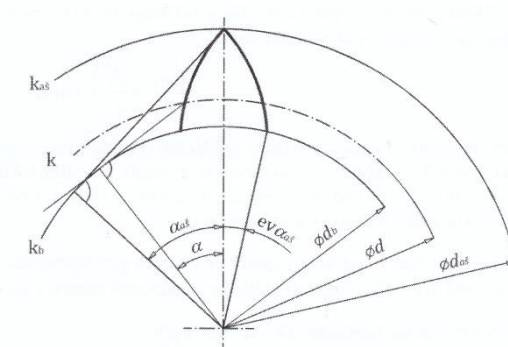
Slouží k zamezení podříznutí paty zubu. K tomuto jevu dochází, pokud zuby zasahují příliš hluboko do protějšího ozubení. Podříznutí paty je velmi nežádoucí z důvodu značného pevnostního zeslabení a může tedy dojít k ulomení. To by zabránilo dalšímu použití ozubeného kola. Může také dojít ke zmenšení objemu paty, a z toho důvodu se dále nemůže odebraná část zúčastňovat záběru. [4]



Obrázek 2 - podříznutí zubu [5]

1.1.5.2. Maximální korekce

Tato korekce se zabývá zamezením špičatosti hlavy zubů. K tomuto problému dochází při přibližování protilehlých boků jednotlivých zubů. Špičatost snižuje pevnost zubu, hrozí nebezpečí přehřívání z důvodu malého objemu hlavy zubu a v krajním případě může být šířka zubu nulová. [5]



Obrázek 3 - špičatost zubu [1]

1.1.5.3. Korekce osové vzdálenosti

Používá se v případě, kdy se reálná osová vzdálenost liší od teoretické osové vzdálenosti. [1]

1.1.5.4. Korekce pro zlepšení záběrových podmínek

Korekce pro zlepšení záběrových podmínek se používá, pokud je zapotřebí zlepšit vlastnosti ozubeného převodu. Valivé kružnice ozubených kol se po sobě odvalují. Ve zbytku dotykových míst dochází ke skluzu. Jedná se tedy o snahu sjednotit měrné skluzu na spoluzabírajícím ozubení. Tím pádem dojde k rovnoměrnému opotřebování zubů a ke zvýšení životnosti. [1]

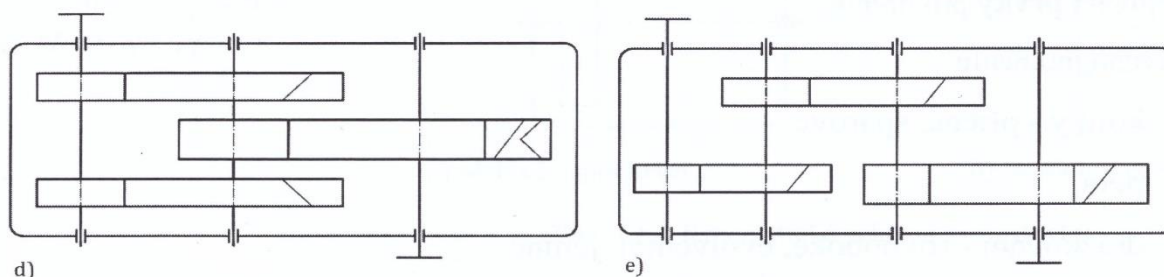
1.2. Základní typy převodovek a jejich rozdělení

Převodovky lze rozdělit na několik různých typů. V první řadě dle množství stupňů, kde se rozlišuje, zdali má převodovka konstantní či proměnlivý převodový poměr. Dále podle pohybů na vstupním a výstupním členu, podle směru přenosu energie či podle polohy os.

1.2.1. Dle polohy os

1.2.1.1. Se stálou polohou os a konvenčními převodovými mechanismy

Jedná se o velmi obsáhlou kategorii, do které spadá celá řada převodovek s jedním stupněm volnosti. Vyznačuje se zejména uložením hřídele pomocí ložisek v převodové skříni. Z toho důvodu je uložení pevné a osy hřídelů jsou nehybné. Existuje velmi mnoho variant. Pro příklad čelní jednostupňová či vícestupňová převodovka, kuželočelní převodovka, šneková převodovka atd. [5]



Obrázek 4 - převodovky se stálou polohou os [1]

1.2.1.2. S proměnlivou polohou os a konvenčními převodovými mechanismy

Základní princip spočívá v uvolnění jednoho z členů převodovky a soustava tak nabyde dvou stupňů volnosti. Obvykle se označují jako planetové převodovky. Planetovým převodovkám je věnována následující kapitola. [1]

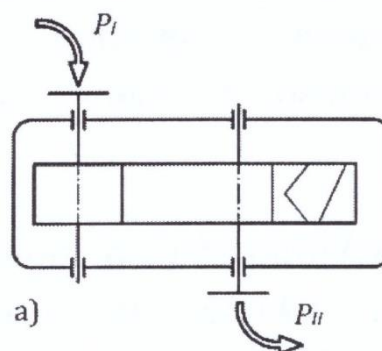
1.2.1.3. S proměnlivou polohou os a nekonvenčními převodovými mechanismy

Kategorie zahrnují zejména atypické konstrukce planetových převodovek. Jedná se například o excentrickou planetovou převodovku, cykloidální převodovku či harmonickou převodovku. [1]

1.2.2. Počet stupňů převodovky

1.2.2.1. Jednostupňové převodovky

Tento typ je specifický konstantním převodovým poměrem, jelikož převodovka obsahuje pouze jeden stupeň. Z tohoto důvodu nelze docílit rozdílných otáček pomocí převodového poměru, ale je nutné změnit vstupní charakteristiky motoru, tedy vstupní otáčky motoru. [17]



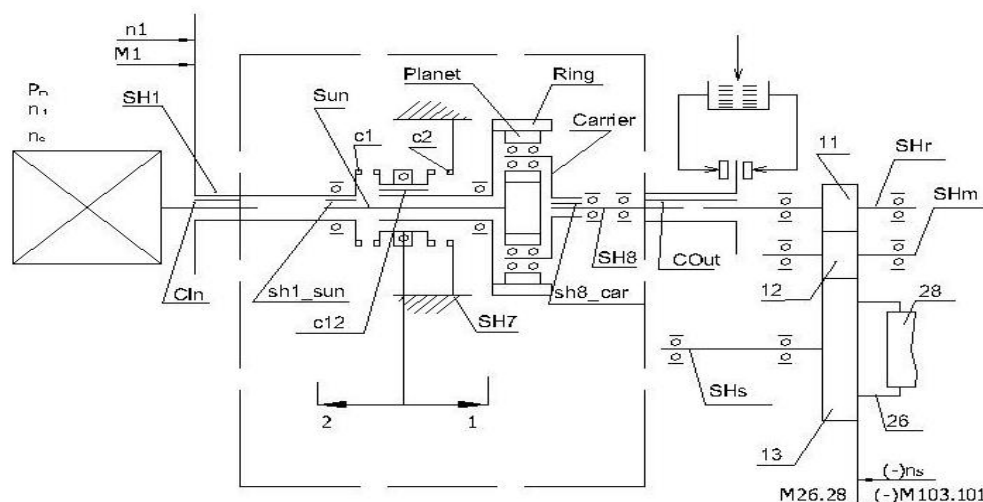
Obrázek 5 - jednostupňová převodovka [1]

1.2.2.2. Vícetupňové převodovky

Jedná se o převodovku, která se skládá z několika převodů. Jako jeden převod se považuje jeden pár spoluzabírajících zubů. Ke změně výstupních otáček je potřeba postupovat totožně jako u jednostupňové převodovky. Má jednu kinematickou cestu. Kupříkladu planetová převodovka náleží do této kategorie. [17]

1.2.2.3. Vícerychlostní převodovky

Vícerychlostní převodovky umožňují změnu převodového poměru pomocí změny kinematické cesty. Díky tomu lze dosáhnout potřebných otáček na výstupním členu. Je zapotřebí minimálně dvou kinematických cest. Řazení může být provedeno manuálně, automaticky nebo poloautomaticky. K zařazení jiného stupně musí být hnací hřídel odpojena ze záběru pomocí spojky, aby nedošlo k nechtěnému poškození zubů či k velkému hluku. Typickým příkladem je automobilová převodovka. [7]



Obrázek 6 - vícerychlostní převodovka [7]

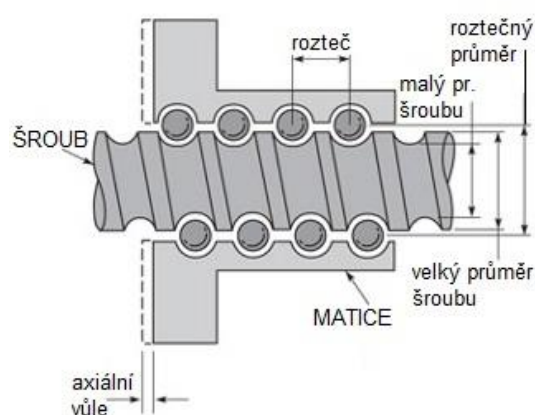
1.2.3. Typ pohybu na vstupním a výstupním členu

1.2.3.1. Rotační pohyb na rotační pohyb

Vstupní člen vykonává rotační pohyb a přenáší kroutící moment přes soustavu ozubených kol na výstupní člen, který vykonává souhlasný typ pohybu, například u jednostupňové čelní převodovky (viz Obrázek 7). Pro výpočet převodového stupně u rotačního pohybu na obou členech se využívá vzorec $i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$ a ke zjištění výkonu $P = M_t * \omega$. [1]

1.2.3.2. Rotační pohyb na posuvný pohyb

Vstupní člen přenáší energii na výstupní člen a ten tvoří kinematickou dvojici a vykonává posuvný pohyb, například pastorek a hřeben nebo pohybový šroub a matice. Ke zjištění převodového poměru u převodu rotačního pohybu na posuvný se používá vzorec $i_{1,2} = \frac{\omega_1}{v_2}$ a pro výpočet výkonu vztah $P = F_p * v$. [5]



Obrázek 7 - pohybový šroub a matice [18]

1.2.4. Směr přenosu energie

1.2.4.1. Jednosměrný

Konstrukce převodovky neumožňuje záměnu vstupního a výstupního členu, respektive nelze obrátit chod a z hnaného členu udělat hnací člen. Hnací člen je pevně dán. Do této kategorie spadají především vícestupňové převodovky.

1.2.4.2. Obousměrný

Obousměrný přenos energie poskytuje přenos energie z obou stran. Zejména u jednoduchých jednostupňových převodovek.

1.2.4.3. Samosvorné

Charakteristika jednotlivých součástí zamezuje přenos energie opačným směrem. Samosvorný přenos energie se vyskytuje například u šnekových převodovek.

1.3. Pomocné prvky převodovek

1.3.1. Hřídele

Hřídel je uložena pomocí ložisek v převodové skříně. Je nutné zvolit korektní typ ložisek po provedení výpočtu radiálních a axiálních sil v konstrukčním návrhu. Ložiska musí splňovat trvanlivost, únosnost a tak podobně. Hřídel, ozubená kola a ložiska musí být jednoznačně zajištěna proti samovolnému posunutí a rotační části se nesmějí dotýkat nerotujících částí. Pro výrobu hřídele se využívá výhradně ocel. S ohledem na velikost zatížení, které musí být hřídel schopna unést, se zhotovuje z rozdílných typů ocelí. V případě malých točivých momentů je podstatná zejména tuhost, již disponuje zejména ocel třídy S235 (dle ČSN - třída 11). Pro větší, než předešlé zatížení se volí uhlíkové zušlechtnuté oceli třídy C (dle ČSN - třída 12). Pokud bude hřídel namáhána vysokým zatížením, používá se legovaná ocel, která je značená třídou L (dle ČSN – třída 13). [6]

1.3.2. Převodové skříně

Skříň slouží k uložení hřídelí a ložisek. Obvykle se řadí mezi masivnější díly z celé sestavy, tudíž tvoří podstatnou část celkové hmotnosti. Hmotnosti je tedy věnována speciální pozornost. Dle výroby dělíme skříně na lité a svařené. Umístěná žebra zvyšují tuhost stěn a polohové kolíky docílí správné polohy protilehlých dílů. Skříň dále obsahuje plnicí a vypouštěcí otvor, odtlačovací šrouby pro snadnější demontáž a také manipulační závěsná oka. [1], [6]

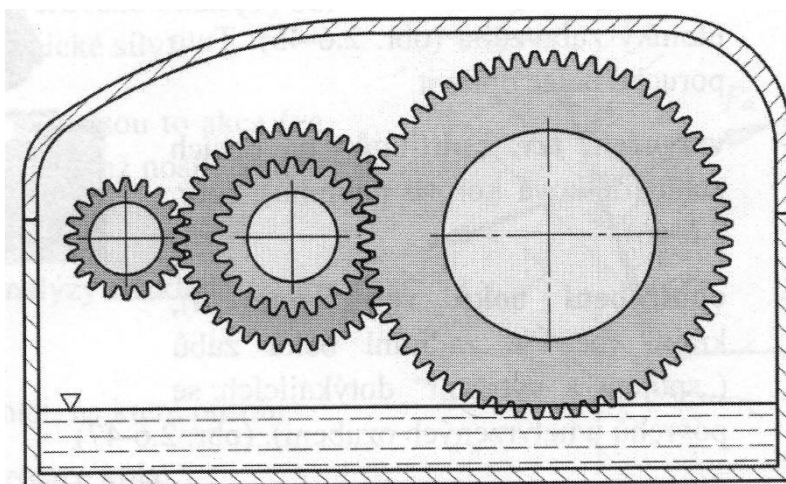
1.3.3. Chlazení a mazání

Účinnost je hlavním ukazatelem stroje, proto je brán velký důraz na její vylepšení. Ztrátové výkony způsobuje především tření, které snižuje účinnost a zvyšuje teplotu soustavy. K redukci tohoto jevu se využívá systém chlazení a mazání. Existuje několik typů mazání a ve většině případů se typ volí dle obvodové rychlosti. S ohledem na obvodovou rychlost je zásadní volit nižší viskozitu při vyšších rychlostech kvůli menším ztrátám.

Mazání plastickým mazivem je vhodné používat při malých obvodových rychlostech pod $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Plastické mazivo má hned několik významných výhod, zejména zjednodušení konstrukce převodové skříně, jelikož mazivo se snadno udržuje na povrchu i při nakloněné či

vertikální poloze. Z důvodu přilnavosti zabraňuje nánosu nečistoty a odpuzuje vlhkost z dané součásti.

Mazání rozstříkem je dosaženo pomocí ozubených kol, které jsou lehce ponořeny do olejové lázně a svou rotací rozstříkují olej ve skříní. Výška olejové lázně nesmí překračovat určitý limit, jinak by odpor byl příliš vysoký a celé řešení by bylo kontraproduktivní. Nejčastěji je zvolena taková výška olejové lázně, aby byly částečně ponořeny pouze zuby největšího ozubeného kola v soustavě. Jedná se o nejpoužívanější typ a doporučuje se obvodová rychlost do $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.



Obrázek 8 - mazání rozstříkem [1]

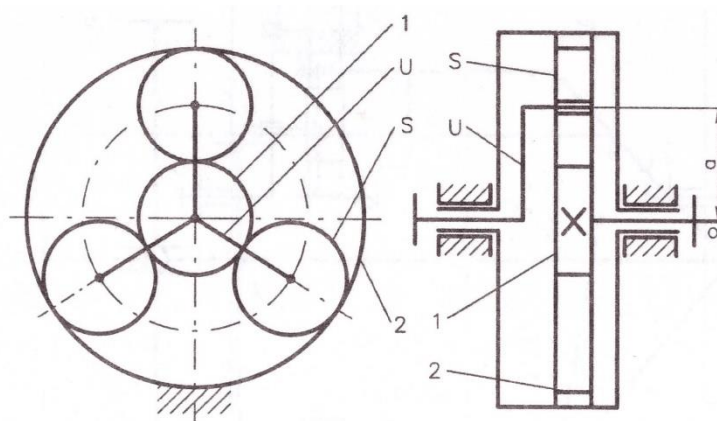
Oběhové mazání vhání do soustavy ochlazenou emulzi pomocí trysek, jejichž poloha umožňuje přívod přímo do záběru kol. Emulze následně odkapává na dno a přes filtr vtéká do nádrže s chlazením. Odtud je vháněna zpět do soustavy a utváří uzavřený obvod. Používá se pro vysoké obvodové rychlosti. [1]

2. Planetové převodovky

Planetová převodovka využívá proměnlivou polohu os a sestává se ze třech základních prvků, a to z centrálního kola, korunového kola, unášeče a satelitů. Osa centrálního kola je vždy shodná s centrální osou převodu, která je vždy koaxiální a jedná se osu procházející osami vstupního a výstupního členu. Tento prvek je schopen být pohyblivý či nepohyblivý a disponuje vnitřním nebo vnějším ozubením. Unášeč rotuje kolem centrální osy a primárním cílem je podpora a vedení satelitů. Satelity konají krouživý pohyb okolo centrální osy převodu. Počet satelitů se obvykle pohybuje v rozmezí 2 – 6 kusů.

Mezi největší benefity se řadí schopnost přenosu velkých výkonů, možnost vysokých převodových poměrů a úspora místa či hmotnosti.

Obecně je lze dělit na jednostupňové nebo vícešupňové (dražší a složitější na výrobu, ovšem s výhodou mnohých konstrukčních variant). Diferenciál (2 stupně volnosti) vzniká v případě uvolnění jednoho z členů a soustava získá jeden stupeň volnosti navíc. Mechanismus (1 stupeň volnosti) vzniká zabrzděním jednoho z členů. [3], [6]



- 1 ... centrální kolo (vnější ozubení)
 2 ... korunové kolo (vnitřní ozubení)
 u ... unášeč
 S ... satelit

Obrázek 9 - schéma planetové převodovky [5]

2.1. Rozdělení planetových převodovek

K rozřazení typu převodů podle hlavních prvků je nutné jednoznačné značení prvků. Symbol K pro centrální (korunové) kolo, symbol U pro unášeč a symbol S pro satelit. Dle použitých prvků je možno dělit na následující typy.

2.1.1. Typ K-U

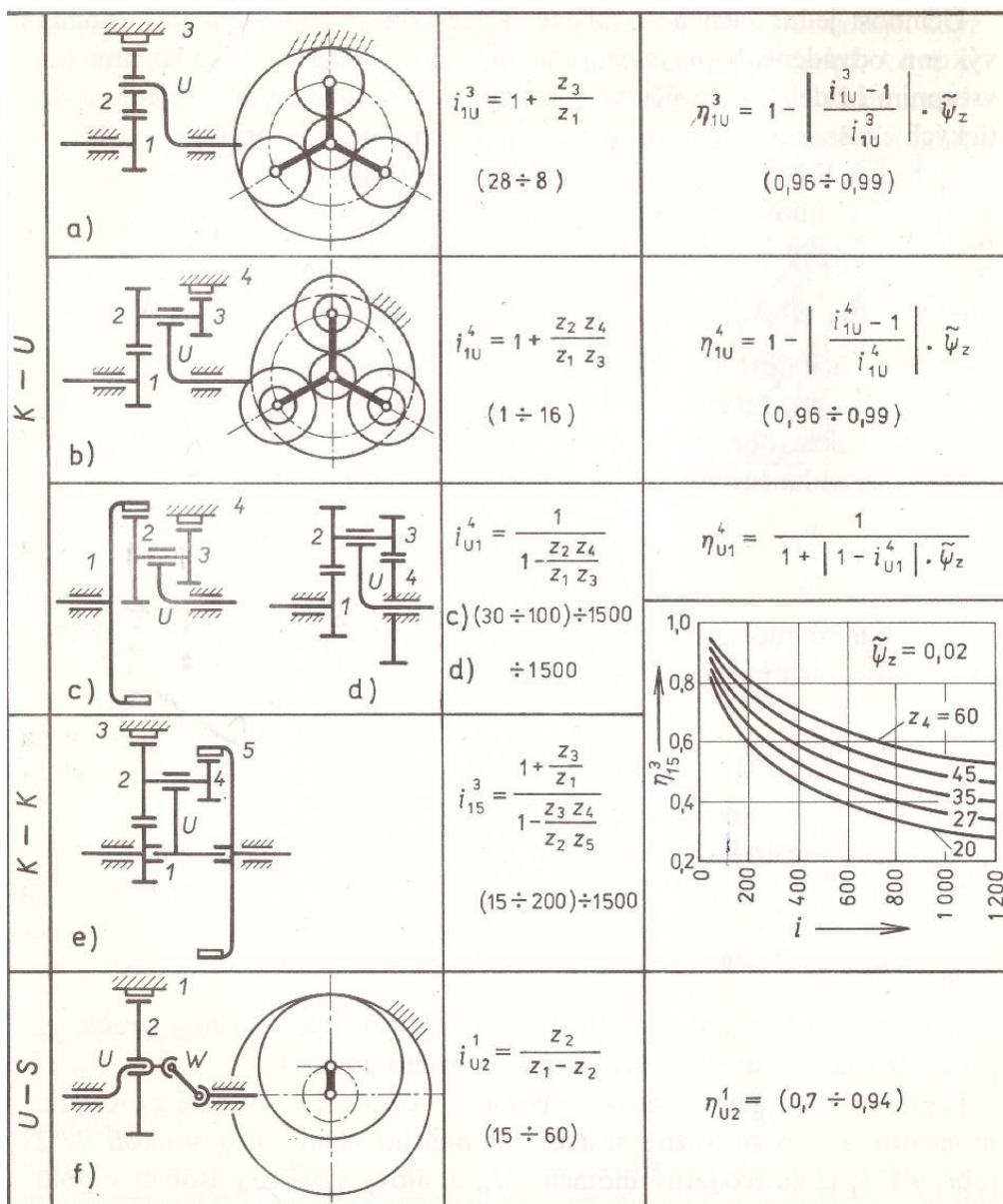
Na hřídelích je uloženo centrální kolo a unášeč (viz Obrázek 10a, 10b, 10c, 10d). Vyznačují se vysokou mechanickou účinností a mohou být použity jako reduktory i jako multiplikátory. S rostoucím převodovým poměrem klesá účinnost, tudíž se využívají i jako převody nesilové (kinematické). [6]

2.1.2. Typ K-K

Obě hřídele jsou osazeny centrálními koly (viz Obrázek 10e). Unášec slouží pouze jako podpora satelitů a není zúčastněn přenosu točivého momentu. Poskytuje vysoký převodový poměr na úkor účinnosti. [6]

2.1.3. Typ U-S

Na hnací hřídeli je uložen unášec (viz Obrázek 10f). Jedná se o převody s vyvedeným pohybem satelitu a z tohoto důvodu je potřeba realizovat spojení mezi hnaným hřídelem a satelitem s přidávným mechanismem W. [6]



Obrázek 10 - typy planetových převodovek [6]

2.2. Doplnující geometrické podmínky

Pro dosažení co nejlepších vlastností převodovky je nutné usilovat o splnění speciálních geometrických podmínek. Mezi tyto podmínky patří podmínka stejných osových vzdáleností, podmínka smontovatelnosti a podmínka vůle mezi sousedními satelity.

2.2.1. Podmínka stejných osových vzdáleností

Tato podmínka slouží k dosažení souososti hřídelí. Pomocí vhodných úprav počtu zubů lze docílit, aby se osové vzdálenosti lišily minimálně a převodový poměr zůstal v požadované toleranci. Vztah pro výpočet: $\frac{m_1}{2 * \cos \beta_1} * (z_1 + z_{S1}) = \frac{m_2}{2 * \cos \beta_2} * (z_2 + z_{S2})$ [5]

2.2.2. Podmínka smontovatelnosti

V případě montáže hrozí nebezpečí, že korektně navržená a vyrobená ozubená kola se nepodaří uvést do společného záběru. Tím pádem nelze převodovku smontovat. Existuje takzvaná obecná podmínka smontovatelnosti, která se snaží uvedenému problému předejít. Při jejím splnění je vždy možné po první vložení satelitu a určitém pootočení vložit další satelit a stejným způsobem se opakuje proces až do vložení posledního satelitu. Výpočet se provádí pomocí následujících vzorců:

a) pro jednoduché satelity $z_1 + z_3 = k * a_k$

b) pro dvojité satelity $z_1 = k * a_k ; z_4 = q * a_k$ [6]

2.2.3. Podmínka vůle mezi sousedními satelity

S přibývajícím počtem satelitů vzniká nutnost prověření, zdali se mezi dvěma sousedními satelity nachází alespoň minimální přípustná vůle. Tato podmínka zabraňuje kolizi a destrukci zubů sousedních satelitů. Používaný vzorec: $\vartheta_{min} = 2 * \arccos \frac{d_{aS1} + v_{min}}{d_1 + d_{S1}}$ [3]

2.3. Výrobci planetových převodovek

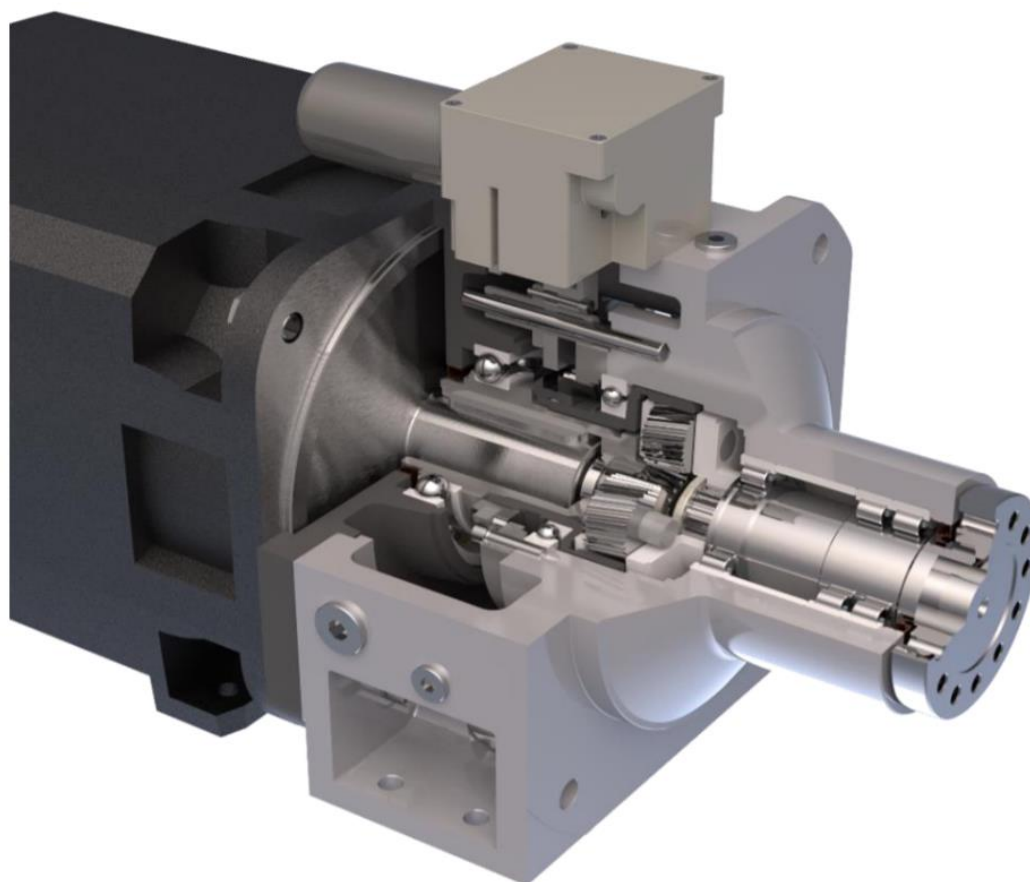
Ve světě se nachází velké množství firem, které se zabývají výrobou převodovek. Vzhledem k tématu bakalářské práce byl výběr zúžen na několik firem, které se specializují na výrobu planetových převodovek s využitím u výrobních strojů.

Tato kapitola slouží k nastínění různých řešení a provedení planetových převodovek od renomovaných firem. Každá společnost má své know-how a problematiky spojené s konstrukcí převodovky může řešit naprosto jiným způsobem než ostatní.

2.3.1. Baruffaldi

Společnost Baruffaldi se specializuje na dvourychlostní planetové převodovky. Využití nalézají zejména u obráběcích strojů. Převodovka je napojena na motor s proměnnými otáčkami a slouží ke zvýšení momentu při nízkých otáčkách. Převodovky nabízejí přenos vysokého momentu pro tvrdé materiály a vysokých otáček pro měkké materiály.

Tyto převodovky od společnosti Baruffaldi nesou obchodní označení CE Series, které nabízí 9 velikostí, výstupní moment až 3200 Nm, vstupní otáčky až $10\,000\text{ min}^{-1}$, malý zástavbový prostor, vysoký počet použitelných motorů či nízké vibrace systému. Převodovky od Baruffaldi jsou použitelné do teploty 120 °C (olej 110 °C). Mazání je zajištěno rozstříkem či oběhem (záleží na podmínkách). [8]

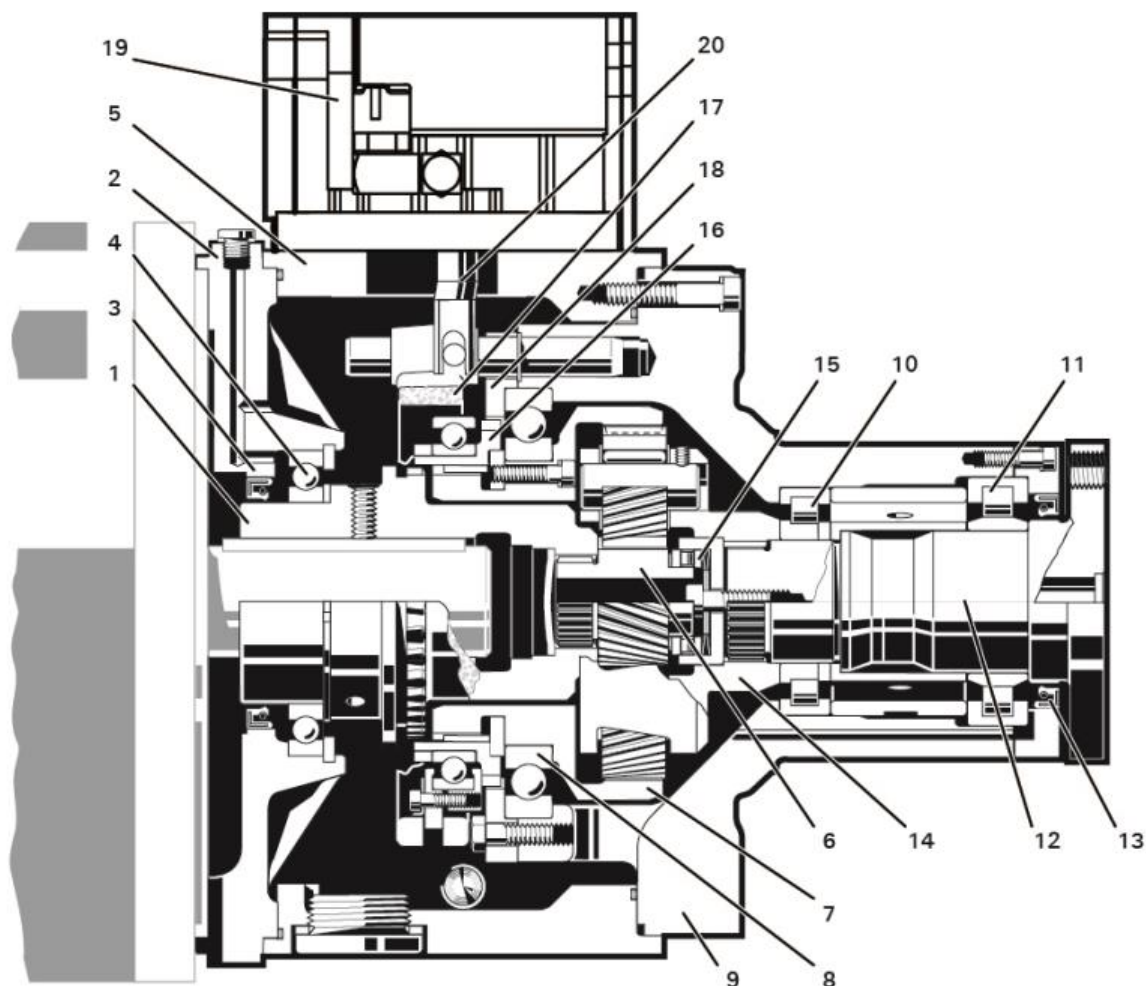


Obrázek 11 - převodovka Baruffaldi [8]

2.3.2. ZF

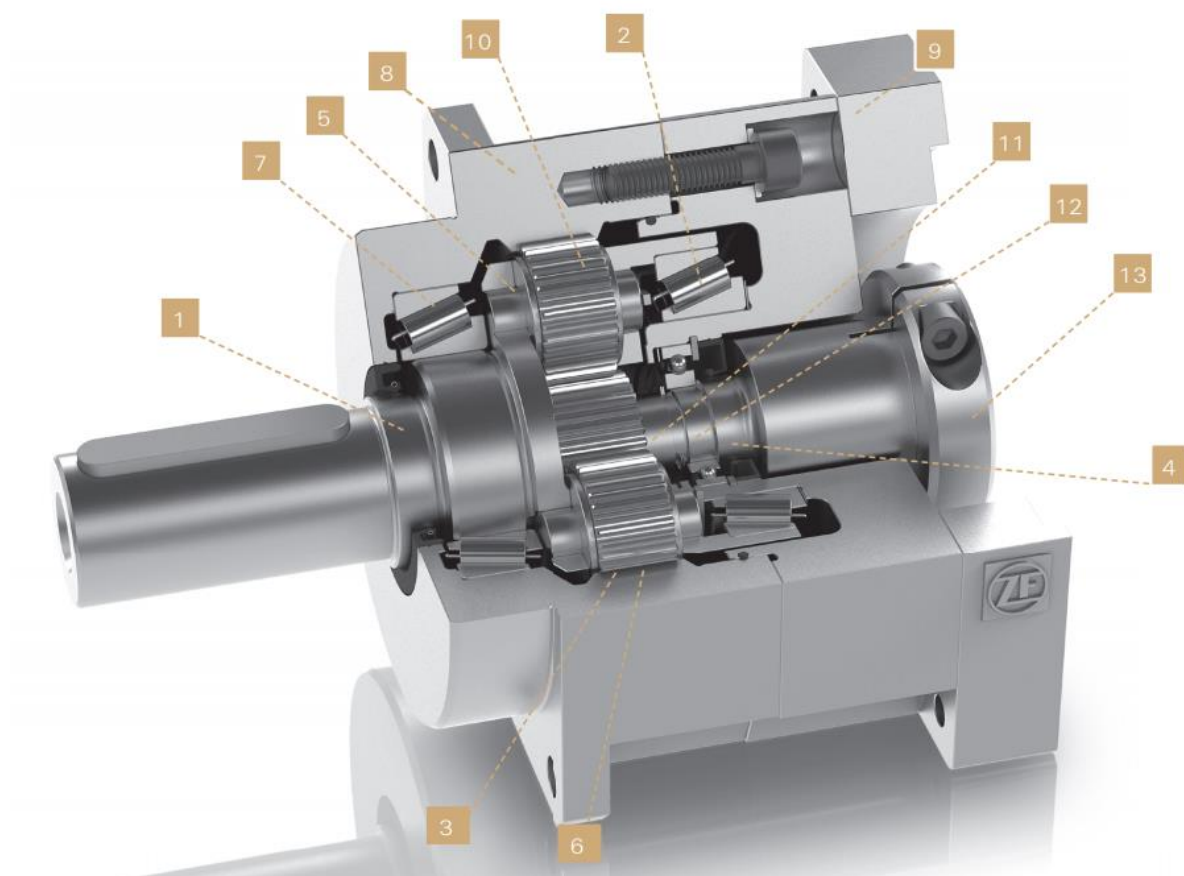
Firma ZF má velký rozsah ve strojírenství, ovšem mimo jiné se zabývá i převodovkami pro výrobní stroje. Nabízejí dva typy planetových převodovek, Duoplan a Servoplan. Případně vyrábí převodovky na míru dle přání zákazníka. Převodovky nabízí přenos momentu do 3000 Nm.

Duoplan je dvourychlostní planetová převodovka používaná u výrobních strojů pro zpracování různých materiálů. Mezi hlavní výhody patří velmi vysoká účinnost, jednoduchá montáž, výborná životnost či vysoká přesnost. Například typ Duoplan 2K 250 používá ozubená kola se šikmými zuby. V systému se nachází několik kuličkových a válečkových ložisek. Těsnění zajišťují gufera na obou stranách skříně. Na výstupu se nachází příruba. [9]



Obrázek 12 - převodovka ZF Duoplan [9]

Servoplan je planetová převodovka napojená na servomotor, který umožňuje přesné natočení osy. Využívá se u balících technologií, ale i u výrobních strojů. Vyrábí se v jedno či dvourychlostním provedení. Vyniká zejména vysokým dovoleným axiálním zatížením, vysokou odolností vůči radiálním silám, nízkou hlučností, nízkou generací tepla a také díky výskytu celoživotního mazání (není potřeba ho měnit). Konstrukce obsahuje dvě kuželíková ložiska, ozubení s přímými zuby nebo gufera na obou stranách k zabránění výtoku oleje. [10]



Obrázek 13 - převodovka ZF Servoplan [10]

2.3.3. Neugart

Společnost Neugart se zaměřuje na planetové převodovky. Jejich převodovky se vyznačují flexibilitou provedení, tudíž si zákazník může vybrat z mnoha různých konfigurací. Celkem nabízejí 3,7 milionu různých kombinací. Planetové převodovky Neugart se využívají u výrobních strojů, v robotice, v medicínském průmyslu a v zemědělském průmyslu.

Převodovky nabízejí dlouhodobou životnost a spolehlivost, zejména díky unikátnímu mazání, které není potřeba po dobu životnosti měnit. Požadavky na řešení převodovky mohou být velmi komplexní, avšak díky flexibilitě nabízených převodovek je možné najít nejlepší řešení. Díky své přesnosti umožňují zlepšit kvalitu výsledného produktu.

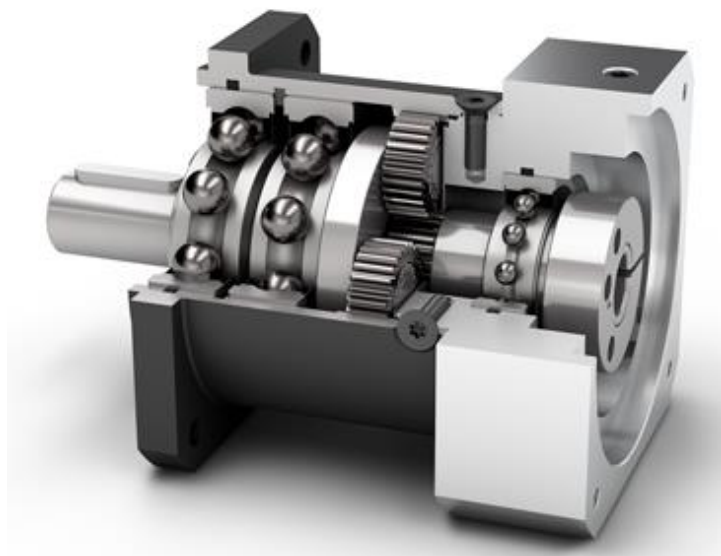
Firma Neugart nabízí celkem 10 typů pro využití u výrobních strojů. Převodovky jsou schopné přenášet moment do 1800 Nm. Umožňují i provedení, při kterém jsou osy kolmé. Na výstupu může být hřídel, příruba nebo dutá hřídel. Existují dvě jakosti, a to ekonomická a přesná. Do nižší jakosti se řadí například typy PFHE a PLQE. Do vyšší jakosti se řadí například typy PSBN a PLFN.

Typ PFHE reprezentuje efektivní řešení pro aplikaci, kde se vyskytuje vysoké radiální zatížení. Kombinace kuličkového ložiska a dvou nakloněných válečkových ložisek dodává převodovce vysokou únosnost. Úniku oleje zabraňuje gufero a těsnící kroužek. Tento typ má hřídel na výstupu z převodovky. [11]



Obrázek 14 - převodovka Neugart PFHE [11]

Typ PLQE nabízí jednoduché a spolehlivé řešení. Tento typ může být připojen přímo bez nutnosti mezipříruby. Velká kuličková ložiska jsou schopna absorbovat velké axiální a radiální síly. Obecně generuje pouze malé množství tepla při vysokých otáčkách, proto nabízí uspokojivé řešení i pro komplexní výrobní cykly. K těsnění je chytré použito ložisko s pouzdrem v kombinaci s těsnícím kroužkem. [11]



Obrázek 15 - převodovka Neugart PLQE [11]

Typ PSBN je ideální pro svoji přesnost a účinnost. Toto řešení je schopné dodat vysoký výkon při generaci minimálního hluku. Těsnění je opět provedeno kombinací ložiska s těsnícím kroužkem. U tohoto typu je použito šikmé ozubení. [11]



Obrázek 16 - převodovka Neugart PSBN [11]

Typ PLFN má na výstupu přírubu, která zjednodušuje spojení. Ozubená kola jsou navržena pro největší výkon a účinnost. Díky použitým ložiskům dokáže pracovat i při velmi vysokém zatížení, jak v radiální, tak v axiálním směru. K těsnění je využita kombinace ložiska a těsnícího kroužku. Na výstupní straně je použito gufero. [11]



Obrázek 17 - převodovka Neugart PLFN [11]

3. Pohony obráběcích strojů

Hlavní cíl pohonu spočívá v přeměně vstupní energie na mechanickou energii. Je nutné měnit vstupní parametry (otáčky, moment) v téměř každém typu konstrukce. Proto vzniká nutnost umístění převodového mechanismu. Pohony se vždy volí dle zadaných požadavků a musí je vždy jednoznačně splňovat. Proto se zavádí charakteristické parametry, které je dokáží jasně popsat. Obráběcí stroje nejčastěji využívají elektromotory.

3.1. Požadavky na obráběcí stroj

Před zahájením výroby obráběcího stroje se určují hlavní požadavky, které musí daný stroj dodržet. Požadavky určují konstrukci rámu, převodovky a výkon motoru. Korektní konstrukční návrh je hlavním ekonomickým ukazatelem, jelikož například v případě předimenzování určitého elementu stroje dochází k markantnímu nárůstu ceny. V opačném případě hrozí kupříkladu nedostatečný výkon motoru či pevnost rámu a stroje. Mezi vedlejší požadavky se řadí ovladatelnost stroje, přístupnost, rozměry stroje, použití automatických systémů a v dnešní době je kladen důraz i na design.

3.1.1. Tuhost

Tuhost je schopnost odolat přetvoření při stálém zatížení. Obecně platí, že při velké tuhosti dochází k malé poddajnosti a naopak. V čistě teoretickém případě, pokud by se jednalo o dokonale tuhé těleso, poddajnost by byla nulová. Dílčí tuhost je tuhost jednotlivých částí a celková tuhost je tuhost skupiny součástí spolu spojených.

Statická tuhost definuje odolnost proti pružným deformacím. Deformační síly mohou způsobovat na tělese translační nebo torzní deformaci. Z tohoto důvodu se rozlišuje tuhost v posunutí a tuhost v natočení. Následující vztahy určují výpočet pro: tuhost v posunutí $k = \frac{dF}{d\Delta l}$ a pro torzní tuhost $k = \frac{M}{\Delta\varphi}$. [12]

3.1.2. Přesnost stroje

Přesnost vyjadřuje schopnost přiblížení k požadovaným tolerancím a vzájemným polohám obroběných ploch. Odchylka výsledku oproti teoretickému modelu na konečném produktu tedy vyjadřuje přesnost stroje. Přesnost se dělí na více druhů, jelikož je ovlivněna mnoha faktory.

Geometrická přesnost se vztahuje na samostatné skupiny částí, z kterých je stroj vyroben. Zejména na polohu či dráhu nástrojů a obrobku či jiných činných členů stroje. Pro zabránění zkreslení výsledku probíhá kontrola přesnosti vždy na nezatíženém stroji.

Pracovní přesnost je testována pomocí vzorového kusu, který je obroben na měřeném stroji. Na vyrobeném kusu se následně proměřuje tvar, rozměry a vzájemná poloha ploch. Je vhodné využít vhodných podmínek měření, jelikož je ovlivněno mnoha faktory. Například teplotou, poddajností obráběcího stroje, přesností nástroje či jeho opotřebením a tak dále.

Kinematická přesnost určuje chyby skupiny pohybů v důsledku výroby a montáže. Tato přesnost je velmi důležitá u strojů požadující co nejpřesnější pohyb (výroba závitů či ozubení). [13]

3.1.3. Výkonnost, univerzálnost

Výkonnost nelze definovat jednotně, protože různé typy strojů mají jiné kvantifikátory výsledné účinnosti. Vyjadřuje se pomocí objemu odebraného materiálu ve formě třísek za jednotku času (pro hrubovací stroje), velikosti obrobené plochy za jednotku času (pro obrábění načisto), hmotnost vytvářeného materiálu za jednotku času (pro válcovny) a počet obrobených kusů za jednotku času (pro stroje používající ustálený typ obrobku nebo buchary a lisy).

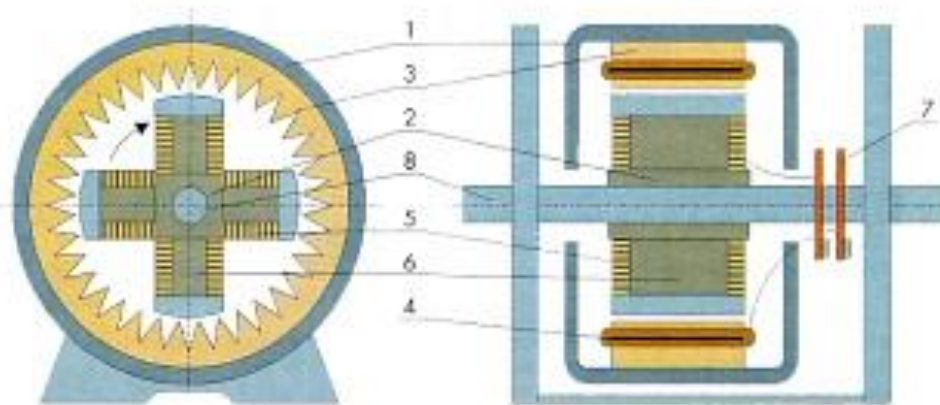
Výrobní stroje je možno rozřadit dle jejich univerzálnosti, která značí způsobilost stroje použít potřebný druh technologické operace. Univerzální stroje mají široký okruh technologických operací, naopak jednoúčelový stroj je určen pouze pro jednu operaci či pro jeden typ výrobku. Speciální stroje jsou schopny splnit pouze jeden typ operace, ale pro různou variaci rozměrů. [12]

3.2. Typy pohonů

3.2.1. Synchronní motor

Statorové vinutí synchronního motoru je napájeno třífázovým proudem, díky němuž je vytvářeno točivé magnetické pole. Vyznačuje se souhlasnými otáčkami s točivým polem statoru. Na rotoru jsou umístěny permanentní magnety se střídavými póly. Lze měnit plynule otáčky, pokud stroj disponuje měničem frekvence. Vyžaduje externí zdroj energie k prvotnímu rozběhnutí. Hlavním benefitem jsou vysoké hodnoty akcelerace (zrychlení a zastavení), konstantní posuvová síla nebo poziční přesnost stroje.

V případě potřeby přesného natočení rotoru se používá speciální typ konstrukce, tj. krokový motor. Rotor v daném případě obsahuje drážky, které umožňují při změně polohy magnetického toku natočení vůči místu s minimální magnetickým odporem. Tímto způsobem je umožněna přesná poloha. [12],[14],[19]

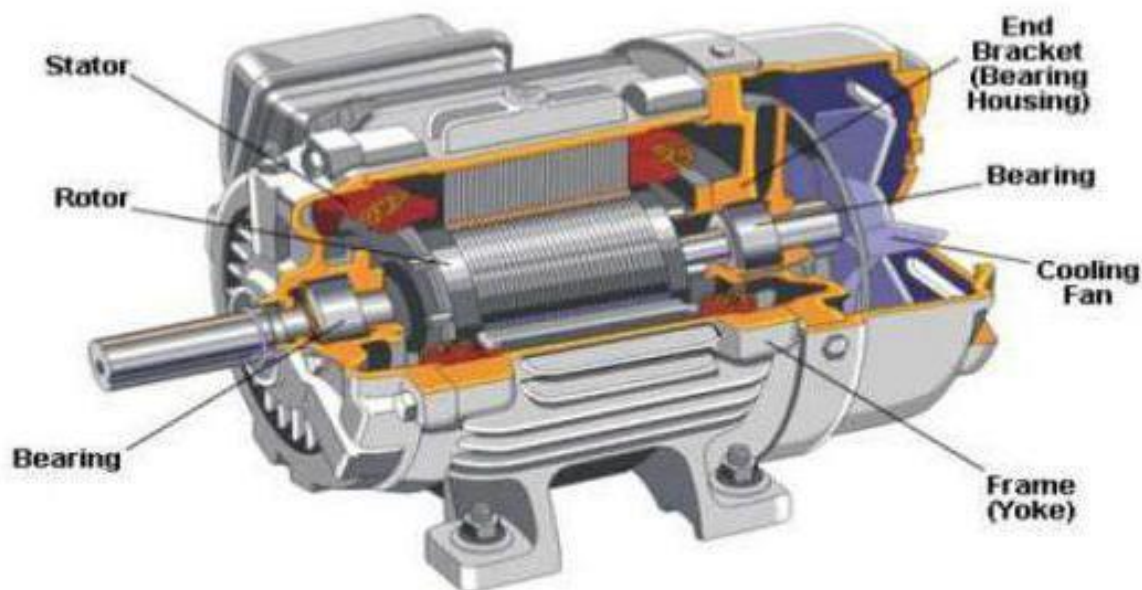


Obrázek 18 - synchronní motor [14]

3.2.2. Asynchronní motor

Disponuje menšími otáčkami oproti točivému magnetickému poli, proto se označuje jako asynchronní. Toto způsobuje jev, kterému se říká skluz (pohybuje se okolo 3 – 7 %). Stator je totožný jako u synchronního motoru. Rotor je vyroben z klecového vinutí s měděnými tyčemi (popřípadě mosaznými nebo hliníkovými). Po připojení frekvenčního měniče lze v určitém rozsahu plynule regulovat. Díky vysokému výkonu, rozsahu otáček a menší nákladnosti na výrobu to je nejpoužívanější typ elektromotoru.

Zvláštním případem asynchronního motoru je elektrovřeteno, které se používá u HSC neboli při vysokorychlostním obrábění. Vřeteno stroje je součástí motoru, tudíž pracuje přímo jako rotor. Výhoda spočívá ve velké přesnosti a vysoké tuhosti. [13],[20]



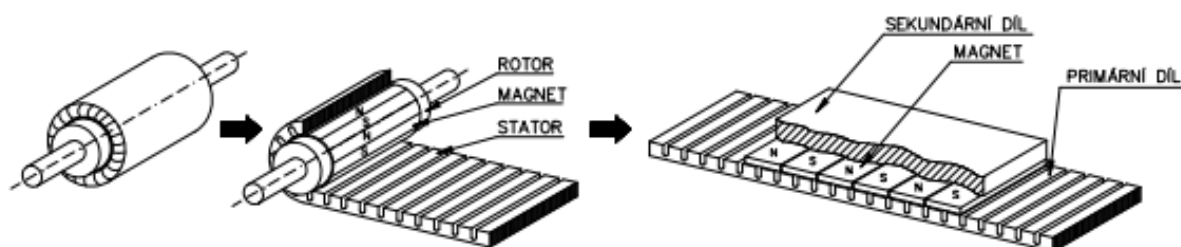
Obrázek 19 - asynchronní motor [14]

3.2.3. Stejnsměrný motor

Točivý stroj připojen na stejnosměrné elektrické napětí transformující elektrickou energii na mechanickou práci. Skládá se z několika základních částí. Kotva je připojena na zdroj stejnosměrného napětí a vytváří magnetický tok. Stator je tvořen permanentními magnety nebo budícím vinutím. Uspořádání je sériové a části statoru jsou zapojeny se střídavou magnetickou orientací, tj. vytváří severní a jižní magnetický pól. Rotor má po svém obvodu drážky, ve kterém je umístěno vinutí z magnetické oceli. Mezi státorem a rotorem je malá mezera. Komutátor zajišťuje periodické přepólování, díky němuž může síla na kotvě působit stejným směrem. Regulace otáček je umožněna připojením tyristoru. [14],[21]

3.2.4. Lineární motor

Lineární motor si lze představit jako rozvinutý synchronní nebo asynchronní motor. Části bývají tvořeny obdobně jako u výše zmíněných pohonů a označujeme je jako primární (stator) a sekundární (rotor) díl. Jedna ze součástí koná pohyb a druhá je staticky upevněna, tudíž se konstrukce u obou možností liší. Ve velkém množství případů je uvedena do pohybu primární část posouvající se po libovolném počtu sekundárních dílů. Ovšem vyžaduje pohyblivý napájecí kabel, pohyblivý chladicí systém a tak podobně. Lineární motor je schopen velmi přesného a rychlého polohování. [22]



Obrázek 20 - Lineární motor [21]

3.2.5. Hydromotor

Hydromotor spadá do takzvaného hydraulického obvodu, který sestává z hydrogenerátoru (čerpadlo), rozdělovače proudu a hydromotoru. Pracuje na principu využití tlakové energie. Čerpadla slouží k přivodu média do obvodu, mohou být zapojena do série, což má za následek zvýšení tlaku. Dělí se na přímočaré (jednočinné a dvojčinné) a rotační. Jako pohon obráběcího stroje se však téměř nevyužívají. [23]

4. Planetová převodovka – jednostupňový reduktor pro posuvový mechanismus

4.1. Zadané vstupní parametry

Vstupní parametry určují typ motoru a jeho charakteristické parametry. Dále také obsahují požadavky na převodovku a vstupní parametry do programu KISSys, který slouží k návrhu základních prvků planetové převodovky (ozubená kola, ozubení, bezpečnost atd.).

Motor	1FT7108-5SF7 Siemens
• Výkon	$P = 18,8 \text{ kW}$
• Jmenovité otáčky (max.)	$n_e = 3000 \text{ min}^{-1}$
• Statický moment	$M_{01} = 91 \text{ Nm}$
• Jmenovitý moment	$M_{rated} = 60 \text{ Nm}$
Převodovka	
• Převod	5,5
• Přípustná odchylka jmenovitých otáček	$\delta_{n2D} = 0,05$
• Celková doba běhu	$T_c = 15000 \text{ hod}$
• Spektrum zatížení – zatěžovací stavy	
Jmenovité parametry spektra	$M_1 = 37,4 \text{ Nm}$ $n_1 = -115,38 \text{ min}^{-1}$
➤ Poměrné otáčky $q_n = \frac{n_i}{n_e}$	$q_n^T = [1 \ 1.4 \ 1.6 \ 13 \ 26 \ -26 \ -13 \ -1.6 \ -1.4 \ -1]$
➤ Poměrný moment $q_M = \frac{M_i}{M_e}$	$q_M^T = [1 \ 0.66 \ 0.12 \ 0.83 \ 0 \ 0 \ -0.83 \ -0.12 \ -0.66 \ -1]$
➤ Poměrná doba běhu $q = \frac{T_i}{T_c}$	$q = [0.07 \ 0.12 \ 0.05 \ 0.24 \ 0.24 \ 0.03 \ 0.05 \ 0.12 \ 0.07]$
• Účinnost záběru	$\eta = 0,98$
• Mazání	Olejová lázeň
• Olej	ISO VG 220
• Teploty	
➤ Okolí	20°C
➤ Olej	70°C
➤ Ložisko	70°C

Tabulka 1 - vstupní parametry

4.2. Motor Siemens 1FT7108-5SF7

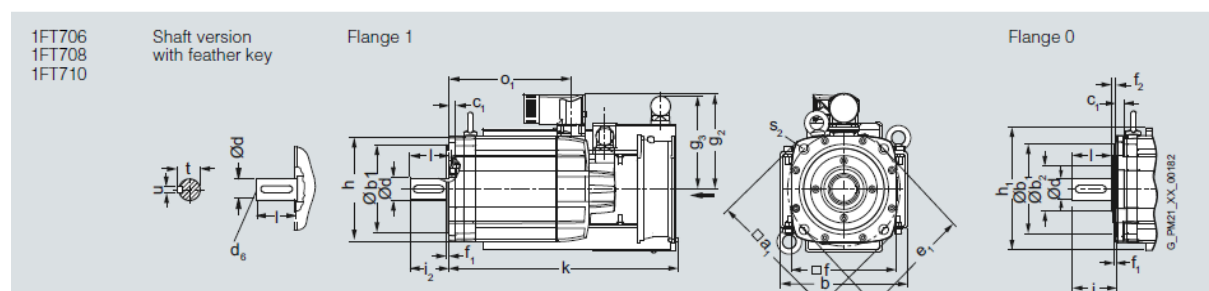
Vybraný motor se řadí pod výrobní značku SIMOTICS. Jedná se o synchronní motory, které se vyznačují především kompaktní stavbou, schopností splnit vysoké požadavky na výkon, vysokým rozmezím otáček, přesností výstupní hřídele a velmi vysokou účinností. Umožňuje přirozené chlazení, nucenou ventilaci a chlazení vodou. Maximálního výkonu lze dosáhnout pomocí vodního chlazení. Veškeré potřebné rozměry, výkony, otáčky a další charakteristické parametry lze dohledat v katalogích od společnosti Siemens. Varianta 1FT7108-5SF7 je chlazená pomocí nucené ventilace, které je dosaženo vestavěnými větráky.

Rated speed	Shaft height	Rated power	Static torque	Rated torque	Rated current	SIMOTICS S-1FT7 Compact synchronous motors	Number of pole pairs	Moment of inertia of rotor (without brake)	Weight (without brake)
n_{rated}	SH	P_{rated} at $\Delta T=100\text{ K}$	M_0 at $\Delta T=100\text{ K}$	M_{rated} at $\Delta T=100\text{ K}$	I_{rated} at $\Delta T=100\text{ K}$	Order No.	p	J	m
rpm		kW (HP)	Nm (lbf-ft)	Nm (lbf-ft)	A			10^{-4} kgm^2 ($10^{-3}\text{ lb}_f\text{-in-s}^2$)	kg (lb)
1FT7 Compact for DC link voltage 510 ... 720 V DC – Forced ventilation									
3000	100	18.8 (25.1)	91 (67.1)	60 (44.3)	38	1FT7108-5SF7 ■■■■■	5	248 (219.5)	64 (141.1)

Obrázek 22 - parametry motoru

Dimensional drawings

For motor		Dimensions in mm (inches)																
Shaft height	Type	DIN IEC	a_1 P	b -	b_1 N	c_1 LA	e_1 M	f AB	f_1 T	s_2 S	Connector size		g_3 -	h H	h_1 -	h_2 -		
											Size 1.5	Size 3						
1FT7 forced ventilation, with connector, without/with brake																		
100	1FT710-.5S		245 (9.65)	224 (8.82)	180 (7.09)	13 (0.51)	215 (8.46)	196 (7.72)	4 (0.16)	14 (0.55)	159 (6.26)	187 (7.36)	151 (5.94)	27 (1.06)	220 (8.66)	222 (8.74)		
Shaft height	Type	DIN IEC	Flange 1 (1FT6-compatible)				Flange 0				Shaft extension DE							
			without brake		with brake		without brake		with brake		d D	d_6 -	l E	t GA	u F			
100	1FT7105		80 (3.15)	404 (15.91)	238 (9.37)	456 (17.95)	290 (11.42)	6.5 (0.26)	87 (3.43)	397 (15.63)	231 (9.09)	449 (17.68)	283 (11.14)	38 (1.50)	M12	80 (3.15)	41 (1.61)	10 (0.39)
	1FT7108			473 (18.62)	307 (12.09)	525 (20.67)	359 (14.13)			466 (18.35)	300 (11.81)	518 (20.39)	352 (13.86)					

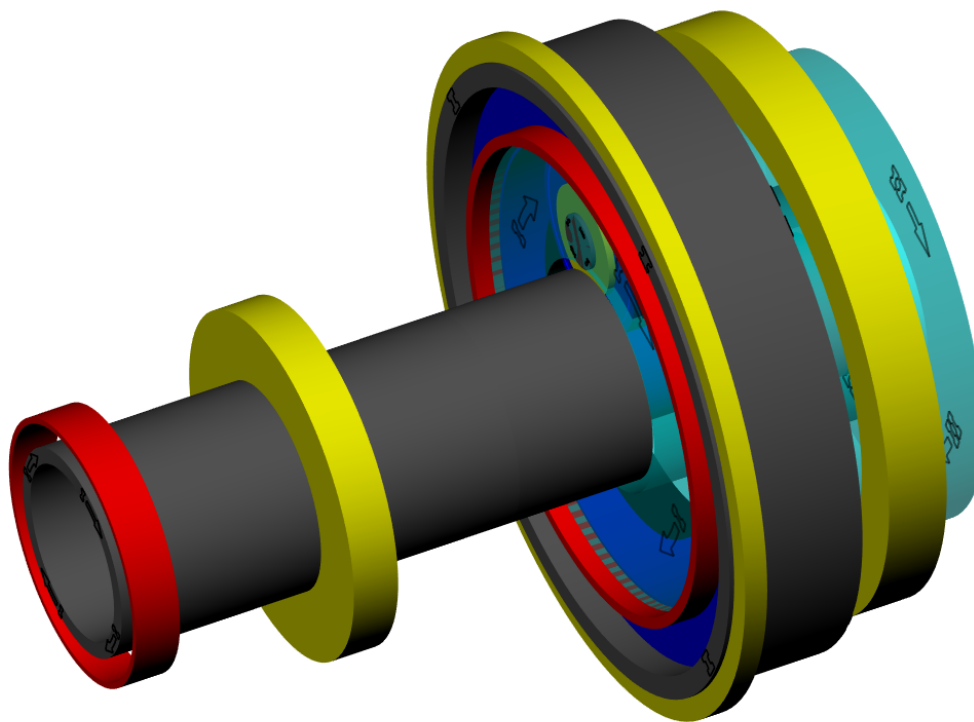


Obrázek 23 - rozměry motoru

4.3. Planetová převodovka



Návrh planetové převodovky byl proveden v softwaru KISSsys pomocí typizovaného programu 1_rychl_planet_posuv. Software KISSsoft slouží k navržení, optimalizaci a ověření strojních součástí dle mezinárodních standardů. Modul KISSsys umožňuje uživateli navrhnout základní prvky převodovky a rovněž lze analyzovat hřídele, ložiska a tak podobně. [Y]

Tvorba převodovky je uskutečněna zadáním několika vstupních údajů. Mezi tyto údaje patří kinematické schéma převodovky, parametry motoru (výkon, jmenovité otáčky, maximální otáčky a rozměry hřídele) a parametry převodovky (výstupní otáčky, výstupní moment, celková doba běhu a spektrum zatěžovacích stavů).

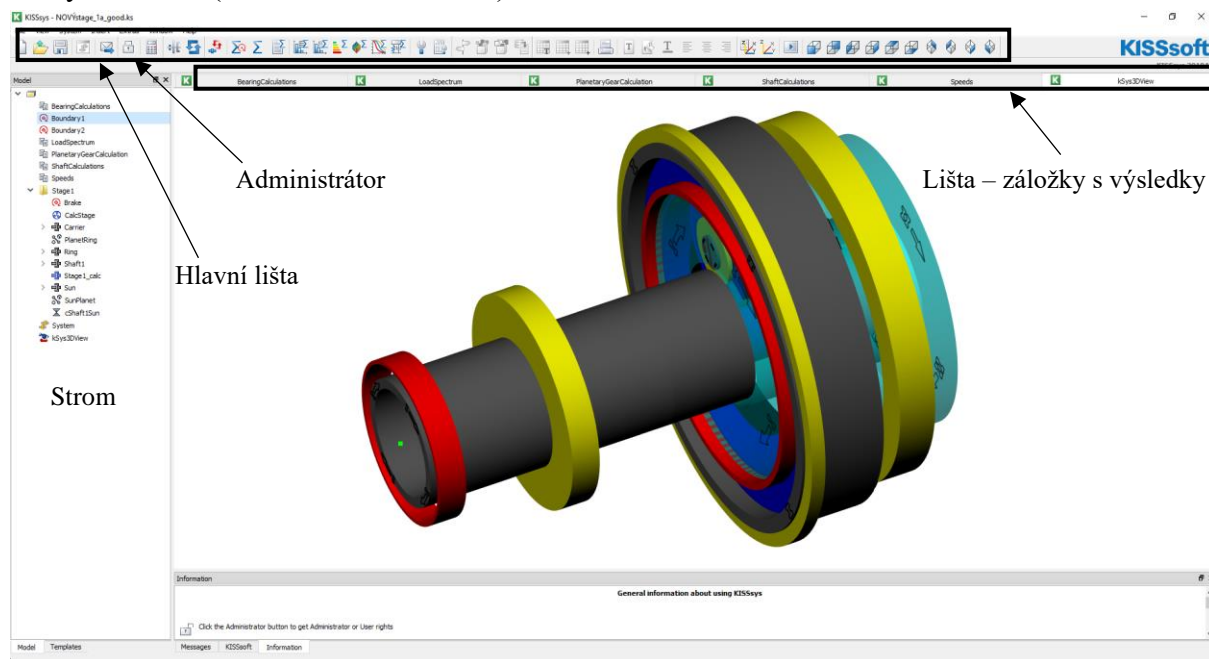


Obrázek 24 - model typizovaného programu 1_rychl_planet_posuv

4.3.1. Popis a ovládání programu KISSsys

Program obsahuje hlavní lištu s výpočetními funkcemi, strom výpočtu, záložky s výsledky a další. V hlavní liště se vyskytují základní funkce uložení či načtení souboru. K umožnění jakékoli změny musí být odemknut administrátorský režim (ikona ). Pro spuštění výpočtů či aktualizaci slouží ikona . Hlavní lišta dále obsahuje nastavení pohledů na 3D model nebo také spuštění dalších funkcí, jako je výpočet účinnosti, dynamiky a tak podobně.

Ve stromu jsou obsaženy všechny prvky, funkce a nastavení, podle kterých KISSsys provádí výpočet. V liště záložky s výsledky se vyskytuje BearingCalculations (výpočet ložisek), LoadSpectrum (jmenovité parametry spektra – dosazeno ze zadání), PlanetaryGearCalculations (parametry vypočteného ozubení – počet zubů, průměry, bezpečnost), ShaftCalculations (údaje o hřídelích), Speeds (vypočtený převodový poměr) a kSys3DView (3D zobrazení modelu).



Obrázek 25 - rozhraní programu

4.3.2. Nastavení výpočtu

Pomocí funkce Dialog (možnost se nachází v otevíratelném menu ve stromě) lze dosadit do Boundary1 požadované parametry (viz Obrázek 26). Program poté vypočte výstupní parametry, tj. parametry v prvku Boundary2 (viz Obrázek 27). V záložce LoadSpectrum lze vyplnit veškerá zadaná zatěžovací spektra. Po spuštění funkce „Run KISSsoft Calculation“ (ikona Σ na hlavní liště) program vypočte potřebné parametry pro pokračování, jako například převodový poměr. Převodový poměr po výpočtech dosahuje hodnoty 5,4286 (viz Obrázek 28). Lze tedy předpokládat, že následující kroky budou korektní, jelikož se jedná pouze o 1,3% chybu oproti zadanému převodovému poměru 5,5.

Obrázek 26 - vstupní parametry

Obrázek 27 - výstupní parametry

Speed	Ratio
1 gear	5.4286

Obrázek 28 - vypočtený převodový poměr

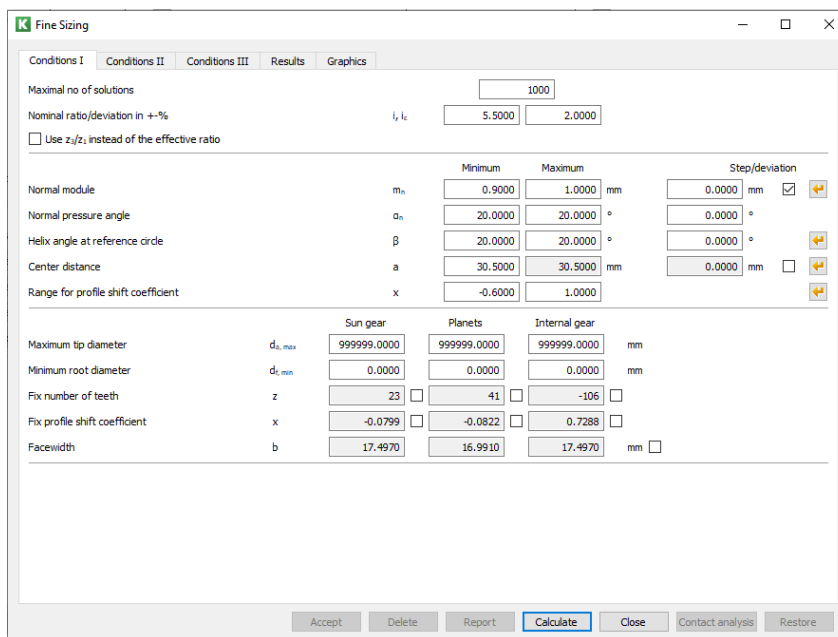
Pomocí funkce CalcStage (strom programu) lze nastavit a specifikovat požadované parametry pro výpočet ozubení. Funkce provede výpočet a vyhodnotí použitelné varianty, které lze řadit podle všech parametrů ozubených kol a vybrat tak nejvhodnější variantu.

V nastavení výpočtu lze zvolit modul, úhly, osovou vzdálenost, počet zubů, materiál ozubených kol nebo typ mazání. V případě potřeby je možné nastavit i více pokročilé vlastnosti (např. tolerance, výrobní proces a tak podobně). Pro výpočet ozubených kol slouží funkce Fine Sizing (viz Obrázek 29).

Fine Sizing

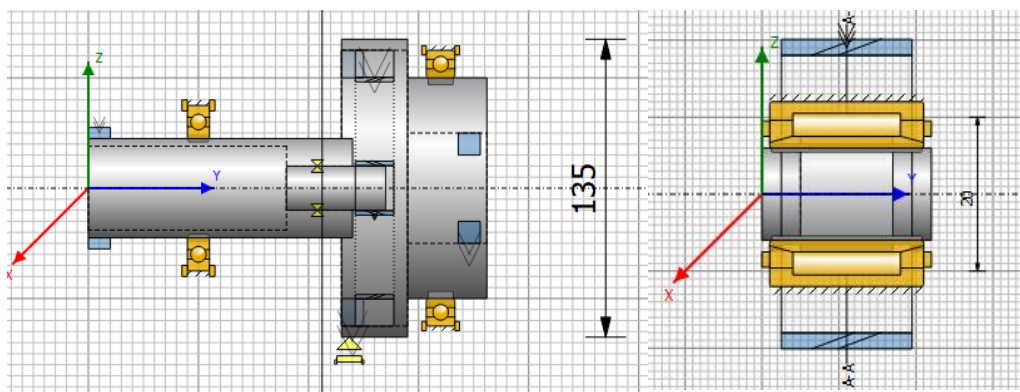
Obrázek 29 - nastavení požadavků na ozubení

Nastavení funkce Fine Sizing umožňuje upřesnit minima, maxima, procentuální odchylky či kroky, například převodového poměru, modulu či osové vzdálenosti (viz Obrázek 30). Po vyplnění všech požadavků se funkce spustí pomocí tlačítka Calculate. Program provede výpočet a zobrazí seznam všech přijatelných řešení.



Obrázek 30 - nastavení funkce Fine Sizing

Funkce Stage1_calc umožňuje definovat části planetové převodovky (viz Obrázek 31), jako například nastavení hřídelí, ložisek, podpěr, rozložení sil a tak dále. U hřídelí lze nastavit pozici v souřadném systému, rozměry a drsnost povrchu. U ložisek je možno určit jejich polohu a specifické ložisko (software obsahuje katalog s velmi velkým výběrem, proto se katalog automaticky zúží pouze na ložiska podle zadaného vnitřního či vnějšího průměru). Po vybrání ložiska program automaticky vyplní průměry, šířku a další vlastnosti.



Obrázek 31 - umístění částí převodovky

Po vybrání vlastností jednotlivých částí převodovky je možno použít funkci LoadSpectrum (strom programu), která spustí sérii výpočtů pro jednotlivá zatěžovací spektra (viz Obrázek 32).

Obrázek 32 - nastavení LoadSpectrum

Výpočet slouží k určení bezpečnosti, životnosti a tak podobně. Výsledky lze nalézt v záložkách s výsledky či ve vygenerované zprávě, která obsahuje soubor Results a KISSsysReport. Výsledná bezpečnost a životnost musí být vyhovující v porovnání s minimální požadovanou bezpečností a minimální životností (viz Obrázek 33).

Safeties are not depending on size		
Required safeties for metal (ISO/DIN)		
Root safety	SF _{min}	1.4000
Flank safety	SH _{min}	1.0000
Safety against scuffing (integral temperature)	SS _{min}	1.8000
Safety against scuffing (flash temperature)	SB _{min}	2.0000
Safety against micro pitting	S _A min	2.0000
Safety against tooth flank fracture	S _{FF} min	1.2000

Obrázek 33 - minimální dovolené bezpečnosti ozubení

U hřídelí je minimální dovolená bezpečnost vzhledem k mezi kluzu (Static safety) a vzhledem k mezi únavy (Fatigue safety) v rozmezí mezi 1,25 – 2.

Ložiska musí mít životnost minimálně 15 000 hodin (zadání).

4.3.3. Výsledné hodnoty

4.3.3.1. Ozubení

Záložka PlanetaryGearCalculation obsahuje údaje o vybraném ozubení a zároveň i o vypočtené bezpečnosti (viz Obrázek 34). Při porovnání je zřejmé, že ozubení vyhovuje, protože hodnoty SF jsou větší než 1,4 a hodnoty SH jsou větší než 1.

Vybraný materiál ozubených kol je 18CrNiMo7-6, což je ekvivalentní materiál dle normy ČSN 16 326.

4.3.3.2. Hřídele

Výsledné hodnoty pro hřídele jsou zobrazeny v záložce ShaftCalculations (viz Obrázek 35). Z výsledků je zřejmé, že bezpečnost vyhovuje, jelikož hodnoty SDA a SSA jsou dostatečné (> 2).

Při určování parametrů hřídelí byl vybrán materiál C45, což je ekvivalentní materiál dle normy ČSN 12 050.

fileName	CalcStage
P	0.45197
T1	37.4
Tolc	202.94
n1	115.4
n3	0
no1c	20.575
mn3	0.9
beta3	20
alpha3	20
z1	23
z2	41
z3	-106
b1	17.497
b2	16.991
b3	17.497
x1	-0.07992
x2	-0.082179
x3	0.72885
da1	23.681
da2	40.916
da3	-98.411
df1	19.635
df2	36.87
df3	-102.46
SF1	2.1063
SF2	1.4167
SF3	2.0545
SH1	1.052
SH2	1.1106
SH3	2.1166

Obrázek 34 - výsledné hodnoty ozubení

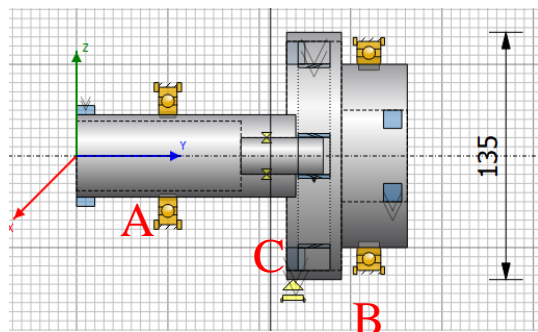
	Planet_calc	Stage1_calc
n	21.258	21.258
dn	clockwise	clockwise
material		
xmin	-0.0032799	-3.7778e-14
xmax	0.0037968	4.9896e-15
zmin	-0.024702	-2.7399e-15
zmax	0.00034223	2.0745e-14
SDA	2.3008	11.057
SSA	5.2402	7.9982

Obrázek 35 - výsledné hodnoty hřídelí

4.3.3.3. Ložiska

V záložce BearingCalculations lze dohledat vypočtené hodnoty životnosti a působení sil na vybrané ložiska. Zpráva o výpočtu (soubor Results) může být použita pro dohledání jednotlivých životností při určitém zatížení (viz Obrázek 37).

Ložiska byla vybrána od výrobce SKF. Na vstupní straně (viz Obrázek 36 - pozice A) se nachází ložisko SKF 16009 ($d = 45$; $D = 75$, $b = 10$), na výstupní straně (viz Obrázek 36 - pozice B) bylo umístěno ložisko SKF 61820 ($d = 100$; $D = 125$, $b = 13$) a ložisko u planetového kola (viz Obrázek 36 - pozice C) je SKF NKI 12/20 ($d = 12$; $D = 24$, $b = 20$).

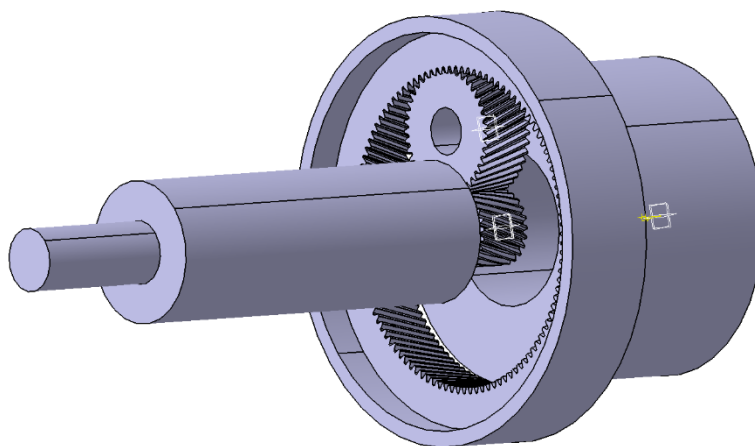


Obrázek 36 - umístění ložisek

	A	B	C	D	E	F	G
40	_O.Stage1	Lifetime	Static Safety		Fx	Fy	Fz
41	Bin 1	130906	17.734			0	1218
42	Bin 2	237223	26.872			0	803.8
43	Bin 3	1000000	147.774			0	146.2
44	Bin 4	19475	21.367			0	1010.9
45	Bin 5	1000000	9999.99			0	0
46	Bin 6	1000000	9999.99			0	0
47	Bin 7	19475	21.367			0	-1010.9
48	Bin 8	1000000	147.774			0	-146.2
49	Bin 9	237223	26.872			0	-803.8
50	Bin 10	130906	17.734			0	-1218
51	Results w	174763	17.734				
52							
53	_O.Stage1	Lifetime	Static Safety		Fx	Fy	Fz
54	Bin 1	149958	8.943		-124.2	0	2233
55	Bin 2	427950	13.55			-82	0
56	Bin 3	1000000	74.523		-14.9	0	268
57	Bin 4	27908	10.775		-103.1	0	1853.3
58	Bin 5	1000000	9999.99			0	0
59	Bin 6	1000000	9999.99			0	0
60	Bin 7	27908	10.775		-103.1	0	-1853.3
61	Bin 8	1000000	74.521		-14.9	0	-268
62	Bin 9	427950	13.55			-82	0
63	Bin 10	149958	8.943		-124.2	0	-2233
64	Results w	237848	8.943				

Obrázek 37 - životnost při jednotlivých zatíženích

KISSsys nabízí možnost exportovat 3D model převodovky do vybraného CAD systému. Výstup neobsahuje zakótovaný souřadný systém a části tedy musí být přemístěny ručně dle rozměrů použitých při jejich výpočtu.



Obrázek 38 - výstup z KISSsys

4.3.4. Ruční výpočet ozubení (kontrola rozměrů)Zadané parametry:

$m = 0,9\text{mm}$... modul; $\alpha = 20^\circ$... úhel záběru; $\beta = 20^\circ$... úhel sklonu; $h_f^* = 1,25$... výška zubu;

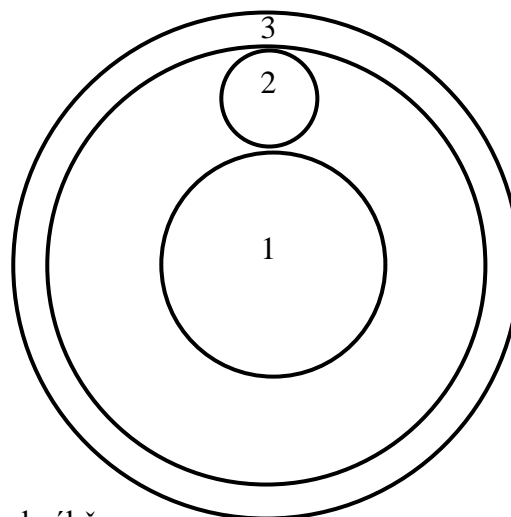
$$(h_f^* = h_a^* + c_a^* = 1 + 0,25)$$

$z_1 = 23$ (počet zubů centrálního kola); $z_2 = 41$ (počet zubů satelitu); $z_3 = 103$ (počet zubů korunového kola)

$x_1 = -0,07992$ (korekce centrálního kola); $x_2 = -0,082179$ (korekce satelitu); $x_3 = -0,72885$ (korekce korunového kola)

Schéma:

- 1 – centrální kolo (vnější ozubení)
- 2 – satelit (vnější ozubení)
- 3 – korunové kole (vnitřní ozubení)

Výpočet:

Mezi centrálním kolem a satelitem (1 - 2):

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 0,387 \rightarrow \alpha_t = 21,156^\circ \dots \text{čelní úhel záběru}$$

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = 22,028\text{mm}$$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = 39,268\text{mm} \dots \text{průměr roztečné kružnice}$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 20,543\text{mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 27,295\text{mm} \dots \text{průměr základní kružnice}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot h_f^* + 2 \cdot m \cdot x_1 = 19,634\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot h_f^* + 2 \cdot m \cdot x_2 = 36,870\text{mm} \dots \text{průměr patní kružnice}$$

$$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 30,648\text{mm} \dots \text{teoretická osová vzdálenost}$$

$$\Sigma x = \frac{z_1 + z_2}{2 * \operatorname{tg} \alpha} * (ev\alpha_{wt} - ev\alpha_t) \rightarrow ev\alpha_{wt} = \frac{\Sigma x * 2 * \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + (\operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t)$$

$$= \frac{\Sigma x * 2 * \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + \left(\operatorname{tg} \alpha_t - \frac{\pi * \alpha_t}{180^\circ} \right) = 0,015905$$

Hodnota 0,015905 spadá dle tabulky hodnot evolventní funkce mezi úhel $20^\circ 20'$ a $20^\circ 30'$.

Hodnoty těchto úhlů jsou vyznačeny v tabulce.

Vztah pro výpočet hledaného x :

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$$

$ev \alpha$		α	
x_1	$20^\circ 20'$	y_1	0,015689
x	? (hledané)	y	0,015905
x_2	$20^\circ 30'$	y_2	0,016092

Tabulka 2 - evolventní funkce

$$x = x_1 + \frac{(y - y_1) * (x_2 - x_1)}{(y_2 - y_1)} = 20,422^\circ$$

$$a_w = \frac{a * \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 30,499 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = 2 * \left(a_w - \frac{d_{f2}}{2} - m * c_a^* \right) = 23,678 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 2 * \left(a_w - \frac{d_{f1}}{2} - m * c_a^* \right) = 40,914 \text{ mm}$$

Porovnání:

KISSsys		Ruční výpočet	
da_1	23,681mm	da_1	23,678mm
da_2	40,916mm	da_2	40,914mm
df_1	19,635mm	df_1	19,634mm
df_2	36,870mm	df_2	36,870mm

Tabulka 3 - porovnání výsledků

Výsledky ručního výpočtu se nepatrně liší oproti softwarovému výpočtu, jelikož čísla byla zaokrouhlována na tři desetinná místa. Software během výpočtu čísla nezaokrouhluje, zaokrouhluje pouze výsledky.

Výpočet byl proveden pomocí základní geometrické charakteristiky pro vnější válcové korigované soukolí s šikmými zuby. [1] Výpočet rozměrů mezi satelitem a korunovým kolem (2 - 3) by byl lehce odlišný, protože se jedná o vnitřní válcové korigované soukolí se šikmými zuby.

4.4. Výpočet a kontrola spojů

MITCalc je přídavek do programu Excel a slouží k provádění strojírenských a technických výpočtů. Je používán zejména k návrhu součástí a výpočtů s nimi spjatými. Ovládání je jednoduché a intuitivní. MITCalc obsahuje návrhové a kontrolní výpočty ozubení (čelní, kuželové, šnekové), řemenů (klínové, ozubené, řetězové), ložisek, nosníků, hřídelí, spojů (šroubové, čepové, hřídelové), tolerancí a spoustu dalších. Software je propojen s CAD systémy a umožňuje export výkresu nebo 3D modelu do těchto systémů.

4.4.1. Výpočet těsného pera

Pero umožní přenos momentu z výstupní hřídele motoru na vstupní hřídel převodovky. Ze specifikace motoru je vidno, že průměr výstupní hřídele motoru činí 38 mm. Pera jsou normalizována dle ČSN 02 2562. Pro zjištění potřebných údajů pro pera a drážky se postupuje podle normy. Pro průměr hřídele 30 mm až 38 mm se volí pero 10x8 (šířka x výška). Norma také obsahuje rozměry drážky a její zaoblení, uložení a tolerance.

Po vybrání potřebného rozšíření v MITCalc (Spoje → Hřídelové spoje) se otevře list s výpočtem tvarových spojů hřídele s nábojem. Toto rozšíření obsahuje výpočty pro přesná pera, Woodruffova pera, rovnoboké a evolventní drážkování a pevnostní kontroly těchto spojů. Všechny typy však mají společné vstupní údaje pro výpočet. Díky tomu lze porovnat výhodnější spoj, a to z hlediska rozměrů spoje, potřebného prostoru či bezpečnosti.

Před zahájení výpočtu je nutné specifikovat vstupní údaje. Mezi tyto údaje spadá přenášený výkon, otáčky, materiál hřídele či náboje, způsob zatížení a předběžný návrh hřídele. Následně je nutné vybrat normu, podle které bude program vybírat jednotlivé rozměry. K výpočtu byl použit typ pera K, tzn. dle normy ČSN 02 2562. Poté stačí vybrat materiál pera, dosadit průměr hřídele a program automaticky vyplní všechny potřebné rozměry dle normy. U některých rozměrů se nachází možnost zaškrtnutí. V takové případě se při zaškrtnutí rozměr vyplní automaticky dle nejvhodnější možnosti vzhledem k zadaným parametrům (viz Obrázek 39).

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Společné vstupní údaje			
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Přenášený výkon	P	18,80 [kW]
1.3	Otáčky hřídele	n	3000,0 [1/min]
1.4	Krouticí moment	T	59,84 [Nm]
1.5 Způsob zatížení, provozní parametry			
1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný	
1.7	Typ zatížení	Plynulý	
1.8	Charakter provozu	Jednosměrný	
1.9	Počet rozběhů v tisících	10	
1.10	Požadovaná životnost spoje	15000	[h]
1.11 Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele			
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_n	0,000 [mm]
1.14	Požadovaná bezpečnost	s_p	1,70
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min}	15,5 [mm]
1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]	
1.17	Mez pevnosti v tahu	R_{min}	350 [MPa]
1.18	Dovolený tlak	p_D	90 [MPa]
1.19	Dovolené napětí v krutu	τ_D	140 [MPa]
1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_D	140 [MPa]
1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]	
1.22	Mez pevnosti v tahu	R_{min}	350 [MPa]
1.23	Dovolený tlak	p_D	90 [MPa]
1.24	Dovolený tlak	p_D	90 [MPa]
1.25	Provozní koeficienty		
1.26	Koeficient provedení spoje	K_c	1,0
1.27	Koeficient využití spoje	K_s	1,0
1.28	Koeficient životnosti	K_v	1,0
1.29	Koeficient opotřebení	K_w	0,7
A + Přesná pera			
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů			
2.1 Parametry spoje			
2.2	Typ pera	K...CSN 022562	
2.3	Počet per	1	
2.4	Koeficient rozložení zatížení	K_1	1,00
2.5	Celkový provozní koeficient	K_2	1,00 <input checked="" type="checkbox"/>
2.6 Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]			
2.7	A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]		
2.8	Mez pevnosti v tahu	R_{min}	350 [MPa]
2.9	Dovolený tlak	p_D	90 [MPa]
2.11 Návrh rozměrů spoje			
2.12	Pera pro průměry	6 ~ 230	[mm]
2.13	Min. průměr hřídele	d_{min}	15,5 [mm]
2.14	Průměr hřídele	d	38,000 32 [mm]
2.15	Pero	10 x 8	<input checked="" type="checkbox"/>
2.16	Šířka / výška pera	b / h	10 8 [mm]
2.17	Zaoblení pera / sražení hran	R / s	5 0,7 [mm]
2.18	Parametry drážky v hřídeli	t / d_1	4,7 33,3 [mm]
2.19	Minimální funkční délka pera	L_{min}	18,7 [mm]
2.20	Minimální délka pera	L_{min}	28,7 [mm]
2.21	Dovolený rozsah délek pera		25 ~ 110 [mm]
2.22	Zvolená délka pera	L	32,000 50 [mm] <input checked="" type="checkbox"/>
3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly spoje			
3.1 Kontrola hřídele na krut			
3.2	Dovolené napětí v krutu	τ_D	140 [MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ	8,3 [MPa]
3.4	Bezpečnost		16,96
3.5 Kontrola otláčení drážky hřídele			
3.6	Dovolený tlak	p_D	90 [MPa]
3.7	Srovnávací tlak	p	44,9 [MPa]
3.8	Bezpečnost		2,00
3.9 Kontrola pera na otláčení			
3.10	Dovolený tlak	p_D	90 [MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p	44,9 [MPa]
3.12	Bezpečnost		2,00
3.13 Kontrola otláčení drážky náboje			
3.14	Dovolený tlak	p_D	90 [MPa]
3.15	Srovnávací tlak	p	39,2 [MPa]
3.16	Bezpečnost		2,30

Obrázek 39 - výpočet těsného pera v MITCalc

4.4.2. Výpočet rovnobokého drážkování

Rovnoboké drážkování bylo použito pro přenos momentu z unášече na výstupní hřídel převodovky. Vstupní hodnoty jsou identické se vstupními hodnotami pro výpočet těsného pera. Pro výpočet je nutné vybrat normu, dle které budou hodnoty vyplňovány. Pro tento výpočet drážkování byla použita norma ČSN ISO 14. Dále je potřeba vybrat rozměry drážkování, které jsou voleny podle průměru díry. Po vybrání program vypočte potřebné rozměry a provede kontrolu tohoto spoje (viz Obrázek 40).

6.1 Parametry spoje			
6.2 Typ drážkování	D...ISO 14 - Lehká řada		
6.3 Koeficient rozložení zatížení	K_L	0,75	
6.4 Celkový provozní koeficient	K_S	1,00	<input checked="" type="checkbox"/>
6.5 Návrh rozměrů spoje			
6.6 Drážkování pro průměry		26 ~ 120	[mm]
6.7 Min. průměr hřídele	d_{min}	15,5	[mm]
6.8 Drážkování	26 - 6x23x26		
6.9 Vnější průměr drážkování	D	26	[mm]
6.10 Vnitřní průměr drážkování	d	23	[mm]
6.11 Počet drážek	n	6	
6.12 Šířka zubu	b	6	[mm]
6.13 Sražení (zaoblení) hran	s	0,3	[mm]
6.14 Min. funkční délka drážkování	L_{min}	22,8	[mm]
6.15 Zvolená délka drážkování	L	25,000	20 [mm] <input checked="" type="checkbox"/>

7.0 Pevnostní kontroly spoje			
7.1 Kontrola hřídele na krut		7.5 Kontrola otláčení na bocích drážkování	
7.2 Dovolené napětí v krutu	τ_D	140	[MPa]
7.3 Srovnávací napětí	τ	25,0	[MPa]
7.4 Bezpečnost		5,59	
7.6 Dovolný tlak	p_D	90	[MPa]
7.7 Srovnávací tlak	p	48,2	[MPa]
7.8 Bezpečnost		1,87	

Obrázek 40 - rovnoboké drážkování

Kontrola délky drážkování:

Zadané parametry:

$M_k = 59,84 \text{ Nm}$

Drážkování: $z \times d \times D = 6 \times 23 \times 26$

$n = 3000 \text{ min}^{-1}$

$p_D = 90 \text{ MPa}$

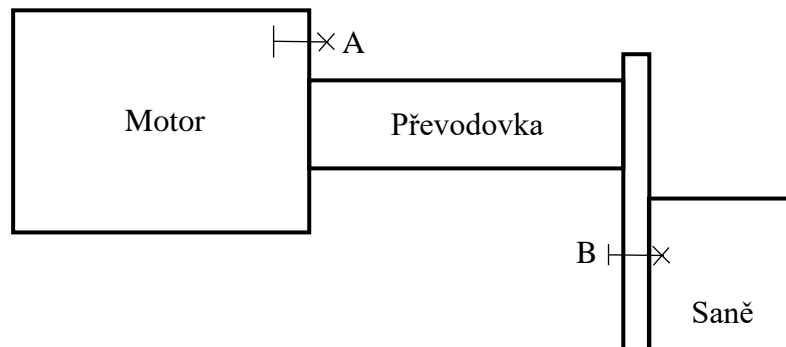
$$L \geq \frac{2 * M_k}{0,75 * \left(\frac{D-d}{2}\right) * z * p_D} \geq 8,04 \text{ mm}$$

Délka drážkování vyhovuje. Výpočet se liší, jelikož software bere v úvahu více faktorů.

Výpočet pomocí softwaru je přesnější.

4.4.3. Kontrola šroubových spojů

Schéma:



Spojení A – příruba převodovky k přírubě motoru

Počet šroubů: $i = 4$. Rozměry desky: $a = 196$ mm (čtvercový tvar); $t = 10$ mm

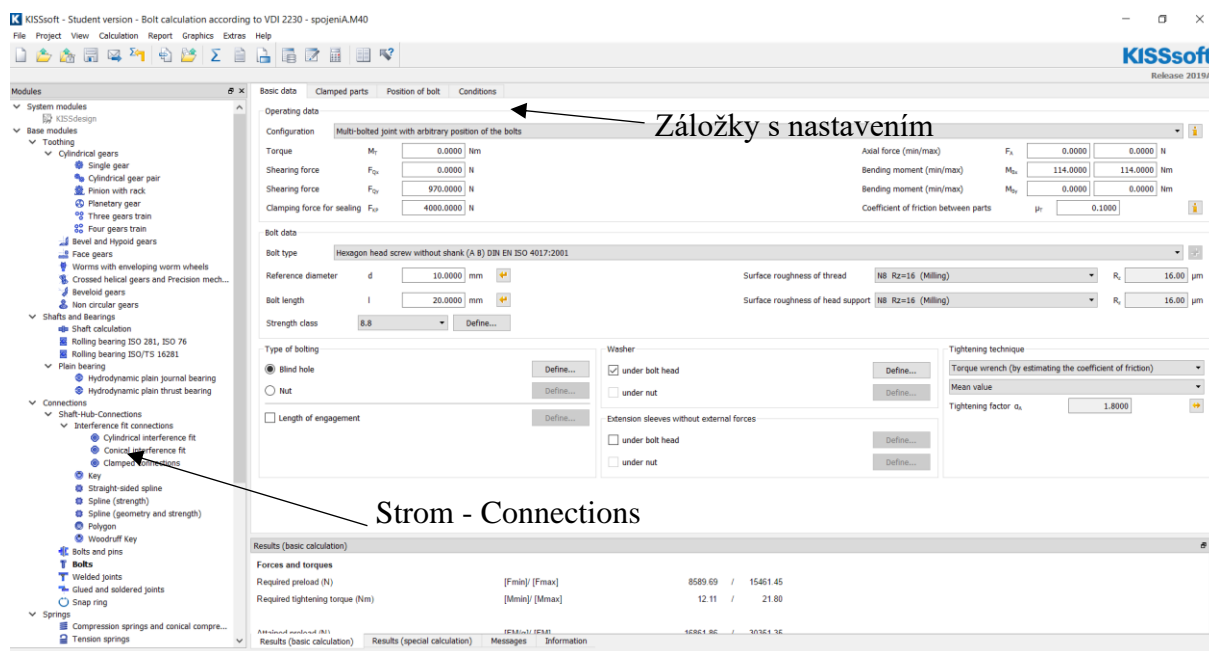
Vzdálenost od osy: díry jsou umístěny na kružnici o poloměru 75 mm, vždy s posunutím o 90°

Spojení B – deska k saním

Počet šroubů: $i = 4$. Rozměry desky: $a = 410$ mm; $b = 140$ mm; $t = 15$ mm

Vzdálenost od osy: $x_{1,2} = 85$ mm; $x_{3,4} = -85$ mm; $y_{1,3} = 30$ mm; $y_{2,4} = -30$ mm

Pro kontrolu byl použit program KISSsoft. Ve stromě programu se nachází sekce spojení (Connections), která slouží pro kontrolu například šroubových spojů. K nastavení programu je nutné zadat vstupní hodnoty šroubového spoje. Mezi tyto hodnoty spadá zatížení systému příčnou silou a momentem. Dále je nutné vybrat použitý šroubový spoj a jeho tvrdost. Poté následuje výběr přídavných informací o spojení jako například, zdali spoj využívá podložky, matice a tak podobně (viz Obrázek 41). Nakonec se určí rozměry spojovaných částí a rozmístění šroubů vzhledem k osám. Program také nabízí možnost určit podmínky systému (teplota, počet zatížení a tak dále). Po spuštění výpočtu program umožňuje vygenerování reportu, ve kterém se nachází veškeré potřebné informace ohledně spoje.



Obrázek 41 - nastavení výpočtu v KISSsoft

V reportech se nachází údaje o bezpečnosti spoje. Spoje A i B vyhovují (viz Obrázek X a Obrázek Y). Reporty jsou v příloze bakalářské práce (viz Příloha 2 a 3). Report obsahuje i potřebný utahovací moment. Po zprůměrování utahovacího momentu s utahovacím koeficientem 1 a 1,8 ($\frac{M_{U1.8} + M_{U1}}{2}$) vyjde ideální utahovací moment. U spoje A se utahovací moment rovná $\frac{21,8 + 12,11}{2} = 16,96$ Nm a u spoje B se rovná $\frac{50,72 + 28,18}{2} = 39,42$ Nm.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Safety against yield point	[SF]	2.28
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	5.58

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	2.85

Obrázek 42 - bezpečnost spoje A

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Safety against yield point	[SF]	3.11
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	9.43

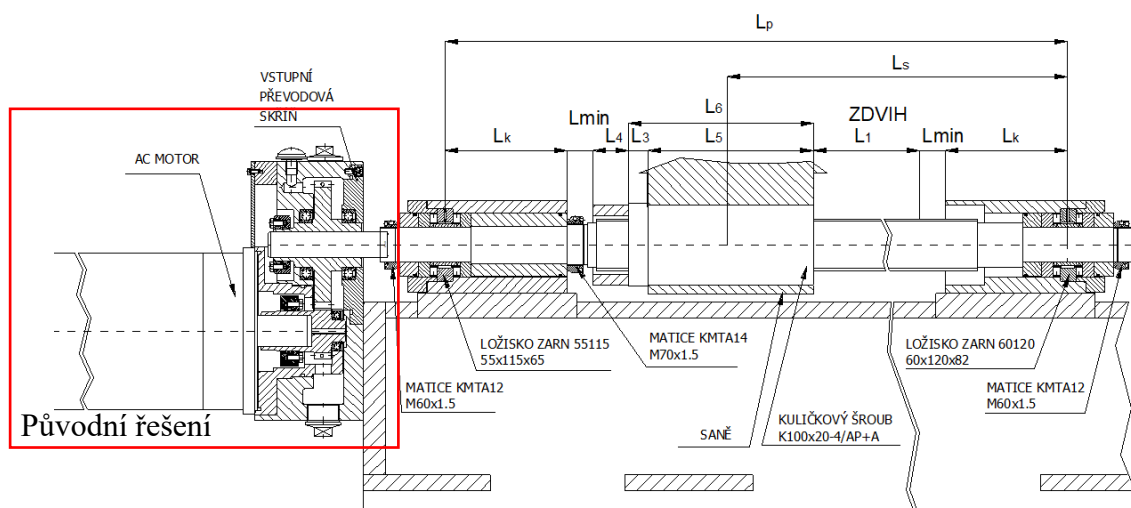
Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	3.52

Obrázek 43 - bezpečnost spoje B

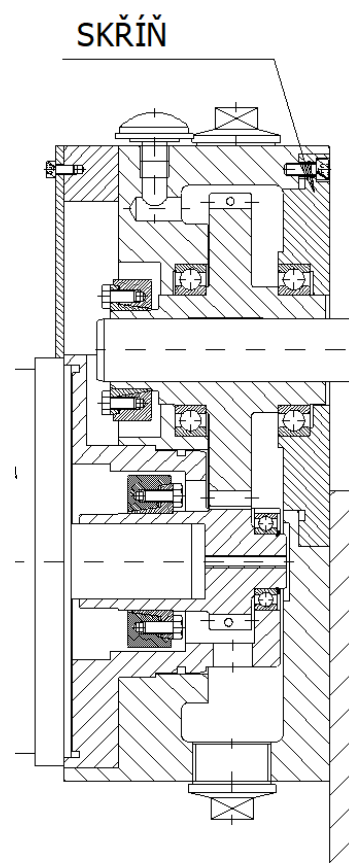
4.5. Porovnání původního a nového řešení

4.5.1. Původní řešení



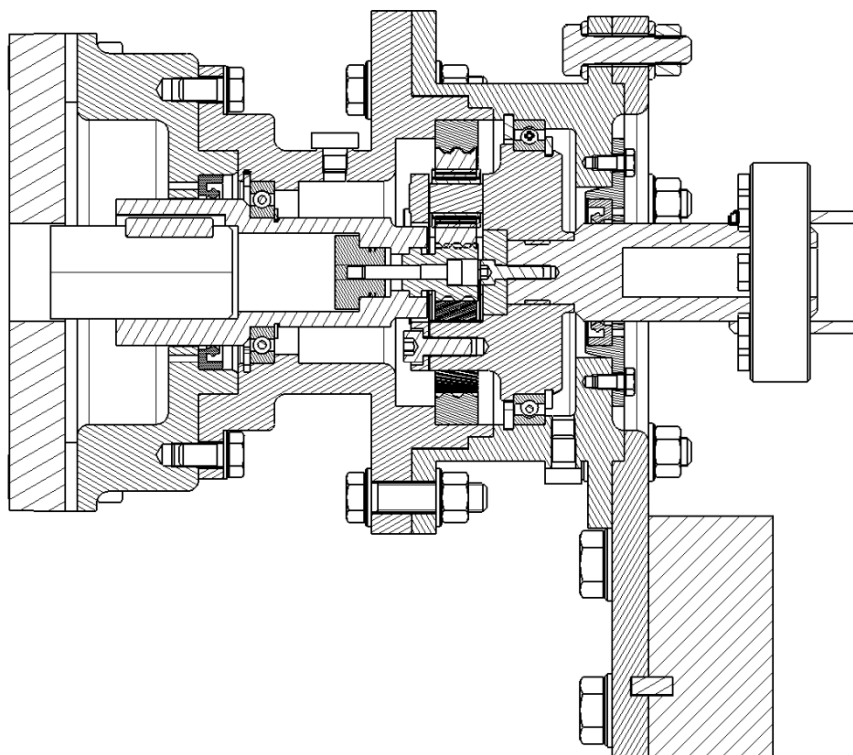
Obrázek 44 - dosavadní řešení

Původní řešení využívá pro přenos kroutícího momentu jednostupňovou převodovku s čelními ozubenými koly s přímým ozubením. Vstupní hřídel je uložena pomocí kuličkového ložiska. Přenos momentu z motoru na vstupní hřídel s ozubeným kolem je uskutečněn pomocí kotoučové svěrné spojky. Přenos momentu ze vstupní na výstupní hřídel je realizován opět pomocí kotoučové svěrné spojky. Výstupní hřídel je uložena pomocí dvou kuličkových ložisek. Převodová skříň obsahuje otvory v horní a spodní části skříňe pro napouštění a vypouštění oleje.

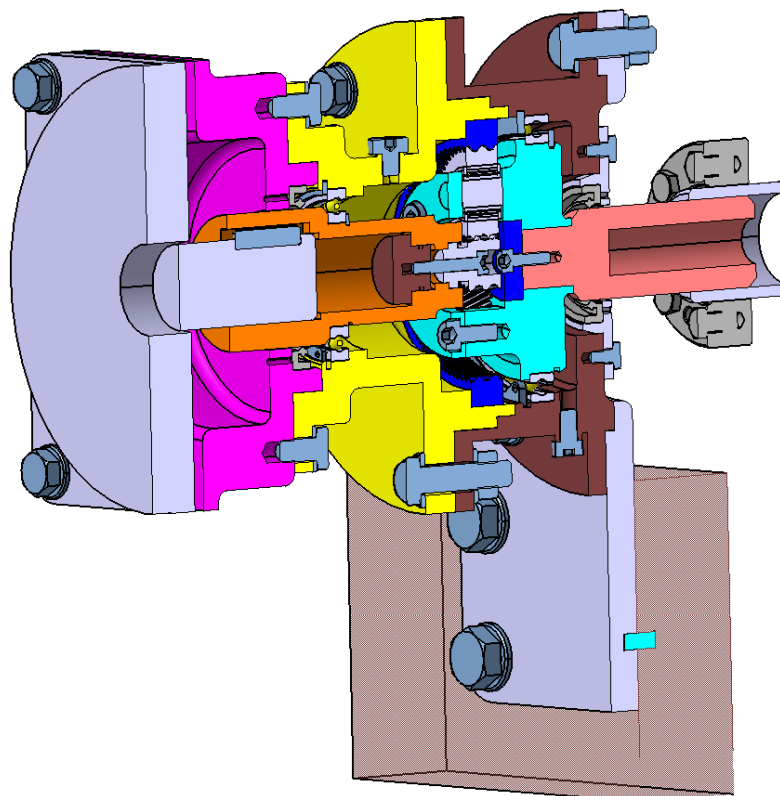


Obrázek 45 - detail

4.5.2. Nové řešení



Obrázek 46 – nové řešení



Obrázek 47 – 3D pohled

Nový návrh byl řešen pomocí planetové převodovky. Požadavek na životnost je 15 000 hodin. Mazání je dosaženo pomocí olejové lázně a rozstříku. Přenos kroutícího momentu ze vstupní hřídele na výstupní hřídel je realizován ozubenými koly, a to pomocí centrálního ozubeného kola, třemi satelity a korunovým kolem. Ozubená kola mají šikmé ozubení, což je výhodné kvůli záběru více zubů najednou a kvůli větší únosnosti. Satelity přenášejí kroutící moment na unašeč, který je připojen na výstupní hřídel. Přenos momentu je umožněn rovnobokým drážkovaním. Přenos kroutícího momentu z motoru na vstupní hřídel převodovky je realizován pomocí přesného pera a z výstupní hřídele převodovky na kuličkový šroub pomocí kotoučové svěrné spojky od firmy Stüwe (typ HSD 50 – 22).

Upevnění a umístění převodovky je řešeno spojením příruby na vstupní straně s motorem a příruby na výstupní straně s deskou. V obou případech byl použit šroubový spoj. Deska je navržena tak, aby vycentrovala osy výstupního hřídele převodovky a kuličkového šroubu. Deska je přišroubována k saním pomocí čtyř šroubů a obsahuje otvory pro středící kolíky k dosažení co největší přesnosti.

Dále byla použita dvě kuličková ložiska, která byla umístěna na vstupní hřídeli a unašeči. Pro výpočet životnosti, namáhání a bezpečnosti byl použit program KISSsys, který zkontroloval pozici a typy ložisek. Každé ložisko je zajištěno pojistným kroužkem na každé straně.

Olejová lázeň poskytuje dostatečné mazání potřebných částí. Díky částečnému ponoření satelitu do lázně dochází k rozstříku oleje v prostoru skříně. K napuštění a vypuštění slouží otvory v horní a spodní části skříně. Otvor s vypouštěcím šroubem byl umístěn v poloze, ve které je možno vypustit největší objem oleje ze skříně převodovky bez nutnosti demontáže. Ke správné funkčnosti převodovky musí být zamezeno úniku oleje. Převodovka obsahuje místa, která by způsobovala únik oleje, proto jsou v převodovce použita gufera a těsnící kroužek. Gufera zabraňují úniku oleje ze skříně a vyskytují se na vstupní a výstupní straně převodovky. Pro dosažení maximální funkčnosti gufera musí mít hřídel v místě dotyku tvrdost alespoň 50 HRC. Otvor v přírubě (či víku) u ramene gufera usnadňuje demontáž. Těsnící kroužek umístěný v drážce ve víku (spoj s centrálním kolem) zamezuje úniku oleje. Celkově tyto prvky vylučují jakýkoli únik.

Díky použití šroubových spojů je možné převodovku jednoduše demontovat.⁵

4.5.3. Použité prvky u nového řešení

Spojení hřídele a náboje pomocí těsného pera je normalizováno dle ČSN 02 2507. Výstupní hřídel motoru má průměr 38 mm. Pro tento průměr se používá pero 10x8 (šířka x výška). Hloubka drážky v hřídeli činí $t = 4,7_0^{+0,2} \text{ mm}$ a v náboji $t_1 = 3,3_{+0,2}^{+0,4} \text{ mm}$. Šířka drážky je $b = 10_{-0,051}^{-0,015} \text{ mm}$ a její zaoblení je $R = 0,6_{-0,2}^0 \text{ mm}$. Mezní úchylka délky pro drážku činí $l = 32_0^{+0,3} \text{ mm}$.

Zaoblení těsného pera 10x8 dosahuje rozměru $R = 0,7_0^{+0,2} \text{ mm}$. Délka pera je normalizována a pero může být dlouhé 25 až 110 mm. Pera jsou vyráběna v určitých délkách. Po výpočtu a kontrole bylo tedy zvoleno pero s délkou 32 mm. Mezní úchylka délky pro pera činí $l = 32_{-0,3}^0 \text{ mm}$. [15]

Ložiska byla vybrána z katalogu firmy SKF. Jednořadá kuličková ložiska upravuje norma ČSN 02 4635. Software KISSsys určil toleranci hřídelí J6. Jsou použity celkem 3 typy ložisek. SKF 16009 (1x), SKF 61820 (1x) a SKF NKI 12/20 (3x). Veškeré požadavky pro správnou funkčnost jsou uvedeny v katalogu výrobce.

Gufero neboli hřídelový těsnící kroužek upravuje norma ČSN 02 9401. V místě dotyku gufera s povrchem by měl dosahovat tvrdosti alespoň 50 HRC a veškeré nerovnosti by měly mít oblý profil k zabránění opotřebení a následnému nedostatečnému těsnění. Norma dále uvádí rozměry gufera podle průměru hřídele. Veškeré požadavky pro správnou funkčnost jsou uvedeny v katalogu výrobce. Příklad rozměrů pouzdra, ve kterém je gufero umístěno: průměr pouzdra $D = 80 \text{ H8}$; sražení hrany $r_{max} = 0,8 \text{ mm}$; sražení hrany pro usnadnění montáže činí $2 \times 30^\circ$ (dle katalogu $15^\circ - 30^\circ$); šířka pouzdra musí být minimálně o 0,3 mm širší, než je šířka gufera, tzn. $B_{min} = 10,3 \text{ mm}$.

Pojistné kroužky pro hřídele a pro díry jsou normovány (ČSN 02 2930 a ČSN 02 2931). V sestavě jsou použity dva pojistné kroužky pro hřídele a dva pojistné kroužky pro díry. Příklad rozměrů pro pojistný kroužek na vstupní hřídeli: tloušťka $s = 1,75 \text{ h11}$, vnitřní průměr kroužku $d_3 = 35,2_{-0,5}^{+0,25} \text{ mm}$, průměr drážky $d_2 = 38 \text{ h12}$; šířka drážky $m = 1,85 \div 2,5 \text{ mm}$.

4.5.4. Porovnání

Nové řešení pomocí planetové převodovky se liší tím, že motor – převodovka – kuličkový šroub mají stejnou osu. Jsou tedy souosé. Kotoučová svěrná spojka byla použita pouze k přenosu momentu z výstupní hřídele převodovky na kuličkový šroub, kdežto v původním řešení byla použita vícekrát pro přenos momentu na ozubené kolo a poté z ozubeného kola na výstupní hřídel. Skříň převodovky se liší. V původním řešení se nevyskytují hřídelové těsnící kroužky (gufera), úniku oleje brání nalisování a těsnící O-kroužky.

4.6. Technicko - ekonomické zhodnocení

Hodnotí se použitá provedení. V novém řešení byl použit rozdílný typ převodovky. Z toho důvodu bylo nutné změnit i umístění motoru. Řešení s planetovou převodovkou používá ozubená kola s šikmými zuby, kdežto původní řešení mělo ozubení přímé. Planetová převodovka, ve srovnání s běžnými převodovkami s čelními koly pro převody větší než 4, vykazuje menší rozměry. Průměr skříně se určuje podle průměru korunového kola, jehož zatížení je určeno několika satelity. Ložiska centrálního kola a unášeče nejsou zatížena radiálními silami, což zvyšuje životnost a umožňuje volit menší tloušťku stěny skříně převodovky. Konstrukce skříně je založena na tělesech válcovitého tvaru, která umožňují spojení přírubami, které snižují náklady na výrobu a montáž. Spojení výstupní hřídele převodovky s kuličkovým šroubem pevnou třecí spojkou zajišťuje bezvůlovost, a tím dobré dynamické vlastnosti polohového servomechanizmu.

Existuje několik možností, jak zanalyzovat a kvantifikovat kvalitu řešení. K porovnání původního a nového řešení lze například ke každému prvku přiřadit určitou hodnotu, kdy hodnota může být maximálně stejně velká, jako je ideální řešení. Po sečtení výsledných hodnot se určí výhodnější varianta.

Porovnání obou řešení

Je nutné zvážit, které vlastnosti jsou potřebné a ovlivňují celkové řešení. Tyto vlastnosti musí být relevantní. Převodovka má za úkol přenášet moment a zároveň měnit otáčky a moment. Transformace momentu je jeden z hlavních faktorů. Důležité je také například demontáž či vypouštění a napouštění oleje.

Veškeré relevantní faktory jsou tedy vyplněny v následující tabulce, kde je jim přidělena hodnota (0 – nejhorší; 5 – ideální).

Z technického hlediska jsou porovnávány charakteristické znaky převodovky, jako je transformace, použitá ozubená kola, hlučnost, zástavbový prostor, demontáž a tak podobně. Z ekonomického hlediska se srovnávají náklady na výrobu daného řešení. Spadají sem například výrobní náklady, náklady na servis (výměna spojů, demontáž), nákupní náklady (šroubové spoje, těsnění a tak dále).

Parametr	Původní řešení	Nové řešení	Ideální řešení
Transformace momentu a otáček	4	4	5
Ozubená kola	3	5	5
Hlučnost	3	4	5
Zástavbový prostor	4	3	5
Těsnění	4	4	5
Demontáž	3	5	5
Použité spoje	4	4	5
Životnost	4	4	5
Součet	29	33	40
Hodnocení	72,5%	82,5%	100%

Tabulka 4 – porovnání z technického hlediska

Parametr	Původní řešení	Nové řešení	Ideální řešení
Výrobní náklady	3	4	5
Nákupní náklady	4	4	5
Servisní náklady	3	4	5
Součet	10	12	15
Hodnocení	66,67%	80%	100%

Tabulka 5 - porovnání z ekonomického hlediska

Tabulky naznačují, že nové řešení je z ekonomického i technického hlediska výhodnější. Po použití této analýzy lze případně vylepšit méně vyhovující parametry a upravit je.

Zhodnocení nového řešení

Hodnocení jednotlivého řešení je možné zrealizovat například pomocí SWOT analýzy. Tato analýza porovnává silné stránky (S – strengths), slabé stránky (W – weaknesses), příležitosti (O – opportunities) a hrozby (T – threats). Pro konečný výsledek se sečtou hodnoty silných stránek a příležitostí a odečtou se slabé stránky a hrozby. Výsledné číslo (kladné či záporné) určí, zdali je řešení výhodné či nikoli.

V případě SWOT analýzy je nutné rozřadit prvky převodovky do správné skupiny. K určení co nejpřesnějšího výsledku je potřeba vyplnit co nejvíce hodnot a přiřadit jim správné váhy.

S	Silné stránky	W	Slabé stránky	
	Šikmé ozubení	+4	Sestavení převodovky	-2
	Planetová převodovka	+4	Zajištění ložisek pojistnými kroužky	-3
	Šroubové spoje	+4	Hřídele alespoň 50HRC kvůli guferům	-2
	Součet	+12	Součet	-7
O	Příležitosti	T	Nebezpečí	
	Snadná výměna oleje	+4	Špatné vycentrování desky s osami	-4
	Snadná výměna šroubů	+3	Špatné nasazení gufera	-3
	Součet	+7	Součet	-7

Skóre	+5
-------	----

Tabulka 6 - SWOT

Z výsledku lze konstatovat, že pozitiva převažují nad negativy. Lze tedy považovat nové řešení za výhodné.

Závěr

Hlavním tématem bakalářské práce byla konstrukce planetové převodovky, přesněji jednostupňový reduktor pro posuvové mechanismy. Na tuto převodovku je napojen motor Siemens 1FT7108-5SF7. Konstrukční řešení muselo být řešeno vzhledem k nově zadaným požadavkům. Dále muselo být dosaženo potřebné životnosti, tedy 15 000 hodin. V první části bakalářské práce byla provedena rešerše převodovek (obecné informace, rozdělení), typy planetových převodovek a pohonů obráběcích strojů.

Druhá část se zabývá konstrukčním řešením převodovky s ohledem na nově stanovené požadavky. Nejprve byly provedeny výpočty v programu KISSsys pomocí typizovaného modelu. Výpočty se zabíraly návrhem ozubených kol, ložisek, návrhem hřídelí či kontrolou životnosti použitých prvků. Poté byl proveden návrh spojů v rozšíření MITCalc a programu KISSsoft. Byla provedena kontrola výpočtů u některých vybraných spojů. Díky integraci softwaru KISSsys s CAD programy bylo možné importovat 3D model převodovky do softwaru CATIA v5. V CAD systému byl vytvořen model a výkresy. Dále bylo provedeno porovnání z hlediska použitých prvků v novém a dosavadním řešení. V poslední řadě bylo použito technicko – ekonomické zhodnocení.

Knižní publikace

- [1] KRÁTKÝ, KRÓNEROVÁ, HOSNEDL. *Obecné strojní části 2*. Plzeň: ZČU, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.
- [2] BUREŠ, V. *Části strojů II*. Plzeň: VŠSE, 1982.
- [3] KRÁTKÝ, HOSNEDL. *Strojní části 2 – Převodové mechanismy*. Plzeň: ZČU. 1998.
- [4] MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II*. Ostrava: Montanex a.s., 2001. ISBN 80-7225-051-5.
- [5] HOSNEDL, KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra – Obecné strojí části 2*. Praha: Computer Press, 2000. ISBN 80-722-202-5
- [6] BOLEK, KOCHMAN A KOLEKTIV. *Technický průvodce 6 – Části strojů*. Praha: SNTL. 1990. ISBN 80-03-00426-8
- [7] HUDEC, Z. *Planetové převody*. 2018
- [8] BARUFFALDI. *2-Speed Planetary Gearboxes guide*. Milán, 2019.
- [9] ZF. *Planetary Gearboxes for Servomotors ZF-Servoplan PG*. Friedrichshafen, 2015.
- [10] ZF. *Two-Speed Gearbox for Machine Tools ZF Duoplan 2K*. Friedrichshafen, 2020.
- [11] NEUGART. *Precision gearbox catalog*. Kippenheim, 2017.
- [12] ŽENÍŠEK, JENKUT. *Výrobní stroje a zařízení*. Praha: SNTL. 1986.
- [13] BRENÍK, PÍČ A KOLEKTIV. *Obráběcí stroje – Konstrukce a výpočty*. Praha: SNTL. 1986
- [14] LAŠOVÁ, V. *Základy stavby obráběcích strojů*. Plzeň: ZČU. 2012. ISBN 978-80-261-0126-0
- [15] ŘASA, ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 9788071833123.

Internetové zdroje

- [16] 3D model. GraCAD [online]. [cit. 15.12.2019]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/v160-6-speed-manual-transmission-getrag-233-1>
- [17] Převodovky. Střední průmyslová škola Olomouc [online]. [cit. 15.12.2019]. Dostupné z: <https://www.spssol.cz/rsimages/DIGI1/html/cad/P%C5%99evodovky/Modul.html>
- [18] Základy kuličkových šroubů - Portál pro strojní konstruktéry. Portál pro strojní konstruktéry [online]. [cit. 15.12.2019]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/novinka/zaklady-kulickovych-sroubu>
- [19] Synchronní stroje. Technická univerzita Ostrava [online]. [cit. 15.12.2019]. Dostupné z: http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/Bakalarske_FS/prednasky/sylab_synchronni%20stroje_bc%20FS.pdf
- [20] Asynchronní motor. Škoda Auto [online]. [cit. 15.12.2019]. Dostupné z: http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2018/09/Lux-Asynchronni_motor.pdf
- [21] Stejnoseměrný motor. Studijní materiály elektro [online]. [cit. 15.12.2019]. Dostupné z: <http://www.mbest.cz/wp-content/uploads/2013/01/T4-Stejnosem%C4%9Brn%C3%BD-stroj.pdf>
- [22] Lineární motory. Moog Brno-home CZ [online]. [cit. 15.12.2019]. Dostupné z: http://www.moogbrno.cz/mt-content/uploads/2017/09/cz_lin-obecne_020909.pdf
- [23] Hydraulické mechanismy. ČVUT Praha [online]. [cit. 15.12.2019]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~beckajan/predn_design_KON_I_12.pdf

Seznam obrázků

Obrázek 1 - 3D model převodovky [17]	14
Obrázek 2 - podříznutí zubu [5]	16
Obrázek 3 - špičatost zubu [1].....	16
Obrázek 4 - převodovky se stálou polohou os [1].....	17
Obrázek 5 - jednostupňová převodovka [1]	18
Obrázek 6 - vícerychlostní převodovka [7].....	18
Obrázek 7 - pohybový šroub a matice [18].....	19
Obrázek 8 - mazání rozstříkem [1].....	21
Obrázek 9 - schéma planetové převodovky [5].....	22
Obrázek 10 - typy planetových převodovek [6].....	23
Obrázek 11 - převodovka Baruffaldi [8]	25
Obrázek 12 - převodovka ZF Duoplan [9]	26
Obrázek 13 - převodovka ZF Servoplan [10].....	27
Obrázek 14 - převodovka Neugart PFHE [11].....	28
Obrázek 15 - převodovka Neugart PLQE [11].....	29
Obrázek 16 - převodovka Neugart PSBN [11].....	29
Obrázek 17 - převodovka Neugart PLFN [11].....	30
Obrázek 18 - synchronní motor [14].....	33
Obrázek 19 - asynchronní motor [14]	34
Obrázek 20 - Lineární motor [21]	35
Obrázek 21 - parametry motoru	36
Obrázek 22 - parametry motoru	37
Obrázek 23 - rozměry motoru	37

Obrázek 24 - model typizovaného programu 1_rychl_planet_posuv	38
Obrázek 25 - rozhraní programu	39
Obrázek 26 - vstupní parametry	40
Obrázek 27 - výstupní parametry	40
Obrázek 28 - vypočtený převodový poměr	40
Obrázek 29 - nastavení požadavků na ozubení	40
Obrázek 30 - nastavení funkce Fine Sizing.....	41
Obrázek 31 - umístění částí převodovky	41
Obrázek 32 - nastavení LoadSpectrum	42
Obrázek 33 - minimální dovolené bezpečnosti ozubení	42
Obrázek 34 - výsledné hodnoty ozubení	43
Obrázek 35 - výsledné hodnoty hřídelí	43
Obrázek 36 - umístění ložisek	44
Obrázek 37 - životnost při jednotlivých zatíženích.....	44
Obrázek 38 - výstup z KISSsys.....	44
Obrázek 39 - výpočet těsného pera v MITCalc.....	48
Obrázek 40 - rovnoboké drážkování	49
Obrázek 41 - nastavení výpočtu v KISSsoft	51
Obrázek 42 - bezpečnost spoje A	51
Obrázek 43 - bezpečnost spoje B	51
Obrázek 44 - dosavadní řešení	52
Obrázek 45 - detail	52
Obrázek 46 – nové řešení	53
Obrázek 47 – 3D pohled.....	53

Seznam tabulek

Tabulka 1 - vstupní parametry	36
Tabulka 2 - evolventní funkce.....	46
Tabulka 3 - porovnání výsledků.....	46
Tabulka 4 – porovnání z technického hlediska	57
Tabulka 5 - porovnání z ekonomického hlediska.....	58
Tabulka 6 - SWOT	59

Seznam použitého softwaru

Autodesk Inventor Professional 2019

CATIA v5

KISSsys

KISSsoft

MITcalc – Excel

Seznam příloh

Vevázané

Příloha č. 1 – report výpočtů KISSsys

Příloha č. 2 – report výpočtů KISSsoft – šroubový spoj A

Příloha č. 3 – report výpočtů KISSsoft – šroubový spoj B

Volně vložené

Příloha č. 4 – zadání BP

Příloha č. 5 – výkres sestavy BP KKS

Příloha č. 6 – výrobní výkres BP KKS/1

Příloha č. 7 – kusovník BP KSS/K

Příloha č. 1

Report výpočtů KISSsys

Name : Unnamed

Changed by: David Grún on: 26.07.2020 at: 15:21:56

BP

Power inputs:

_O.Boundary1			
Speed	[1/min]	115.4	
Torque	[Nm]	37.4	
Power	[kW]	0.452	

Power outputs:

_O.Boundary2			
Speed	[1/min]	20.575	
Torque	[Nm]	-202.94	
Power	[kW]	0.437	

Calculations:

_O.Stage1.CalcStage
_O.Stage1.Carrier.Planet.Planet_calc
_O.Stage1.Stage1_calc

_O.Stage1.CalcStage

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Calculation of scuffing:

The entered gear pair data is outside the boundary of the calculation method!

The application of ISO/TS 6336-21 has following limitations:

wBt (=142.1 N/mm) >= 150.0 N/mm

1.0 m/s <= v(=0.1 m/s) <= 50.0 m/s

2-> Gear 3: Measurement over pins is smaller than tip circle.

Special attention required for measurement!

Calculation of a helical planetary gear stage

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Gear 3: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Number of planets	[p]	1	3	1
Power (W)	[P]		451.966	
Speed (1/min)	[n]	115.4		0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)	[n2]		53.2	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]		20.6	
Torque (Nm)	[T]	37.4	0.0	172.4
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]		209.765	
Application factor	[KA]		1.25	
Distribution factor	[Kv]		1.00	
Required service life (h)	[H]		15000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-/+	-
Working flank gear 1:		Right flank		
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise		
Planet carrier direction of rotation:		clockwise		

Tooth geometry and material

Geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
Center distance (mm)	[a]		30.500	
Center distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]		0.9000	
Normal pressure angle (°)	[an]		20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]		20.0000	

Number of teeth	[z]	23	41	-106
Facewidth (mm)	[b]	17.50	16.99	17.50
Hand of gear	right	left	left	

Planetary axles can be placed in regular pitch.: 120 °

Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	5.00	15.00	
External diameter (mm)	[di]			125.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbi]			0.00

Material

Gear 1 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥ 25 HRC Jominy

J=12mm<HRC28

Gear 2 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥ 25 HRC Jominy

J=12mm<HRC28

Gear 3 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥ 25 HRC Jominy

J=12mm<HRC28

Surface hardness	----- Gear 1 ----- Gear 2 ----- Gear 3 ---			
	HRC 61	HRC 61	HRC 61	
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, life factors ZNT and YNT ≥ 0.85				
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00	20.00

Gear reference profile

1 :

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[pfP*]	0.380	(pfPmax*= 0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[paP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αKP]	0.000	
		not topping	

Gear reference profile

2 :

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[pfP*]	0.380	(pfPmax*= 0.472)

Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[qprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	

Gear reference profile

3 :

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[pfP*]	0.380	(pfPmax*= 0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[paP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[qprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αKP]	0.000	
	not topping		

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[pfP*]	0.380	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[qprP]	0.000	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000	0.000

Type of profile modification:

Tip relief (µm)	[Ca L/R]	2.0 / 2.0	2.0 / 2.0	2.0 / 2.0
-----------------	----------	-----------	-----------	-----------

Lubrication type

Type of oil	Oil bath lubrication		
Lubricant base	Oil: ISO-VG 220		
	Mineral-oil base		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm²/s)	[v40]	220.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm²/s)	[v100]	17.50	
Specific density at 15°C (kg/dm³)	[ρ]	0.895	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	

----- Gear 1 ----- Gear 2 ----- Gear 3 ---

Overall transmission ratio	[itot]	5.609		
Gear ratio	[u]	1.783	-2.585	
Transverse module (mm)	[mt]	0.958		
Transverse pressure angle (°)	[at]	21.173		
Working transverse pressure angle (°)	[awt]	20.441	17.886	
	[awt.e/i]	20.504 / 20.378		
	[awt.e/i]		17.813 / 17.958	
Working pressure angle at normal section (°)	[awn]	19.312	16.907	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	19.911	19.628	
Base helix angle (°)	[βb]	18.747		
Reference center distance (mm)	[ad]	30.648	31.127	
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	-0.1621	0.6467	
Profile shift coefficient	[x]	-0.0799	-0.0822	0.7288
Tooth thickness, arc, in module, module	[sn*]	1.5126	1.5110	2.1014
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.002	-0.002	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	22.028	39.268	101.523

Base diameter (mm)	[db]	20.541	36.617	94.669
Tip diameter (mm)	[da]	23.681	40.916	98.411
(mm)	[da.e/i]	23.681 / 23.660		
(mm)	[da.e/i]	40.916 / 40.891		
(mm)	[da.e/i]	98.411 / 98.376		
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.021		
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.025		
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.035		
Chamfer 1 / Tip rounding	in transverse section: 2, in axial section: 3, In normal section: 4	0	0	1
Tip chamfer (mm)	[hK]			0.077
Tooth tip chamfer angle (°)	[δhK]			45.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	23.681	40.916	98.564
(mm)	[dFa.e/i]	23.681 / 23.660		
(mm)	[dFa.e/i]	40.916 / 40.891		
(mm)	[dFa.e/i]	98.564 / 98.529		
Active tip diameter (mm)	[dNa]	23.681		
(mm)	[dNa]		40.916 / 40.916	
(mm)	[dNa]			98.564
(mm)	[dNa.e]	23.681		
(mm)	[dNa.e]		40.916 / 40.916	
(mm)	[dNa.e]			98.564
(mm)	[dNa.i]	23.660		
(mm)	[dNa.i]		40.891 / 40.891	
(mm)	[dNa.i]			@UNKNOWN DATADICT
{ZPP[3].dNa.E*ZR[2].ISOGeo				
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	21.922		
(mm)	[dw]		39.078 / 38.477	
(mm)	[dw]			99.477
(mm)	[dw.e]	21.931		
(mm)	[dw.e]		39.094 / 38.461	
(mm)	[dw.e]			99.518
(mm)	[dw.i]	21.913		
(mm)	[dw.i]		39.062 / 38.493	
(mm)	[dw.i]			99.436
Root diameter (mm)	[df]	19.635	36.870	102.461
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.1623/ -0.2081		
	[xE.e/i]	-0.1646/ -0.2104		
	[xE.e/i]	0.6220/ 0.5609		
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e]	19.486	36.722	102.763
(mm)	[df.i]	19.404	36.639	102.653
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.225		
(mm)	[c]		0.225 / 0.272	
(mm)	[c]			0.270
Tip clearance upper allowance (mm)	[c.e]	0.363		
(mm)	[c.e]		0.365 / 0.448	
(mm)	[c.e]			0.398
Tip clearance lower allowance (mm)	[c.i]	0.286		
(mm)	[c.i]		0.286 / 0.356	
(mm)	[c.i]			0.314
Active root diameter (mm)	[dNf]	20.766		
(mm)	[dNf]		37.835 / 37.637	
(mm)	[dNf]			101.640
(mm)	[dNf.e]	20.785		
(mm)	[dNf.e]		37.864 / 37.656	
(mm)	[dNf.e]			101.669
(mm)	[dNf.i]	20.756		
(mm)	[dNf.i]		37.817 / 37.589	
(mm)	[dNf.i]			101.590

Root form diameter (mm)	[dFf]	20.702	37.658	101.700
(mm)	[dFf.e/i]	20.655 /	20.632	
(mm)	[dFf.e/i]		37.564 /	37.514
(mm)	[dFf.e/i]			102.111 / 101.965
Involute length (mm)	[L_dFa-l_dFf]	1.609	1.748	1.658
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter, z0=	34 , x0=0.000			
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.076 /	0.050	
(mm)	[cF.e/i]		0.071 /	0.013
(mm)	[cF.e/i]			0.261 / 0.148
Addendum, mn * (haP*+x) (mm)	[ha]	0.826	0.824	1.556
(mm)	[ha.e/i]	0.826 /	0.816	
(mm)	[ha.e/i]		0.824 /	0.812
(mm)	[ha.e/i]			1.573 / 1.556
Dedendum mn * (hfP*-x) (mm)	[hf]	1.197	1.199	0.469
(mm)	[hf.e/i]	1.271 /	1.312	
(mm)	[hf.e/i]		1.273 /	1.314
(mm)	[hf.e/i]			0.565 / 0.620
Roll angle at dFa (°)	[χ_dFa.e/i]	32.864 /	32.746	
(°)	[χ_dFa.e/i]		28.567 /	28.479
(°)	[χ_dFa.e/i]			16.527 / 16.603
Roll angle to dNf (°)	[χ_dNf.e/i]	8.856 /	8.301	
(°)	[χ_dNf.e/i]		15.077 /	14.787
(°)	[χ_dNf.e/i]		13.740 /	13.288
(°)	[χ_dNf.e/i]			22.304 / 22.437
Roll angle at dFf (°)	[χ_dFf.e/i]	6.036 /	5.399	
(°)	[χ_dFf.e/i]		13.111 /	12.754
(°)	[χ_dFf.e/i]			22.923 / 23.160
Tooth height (mm)	[h]	2.023	2.023	2.025
Virtual gear no. of teeth	[zn]	27.296	48.657	125.797
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	0.678	0.711	0.864
(mm)	[san.e/i]	0.631 /	0.589	
(mm)	[san.e/i]		0.666 /	0.624
(mm)	[san.e/i]			0.796 / 0.747
without consideration of tip chamfer/tip rounding				
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	0.786	0.589
(mm)	[efn.e/i]	0.000 /	0.000	
(mm)	[efn.e/i]		0.820 /	0.842
(mm)	[efn.e/i]			0.586 / 0.583
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.032		
(m/s)	[vga]		0.036 /	0.011
(m/s)	[vga]			0.015
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.547		
	[ζa]		0.702 /	0.216
	[ζa]			0.180
Specific sliding at the root	[ζf]	-2.361		
	[ζf]		-1.206 /	-0.220
	[ζf]			-0.276
Sliding factor on tip	[Kga]	0.294		
	[Kga]		0.328 /	0.103
	[Kga]			0.050
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.328		
	[Kgf]		-0.294 /	-0.050
	[Kgf]			-0.103
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	3.009		
Base pitch (mm)	[pbt]	2.806		
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	2.806		
Lead height (mm)	[pz]	190.138	338.941	876.287
Axial pitch (mm)	[px]	8.267	8.267	8.267
Length of path of contact (mm)	[ga]	4.367	4.779	

	(mm)	[ga.e/i]	4.403 / 4.282	
	(mm)	[ga.e/i]		4.882 / 4.710
Length T1-A (mm)		[T1A]	1.524	
	(mm)	[T1A]		9.128 /4.350
	(mm)	[T1A]		13.717
Length T1-B (mm)		[T1B]	3.085	
	(mm)	[T1B]		7.567 /6.323
	(mm)	[T1B]		15.690
Length T1-C (mm)		[T1C]	3.828	
	(mm)	[T1C]		6.824 /5.909
	(mm)	[T1C]		15.276
Length T1-D (mm)		[T1D]	4.330	
	(mm)	[T1D]		6.323 /7.155
	(mm)	[T1D]		16.523
Length T1-E (mm)		[T1E]	5.891	
	(mm)	[T1E]		4.761 /9.128
	(mm)	[T1E]		18.495
Diameter of single contact point B (mm)		[d-B]	21.448	
	(mm)	[d-B]		39.621 / 38.739
	(mm)	[d-B]		99.734
	(mm)	[d-B.e]	21.448	
	(mm)	[d-B.e]		39.594 / 38.739
	(mm)	[d-B.e]		99.760
	(mm)	[d-B.i]	21.436	
	(mm)	[d-B.i]		39.665 / 38.721
	(mm)	[d-B.i]		99.691
Diameter of single contact point D (mm)		[d-D]	22.292	
	(mm)	[d-D]		38.739 / 39.315
	(mm)	[d-D]		100.271
	(mm)	[d-D.e]	22.264	
	(mm)	[d-D.e]		38.739 / 39.240
	(mm)	[d-D.e]		100.229
	(mm)	[d-D.i]	22.342	
	(mm)	[d-D.i]		38.721 / 39.344
	(mm)	[d-D.i]		100.271
Transverse contact ratio		[εα]	1.557	1.703
Transverse contact ratio with allowances		[εα.e/i]	1.569 /1.526	
		[εα.e/i]		1.740 /1.679
Overlap ratio		[εβ]	2.055	2.055
Total contact ratio		[εγ]	3.612	3.758
Total contact ratio with allowances		[εγ.e/i]	3.625 /3.582	
		[εγ.e/i]		3.795 /3.734

General influence factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	1131.868	1131.868	
Axial force (N)	[Fa]	412.0	412.0	412.0
Total axial force (N)	[Fatot=Fa* 3]	1235.9		1235.9
Radial force (N)	[Fr]	438.405		438.405
Normal force (N)	[Fnorm]	1281.8	1281.8	1281.8
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	66.62	66.62	
Only as information: Forces at operating pitch circle:				
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	1137.372	1155.144	
Axial force (N)	[Fa]	412.0		
Axial force (N)	[Fa]		412.0 / 412.0	
Axial force (N)	[Fa]			412.0

Total axial force (N)	[Fatot=Fa* 3]	1235.9	1235.9
Radial force (N)	[Fr]	423.921	372.784
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.11	(Planet)
Running-in value (μm)	[yp]	0.487	0.525
Running-in value (μm)	[yf]	0.412	0.487
Gear blank factor	[CR]	1.000	1.000
Correction factor	[CM]	0.800	0.800
Basic rack factor	[CBS]	0.975	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/ μm)	[c']	11.730	13.799
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cy α]	16.626	21.076
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cy β]	14.133	17.915
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.0005	0.0046
Resonance speed (min-1)	[nE1]	77051	15691
Resonance ratio (-)	[N]	0.001	0.003
Running-in value (μm)	[y α]	0.487	0.525
Planet runs on rolling bearings. Planet pin fixed on both sides in the carrier..			
lpa (mm) = 22.09 b (mm) = 16.99 dsh (mm) = 19.63			
Tooth trace deviation (active) (μm)	[F β y]	2.98	4.60
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	3.22	0.07
(fsh (μm) = 3.22 / 0.07 , B1 = 1.00 / 1.00 , fH β 5 (μm) = 5.00 / 5.50)			
Tooth trace		0	0
(0: without, 1: crowned, 2: end relief, 3: full modification)			
(4: slightly crowned, 5: helix angle modification, 6: helix angle modification with crowning)			
from production tolerances (μm)	[fma*B2]	9.90	10.26
B2 = 1.00 / 1.00			
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[F β x]	3.50	5.41
Running-in value y β (μm)	[y β]	0.53	0.81
Dynamic factor	[Kv=max(Kv12,Kv23)]	1.00	
	[Kv12,Kv23]	1.00	1.00
Face load factor - flank	[KH β]	1.25	1.49
- Tooth root	[KF β]	1.22	1.42
- Scuffing	[KB β]	1.25	1.49
Transverse load factor - flank	[KH α]	1.36	1.43
- Tooth root	[KF α]	1.36	1.43
- Scuffing	[KB α]	1.36	1.43
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	256.0	47.9 55.6

Tooth root load capacity

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothings:

Calculation of pF and sFn according to

ISO 6336-3:2007-04-01

Internal toothings:

Calculation of YF, YS with pinion type cutter, z0=

34 , x0= 0.000 , paP0*=

0.380

----- Gear 1 ----- Gear 2 ----- Gear 3 ---

Calculated with generating profile shift coefficient

[xE.e]

-0.1623

-0.1646

0.6220

Tooth form factor

[YF]

1.61

[YF]

1.42 / 1.20

[YF]

1.04

Stress correction factor

[YS]

1.76

	[YS]		1.91 / 2.02	
	[YS]			2.39
Bending moment arm (mm)	[hF]	0.92		
(mm)	[hF]		0.95 / 0.80	
(mm)	[hF]			1.10
Load application angle (°)	[αFen]	17.29		
(°)	[αFen]		18.85 / 17.64	
(°)	[αFen]			18.22
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	1.77		
(mm)	[sFn]		1.90 / 1.90	
(mm)	[sFn]			2.40
Tooth root radius (mm)	[ρF]	0.55		
(mm)	[ρF]		0.51 / 0.51	
(mm)	[ρF]			0.41
hF* = 1.019 / 1.053 / 0.886 / 1.222 sFn* = 1.962 / 2.115 / 2.115 / 2.671				
ρF* = 0.612 / 0.563 / 0.563 / 0.453 dsFn = 19.883 / 37.112 / 37.112 / -102.537 asFn = 30.0 / 30.0 / 30.0 /				
60.0				
Helix angle factor	[Yβ]		0.83	0.83
Deep tooth factor	[YDT]		1.00	1.00
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	17.50		
(mm)	[beff]		16.99 / 16.99	
(mm)	[beff]			17.50
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σF0]	170.62		
(N/mm ²)	[σF0]		167.55 / 150.01	
(N/mm ²)	[σF0]			148.86
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	354.04		
(N/mm ²)	[σF]		347.66 / 382.19	
(N/mm ²)	[σF]			379.26
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	0.991		
Notch sensitivity factor	[YdreIT]		0.994 / 0.994	
Notch sensitivity factor	[YdreIT]			1.004
Surface factor	[YRrelIT]	0.957	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	0.915	0.946	0.943
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient				
	[YM]	1.000	0.700	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00	
Yst*σFlim (N/mm ²)	[σFE]	860.00	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]	532.67		
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]		386.78 / 386.78	
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]			556.58
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	745.73		
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]		541.49 / 541.49	
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]			779.21
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	2.11		
	[SF=σFG/σF]		1.56 / 1.42	
	[SF=σFG/σF]			2.05
Transmittable power (W)	[WRating]	680.01		
(W)	[WRating]		502.81 / 457.39	
(W)	[WRating]			663.28

Flank safety

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
Zone factor	[ZH]	2.42	2.60	
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]	189.81	189.81	
Contact ratio factor	[Z ϵ]	0.802	0.766	
Helix angle factor	[Z β]	1.032	1.032	
Effective facewidth (mm)	[beff]	16.99	16.99	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σ_{H0}]	824.29	397.55	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σ_{Hw}]	1203.86	650.37	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00 / 1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[σ_{HB} , σ_{HD}]	1203.86	1203.86 / 650.37	650.37
Lubrication factor for NL	[ZL]	1.020	1.020 / 1.020	1.020
Speed factor for NL	[ZV]	0.938	0.939 / 0.939	0.938
Roughness factor for NL	[ZR]	0.928	0.928 / 0.962	0.962
Material hardening factor for NL	[ZW]	1.000	1.000 / 1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.951	1.003	0.997
Limited pitting is permitted:	No			
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Permissible contact stress, $\sigma_{HG}/\sigma_{Hmin}$ (N/mm ²)	[σ_{HP}]	1266.50	1337.06 / 1386.39	1376.60
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σ_{HG}]	1266.50	1337.06 / 1386.39	1376.60
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.05	1.11 / 2.13	2.12
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD= σ_{HG}/σ_{HBD}]	1.05	1.11 / 2.13	2.12
Safety regarding transmittable torque	[$(SHBD)^2$]	1.11	1.23 / 4.54	4.48
Transmittable power (W)	[WRating]	500.22	557.51 / 2053.82	2024.90

Micropitting according to

ISO/TS 6336-22-1:2018

Pairing Gear 1 -2 :

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Pairing Gear 2 -3 :

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Scuffing load capacity

Calculation method according to

ISO/TS 6336-20/21:2017

Helical load factor scuffing	[KB γ]	1.30	1.30	
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000		
Scuffing test and load stage	[FZGtest] FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)			12
Multiple meshing factor	[Xmp]	2.0	2.0	
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780	13.780
Relevant tip relief (μ m)	[Ca]	2.00	2.00 / 2.00	2.00
Optimal tip relief (μ m)	[Ce β]	5.01	3.95	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0 / 0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	16.991	16.991	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	142.091	178.279	
(1) K β g = 1.300 , wBt*K β g = 184.718				
(2) K β g = 1.300 , wBt*K β g = 231.762				
Angle factor	[X $\alpha\beta$]	0.973	0.935	

Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.830	0.830
Tooth mass temperature (°C)	[θMi]	75.26	70.80
$\theta_{Mi} = \theta_{oil} + XS \cdot 0.47 \cdot X_{mp} \cdot \theta_{flm}$			
Average flash temperature (°C)	[θflm]	5.59	0.86
Scuffing temperature (°C)	[θS]	348.80	348.80
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.602	0.545
(1) [Γ.A]= -0.602 [Γ.E]= 0.539			
(2) [Γ.A]= -0.264 [Γ.E]= 0.545			
Highest contact temp. (°C)	[θB]	90.41	73.01
Flash factor (°K*N ⁻¹ .75*s ^{1.5} *m ⁻¹ .5*mm)	[XM]	50.058	50.058
Approach factor	[XJ]	1.009	1.000
Load sharing factor	[Xγ]	0.835	0.763
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	41.90	41.90 (70.0 °C)
Coefficient of friction	[μ _m]	0.145	0.119
Required safety	[SBmin]	2.000	
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	13.662	92.543

Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	77.02	70.62
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + XS \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$			
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	5.01	0.44
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	360.78	360.78
Flash factor (°K*N ⁻¹ .75*s ^{1.5} *m ⁻¹ .5*mm)	[XM]	50.058	50.058
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000	1.000
Contact ratio factor	[Xε]	0.291	0.234
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	41.90	41.90
Mean coefficient of friction	[μ _m]	0.224	0.130
Geometry factor	[XBE]	0.293	0.062
Meshing factor	[XQ]	1.000	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.308	1.660
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	84.54	71.29
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.27	5.06
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	20.00	226.18

Measurements for tooth thickness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness tolerance				
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.054	/-0.084-0.054	/-0.084-0.070 /-0.110
Number of teeth spanned	[k]	3.000	6.000	-0.000
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)				
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	6.939	15.179	-0.000
Actual base tangent length (span) (mm)	[Wk.e/i]	6.888 /6.860	15.129 /15.101	-0.000 / -0.000
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	21.548	39.315	-0.000
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	1.519	1.513	1.443
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	1.750	1.750	1.500
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	12.371	21.012	49.038
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	12.311 /12.277	20.947 /	20.91049.211 /
		49.149		
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	22.164	39.460	100.321
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	24.689	41.994	98.076
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	24.569 /24.501	41.864 /	41.79198.423 /
		98.298		

Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	24.622 /24.55441.894 /	41.821 -0.000 /	
	-0.000			
Measurement over 2 pins, free, according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	24.560 /24.49241.859 /	41.786 0.000 /	
	0.000			
Measurement over 2 pins, transverse, according to AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	24.674 /24.60641.923 /	41.850 0.000 /	
	0.000			
Measurement over 3 pins, axial, according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	24.622 /24.55441.894 /	41.821 -0.000 /	
	-0.000			
Effective dimensions over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 /0.000 0.000 /0.000-0.000 /-0.000		
Note: Internal gears with helical teeth cannot be measured with rollers.				
Chordal tooth thickness in reference circle (mm)	[sc]	1.361	1.360	1.891
(mm)	[sc.e/i]	1.308 /1.278	1.306 /1.277	1.821 /1.780
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	0.839	0.828	1.557
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	1.361	1.360	1.891
(mm)	[sn.e/i]	1.307 /1.277	1.306 /1.276	1.821 /1.781
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	30.344 /30.25430.695 /	30.800	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.156 /-0.2460.195 /	0.300	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	20.603	37.496 /	37.226 102.335
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.026	-0.034 /	-0.169 -0.185
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.053	0.053 /	0.174
	0.027			
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.013 /-0.013-0.013 /	0.013	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.009 /-0.0090.008 /-0.008		
Radial backlash (mm)	[jrw]	0.259 /0.144 0.312 /	0.182	
Circumferential backlash, transverse section (mm)	[jtw]	0.187 /0.105 0.210 /	0.121	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.166 /0.093 0.191 /	0.108	
Torsional angle on input with output fixed:				
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	2.0040/1.2843		

Toothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997				
Accuracy grade	[Q]	6	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	7.00	7.00	7.50
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	6.50	6.50	7.00
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	9.50	12.00	15.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	5.50	5.50	6.50
Profile slope deviation (µm)	[fHαT]	4.60	4.60	5.50
Total profile deviation (µm)	[FαT]	7.50	7.50	8.50
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	7.00	7.00	7.50
Helix slope deviation (µm)	[fHβT]	7.00	7.00	7.50
Total helix deviation (µm)	[FβT]	10.00	10.00	11.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	20.00	20.00	26.00
Runout (µm)	[FrT]	16.00	16.00	21.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	29.00	29.00	35.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	8.50	8.50	9.50
Radial composite, total (µm)	[FidT]	21.00	21.00	26.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	5.00	5.00	5.00
FidT (Fi''), fidT (fi'') according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for mn and d				

Modifying and defining the tooth form

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

Supplementary data

Mass (g)	[m]	47.78	134.55	595.86
Total mass (g)	[mGes]	1047.29		
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape				
Single gears (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	2.951e-06	2.923e-05	0.001915
System (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	3.63e-05		
Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:				
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.061		
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.035		
Mean coefficient of friction (as defined in Niemann)	[μ _m]	0.146	0.098	
Wear sliding coef. by Niemann	[ζ _w]	0.979	0.348	
Meshing power (W)		371.383	371.383	
Gear power loss (W)		2.677	0.558	
Total power loss (W)		9.704		
Total efficiency		0.979		
Sound pressure level according to Masuda, without contact analysis				
	[dB(A)]	31.5	31.9	
Indications for the manufacturing by wire cutting:				
Deviation from theoretical tooth trace (μm)	[WireErr]	431.2	243.0	94.1
Permissible deviation (μm)	[Fb/2]	5.0	5.0	5.5

Service life, damage

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40		
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00		
Service life (calculated with required safeties):				
System service life (h)	[Hatt]	27224		
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+06	2.722e+04	1e+06
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	7.842e+04	4.194e+05	1e+06
Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.				

Damage calculated on the basis of the required service life (15000.0 h)

F1%	F2%	F3%	H1%	H2%	H3%
0.00	55.0976	0.0000	19.1290	3.5770	0.0000

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (27224.4 h)

F1%	F2%	F3%	H1%	H2%	H3%
0.00	100.0000	0.0000	34.7184	6.4921	0.0000

Calculation of the factors required to define reliability R(t) according to B. Bertsche with Weibull distribution; t in (h):

Reliability of material data for sigFlim/sigHlim in %:99.00 /99.00

$$R(t) = 100 * [\text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b)]^p \%$$

Gear		p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	1	17068	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
1	Tooth flank	1	17068	1.3	1.206e+09	5.748e+09	100.00
2	Tooth root	3	3192	1.7	8.388e+07	1.289e+08	100.00
2	Tooth flank	3	3192	1.3	1.206e+09	5.748e+09	100.00
3	Tooth root	1	3704	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
3	Tooth flank	1	3704	1.3	9.014e+29	4.295e+30	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%) 100.00 (Bertsche)

Remarks:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and minimum value [i] for
Taking all tolerances into account
Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account.
The maximum and minimum clearance according to the largest or smallest allowances are defined.
The calculation is performed for the operating pitch circle.
- Calculation of Zbet according to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z\beta = 1/(\cos(\beta)^{0.5})$
- Details of calculation method:
cy according to Method B
Kv according to Method B
KHβ and KFβ according to Method C
fma according to Equation 64, Fβx according to 52/53/56
fsh calculated by exactly following the method in Annex D,
ISO 6336-1:2006

Literature: Journal "Antriebstechnik", 6/2007, p.64.
KHα, KFα according to Method B
- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRrelT and YX..

_O.Stage1.Carrier.Planet.Planet_calc

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Only some of the entries for the internal geometry for bearing "SKF NKI 12/20" are present. The other values will be approximated.

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft:	see picture W-002	
Label	Pin	
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		22.000
Speed (1/min)		20.58
Direction of rotation:	clockwise	
Material	C45 (1)	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)		11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (g)		19.482
Weight of shaft, including additional masses (g)		19.482
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		0.351
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.000
Label	Planet	
Drawing		
Initial position (mm)		5.000
Length (mm)		12.000
Speed (1/min)		32.62
Direction of rotation:	counterclockwise	
Material	C45 (1)	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)		11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (g)		8.191
Weight of shaft, including additional masses (g)		8.191
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		0.705
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.000
The direction of the weight is not considered		
Consider deformations due to shearing		
Shear correction factor		1.100

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry
 Tolerance field: Mean value
 Reference temperature (°C) 20.000

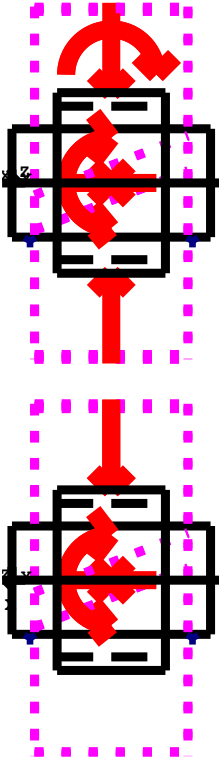


Figure: Load applications

Shaft definition (Pin)

Outer contour

Cylinder(Cylinder)		0.000 mm ... 22.000 mm
Diameter (mm)	[d]	12.0000
Length (mm)	[l]	22.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Bearing

Label in the model		Support1
Bearing type		Own Input
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	2.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	2.000
Degrees of freedom		
X: fixed Y: fixed Z: fixed		
Rx: fixed Ry: fixed Rz: fixed		

Label in the model		Support2
Bearing type		Own Input
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	20.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	20.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: freeZ: fixed		
Rx: freeRy: freeRz: free		

Shaft definition (Planet)

Outer contour

Cylinder(Cylinder)		0.000 mm ... 12.000 mm
Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	12.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore(Cylindrical bore)		0.000 mm ... 12.000 mm
Diameter (mm)	[d]	17.0000
Length (mm)	[l]	12.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		zs(-0.0)
Position on shaft (mm)	[y _{lokal}]	6.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	11.0000
Operating pitch diameter (mm)		38.4769
Helix angle (°)		19.6281 left
Working pressure angle at normal section (°)		16.9074
Position of contact (°)		-0.0000
Length of load application (mm)		16.9910
Power (kW)		0.0744 driving (output)
Torque (Nm)		21.7787
Axial force (N)		403.7270
Shearing force X (N)		-365.3282
Shearing force Z (N)		-1132.0408
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		7.7671

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		zs(180.0)
Position on shaft (mm)	[y _{lokal}]	6.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	11.0000
Operating pitch diameter (mm)		39.0781
Helix angle (°)		19.9108 left
Working pressure angle at normal section (°)		19.3125
Position of contact (°)		180.0000
Length of load application (mm)		16.9910
Power (kW)		0.0744 driven (input)
Torque (Nm)		-21.7787
Axial force (N)		-403.7270
Shearing force X (N)		415.4425
Shearing force Z (N)		-1114.6248
Bending moment X (Nm)		0.0000

Bending moment Z (Nm) 7.8884

CONNECTIONS

SKF NKI 12/20(cBearing)

11.000 mm

Shaft 'Pin' <-> Shaft 'Planet'

Fixed bearing

d = 12.000 (mm), D = 24.000 (mm), b = 20.000 (mm), r = 0.300 (mm)

C = 14.500 (kN), C0 = 20.000 (kN), Cu = 2.400 (kN)

Ctheo = 15.345 (kN), C0theo = 20.000 (kN)

fC = 1.000 (kN), fC0 = 1.000 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 13, Dpw = 18.500 (mm), Dw = 2.500 (mm)

Lwe = 16.171 (mm)

Diameter, external race (mm) [d_o] 21.016

Diameter, internal race (mm) [d_i] 15.984

Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (32.50 μm)

Results

Shaft

Maximum deflection 24.992(μm) (Planetpos = 5.000 mm)

Mass center of gravity

Pin(mm) 11.000

Planet(mm) 6.000

Total axial load

Pin(N) 0.000

Planet(N) 0.000

Torsion under torque

Pin(°) -0.000

Planet(°) -0.000

Bearing

Probability of failure [n] 10.00 %

Axial clearance [u_A] 10.00 μm

Lubricant Oil: ISO-VG 220

Lubricant - service temperature [T_B] 70.00 °C

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Pin' Bearing 'Support1'

Position (Y-coordinate) [y] 2.00 mm

Bearing reaction force [Fx] -0.823 kN

Bearing reaction force [Fy] -0.000 kN

Bearing reaction force [Fz] 1.463 kN

Bearing reaction force [Fr] 1.679 kN (119.35°)

Bearing reaction moment [Mx] 6.12 Nm

Bearing reaction moment	[My]	-0.00	Nm		
Bearing reaction moment	[Mz]	-1.30	Nm		
Bearing reaction moment	[Mr]	6.26	Nm (-11.95°)		
Displacement of bearing	[u _x]			0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]			0.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]			0.000	µm
Displacement of bearing	[u _r]			0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]			0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _y]			0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]			0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _r]			0.000	mrad (0')

Shaft 'Pin' Bearing 'Support2'

Position (Y-coordinate)	[y]	20.00	mm		
Bearing reaction force	[Fx]	0.773	kN		
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN		
Bearing reaction force	[Fz]	0.783	kN		
Bearing reaction force	[Fr]	1.100	kN (45.39°)		
Displacement of bearing	[u _x]			0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]			0.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]			0.000	µm
Displacement of bearing	[u _r]			0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]			0.171	mrad (0.59')
Misalignment of bearing	[r _y]			0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]			0.065	mrad (0.22')
Misalignment of bearing	[r _r]			0.183	mrad (0.63')

Rolling bearing 'cBearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	11.00	mm		
Dynamic equivalent load	[P]	2.25	kN		
Equivalent load	[P ₀]			2.25	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]			0.005	µm
Life modification factor for reliability[a _r]				1.000	

Results according to ISO 281:

Load ratio	[C/P]			6.453	
Operating viscosity	[v]			48.884	mm ² /s
Reference viscosity	[v _r]			0.000	mm ² /s
Viscosity ratio	[k]			0.000	
Contamination factor	[e _c]			0.500	
Basic bearing rating life	[L _{nh}]			156724.32	h
Static safety factor	[S ₀]			8.90	
Operating bearing clearance	[Pd]			32.500	µm
Reference rating service life	[L _{nrh}]			147396.60	h
Bearing reaction force	[Fx]	0.050	kN		
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN		
Bearing reaction force	[Fz]	-2.247	kN		
Bearing reaction force	[Fr]	2.247	kN (-88.72°)		
Bearing reaction moment	[Mx]	-0.00	Nm		
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm		
Bearing reaction moment	[Mz]	15.66	Nm		
Bearing reaction moment	[Mr]	15.66	Nm (90°)		
Oil level	[H]	0.000	mm		
Load-independent moment of friction	[M ₀]			0.000	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]			0.012	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]				0.000	Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994

Torque of friction	$[M_{loss}]$	0.012	Nm
Power loss	$[P_{loss}]$	0.069	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

The factors used to calculate the torque loss have been assumed for this bearing.

Displacement of bearing	$[u_x]$	-0.060	μm
Displacement of bearing	$[u_y]$	0.033	μm
Displacement of bearing	$[u_z]$	21.832	μm
Displacement of bearing	$[u_r]$	21.832	μm (90.16°)
Misalignment of bearing	$[r_x]$	-0.006	mrad (-0.02')
Misalignment of bearing	$[r_y]$	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	$[r_z]$	-0.352	mrad (-1.21')
Misalignment of bearing	$[r_r]$	0.352	mrad (1.21')

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database.

The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).

For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

Damage (%) $[L_{req}]$ (15000.000)

Bin no B1
1 9.57

 Σ 9.57

Utilization (%) $[L_{req}]$ (15000.000)

B1
49.46

Note: Utilization = $(L_{req}/L_h)^{1/k}$

Ball bearing: $k = 3$, roller bearing: $k = 10/3$

B1 : cBearing(Connecting rolling bearing)

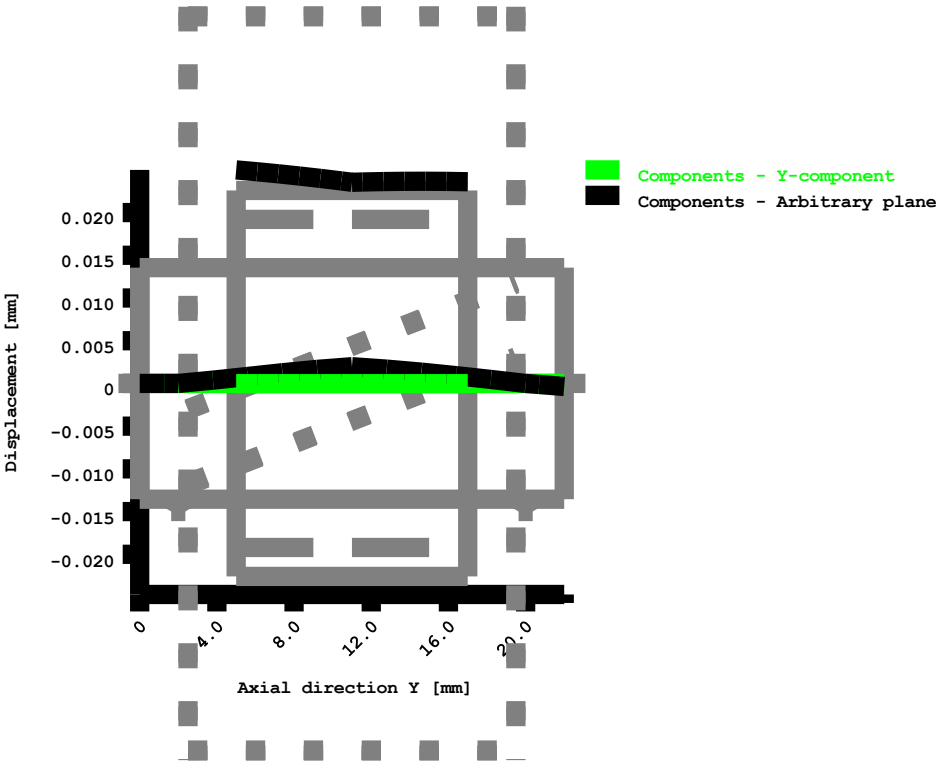
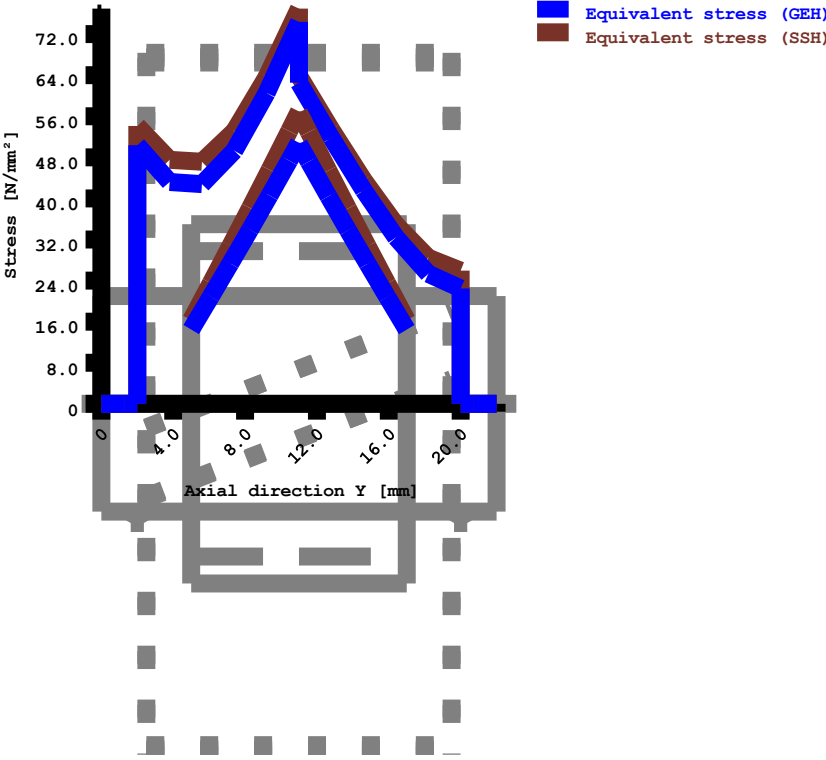


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 278.7381443 124)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$
 SSH(Tresca): $\sigma_V = ((\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Pin

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	11.00	Interference fit

Results:

Cross section	Kfb		Kfσ		K2d		SD	SS
A-A	2.23	1.00	0.97	2.30	5.24			

Required safeties:		1.20	1.20
--------------------	--	------	------

Abbreviations:

Kfb: Notch factor bending

Kfσ: Surface factor

K2d: size factor bending

SD: Safety endurance limit

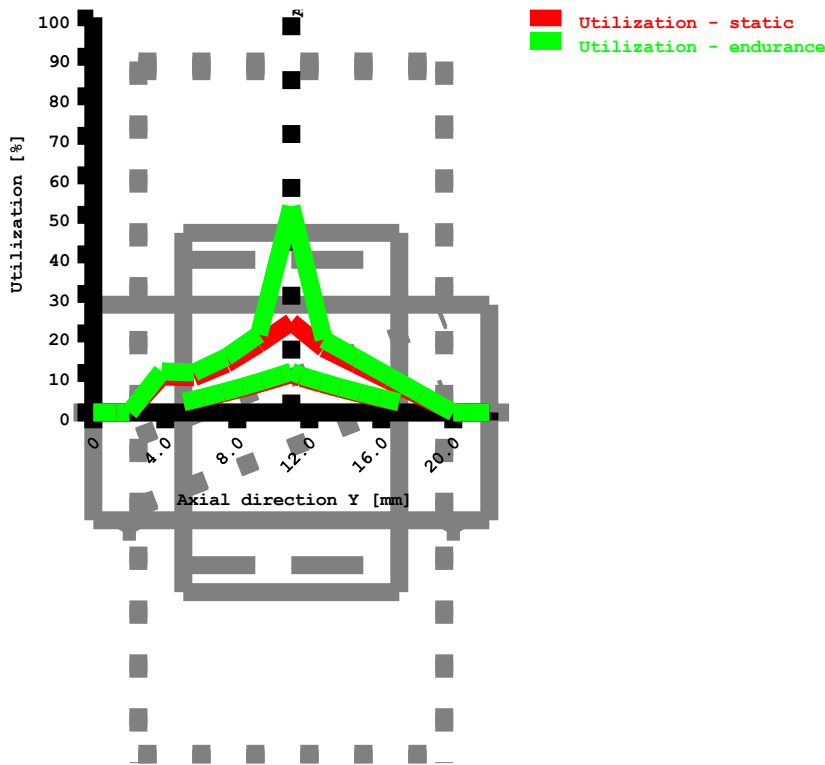
SS: Safety against yield point

Utilization (%) [Smin/S]

Cross section	Static	Endurance
A-A	22.900	52.156

Maximum utilization of shafts (%)

Pin:	[A]	52.156
------	-----	--------



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Label	Pin		
Drawing			
Length (mm)	[l]	22.00	
Speed (1/min)	[n]	20.58	

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	700.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	490.00
[σ_{zdW}], bei dB (N/mm ²)		280.00
[σ_bW], bei dB (N/mm ²)		350.00
[τ_tW], bei dB (N/mm ²)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	13.00

Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)

Material strength calculated from size of raw material

Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter

[σBeff] (N/mm ²)	700.00
[σSeff] (N/mm ²)	490.00
[σbF] (N/mm ²)	588.00
[τtF] (N/mm ²)	339.48
[σBRand] (N/mm ²)	628.00
[σzdW] (N/mm ²)	280.00
[σbW] (N/mm ²)	350.00
[τtW] (N/mm ²)	210.00

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section'A-A' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	11.000
External diameter (mm)	[da]	12.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect	Interference fit	
Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value [Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	0.000	0.000
Amplitude [Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	11.198	0.000	1678.858
Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	19.036	0.000	2854.059
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	113.097	169.646	339.292	113.097

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	0.000	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	66.005	0.000	19.792
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	0.000	112.209	0.000	33.647

Technological size influence

[K1(σB)]	1.000
[K1(σS)]	1.000

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient [β(dB)]	2.300	2.300	1.500
[dB] (mm) = 40.0			
Geometrical size influence [K3(d)]	0.989	0.989	0.994
Geometrical size influence [K3(dB)]	0.960	0.960	0.980
Notch effect coefficient [β]	2.232	2.232	1.479
Geometrical size influence [K2(d)]	1.000	0.969	0.969
Influence coefficient surface roughness [KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient			
Surface stabilization factor [KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient [K]	2.232	2.305	1.527

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]	0.000
---	-------	-------

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τ_m V]				0.000
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	125.428	151.865	137.565	
Influence coefficient of mean stress sensitivity.					
	[$\psi\sigma_K$]	0.098	0.122	0.109	
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	125.418	151.865	137.558	
Safety against fatigue	[S]				2.301
Required safety against fatigue	[S _{min}]				1.200
Result (%)	[S/S _{min}]				191.7
Present safety					
for proof against exceed of yield point:					
Static notch sensitivity factor	[K _{2F}]	1.000	1.200	1.200	
Increase coefficient	[γ_F]	1.000	1.000	1.000	
Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	490.000	588.000	339.482	
Safety yield stress	[S]				5.240
Required safety	[S _{min}]				1.200
Result (%)	[S/S _{min}]				436.7

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit:
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

_O.Stage1.Stage1_calc

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Only some of the entries for the internal geometry for bearing "SKF 61820" are present. The other values will be approximated.

2-> Only some of the entries for the internal geometry for bearing "SKF 16009" are present. The other values will be approximated.

3-> Shaft 'Carrier', Rolling bearing 'RollerBearing1':

The minimal load of the bearing is not achieved!

(P = 0.0 kN, Pmind = 0.2 kN, Condition: P/C > 1.000 %)

4-> Shaft 'Shaft1', Rolling bearing 'RollerBearing2':

The axial force is significantly bigger than the radial force!

It is better to use an axial bearing.

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Carrier	
Drawing		
Initial position (mm)		119.000
Length (mm)		62.000
Speed (1/min)		20.58
Direction of rotation:	clockwise	
Material	C45 (1)	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)		11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		2.860
Weight of shaft, including additional masses (kg)		2.860
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		4468.118
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.175

Label	Ring	
Drawing		
Initial position (mm)		115.000
Length (mm)		30.000
Speed (1/min)		0.00
Direction of rotation:	counterclockwise	
Material	C45 (1)	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000

Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		0.480
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.480
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		2029.621
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.080

Label	Shaft1	
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		120.000
Speed (1/min)		115.40
Direction of rotation:	clockwise	

Material	C45 (1)	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		0.621
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.621
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		230.315
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.009

Label	Sun	
Drawing		
Initial position (mm)		90.000
Length (mm)		45.000
Speed (1/min)		115.40
Direction of rotation:	clockwise	

Material	C45 (1)	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		0.111
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.111
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		5.535
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.000

The direction of the weight is not considered		
Consider deformations due to shearing		
Shear correction factor		1.100
Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry		
Tolerance field:	Mean value	
Reference temperature (°C)		20.000

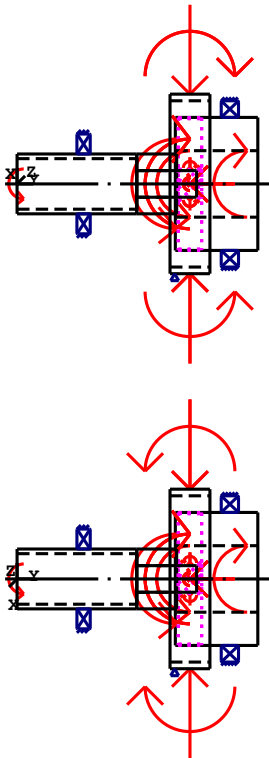


Figure: Load applications

Shaft definition

(Carrier)

Outer contour

Cylinder(Cylinder)

0.000 mm ... 62.000 mm

Diameter (mm)	[d]	100.0000
Length (mm)	[l]	62.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore(Cylinder inside)

0.000 mm ... 62.000 mm

Diameter (mm)	[d]	50.0000
Length (mm)	[l]	62.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element

Label in the model

Position on shaft (mm)	[y _{local}]
Position in global system (mm)	[y _{global}]
Effective diameter (mm)	
Radial force factor (-)	
Direction of the radial force (°)	
Axial force factor (-)	
Length of load application (mm)	
Power (kW)	
Torque (Nm)	
Axial force (N)	

Coupling

CarrierCoupling(PlanetRing)

11.0000	
130.0000	
70.0000	
0.0000	
0.0000	
0.0000	
10.0000	
0.2159	driven (input)
100.2034	
0.0000	

Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000
Eccentricity (mm)	0.0000

Type of force element		Coupling
Label in the model		CarrierCoupling(SunPlanet)
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	11.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}]	130.0000
Effective diameter (mm)		70.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		0.2214 driven (input)
Torque (Nm)		102.7362
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling(Boundary2)
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	54.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}]	173.0000
Effective diameter (mm)		30.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		0.4373 driving (output)
Torque (Nm)		-202.9400
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Bearing

Label in the model	RollerBearing1
Bearing type	SKF 61820

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	41.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	160.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	100.000
External diameter (mm)	[D]	125.000
Width (mm)	[b]	13.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000
Number of rolling bodies	[Z]	27
Rolling body reference circle (mm)	[D _{pw}]	112.500
Diameter rolling body (mm)	[D _w]	7.144
Diameter, external race (mm)	[d _o]	119.656
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	105.344
Radius of curvature, external race (mm)	[r _o]	3.786
Radius of curvature, internal race (mm)	[r _i]	3.715
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)		
Bearing clearance		ISO 5753-1:2009 C0 (24.00 µm)
Axial clearance		Pe = 183.62 µm
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	18.300
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	17.800
Fatigue load rating (kN)	[C _u]	0.950
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	20.068
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	22.007
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

Shaft definition (Ring)

Outer contour

Cylinder(Cylinder)		0.000 mm ... 30.000 mm
Diameter (mm)	[d]	135.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore(Cylindrical bore)		0.000 mm ... 30.000 mm
Diameter (mm)	[d]	125.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Coupling
Label in the model		cBrake(Brake)
Position on shaft (mm)	[y _{lokal}]	5.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	120.0000
Effective diameter (mm)		100.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		0.0000 driving (output)

Torque (Nm)	165.5396
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000
Eccentricity (mm)	0.0000

Type of force element	Cylindrical gear
Label in the model	z2(0.0)
Position on shaft (mm)	[Y _{local}] 15.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}] 130.0000
Operating pitch diameter (mm)	-99.4769
Helix angle (°)	19.6281 left
Working pressure angle at normal section (°)	16.9074
Position of contact (°)	0.0000
Length of load application (mm)	17.4970
Power (kW)	0.0000 driven (input)
Torque (Nm)	-55.1799
Axial force (N)	-395.6524
Shearing force X (N)	358.0217
Shearing force Z (N)	1109.3999
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	-19.6791

Type of force element	Cylindrical gear
Label in the model	z2(120.0)
Position on shaft (mm)	[Y _{local}] 15.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}] 130.0000
Operating pitch diameter (mm)	-99.4769
Helix angle (°)	19.6281 left
Working pressure angle at normal section (°)	16.9074
Position of contact (°)	120.0000
Length of load application (mm)	17.4970
Power (kW)	0.0000 driven (input)
Torque (Nm)	-55.1799
Axial force (N)	-395.6524
Shearing force X (N)	-1139.7794
Shearing force Z (N)	-244.6441
Bending moment X (Nm)	17.0426
Bending moment Z (Nm)	9.8396

Type of force element	Cylindrical gear
Label in the model	z2(240.0)
Position on shaft (mm)	[Y _{local}] 15.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}] 130.0000
Operating pitch diameter (mm)	-99.4769
Helix angle (°)	19.6281 left
Working pressure angle at normal section (°)	16.9074
Position of contact (°)	240.0000
Length of load application (mm)	17.4970
Power (kW)	0.0000 driven (input)
Torque (Nm)	-55.1799
Axial force (N)	-395.6524
Shearing force X (N)	781.7577

Shearing force Z (N)	-864.7559
Bending moment X (Nm)	-17.0426
Bending moment Z (Nm)	9.8396

Bearing

Label in the model		Support4
Bearing type		Own Input
Bearing position (mm)	[Y _{lokal}]	3.500
Bearing position (mm)	[Y _{global}]	118.500
Degrees of freedom		
X: fixedY: fixedZ: fixed		
Rx: freeRy: freeRz: free		

Shaft definition (Shaft1)

Outer contour

Cylinder(Cylinder)		0.000 mm ... 120.000 mm
Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	120.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore(Cylindrical bore)		0.000 mm ... 90.000 mm
Diameter (mm)	[d]	38.0000
Length (mm)	[l]	90.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore(Cylinder inside)		90.000 mm ... 120.000 mm
Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Coupling
Label in the model		cln(Boundary1)
Position on shaft (mm)	[Y _{lokal}]	5.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}]	5.0000
Effective diameter (mm)		55.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		0.4520 driven (input)
Torque (Nm)		37.4000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000

Eccentricity (mm) 0.0000

Bearing

Label in the model		RollerBearing2
Bearing type		SKF 16009
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	50.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	50.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	45.000
External diameter (mm)	[D]	75.000
Width (mm)	[b]	10.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Number of rolling bodies	[Z]	15
Rolling body reference circle (mm)	[D _{pw}]	60.000
Diameter rolling body (mm)	[D _w]	7.144
Diameter, external race (mm)	[d _o]	67.151
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	52.849
Radius of curvature, external race (mm)	[r _o]	3.786
Radius of curvature, internal race (mm)	[r _i]	3.715
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)		
Bearing clearance		ISO 5753-1:2009 C0 (14.50 µm)
Axial clearance		Pe = 143.20 µm
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.800
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	16.500
Fatigue load rating (kN)	[C _u]	0.520
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	15.636
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	12.187
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

Shaft definition (Sun)

Outer contour

Cylinder(Cylinder)		0.000 mm ... 45.000 mm
Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	45.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z1(0.0)
Position on shaft (mm)	[y _{lokal}]	40.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	130.0000
Operating pitch diameter (mm)		21.9219
Helix angle (°)		19.9108 right
Working pressure angle at normal section (°)		19.3125
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		17.4970

Power (kW)	0.1507	driving (output)
Torque (Nm)	-12.4667	
Axial force (N)	411.9663	
Shearing force X (N)	-423.9210	
Shearing force Z (N)	1137.3723	
Bending moment X (Nm)	-0.0000	
Bending moment Z (Nm)	4.5155	

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z1(120.0)
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	40.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}]	130.0000
Operating pitch diameter (mm)		21.9219
Helix angle (°)		19.9108 right
Working pressure angle at normal section (°)		19.3125
Position of contact (°)		120.0000
Length of load application (mm)		17.4970
Power (kW)		0.1507 driving (output)
Torque (Nm)		-12.4667
Axial force (N)		411.9663
Shearing force X (N)		-773.0328
Shearing force Z (N)		-935.8125
Bending moment X (Nm)		-3.9106
Bending moment Z (Nm)		-2.2578

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z1(240.0)
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	40.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}]	130.0000
Operating pitch diameter (mm)		21.9219
Helix angle (°)		19.9108 right
Working pressure angle at normal section (°)		19.3125
Position of contact (°)		240.0000
Length of load application (mm)		17.4970
Power (kW)		0.1507 driving (output)
Torque (Nm)		-12.4667
Axial force (N)		411.9663
Shearing force X (N)		1196.9538
Shearing force Z (N)		-201.5598
Bending moment X (Nm)		3.9106
Bending moment Z (Nm)		-2.2578

CONNECTIONS

Degrees of freedom	(cShaft1Sun)	104.000 mm
X: fixedY: fixedZ: fixed		
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed		

Results

Shaft

Maximum deflection 0.000 (µm) (Ringpos = 145.000 mm)

Mass center of gravity	
Carrier(mm)	31.000
Ring(mm)	15.000
Shaft1(mm)	73.949
Sun(mm)	22.500
Total axial load	
Carrier(N)	0.000
Ring(N)	-1186.957
Shaft1(N)	0.000
Sun(N)	1235.899
Torsion under torque	
Carrier(°)	-0.001
Ring(°)	-0.000
Shaft1(°)	-0.013
Sun(°)	-0.044

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%		
Axial clearance	[u _A]			10.00	µm
Lubricant	Oil: ISO-VG 220				
Lubricant - service temperature	[T _B]			70.00	°C
Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry					

Shaft 'Carrier' Rolling bearing 'RollerBearing1'

Position (Y-coordinate)	[y]	41.00	mm		
Dynamic equivalent load	[P]	0.00	kN		
Equivalent load	[P ₀]			0.00	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]			-nan(ind)	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.000			
Life modification factor for reliability[a _r]				1.000	

Results according to ISO 281:

Load ratio	[C/P]			inf	
Operating viscosity	[ν]			0.000	mm ² /s
Reference viscosity	[ν ₁]			0.000	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]			0.000	
Contamination factor	[e _c]			0.500	
Basic bearing rating life	[L _{nh}]			> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]			9999.99	
Operating bearing clearance	[Pd]			17.760	µm
Reference rating service life	[L _{nrh}]			> 1000000	h
Bearing reaction force	[F _x]	0.000	kN		
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN		
Bearing reaction force	[F _z]	0.000	kN		
Bearing reaction force	[F _r]	0.000	kN		
Oil level	[H]	0.000	mm		
Load-independent moment of friction	[M ₀]			0.039	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]			0.000	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]				0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994					
Torque of friction	[M _{loss}]			0.039	Nm

Power loss	[P _{loss}]		0.083	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.				
Displacement of bearing	[u _x]		-0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]		-0.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]		-0.000	µm
Displacement of bearing	[u _r]		0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]		-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _y]		-0.008	mrad (-0.03')
Misalignment of bearing	[r _z]		-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _r]		0.000	mrad (0')

Shaft 'Ring' Bearing 'Support4'

Position (Y-coordinate)	[y]	3.50	mm	
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN	
Bearing reaction force	[Fy]	1.187	kN	
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN	
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN	
Displacement of bearing	[u _x]		0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]		0.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]		0.000	µm
Displacement of bearing	[u _r]		0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]		0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _y]		-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]		0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _r]		0.000	mrad (0')

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing2'

Position (Y-coordinate)	[y]	50.00	mm	
Dynamic equivalent load	[P]	1.73	kN	
Equivalent load	[P ₀]		0.62	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]		0.028	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.064		
Life modification factor for reliability[a _r]			1.000	

Results according to ISO 281:

Load ratio	[C/P]		9.562	
Operating viscosity	[ν]		48.884	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _r]		0.000	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]		0.000	
Contamination factor	[e _c]		0.500	
Basic bearing rating life	[L _{nh}]		126270.18	h
Static safety factor	[S ₀]		17.48	
Operating bearing clearance	[Pd]		13.097	µm
Reference rating service life	[L _{nrh}]		142820.50	h
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN	
Bearing reaction force	[Fy]	-1.236	kN	
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN	
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN	
Bearing reaction moment	[Mx]	0.00	Nm	
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm	
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm	
Bearing reaction moment	[Mr]	0.00	Nm (10.61°)	
Oil level	[H]	0.000	mm	
Load-independent moment of friction	[M ₀]		0.012	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]		0.041	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]			0.000	Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994

Torque of friction	$[M_{\text{loss}}]$	0.053	Nm
Power loss	$[P_{\text{loss}}]$	0.636	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

Displacement of bearing	$[u_x]$	0.000	μm
Displacement of bearing	$[u_y]$	109.980	μm
Displacement of bearing	$[u_z]$	-0.000	μm
Displacement of bearing	$[u_r]$	0.000	μm
Misalignment of bearing	$[r_x]$	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	$[r_y]$	-0.107	mrad (-0.37')
Misalignment of bearing	$[r_z]$	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	$[r_r]$	0.000	mrad (0')

Bearing 'cShaft1Sun'

Position (Y-coordinate)	$[y]$	104.00	mm
Bearing reaction force	$[F_x]$	0.000	kN
Bearing reaction force	$[F_y]$	-1.236	kN
Bearing reaction force	$[F_z]$	0.000	kN
Bearing reaction force	$[F_r]$	0.000	kN
Bearing reaction moment	$[M_x]$	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	$[M_y]$	37.40	Nm
Bearing reaction moment	$[M_z]$	0.00	Nm
Bearing reaction moment	$[M_r]$	0.00	Nm (162°)
Displacement of bearing	$[u_x]$	0.000	μm
Displacement of bearing	$[u_y]$	0.000	μm
Displacement of bearing	$[u_z]$	0.000	μm
Displacement of bearing	$[u_r]$	0.000	μm
Misalignment of bearing	$[r_x]$	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	$[r_y]$	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	$[r_z]$	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	$[r_r]$	0.000	mrad (0')

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database.

The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).

For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

Damage (%) $[L_{\text{req}}]$ (15000.000)

Bin no	B1	B2
1	1.50	11.88

 Σ 1.50 11.88

Utilization (%) $[L_{\text{req}}]$ (15000.000)

B1	B2
24.66	49.16

Note: Utilization = $(L_{\text{req}}/L_h)^{1/k}$

Ball bearing: $k = 3$, roller bearing: $k = 10/3$

B1 : RollerBearing1

B2 : RollerBearing2

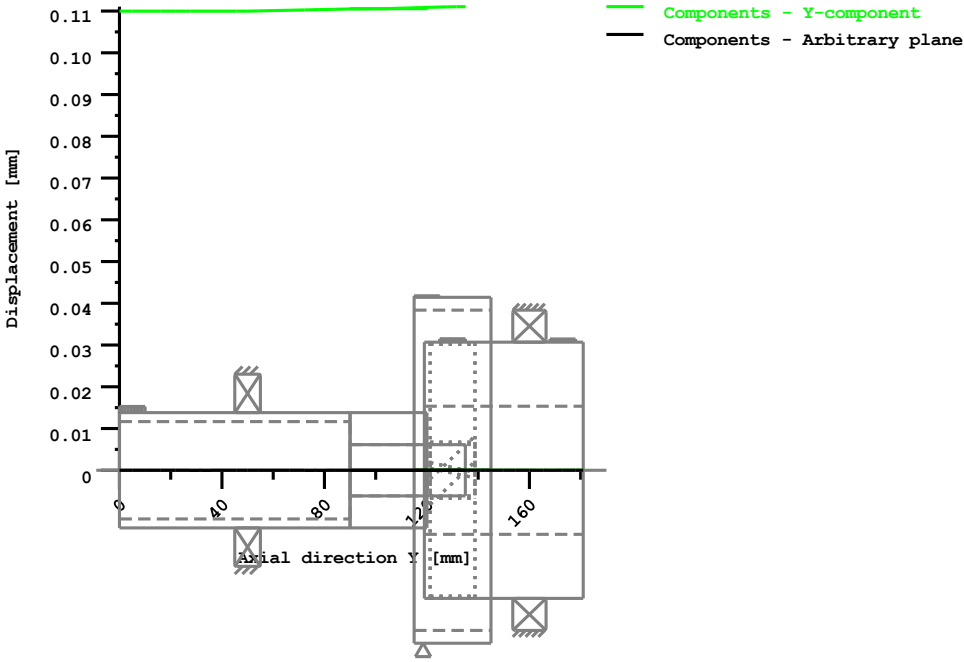
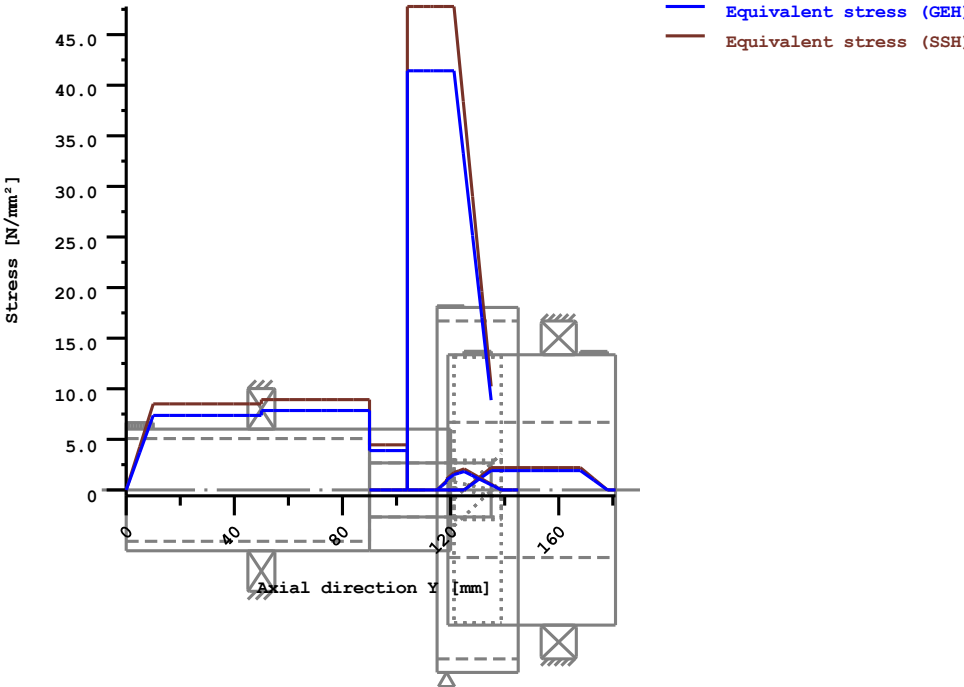


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 151.2277478 124)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$
 SSH(Tresca): $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Sun

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	16.20	Smooth shaft

Results:

Cross section	Kfb		Kfσ	K2d		SD	SS
A-A	1.00	0.89	0.93	11.06	8.00		

Required safeties:		1.20	1.20
--------------------	--	------	------

Abbreviations:

Kfb: Notch factor bending

Kfσ: Surface factor

K2d: size factor bending

SD: Safety endurance limit

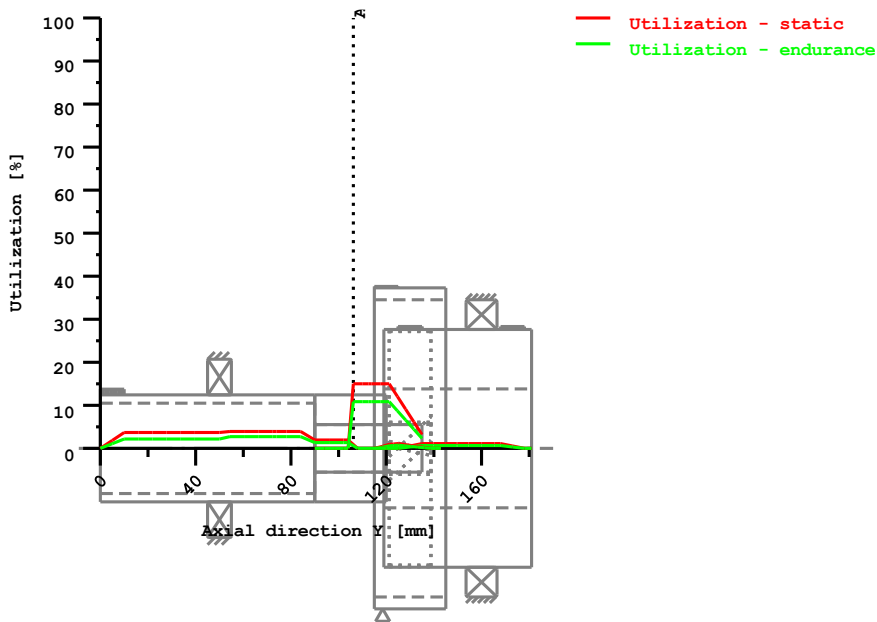
SS: Safety against yield point

Utilization (%) [Smin/S]

Cross section	Static	Endurance
A-A	15.003	10.853

Maximum utilization of shafts (%)

Sun:	[A]	15.003
------	-----	--------



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Label	Sun		
Drawing			
Length (mm)	[l]	45.00	
Speed (1/min)	[n]	115.40	

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000
Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00		
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	700.00		
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	490.00		
[σ_{dW}], bei dB (N/mm ²)		280.00		
[σ_bW], bei dB (N/mm ²)		350.00		
[τ_tW], bei dB (N/mm ²)		210.00		
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	21.00		
Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)				

Material strength calculated from size of raw material

Geometric size factor K_{1d} calculated from raw material diameter

$[\sigma_{Beff}]$ (N/mm ²)	678.51
$[\sigma_{Seff}]$ (N/mm ²)	470.32
$[\sigma_bF]$ (N/mm ²)	564.39
$[\tau_tF]$ (N/mm ²)	325.85
$[\sigma_{BRand}]$ (N/mm ²)	628.00
$[\sigma_{dW}]$ (N/mm ²)	271.40
$[\sigma_bW]$ (N/mm ²)	339.25
$[\tau_tW]$ (N/mm ²)	203.55

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section'A-A'Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	16.197
External diameter (mm)	[da]	20.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect	Smooth shaft	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value [Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	617.949	0.000	18.700	0.000
Amplitude [Fzda, Mba, Ta, Fqa]	617.949	0.000	18.700	0.000
Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	2101.028	0.000	63.580	0.000
Cross section, moment of resistance: (mm ²) [A, Wb, Wt, A]	314.159	785.398	1570.796	314.159

Stresses: (N/mm²)

$[\sigma_{dm}, \sigma_{bm}, \tau_m, \tau_{qm}]$ (N/mm ²)	1.967	0.000	11.905	0.000
$[\sigma_{da}, \sigma_{ba}, \tau_a, \tau_{qa}]$ (N/mm ²)	1.967	0.000	11.905	0.000
$[\sigma_{dmax}, \sigma_{bmax}, \tau_{max}, \tau_{qmax}]$ (N/mm ²)	6.688	0.000	40.476	0.000

Technological size influence

[K1(σ_B)]	0.969
[K1(σ_S)]	0.960

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.935	0.935
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.895	0.895	0.939
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.118	1.188	1.135

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	$[\sigma_mV]$	20.713
Equivalent mean stress (N/mm ²)	$[\tau_mV]$	11.959

Fatigue limit of part (N/mm²)

$[\sigma_{WK}]$	242.795	285.592	179.406
Influence coefficient of mean stress sensitivity.	$[\psi\sigma_K]$	0.218	0.267
Permissible amplitude (N/mm ²)	$[\sigma_{ADK}]$	40.790	155.594

Safety against fatigue	[S]				11.057
Required safety against fatigue	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				921.4

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200	
Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000	
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	470.325	564.390	325.850	
Safety yield stress	[S]				7.998
Required safety	[Smin]				1.200
Result (%)	[S/Smin]				666.5

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit:
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

Příloha č. 2

Report výpočtů KISSsoft – šroubový spoj A

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

Inputs:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the bolts

The bolt load is calculated under the assumption that rigid plates are present..

The user must check that this assumption is correct..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M10		
Pitch (mm)	[P]	1.50	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	10.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	9.03	
Core diameter (mm)	[d3]	8.16	
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	78.54	
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	52.29	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00	/ 0.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	970.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	114.00	/ 114.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00	/ 0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	4000.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.100	
Number of screws	[n]	4	
Chosen screw	[no.]	4	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	760.00	/ 760.00
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	2425.00	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is not taken into account			
For sealing (N)	[FKP]	1000.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	75.00	0.00	1.00	0.00	0.00	2425.00
2	0.00	-75.00	1.00	-760.00	-760.00	2425.00
3	-75.00	0.00	1.00	0.00	0.00	2425.00
4	0.00	75.00	1.00	760.00	760.00	2425.00

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000
sy	0.000	0.000	0.000

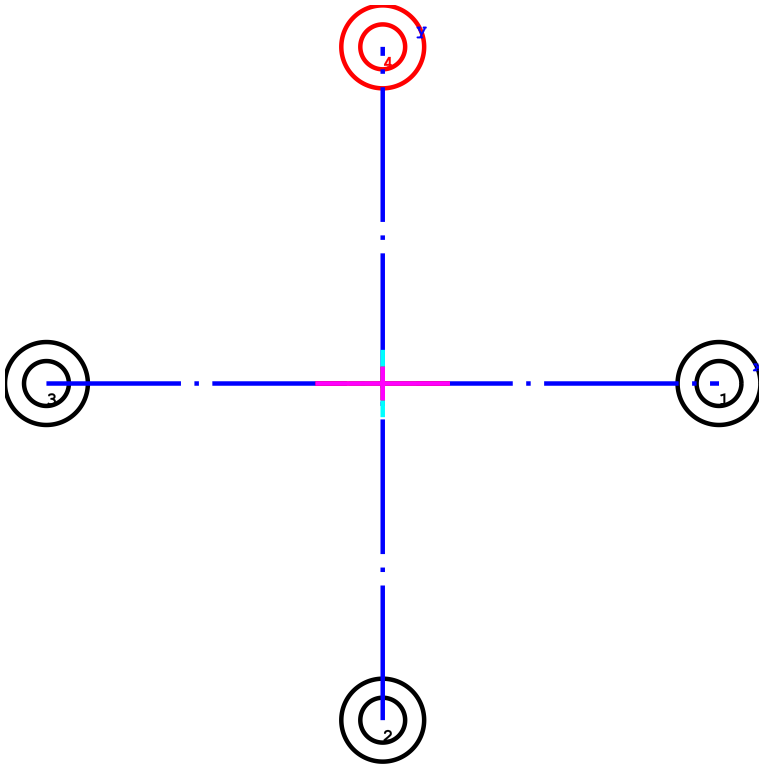


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)	
Tightening factor	[αA]	1.80
Minimum tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]	1.00
Load application factor	[n]	0.70
Bolting type: SV 1		
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00
Load application height (mm)	[lk]	8.40
Coef. of friction in thread	[μG]	0.100 /0.100
Coef. of friction at head support	[μK]	0.100 /0.100
Bolt type:	Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001	
Reference diameter (mm)	[d]	10.00
Bolt length (mm)	[l]	20.00
Shank diameter (mm)	[d1]	10.00
Shank length (mm)	[l1]	4.50
Thread length (mm)	[b]	15.50
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	14.63
Inner diameter of head support (mm)	[da]	11.20
Surface roughness, head bearing area (μm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	57.99
Addendum (mm)	[k]	6.40
Free thread length (mm)	[l3]	7.50
Width across flats (mm)	[s]	16.00
Reduction coefficient	[kτ]	0.50
Strength class	8.8	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	800.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	640.00
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	640.00
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00
Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	1

Part A

Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	10.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole

Clamping length (mm)	[lk]	10.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	12.00
including washers and counter bore depth or extension sleeves		

Through hole standard	ISO 273:1979/DIN EN 20273:1992 fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	10.50
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

Washer below screw head:

Standard	DIN EN ISO 7089:2000	
External diameter (mm)	[d2]	19.48
Inner diameter (mm)	[d1]	10.77
Thickness (mm)	[h]	2.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	205000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00

Blind hole

Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Results:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA']	25.49
Diameter (mm)	[DA]	25.49
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	25.49
Cone angle (°)	[φ]	24.35
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	3.028600e-07
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	2.039656e-07
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	1.960057e-06
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1568
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	5523.84
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	8589.69
-maximum (N)	[FMmax]	15461.45
Pretension force according table (N)	[FMtab]	30500.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	37000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	30351.35
for utilization of yield point (%)	[%Re]	90.00
Pretension force (N)	[FV]	24827.50
Additional bolt load (N)	[FSA]	119.15
Additional plate load (N)	[FPA]	640.85
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.01684
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.03031
at FM (mm)	[fS]	0.05949
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00260
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.00468
at FM (mm)	[fT]	0.00919

Calculation with maximum attained pretension force:

for utilization of yield point (%)	[%Re]	90.00
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	30351.35
Pretension force (N)	[FV]	24827.50

Additional clamp load (spare) (N)	[FKres]	8272.17
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M]	576.00
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B]	549.36
Tightening torque (Nm)	[MA]	42.80
Loose torque (Nm)	[ML]	23.00
Surface pressure		
under bolt head (N/mm ²)	[pK]	437.90
under washer (N/mm ²)	[p]	192.14

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	8589.69
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	163.01
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	156.88
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	12.11
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	2.84
Surface pressure		
under bolt head (N/mm ²)	[pK_FMmin]	125.16
under washer (N/mm ²)	[p]	54.92

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	15461.45
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	8272.17
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	293.42
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	280.82
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	21.80
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	9.21
Surface pressure		
under bolt head (N/mm ²)	[pK_FMmax]	223.91
under washer (N/mm ²)	[p]	98.25
Residual clamp load (N)	[FKR]	2425.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	576.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	640.00
Support area		
under bolt head (mm ²)	[ApK]	69.58
under washer (mm ²)	[Ap]	158.58
Permissible surface pressure		
under bolt head (N/mm ²)	[pKzul]	1250
under washer (N/mm ²)	[pzul]	770.00

Summary:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Safety against yield point	[SF]	2.28
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	5.58

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	2.85

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	4.41
------------------------	------	------

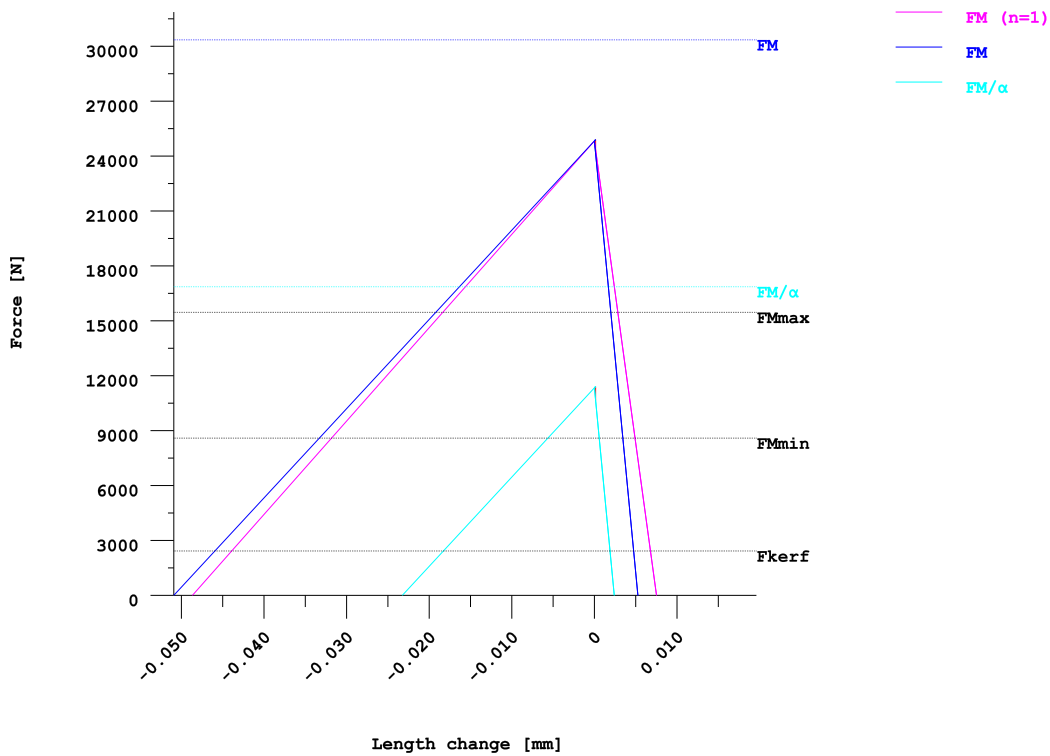


Figure: Display of the clamping diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- The safety against sliding ($SG = FKR/FKerf$) is calculated with FM/α .
- The calculation of the normal values for 90% utilization factor (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according to VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur.
- Surface pressure under washers: Maximum external diameter for calculating the support area is $d_w + 1.6 \cdot h_s$ (VDI 2230: 2015, Formula 194).
- Total required clamp load according to (R2/4): $FKerf \geq \text{Maxi}(FKA + FKP, FKQ)$

End of Report

lines: 243

Příloha č. 3

Report výpočtů KISSsoft – šroubový spoj B

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

Inputs:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the bolts

The bolt load is calculated under the assumption that rigid plates are present..

The user must check that this assumption is correct..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M16		
Pitch (mm)	[P]	2.00	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	14.70	
Core diameter (mm)	[d3]	13.55	
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	201.06	
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	144.12	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00	/ 0.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	970.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	114.00	/ 114.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00	/ 0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	4000.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.100	
Number of screws	[n]	4	
Chosen screw	[no.]	1	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	950.00	/ 950.00
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	2425.00	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is not taken into account			
For sealing (N)	[FKP]	1000.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	85.00	30.00	1.00	950.00	950.00	2425.00
2	85.00	-30.00	1.00	-950.00	-950.00	2425.00
3	-85.00	30.00	1.00	950.00	950.00	2425.00
4	-85.00	-30.00	1.00	-950.00	-950.00	2425.00

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000
sy	0.000	0.000	0.000

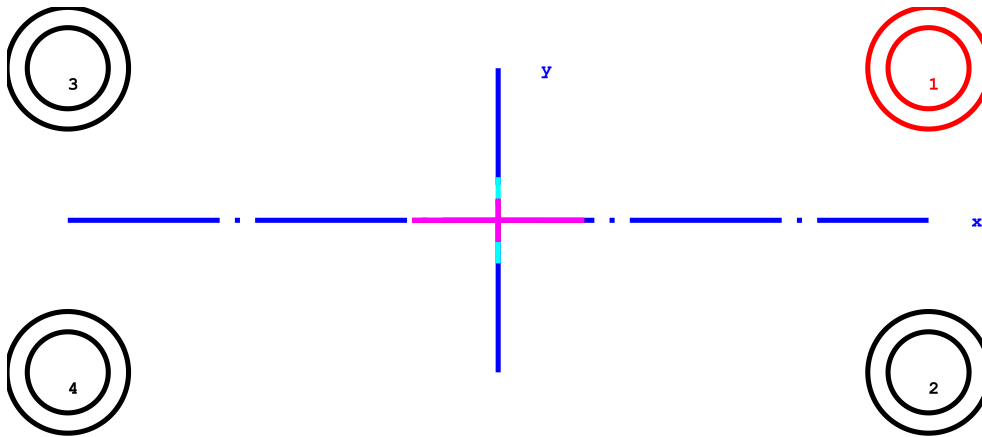


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)	
Tightening factor	[αA]	1.80
Minimum tightening factor (scattering coef. of friction)	[amin]	1.00
Load application factor	[n]	0.70
Bolting type: SV 1		
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00
Load application height (mm)	[lk]	12.60
Coef. of friction in thread	[μG]	0.100 /0.100
Coef. of friction at head support	[μK]	0.100 /0.100
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00
Bolt length (mm)	[l]	60.00
Shank diameter (mm)	[d1]	16.00
Shank length (mm)	[l1]	6.00
Thread length (mm)	[b]	54.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	23.17
Inner diameter of head support (mm)	[da]	17.70
Surface roughness, head bearing area (μm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	156.67
Addendum (mm)	[k]	16.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	24.00
Free thread length (mm)	[l3]	12.00
Width across flats (mm)	[s]	14.00
Reduction coefficient	[kT]	0.50
Strength class	6.8	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	600.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	480.00
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	480.00
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00
Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	1

Part A		
Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	15.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	15.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	18.00
including washers and counter bore depth or extension sleeves		
Through hole standard ISO 273:1979/DIN EN 20273:1992 fine		
Diameter through hole (mm)	[dh]	17.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
Washer below screw head:		
Standard	DIN EN ISO 7089:2000	
External diameter (mm)	[d2]	29.48
Inner diameter (mm)	[d1]	17.27
Thickness (mm)	[h]	3.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	205000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00
Blind hole		
Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Results:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	39.24
Diameter (mm)	[DA]	39.24
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	39.24
Cone angle (°)	[φ]	24.06
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	1.928522e-07
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	1.274785e-07
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	1.105256e-06
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1727
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	9629.40
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	12840.30
-maximum (N)	[FMmax]	23112.54
Pretension force according table (N)	[FMtab]	62000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	75000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	62190.38
for utilization of yield point (%)	[%Re]	90.00
Pretension force (N)	[FV]	52560.98
Additional bolt load (N)	[FSA]	164.10
Additional plate load (N)	[FPA]	785.90
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.01419
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.02555
at FM (mm)	[fS]	0.06874
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00248
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.00446
at FM (mm)	[fT]	0.01199

Calculation with maximum attained pretension force:

for utilization of yield point (%)	[%Re]	90.00
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	62190.38

Pretension force (N)	[FV]	52560.98
Additional clamp load (spare) (N)	[FKres]	21709.91
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M]	432.00
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B]	413.91
Tightening torque (Nm)	[MA]	136.49
Loose torque (Nm)	[ML]	81.45
Surface pressure		
under bolt head (N/mm ²)	[pK]	355.13
under washer (N/mm ²)	[p]	164.01

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	12840.30
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	89.19
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	86.26
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	28.18
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	4.98
Surface pressure		
under bolt head (N/mm ²)	[pK_FMmin]	74.06
under washer (N/mm ²)	[p]	34.21

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	23112.54
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	21709.91
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	160.55
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	154.46
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	50.72
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	20.89
Surface pressure		
under bolt head (N/mm ²)	[pK_FMmax]	132.57
under washer (N/mm ²)	[p]	61.22
Residual clamp load (N)	[FKR]	2425.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	432.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	480.00
Support area		
under bolt head (mm ²)	[ApK]	175.58
under washer (mm ²)	[Ap]	380.19
Permissible surface pressure		
under bolt head (N/mm ²)	[pKzul]	1250
under washer (N/mm ²)	[pzul]	770.00

Summary:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Safety against yield point	[SF]	3.11
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	9.43

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	3.52

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	9.95
------------------------	------	------

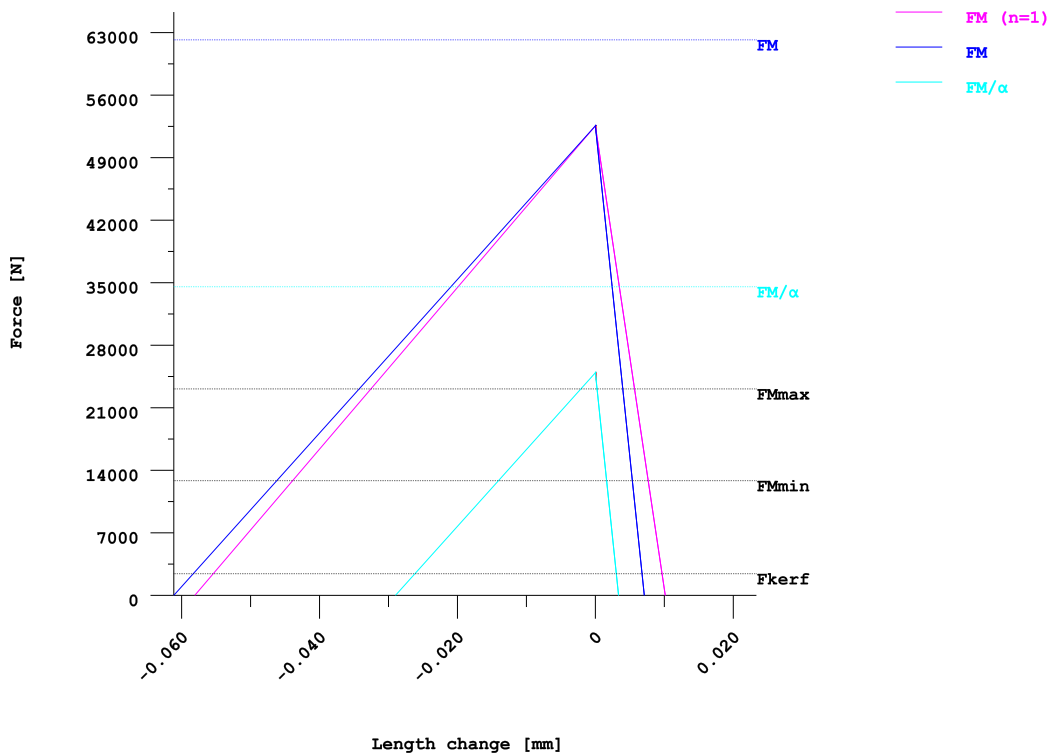


Figure: Display of the clamping diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- The safety against sliding ($SG = FKR/FKerf$) is calculated with FM/α .
- The calculation of the normal values for 90% utilization factor (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according to VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur.
- Surface pressure under washers: Maximum external diameter for calculating the support area is $d_w + 1.6 \cdot h_s$ (VDI 2230: 2015, Formula 194).
- Total required clamp load according to (R2/4): $FKerf \geq \text{Maxi}(FKA + FKP, FKQ)$

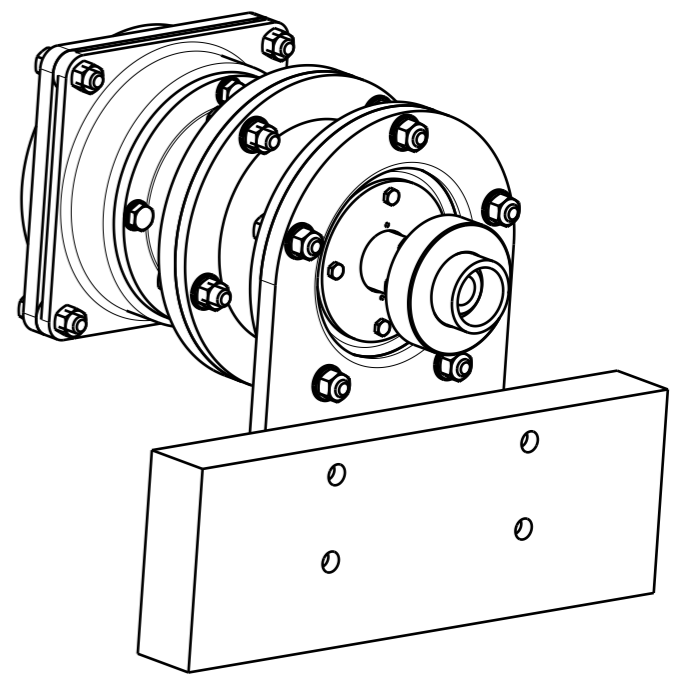
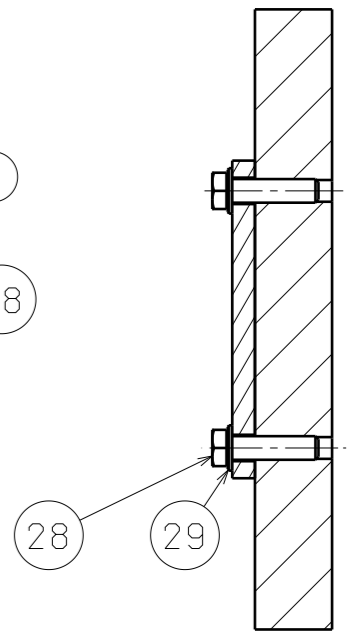
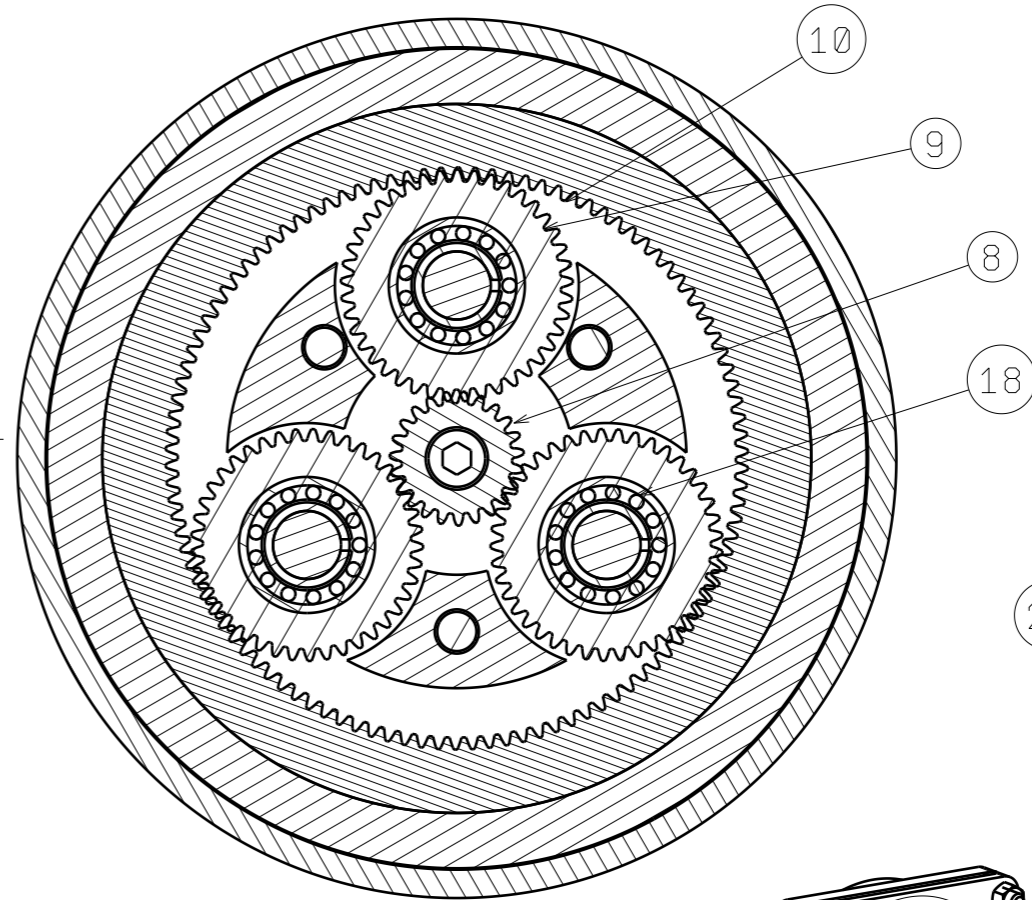
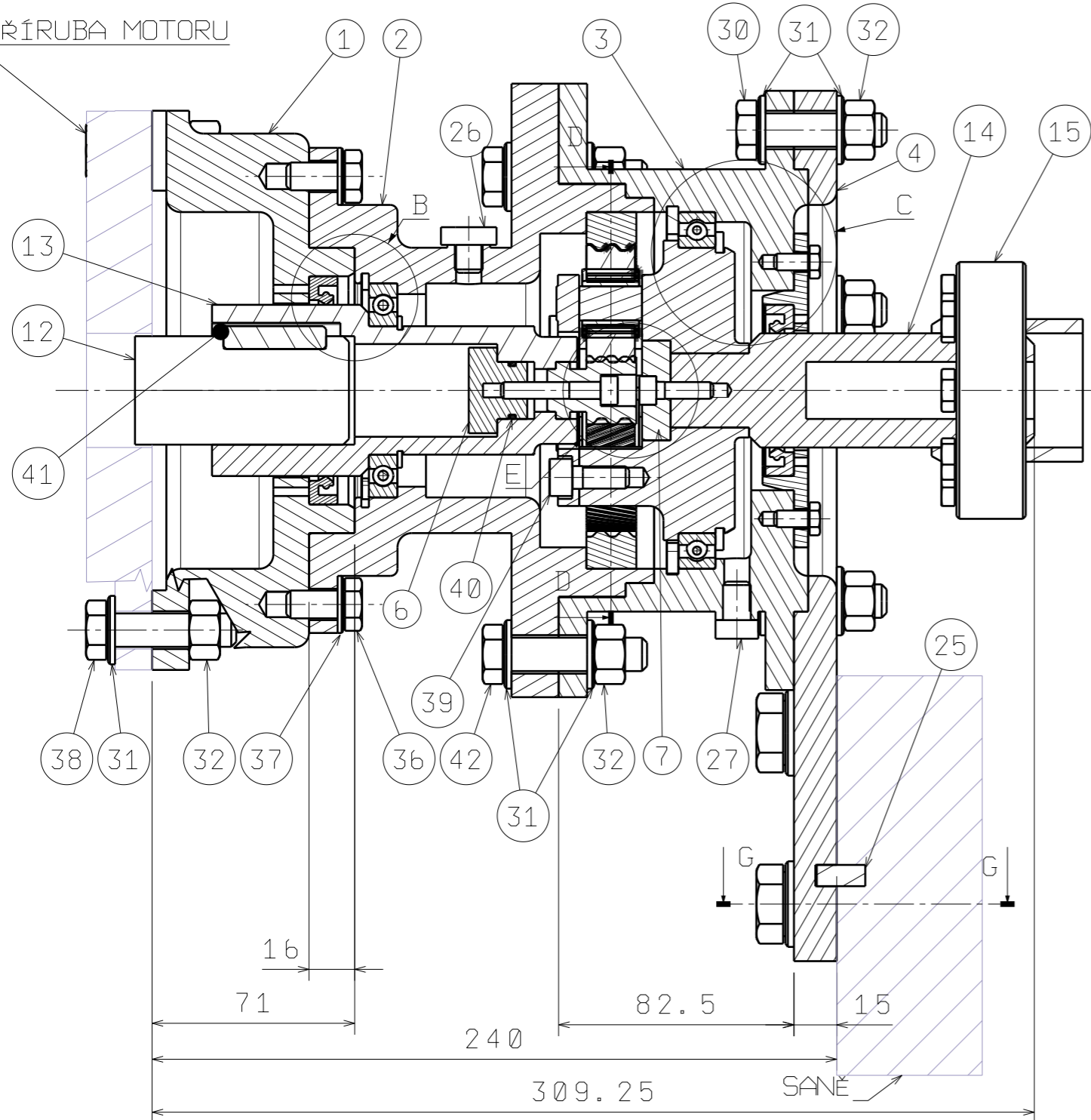
End of Report

lines: 244

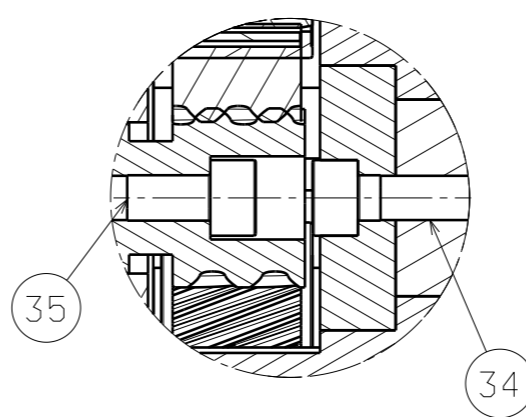
PŘÍRUBA MOTORU

D-D (3:4)

G-G (1:5)

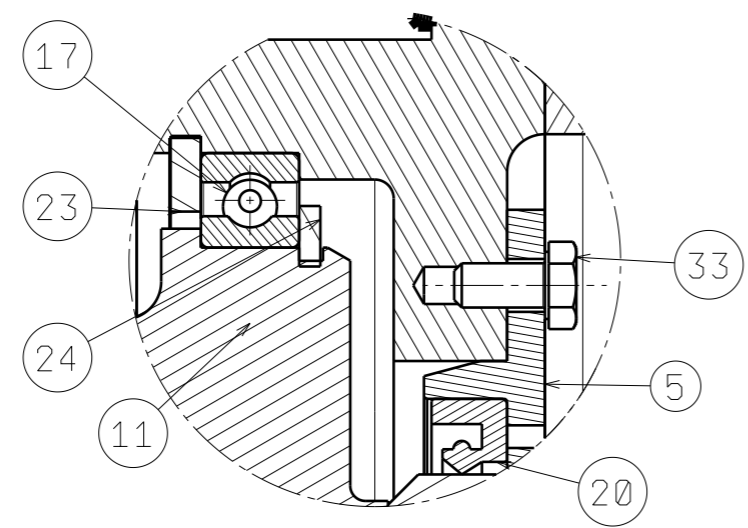
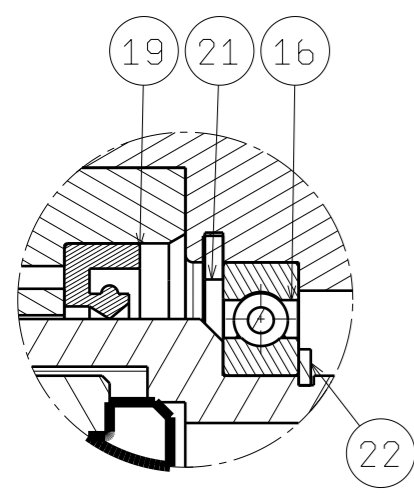


E (1:1)



B (1:1)

C (1:1)

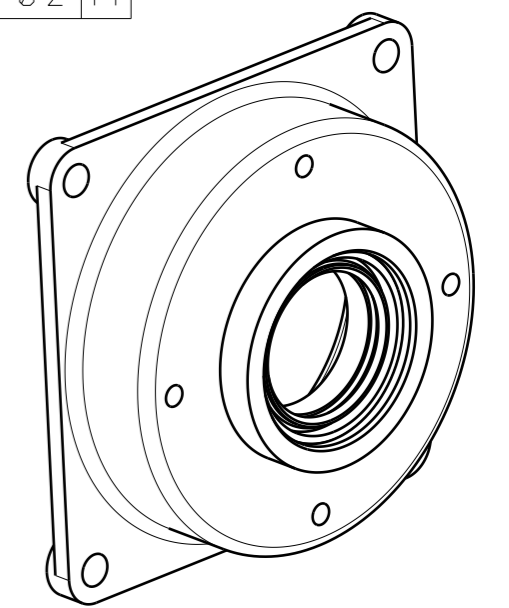
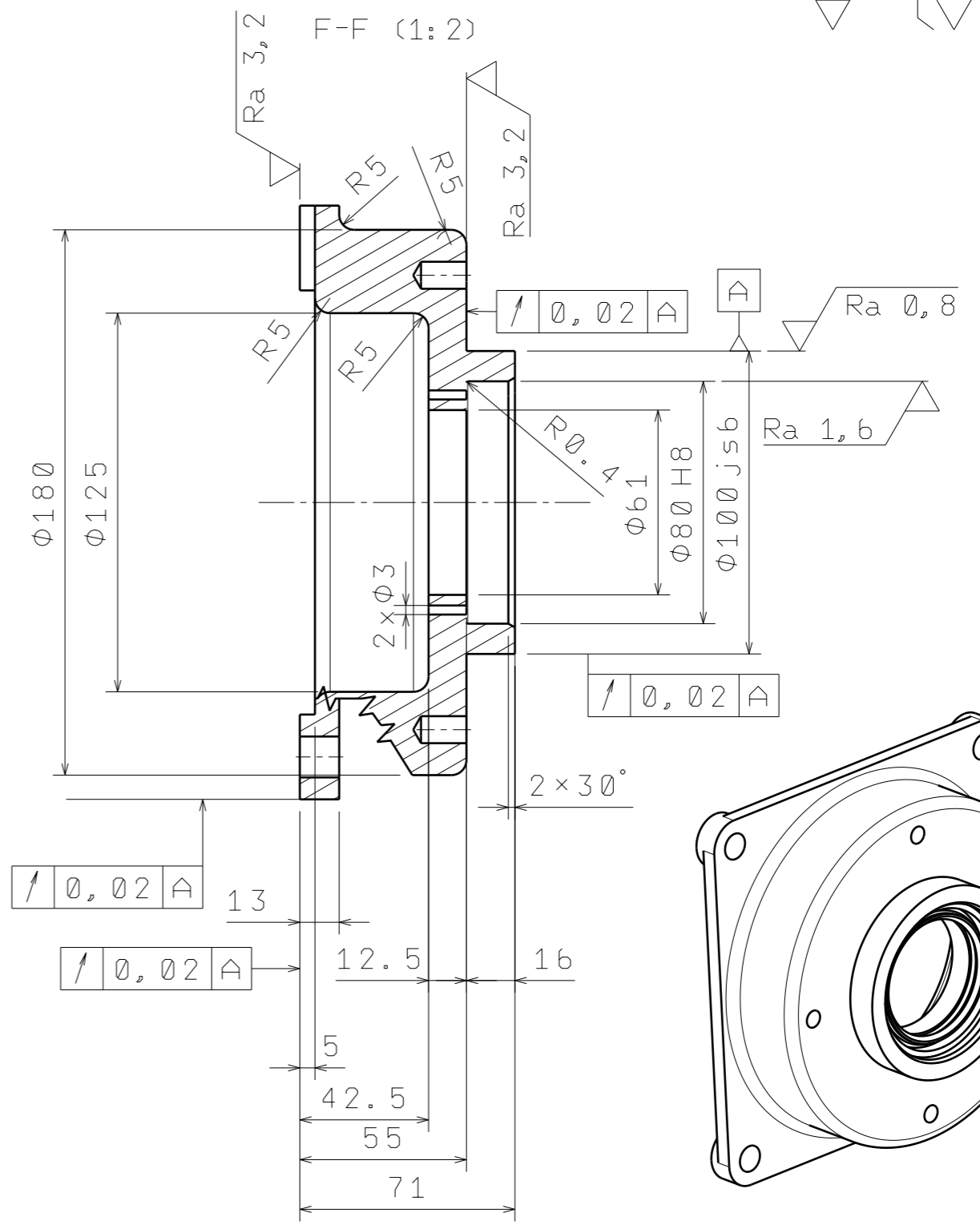
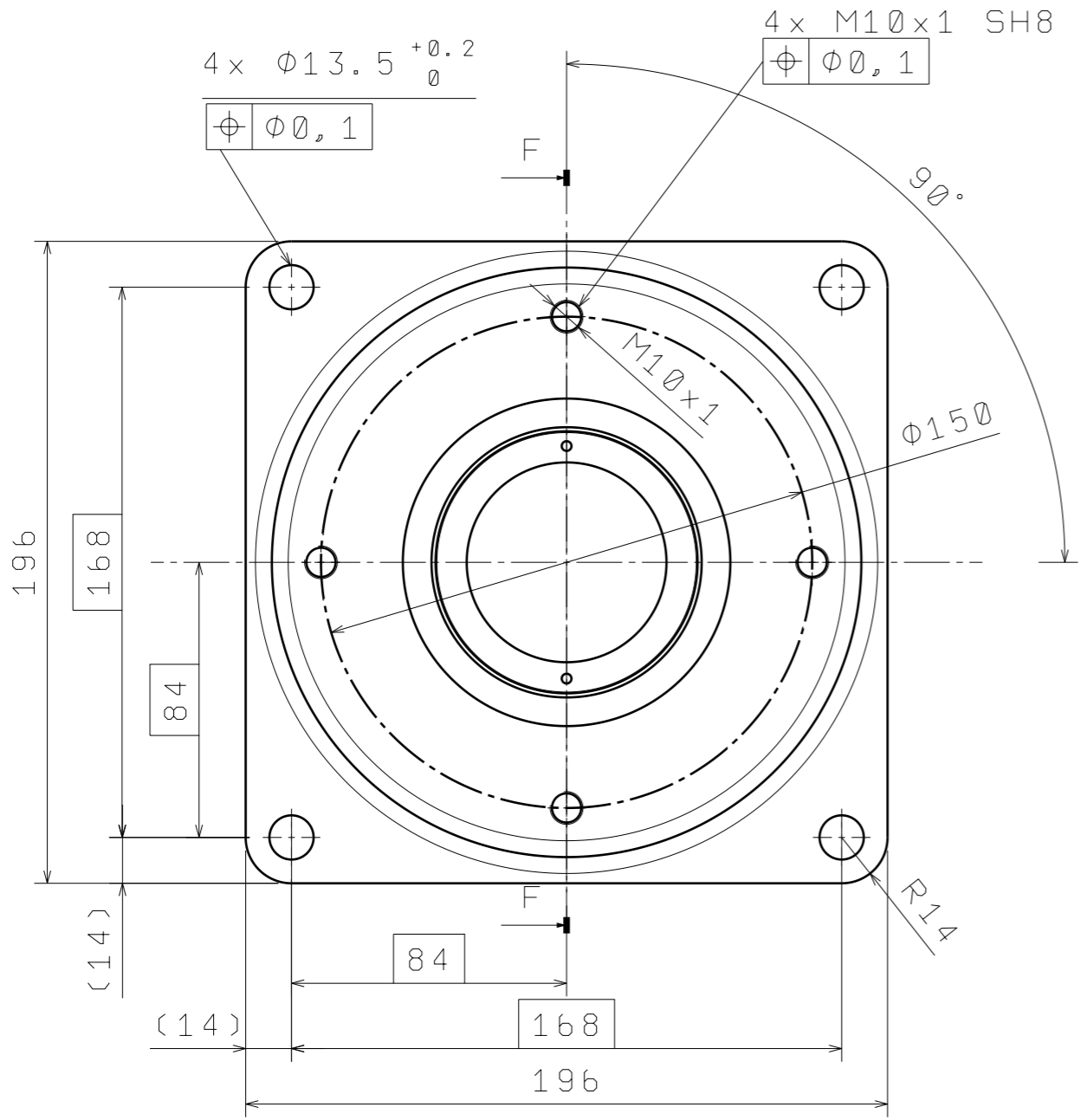


NAKRESLIL David Grún DATUM 17.07.2020		NÁZEV PLANETOVÁ PŘEVODOVKA		I	-
FORMÁT A3				H	-
MERITKO 1:2		ČÍSLO DOKUMENTU BP KKS		G	-
HMOTNOST 47,89		LIST 1/3		F	-
ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITRA KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ				E	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.				D	-
				C	-
				B	-
				A	-

H G B A

H G F E D C B A

6,3 / (✓)



MATERIAL		ČSN 42 2640		POLOTOVAR		ODLITEK		H	-
NAKRESLIL		David Grůn		NÁZEV		PŘÍRUBA - MOTOR		G	-
DATUM		17.07.2020						F	-
FORMÁT		A3				ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITRA KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ		E	-
MERITKO		1:2		HMOTNOST		0,924 kg		D	-
				ČÍSLO DOKUMENTU		BP KKS / 1		C	-
						LIST		B	-
						2/3		A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

H G F E D C B A

POZ.	NÁZEV	MATERIÁL	NORMA/ POLOTOVAR	POČET
1	PŘÍRUBA - MOTOR	ČSN 42 2640	ODLITEK	1
2	STŘEDNÍ KRYT	ČSN 11 523	ČSN 42 5510	1
3	PŘÍRUBA - DESKA	ČSN 11 523	ČSN 42 5510	1
4	DESKA	ČSN 42 2640	ODLITEK	1
5	VÍKO NA VÝSTUPU	ČSN 11 523	ČSN 42 5510	1
6	VÍKO - CETRÁLNÍ	ČSN 11 523	ČSN 42 5510	1
7	VÍKO - UNÁŠEČ	ČSN 11 523	ČSN 42 5510	1
8	CENTRÁLNÍ KOLO	ČSN 15 241	ČSN 42 5510	1
9	SATELIT	ČSN 15 241	ČSN 42 5510	3
10	KORUNOVÉ KOLO	ČSN 15 241	ČSN 42 5510	1
11	UNÁŠEČ	ČSN 42 2640	ODLITEK	1
12	HŘÍDEL - MOTOR	ČSN 12 050	ČSN 42 5510	1
13	HŘÍDEL - VSTUPNÍ	ČSN 12 050	ČSN 42 5510	1
14	HŘÍDEL - VÝSTUPNÍ	ČSN 12 050	ČSN 42 5510	1
15	STUEWE HSD 50-22	ČSN 11 373	-	1
16	SFK 16009	ČSN 42 2456	ČSN 02 4635	1
17	SFK 61820	ČSN 42 2456	ČSN 02 4635	1
18	SFK NKI 12/20	ČSN 42 2456	ČSN 02 4635	3
19	HMS5 60X80X10	NBR 90	ČSN 02 9401	1
20	HMS5 40X60X10	NBR 90	ČSN 02 9401	1
21	POJISTNÝ KROUŽEK 75	ČSN 12 061	ČSN 02 2931	1
22	POJISTNÝ KROUŽEK 45	ČSN 12 061	ČSN 02 2930	1
23	POJISTNÝ KROUŽEK 125	ČSN 12 061	ČSN 02 2931	1
24	POJISTNÝ KROUŽEK 100	ČSN 12 061	ČSN 02 2930	1
25	STŘEDÍCÍ KOLÍK	ČSN 12 040	ČSN 02 2150	3
26	NAPOUŠTĚCÍ ZÁTKA	ČSN 14 260	ČSN 02 1143	1
27	VYPOUŠTĚCÍ ŠROUB M10	ČSN 14 260	ČSN 02 1143	1
28	ŠROUB M16X60	ČSN 14 260	ČSN 02 1103	4
29	PODLOŽKA M16	ČSN 11 423	ČSN 02 1701	4
30	ŠROUB M12X45	ČSN 14 260	ČSN 02 1103	5
31	PODLOŽKA M12	ČSN 11 423	ČSN 02 1701	24
32	MATICE M12	ČSN 14 260	ČSN 02 1402	14
33	ŠROUB M6X12	ČSN 14 260	ČSN 02 1103	4
34	ŠROUB M6X20	ČSN 14 260	ČSN 02 1103	1
35	ŠROUB M6X35	ČSN 14 260	ČSN 02 1103	1
36	ŠROUB M10X20	ČSN 14 260	ČSN 02 1103	4
37	PODLOŽKA M10	ČSN 11 423	ČSN 02 1402	4
38	ŠROUB M12X45	ČSN 14 260	ČSN 02 1103	4
39	ŠROUB M8X20	ČSN 14 260	ČSN 02 1143	4
40	TĚSNÍCÍ KROUŽEK	NBR 70	-	1
41	TĚSNÉ PERO	ČSN 12 050	ČSN 02 2507	1
42	ŠROUB M12x50	ČSN 14 260	ČSN 02 1103	1

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITRA KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ		NÁZEV DOKUMENTU KUSOVNÍK	
		FORMÁT A4	ČÍSLO DOKUMENTU BP KKS/K
NAKRESLIL David Grún	DATUM 20. 07. 2020	SHEET 3/3	