

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní zaměření: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh planetové převodovky

Autor: **Bc. Pavel BAKOWSKÝ**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Pavel BAKOWSKÝ**
Osobní číslo: **S13N0036P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Konstrukční návrh planetové převodovky**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Požadavky na vlastnosti konkrétní konstrukce budou uvedeny v příloze zadání.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše problému
2. Varianty řešení, volba optimální konstrukční varianty
3. Podklady pro výpočet - vstupní parametry (zátěžné stavy), rozměrový náčrt
4. Projekt zadaného typu zařízení, dokumentace zahrnující sestavu a výrobní výkresy, kusovník, výpočet a popis
5. Závěry - zhodnocení konstrukce vzhledem k zadání i konstrukci

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

STANĚK, J., NĚMEJC, J. Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací. Plzeň: ZČU, 2005

KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy. 1.vyd.. Plzeň: ZČU, 2011

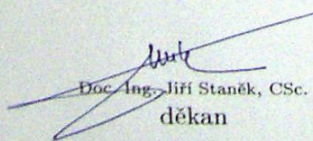
HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra - strojní části 1. Praha: Computer Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra - strojní části 2. Praha: Computer Press, 2000

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Petr Holý**
MKV Ozubená kola s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Věra Čašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Autorská práva

Podle Zákona o právu autorském. č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení: Bakowský	Jméno: Pavel		
STUDIJNÍ OBOR	Stavba výrobních strojů a zařízení			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení: Doc. Ing. Krátký Ph.D.	Jméno: Jaroslav		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh planetové převodovky			

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZDÁNÍ	2015
----------------	---------	----------------	-----	----------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	169	TEXTOVÁ ČÁST	82	GRAFICKÁ ČÁST	87
---------------	------------	---------------------	-----------	----------------------	-----------

<p>STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL, POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Konstrukční řešení planetové převodovky pohonu housenicového podvozku o přenášeném výkonu 75[kW]. Cílem je rešerše možných řešení dané problematiky, výpočet jednotlivých částí a samotný konstrukční návrh zvolené varianty včetně výkresu sestavy s kusovníkem a ukázkových výrobních výkresů.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p>	<p>Planetová převodovka, housenicový podvozek, výpočet ozubení, MKP analýza</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname: Bakowský	Name: Pavel	
FIELD OF STUDY	Design of Manufacturing Machines and Equipment		
SUPERVISOR	Surname: Doc. Ing. Krátký Ph.D.	Name: Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete hen not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of planetary gearbox		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Department of Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	------------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and aq. A4)

TOTALY	169	TEXT PART	82	GRAPHICAL PART	87
---------------	------------	------------------	-----------	-----------------------	-----------

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Design of planetary gearbox of mining equipment with transmitting power 75[kW]. The aim is to research potential variants of the issue, the calculation of individual parts and the construction of design selected variant including an assembly drawing with parts list and manufacturing drawings sample.
KEY WORDS	Planetary gearbox, mining equipment, gear calculation, FEM

Obsah

1	Analýza problému	9
1.1	Zadavatel diplomové práce.....	9
1.2	Téma diplomové práce	9
1.3	Určení převodovky	9
1.4	Housenicový povozek.....	10
1.5	Připojení pohonu na housenicový podvozek.....	10
1.6	Převodovky obecně.....	11
1.6.1	Olejoznak	12
1.6.2	Výpustní ventil	13
1.6.3	Odvzdušňovač	13
1.6.4	Těsnění převodovky	13
1.7	Převody s přímou vazbou s využitím tvarových elementů.....	14
1.7.1	Válcová soukolí.....	14
1.7.2	Kuželová soukolí.....	16
1.7.3	Šneková soukolí	18
1.8	Planetové převody	19
1.9	Mazání převodovek	20
1.9.1	Mazání kapáním	21
1.9.2	Mazání broděním a rozstříkem.....	21
1.9.3	Oběhové mazání	21
1.9.4	Tlakové mazání olejovou mlhou	21
1.10	Spojení.....	21
1.10.1	Rotační uložení.....	21
1.10.2	Pevné spojení.....	23
2	Varianty řešení, volba optimální varianty.....	23
2.1	Analýza současného stavu	24
2.2	Počet planetových stupňů	25
2.3	Varianta řešení vstupního převodu	25
2.3.1	Kuželo-čelní vstupní převod	25
2.3.2	Šnekový vstupní převod	26
2.4	Uložení satelitů	27
2.4.1	Ložiska mimo satelit	27

2.4.2	Ložiska uvnitř satelitu	28
2.4.3	Ložiska	28
2.5	Uložení centrálních kol.....	29
2.5.1	Centrální kola uložená napevno	29
2.5.2	Centrální kola uložená letmo.....	30
2.6	Mazání	30
2.6.1	Mazání broděním + rozstříkem	31
2.6.2	Oběhové mazání vstupního převodu	31
2.7	Volba optimální varianty	32
2.7.1	Zvolená varianta	33
2.8	Ověření zadaných parametrů	33
3	Výpočet planetové převodovky	34
3.1	Kinematické schéma převodovky.....	34
3.2	Výpočet ozubení	34
3.2.1	Návrh ozubení v programu Kisssoft.....	35
3.2.2	Návrh jednotlivých převodů.....	37
3.3	Výpočet ložisek	39
3.3.1	Výpočet ložisek u šnekového soukolí	40
3.3.2	Výpočet ložisek satelitů	43
3.3.3	Ložiska nesoucí unášče	44
3.3.4	Tabulka použitých ložisek.....	46
3.4	Výpočet drážkování	46
3.4.1	Postup výpočtu	46
3.4.2	Vypočtená drážkování.....	47
3.5	Kontrola šroubových spojů.....	48
4	Konstrukční řešení planetové převodovky.....	49
4.1	Celkový popis	49
4.2	Skříň vstupního převodu.....	52
4.3	Šnekové soukolí.....	54
4.4	Uložení šnekového soukolí.....	55
4.5	Popis planetových stupňů	57
4.5.1	1. planetový stupeň.....	57
4.5.2	2. planetový stupeň.....	59
4.6	Spojení planetových stupňů.....	60

4.7	Těsnění převodovky	61
4.7.1	Těsnění vstupní hřídele	61
4.7.2	Těsnění výstupní hřídele	62
4.8	Další části převodovky	64
4.8.1	Vypouštění oleje.....	64
4.8.2	Kontrola hladiny oleje.....	64
4.8.3	Ohřev oleje	65
4.8.4	Odvzdušňovač	66
4.9	Sestava pohonu	66
5	MKP analýza.....	67
5.1	3D model	67
5.2	Výpočtový model	68
5.2.1	Tvorba sítě.....	68
5.2.2	Zatížení a okrajové podmínky.....	71
5.3	Výsledky analýzy	75
5.3.1	Tuhostní analýza	75
5.3.2	Pevnostní analýza.....	76
6	Závěr	78
7	Bibliografie	80
8	Seznam příloh	82

1 Analýza problému

1.1 Zadavatel diplomové práce

Zadavatelem této diplomové práce je společnost MKV ozubená kola s.r.o. Tato společnost vznikla roku 1993. Navázala na práci Škodových závodů a zabývá se výrobou převodovek převážně pro důlní průmysl. Ve výrobním programu společnosti jsou jak převodovky sériové, tak i výroba převodovek atypických, kusová výroba či repase převodovek. Společnost má sídlo v Plzni.

1.2 Téma diplomové práce

Tématem diplomové práce je návrh a konstrukční řešení planetové převodovky pohonu housenicového podvozku s přenášeným výkonem 75[kW], výstupní otáčky přibližně 1,5 [ot/min]. Servisní faktor $K_a=1,5$. Jedná se o převodovku do pomala složenou ze dvou planetových stupňů a předstupně, který bude volen šnekový či kuželo-čelní. Obsahem této práce bude rozbor možných konstrukčních variant řešení a realizace přenosových částí převodovky. Konstrukční řešení bude vycházet ze stávající převodovky s přenášeným výkonem 70[kW]. Je nutno zachovat přípojovací rozměry stávajícího řešení (viz kap. 1.5). Cílem je kompletní návrh dle zadaných parametrů a tvorba výkresové dokumentace.

1.3 Určení převodovky

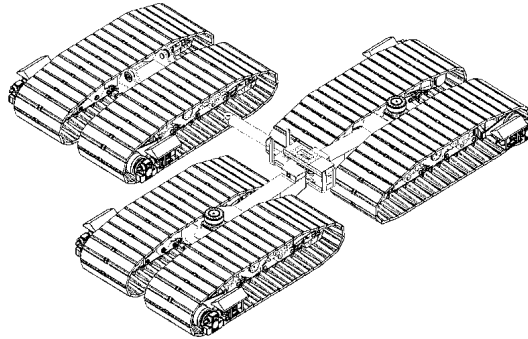
Převodovka je určena pro pohon housenicového podvozku zakladače ZDPH 6300. Pohotovostní hmotnost tohoto stroje je cca 1400[t] a rychlost pojezdu se pohybuje v rozmezí 2,5-10 [m/min]. Převodovka je určena pro převod do pomala, provozní doba je cca 3-4 hod denně při každodenním provozu. Předpokládá se, že převodovka bude pracovat převážně v pracovním smyslu otáčení (revers max 10% provozního času). Životnost všech částí převodovky byla stanovena na 15000[hod]. Převodovka samozřejmě může být použita na libovolný housenicový podvozek, ovšem je zapotřebí brát v potaz přípojovací rozměry výstupu (příruby) a přípojovací rozměry táhla reakce (viz kapitola 1.5).



Obrázek 1-1 Zakladač ZDPH 6300 [1]

1.4 Housenicový povozek

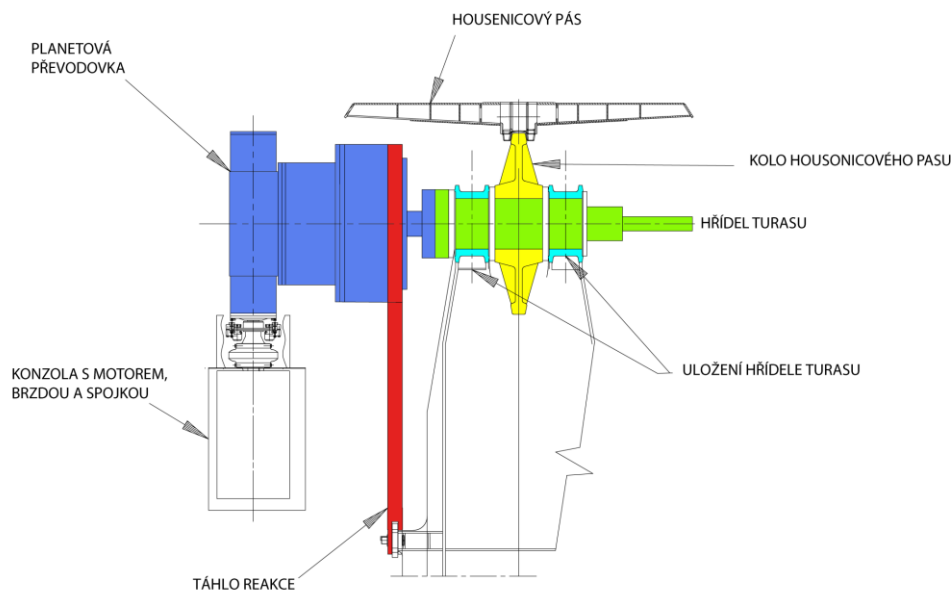
Jedná se o pásový povozek těžké těžební techniky. Většinou je složen z několika pásů-housenic, kde každý pás je opatřen vlastní (planetovou) převodovkou. Podvozek musí být dostatečně robustní, aby unesl tíhu těžebního stroje. Pohon podvozku musí být dostatečně výkonný k umožnění pojezdu daného stroje.



Obrázek 1-2 Housenicový podvozek [1]

1.5 Připojení pohonu na housenicový podvozek

Převodovka je spojena s housenicovým podvozkem pomocí příruby na výstupní hřídeli. Výstupní hřídel tedy nese váhu celého zařízení a zároveň pohání housenicový podvozek. Aby nedošlo k otáčení celé převodovky, je moment zachycován táhlem reakce, které je připojeno na korunové kolo 2. planetového stupně. Táhllo reakce je spojeno s rámem podvozku. Hnací člen (motor) je umístěna na konzoly, která je přišroubována k tělesu převodové skříně. Připevnění je znázorněno na schématu níže.



Obrázek 1-3 Připevnění převodovky k podvozku [1]

Na schématu jsou barevně odlišeny všechny hlavní části housenicového podvozku. Modrou barvou je znázorněna planetová převodovka, ta je přichycena pomocí příruby k hřídeli turasu. Hřídel turasu je uložena v rámu housenicového podvozku (znázorněno tyrkysovou barvou). Ha hřídeli turasu se nachází hnací ozubené kolo - turasové kolo,

zabírající do housenicového pásu. Aby se převodovka neotáčela společně s hřídelí turasu, je rám převodovky spojen s rámem housenicového podvozku pomocí reakčního táhla, zobrazeného červenou barvou.



Obrázek 1-4 Housenicový podvozek [1]

1.6 Převodovky obecně

Převodovka je strojní zařízení umožňující transformaci pohybu a zatížení mezi hnacím a hnaným členem. Tedy mění velikost vstupního točivého momentu a velikost otáček. Dle velikosti výstupních otáček, v porovnání se vstupními otáčkami, lze převodovky rozdělit s převodem do rychla (výstupní otáčky vyšší než vstupní) a do pomala (výstupní otáčky menší než vstupní). Rozdíl otáček je charakterizován převodovým poměrem i , což je podíl rychlosti hnacího a hnaného členu. Přenos zatížení je možno realizovat:

- a) pomocí normálových sil mezi tvarovými prvky:
 - zuby spoluzabírajících kol
 - zuby kola a řetězu
 - zuby kola a ozubeného řemenu
 - mezi závity pohybového šroubu a matice
- b) pomocí třecích účinků:
 - koly třecího převodu
 - mezi kolem a řemenem (ne ozubeným)
 - mezi kolem a lanem

Poloha os vstupního a výstupního členu může být rovnoběžná, různoběžná či mimoběžná. V převodovce může docházet k transformaci pohybu z rotace na rotaci, posuvu na rotaci, rotaci na posuv či posuvu na posuv, záleží na použitých přenosových elementech. Převodovka je charakterizována jejím převodovým poměrem, přenášeným výkonem a počtem stupňů (převodů) [2].

Převodovka může být složena z jednoho či více soukolí. Přičemž hnací ozubené kolo se označuje jako pastorek, hnané ozubené kolo se nazývá jen kolo. Jednotlivá ozubená kola jsou uložena na hřídelích. Ozubené kolo může být buď součástí hřídele (většinou menší pastorky), nebo je na hřídeli nasazeno a zajištěno proti pohybu. Pokud není ozubené kolo součástí hřídele, jsou pro přenos kroutícího momentu mezi kolem a hřídelem použita pera

nebo drážkování (dle velikosti přenášeného momentu). Ozubené kolo je pak nutno ještě zajistit proti axiálnímu posuvu a to buď nalisováním, pojistným kroužkem či rozpěrnou trubkou.

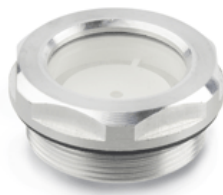
Jednotlivé hřídele jsou umístěny v převodové skříni pomocí ložisek. Při volbě ložisek je důležité, aby ložiska zachytila jak radiální, tak případné axiální síly vzniklé v převodovém stupni. Lze použít ložiska jak valivá, tak kluzná, což záleží na aplikaci. Valivá ložiska jsou vhodná spíše pro převodovky s menšími otáčkami, v převodovkách s převodem do pomala. Použití kluzných ložisek je vždy nákladnější, proto se používají v případech, kdy je to nezbytně nutné.

Těleso převodové skříně může být svařenec nebo odlitek. Odlitky se hodí spíše pro sériovou výrobu, kde se ztratí náklady spojené s výrobou modelu ve velkém množství odlévaných skříní převodovek, také lití více kusů je rychlejší než svařování.

Převodovka musí být dále vybavena zařízením souvisejícím s olejovým hospodářstvím, a to zejména:

1.6.1 Olejznak

Olejznak se umísťuje na bok převodovky na viditelné místo. Slouží k určení správné hladiny oleje v převodové skříni. Jedná se buď o pouhou zátka se skleněnou čočkou, která ukazuje pouze hladinu oleje v malém rozsahu okolo správného množství nebo o průhlednou trubičku s rýskou, která zachycuje hladinu oleje ve větší škále.



Obrázek 1-6 Olejznak (zátka) [3]



Obrázek 1-5 Sloupcový ukazatel hladiny [18]

Pro určení hladiny oleje lze také použít olejové zátky, které jsou vhodné například pro zjištění hladiny oleje v převodovce pod náklonem, kdy hodnota oleje na olejoznaku je zrczená. Dalším způsobem měření hladiny je použití olejové měrky, tento způsob není přesný jako použití olejoznaku, ale pro orientaci o stavu oleje je dostačující. Olejová měrka je také vhodná pro použití v prostředí, kde by mohlo dojít k poškození olejoznaku. Olejová měrka sestává z kovového pásku umístěného na zátce.



Obrázek 1-7 Olejová měrka [19]

1.6.2 Výpustní ventil

Jedná se buďto o ventil či pouze o zátku umístěnou na spodku skříně sloužící pro vypuštění olejové náplně z vnitřku převodovky. Výpustní ventil je nutno umístit na co nejnižší místo v převodovce, aby při otevření vytekla pokud možno všechna olejová náplň.



Obrázek 1-8 Výpustní ventil [20]

1.6.3 Odvzdušňovač

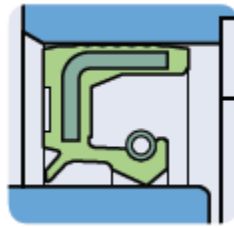
Odvzdušňovač slouží k vyrovnávání tlaku mezi převodovkou a okolím. Vlivem zahřívání oleje uvnitř převodovky dochází ke zvyšování tlaku vzduchu v převodovce oproti okolnímu prostředí. Odvzdušňovač slouží k upouštění tlaku z převodovky, pokud by jím převodovka nebyla vybavena, došlo by k expanzi vzduchu přes těsnění převodovky a tím by mohlo dojít k jejím netěsnostem. Odvzdušňovač může být také vybaven filtrem a musí být konstrukčně řešen tak, aby skrz něj nepronikaly nečistoty do převodovky a také aby z převodovky nedocházelo k úniku oleje do okolí.



Obrázek 1-9 Odvzdušňovač [3]

1.6.4 Těsnění převodovky

Těleso převodové skříně je nutno utěsnit proti unikání oleje z převodovky a také proti vnikání nečistot do převodovky. Nečistoty by mohly znečistit olej a to by mohlo vést k poškození ozubených kol či ložisek. Je nutno utěsnit dělicí rovinu a ostatní odnímatelné části (např. víčka) buďto papírovým těsněním nebo dnes více používaným těsnícím tmelem. Vstupní a výstupní hřídel je nutno taktéž utěsnit a to buď hřídelovým těsněním (Gufero) a nebo pomocí labyrintu. Hřídelové těsnění je gumové těsnění, které se umístí do víčka na skříně a pomocí bříty se dotýká hřídele. Břit je přitom přitlačován pružinou. Hřídelové těsnění může být ještě vybaveno prachovkou, zabraňující vniku nečistot mezi břit Guferu a hřídel - tím prodlužuje jeho životnost. Labyrint je způsob těsnění pomocí tvarových elementů na hřídeli a víčku. Ve víčku může být kanálek vracející olej zpět do tělesa převodovky. Při realizaci labyrintového těsnění je nutno dbát na sousost hřídele a víčka - nesmí dojít ke kontaktu mezi jednotlivými částmi. Vzdálenost mezi díly nesmí být moc velká, jinak by docházelo k netěsnostem.



Obrázek 1-10 Hřídelové těsnění [4]

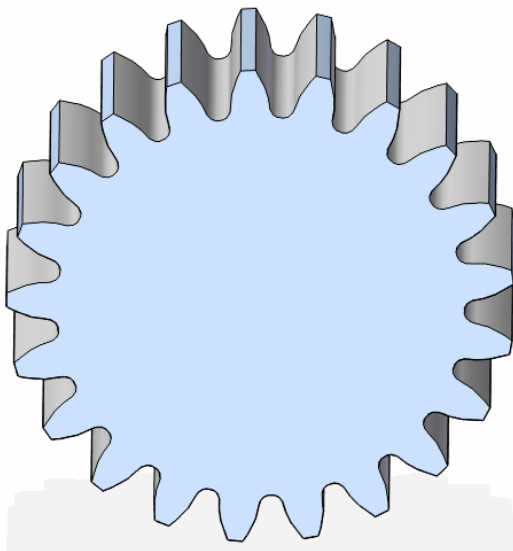
1.7 Převody s přímou vazbou s využitím tvarových elementů

Jedná se o skupinu, do které patří všechny druhy ozubených převodů a také převody pohybový šroub - pohybová matice. Jedná se o převodové mechanismy se dvěma vzájemně vázanými členy s jedním stupněm volnosti. Mezi členy dochází k přenosu pohybu a zatížení prostřednictvím tvarových elementů (zubů), které se vzájemně dotýkají. Jednotlivé členy jsou přichyceny k rámu, který je většinou nepohyblivý. Rám vymezuje osovou vzdálenost mezi tvarovými elementy. Dle tvaru zubů lze ozubená kola rozdělit na několik typů:

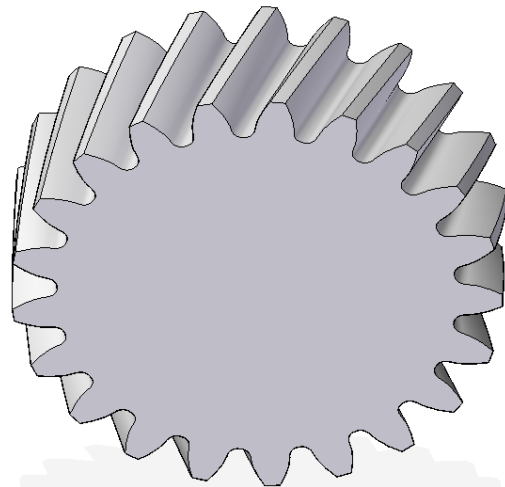
1.7.1 Válcová soukolí

Jedná se o nejčastěji používaný převod s vysokou účinností. Vazba je založena na principu záběru s přímým dotykem obou spoluzabírajících členů, jejichž zuby se po sobě odvalují. Ozubení je vytvořeno na válcových tělesech, může být buď vnější nebo vnitřní (dle toho, jestli je vyrobeno na vnější či vnitřní straně válcového tělesa). Zuby mohou být vyrobeny buď rovnoběžné s osou rotace či mohou být mírně skloněna, dle toho lze ozubená kola rozlišit na:

- ozubení s přímými zuby - zuby jsou rovnoběžné s osou ozubeného kola
- ozubení se šikmými zuby - osa zubu je skloněna pod úhlem β vůči ose ozubeného kola, zuby vytvářejí šroubovici. Při použití těchto kol vzniká v ozubení axiální síla, kterou je nutno zachytit v uložení. [2]



Obrázek 1-12 Kolo s přímými zuby



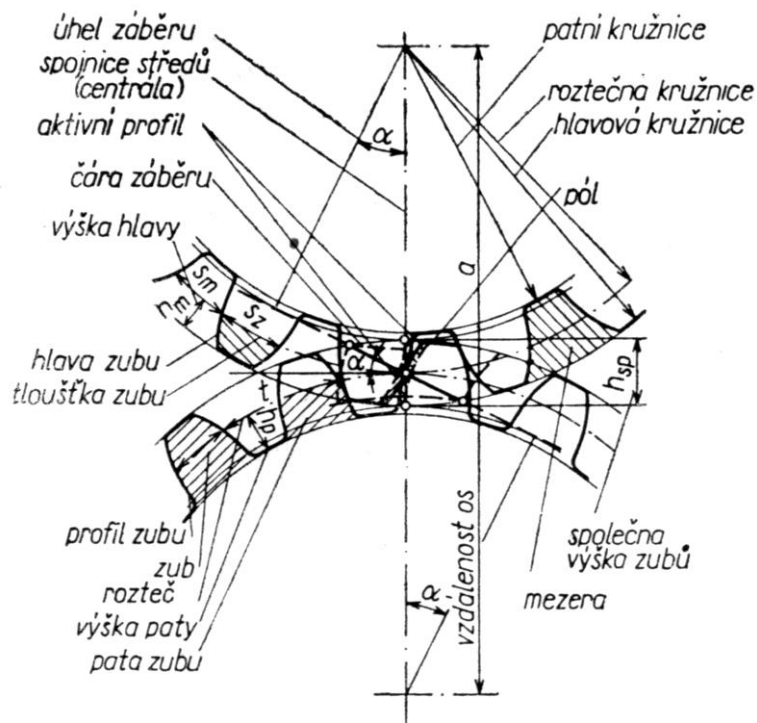
Obrázek 1-11 Kolo s šikmými zuby

Zvláštním případem ozubení se šikmými zuby je ozubení s dvojité šikmými zuby (šípové ozubení), které se skládá z dvojice šikmých ozubení, které jsou skloněny proti sobě. V tomto typu ozubení nevznikají žádné axiální síly (v každé části vznikne stejně velká axiální síla, opačně orientovaná, takže se jejich účinek vyruší). Tento typ ozubení je velmi náročný na výrobu, proto lze místo jednoho kola s dvojicí zubů s opačným sklonem použít i dvojici kol s opačným sklonem zubů, které se umístí na jednu hřídel a zabírají s dvojicí kol na hnané hřídeli. Tento princip je stejný jako použití šípového ozubeného kola, ovšem je snažší na výrobu.



Obrázek 1-13 Šípové ozubení

1.7.1.1 Geometrie válových kol



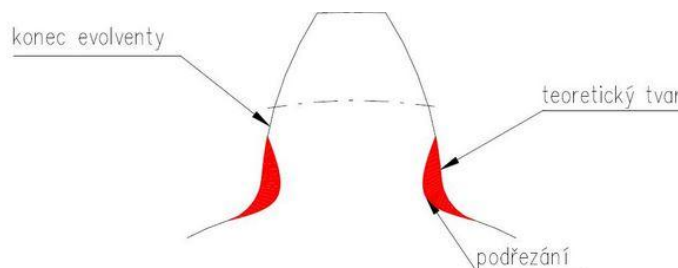
Obrázek 1-14 Geometrie válcových soukolí [5]

Na obrázku 1-14 je znázorněna dvojice spoluzabírajících kol, ke styku dochází na roztečné kružnici (u nekorigovaných soukolí). Vzdálenost mezi středy kol je označována jako osová vzdálenost. Každý zub je tvořen pomocí základní kružnice, dle tvaru boku zubů lze ozubení rozlišit na:

- Cykloidní*: vzniká odvalováním kružnice po kružnici, používá se výjimečně (drahý nástroj, problémová korekce, citlivost na osovou vzdálenost)
- Kruhový oblouk*: zuby mají konvexní či konkávní boky zubů, zuby jsou tvořeny kruhovými oblouky. Mají malý stykový tlak, ovšem výroba je nákladná.
- Evolventní*: vznikají odvalováním přímky po základní kružnici, každý bod opisuje evolventu. Jedná se o nejvíce používaný profil zubů [2]

Při výrobě ozubení může dojít k odchylce profilu boku zubu od požadovaného nebo nemusí souhlasit osová vzdálenost, proto se zavádí korekce ozubených kol. Může docházet k těmto případům:

- Zamezení podříznutí paty zubu*: pokud má ozubení malý počet zubů tak výrobní hřeben zasahuje příliš do patní kružnice již obroběného zubu, dochází tak ke ztenčení patního profilu zubů.



Obrázek 1-15 Podříznutí zubu [15]

- Zamezení špičatění zubu*: dochází k přibližování evolvent boků zubů, a tedy dochází k zmenšování tloušťky zubu na hlavové kružnici.
- Korekce osová vzdálenosti*: tato korekce se provádí za předpokladu, že teoretická osová vzdálenost je jiná než valivá osová vzdálenost [2]

Za předpokladu korigovaných soukolí nedochází ke styku zubů kol na roztečné kružnici, ale na kružnici valivé.

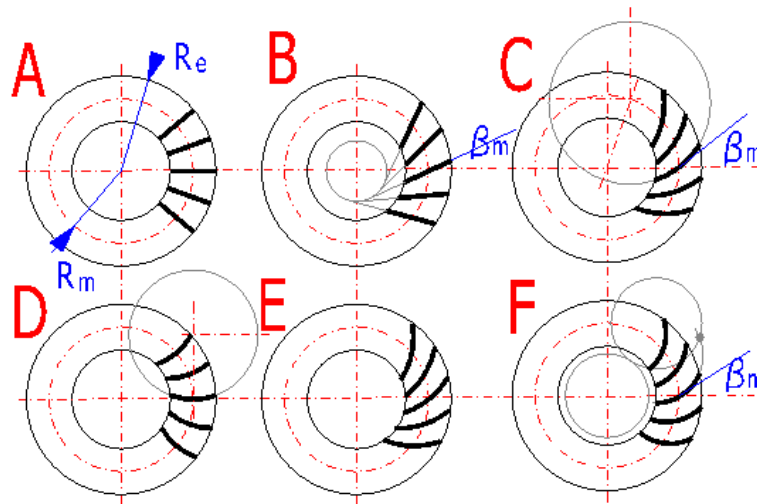
1.7.2 Kuželová soukolí

Kuželová soukolí vytvářejí kinematickou a silovou vazbu mezi koly s různoběžnými hřídely, obvykle však pod úhlem 90° . Zuby kol se po sobě odvalují, proto mají vysokou účinnost (cca 97%).

Dle toho, jestli je podélná křivka boku zubu vůči přímce směřující do vrcholu kužele rovnoběžná či mírně skloněná se kuželová soukolí rozlišují na:

- Ozubení s přímými zuby*: podélná osa zubu je rovnoběžná s danou přímkou
- Ozubení se šikmými zuby*: zub vytváří šroubovici, podélná osa je nerovnoběžná s přímkou směřující do vrcholu kužele
- Ozubení se zakřivenými zuby*: podélná křivka zubu je vůči přímce směřující do vrcholu kužele skloněná [2]

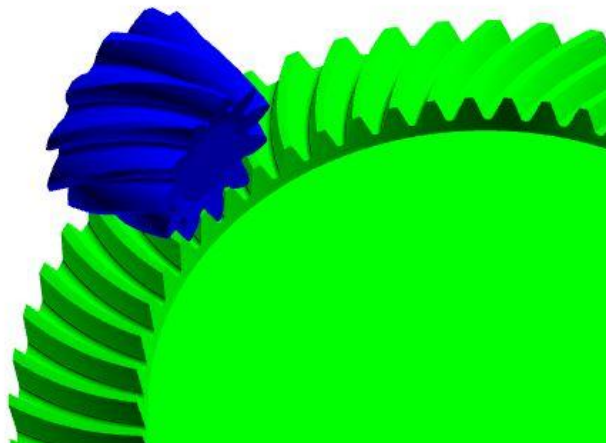
Kuželová kola poté lze rozdělit také dle čáry podél boku zubu a to na:



Obrázek 1-16 Kuželová kola dle čáry podél boku zubu [6]

- A. *Kola s přímým ozubením*: řídící křivkou je přímka procházející středem kuželového kola.
- B. *Kola se šikmým ozubením*: Šikmé zuby jsou pouze u rovinného kola, u kol jsou zuby šroubové. Řídící křivka je přímka dotýkající se pomocné kružnice.
- C. *Kola s kruhovými zuby – Gleason*: Řídící křivka je kružnice, která má střed na pomocné kružnici kuželového kola.
- D. *Kola s kruhovými zuby – Gleason-Zerol*: Řídící křivka je kružnice, která má střed na pomocné kružnici kuželového kola. Jedná se o typ kuželového soukolí nejčastěji používaného v USA.
- E. *Kola s paloidními zuby - Klingelberg*: Řídící křivkou je prodloužená evolventa – paloida.
- F. *Kola s eloidními zuby*: Řídící křivkou je prodloužená epicykloida.

[2]



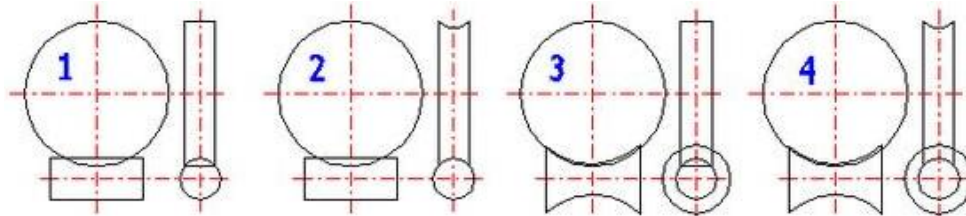
Obrázek 1-17 Kuželové soukolí Klingelberg

Kuželová kola, stejně jako kola válcová, lze korigovat změnou polohy výrobního nástroje.

1.7.3 Šneková soukolí

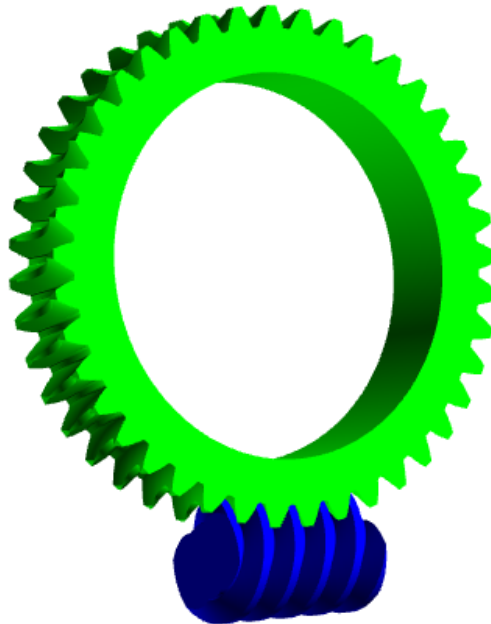
Jedná se o dvojici šneku a šnekového kola, které svírají úhel 90° . Jedná se o speciální případ šroubového soukolí, kde snížením počtu zubů pastorku přejde v jednochodý (či vícechodý) šroub. Tyto převody se vyznačují velkými převodovými poměry, malými rozměry (vztaženo k převodovým poměrům) a přenosy velkých výkonů. Nevýhodou je pak nízká účinnost těchto převodů, nutnost dobrého mazání a dražší výroba [2].

Dle geometrie šneku a šnekového kola lze soukolí rozdělit:



Obrázek 1-18 Typy šnekových soukolí [7]

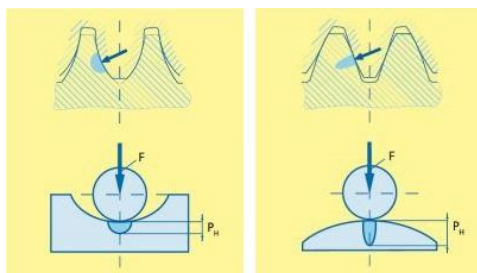
- válcový šnek a válcové kolo (1)
- válcový šnek a globoidní kolo (2)
- globoidní šnek a válcové kolo (3)
- globoidní šnek a globoidní kolo (4)



Obrázek 1-19 Model šnekového soukolí

1.7.3.1 Šnekové soukolí CAVEX

Jedná se o speciální případ globoidního šnekového soukolí od společnost CAVEX. Tato společnost je na trhu zhruba 50 let, zabývá se výrobou šnekových soukolí s vysokou účinností (až 95%). Vysoká účinnost vychází ze speciálního tvaru zubů. Vyrábí se v řadách s osovou vzdáleností 63-630 [mm] a převodovým poměrem 5-70.



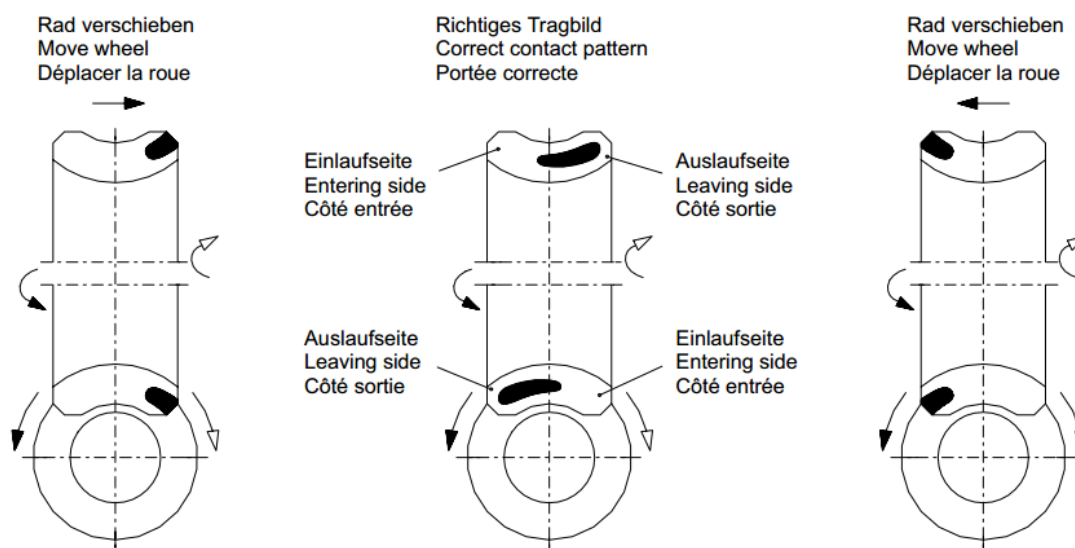
Obrázek 1-20 Stykové plochy [8]

Na obrázku výše je znázorněno porovnání stykových ploch, potažmo tlaků, vlevo šnekové soukolí CAVEX a vpravo globoidní soukolí. Je patrné, že stykový tlak u kol CAVEX je příznivější, což je dáno geometrií ozubení. Tyto tlaky mají příznivý vliv na životnost ozubení a jeho únosnost.

Toto soukolí je samosvorné, což znamená, že nelze šnekovým kolem roztočit šnek. Samosvornost je pro aplikaci v pojezdu vhodná k tomu, že po zastavení stroje v určité poloze nemůže dojít k jeho samovolnému pohybu.

1.7.3.1.1 Ustavení šnekového soukolí CAVEX

Správné sezení zubů šnekového soukolí je velmi důležité. Když není zajištěno správné sezení dochází ke snižování účinnosti soukolí a urychlí se opotřebení šnekového kola. Sezení zubů se zjišťuje otiskem barvy mezi šnekem a šnekovým kolem. Správné sezení zubů je zobrazeno na obrázku 1-21.



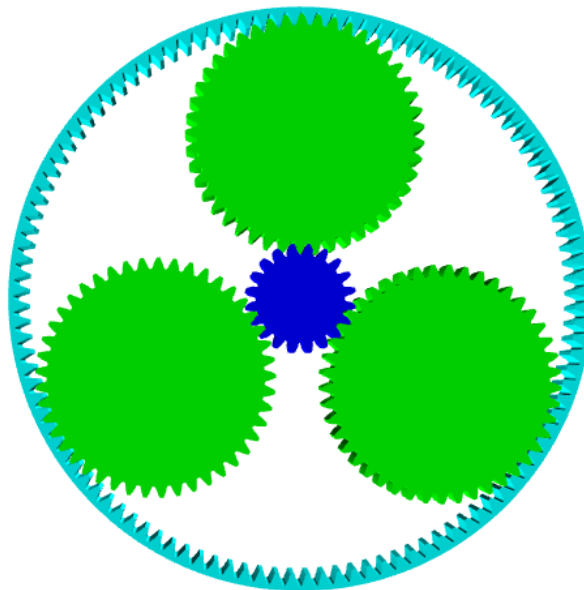
Obrázek 1-21 Správné sezení zubů [12]

Prostřední obrázek zobrazuje správný otisk barvy mezi šnekem a šnekovým kolem. Dotyk zubů by měl být od středu kola na stranu rotace šneku. Pokud se otisk nachází na straně, je nutno posunout šnekové kolo vpravo či vlevo dle obr. 1-21.

1.8 Planetové převody

Planetový převod sestává z centrálního kola, satelitů (planet) a korunového kola. Název byl odvozen od uspořádání těles ve vesmíru (planety obíhající kolem slunce). Satelity jsou uloženy v unášeči. Hnací i hnaný hřídel jsou sousedé, převody disponují relativně velkými

převody, velkými přenášenými výkony (dáno rozložením přenášeného výkonu mezi satelity) a malými rozměry. Ve většině případů se korunové kolo nepohybuje, na centrálním kole jsou vstupní otáčky a moment a na unášeči pak otáčky a moment výstupní. Ozubení může být přímé, šikmé či šípové, ovšem je nutno dbát smontovatelnosti převodového stupně (hlavně v případě použití šípových zubů). Počet satelitů může být různý (min.2), v praxi se nejčastěji používají satelity 3. Satelity se musí vejít do prostoru mezi korunovým kolem a centrálním kolem. Počty zubů satelitů nemají vliv na velikost převodového poměru, jelikož se jedná o kola vložená. Nevýhodou těchto převodů je komplikovanější montáž a větší nároky na přesnost ozubení.



Obrázek 1-22 Planetový převod

Na obrázku 1-22 je znázorněn planetový stupeň, kde modrou barvou je znázorněno centrální kolo, okolo kterého jsou 3 satelity (zelené), vně soukolí je korunové kolo (azurové). Centrální kolo a satelity mají ozubení vnější, korunové kolo má ozubení vnitřní. Satelity musí být uloženy v unášeči pomocí ložisek. Unášeč je část planetového převodu držící všechny satelity, přenášející točivý moment a otáčky z planetového převodu. Unášeč je nutno spojit se se skříní (zde část korunového kola) pomocí ložisek.

1.9 Mazání převodovek

Při záběru zubů dochází nejen k odvalování boků zubů, ale dochází také ke skluzu. Skluz má velký vliv na zahřívání zubů při chodu převodovky, vysoké teploty mohou vést k poškození ozubených kol. Mazání převodovky napomáhá ke snížení teploty při chodu převodovky, ale také díky menšímu tření boků zubů během záběru dochází k rapidnímu zvětšování účinnosti převodu. Dobrým mazáním převodu se také zvyšuje jeho životnost. Během mazání dochází k oddělování boků zubů velmi tenkou vrstvou maziva. Mazivo v převodovce také konzervuje a maže ostatní části převodovky - ložiska, spojky atd. Maziva v převodovce lze rozdělit na:

- maziva plastická
- maziva pevná
- maziva kapalná

Nejčastěji používaným typem maziva v průmyslových převodovkách jsou maziva kapalná - tedy směs převodového oleje a aditiv. Olej potom může být minerální nebo syntetický [9].

1.9.1 Mazání kapáním

Mazivo je dopravováno ze zásobníku oleje skrze trubičku na mazný povrch. V systému lze použít i olejové čerpadlo. Metoda se používá většinou u otevřených převodových skříní, kde není kladen důraz na životnost a velkou únosnost, použitý olej se většinou znovu nepoužívá.

1.9.2 Mazání broděním a rozstříkáním

Jedná se o nejpoužívanější metodu mazání, vhodnou pro zcela uzavřené převodové skříně. Při chodu převodovky je olej v převodové skříně rozstříkáván otáčkami ozubených kol (jednoho či více). Rozstříknutý olej poté maže jednotlivá ozubená kola a olej stékající po stěnách převodové skříně maže ložiska. Broděním oleje v olejové lázni dochází ke ztrátám vlivem hydrodynamického tření vzniklého mezi ozubeným kolem a olejovou lázní.

1.9.3 Oběhové mazání

Olej je přiváděn přímo do záběru ozubených kol pomocí mazacích trubiček, olej je tedy aplikován přímo mezi ozubená kola a poté je zachycován, čištěn a znovu používán. Do oběhového mazání lze zahrnout několik dalších komponent jako chladiče, ohříváče, kontroly parametrů oleje, filtry či separátory vody. Oběhové mazání zaručuje velkou kontrolu nad mazáním převodovky, ale provedení je nákladné.

1.9.4 Tlakové mazání olejovou mlhou

Jde o mazání (nejen) ozubených částí za pomoci stlačeného vzduchu s přidáním oleje. Jedná se o nejdokonalejší způsob mazání převodů, vyznačuje se nízkými hydraulickými ztrátami a chlazením převodů a ložisek. Toto mazání je velmi nákladné a vyplatí se u převodů, kde hydraulické ztráty převažují nad technickou náročností systému mazání (např. převodovky do rychla).

1.10 Spojení

1.10.1 Rotační uložení

1.10.1.1 Valivá ložiska

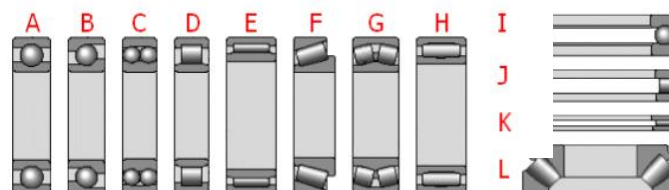
Funkcí tohoto spojení je zabezpečení relativního pohybu mezi pevnou a rotující částí stroje a zachycení působících sil. K tomuto účelu slouží ložiska, která lze rozdělit dle provedení:

- valivá
 - s bodovým stykem
 - s čárovým stykem
- kluzná

každou skupinu lze rozdělit dle přenášených sil na:

- radiální
- axiální
- kombinovaná

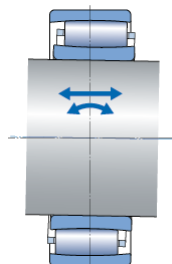
Valivá ložiska využívají valivého tření. Jsou výhodné díky malému tření (malé oteplování), také mají vysokou tuhost a snesou vysoké otáčky. Mají větší citlivost na rázy a špatně tlumí chvění. Jako valivý element lze použít kuličky, válečky, kuželíky nebo jehly.



Obrázek 1-23 Valivá ložiska [16]

1.10.1.1.1 Toroidní ložisko (CARB)

Jedná se o speciální ložisko od společnosti SKF, které kombinuje soudečkové a válečkové ložisko. Tedy ložisko je naklopitelné a umožňuje i axiální posuv ložiska. Ložiska mají malé průměry a velkou únosnost (obdobně jako ložiska jehličková). Jedná se vždy o ložisko jednořadé s dlouze profilovanými soudečky. Ložisko je samostředící, tedy za chodu vždy zaujme optimální polohu. Nevýhodou je vysoká cena ložiska.



Obrázek 1-24 Ložisko CARB [10]

1.10.1.1.2 Ložiska solid oil

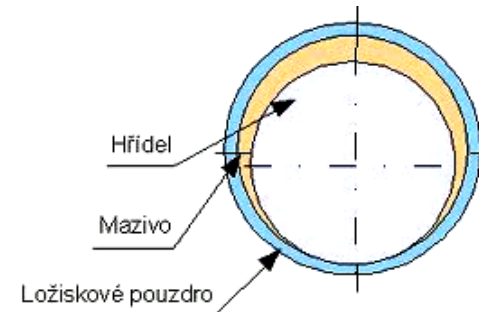
Typ ložiska s tuhým olejem. Valivé elementy jsou v polymerové matrici napuštěné mazacím olejem. Polymer se otáčí s klecí a přitom uvolňuje olej. Toto ložisko dodává více maziva než klasické tuhé mazivo, olej je držen přímo v ložisku, zabraňuje vniknutí nečistot a je odolný vůči chemické agresivitě prostředí. Hodí se tedy na místa, kde je problém s olejovým mazáním a mazání tukem nedostačuje. Ovšem ložisko je v porovnání s klasickým, tukem mazaným, ložiskem velmi nákladné.



Obrázek 1-25 Ložisko SOLID OIL [17]

1.10.1.2 Kluzná ložiska

Kluzná ložiska lze rozdělit na hydrostatická - olej je přiváděn pod tlakem a olejová vrstva je udržována mezi hřídelí a pouzdrem neustále, tedy i když hřídel nerotuje a na ložiska hydrodynamická - olej je pod hřídel přiváděn rotací hřídele, tedy když hřídel nerotuje „klesne“ až na ložiskové pouzdro.



Obrázek 1-26 Kluzné ložisko [11]

Hydrostatická či hydrodynamická ložiska využívají jako nosné médium olejové vrstvy, která je přiváděna (u hydrodynamických ložisek pod tlakem) do ložiska. Tyto ložiska mají vysokou tuhost, klidný chod, malý součinitel tření a minimální opotřebení. Ložiskům se musí zajistit plynulý přívod oleje (vzduchu), náklady na provoz hydrostatických ložisek dále narůstají z nutnosti olejového hospodářství. [11]

1.10.2 Pevné spojení

Pro pevné spojení se používají mnohé způsoby, lze je rozlišit:

- Spoje se spojovacími prvky
 - čepy
 - kolíky
 - pera a klíny
 - drážky
- Spoje s využitím tření
 - nalisování
 - sevření
- Spoje s využitím přídavného materiálu
 - svary
 - pájené spoje
- Lepené spoje
- Spoje s předepjatými elementy
 - šrouby
 - zděže

2 Varianty řešení, volba optimální varianty

Tato kapitola je zaměřena na popis a analýzu stávajícího stavu a popis možností řešení daného problému, respektive možná řešení jednotlivých konstrukčních celků (vstupní převod, uložení atd.).

Pro řešení pohonu housenicového podvozku je vhodné použití planetové převodovky hlavně z hlediska malých rozměrů. Pohon lze řešit i pomocí kuželo-čelní převodovky, ovšem ta má větší zástavbové rozměry. S variantou kuželo-čelní převodovky nebylo uvažováno při výběru vhodné varianty.

2.1 Analýza současného stavu

Jak již bylo zmíněno, návrh převodovky vychází z návrhu převodovky o přenášeném výkonu 70[kW]. Při řešení je nutno zachovat přípojovací rozměry převodovky na housenicový podvozek (příruba na výstupu 2 planetového převodu, prostor pro připevnění reakčního táhla). Jednotlivé rozměry převodovky se mohou lišit, ale převodovka se musí vejít do prostoru housenicového podvozku.

Převodovka je provedena jako třístupňová bez řaditelných převodů, jednotlivé převodové stupně jsou propojeny spojkami s drážkováním. První stupeň je tvořen šnekovým soukolím, tento stupeň je připevněn jako samostatná část převodovky a lze jí demontovat bez demontáže převodovky z důlního zařízení. Druhý a třetí stupeň převodovky jsou tvořeny planetovými stupni.

Těleso šnekové skříně je dvoudílný svařenec, dělený v horizontální rovině. Vstupní šnek je opatřen dvěma souměrnými úchyty pro konzoly nesoucí elektromotor, pružnou spojku a brzdu.

Planetové stupně jsou provedeny s rotujícími nosiči satelitů (korunové kolo se nepohybuje). Korunové kolo prvního planetového stupně je opatřeno dvěma přírubami, jedna na připevnění šnekového vstupního kola a druhá slouží k připevnění korunového kola následujícího planetového stupně. Korunové kolo druhého stupně je poté opatřeno přírubou pro uchycení reakčního táhla.

Výstup na pomaloběžné straně (druhého planetového stupně) je tvořen nosičem satelitu na jehož konci je příruba pro připevnění převodovky k housenicovému podvozku.

Všechna ložiska v převodovce jsou valivá, těleso převodovky tvoří nádrž oleje. Převodovka nemá externí chlazení, těleso je opatřeno měrkou oleje a na nahlížecím víčku je umístěn odvzdušňovač. Vstupní a výstupní hřídel je opatřena hřídelovým těsněním Gufero a výstupní hřídel je opatřena ještě labyrinty.

Celkový převod převodové skříně je 676,8 a vstupní otáčky jsou 1000 [1/min]. Použitý olej VG 320 o celkovém množství cca 280[l]. Celková hmotnost převodovky je 4957[kg] bez olejové náplně. Součinitel provozu KA 1,3.

	převod i	otáčky [min ⁻¹]	
		vstup	výstup
vstupní převod	23,5	1000	42,563
1 planetový stupeň	6,6	42,563	6,447
2 planetový. stupeň	4,364	6,447	1,478
celkem	676,8564	-	-

Tabulka 1 Převody jednotlivých stupňů

Tabulka 1 reprezentuje rozbor jednotlivých převodových stupňů. Na výstupu jsou malé otáčky, což znamená velký výstupní točivý moment (364 [kNm]). U nově navržené převodovky by hodnota momentu měla být obdobná či vyšší. Výstupní otáčky se nemusejí zcela shodovat s těmito.

2.2 Počet planetových stupňů

Nyní je planetová převodovka řešena s dvěma planetovými stupni a šnekovým vstupem. Jelikož se šnekové soukolí vyrábí s velkými převodovými poměry, lze zkusit navrhnout převodovku pouze s jedním planetovým stupněm a nejvyšším možným šnekovým převodem na vstupu. Dle katalogu CAVEX je největší převodový poměr $i_{\text{šnek}}=73$ (pro osovou vzdálenost 355mm). Ze znalosti celkového převodu $i_c=676$ lze poté snadno dopočítat převod na planetový převod $i_{\text{planet}}=9,26$. Výsledný převod na jeden planetový stupeň vychází velký (velikost převodu by se měla pohybovat okolo 5), proto použití jednoho stupně není vhodné řešení.

Planetový stupeň pro $i_{\text{planet}}=9,26$ byl přibližně navržen, rozměry tohoto soukolí:

Hlavové průměry v [mm]	
centrální kolo	307,8
satelit	1102
korunové kolo	2448

Tabulka 2 Rozměry ozubených kol

Dle tabulky výše je patrné, že rozměry jednoho planetového převodu jsou moc velké, což má za následek velkou hmotnost stupně. Nehledě nato, že by se tento převod nevešel do prostoru housnicového podvozku. Proto tento případ nebude již dále brán v potaz a návrh bude pokračovat řešením planetové části obsahující dva planetové stupně.

2.3 Varianta řešení vstupního převodu

Vstupní převod u převodovky housnicového podvozku musí být řešen převodem s úhlem os 90° , jelikož motor pohánějící tento podvozek je připevněn rovnoběžně s daným podvozkem. Pro řešení vstupu lze použít dvě varianty a to buď kuželo-čelní soukolí či šnekové soukolí.

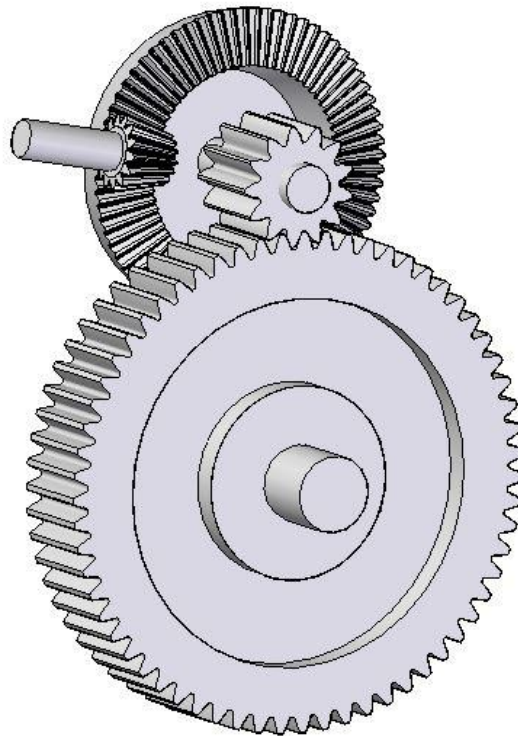
2.3.1 Kuželo-čelní vstupní převod

Toto řešení je možno realizovat pomocí jednoho kuželového a jednoho až několika čelních soukolí, počet čelních soukolí se odvíjí od převodového poměru požadovaném od vstupní části převodovky. Dle zvyklostí společnosti MKV s.r.o. se na jedno soukolí připouští převodový poměr max. 5. Kuželové i čelní ozubená kola se vyznačují velkou účinností, cca 98%. Také náklady na výrobu jednotlivých ozubených kol jsou mnohem menší než na výrobu šnekového soukolí, celková cena se pak odvíjí od počtu použitých ozubených kol.

Nevýhodou této varianty je složitější konstrukce vstupního převodu. Každou hřídel, nesoucí ozubená kola, je nutno přichytit k rámu. S nutností použití více ozubených kol se také zvyšuje hmotnost vstupního převodu.

Prostorově lze řešit kuželo-čelní vstup vertikálně, jak je znázorněno na obrázku 2-1, tedy osa vstupního pastorku a pozice čelních soukolí jsou pod úhlem 90° . Další možností je horizontální řešení čelních kol, kde osa vstupního pastorku je ve stejné rovině s osou čelních kol, tedy osa vstupního pastorku je ve stejné úrovni jako osa planetových stupňů.

Pro řešení planetové převodovky pohonu housenic se více hodí první popisovaný způsob - vertikální uspořádání, jelikož motor je připevněn přes konzolu k tělesu převodovky. Ovšem také záleží na celkové velikosti vstupního převodu, jelikož se musí vejít do prostoru housenicového podvozku. Mazání by v tomto případě bylo optimální řešit pomocí oběhového mazání vstupního kuželového převodu, čelní soukolí by bylo mazáno broděním. Mazání pouze broděním by bylo vhodné spíše pro horizontální řešení, u vertikálního řešení by musela olejová náplň sahat až ke kuželovému kolu, čelní kolo by tedy bylo celé v olejové lázni a tím by docházelo k velkým ztrátám.



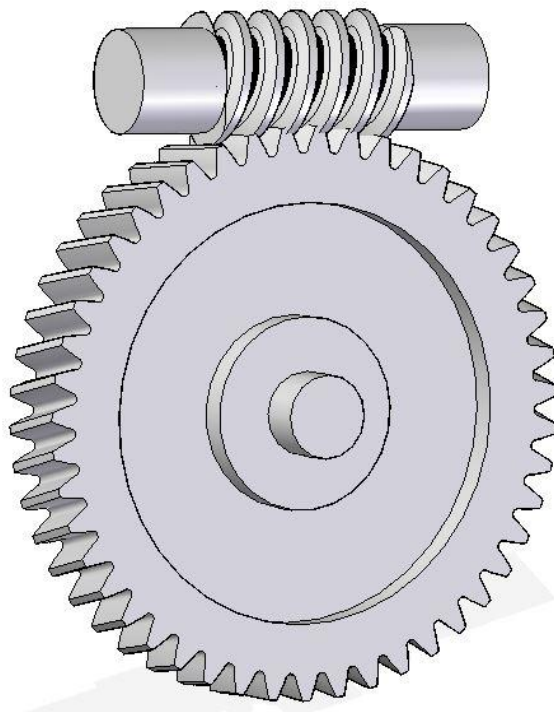
Obrázek 2-1 Kuželočelní soukolí

Na obrázku 2-1 je znázorněn možný vstupní převod tvořen jedním čelním a jedním kuželovým soukolím, který byl předběžně navržen pro vstupní převod $i=23,8$. Tento převodový poměr odpovídá převodovému poměru na vstupu u převodovky 70[kW]. Pokud je uvažován maximální převod 5 na jedno soukolí je toto skoro maximum, kterého je možno dosáhnout dvěma soukolími. Osová vzdálenost čelního soukolí na obrázku je 312[mm].

2.3.2 Šnekový vstupní převod

Řešení vstupního členu pomocí šnekového soukolí je mnohem jednodušší než řešení kuželo-čelní. Ovšem šnekový převod má malou účinnost, dochází tedy k větším ztrátám než při použití kuželo-čelního soukolí. Vzhledem k možnostem velkých převodových poměrů, realizovaných šnekovým soukolím, lze vstupní převod řešit pouze tímto soukolím, bez použití dalších (čelních) soukolí. Při použití pouze šnekového soukolí je i skříň v místech vstupního převodu jednodušší, také je použito méně ložisek a celková hmotnost je výrazně menší než-li u kuželo-čelního vstupu. Díky tomuto soukolí jsou na skříň kladeny větší nároky na přesnost, jinak hrozí trhaný pohyb. Šnekové soukolí se za chodu velmi zahřívá, proto jsou u něj kladeny velké požadavky na mazání (musí být za chodu buď z větší části ponořeno v olejové lázni či musí být mazáno pomocí oběhového mazání). Při mazání broděním dochází ke

ztrátám vlivem hydrostatického tření. Výroba šnekového soukolí je nákladná a samotná montáž je komplikovanější z hlediska vysokých nároků na přesnost sezení zubů.



Obrázek 2-2 Šnekový převod

2.4 Uložení satelitů

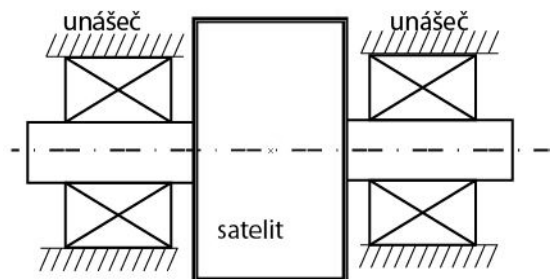
Satelity jsou uloženy v unášeči pomocí ložisek, ložiska se mohou nacházet buď mimo satelit nebo přímo v satelitu.

2.4.1 Ložiska mimo satelit

Tento typ uložení spočívá v uložení satelitu na dvojici ložisek (ojediněle na 1 ložisku), která jsou uložena v unášeči. Mezi ložisky se nachází hřídel se satelitem. Satelit může nebo nemusí být součástí hřídele, záleží především na velikosti satelitu. Toto uložení je velmi tuhé a má velkou únosnost díky použití dvojice ložisek. Velikost ložisek závisí pouze na prostoru uvnitř skříně a není nijak limitována velikostí satelitu. Záleží pouze na tom, aby se unášeč z ložisky vešel do převodové skříně a aby daný stupeň byl smontovatelný. Všechny satelity jsou pevně uloženy a nemohou se naklápět. Ložiska musí být volena tak, aby zachytila i případné axiální síly. I za předpokladu použití kol s přímými zuby, kde axiální síly nevznikají, je třeba uvažovat se vznikem reakčních sil vznikajících z nepřesnosti ozubení.

Nevýhodou tohoto uložení jsou větší rozměry unášeče, které závisí na rozměrech použitých ložisek. Také rostou náklady na realizaci, jelikož je zapotřebí použít vždy dvojici ložisek. Satelit se nemůže naklápět vůči unášeči pomocí ložisek (dáno použitím 2 ložisek), jedinou možností je použití ložisek CARB.

Obrázek 2-4 znázorňuje dané uložení, vyšrafovaná část znázorňuje unášeč s ložisky. Na obrázku není znázorněno zajištění ložisek v unášeči a na hřídeli.

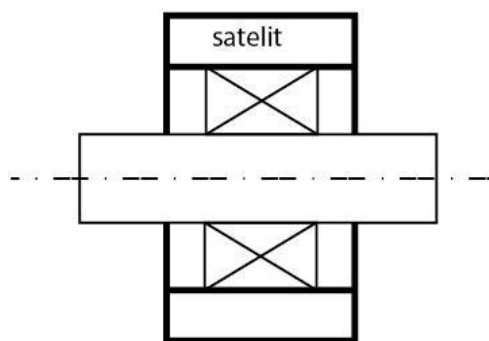


Obrázek 2-3 Satelit s ložisky mimo satelit

2.4.2 Ložiska uvnitř satelitu

Satelit je dutý a ložisko či ložiska jsou uložena uvnitř satelitu. Satelit je spojen s unášečem pomocí osy, která je napevno uložena v unášeči. Tento typ se hodí spíše pro větší satelity, jelikož se ložisko musí vejít do prostoru satelitu. Uložení může být realizováno jedním nebo dvěma ložisky (závisí na velikosti satelitu a přenášeném výkonu). U tohoto uložení je možné použití naklápěcích ložisek, díky tomu se celý satelit může naklápět a tak se docílí vždy nejlepšího možného sezení zubů. Samozřejmě naklápění není podmínkou při použití tohoto způsobu uložení. Ložiska musí zachycovat opět jak radiální tak axiální síly.

Toto řešení je kompaktnější, unášeč má menší rozměry ovšem možnost použití je limitována rozměry satelitu, tedy maximálním rozměrem použitelného ložiska potažmo jeho únosností.



Obrázek 2-4 Satelit s ložisky uvnitř

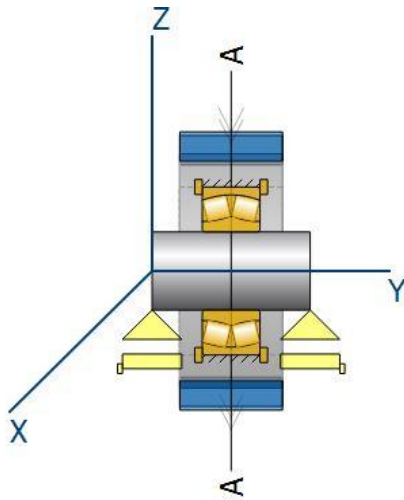
Osa, nesoucí ložiska, na obrázku 2-4 je pevně uchycena v unášeči a zajištěna proti posuvu.

2.4.3 Ložiska

Při uložení satelitu s ložisky mimo satelit záleží zvolený typ ložiska pouze na dané aplikaci a zatížení ložiska. Ovšem s ložisky uvnitř satelitu je možno uložit satelit s možností naklopení. Naklopení satelitu je vhodné pro tzv. naplavání satelitu do polohy s optimálním sezením zubů jak s centrálním, tak korunovým kolem. Ložiska umožňující naklopení mívají vyšší pořizovací náklady. Ložiska je nutno volit vždy dle aplikace satelitu a dle vzniklých sil v ozubení.

Naklopení ložiska je možno realizovat pomocí kuličkového dvouřadého naklápěcího ložiska, soudečkového dvouřadého ložiska či toroidního ložiska CARB.

Pokud se zvolí ložiska naklopení neumožňující, lze použít teoreticky jakékoliv radiální či radioaxiální ložisko ať kuličkové či válečkové.



Obrázek 2-5 Model satelitu

Obrázek 2-5 reprezentuje model satelitu s dvouřadým soudečkovým ložiskem, tedy varianta naklápěcí.

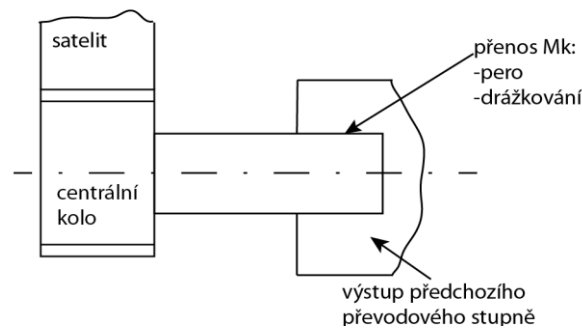
2.5 Uložení centrálních kol

Centrální kolo je hnací kolo planetového stupně. Jelikož převodovka je složena z několika stupňů, je zapotřebí jednotlivé stupně propojit. Propojen je vždy výstup z předchozího planetového stupně s centrálním kolem daného planetového stupně. Jednotlivé stupně musí být také co možná nejsnáze smontovatelné. Centrální kola lze uložit buď napevno nebo letmo s použitím drážkových spojek. Centrální kola je také nutné zajistit proti axiálním posuvům (došlo by k vysunutí kola ze záběru). Axiální síly v převodu mohou vzniknout od reakčních sil v ozubení nebo od připojení převodovky.

Axiální síly jdou zachytit buď ložisky tak, že každý stupeň je uložen v radioaxiálních ložiskách či pomocí kluzných elementů - čoček či stykových ploch. Axiální ložiska jsou poté u vstupního převodu, která zachycují všechny síly v převodovce. Čočky pak umožňují naklopení jednotlivých centrálních kol. Rovné stykové plochy naklápění neumožňují, výroba je ale levnější. Čočky i stykové plochy fungují jako kluzné ložisko, mezi dosedacími plochami se pak nachází vrstva oleje.

2.5.1 Centrální kola uložená napevno

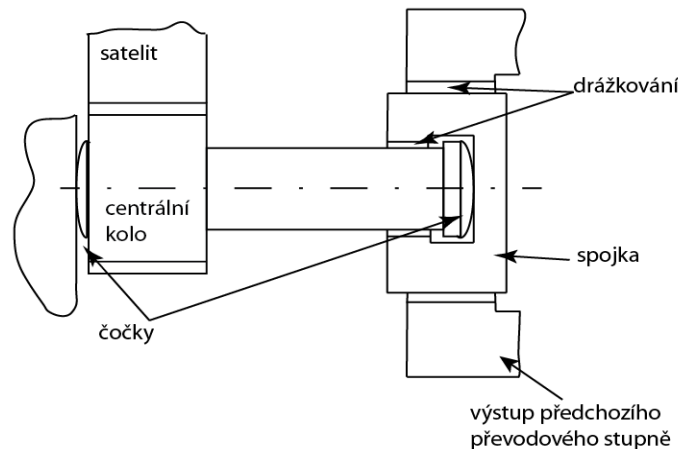
Centrální kola jsou pevně spojená s předchozím stupněm (unášečem či šnekovým kolem). Pevné spojení spočívá v tom, že centrální kolo se nijak nemůže pohybovat (naklápět ani posouvat) a sezení zubů mezi centrálním kolem a unášeči je dáno smontováním převodového stupně. Jedná se o jednodušší variantu sestávající pouze z několika dílů. Výroba je levná, jelikož není nutné vyrábět žádné složité díly pro upevnění. Problém je možný vznik reakčních sil vlivem nepřesností výroby. Pro tento typ uložení centrálního kola je vhodné použít radioaxiální ložiska pro každý stupeň nebo použití axiálních stykových ploch. Použití čoček nemá smysl, jelikož se centrální kolo nemůže naklopit kvůli jeho uložení.



Obrázek 2-6 Centrální kolo uložené napevno

2.5.2 Centrální kola uložená letmo

Centrální kola jsou s předchozím stupněm spojena pomocí spojek s drážkováním. Drážkování má evolventní profil zubů. Zajišťuje možnost mírných axiálních posuvů a naklonění jednotlivých částí spojení (díky vůli mezi zuby). Díky tomu se centrální kolo může naklonit do správné polohy a tím napomáhá ke správnému sezení zubů mezi centrálním kolem a satelity. Celková koncepce je složitější, výroba spojek je nákladná a stupeň je složen z více dílů. Pro toto uložení je vhodné použít k vymezení polohy centrálních kol čočky, jelikož umožňují naklonění centrálního kola. Centrální kola jsou uložena letmo, jelikož nejsou pevně spojena s unášечem předchozího převodového stupně. Se skříní jsou spojeny pouze jednotlivé unášечe.



Obrázek 2-7 Centrální kolo uložené letmo

Z obrázku 2-7 je patrné, že jednotlivé části převodovky jsou složeny z více menších dílů, proto je montáž a demontáž o něco snazší - manipulace s malými díly. Při demontáži či montáži uložení letmo lze tedy s centrálním kolem lépe manipulovat, jelikož není nijak pevně spojeno s předchozím převodovým stupněm. Všechny díly převodu se jednoduše naskládají do prostoru převodové skříně.

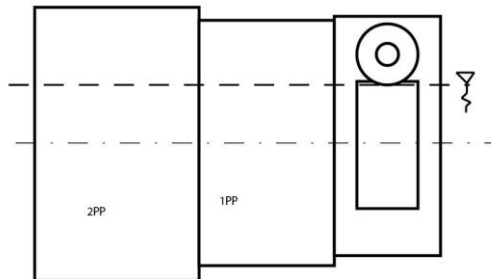
2.6 Mazání

Mazání převodovky lze realizovat buďto broděním a rozstříkem nebo pomocí oběhového mazání vstupního převodu (šnekový či kuželový). Velké množství oleje způsobuje ztráty vlivem tření jednotlivých částí v oleji.

Jako olejovou náplň je vhodné zvolit syntetický olej ISO VG 320. Tento olej se doporučuje pro mazání šnekových či kuželových soukolí. S rostoucí viskozitou oleje se zlepšuje odolnost olejového filmu na ozubení, ovšem také rostou ztráty vlivem brodění kol.

2.6.1 Mazání broděním + rozstříkem

V převodovce se nachází velké množství oleje, převodovka je z větší části zaplavená. Na obrázku 2-8 je znázorněna přibližná výška hladiny pro šnekový převod (je zapotřebí, aby byl mazán záběr šnekového soukolí, proto je výška hladiny zhruba ve $\frac{3}{4}$ skříně). U šnekového převodu dochází k velkému zahřívání. Pro použití u kuželo-čelní varianty je spíše vhodné pro horizontální rozložení kol.

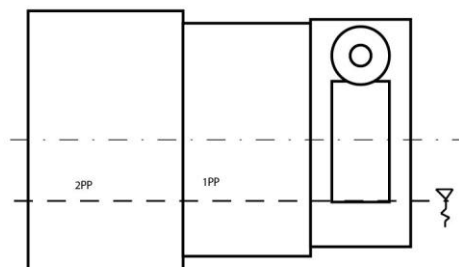


Obrázek 2-8 Množství oleje

Olej také zaplavuje oba planetové stupně, což snižuje účinnost jednotlivých stupňů. Množství oleje je dostačující pro mazání všech převodových stupňů, tak i všech ložisek nacházejících se uvnitř převodovky, takže není nutné použití oběhového mazání vstupních ložisek či tukové mazání. Z čehož vyplývá, že převodovku není nutno vybavit olejovým čerpadlem či jiným olejovým hospodářstvím. Jediné co je nutno hlídat, je hladina oleje v převodovce.

2.6.2 Oběhové mazání vstupního převodu

Tato varianta mazání počítá s malým množstvím olejové náplně uvnitř převodovky, olej je poté přiváděn do prostoru vstupního šnekového či kuželového převodu, kde je vstříkován co nejbližší místu záběru zubů daného soukolí. Olej je rozváděn pomocí olejového čerpadla umístěném na boku skříně.



Obrázek 2-9 Množství oleje

Množství oleje v převodové skříně musí být dostatečné k mazání planetových převodů. Ložiska u vstupního převodu je nutno mazat pomocí oběhového mazání či použít tukového mazání ložisek. Malé množství oleje taktéž snižuje ztráty broděním jednotlivých planetových stupňů, ovšem rostou náklady na realizaci díky olejovému čerpadlu a popřípadě olejovým filtrům.

2.7 Volba optimální varianty

Při výběru optimální varianty musejí být zohledněna hlavně hlediska provozu převodovky (tedy provoz na povrchovém dole zhruba 3-4 hodiny denně), dobré smontovatelnosti a pokud možno co nejmenších rozměrů.

počet planetových stupňů	jeden		dva
varianta vstupního převodu	šnekový převod	kuželo-čelní (orientován horizontálně)	kuželo-čelní (orientován vertikálně)
uložení centrálních kol	uložení pevné		uložení letmo
uložení satelitů	ložiska mimo satelit		ložiska uvnitř satelitu
typ ložisek	bez možnosti naklonění		s možností naklonění
způsob mazání	broděním + rozstříkem		nucené mazání

Tabulka 3 Možné varianty řešení

Z možných řešení byly vybrány 3, zobrazené modrou, červenou a zelenou barvou v tabulce 3:

1. řešení (modré) zobrazeno modrou barvou uvažuje dva planetové převody, vstupní šnekový převod, pevné uložení satelitů, ložiska uvnitř satelitu s použitím ložisek bez možnosti naklonění a mazání broděním a rozstříkem. 2. možné řešení (červené) uvažuje taktéž se šnekovým vstupním převodem, uložení centrálních kol letmo, ložiska uvnitř satelitu s možností naklonění a mazání broděním a rozstříkem. Poslední varianta 3 (zelená) uvažuje vstupní převod kuželo-čelní, centrální kolo uložené letmo, ložiska uvnitř satelitu s možností naklonění a mazání broděním+rozstříkem.

Ze všech konstrukčních variant byla vynechána možnost převodové skříně pouze s 1 planetovým stupněm, jelikož jeho rozměry by byly příliš velké, také by musel mít velký převodový poměr (viz kap. 2.2.). Dále nebylo uvažováno s variantu kuželo-čelního vstupu orientovaného horizontálně, jelikož na tělesu převodové skříně bude připevněna konzola s motorem, toto uložení by zbytečně komplikovalo montáž konzoly na těleso převodovky.

Způsob nuceného mazání nebyl uvažován hlavně kvůli malému provozu housenicového podvozku, jelikož převodovka bude v provozu velmi krátkou dobu, tak ztráty vzniklé broděním budou mít jen malý dopad, také by to zbytečně prodražilo a zkomplikovalo výrobu. Navíc při práci na povrchovém dole by mohlo snadno dojít k poškození olejového čerpadla.

Ve všech variantách je uvažováno s ložisky uvnitř satelitu, to hlavně z důvodu úspory místa a možnosti použití pouze jednoho ložiska, pokud bude splňovat potřebné parametry. Vzhledem k velkému výkonu a momentům na jednotlivých stupních lze očekávat i dostatečné

rozměry satelitů pro umístění ložisek dovnitř satelitu. Volba ložisek naklápěcích či bez možností naklopení je závislá i na způsobu uložení centrálního kola. Pokud je centrální kolo uloženo napevno, ztrácí možnost naklopení satelitů význam, jelikož je možnost naklopení omezena pevným sezením centrálního kola.

2.7.1 Zvolená varianta

Byla zvolena varianta zobrazenou červenou barvou. Jako vstupní převod je zde šnekový převod, pro návrh převodovky bude použito soukolí CAVEX. Centrální kola budou uložena letmo a satelity na naklápěcích ložiskách, přesný typ ložisek bude zvolen během návrhu dle jejich zatížení. Ozubení jednotlivých planetových převodů bude přímé, jelikož na tomto soukolí nevznikají axiální síly a je jednoduché na montáž. Ozubení šikmé bude použito až za předpokladu, že přímé zuby nebudou početně vycházet. Mazání převodovky bude zajištěno broděním + rozstříkáním.

2.8 Ověření zadaných parametrů

Cílem práce je navržení převodovky s přenášeným výkonem 75[kW]. Potřebný výkon pro pojezd zakladače lze přibližně určit z hmotnosti zařízení, která je 1 400 000[kg]. Poloměr ozubeného kola turasu je 1[m].

- potřebný výkon P:

$$P = \frac{1}{6} * M * \omega [kW]$$

moment je nutno rozdělit mezi všechny housenice, proto se celkový moment dělí 6 (podvozek sestává ze 6 housenic)

- uhlová rychlost ω :

$$\omega = 2 * \pi * n * \frac{1}{60} = 0,17 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

kde n jsou otáčky na výstupu, které u nového řešení budou obdobné jako u stávajícího řešení, tedy okolo 1,5 [ot/min].

- moment M:

$$M = \frac{F_o}{R} = 1\,370\,460 [N * m]$$

kde obvodová síla F_o byla určena z hmotnosti zakladače a součinitele tření μ , jehož hodnotu nelze přesně určit, proto byla zvolena $\mu=0,1$. Obvodová síla je rovna 1 370 460 [N], poloměr kola turasu R je 1[m].

- výpočet výkonu:

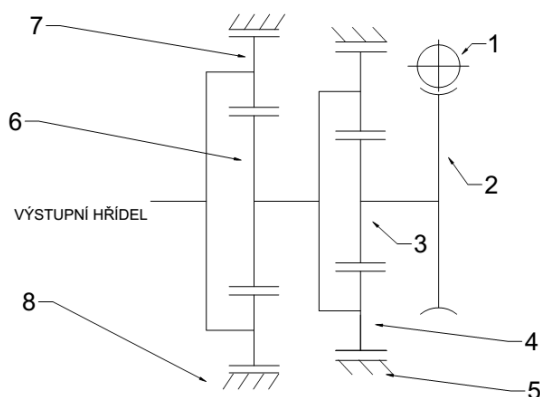
$$P = \frac{1}{6} * M * \omega = \frac{1}{6} * 1370460 * 0,17 \cong 39[kW]$$

Potřebný výkon pro pojezd je přibližně 39[kW]. Ovšem k této hodnotě je zapotřebí připočítat ztráty v samotné převodovce (ztráty v ozubení, broděním kol, tepelné ztráty ...) a odpory proti pohybu housenicového podvozku. Převodovka musí mít dostatečnou výkonnostní rezervu, aby tyto ztráty pokryla - což zadaný výkon splňuje.

3 Výpočet planetové převodovky

Prvním krokem výpočetního návrhu převodovky je určení rozměrů jednotlivých převodových stupňů. Poté je možné navrhnout a spočítat uložení ozubených kol (jak planetových stupňů, tak šnekového převodu). Jako poslední část výpočtu převodovky je výpočet drážkování mezi jednotlivými převodovými stupni a výpočet šroubových spojů - nesmí dojít k odlehnutí jednotlivých přírub.

3.1 Kinematické schéma převodovky



Obrázek 3-1 Kinematické schéma

Popis:

- 1 – vstupní šnek
- 2 – šnekové kolo
- 3 – centrální kolo prvního planetového stupně
- 4 – satelit prvního planetového stupně
- 5 – korunové kolo prvního planetového stupně
- 6 – centrální kolo druhého planetového stupně
- 7 – satelit druhého planetového stupně
- 8 – korunové kolo druhého planetového stupně

3.2 Výpočet ozubení

Výpočet ozubení vychází z původního řešení dané převodovky. Prvním krokem návrhu bylo zatížení stávajícího řešení novým výkonem 75[kW]. Výsledky jsou uvedeny v tabulce níže.

		centrální kolo	satelit	korunové kolo
1. planetový převod	bezpečnost u paty zuby	1,5515	1,2439	2,2648
	bezpečnost v dotyku	0,9065	1,1353	1,4607
2. planetový převod	bezpečnost u paty zuby	1,2029	1,1219	1,996
	bezpečnost v dotyku	0,8475	1,0634	1,8925

Tabulka 4 Bezpečnosti původní ozubení

Bezpečnost u paty zubu by měla být vyšší než-li 1,4 a bezpečnost v dotyku větší než-li 1. Z tabulky výše je patrné, že původní ozubení nevyhoví novému výkonu (především satelity). Proto je nutné navrhnout soukolí nová.

Návrh soukolí je nutno provést od vstupního převodu k výstupnímu, jelikož snižováním otáček narůstá kroutící moment na jednotlivých převodových stupních (na každém převodovém stupni platí, že výkon je součin úhlové rychlosti a momentu => s klesajícími otáčkami roste moment).

Převodovka bude složena ze 3 převodových stupňů, vstupní převod šnekovým soukolím bude typu CAVEX, tedy jeho výpočet není nutný z hlediska pevnostních výpočtů (jedná se o katalogové soukolí, které má uvedeno limitní přenášený výkon a moment). Ovšem pro zjištění sil v ložiskách je zapotřebí výpočet soukolí provést. Hodnota reakcí soukolí lze zjistit dle empirických vztahů přímo z katalogu CAVEX nebo lze výpočet provést v programu Kisssoft.

3.2.1 Návrh ozubení v programu Kisssoft

Tento program umožňuje kompletní návrh ozubených soukolí včetně návrhu geometrie s možností následného exportu 3D modelů. Výhodou je také návrh soukolí na zadaný převodový poměr a osovou vzdálenost. Návrh všech typů ozubení je obdobný, následuje krátký popis výpočtu v daném programu.

System data			
Normal module m_n	1.0000 mm		spur gear
Pressure angle at normal section α_n	20.0000 °		Helix angle at reference circle β
Center distance a	0.0000 mm		Number of planets
			3

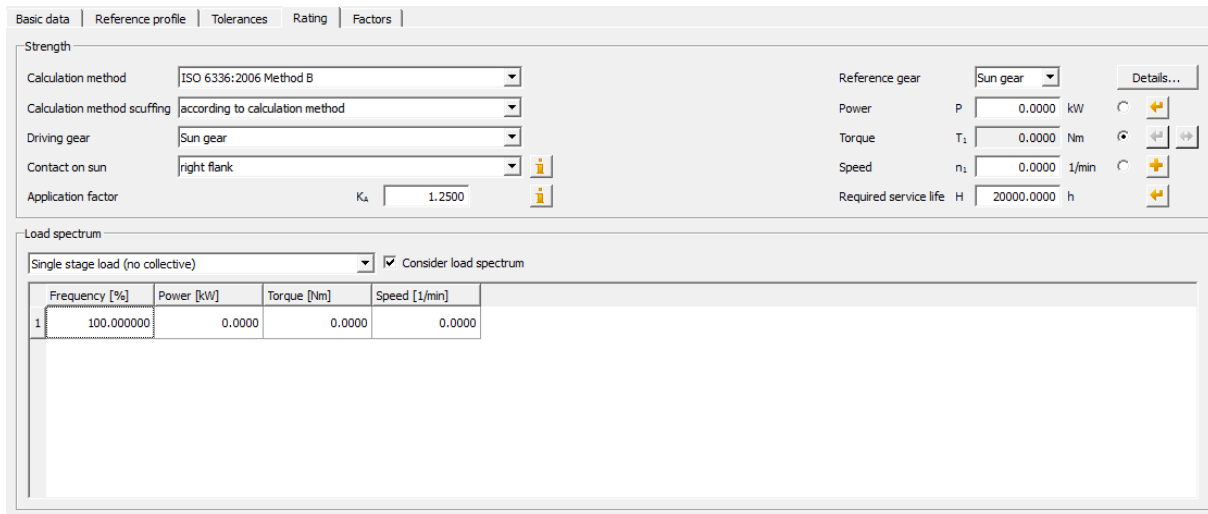
Gear data			
	Sun gear	Planets	Internal gear
Number of teeth z	0	0	0
Facewidth b	0.0000	0.0000	0.0000 mm
Profile shift coefficient x^*	0.0000	0.0000	0.0000
Quality (ISO 1328) Q	6	6	6

Material and lubrication	
Sun gear	18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength \geq 29HRC Jominy J=12mm-CHRC28
Planets	18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength \geq 29HRC Jominy J=12mm-CHRC28
Internal gear	18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength \geq 29HRC Jominy J=12mm-CHRC28
Lubrication	Oil: ISO-VG 220

Obrázek 3-2 Prostředí programu Kisssoft

Prostředí výpočtu je zobrazeno na obr.3-2. V záložce základní data se vyplňují základní informace o ozubení, tedy modul, osová vzdálenost, typ ozubení (přímé či šikmé zuby), geometrie (počty zubů a korekce), materiály zubů a způsob mazání.

Z těchto hodnot je znám jen modul a osová vzdálenost (vychází z původního návrhu), samozřejmě pokud by ozubení početně nevycházelo, lze tyto hodnoty měnit. Nyní je nutno tyto hodnoty vyplnit pouze pro předběžný návrh, který dle výsledků je nadále upravován do dosažení potřebné bezpečnosti či rozměrů. Dále je zapotřebí vyplnit výkon a otáčky v záložce Rating (obr.3-3).



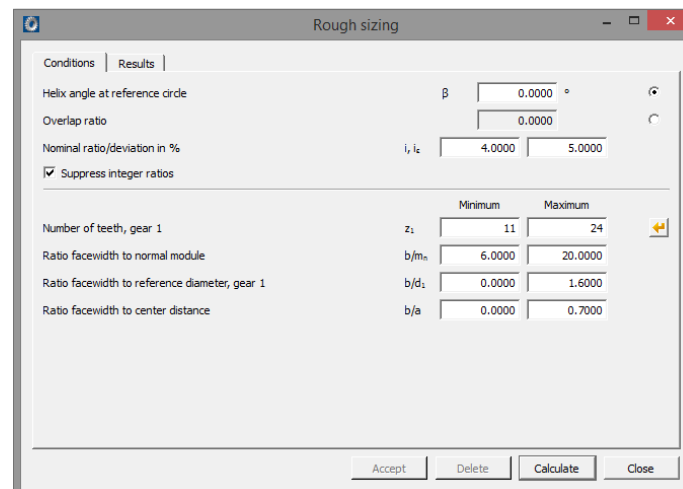
Obrázek 3-3 Prostředí programu Kisssoft

Pro výpočet je nutno uvést dvě hodnoty ze třech možných - výkon, moment, otáčky. Dále se uvede požadovaná životnost ozubení, výpočetní metoda (v případě planetového stupně ISO 6336), jaké kolo z převodu je hnací a na jaké straně zubů zabírá.

Důležitým údajem je aplikační faktor K_A , tento faktor má vliv na celý výpočet ozubení. Aplikační faktor se volí dle druhu provozu zařízení (počet rozběhů za den, prostředí, typ hnaného a hnacího stroje ...), zadavatelem práce byl stanoven $K_A=1,5$. Lze tedy říci (zjednodušeně), že dané zařízení je konstruováno na výkon 1,5 krát vyšší, než-li je výkon přenášený.

Ve spodní polovině tohoto okna je možnost nastavení zátěžného spektra, tedy jakými výkony a kolik času bude soukolí zatěžováno. Lze nastavit i smysl otáčení. Pro provoz zařízení je uvažován pouze jeden zátěžný stav, jelikož důlní zařízení koná pouze jeden pohyb.

Po nastavení všech parametrů lze přejít k výpočtu ozubení pomocí funkce Rough sizing (hrubý návrh ozubení).



Obrázek 3-4 Prostředí prog. Kisssoft

Zde se nastaví úhel sklonu zubu (pro prvotní návrh 0° - přímé zuby), požadovaný převodový poměr a možná odchylna v %, rozsah zubů pastorku (centrálního kola) a dále je zde možnost nastavení poměrů šířky ozubení k modulu, osové vzdálenosti či hlavové kružnici ozubení. Po nastavení těchto hodnot lze spustit výpočet pomocí tlačítka Calculate.

a [mm]	b ₁ [mm]	b ₂ [mm]	b ₃ [mm]	m _n [mm]	β [°]	z ₁	z ₂	z ₃	x [*] ₁	x [*] ₂	x [*] ₃	ε _{h,2}	ε _{h,3}	i	SF _{min,2}
244.000	132.210	132.210	132.210	9.000	0.000	21	33	-90	0.009	0.104	0.963	1.592	1.538	5.286	1.
310.000	75.265	75.265	75.265	10.000	0.000	24	38	-102	0.242	0.242	0.624	1.660	1.757	5.250	1.
244.000	118.247	118.247	118.247	10.000	0.000	19	29	-80	0.313	0.111	0.772	1.461	1.762	5.211	1.
299.000	79.574	79.574	79.574	10.000	0.000	23	36	-97	-0.102	0.521	0.031	1.537	1.676	5.217	1.
266.000	100.319	100.319	100.319	10.000	0.000	20	33	-85	0.224	-0.123	-0.525	1.567	1.787	5.250	1.
266.000	93.000	93.000	93.000	10.000	0.000	20	31	-85	0.605	0.652	-0.275	1.269	1.520	5.250	1.
277.000	83.963	83.963	83.963	10.000	0.000	21	33	-90	0.425	0.338	0.367	1.409	1.696	5.286	1.
299.000	77.286	77.286	77.286	9.000	0.000	25	41	-107	0.034	0.194	-0.422	1.610	1.813	5.280	1.
299.000	74.801	74.801	74.801	10.000	0.000	23	35	-97	0.502	0.499	0.435	1.376	1.457	5.217	1.
288.000	86.882	86.882	86.882	9.000	0.000	24	37	-102	0.780	0.960	-0.491	1.215	1.350	5.250	1.
288.000	87.382	87.382	87.382	9.000	0.000	24	38	-102	0.540	0.570	-0.570	1.369	1.623	5.250	1.
299.000	79.399	79.399	79.399	9.000	0.000	25	40	-107	0.118	0.661	-0.392	1.475	1.638	5.280	1.
299.000	78.531	78.531	78.531	9.000	0.000	25	42	-107	0.089	-0.358	-0.421	1.714	1.833	5.280	1.
299.000	83.794	83.794	83.794	9.000	0.000	25	39	-107	0.638	0.741	-0.036	1.317	1.451	5.280	1.
310.000	73.687	73.687	73.687	10.000	0.000	24	37	-102	0.330	0.199	0.977	1.505	1.423	5.250	1.
277.000	97.716	97.716	97.716	10.000	0.000	21	32	-90	0.650	0.729	0.301	1.253	1.015	5.286	1.
255.000	113.659	113.659	113.659	8.000	0.000	24	39	-102	0.290	0.101	-0.492	1.543	1.797	5.250	1.
255.000	113.858	113.858	113.858	8.000	0.000	24	38	-102	0.285	0.675	-0.552	1.415	1.606	5.250	1.
255.000	118.362	118.362	118.362	8.000	0.000	24	37	-102	0.718	0.861	-0.285	1.253	1.390	5.250	1.
244.000	128.482	128.482	128.482	8.000	0.000	23	35	-97	0.789	0.962	-0.495	1.195	1.328	5.217	1.
244.000	129.856	129.856	129.856	8.000	0.000	23	36	-97	0.545	0.570	-0.570	1.352	1.611	5.217	1.

Obrázek 3-5 Navržená soukolí

Zobrazí se tabulka výsledků s jednotlivými možnými řešeními. V tabulce jsou výsledky zobrazeny po řádkách (co řádka, to možné řešení), na prvním místě je osová vzdálenost, pak následuje šířka, modul a počty zubů. V tabulce je zobrazena i bezpečnost u paty zubu a bezpečnost v doteku. Z toho lze na první pohled vyřadit ozubení, které tento požadavek nesplňují. Samozřejmě zvolené rozměry ozubení lze měnit ještě v samotném výpočtu. Po zvolení vhodné varianty a stisknutí tlačítka Accept se zvolené hodnoty ozubení přenesou do výpočtu.

Nyní lze spustit výpočet ozubení, v tabulce ve spodní části programu se zobrazí rozměry hlavových kružnic a jednotlivé dílčí bezpečnosti. Pokud je dosažena požadovaná bezpečnost, je výpočet hotov. Pokud bezpečnost dosažena není, lze jednotlivé výpočtové hodnoty měnit - největší dopad na únosnost (tedy i bezpečnost) má modul ozubení, poté jeho šířka, popřípadě lze měnit korekce či materiály. Změnou oleje (viskozity) lze popřípadě částečně zvýšit bezpečnost v dotyku.

3.2.2 Návrh jednotlivých převodů

3.2.2.1 Šnekový převod

Jak již bylo zmíněno výše, vstupní šnekový převod bude tvořen soukolím CAVEX. I když program Kisssoft neumožňuje výpočet tohoto typu soukolí byl výpočet proveden s uvažováním globoidního soukolí z důvodu výpočtu sil, kterými byly následně zatíženy ložiska.

Oproti původnímu řešení bylo zvoleno soukolí s vyšším převodovým poměrem, aby bylo možno převodový poměr na ostatních stupních převodovky snížit. Nový převod je $i=29.5$, osová vzdálenost je stejná jako u převodovky 70[kW] - tedy $a=355$ [mm].

Na obrázku 3-6 je znázorněna stránka z katalogu CAVEX. Modrou barvou je zobrazeno původní řešení a červenou řešení nové. V tabulce je kromě převodového poměru zobrazen maximální přenášený výkon a moment. V poslední řádce je zobrazena účinnost převodu. Oproti klasickému šnekovému soukolí je zde účinnost podstatně vyšší. V tomto

případě dosahuje účinnost 90%, tedy ztráty soukolí jsou pouhých 10%. Samozřejmě ztráty porostou vlivem brodění kol v olejové lázni, vlivem nepřesností při výrobě a montáži a vlivem postupného opotřebení, tyto ztráty není možné nijak přesně vyčíslit.

Výpočet globoidního šnekového soukolí vypadá obdobně jako v případě planetového převodu popsaneho v kap. 3.2.1.. Bylo vycházeno ze stávající osové vzdálenosti a převodového poměru 29,5. Hlavní cíl výpočtu je zjištění sil, působících na ložiska. Další výhodou je možnost exportu 3D modelu soukolí.

i γ_m	n_1 [1/min]	n_2 [1/min]	P_{1N} [kW]	T_{2N} [Nm]	T_{2max} [Nm]	f_7 [-]	η [%]
23,5 ca. 11°	1650	70,2	117	14800	21700	1,147	93
	1500	63,8	115	15900	23200	1,106	92
	1200	51,1	108	18500	26900	1,009	92
	1000	42,6	101	20800	30100	0,944	92
	750	31,9	89,6	24500	35200	0,870	91
	500	21,3	72,3	29600	42300	0,766	91
	300	12,8	52,1	35400	50500	0,646	91
	150	6,38	30,7	41500	58900		90
	60	2,55	13,8	46200	65400	0,530	89
	10	0,426	2,62	49200	69700		84
29,5 ca. 10°	1650	55,9	92,4	14500	21000	1,121	92
	1500	50,8	90,1	15500	22500	1,073	92
	1200	40,7	84,1	17900	25900	0,978	91
	1000	33,9	78,8	20000	28900	0,916	90
	750	25,4	69,2	23400	33600	0,833	90
	500	16,9	55,4	28100	40100	0,730	90
	300	10,2	39,5	33300	47400	0,607	90
	150	5,08	22,7	38000	53900		89
60	2,03	9,25	38100	54000	0,530	88	
10	0,339	1,67	38200	54100		81	

Obrázek 3-6 CAVEX katalog

3.2.2.2 Návrh planetových stupňů

Návrh planetových stupňů je obdobný, jelikož celkový převod převodovky musí být cca 677 a šnekové soukolí má převod 29.5, na planetové stupně zbývá převod cca 23, tedy najeden planetový stupeň vychází převod okolo $i=5$.

Dle tab. 4 je patrné, že původní rozměry ozubení nevyhovují, proto při návrhu byl zvětšen modul ozubení (čímž se zvětší i rozměry ozubení) a také osové vzdálenosti. Materiály byly ponechány původní. Cílem návrhu bylo vytvoření jednotlivých stupňů s odpovídajícím převodovým poměrem a s požadovanou minimální bezpečností. Každý planetový stupeň sestává ze 3 satelitů, které jsou rozmístěny symetricky (tedy po 120°). V převodovce se nacházejí elementy pro zajištění správného sezení zubů mezi centrálním kolem a všemi satelity, při výpočtu tudíž mohlo být počítáno s rozložením výkonu rovnoměrně mezi všechny satelity.

		centrální kolo	satelit	korunové kolo
1. planetový převod	počet zubů	23	35	97
	šířka ozubení	120	120	120
	osová vzdálenost	243		
	převod	5,2		
	modul	8		
	bezpečnost u paty zubu	1,8982	1,4691	1,6973
	bezpečnost v dotyku	1,1497	1,3258	1,1582
2. planetový převod	počet zubů	19	22	65
	šířka ozubení	195	195	195
	osová vzdálenost	337		
	převod	4,3		
	modul	16		
	bezpečnost u paty zubu	1,5439	1,4751	2,9620
	bezpečnost v dotyku	1,0224	1,2830	2,2655

Tabulka 5 Základní charakteristika planetových stupňů

V tabulce 5 je zobrazena základní charakteristika jednotlivých planetových stupňů. Kompletní výsledky výpočtu jsou přiloženy v příloze 1 této práce. Oproti stávajícímu řešení došlo ke změně počtu zubů (což souvisí s novými převodovými poměry), drobným změnám osových vzdáleností (osové vzdálenosti se nemohli příliš lišit od původních kvůli zástavbovým rozměrům) a ke změnám modulů, což mělo na výpočet největší vliv.

Z tabulky je patrné, že bezpečnost všech nově navržených kol je dostačující. U druhého planetového stupně je sice bezpečnost u paty zubu na satelitu jen nepatrně vyšší než 1,4; ale vzhledem k použití převodovky a jejímu zatížení lze považovat tuto bezpečnost za dostačující. Šířka ozubení je oproti výchozí variantě nepatrně menší (u 1. planet. stupně 120[mm] místo 130[mm] a u 2. planet. stupně 195[mm] místo 240[mm]).

Převodový poměr jednotlivých stupňů byl upraven dle požadovaného celkového převodového poměru zařízení. Celkový převodový poměr převodovky je z uvažováním výše uvedených převodových poměrů $i_c=660$ (původní $i=676$), výstupní otáčky jsou nyní 1,516 [1/min], původně 1,478 [1/min].

3.3 Výpočet ložisek

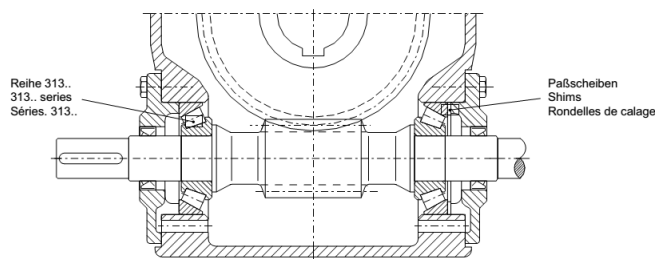
Typy ložisek pro planetovou převodovku je nutno volit dle přenášených sil. Vstupní šnekové soukolí je nutno uložit do radiálních i axiálních ložisek (dle sil vznikajících na daném soukolí). Jednotlivé planetové stupně - unášecí - je možno uložit pouze do ložisek radiálních. Všechny axiální síly (mohou vzniknout pouze vlivem nepřesností, jelikož v přímých zubech

takovéto zatížení nevzniká) jsou pomocí čoček přenášeny až k radioaxiálnímu uložení šnekového kola. Ložiska v satelitech budou určena dle vypočtené únosnosti, je nutno zvolit dle soudečková dvouřadá či kuličková dvouřadá naklápěcí ložiska.

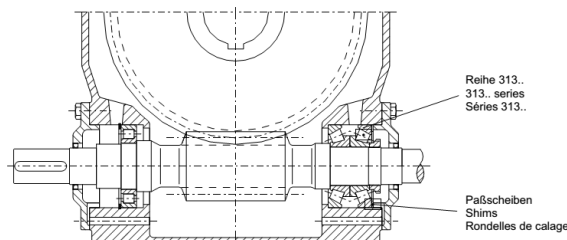
3.3.1 Výpočet ložisek u šnekového soukolí

3.3.1.1 Uložení vstupního šneku

Pro uložení vstupního šneku je možno vycházet z katalogu CAVEX, kde jsou zobrazena základní doporučená uložení. Uložení tohoto členu musí zajistit zachycení radiálních i axiálních sil. Navíc je důležité zajistit možnost axiálního posuvu šneku (včetně jeho uložení) a jeho vystředění při montáži. Na obrázku 3-7 resp. 3-8 jsou znázorněna dvě základní doporučená uložení vstupní šnekové hřídele. První obrázek znázorňuje uložení na dvojici kuželíkových ložisek, obrázek 3-8 uložení pomocí jednoho válečkového ložiska a kuželíkovém párovém ložisku. Uložení na obr. 3-8 má vyšší únosnost (vlivem použití párového ložiska společně s válečkovým) a bylo použito u převodovky 70[kW].

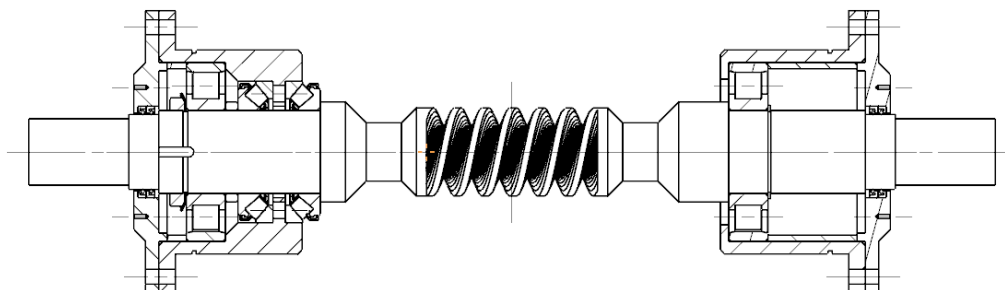


Obrázek 3-7 Uložení na kuželíkových ložiskách [12]



Obrázek 3-8 Uložení na válečkovém ložisku a dvou kuželíkových [12]

Na nový výkon (75[kW]) toto uložení nevyhovuje (nebyla dosažena min. zadaná životnost 15000hod) - dle programu Kisssoft - proto bylo nutno navrhnout uložení nové. Vzhledem k velkým axiálním silám je vhodné použít kombinaci axiálních a radiálních ložisek. Při návrhu je nutno dbát na smontovatelnost vstupního převodu a možnosti jeho správného ustavení do záběru se šnekovým kolem při montáži. Pro možnost středění soukolí jsou všechna ložiska uložena ve vložce.



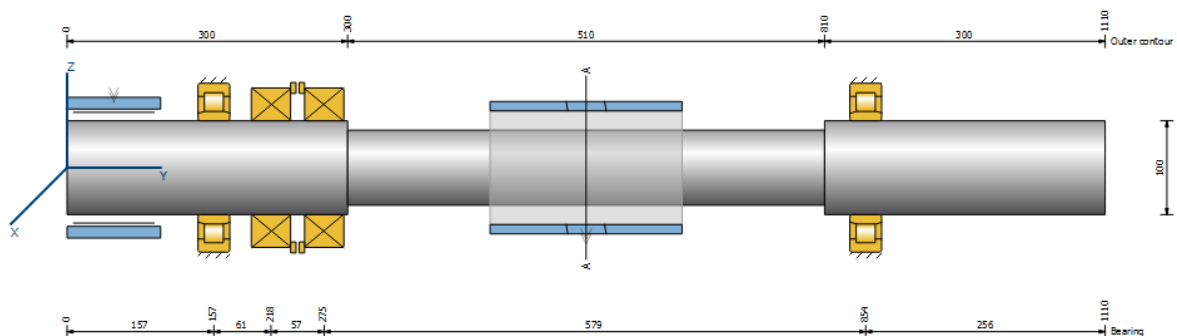
Obrázek 3-9 Uložení šnekového vstupu

Na obr. 3-9 je znázorněno řešení uložení šnekového vstupu. Je zde dvojice radiálních válečkových ložisek a dvojice kuželíkových axiálních ložisek. Předepnutí soudečkových axiálních ložisek je zajištěno pomocí pružiny vložené mezi ně do otvorů ve stěně vložky. Mezi axiálním ložiskem a ložiskem válečkovým je rozpěrný kroužek. Válečkové ložisko ze strany vstupní hřídele je pojištěno KM maticí a MB podložkou na hřídeli. Ve vložce je drženo pomocí víka s hřídelovým těsněním Gufero. Na druhé straně je jedno válečkové ložisko, zajištěno hřídelovým kroužkem a rozpěrným kroužkem. Uložení ve vložce dovoluje posun celého systému při středění šnekového soukolí.

Axiální soudečková ložiska byla zvolena hlavně kvůli jejich rozměrům. Stejnou funkci by zastala i kuličková axiální ložiska, ale ty mají daleko větší vnější průměr, takže by nešla vložit za válečkové ložisko a za předpokladu, že by se vložila obě ložiska před válečkové ložisko nešlo by dané ložisko zasunout do vložky kvůli stěně mezi ložisky. Jediným možným způsobem, jak by šla kuličková ložiska použít by bylo zvětšení průměrů ložisek válečkových a celkového řešení uložení.

3.3.1.1.1 Výpočet ložisek

Uložení vstupní šnekové hřídele je vhodné počítat jako celek pomocí Shaft calculator v programu Kisosoft. Jelikož je možné namodelování celé hřídele včetně zatížení od šnekového soukolí, které bylo dříve vypočteno.



Obrázek 3-10 Model uložení Kisosoft

Obr. 3-10 znázorňuje model uložení vstupní hřídele v programu Kisosoft. Zleva je zde patrný motor (spojka), poté ložiska - válečkové a dvě axiální soudečková, ve středu se nachází samotný šnek (přenesený z výpočtu ozubení) a vpravo je válečkové ložisko.

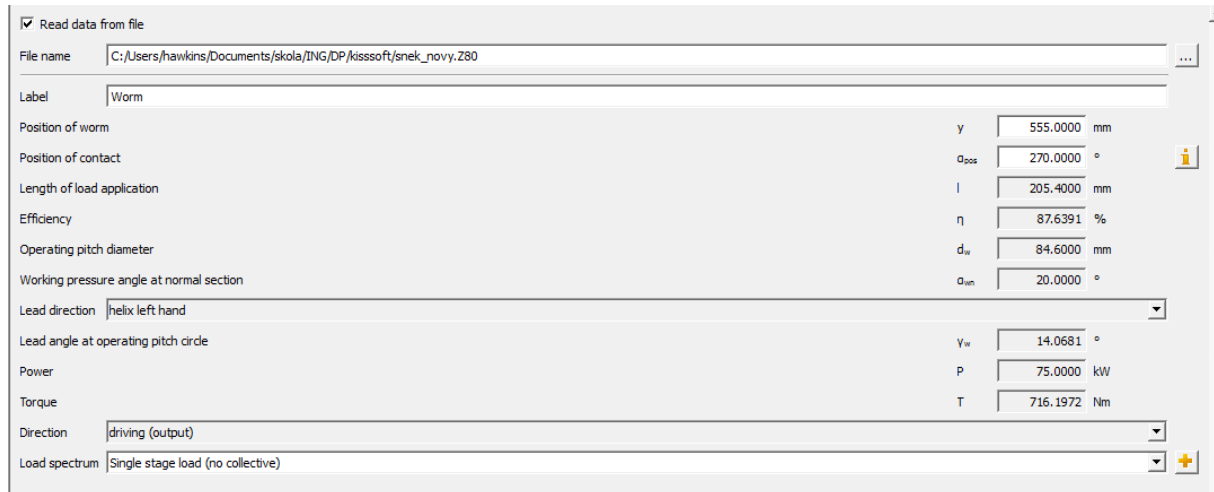
Při sestavování modelu se nejprve sestaví hřídel z jednotlivých elementů (válců) o patřičných rozměrech. Poté se do modelu vloží hnací člen - motor. Po určení polohy motoru lze nastavit jeho výkon, hmotnost či přídatné síly.



Obrázek 3-11 Prostředí Kisosoft

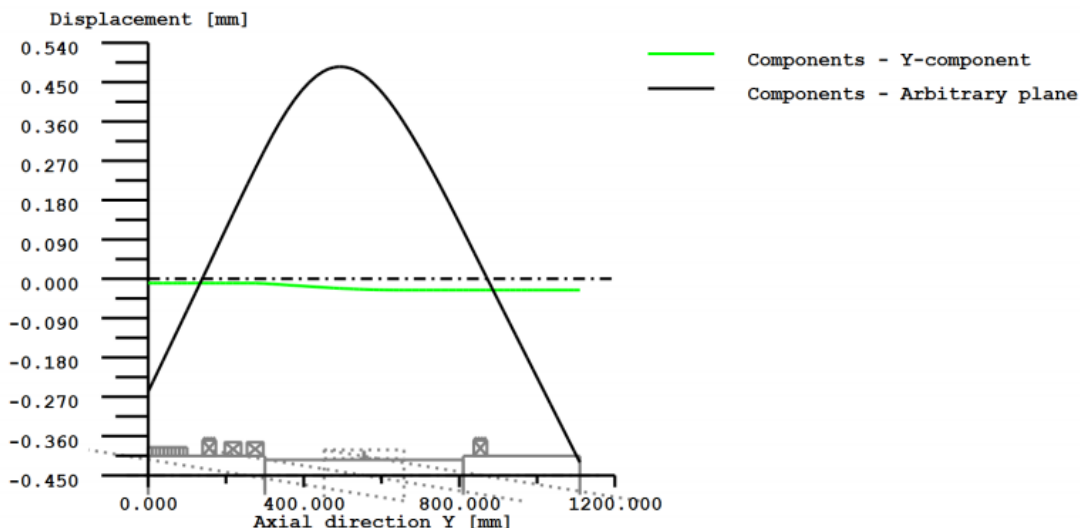
Dále se vloží jednotlivá ložiska a určí se jejich uložení. Ložiska přenášející radiální síly mají vyšrafované vnější průměry, ložiska přenášející síly axiální mají ze směru uložení znázorněnu zářezku. Pokud by ložisko mohlo přenášet jak radiální tak axiální síly, bylo by jak vyšrafované po obvodu tak by mělo zářezky ve směru zachycení sil.

Posledním krokem je vložení šneku, ten se vloží jako nový prvek. Následně se jeho parametry načtou ze souboru výpočtu soukolí.



Obrázek 3-12 Prostředí Kisssoft

Výsledky výpočtu ložisek, resp. celé hřídele, jsou uvedeny v příloze této práce. Ještě je třeba podotknout, že při výpočtu program varuje, že jedno z axiálních ložisek není zatíženo. To je způsobeno tím, že při chodu soukolí vzniká axiální síla pouze v jednom směru. Ložiska musejí být použita 2 a to z několika důvodů. Prvním je ten, že převodovky se montují z levé i pravé strany, proto musejí být výstupy symetrické a obě provedení mají ložiska uspořádána stejně - tedy v každém provedení přenáší axiální sílu jiné ložisko. Dalším důvodem je možnost krátkodobé funkce zařízení v opačném smyslu otáčení. Axiální ložiska jsou předeprnuta pružinou, takže i ložisko, které nezachycuje axiální síly od šnekového soukolí je neustále zatíženo.



Obrázek 3-13 Prohnutí hřídele

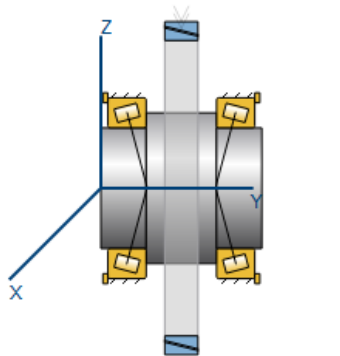
Na obr. 3-13 je znázorněno prohnutí hřídele vstupního šneku. Maximální prohnutí je zhruba uprostřed, jeho hodnota je 485[μm]. Maximální naklopení v místě ložisek jsou 4 úhlové minuty, což je max. možná úhlová úchylka hřídelů při použití válečkových ložisek. Pokud by hodnota naklopení byla vyšší, následovalo by zvýšení hlučnosti uložení a snížení životnosti ložiska.

Co se životnosti ložisek týče, tak axiální ložisko, zachycující reakce od šnekového soukolí, má vypočtenou životnost cca 16000 hod. Vzhledem k požadované životnosti zařízení 15000 hod je tato životnost přijatelná. Ložiska válečková mají životnost >1000000 hod, bohužel použití ložisek menších není možné z konstrukčního řešení uložení - sestava vstupního převodu by nebyla smontovatelná.

3.3.1.2 Uložení šnekového kola

Šnekové kolo je uloženo na dvojici kuželíkových ložisek. Tyto ložiska zachycují i pasivní axiální síly vzniklé v převodovce. Výpočet uložení byl proveden obdobným způsobem jako výpočet vstupní šnekové hřídele.

U tohoto uložení je nutno zachovat velké průměry ložisek, jelikož hřídel nesoucí šnekové kolo je dutá a je v ní uložena torzní trubka (popsána níže). Z tohoto důvodu jsou tato ložiska velmi předimenzována. Zmenšení vnitřních prostor není možné z konstrukčního řešení daného uložení.



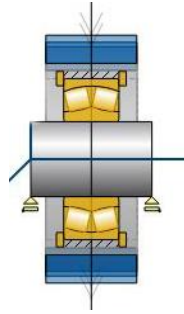
Obrázek 3-14 Model šnekového kola

3.3.2 Výpočet ložisek satelitů

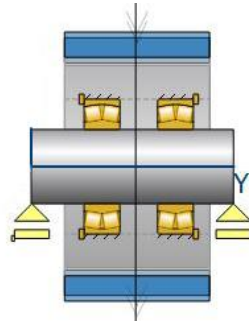
Každý satelit je uložen na nepohyblivém čepu, pomocí kterého je spojen s unášečem patřičného stupně. Na čepu se nacházejí ložiska nesoucí satelit. Ložiska je možno volit soudečková dvouřadá nebo kuličková dvouřadá naklápěcí. Lze použít i ložiska CARB, ale ta pro vysokou pořizovací cenu nebyla uvažována.

Výpočet satelitů je obdobný, nejprve se namodeluje v programu Kisssoft model sestavy. Model sestává ze dvou hřídelů (vnitřní - čep nesoucí satelit; vnější - samotný satelit), které jsou spojeny pomocí ložiska/ložisek. Na vnější hřídel je následně přidáno ozubení satelitu, hodnoty zatížení jsou opět propojeny z výpočtem planetového stupně.

První satelit je opatřen pouze jedním ložiskem, satelit druhého planetového stupně je opatřen dvěma ložisky pro jeho větší šířku. Satelity prvního a obzvláště druhého stupně mají velmi malou obvodovou rychlost (viz výsledky výpočtu jednotlivých stupňů v příloze 3).



Obrázek 3-15 Model satelitu 1. stupně



Obrázek 3-16 Model satelitu 2. stupně

	typ ložiska	počet	bezpečnost ložiska	životnost [hod]
1. planetový stupeň	soudečkové	1	12,9	> 1 000 000
	kuličkové dvouřadé	1	1,09	17 631
2. planetový stupeň	soudečkové	2	5,4	703 228
	kuličkové dvouřadé	2	0,61	10 289

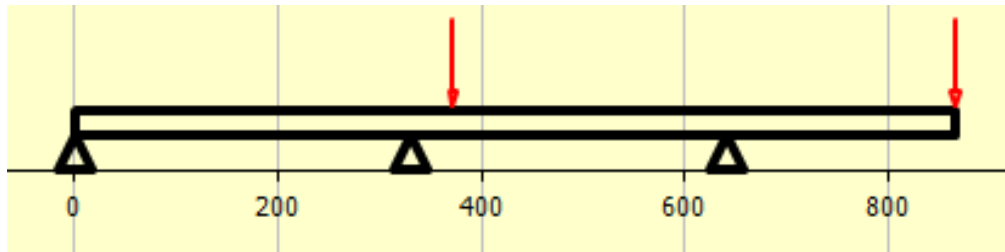
Tabulka 6 Ložiska

Z tabulky 6 je patrné, že lepší variantou jsou ložiska soudečková pro oba stupně. Ložiska kuličková naklápěcí pro druhý planetový stupeň nevyhoví z hlediska životnosti ani bezpečnosti, pro stupeň první vyhoví z hlediska životnosti, ale bezpečnost ložiska je skoro 1. Soudečková ložiska mají daleko vyšší únosnost (danou hlavně čárovým stykem).

3.3.3 Ložiska nesoucí unášeče

Z popisu připojení převodovky (kapitola 1.5) je patrné, že celá váha převodovky je nesena výstupním hřídelem s přírubou. Ta je součástí unášeče druhého planetového stupně. Oba unášeče jsou spojeny s rámem převodovky (tedy korunovými koly) pomocí válečkových ložisek.

Pro výpočet valivých ložisek je zapotřebí znát hmotnost celého zařízení a jeho těžiště. Ze znalosti těchto dvou hodnot lze sestavit model nosníku na 3 podporách, zatíženým silou jdoucí z těžiště o velikosti tíhové síly převodovky (bez unášečů) se započítanou hmotností olejové náplně a konzoly s motorem. Do výpočtu lze také zahrnout radiální sílu šnekového soukolí. Vypočtené reakce v podporách představují síly, kterými se zatíží jednotlivá ložiska. Z tohoto popisu je patrné, že tento výpočet lze provést až po namodelování převodovky. Počáteční předpoklad při řešení je, že použitá ložiska budou mít velkou bezpečnost. Tento předpoklad vychází z malé rychlosti ložisek a jejich velkým vnitřním průměrem. Vnitřní průměr ložisek je dán konstrukčním řešením převodovky (popsáno v následující kapitole), kdy jsou jednotlivé převodové stupně spojeny pomocí spojek s drážkováním.



Obrázek 3-17 Nosník na 3 podporách

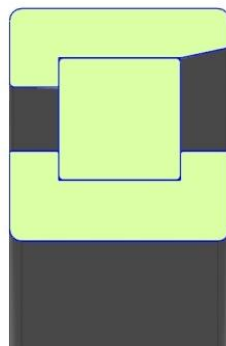
Prvním krokem je zjištění reakcí v ložiskách, ty byly vypočteny pomocí programu Mítcalc pomocí modelu na obrázku 3-17, kdy první zatížení je tíhová síla, druhé zatížení pak radiální síla od šnekového soukolí. Výpočtem byly zjištěny následující reakce (podpory značeny zleva):

A	B	C
1231,5 [N]	24509 [N]	46759 [N]

Tabulka 7 zatížení podpor

Ložiska v podporách B a C jsou válečková s plným počtem valivých těles NCF 1864 ($d=320$) a ložisko v místě A je také válečkové s plným počtem valivých elementů NCF 18750 ($d=750$). Nejmenší vypočtená bezpečnost je v místě podpory C a to 19,2. Při výpočtu bylo předpokládáno, že radiální síly v planetových stupních se vyruší díky souměrnému rozložení satelitů, tudíž ložiska nebudou od sil vzniklých v ozubeních satelitů nijak zatížena.

Ložisko v místě podpory A je dle výpočtu zatíženo nejmenší silou a přesto je zapotřebí ložisko o výše zmíněném průměru, aby bylo zařízení smontovatelné.



Obrázek 3-18 Řez ložiskem

Ložiska nesoucí unášče jsou válečková s plným počtem valivých elementů z důvodu smontovatelnosti jednotlivých stupňů, potažmo celé převodovky. Ložisko je v jednom směru rozebíratelné, což je znázorněno na obrázku 3-18.

3.3.4 Tabulka použitých ložisek

umístění	typ	označení [SKF]	vnitřní průměr [mm]	vypočtená bezpečnost [-]
vstupní hřídel	axiální kuželíkové	29320	100	21,79
	axiální kuželíkové	29320	100	-
	válečkové	NU 320	100	29,61
	válečkové	NU 320	100	33,52
šnekové kolo	kuželíkové	32048	240	57,17
	kuželíkové	32048	240	37,85
1 setelit	soudečkové dvouřadé	22320	100	12,97
2 satelit	soudečkové dvouřadé	22222 E	110	5,44
	soudečkové dvouřadé	22222E	110	5,44
spojení rámu s unášeči	válečkové s plným počtem el.	NCF 1864	320	19,2
	válečkové s plným počtem el.	NCF 1864	320	36,7
	válečkové s plným počtem el.	NCF 18 750	750	3655

Tabulka 8 Tabulka použitých ložisek

Tabulka 8 reprezentuje výčet všech použitých ložisek v navrhované převodovce včetně jejich bezpečnosti. Je patrné, že všechny vypočtené bezpečnosti jsou dostatečně velké. Velikost použitých ložisek se odvíjí od konstrukčního řešení, tedy konkrétně od velikostí jednotlivých částí převodovky. Rozměry jednotlivých částí je hlavní důvod, proč většina ložisek nejde nahradit ložisky menšími. Všechna ložiska vyhoví požadované životnosti 16000hod. Kompletní výsledky výpočtů jsou uvedeny v příloze této práce.

3.4 Výpočet drážkování

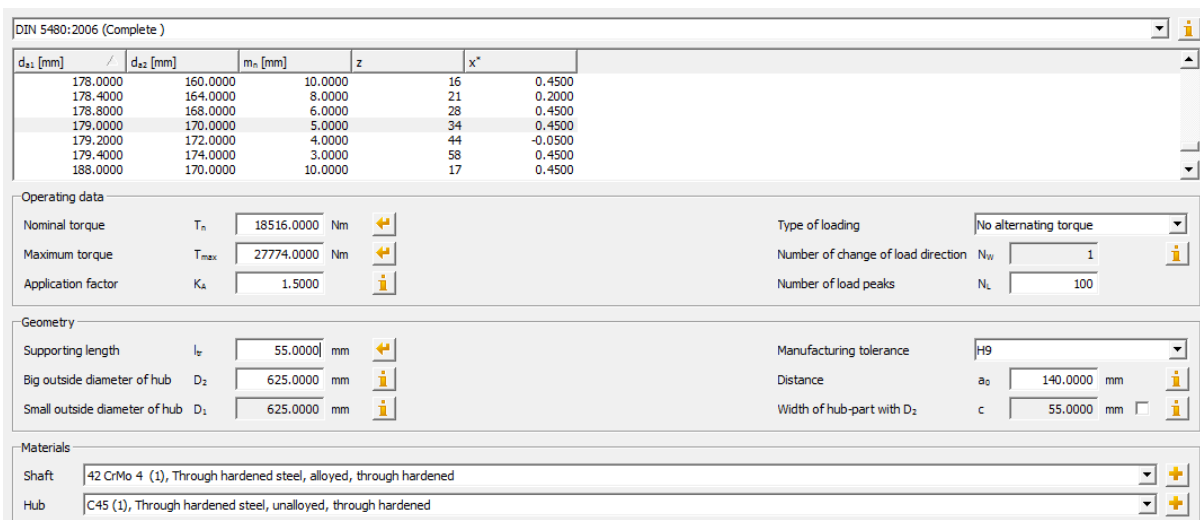
Jednotlivé převodové stupně jsou spojeny pomocí spojek s evolventním drážkováním. Mezi každou dvojicí převodových stupňů je jedna spojka s dvojicí drážkování. Celkem je tedy zapotřebí vypočítat 4 drážkování. Výpočet drážkování byl opět proveden programem Kisssoft.

3.4.1 Postup výpočtu

Postup výpočtu bude ukázán na drážkování mezi šnekovým převodem a prvním planetovým stupněm. Postup je totožný pro všechny ostatní drážkové spoje.

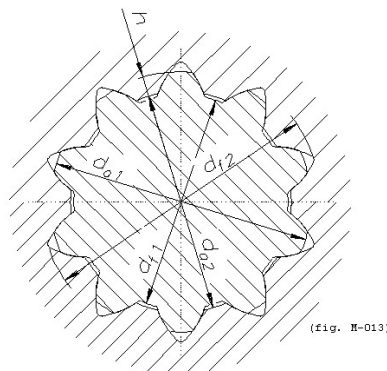
Pro výpočet drážkování je nutno znát charakteristické průměry drážkování a jejich modul. Rozměry drážkování jsou víceméně určeny velikostí centrálních kol ozubení. V ideálním případě by mělo být drážkování o něco menší než-li rozměr ozubení centrálního kola, kvůli malé hmotnosti.

Po zvolení pevnostního výpočtu drážkování v programu Kisssoft se zobrazí okno výpočtu znázorněné na obrázku 3-19.



Obrázek 3-19 Prostředí programu Kisssoft

Nejprve se vybere norma drážkování (DIN5480 - evolventní). Následně se vybere rozměr drážkování, charakterizovaný na obrázku 3-20, včetně počtu zubů a modulu. Drážkování se vybere dle hlavových kružnic drážek v náboji a na hřídeli.



Obrázek 3-20 Charakteristické rozměry drážkování

Dále se zadá zatížení (přenášený moment), který byl zjištěn z výpočtu jednotlivých převodových stupňů a aplikační faktor. Dle aplikačního faktoru se dopočítá maximální moment.

Pro definici zatížení je nutno zadat nosnou délku drážkování, průměr náboje kde dochází k přenosu momentu a vzdálenost středu tohoto průměru od středu drážkování. V poslední řadě se nastaví materiály hřídele a náboje a tolerance uložení.

3.4.2 Vypočtená drážkování

Podrobné výsledky výpočtů jsou uvedeny v příloze. Tabulka 9 reprezentuje výpis jednotlivých rozměrů drážkování včetně jejich bezpečností.

umístění	rozměr (průměr x modul - tolerance)	bezpečnost	
		hřídel	náboj
vstupní převod - 1. planet. stupeň	179x5 - H9/g9	7,7	4,7
	129X5 - H9/g9	4,3	4,8
1. - 2. planetový stupeň	278x10 - H9/g9	4,7	7,9
	208x10 - H9/g9	2,3	2,2

Tabulka 9 Drážkování

Vždy druhé uvedené drážkování je drážkování nacházející se na centrálním kole. Bezpečnost všech drážkování vyhovuje. Bezpečnost jednotlivých drážkování klesá i přes

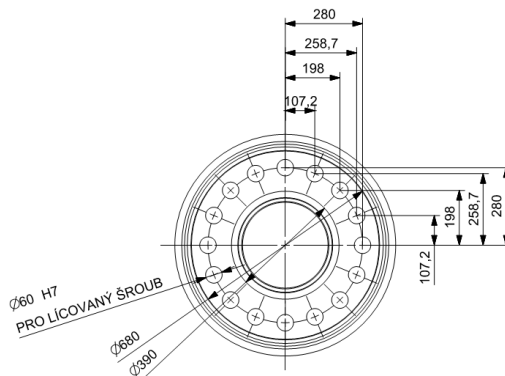
zvětšující se rozměry drážkování a to díky nárůstu přenášeného momentu mezi planetovými stupni.

3.5 Kontrola šroubových spojů

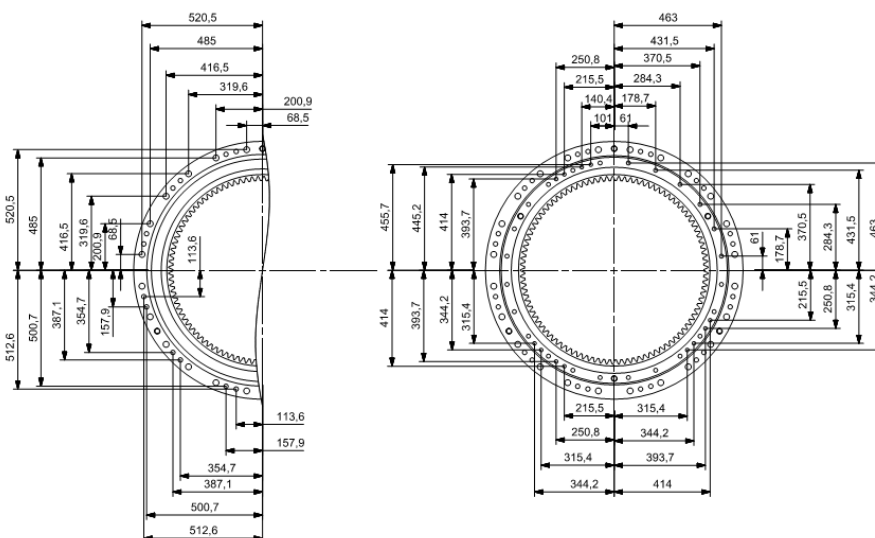
Jak již bylo zmíněno, převodovka sestává ze třech hlavních částí - vstupního šnekového převodu a dvou planetových stupňů. Jednotlivé části jsou sešroubovány a pro zachycení momentu jsou mezi stupně vloženy kolíky. Je nutno ověřit, zda nedojde k odlehnutí jednotlivých částí.

Výpočet jednotlivých spojení byl proveden programem BSPOJ. Pro výpočet bylo uvažováno, že na převodovce je umístěna konzola s motorem. Pro jednotlivé části bylo pak stanoveno těžiště (pomocí programu NX) a z něj byl daný spoj zatížen silou odpovídající hmotnosti částí převodovky nesené daným spojem. Spoj byl zatížen také točivým momentem, dle jeho polohy.

Příruba je připevněna 16ti lícovanými šrouby $\varnothing 60$ [mm] (průměr lícované části). Mezi planetovými stupni je 24 šroubů M24 a 24 kolíků $\varnothing 20$ [mm] a mezi 1. planetovým stupněm a vstupní částí se nachází 24 šroubů M16 a 12 kolíků $\varnothing 12$ [mm].



Obrázek 3-21 Rozmístění šroubů - výstupní příruba



Obrázek 3-22 Rozmístění šroubů

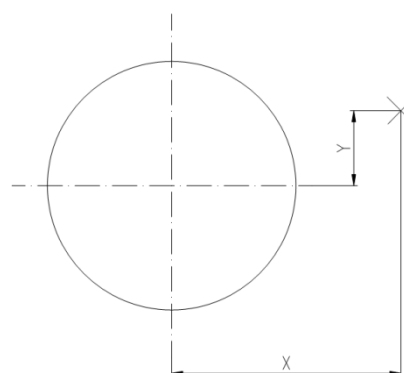
Obrázek 3-22 znázorňuje rozmístění šroubů a kolíků mezi 1. a 2. převodovým stupněm (vlevo) a mezi 1. planetovým stupněm a vstupní částí (vpravo). Obrázek 3-22 znázorňuje rozmístění lícovaných šroubů na vstupní přírubě. Jednotlivé šrouby a kolíky jsou do programu BSPOJ zadávány pomocí souřadnic.

místo	zatížení F [N]	zatížení M [kNm]	poloha X [mm]	poloha Y [mm]	poloha Z [mm]
příruba výstup	60 121	490	264	43	793
mezi planetovými stupni	33 771	89	471	78	374
1. planet. stupeň - vstupní část	23 151	-	678	114	202

Tabulka 10 Vstupní parametry výpočtu

V tabulce 10 jsou zapsány zatížení jednotlivých spojů včetně polohy těžiště. Poloha těžiště je označena písmeny X, Y, Z. V prostoru jsou tyto souřadnice určeny dle obrázku 3-21. Hodnota Z znamená vzdálenost těžiště směrem z obrázku 3-23

Výpočtem bylo zjištěno, že všechny šroubové spoje vyhovují - nedojde k odlehnutí jednotlivých částí. Přesné výsledky výpočtů jsou uvedeny v příloze této práce. Výsledky také obsahují patřičné utahovací momenty. Tab. 11 obsahuje bezpečnosti proti odlehnutí.



Obrázek 3-23 Určení polohy těžiště

umístění	bezpečnost proti odlehnutí
příruba výstup	5,48
mezi planetovými stupni	12,25
1. planet. stupeň - vstupní část	12,82

Tabulka 11 Bezpečnosti proti dlehnutí

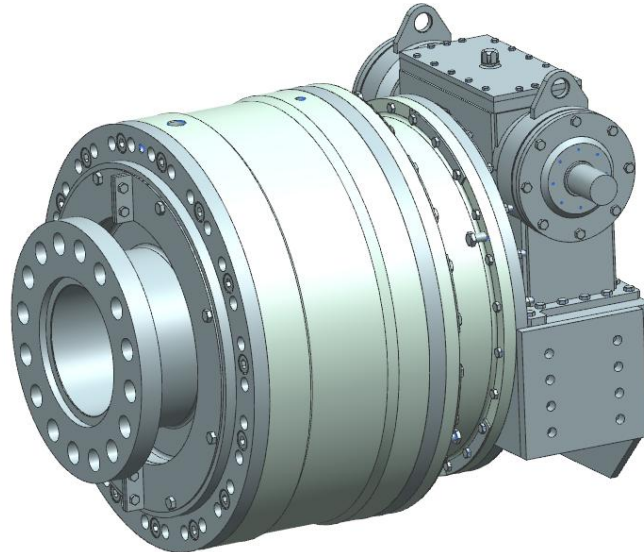
4 Konstrukční řešení planetové převodovky

V předchozí kapitole byly navrženy a vypočteny všechny konstrukční uzly dané převodovky. Jelikož všechny výpočty odpovídají po stránce bezpečnosti a životnosti je možno vytvořit 3D model převodovky a výkresovou dokumentaci. Pro tvorbu 3D modelu a následně výkresové dokumentace byl zvolen program NX 9.0.

4.1 Celkový popis

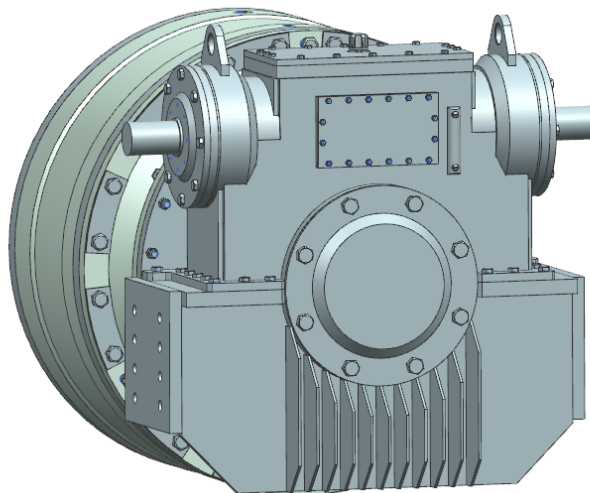
Na obrázku 4-1 je celkový pohled na převodovou skříň. Zleva je patrná příruba, sloužící k uchycení převodovky na zakladač. Jedná se o výstup 2. planetového stupně. Planetový stupeň je ze strany příruby kryt víkem, které je upraveno pro připevnění táhla reakce. Toto víko je přišroubováno 15ti šrouby z válcovou hlavou k 2. planetovému stupni. Táhl o reakce se vystředí dle osazení na víku a šrouby se přichytí do 2. planetového stupně.

Dále je zde první planetový stupeň, který je podstatně menší. Na tomto stupni je přišroubována vstupní šneková skříň. Tato skříň je řešena jako svařenec a je symetrická dle vertikální roviny převodovky. Boky šnekové skříně jsou upraveny pro přichycení konzoly s motorem. Ta se přišroubuje pomocí 8 šroubů M24 na boční plechy skříně. Skříň včetně vstupní hřídele jsou souměrné z důvodu použití skříně pro levou a pravou housenici - určuje, na kterou stranu se přišroubuje motor. Tuto skříň lze tedy použít pro obě varianty.

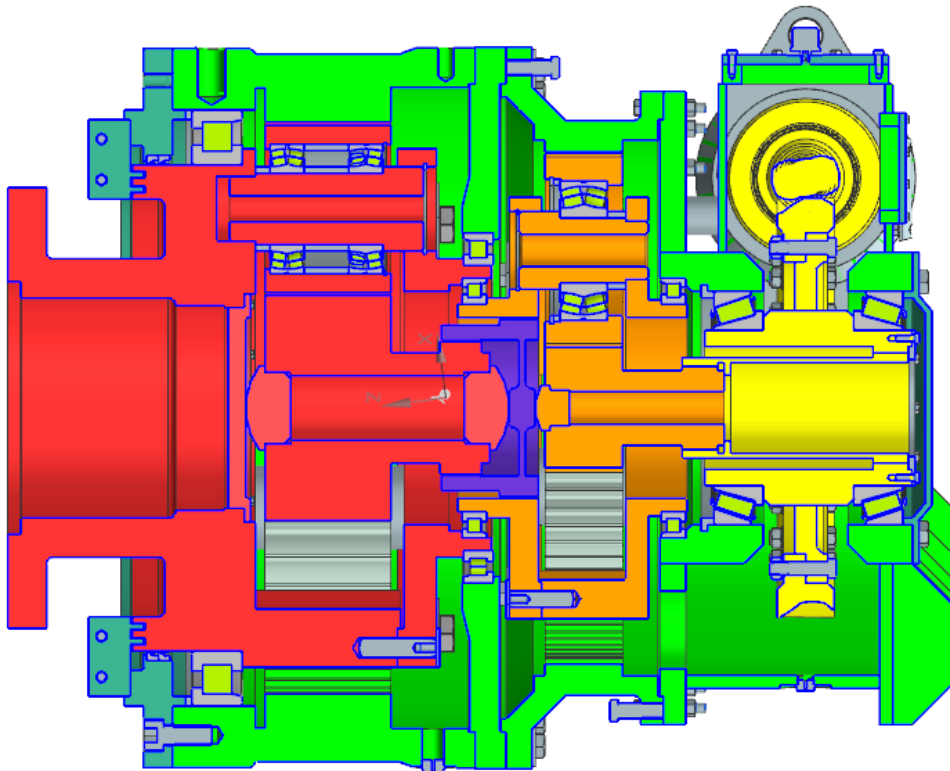


Obrázek 4-1 Celkový pohled

Z obrázku 4-1 je patrné, že celkové rozměry převodovky jsou určeny hlavně výpočtem jednotlivých planetových stupňů. Rozměr 2. planetového stupně byl také limitován připevňovacími rozměry reakčního táhla (průměr korunového kola 2. stupně nemohl být o moc větší než-li průměr reakčního táhla). Vzdálenost výstupní přírubby a plochy pro uchycení táhla reakce se také nesměla o mnoho lišit od původního řešení, dle toho se také odvíjelo rozměrové řešení výstupního převodu. Celkové rozměry převodové skříně jsou uvedeny na přiloženém výkrese sestavy v příloze diplomové práce.



Obrázek 4-2 Pohled zezadu



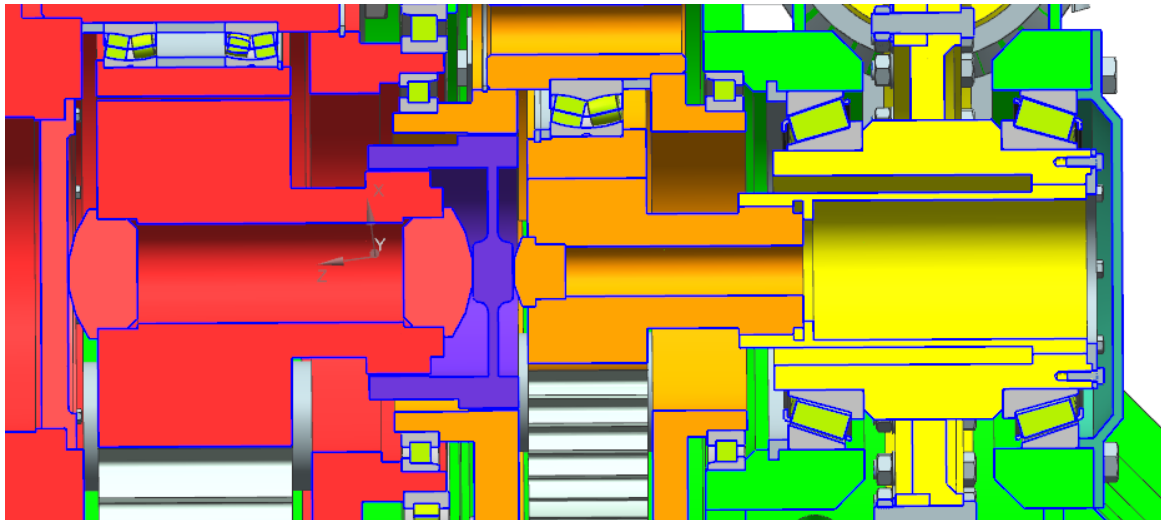
Obrázek 4-3 Řez převodovkou

Na obrázku 4-3 je znázorněn řez převodovkou, jednotlivé konstrukční celky jsou odděleny různými barvami. Zelenou barvou je zde označen rám převodovky, za rám je možno považovat korunová kola, přírubové plechy mezi jednotlivými převodovými stupni a vstupní šnekovou skříň. Jednotlivé převodové stupně jsou označeny: 2. planetový stupeň červenou barvou, 1. planetový stupeň oranžovou barvou a vstupní šnekový převod žlutou barvou. Mezi 1. a 2. planetovým stupněm se nachází spojka s drážkováním označena fialově.

Na řezu jsou patrna jak ložiska v satelitech (soudečková) tak ložiska nesoucí unášeče. Jedná se o válečková ložiska s plným počtem valivých těles. U výstupu se nachází ložisko s vnitřním průměrem 750[mm]. Z řezu je patrné, že zmenšení tohoto ložiska (nachází se i ve stávajícím řešení) není možné, jelikož menší ložisko by se nedalo natáhnout na unášeč 2. planetového stupně přes výstupní přírubu (vnější průměr příruby je 680[mm]). Rozměry samotného unášeče jsou dány osovou vzdáleností 2. planetového stupně. Ložisko by mohlo být zaměněno pouze za ložisko o vnitřním průměru 710[mm]. Jelikož se také jedná o nestandardní velikost ložiska, stejně jako ložisko o průměru 750[mm], a také by muselo dojít k prodloužení unášeče, jelikož menší ložiskový průměr by kolidoval s čepem satelitu, je vhodné ponechat ložisko o průměru 750[mm]. Šnekové kolo je uloženo na dvojici kuželíkových ložisek, které zachycují axiální síly šnekového soukolí. Poloha ložisek je zajištěna víčkem na skříni vstupního převodu a na druhé straně rozpěrným kroužkem uvnitř skříně.

Přenos točivého momentu mezi vstupním šnekovým převodem a 1. planetovým stupněm je zajištěn pomocí torzní trubky (na obrázku 4-3 vlevo). Ta je umístěna v dutém hřídeli šnekového kola, přenos momentu je zajištěn na obou koncích trubky pomocí drážkování. Proti posuvu je torzní trubka pojištěna pomocí víka přišroubovaném k hřídeli šnekového kola. Tato trubka zajišťuje správné sezení zubů mezi centrálním kolem a satelity, tudíž je výkon rozdělen rovnoměrně mezi všechny satelity. Při nesprávném sezení zubů dojde

k pružné deformaci trubky a vyrovnání centrálního kola. K správnému sezení zubů napomáhá také drážkování na koncích trubky (možnost naklopení díky vůli mezi drážkami).



Obrázek 4-4 Detail převodovky

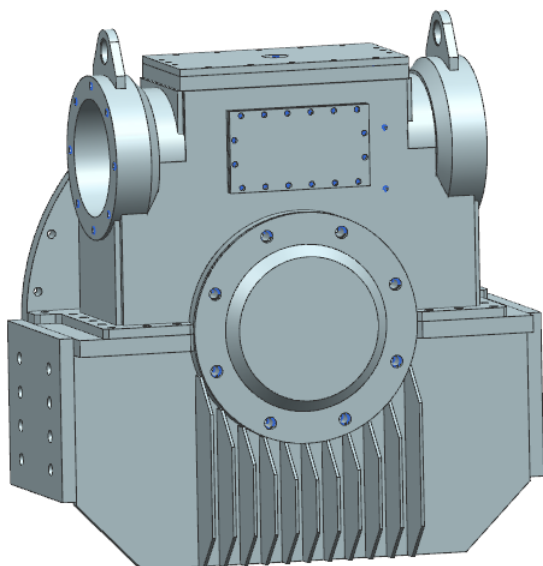
První a druhý planetový stupeň je propojen pomocí spojky (zobrazena fialovou barvou). Spojka je s planetovými stupni spojena pomocí drážkování, resp. propojuje unášec 1. planetového stupně s centrálním kolem 2. planetového stupně. Drážkování umožňuje možnost naklopení centrálního kola a tím podporuje správné sezení zubů mezi centrálním kolem a satelity - opět dochází k dělení výkonu mezi všechny satelity. Tato spojka také usnadňuje montáž.

Centrální kola 1. i 2. planetového stupně jsou proti axiálnímu posuvu zajištěny pomocí čochek (patrné na obr. 4-4). Centrální kola se opírají z jedné strany o spojku a z druhé strany o unášec v případě centrálního kola 2. planetového stupně a o torzní trubku v případě 1. planetového stupně (zde není čochka). Čochky umožňují naklopení (v případě rovné plochy by nedošlo k naklopení) i středění centrálních kol.

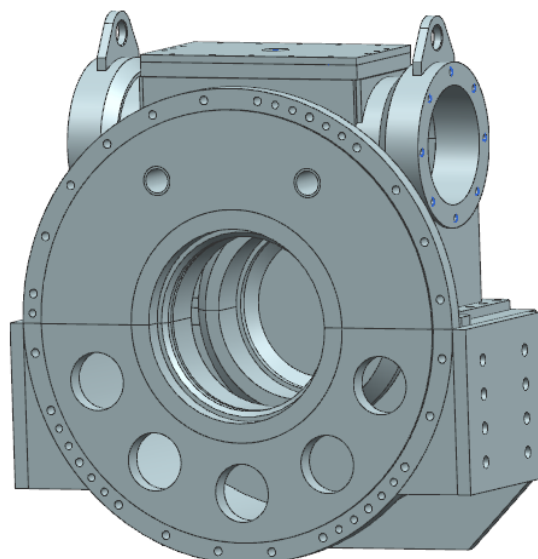
4.2 Skříň vstupního převodu

Skříň vstupního převodu (dále jen skříň) je svařenec, ve kterém je uložen vstupní šnekový převod. Je složena ze dvou částí, dělicí rovina se nachází ve středu šnekového kola. Skříň je dělena horizontálně, obě části jsou sešroubovány v dělicí rovině. Skříň je přišroubován ke korunovému kolu prvního planetového stupně pomocí příruby na zadní straně. V dělicí rovině je skříň vybavena třmeny pro uložení kuželíkových ložisek. V horní části se nacházejí třmeny pro uložení šneku. Vzdálenost třmenů je dána osovou vzdáleností (355mm) šnekového soukolí. Na horní části skříně jsou přivařeny plechy pro manipulaci s převodovkou.

Ve spodní části skříně na bocích se nacházejí příruby pro připevnění konzoly s motorem, brzdou a spojkou. V přední části se nachází žebrování, které slouží k odvodu tepla. Příruba na zadní straně spodní části skříně je opatřena otvory, které spojují prostor skříně s planetovými stupni a umožňuje jejich naplnění olejovou náplní. Kdyby zde otvory nebyly, musel by olej protéct skrz ložisko, což by znemožnilo naplnění převodovky správným množstvím oleje. Takto jsou prostory propojeny a hladina oleje je v celé převodovce konstantní.

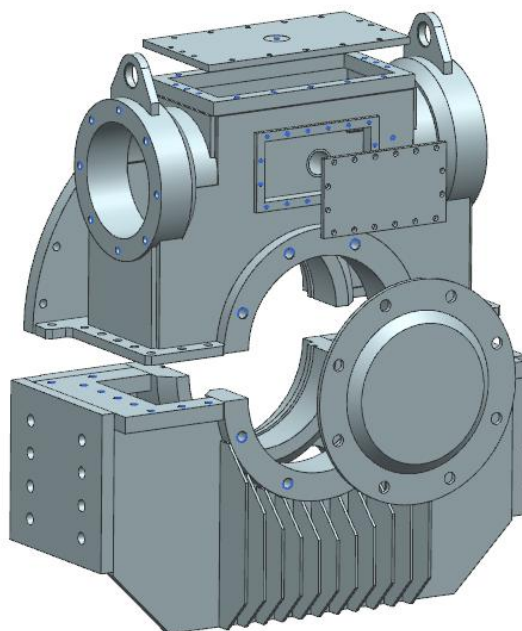


Obrázek 4-5 Čelní pohled



Obrázek 4-6 Zadní pohled

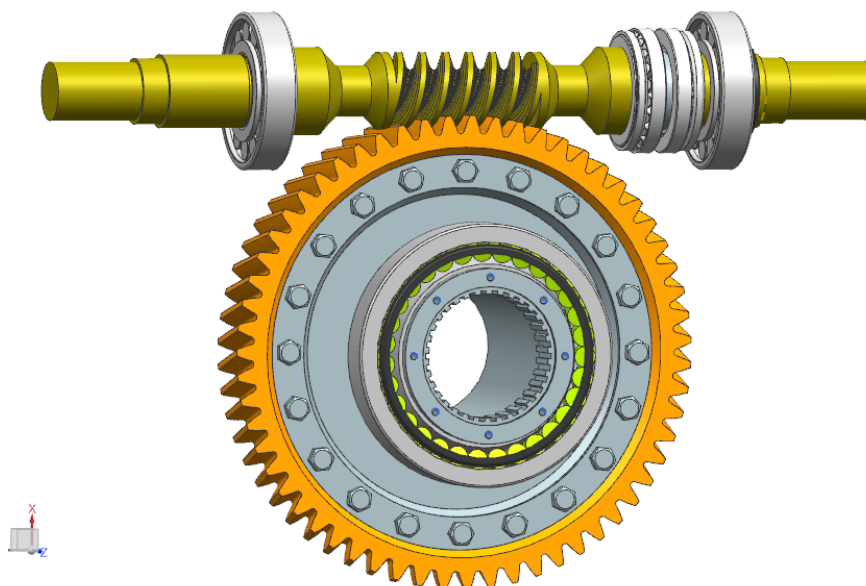
Z obrázků 4-5 a 4-6 je patrné, že skříň je symetrická. Motor s brzdou lze tedy přišroubovat na libovolnou stranu převodovky.



Obrázek 4-7 Rozstřel sestavy

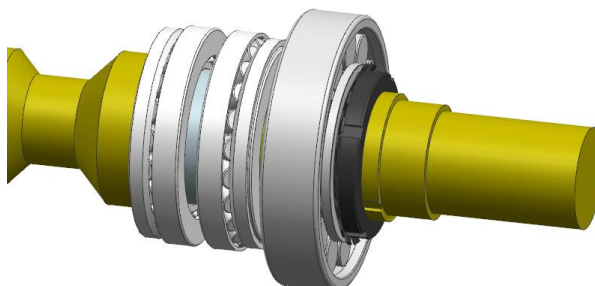
Obr. 4-7 znázorňuje všechny hlavní části skříňe. Kromě již zmíněné spodní a horní části, sestává ještě z nahlížecích víček a víka vymezující polohu kuželíkového ložiska. Nahlížecí víčka jsou důležitá pro ustavení šnekového soukolí do správné polohy, slouží také k plnění převodovky olejovou náplní.

4.3 Šnekové soukolí



Obrázek 4-8 Šnekové soukolí

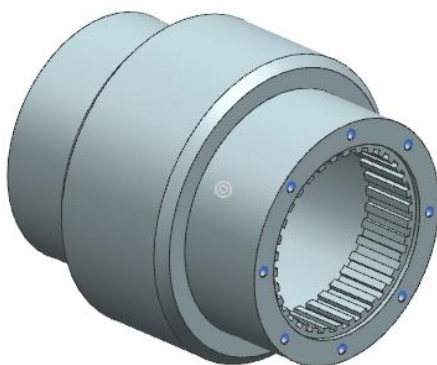
Šnekové soukolí sestává ze šneku (zobrazen žlutou barvou) a šnekového kola. Šnekové kolo se skládá z věnce (oranžový), které je přišroubován pomocí lícovaných šroubů na disku. Disk je navařen na duté hřídeli.



Obrázek 4-9 Ložiska - detail

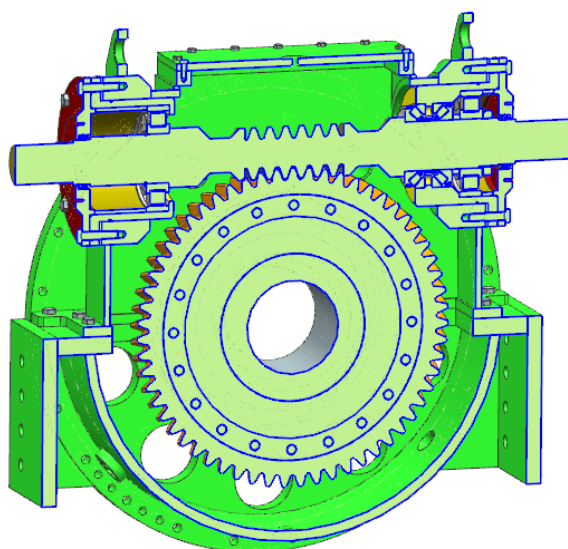
Šnek je uložen na dvojici válečkových ložisek (na každé straně šneku je jedno) a dvojici axiálních soudečkových ložisek (čely k sobě) na jedné straně hřídele. Uložení bylo podrobně popsáno v kap. 3.3.1.1.

Hřídel šnekového kola je osazena dvojicí kuželíkových ložisek. Hřídel je dutá, jejím středem prochází torzní trubka (popsána v kapitole 4.1). Díky tomuto řešení nelze zmenšit průměr těchto ložisek. Na vnitřním průměru se nachází evolventní drážkování pro přenos točivého momentu na torzní trubku. Na čele hřídele jsou závitové otvory pro přišroubování víčka zabraňující posuvu torzní trubky. Hřídel je znázorněn na obrázku 4-10.



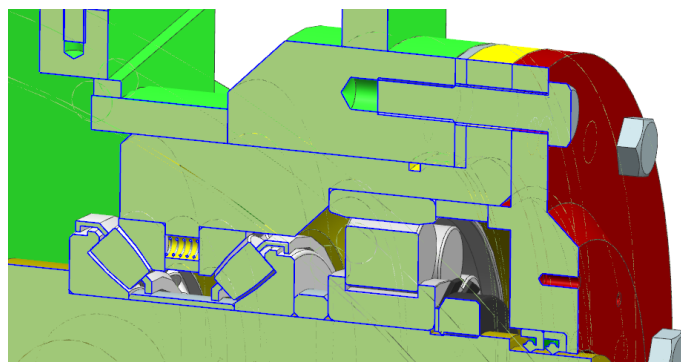
Obrázek 4-10 Hřídél šnekového kola

4.4 Uložení šnekového soukolí



Obrázek 4-11 Řez vstupní skříní

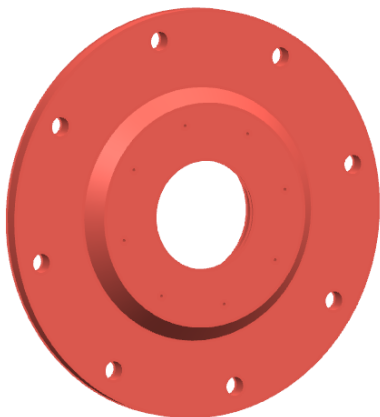
Na obr. 4-11 je řez vstupní šnekovou skříní s uloženým šnekovým soukolím. Vstupní šnek má výstup na obou stranách převodovky. Jak již bylo popsáno v kap 3.2.1.1., ložiska vstupního šneku jsou umístěna ve vložce. Vložka je vložena ve třmenu horní části skříně. Vložka slouží k ustavení šnekového soukolí do správné polohy. Při ustavování je nutno se šnekem posouvat v horizontální rovině, vložka umožňuje posuv šneku včetně ložisek.



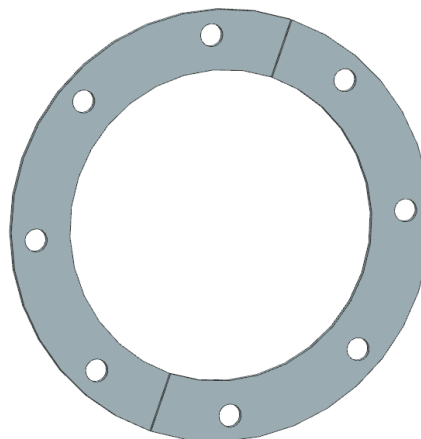
Obrázek 4-12 Detail uložení

Na detailu (obr. 4-12) je detail uložení šneku. K ustavení do správné polohy slouží dělený vymežovací kroužek, který se nachází mezi skříní a vložkou. Vložka je kryta víčkem, ve kterém se nachází dvojice hřídelových těsnění Gufero. Mezi víčkem a válečkovým ložiskem je vymežovací kroužek, vnitřní kroužek ložiska je zajištěn pomocí KM matice a MB podložky. Z druhé strany je ložisko opřeno z hora o vložku a mezi vnitřním kroužkem ložiska a axiálním soudečkovým ložiskem se nachází vymežovací kroužek. Mezi axiálními ložisky se nachází taktéž rozpěrný kroužek, sloužící pro správnou montáž ložisek - při utahování KM matice by mohlo dojít k moc velkému utažení, díky čemuž by nebyla dodržena axiální vůle v ložisku. Rozpěrka je obrobena na přesný rozměr vymežující potřebnou axiální vůli v ložisku. Přenos axiální síly z ložisek do skříně je zajištěn přes osazení na vnitřním průměru vložky. Jelikož axiální soudečková ložiska musejí být předepnuta, nachází se mezi nimi 4 pružiny.

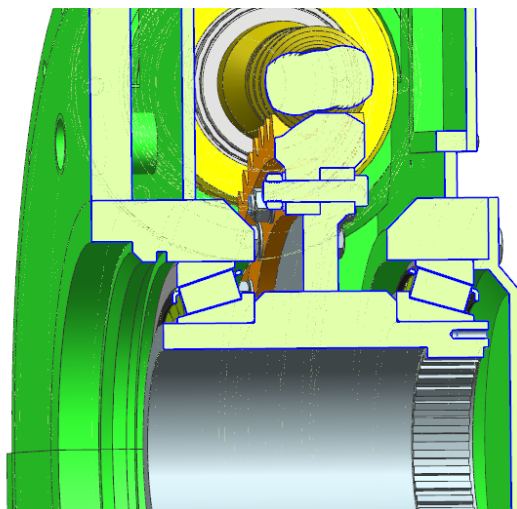
Vložka, víčko a dělený vymežovací kroužek jsou přišroubovány k čelní ploše třmenu v horní části skříně. Vstupní víčko je opatřeno 8 závitovými otvory M8. Tyto otvory slouží k přišroubování krytky vstupní hřídele. Jelikož je používán vždy pouze jeden konec vstupní hřídele je nutno druhý konec zakrýt, aby nemohlo dojít k zachycení obsluhy rotujícím koncem hřídele.



Obrázek 4-15 Vstupní víčko



Obrázek 4-13 Dělený kroužek



Obrázek 4-14 Detail - šnekové kolo

Na detailu uložení šnekového kola je dobře vidět uložení kuželíkových ložisek a všechny části šnekového kola včetně lícovaného šroubu.

4.5 Popis planetových stupňů

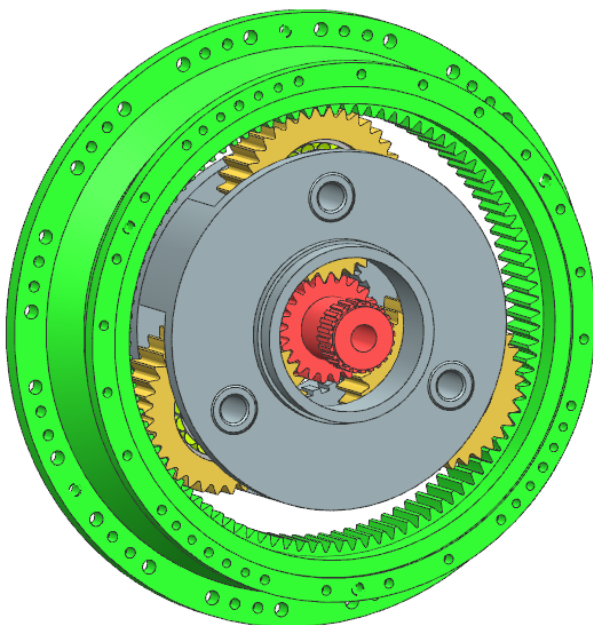
Planetové stupně jsou obdobné, liší se pouze jejich velikostí. Popis bude proveden detailně na prvním planetovém stupni.

4.5.1 1. planetový stupeň

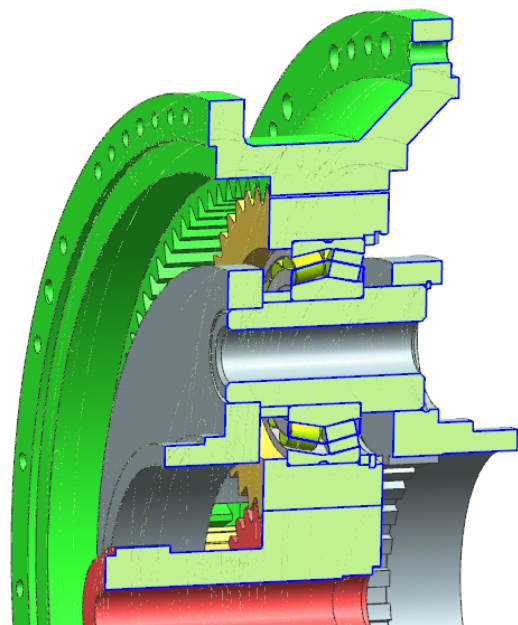
Planetový převod sestává z centrálního kola, satelitů uložených v unášeči a korunového kola. Korunové kolo je nepohyblivé, slouží k připojení ostatních částí převodovky k dané části pomocí přírub.

Unášeč je složen ze dvou částí, které jsou sešroubovány, a proti pootočení jsou zajištěny kolíky. Na krajní plochy unášeče se natáhnou válečková ložiska, nesoucí unášeč. Na vnitřním průměru unášeče směrem k 2. planetovému stupni se nachází evolventní drážkování, spojující jednotlivé planetové stupně přes spojku. Mezi jednotlivými částmi unášeče se nachází čep nesoucí satelit. Čep je nepohyblivý, stupňovitě osazený tak, aby bylo zabráněno jeho posunutí v axiálním směru, proti pohybu ve směru druhém je zajištěn hřídelovým kroužkem. Z důvodu zmenšení hmotnosti je čep dutý.

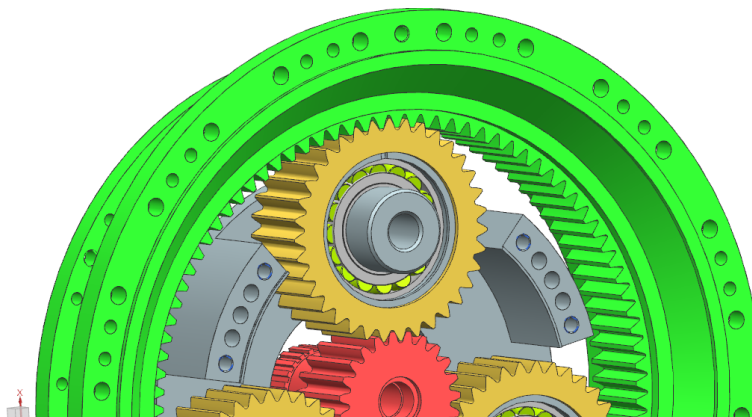
Na čepu se nachází soudečkové ložisko. Poloha ložiska je z jedné strany zajištěna osazením (tvarem) čepu, na straně druhé je vložen vymezovací kroužek. Ložisko se nachází uvnitř satelitu, kde je proti pohybu zajištěno z jedné strany osazením na samotném satelitu a z druhé strany je vložen rozpěrný kroužek, který je držen vnitřním hřídelovým kroužkem. Toto ložisko umožňuje naklopení satelitu a tím zajišťuje správné sezení zubů jak z centrálním kolem, tak z korunovým kolem.



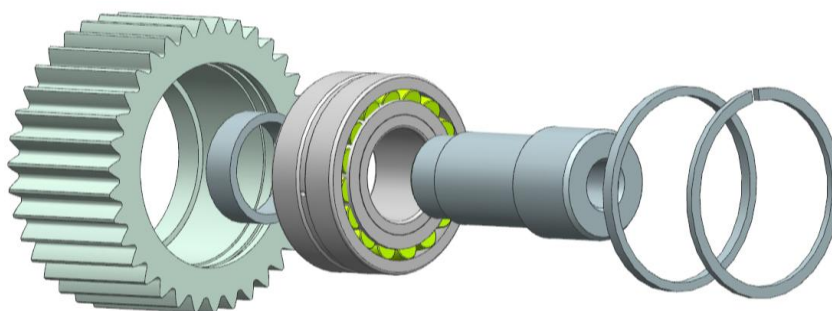
Obrázek 4-17 Celkový pohled



Obrázek 4-16 Řez planetovým stupněm



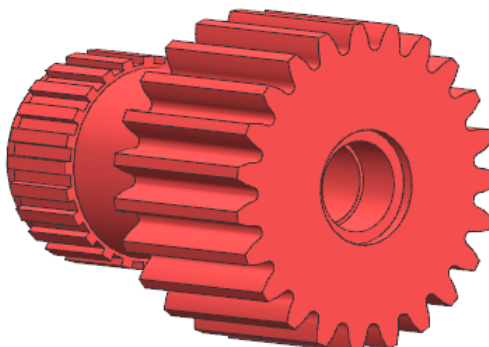
Obrázek 4-18 Uložení satelitu v unášeci



Obrázek 4-19 Sestava satelitu

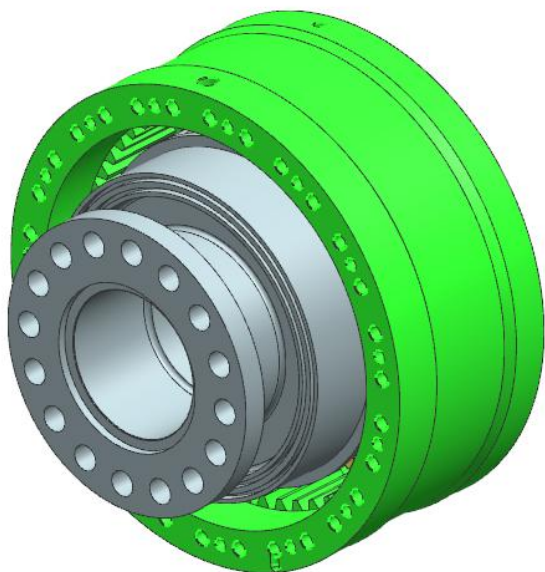
Na obrázku 4-19 jsou znázorněny všechny části sestavy satelitu. Tedy jmenovitě samotný satelit, ložisko včetně všech kroužků sloužících k jeho správnému usazení a čep, kterým je ložisko spojeno s unáščem.

Centrální kolo je duté, na jedné straně opatřeno evolventním drážkováním pro spojení z předchozím převodovým stupněm (šnekovým) a na straně druhé se nachází samotné ozubení. Duté provedení centrálního kola snižuje hmotnost a umožňuje zasunutí čochy do centrálního kola.

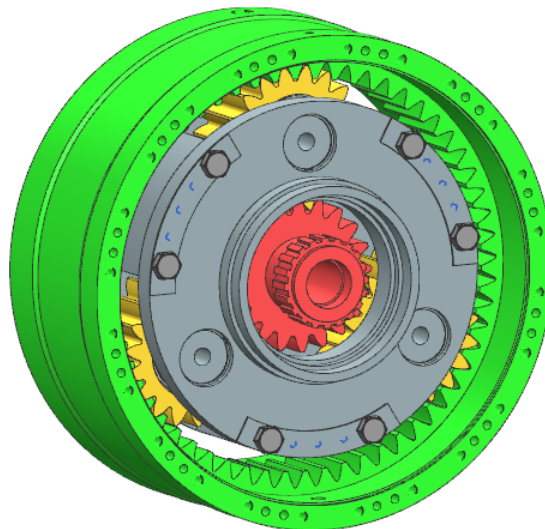


Obrázek 4-20 Centrální kolo

4.5.2 2. planetový stupeň



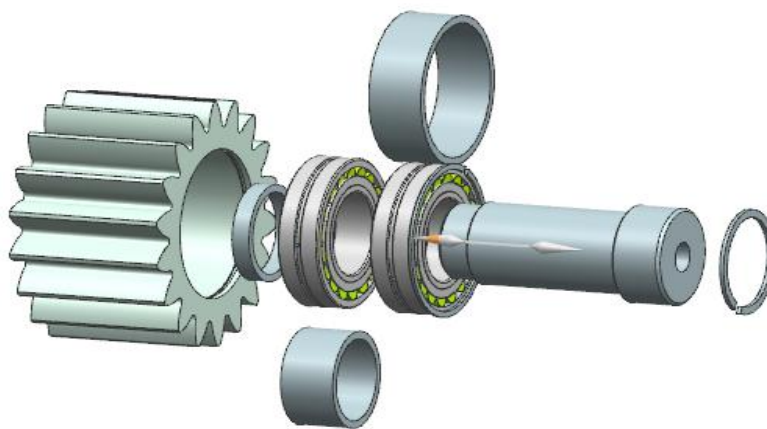
Obrázek 4-22 Pohled čelní



Obrázek 4-21 Pohled zadní

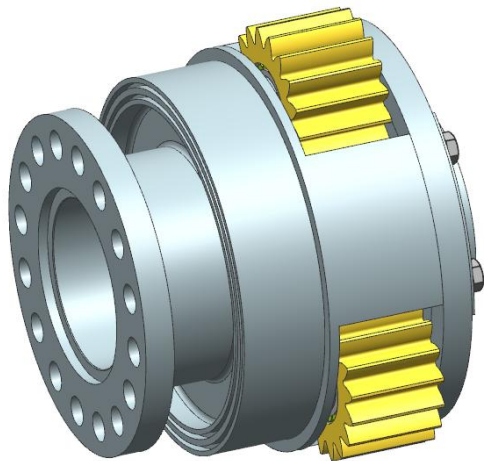
Druhý planetový stupeň se od prvního o mnoho neliší. Opět sestává ze 3 satelitů, které jsou uloženy v děleném unášeči pomocí nepohyblivého čepu. Korunové kolo je nepohyblivé, opatřeno na jedné straně otvory pro přišroubování příruby prvního planetového stupně a na straně druhé je opatřeno otvory pro přišroubování víka převodovky a také otvory na přišroubování reakčního táhla. Korunové kolo je také opatřeno dvojicí otvorů pro závěsná oka, sloužící k manipulaci s převodovkou.

Rozdíl mezi planetovými stupni je v počtu ložisek nesoucí satelit - zde je satelit nesen dvěma soudečkovými ložisky. Struktura čepu je stejná jako u 1. planetového stupně, je znázorněna na obrázku 4-23.

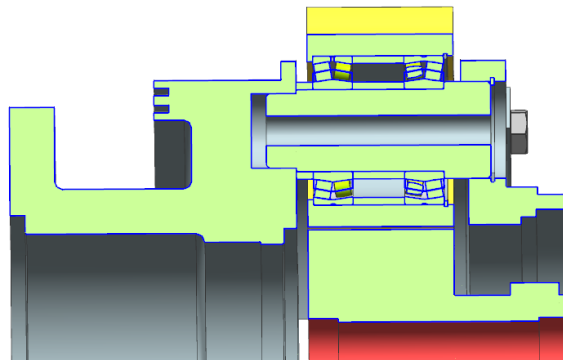


Obrázek 4-23 Sestava satelitu

Unášeč 2. planetového stupně je zakončen přírubou pro přišroubování převodovky k hřídeli turasu. Příruba je opatřena 16ti otvory $\text{Ø}60$ [mm] pro lícované šrouby. Detailní rozměry jsou na výkrese sestavy.



Obrázek 4-25 Unášeč s přírubou



Obrázek 4-24 Řez unášečem

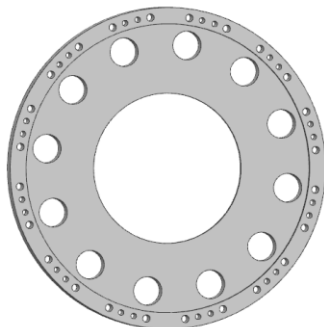
Příruba unášeče musí rozměrově odpovídat hřídeli turasu. Vnitřek unášeče je dutý, na přírubě se nachází osazení na vnitřním průměru sloužící jako středění při montáži převodovky na zakladač. Dutina v unášeči je zakryta víkem (patrné na obrázku celkové sestavy v kap. 4.1) o které se opírá čochka centrálního kola. Víčko musí být utěsněno, aby nedocházelo k prosakování oleje z tělesa převodovky.

Centrální kolo je duté, z jedné strany osazeno evolventním drážkováním a ze strany druhé ozubením. Do centrálního kola jsou zasunuty čochky.

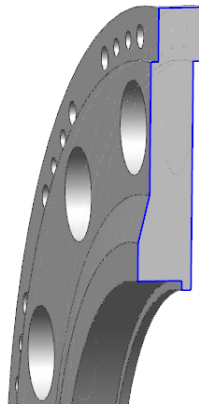
Unášeč je nesen dvojicí válečkových ložisek, ze strany převodovky je v unášeči zasunuto ložisko unášeče prvního planetového stupně a z hora je ložisko spojující unášeč z rámem (patrné na obrázku celkové sestavy v kap. 4.1).

4.6 Spojení planetových stupňů

Planetové stupně jsou spojeny pomocí šroubů a kolíků (24 a 24 kusů). Jejich výpočet byl proveden v kap. 3.4. Planetové stupně jsou spojeny pomocí přírub na korunových kolech. Mezi planetovými stupni se nachází mezikus, který nese ložisko unášeče 2. planetového stupně.



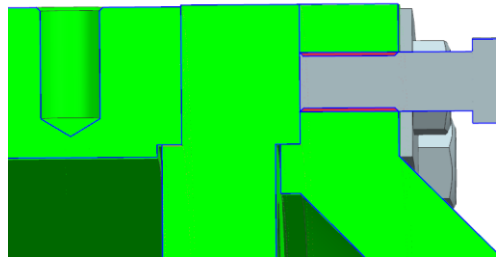
Obrázek 4-26 Mezikus



Obrázek 4-27 Řez mezikusem

Bez této součásti by nebylo možno spojit unášec 2. planetového stupně s rámem (korunovými koly) převodovky. V horní části se nachází osazení z každé strany mezikusu, které slouží k centrování mezi korunovými koly. Na průměru 1050[mm] se nachází otvory pro šrouby a kolíky skrz součást. Na průměru 860[mm] se nachází 12 otvorů o průměru 100[mm]. Tyto otvory spojují prostory 1. a 2. planetového převodu, což je důležité pro správné naplnění olejovou náplní (bez těchto otvorů by nebylo možno 2. planetový stupeň naplnit olejovou náplní). Vnitřní průměr mezikusu slouží k usazení již zmíněného ložiska.

Obr. 4-28 znázorňuje detailní pohled na spojení korunových kol. Mezi nimi je vložen výše popsaný mezikus. Na obrázku je dobře patrné centrování korunových kol s mezikusem pomocí odsazení. V řezu je vidět odtlačovací šroub, který slouží k usnadnění případné demontáže převodovky. Po obvodu se nachází celkem 3 tyto šrouby, pokud by zde nebyly, tak by demontáž jednotlivých planetových stupňů byla velmi obtížná (šroub při zašroubování odtlačí korunová kola od sebe)



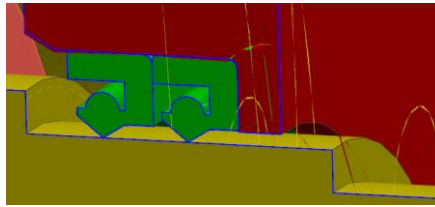
Obrázek 4-28 Detail spojení

4.7 Těsnění převodovky

Za chodu nesmí z převodovky unikat olejová náplň, proto je nutné jednotlivé části utěsnit. Jelikož se jednotlivé části rámu nepohybují, je možné je těsnit při montáži převodovky těsnícím tmelem - ten se aplikuje na jednotlivé stykové plochy před smontováním a po smontování zajišťuje těsnění po celou dobu životnosti převodovky. Krom částí rámu je nutno utěsnit i vstupní a výstupní hřídel.

4.7.1 Těsnění vstupní hřídele

Vstupní hřídel je těsněna pomocí dvojice hřídelových těsnění Gufero na každé straně (jelikož vstupní hřídel má vývod na obou stranách převodovky). Gufero jsou umístěna ve vstupním víčku, které má vnitřní profil upraveno dle katalogu výrobce (aby nedošlo k poškození Gufero při montáži nebo provozu).



Obrázek 4-29 Gufero - vstup

Víčko má vnitřní průměr tolerovaný na H8, drsnost povrchu se může pohybovat mezi 1,6-6,3 Ra. Pro snadnou montáž a kvůli zabránění poškození Gufera při montáži je hrana před Guferem sražena úhlem 30° v délce 2[mm].

Hřídel v místě styku s břitem Gufera musí mít tvrdost nejméně 45[HRc], což lze dosáhnout laserovým zakalením stykové plochy. Hloubka zakalené vrstvy by měla být minimálně 3[mm]. Drsnost povrchu se musí pohybovat v rozmezí Ra 0,4-0,8.

Pokud by povrch hřídele nesplňoval danou drsnost mohlo by dojít k poškození Gufera, popřípadě by docházelo k vztlínání oleje po povrchu hřídele přes Gufero. V případě, že by tvrdost hřídele byla menší než-li je 45[HRc] došlo by v místě styku s břitem Gufera k vytvoření drážky v hřídeli, což by vedlo k netěsnostem a únikům oleje.

U vstupní hřídele je zapotřebí těsnit i vložku, která drží ložiska šneku. Jelikož se vložka nepohybuje (krom ustavení šneku) je zde možno použít O-kroužek, tedy statické těsnění. O-kroužek se vloží do obdélníkové drážky ve vložce při montáži soukolí.

4.7.2 Těsnění výstupní hřídele

Výstupní hřídel (příruba pro připevnění převodovky k turasu) je utěsněna pomocí dvojice hřídelových těsnění Gufero, V-kroužkem a pomocí labyrintů. Pro použití Gufer platí stejné požadavky na hřídel a úložný prostor jako v případě těsnění vstupní hřídele. V případě těsnění výstupní hřídele jsou Gufera mnohem více namáhána než-li v případě vstupního těsnění. Zde jsou Gufera ponořena zhruba do ¾ v olejové náplni, proto pro těsnění jsou použity i labyrintová těsnění.

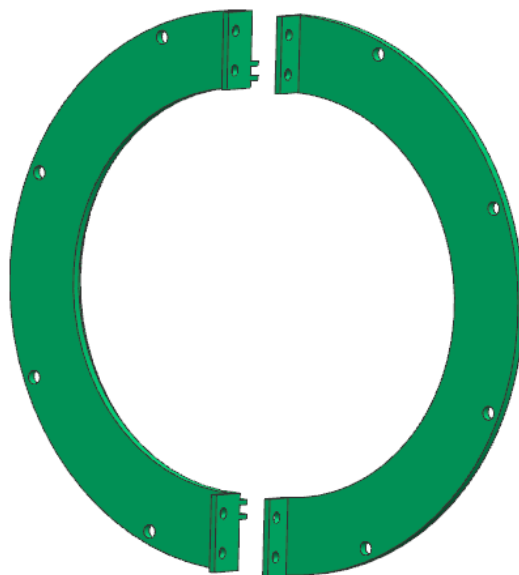


Obrázek 4-30 Těsnění - výstup

V-kroužek je použit především jako ochrana Gufer proti poškození vlivem prašného prostředí. Jedná se o gumové těsnění ve tvaru V, které se nasadí na hřídel a břít těsnění se

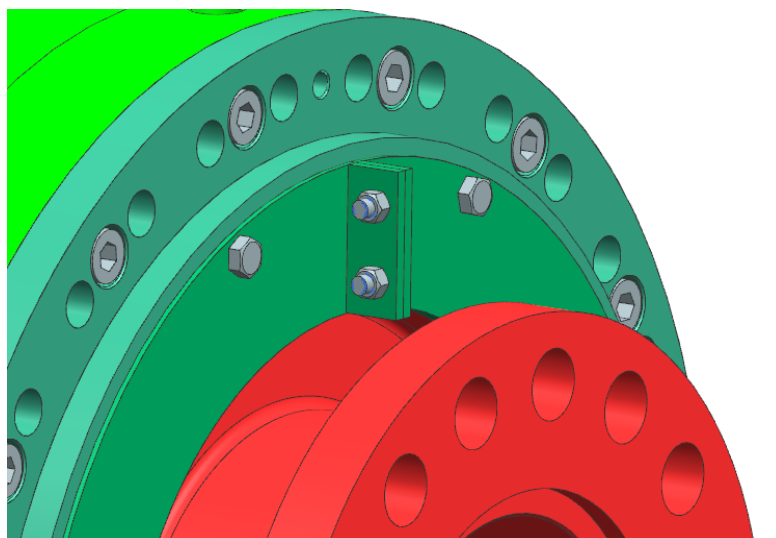
opírá o nerotační části převodovky. Na obr. 4-30 je znázorněno v prostoru ve víku před Guferu.

Labyrintové těsnění brání jak vnikání prachu do prostoru Gufer, tak popřípadě zachycuje úniky oleje přes Guferu a V-kroužky. Je realizováno pomocí drážek v unášeči druhého planetového stupně a speciálně tvarovaného děleného víčka.



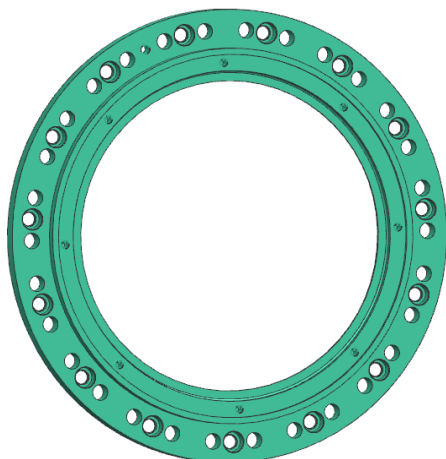
Obrázek 4-31 Dělené labyrintové víčko

Víčko je přišroubováno k výstupní přírubě pomocí 8 šroubů M20, částí víka jsou sešroubovány dohromady pomocí 4 šroubů M20.

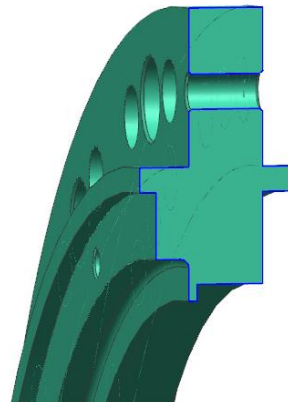


Obrázek 4-32 Pohled na výstupní přírubu

Příruba na výstupní straně převodovky plní 3 hlavní funkce a to: zajišťuje polohu ložiska mezi unášečem 2. planetového stupně a rámem, jsou v ní uloženy všechny prvky těsnění (Guferu, labyrinty a V-kroužek) a na přední stranu se nasadí a pomocí osazení vystředí reakční táhlo.



Obrázek 4-34 Výstupní příruba



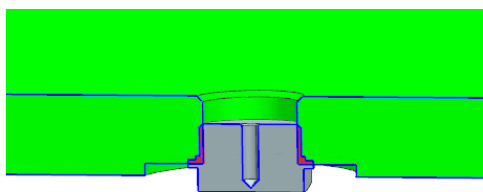
Obrázek 4-33 Řez přírubou

4.8 Další části převodovky

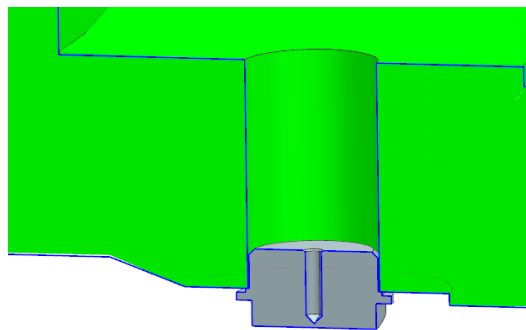
Ke správné funkci převodovky je nutno skříň vybavit prvky popsány v kap. 1.6. Tyto prvky se týkají hlavně olejové náplně.

4.8.1 Vypouštění oleje

Pro vypouštění oleje z převodovky slouží dvojice výpustních zátek ve spodní části převodovky. Jedna je umístěna ve svařenci vstupní skříňe a druhá v 2. korunovém kole. Zátka na vypouštění oleje je nutno umísťovat na co možná nejnižším místě, aby při jejich otevření vyteklo co největší množství oleje (pokud možno všechno) bez nutnosti naklápění převodovky. V případě této převodovky by bylo optimální umístit výpustní zátka ke každému převodovému stupni, což není u 1. planetového stupně realizovatelné z hlediska rozměrového řešení tohoto stupně (není zde místo pro zátka).



Obrázek 4-36 Zátka ve svařenci

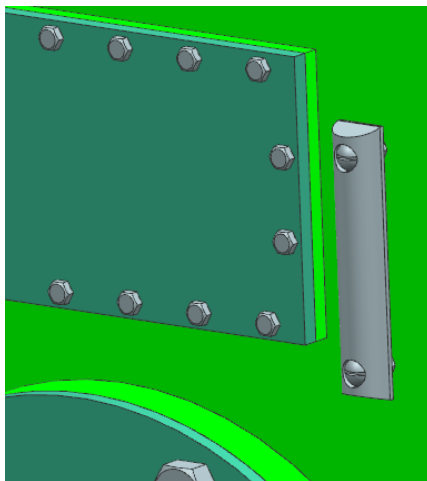


Obrázek 4-35 Zátka v korunovém kole

4.8.2 Kontrola hladiny oleje

Pro kontrolu hladiny oleje je na boku svařence vedle nahlížecího víčka umístěn olejoznak, přesněji sloupkový ukazatel hladiny, jehož střed je ve výšce hladiny oleje.

Sloupkový ukazatel hladiny sestává z plastového tělesa se stupnicí, znázorňující množství oleje v převodovce. K tělesu je připevněn dvojicí dutých šroubů, umožňující průtok oleje do tělesa ukazatele hladiny. Ukazatel hladiny je přichycen matkami na vnitřní straně tělesa, proto je nutno tento typ ukazatele hladiny umísťovat tak, aby bylo možno tyto matky dotáhnout. V případě tohoto umístění lze matky utáhnout jedním ze dvou nahížečích vík (na boku - znázorněno na obrázku nebo pomocí horního nahlížecího víka).



Obrázek 4-37 Ukazatel hladiny

4.8.3 Ohřev oleje

Vzhledem k malému provozu převodovky, je nutno převodovku vybavit topným tělesem. Teplota oleje má velký vliv na jeho viskozitu (čím studenější olej, tím větší viskozita). Topné těleso v převodovce udržuje olej na teplotě cca 40°. Nutnost vybavit převodovku topným tělesem vychází z malého provozu převodovky - vlivem krátkého běhu se nestačí olej zahřát na provozní teplotu což má vliv na ztráty v převodovce - olej má vyšší viskozitu a tím vzniká větší odpor broděním kol v oleji.

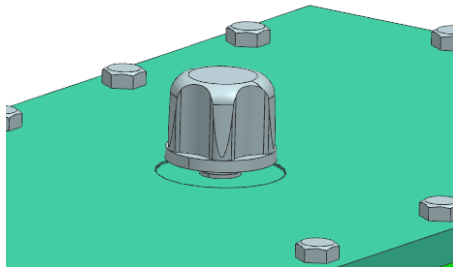
Topné těleso je umístěno ve svařenci skříně vstupního převodu. Na spodním skruženém plechu se nachází návarek se závitem G2, do kterého je zašroubované samotné topné těleso. Proti únikům oleje přes závit je zde měděné těsnění mezi návarkem a dosedací plochou topného tělesa. Na skruženém plechu se nachází 2 návarky, umístěné symetricky dle osy převodovky.



Obrázek 4-38 Umístění topného tělesa

4.8.4 Odvzdušňovač

Na těleso převodovky je nutno umístit odvzdušňovač (viz. kap. 1.6.3.). V případě této planetové převodovky je nejvhodnější místo na svařenci vstupní skříně. Odvzdušňovač musí být umístěn na skříni nad hladinou oleje. Odvzdušňovač byl umístěn na horní nahlížecí víko převodovky.

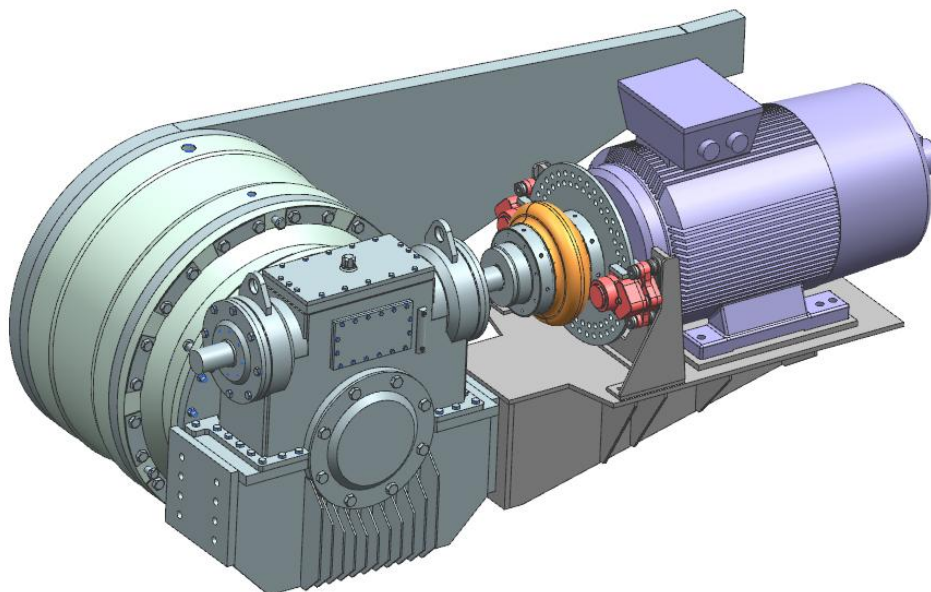


Obrázek 4-39 Odvzdušňovač

Odvzdušňovač byl vybrán v chromovém provedení, jelikož plastový by mohl být při práci na povrchovém dole snadno poškozen.

4.9 Sestava pohonu

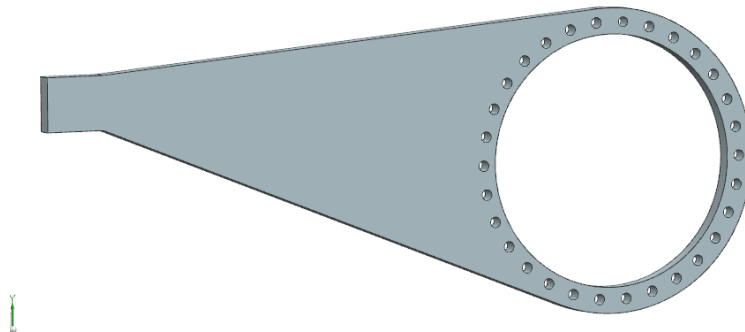
Obrázek 4-40 zobrazuje pohled na celkovou sestavu převodovky s přišroubovanou konzolou s motorem a táhlem reakce. Konzola je přišroubována z boku na svařenec skříně vstupního převodu. Na konzoly se nachází elektromotor, sestava brzdy včetně brzdného kotouče a pružná spojka PERIFLEX, která vyrovnává drobné nesouososti mezi hřídelí motoru a vstupní hřídelí planetové převodovky. Konzola samotná je jednoduchý svařenec z plechů. Na horní straně konzoly jsou umístěny návarky s otvory pro přichycení motoru. Dále je zde rám brzdy nesoucí brzdné destičky a brzdný systém. Brzdný disk je připojen přímo na pružné spojce. Pružná spojka je nasazena na hřídeli motoru.



Obrázek 4-40 Sestava pohonu

Samotný motor má hmotnost 750[kg], celková hmotnost konzoly je přibližně 1000 [kg]

Reakční táhlo je z jedné strany opatřeno mezikružím s otvory pro přišroubování k rámu převodovky, od tohoto mezikruží se zužuje až do místa na jeho druhé straně. Zde se táhlo upevní do rámu housenicového podvozku. Vnější průměr kruhové části je 1110[mm], vnitřní průměr 920[mm]. 30 otvorů $\varnothing 39$ [mm] je umístěno na průměru 1010[mm]. Od středu mezikruží je konec zužující se části vzdálen 2010[mm]. Váha je přibližně 500[kg].



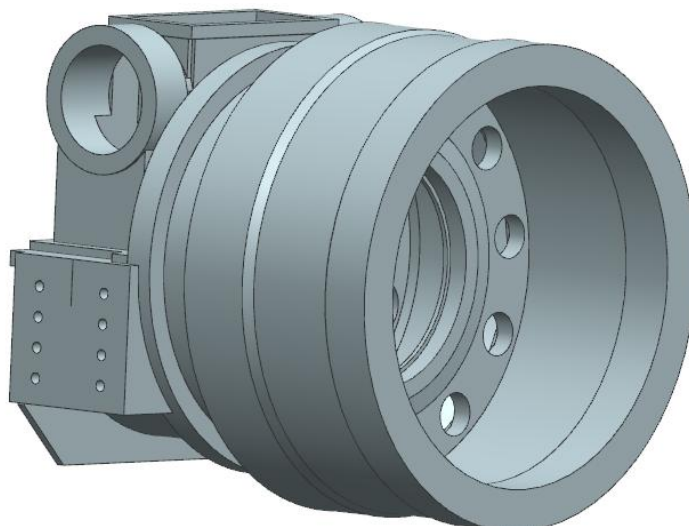
Obrázek 4-41 Reakční táhlo

5 MKP analýza

Z hlediska MKP analýzy je důležité provést pevnostní a tuhostní analýzu skříně. Jelikož převodovka není vystavena kmitům z okolí a její výstupní otáčky jsou velmi malé, není zapotřebí provést modální analýzu.

5.1 3D model

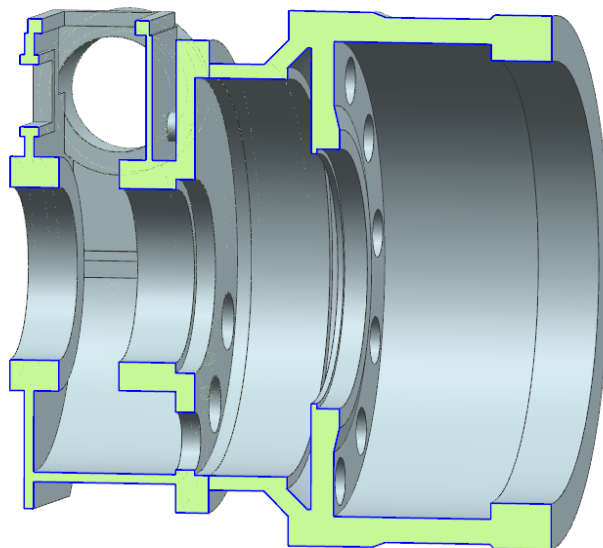
MKP analýza byla provedena na zjednodušeném modelu tělesa skříně. Jelikož nedojde k odlehnutím šroubových spojů, lze brát celou skříně jako jedno těleso, tedy svařenec vstupní skříně a obě korunová kola.



Obrázek 5-1 Zjednodušený model skříně

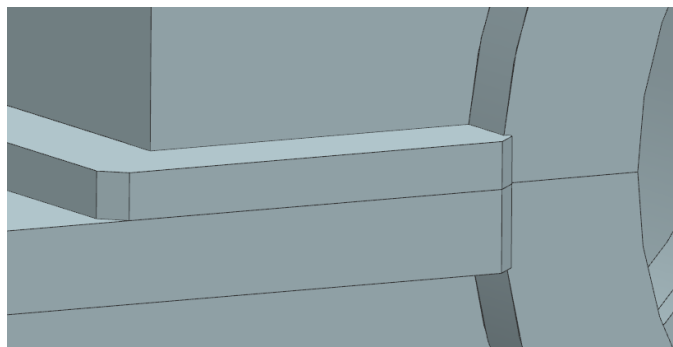
Geometrie modelu byla převzata z celkové sestavy převodovky včetně otvorů ve vnitřním prostoru skříně. Malé radiusy a zaoblění byly odstraněny, jelikož na výsledek nemají velký vliv, pouze by bylo zapotřebí použít mnohem jemnější síť.

I když byl model namodelován jako celistvé těleso, kvůli lepší tvorbě sítě je vhodné model rozdělit na dvě části z důvodu pozdější tvorby sítě. Rozdělení modelu je patrné na řezu 5-2, kdy za přírubou 1. korunového kola je rovina řezu. Díky tomuto rozdělení je možno aplikovat dvě sítě o různé velikosti na model.



Obrázek 5-2 Řez modelem

Některé plochy je vhodné před tvorbou sítě rozdělit na menší, což vede ke zlepšení kvality sítě (jelikož při tvorbě sítě se jednotlivé elementy chytají k hranám tělesa). Toto bylo aplikováno například v dělicí rovině svařence vstupní skříně



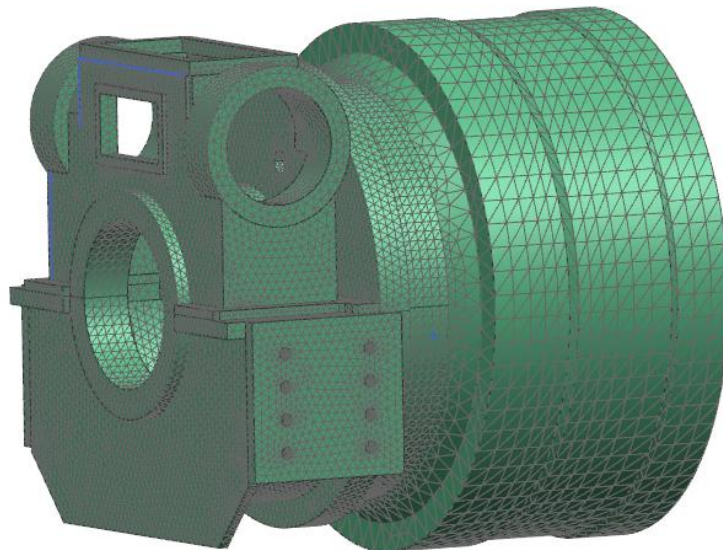
Obrázek 5-3 Rozdělení plochy

5.2 Výpočtový model

5.2.1 Tvorba sítě

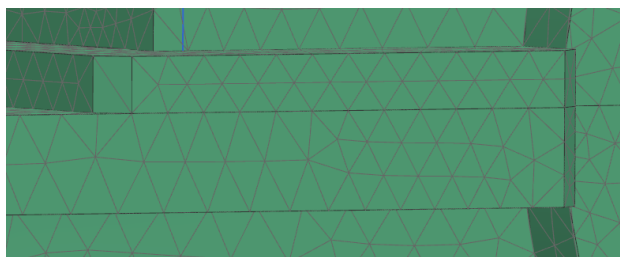
Při tvorbě sítě dochází k nahrazení nekonečného modelu objemu tělesa konečným počtem prvků. Kvalita sítě má zásadní vliv na věrohodnost dosažených výsledků. Obecně lze 3D síť vytvořit pomocí brickové tažené sítě (síť tvořena z kvádrů) nebo pomocí tetrahedralové sítě (síť tvořena z čtyřstěnů). Zde je vhodnější síť vytvořit pomocí čtyřstěnů,

jelikož se snáze přizpůsobí rozličnému objemu skříně. Jelikož byl model rozdělen na 2 části, je možno aplikovat 2 sítě o rozdílných velikostech elementů, přitom se těleso bude pořád chovat jako 1 celek, bez ohledu na umístění roviny řezu.



Obrázek 5-4 Nasít'ovaný model

Velikost elementů v části svařované skříně byla zvolena 20[mm], velikost elementů v oblasti korunových kol 50[mm]. Díky rozdělení ploch v dělicí rovině se zde vytvořila dostatečně jemná síť.



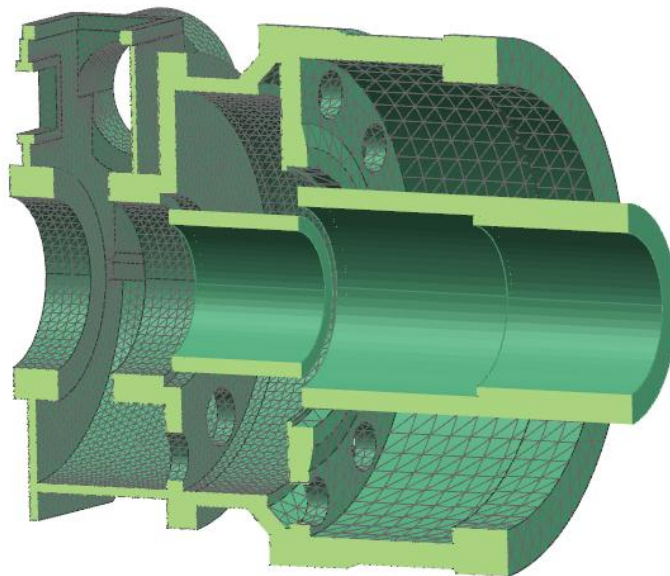
Obrázek 5-5 Detail sítě

Síti je nutno přiřadit fyzikální vlastnosti, tedy typ materiálu sítě, všem sítím byl přiřazen materiál ocel ze systémové knihovny programu NX.

Pro správné uchycení převodovky v prostoru při samotném výpočtu, je nutno namodelovat i vnitřní části převodovky, tedy unášeče. Zde je vhodné unášeče namodelovat jako 1D prvky, tzv. beamy, které budou mít fyzikální vlastnosti jako jednotlivé unášeče. Toto nahrazení velmi zrychlí výpočet a na kvalitu výpočtu nebude mít vliv. Toto nahrazení lze provést, jelikož deformace a napětí na unášečích, tedy obecně na vnitřních částech převodovky, nejsou součástí výpočtu.

1D prvky jsou typu CBEAM, jedná se o typ 1D prvku, kterému lze definovat (jednoduchý) průřez a materiál. V tomto případě byl jako průřez zvolen kritický průřez unášečů. rozměry beamu nahrazující výstupní přírubu jsou s ní identické. Jednotlivé beamy jsou taženy vždy mezi středy ložiskových průměrů nebo v případě výstupu od středu

ložiskového průměru do dané vzdálenosti v prostoru. Beamy mají jako materiál nastavenou ocel.



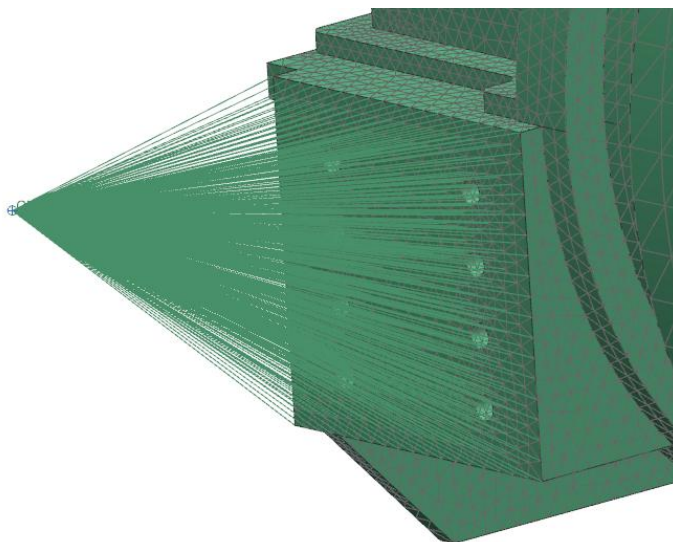
Obrázek 5-6 1D prvky

Dalším krokem je nahrazení ložisek, spojující těleso skříně s unášeči. Ložiska lze nahradit opět pomocí beamu, tentokrát typu RBE2. Jedná se o dokonale tuhý prvek, kterým lze nahradit dokonale tuhá spojení. Ložisko se nahradí vytvořením tzv. rigidové růžice, která vytvoří dokonale tuhý spoj mezi plochou a určitým bodem. V tomto případě vnější ložiskový průměr (celou plochu) a středový bod tohoto průměru. Tím vznikne dokonale tuhá vazba mezi plochou a bodem. Před spuštěním simulace je zapotřebí spojit tento bod z bodem CBEAMu nahrazujícím unášeč funkcí COUPLING (viz kap 5.2.2.).



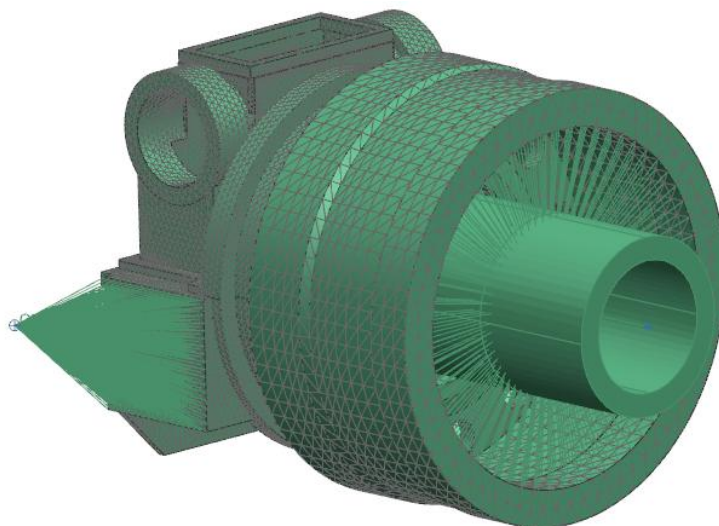
Obrázek 5-7 Rigidové růžice

Jelikož konzola s motorem nemá zanedbatelnou váhu (cca 1000[kg]) je vhodné jí zahrnout do výpočtového modelu. Pro zjednodušení je vhodné nahradit celou konzolu pomocí hmotného bodu. Hmotný bod se umístí do těžiště konzoly, nadefinuje se jeho hmotnost a s plochou příruby se spojí pomocí rigidové růžice z prvků RBE2.



Obrázek 5-8 Hmotný bod

Pomocí hmotných bodů bylo do skříně přidána zátěž jednotlivých částí převodů, které nebyly modelovány, ale jejich hmotnost ovlivní výsledek (satelity, centrální kola ...) a olejová náplň. Tyto pomocné hmoty byly přidány na body rigidových růžic. Jednotlivé hmotnosti byly rozpočítány dle zatížení daného ložiska. Dle obr 5-7 zleva doprava jsou přidány hmotnosti 230, 430 a 540[kg]. Jedná se o větší hmotnosti, které se promítnou ve výsledku.

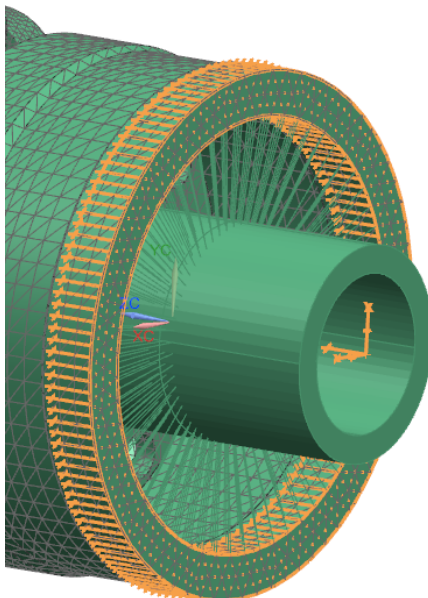


Obrázek 5-9 Celkově nasíťovaný model

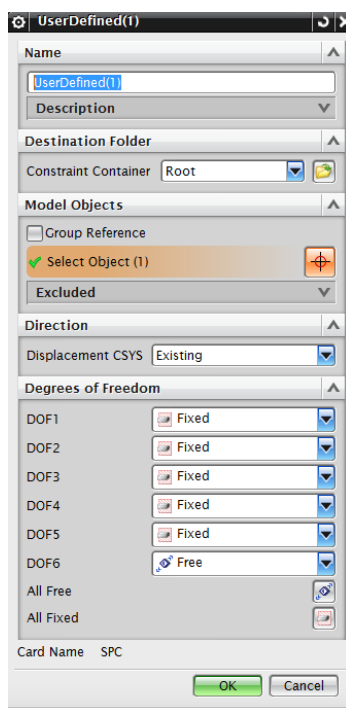
5.2.2 Zatížení a okrajové podmínky

Před samotnou simulací je nutné nastavit okrajové podmínky a zatížení modelu. Model je nutno uchytit v prostoru tak, že jsou mu odebrány všechny stupně volnosti. Každé těleso má v prostoru 6 stupňů volnosti - posuvy v souřadném systému XYZ a rotace kolem jednotlivých os.

Převodovka je držena pomocí příruby na výstupu, tudíž koncovému bodu beamu, nahrazujícímu výstupní přírubu, je nutno odebrat 5 stupňů volnosti jelikož výstupní hřídel rotuje kolem své osy. Rotace převodovky je zachycena reakčním táhlem, které je přichyceno k čelní straně skříně. Na této ploše je tedy zakázána rotace kolem dané osy. Tím je těleso plně uchyceno v prostoru.



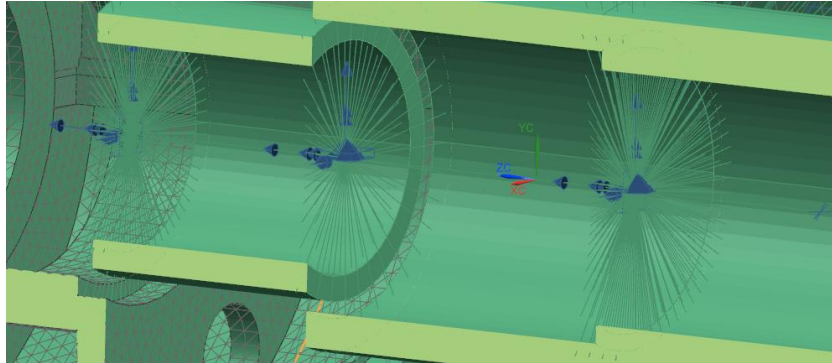
Obrázek 5-10 Uchycení převodovky v prostoru



Obrázek 5-11 Nastavení stupňů volnosti

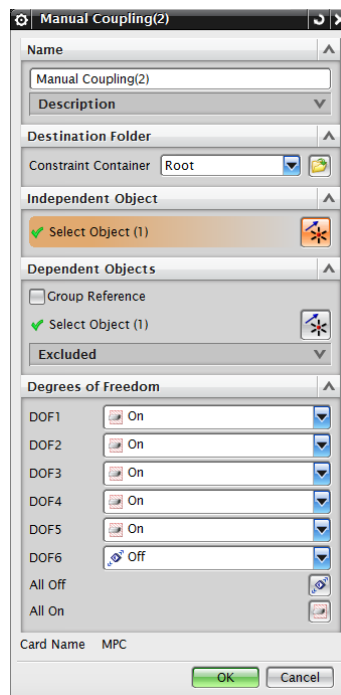
Na obrázku 5-11 je znázorněno dialogové okno nastavující stupně volnosti pro zvolený bod či plochu. DOF1-DOF6 reprezentují jednotlivé stupně volnosti od X do Z (1-3) a následně rotace kolem os X-Z (4-6).

Dalším krokem je spojení rigidových růžic, reprezentujících ložiska, s beamy reprezentujícími unášeče. Toto spojení je reprezentováno pomocí spojení MANUAL COUPLING. Tato funkce spojí dva body s možností nastavení stupňů volností mezi nimi. Což je vhodné pro ložiska, jelikož se jedná o rotační uložení, tedy body mohou vůči sobě rotovat. Toto spojení je nutno aplikovat postupně mezi všechny rigidové růžice a koncové body beamů.



Obrázek 5-12 Manual coupling

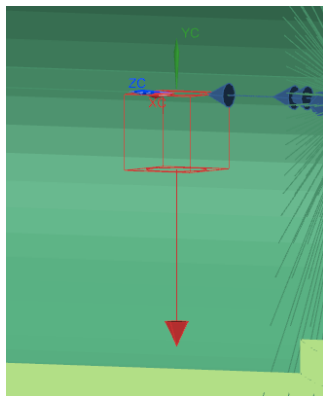
Dialogové okno pro nastavení tohoto spojení je obdobné jako v případě vkládání constrainů (obr. 5-11), opět jsou zde jednotlivé stupně volností označeny DOF1-DOF6. Rozdíl je pouze v tom, že je zde odebrání stupně volnosti charakterizováno jako ON (u constrainu je označeno jako FIXED). Důležité je vybrat vždy dva správné body - bod rigidové růžice a bod beamu unášeče. Tato funkce se nastavuje pro všechny ložiska stejným způsobem.



Obrázek 5-13 Dialogové okno MANUAL COUPLING

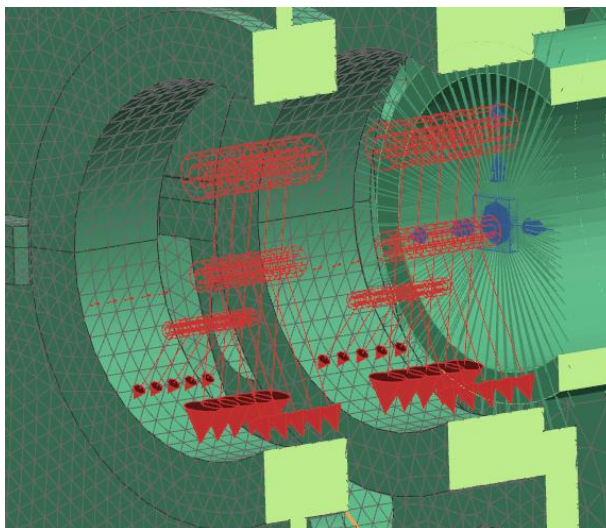
Jako zatížení skříně převodovky slouží především její hmotnost. Proto je nutno vložit do výpočtového modelu gravitaci a správně určit její směr. Gravitační je v programu NX

znázorněna červenou šipkou znázorňující směr gravitace. Hmotnosti jednotlivých částí (které nebyly modelovány) jsou reprezentovány hmotnými body.



Obrázek 5-14 Symbol gravitace

Vstupní svařovaná skříň je namáhána reakcemi v ložiskách od šnekového soukolí. Tyto reakce lze vložit jako zatížení typu BEARING na interesované plochy. Výhodou tohoto zatížení je, že namáhá povrch jen na uživatelem nastavené výseči. Síly od ložisek lze vložit i pomocí zatížení aplikovaného do středu rigidové růžice, ale v tomto případě rigidová růžice na polovinu elementů tlačí (ve směru zatížení), což je správné, ale další polovinu namáhá na tah. Což v případě reálných ložisek neplatí. Aplikací funkce BEARING na daný povrch lze vcelku přesně nasimulovat zatížení od ložisek. Pro velmi přesné výsledky v místě ložisek je vhodné počítat i ložiska jako objemová tělesa, tedy namodelovat všechny části, nasíťovat a nastavit kontakty.



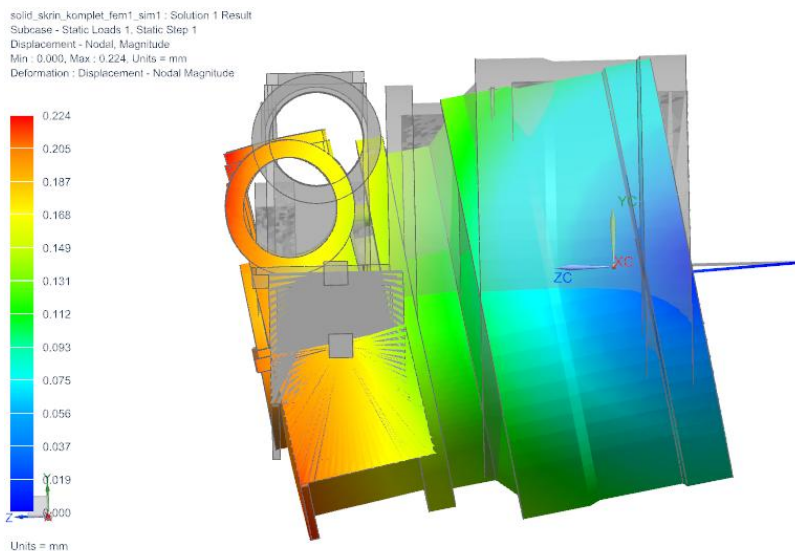
Obrázek 5-15 Zatížení od ložisek

Toto zatížení je aplikováno na třmeny v dělicí rovině i na třmeny v horní části skříně. Velikost zatížení je 22 000[N] (viz výpočet ložisek z programu Kisssoft).

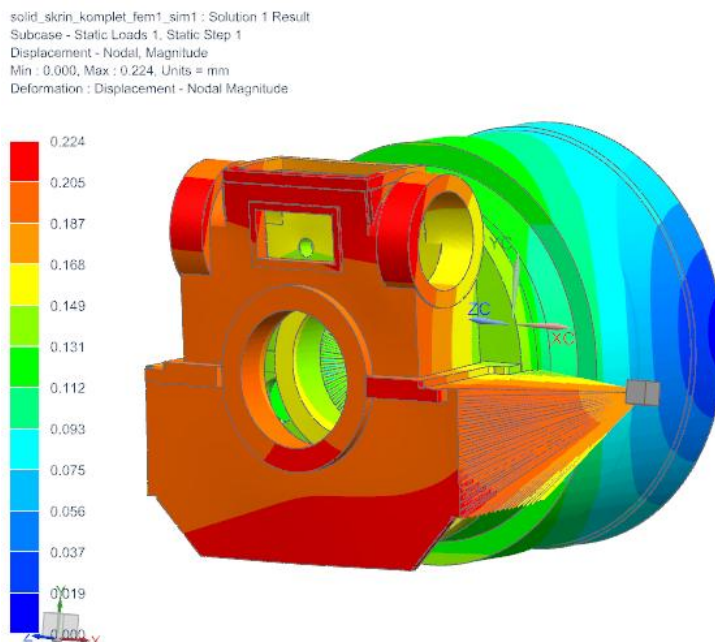
5.3 Výsledky analýzy

5.3.1 Tuhostní analýza

Výsledkem tuhostní analýzy je zjištění deformace skříně planetové převodovky. Deformace má nepříznivý vliv na sezení zubů jednotlivých převodů. Při velké deformaci skříně za provozu může dojít k nerovnoměrnému opotřebení zubů (vlivem nesprávného sezení) a popřípadě k poškození ozubení.

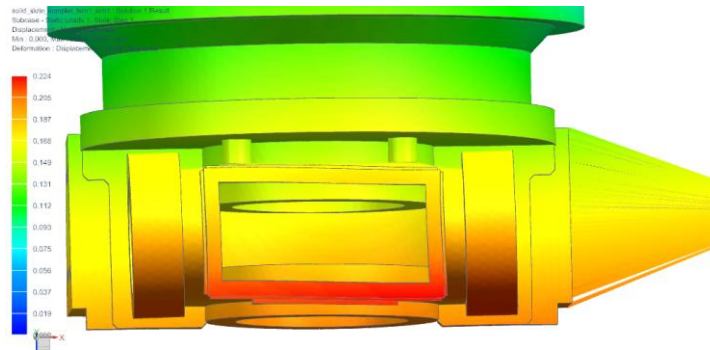


Obrázek 5-16 Deformace skříně



Obrázek 5-17 Deformace skříně - pohled zezadu

K největší deformaci dochází v místech vstupního převodu, což se dalo předpokládat vzhledem k uchycení převodovky k rámu a také vzhledem k připojení konzoly s motorem. Maximální deformace činí 0,224[mm].

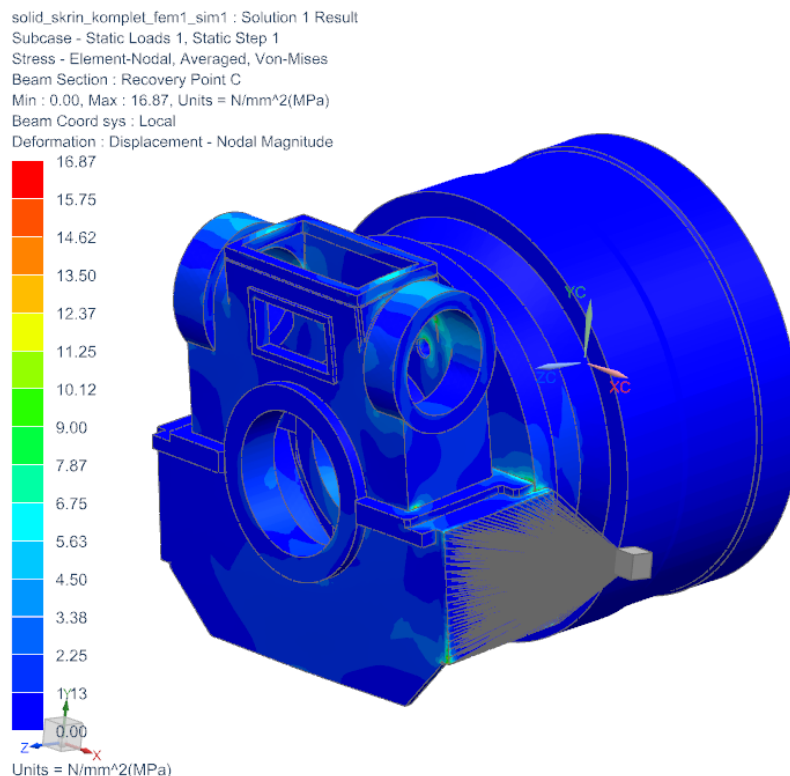


Obrázek 5-18 Deformace skříně - pohled z hora

Při horním pohledu je patrná deformace skříně v místech ložisek, způsobená připojením konzoly na bok převodovky. Deformace je však nepatrná, navíc vložením ložisek se tuhost skříně ještě zvýší.

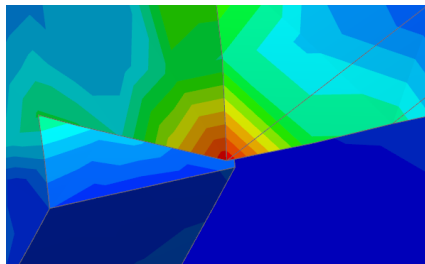
5.3.2 Pevnostní analýza

Cílem pevnostní analýzy je zjištění napětí v jednotlivých částech skříně. Napětí v žádném místě nesmí překročit dovolené napětí materiálu, což je mez kluzu snížena o hodnotu bezpečnosti. Materiál korunových kol byl zvolen 34CrNiMo6 (dle bývalého značení ČSN 16 343), mez kluzu tohoto materiálu je min 600[MPa] [13]. Vstupní šneková skříň je svařenec z plechů St52-3 (dle ČSN 11 523), materiál má mez kluzu 355[MPa] [14].



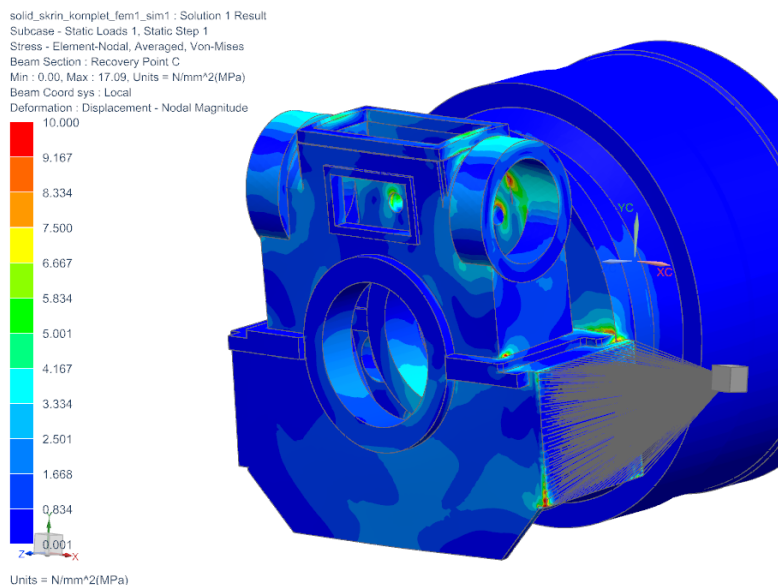
Obrázek 5-19 Pevnostní analýza

Při pevnostní analýze vznikla špička napětí na hraně plochy pro připojení konzoly s motorem. Hodnota napětí na tomto místě je necelých 27[MPa]. Jedná se o chybu na hraně sítě, výsledné napětí zde nedosahuje takových hodnot. Zmenšováním sítě by se napětí neustále zvětšovalo. Tato špička napětí má v porovnání s ostatním větší hodnotu, pro lepší zobrazení hodnot napětí je nutno nastavit max. zobrazované napětí na menší hodnotu.



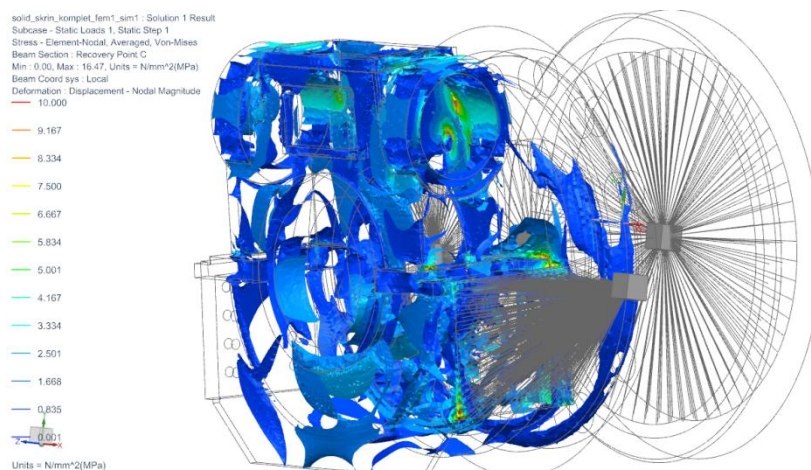
Obrázek 5-20 Napěťová špička

Po zmenšení měřítka na 10[MPa] (obr. 5-21) je lépe vidět napětí ve skříní. Největší napětí je v části svařované konstrukce, napětí na korunových kolech je nepatrné. Také jsou patrná místa uvnitř skříně s vyšším napětím, ovšem vzhledem k takto malým hodnotám nezpůsobí napětí porušení skříně. Na daném obrázku je také patrné napětí způsobené konzolou s motorem.



Obrázek 5-21 Pevnostní analýza

Z pevnostního hlediska lze tedy konstatovat, že napětí ve skříní je mnohem menší než hodnoty mezi kluzu použitých materiálů.



Obrázek 5-22 Rozložení napětí v objemu skříně

6 Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh planetové převodovky pohonu housenicového podvozku o přenášeném výkonu 75[kW]. Tento návrh byl proveden dle stávajícího řešení převodovky o přenášeném výkonu 70[kW]. Dle tohoto řešení byly stanoveny přibližné otáčky (a s nimi související převodový poměr) na výstupu, které je nutno dodržet pro návrh nové převodovky. Zachovány musely být přípojovací rozměry převodovky, tzn. příruba pro připojení k hřídeli turasu a příruba pro uchycení reakčního táhla.

Před samotným návrhem byla provedena obecná rešerše převodovek a jejich hlavních částí, na jejichž základě byla zvolena varianta řešení. Zvolená varianta sestává ze šnekového vstupního převodu a dvou převodů planetových. Vstupní šnekový převod je řešen pomocí soukolí CAVEX. Planetové stupně jsou realizovány pomocí 3 satelitů. Satelity jsou uloženy na nepohyblivém čepu pomocí naklápěcích ložisek, nacházejících se uvnitř satelitů. Jednotlivá centrální kola jsou uložena letmo s možností naklopení, což zaručuje rozložení výkonu mezi všechny satelity (společně s naklápěcími ložisky v satelitech).

Dle zvolené varianty byl proveden výpočet jednotlivých planetových stupňů (jelikož stávající planetové stupně výpočetně nevyhovují novému výkonu), jejich uložení (ložisek) v tělese skříně a také byl proveden výpočet drážkování, přenášející točivý moment mezi převodovými stupni. Poslední část výpočtu bylo ověření šroubových spojů mezi jednotlivými převodovými stupni. Požadovaná životnost převodovky byla zadavatelem (MKV ozubená kola s.r.o.) stanovena na 15 000 [hod] a servisní faktor $K_a = 1,5$. Všechny navržené části převodovky vyhovují těmto zadaným parametrům, výsledky jednotlivých výpočtů jsou uvedeny v kapitole 3. V této kapitole jsou také popsány postupy výpočtů jednotlivých částí v programu Kisssoft. Celkové výsledky z tohoto programu jsou přiloženy v příloze této práce.

Na základě výpočtů zvolené varianty byl vytvořen 3D model v programu NX 9.0. Hlavní rozměry převodovky byly určeny výpočty jednotlivých převodových stupňů, respektive jejich osovými vzdálenostmi. Popis celkové konstrukční varianty je v kapitole 4. Výstupem konstrukčního návrhu bylo vytvoření výkresové dokumentace, která je přiložena v příloze této práce. Konstrukční návrh zahrnoval navržení a namodelování všech hlavních částí převodovky. Při návrhu musela být brána v potaz smontovatelnost a funkčnost jednotlivých celků. Pro usnadnění montáže jsou v převodovce válečková ložiska s plným počtem valivých elementů mezi unášeči a centrálními koly. Montáž také usnadňuje uložení centrálních kol letmo a spojení jednotlivých částí pomocí drážkování.

Převodová skříň byla navržena pro možnost montáže na levou i pravou housenici. Z obou stran je vybavena plochou pro přišroubování konzole s motorem, vstupní hřídel vystupuje z obou stran skříně a je uzpůsobena pro připojení pružné spojky. Převodovka je utěsněna proti únikům oleje ze strany vstupní hřídele dvojicí hřídelových těsnění Gufero, ze strany hřídele turasu dvojicí hřídelových těsnění Gufero a labyrintovým těsněním. Mezi těmito těsněními se nachází V-kroužek, bránící vniku nečistot mezi břit Guferu a výstupní hřídel. Převodová skříň byla vybavena odvodušňovačem, olejoznakem, topným tělesem a dvěma výpustními zátkami.

Byla provedena MKP analýza skříně, přesněji tuhostní a pevnostní analýza skříně. Analýza byla provedena na zjednodušeném modelu skříně, který byl zatížen vlastní vahou skříně, vahou unášečů včetně planet a konzolou s motorem. Skříň vyhovuje jak z pevnostního tak tuhostního hlediska. Maximální deformace skříně je 0,224[mm] v místech vstupní šnekové skříně. Napětí se pohybuje do 10[MPa].

Na přiloženém výkrese sestavy a kusovníku jsou znázorněny všechny hlavní části převodovky včetně jejich pozic. Jsou zde zakótovány hlavní rozměry převodovky, připojovací rozměry a na řezech jsou vidět jednotlivé konstrukční celky. Kusovník byl sestaven dle zvyklostí společnosti MKV ozubená kola s.r.o. Hlavní sestava sestává z několika podsestav uvedených v kusovníku. Jelikož byla výkresová dokumentace tvořena jen pro některé části, většina dílů nemá uvedeno číslo výkresu.

7 Bibliografie

1. **PRODECO. ZAKLADAČ PÁSOVÝ DVOUPODVOZKOVÝ HOUSENICOVÝ.** Teplice : prodeco, 2012.
2. **Krátký, Jaroslav, Krónerová, Eva a Hosnedl, Stanislav. Obecné strojní části 2 - Základní a složené převodové mechanismy.** Plzeň : ZČU, 2011. 978-80-261-0066-9.
3. Odvzdušňovací zátky a odvzdušňovací zátky s dvojitým ventilem. *Prvky pro hydraulické systémy.* [Online] Eles+ganter. [Citace: 22. 12 2014.] <http://www.elesa-ganter.com/en/2/sp/7982/4/92/breather-caps-or-double-valve-breather-caps-with-threaded-connector/smn.-smw./eg/>.
4. Těsnění . *Výrobky.* [Online] SKF. [Citace: 22. 12 2014.] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/roller-bearing-units/roller-bearing-units-general/designs/seals/index.html>.
5. Ozubené kolo. *Wikipedie.* [Online] 9. 9 2014. [Citace: 8. 11 2014.] http://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9_kolo.
6. Kuželové ozubení s přímými, šikmými a zakřivenými zuby. *MITCalc.* [Online] MITCalc. [Citace: 9. 11 2014.] <http://www.mitcalc.com/doc/gear2/help/cz/gear2.htm>.
7. Druhy a výroba šneků a šnekových kol. *M.L.Gear design.* [Online] [Citace: 22. 12 2014.] <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/druhy-a-vyroba-sneku-a-snekovych-kol>.
8. 7 arguments to convince. *CAVEX German drive technology.* [Online] [Citace: 2. 11 2014.] <http://cavex-drivetechnology.com/cavex-en/id-7-convincing-arguments.html>.
9. **Ševčík, M. Mazání zapouzdřených převodovek.** [dokument] Brno : Vysoké učení technické v Brně.
10. Toroidní ložiska CARB. *Výrobky.* [Online] SKF. [Citace: 23. 12 2014.] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/carb-toroidal-roller-bearings/index.html>.
11. **Ph.D, Doc. Ing. Lašová Václava. Základy stavby obráběcích strojů.** Plzeň : ZČU.
12. *Worm and wheel set. CAVEX.*
13. Steel and cast iron standards. *Steel numbers.* [Online] [Citace: 9. 5 2015.] http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=196.
14. DIN 17100 St 52-3|St 52-3 steel|St 52-3 material. *s355nlsteel.* [Online] [Citace: 9. 5 20105.] <http://www.s355nlsteel.com/DIN-17100-St-52-3-St-52-3-steel-St-52-3-material.html>.
15. Korigovaná souolí. *M.L. Gear design.* [Online] [Citace: 8. 11 2014.] <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/korigovani-soukoli>.
16. Volba valivého ložiska. *Mitcalc.* [Online] Mitcalc. [Citace: 22. 12 2014.] http://www.mitcalc.cz/doc/help/cz/c_bearing_choice.htm.

17. Ukazatele hladiny oleje. *Prvky pro hydraulické systémy*. [Online] Elesa+Ganter. [Citace: 22. 12 2014.] <http://www.elesa-ganter.com/cz/32/sp/7366/4/92/ukazatele-hladiny-oleje/gn-743/eg/>.

18. Sloupcové ukazatele hladiny. *Prvky pro hydraulické systémy*. [Online] Elesa+ganter. [Citace: 22. 12 2014.]

19. Prvky pro hydraulické systémy. *Plnicí zátka s měrkou*. [Online] Elesa+ganter. [Citace: 22. 12 2014.]

20. Výpustní ventil. *Prvky pro hydraulické systémy*. [Online] Elesa+ganter. [Citace: 22. 12 2014.]

21. Průmyslová řešení. *Tuhý olej SKF Solid Oil*. [Online] SKF. [Citace: 23. 12 2014.]

8 Seznam příloh

1. - Výpočet ozubení
2. - Výpočet hřídelů vstupního převodu
3. - Výpočet os satelitů
4. - Výpočet ložisek
5. - Výpočet drážkování
6. - Výpočet šroubových spojů

Příloha 1

Výpočet ozubení

KISSsoft evaluation

File

Name : PP1_novy
Changed by: hawkins am: 09.05.2015 um: 09:25:58

CALCULATION OF A SPUR PLANETARY GEAR

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

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---	
Number of planets	[p]	(1)		3	(1)
Power (kW)	[P]			75.00	
Speed (1/min)	[n]		33.9		0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)		[n2]		18.0	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]			6.5	
Torque (Nm)	[T]	21128.0		0.0	89105.1
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]			110233.090	
Application factor	[KA]			1.50	
Power distribution factor	[Kgam]			1.00	
Required service life	[H]			15000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-/+	-	

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to

DIN 3960:1987)

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---	
Center distance (mm)	[a]			243.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7			
Normal module (mm)	[mn]			8.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]			25.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]			0.0000	
Number of teeth	[z]	23		35	-97
Facewidth (mm)	[b]	120.00		120.00	120.00
Hand of gear		Spur gear			
Planetary axes can be placed in regular pitch.:		120°			
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6		6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00		0.00	
External diameter (mm)	[dj]				0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00		0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbj]				0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28
Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28
Gear 3: 34 CrNiMo 6 (1), Through hardened steel, alloyed, through hardened
ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---	
Surface hardness		HRC 61	HRC 61	HBW 240	
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT >=0.85)					
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[sigFlim]	430.00		430.00	290.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[sigHlim]	1500.00		1500.00	700.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00		1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[sigS]	850.00		850.00	1000.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000		206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300		0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60		0.60	1.05
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80		4.80	8.00
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00		20.00	20.00

Tool or reference profile of gear		1 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250		
Root radius factor	[rhofP*]	0.380		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000		
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000		
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000		
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000		
Protuberance angle	[alfprP]	0.000		
Ramp angle	[alfkP]	0.000		
			not topping	
Tool or reference profile of gear		2 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250		
Root radius factor	[rhofP*]	0.380		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000		
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000		
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000		
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000		
Protuberance angle	[alfprP]	0.000		
Ramp angle	[alfkP]	0.000		
			not topping	
Tool or reference profile of gear		3 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250		
Root radius factor	[rhofP*]	0.380		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000		
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000		
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000		
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000		
Protuberance angle	[alfprP]	0.000		
Ramp angle	[alfkP]	0.000		
			not topping	
Summary of reference profile gears:				
Dedendum reference profile (in module)	[hfP*]	1.250	1.250	1.250
Root radius reference profile (in module)	[rhofP*]	0.380	0.380	0.380
Addendum reference profile (in module)	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberance height coefficient (in module)	[hprP*]	0.000	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000	0.000
Tip form height coefficient (in module)	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfkP]	0.000	0.000	0.000
Type of profile modification: none (only running-in)				
Tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00	8.50
Lubrication type oil bath lubrication				
Type of oil Oil: ISO-VG 320				
Lubricant base Mineral-oil base				
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	320.00		
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	22.00		
FZG test A/8.3/90 (ISO 14635-1:2006)	[FZGtestA]	12		
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.900		
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000		
----- Gear 1 ----- Gear 2 ----- Gear 3 ---				
Overall transmission ratio	[itot]	5.217		
Gear ratio	[u]	1.522	-2.771	
Transverse module (mm)	[mt]	8.000		
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	25.000		
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	30.085	22.338	
	[alfwt.e/i]	30.094 / 30.076	22.325 / 22.351	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	30.085	22.338	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	0.000	0.000	
Base helix angle (°)	[betab]	0.000		
Reference centre distance (mm)	[ad]	232.000	-248.000	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	1.5096	0.5944	
Profile shift coefficient	[x]	0.6749	0.8346	-0.2402
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	2.2003	2.3492	1.3468
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-1.077	-1.077	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	184.000	280.000	-776.000
Base diameter (mm)	[db]	166.761	253.766	-703.295

Tip diameter (mm)	[da]	208.645	307.200	-763.843		
(mm)	[da.e/i]	208.645 / 208.635	307.200 / 307.190	-763.843 / -763.853		
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010		
Tip form diameter (mm)	[dFa.e/i]	208.645 / 208.635	307.200 / 307.190	-763.843 / -763.853		
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	208.645 / 208.635	307.200 / 307.190	-763.843 / -763.853		
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	192.724	293.276 / 274.355	-760.355		
(mm)	[dw.e]	192.742	293.304 / 274.329	-760.283		
(mm)	[dw.i]	192.706	293.248 / 274.381	-760.427		
Root diameter (mm)	[df]	174.799	273.354	-799.843		
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.6622 / 0.6555	0.8219 / 0.8152	-0.2637 / -0.2744		
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e]	174.60	273.15	-800.22		
(mm)	[df.i]	174.49	273.04	-800.39		
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	2.000	2.000/3.322	2.245		
Tip clearance upper allowance (mm)	[c.e]	2.184	2.184/3.623	2.428		
Tip clearance lower allowance (mm)	[c.i]	2.079	2.079/3.486	2.324		
Active root diameter (mm)	[dNf]	181.048	279.957/277.924	-789.100		
(mm)	[dNf.e]	181.091	280.003/277.983	-789.037		
(mm)	[dNf.i]	181.013	279.918/277.874	-789.155		
Root form diameter (mm)	[dFf]	178.727	276.946	-797.077		
(mm)	[dFf.e/i]	178.554 / 178.463	276.753 / 276.652	-797.468 / -797.646		
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=						
		32, x0=	0.000)			
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	1.314 / 1.229	0.666 / 0.560	4.305 / 4.157		
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		12.323	13.600	6.078	
(mm)	[ha.e/i]	12.323 / 12.318	13.600 / 13.595	6.078 / 6.073		
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		4.600	3.323	11.922	
(mm)	[hf.e/i]	4.702 / 4.756	3.425 / 3.479	12.109 / 12.195		
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	43.083 / 43.077	39.090 / 39.086	24.281 / 24.283		
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	24.258 / 24.189	26.719 / 26.674			
	[xsi_dNf.e/i]		25.622 / 25.561	29.142 / 29.163		
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	21.926 / 21.838	24.933 / 24.876	30.627 / 30.658		
Tooth height (mm)	[H]	16.923	16.923	18.000		
Virtual gear no. of teeth	[zn]	23.000	35.000	-97.000		
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[san]	3.847	4.165	5.235		
(mm)	[san.e/i]	3.747 / 3.683	4.068 / 4.006	5.067 / 4.984		
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[efn]	3.622	3.339	2.587		
(mm)	[efn.e/i]	3.644 / 3.656	3.348 / 3.353	2.565 / 2.555		
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.068	0.062/0.041	-0.005		
Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.380	0.380/0.254	-0.054		
Specific sliding at the root	[zetab]	-0.614	-0.614/0.051	-0.341		
Sliding factor on tip	[Kga]	0.248	0.225/ -0.160	-0.021		
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.225	-0.248/0.021	0.160		
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		25.133			
Base pitch (mm)	[pb]		22.778			
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		22.778			
Length of path of contact (mm)	[ga]		27.450	29.900		
(mm)	[ga.e/i]		27.496 / 27.387	29.960 / 29.817		
Length T1-A (mm)	[T1A]	35.247	86.566/56.666	-149.024		
Length T1-B (mm)	[T1B]	39.919	81.894/63.788	-156.146		
Length T1-C (mm)	[T1C]	48.305	73.508/52.138	-144.496		
Length T1-D (mm)	[T1D]	58.025	63.788/79.444	-171.802		
Length T1-E (mm)	[T1E]	62.697	59.116/86.566	-178.924		
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	184.887	302.032/ 284.030	-769.513		
(mm)	[d-B.e]	184.887	301.982/ 284.030	-769.562		
(mm)	[d-B.i]	184.880	302.091/ 284.022	-769.456		
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	203.166	284.030/ 299.404	-782.744		
(mm)	[d-D.e]	203.114	284.030/ 299.340	-782.744		
(mm)	[d-D.i]	203.229	284.022/ 299.482	-782.755		
Transverse contact ratio	[Eps.a]		1.205	1.313		
Transverse contact ratio with allowances	[Eps.aEffe/i]		1.207 / 1.202	1.315 / 1.309		
Overlap ratio	[Eps.b]		0.000	0.000		
Total contact ratio	[Eps.G]		1.205	1.313		
Total contact ratio with allowances	[Eps.gEffe/i]		1.207 / 1.202	1.315 / 1.309		

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---		
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		76550.757	76550.757		
Axial force (N)	[Fa]		0.0	0.0	0.0	
Axial force (total) (N)	[Fatot=Fa*]		3]		0.0	0.0
Radial force (N)	[Fr]		35696.204	35696.204		
Normal force (N)	[Fnorm]		84464.4	84464.4	84464.4	
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)	[w]		637.92	637.92		
Only as information: Forces at operating pitch circle:						
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		73085.496	78125.875		

Axial force (N)	[Fa]	0.0	0.0/ 0.0	0.0
Axial force (total) (N)	[Fatot=Fa*	3]		0.0 0.0
Radial force (N)	[Fr]	42340.850		32102.725
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]		0.26	
Running-in value (µm)	[yp]	0.750		1.928
Running-in value (µm)	[yf]	1.050		2.580
Gear body coefficient	[CR]	1.000		1.000
Correction coefficient	[CM]	0.800		0.800
Reference profile coefficient	[CBS]	1.073		1.073
Material coefficient	[E/Est]	1.000		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c]	17.176		17.932
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgal]	19.818		22.137
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	16.846		18.816
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.0434		0.3390
Resonance speed (min-1)	[nE1]	8870		2205
Nominal speed (-)	[N]	0.003		0.008
Subcritical range				
Running-in value (µm)	[ya]	0.750		1.928
Planets are supported by fixed restraint bolts				
lpa (mm) = 156.00 b (mm) = 120.00 dsh (mm) = 140.00				
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]	22.89		5.91
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	26.64		0.76
Tooth trace		0		0
(0:without, 1:crowned, 2:Tip relief, 3:full modification)				
from production tolerances (µm)	[fma*B2]	16.97		18.44
Running-in value y.b (µm)	[yb]	4.04		2.58
Dynamic factor	[KV=max(KV12,KV23)]		1.00	
	[KV12,KV23]	1.00		1.00
Face load factor - flank	[KHb]	1.20		1.06
- Tooth root	[KFb]	1.17		1.05
- Scuffing	[KBb]	1.20		1.06
Transverse load factor - flank	[KHa]	1.00		1.00
- Tooth root	[KFa]	1.00		1.00
- Scuffing	[KBa]	1.00		1.00
Helical load factor scuffing	[Kbg]	1.00		1.00
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	74.0	16.2	17.5

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)

Internal toothing: Calculation of YF, YS with pinion type cutter (z0=

32, x0= 0.000, rofP*= 0.380)

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

Tooth form factor	[YF]	1.24	1.20/ 1.03	1.09
Stress correction factor	[YS]	2.29	2.36/ 2.53	2.26
Bending lever arm (mm)	[hF]	11.00	11.07/ 9.37	12.73
Working angle (°)	[alfFen]	32.67	31.42/ 30.31	24.52
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	19.92	20.41/ 20.41	23.69
Tooth root radius (mm)	[roF]	3.14	3.04/ 3.04	3.95
(sFn* = 2.490/ 2.551/ 2.551/ 2.961 roF* = 0.393/ 0.380/ 0.380/ 0.494 dsFn = 177.24/ 275.97/ 275.97/ -798.81 alfsFn = 30.0/ 30.0/ 30.0/ 60.0)				

Contact ratio factor	[Yeps]	1.00	1.00	
Helical load factor	[Ybet]	1.00	1.00	
Deep tooth factor	[YDT]	1.00	1.00	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	120.00	120.00/ 120.00	120.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ₂)	[sigF0]	225.21	225.65/ 207.45	196.92
Tooth root stress (N/mm ₂)	[sigF]	396.68	397.47/ 327.49	310.86
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Support factor	[YdrelT]	1.006	1.008/ 1.008	1.003
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.970	0.970	0.982
Finite life factor	[YNT]	0.938	0.967	0.965
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	0.700	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ₂)	[sigFE]	860.00	860.00	580.00
Permissible tooth root stress (N/mm ₂)	[sigFP=sigFG/SFmin]	537.84	388.71/ 388.71	376.88

Limit strength tooth root (N/mm ₂)	[sigFG]	752.98	544.19/544.19	527.63
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40/ 1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.90	1.37/ 1.66	1.70
Transmittable power (kW)	[kWRating]	101.69	73.35/ 89.02	90.93

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
Zone factor	[ZH]		2.05	2.43
Elasticity coefficient (N ^{0.5} /mm)	[ZE]		189.81	189.81
Contact ratio factor	[Zeps]		0.97	0.95
Helix angle factor	[Zbet]		1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]		120.00	120.00
Nominal flank pressure (N/mm ₂)	[sigH0]		900.27	527.72
Surface pressure at operating pitch circle (N/mm ₂)				
	[sigHw]		1210.20	665.83
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.04	1.00/ 1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ₂)	[sigH]	1261.26	1210.20/665.83	665.83
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.047	1.039/ 1.073	1.074
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.943	0.953/ 0.898	0.897
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.991	0.993/ 0.993	0.993
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000/ 1.000	1.065
Finite life factor	[ZNT]	0.988	1.089	1.082
Small no. of pittings permissible:		no		
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Permissible surface pressure (N/mm ₂)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1450.10	1604.50/1562.69	771.14
Limit strength pitting (N/mm ₂)	[sigHG]	1450.10	1604.50/1562.69	771.14
Safety for surface pressure at operating pitch circle				
	[SHw]	1.20	1.33/ 2.35	1.16
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00/ 1.00	1.00
Transmittable power (kW)	[kWRating]	99.14	131.83/413.12	100.60
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigH]	1.15	1.33/ 2.35	1.16
(Safety regarding nominal torque)	[(SHBD)^2]	1.32	1.76/ 5.51	1.34

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO TR 15144-1:2010

Pairing Gear 1-2:
Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

Pairing Gear 2-3:
Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Calculation method according to
ISO TR 13989:2000

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.000		
Multiple meshing factor	[Xmp]	2.0	2.0	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	1.000	
Thermal contact factor (N/mm ² /s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00	8.50
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]		55.71	53.36
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0/ 0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	120.000	120.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)				
	[wBt]	1152.741	1015.518	
((1)Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 1152.741)				
((2)Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 1015.518)				
Angle factor	[Xalfbet]	1.131	1.021	
Flash temperature-criteria				
Lubricant factor	[XL]	0.818	0.818	
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	80.07	74.46	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theM	[theM]	10.71	4.74	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	344.88	344.88	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	0.200	0.521	
(1) [Gamma.A]=0.270 [Gamma.E]=0.298				
(2) [Gamma.A]=0.087 [Gamma.E]=0.660				

Highest contact temp. (°C)	[theB]	99.07	82.51
Flash factor (°K*N ^{0.75} *s ^{0.5} *m ^{0.5} *mm)	[XM]	50.058	50.058
Approach factor	[XJ]	1.000	1.000
Load sharing factor	[XGam]	1.000	1.000
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	56.21	56.21
Coefficient of friction	[mym]	0.103	0.094
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]	9.455	21.977
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	80.00	72.62
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	7.15	1.87
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	359.60	359.60
Flash factor (°K*N ^{0.75} *s ^{0.5} *m ^{0.5} *mm)	[XM]	50.058	50.058
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	1.000
Contact ratio factor	[Xeps]	0.359	0.402
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	56.21	56.21
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.083	0.059
Geometry factor	[XBE]	0.175	0.077
Meshing factor	[XQ]	1.000	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.060	1.167
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	90.72	75.44
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	3.96	4.77
Safety referring to transferred torque	[SSL]	13.98	53.27

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	----- Gear 3 ---
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation	[As.e/i]	-0.095/ -0.145	-0.095/ -0.145	-0.175/ -0.255
Number of teeth spanned (Internal toothing: k = (Measurement gap number)	[k]	5.000	6.000	-14.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	112.064	138.529	-330.209
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	111.978/111.932	138.443/138.398	-330.367/ -330.440
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	200.856	289.063	-777.039
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	17.043	16.422	13.874
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	18.000	18.000	14.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[Mrk]	111.888	161.403	-379.824
Actual dimension centre to ball (mm)	[Mrk.e/i]	111.814/111.776	161.326/161.285	-380.014/ -380.101
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	195.608	295.035	-780.069
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	223.296	322.500	-759.547
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	223.150/223.072	322.345/322.263	-759.927/ -760.101
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	223.150/223.072	322.345/322.263	-759.927/ -760.101
Actual dimensions over 3 rolls (mm)	[Md3R.e/i]	222.671/222.594	322.038/321.956	0.000/ 0.000
Tooth thickness (chordal) in pitch diameter (mm)	[sn]	17.575	18.779	10.774
(mm)	[sn.e/i]	17.480/ 17.430	18.684/ 18.634	10.599/ 10.519
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	12.741	13.913	6.038
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	17.602	18.793	10.774
(mm)	[sn.e/i]	17.507/ 17.457	18.698/ 18.648	10.599/ 10.519
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	242.828/242.737	-243.321/ -243.474	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.172/ -0.263	-0.000/ -0.000	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	180.642	276.921	-790.228
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	1.044	0.084	3.620
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.023/ -0.023	0.023/ -0.023	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.027/ -0.027	0.019/ -0.019	
Radial clearance (mm)	[jf]	0.286/ 0.149	0.497/ 0.298	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.330/ 0.172	0.411/ 0.246	
Normal backlash (mm)	[jn]	0.299/ 0.156	0.372/ 0.223	
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]	0.0824/ 0.0549		
(j.tSys: Torsional angle of planet carrier for blocked shaft)				

7. GEAR ACCURACY

----- Gear 1 ----- Gear 2 ----- Gear 3 ---
According to ISO 1328:1995:

Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fpI]	11.00	11.00	14.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]	10.00	10.00	12.70
Cumulative circular pitch deviation over k/8 pitches (µm)				
	[Fpk/8]	18.00	22.00	34.00
Profile form deviation (µm)	[ffa]	14.00	14.00	17.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	11.00	11.00	14.00
Total profile deviation (µm)	[Fa]	18.00	18.00	22.00
Helix form deviation (µm)	[ffb]	12.00	12.00	14.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	12.00	12.00	14.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	17.00	17.00	19.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	37.00	37.00	62.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	30.00	30.00	49.00
Total radial composite deviation (µm)	[Fi ^r]	64.00	64.00	83.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi ^r]	34.00	34.00	34.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi ^t]	68.00	66.00	98.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi ^t]	30.00	28.00	36.00

Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality 6)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	11.05	11.05
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	22.10	22.10

8. ADDITIONAL DATA

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.068	0.057	
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.458	0.334	
Meshpower (kW)		60.625	60.625	
Power loss from gear load (kW)		0.164	0.094	
Total power loss (kW)		0.773		
Total efficiency		0.990		
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	32.125	69.643	90.408
Total weight (kg)	[Mass]		331.461	
Moment of inertia (System referenced to wheel 1): calculation without consideration of the exact tooth shape				
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.12429	0.65374	13.15606
System ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.67768		

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

Data for the tooth form calculation :
Data not available.

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
The calculation is done for the Operating pitch circle..
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), Fbx following (52/53/56)
fsh calculated by exactly following the method in Appendix D,

ISO 6336-1:2006

Literature: Journal "Antriebstechnik", 6/2007, p.64.

KHa, KFa according to method B

End of Report lines: 525

KISSsoft evaluation

File

Name : PP2_novy_pouyivat
Changed by: hawkins am: 09.05.2015 um: 09:27:46

CALCULATION OF A SPUR PLANETARY GEAR

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

	----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
Number of planets	[p]	(1)	3 (1)
Power (kW)	[P]		75.00
Speed (1/min)	[n]	6.5	0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)	[n2]		4.3
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]		1.5
Torque (Nm)	[T]	111038.3	0.0 379868.0
Torque PL.-Carrier (Nm)	[TSteg]		490906.312
Application factor	[KA]		1.50
Power distribution factor	[Kgam]		1.00
Required service life	[H]		15000.00
Gear driving (+) / driven (-)		+ -/+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to

DIN 3960:1987)

	----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
Center distance (mm)	[a]		307.000
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]		16.0000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		25.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		0.0000
Number of teeth	[z]	19	22 -65
Facewidth (mm)	[b]	195.00	195.00 195.00
Hand of gear	Spur gear		
Planetary axes can be placed in regular pitch.:	120°		
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6	6 6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00 0.00
External diameter (mm)	[di]		
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00 0.00
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbi]		

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28
Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28
Gear 3: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

	----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
Surface hardness	HRC 61	HRC 61	HRC 61
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT >=0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm,)	[sigFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm,)	[sigHlim]	1500.00	1500.00 1500.00
Tensile strength (N/mm,)	[Rm]	1200.00	1200.00 1200.00
Yield point (N/mm,)	[sigS]	850.00	850.00 850.00
Young's modulus (N/mm,)	[E]	206000	206000 206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300 0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60 0.60
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

Tool or reference profile of gear	1 :			
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250		
Root radius factor	[rhofP*]	0.380		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000		
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000		
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000		
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000		
Protuberance angle	[alfprP]	0.000		
Ramp angle	[alfkP]	0.000		
			not topping	
Tool or reference profile of gear	2 :			
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250		
Root radius factor	[rhofP*]	0.380		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000		
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000		
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000		
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000		
Protuberance angle	[alfprP]	0.000		
Ramp angle	[alfkP]	0.000		
			not topping	
Tool or reference profile of gear	3 :			
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250		
Root radius factor	[rhofP*]	0.380		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000		
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000		
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000		
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000		
Protuberance angle	[alfprP]	0.000		
Ramp angle	[alfkP]	0.000		
			not topping	
Summary of reference profile gears:				
Dedendum reference profile (in module)	[hfP*]	1.250	1.250	1.250
Root radius reference profile (in module)	[rofP*]	0.380	0.380	0.380
Addendum reference profile (in module)	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberance height coefficient (in module)	[hprP*]	0.000	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000	0.000
Tip form height coefficient (in module)	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfkP]	0.000	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)			
Tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00	2.00
Lubrication type	oil bath lubrication			
Type of oil	Oil: ISO-VG 320			
Lubricant base	Mineral-oil base			
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	320.00		
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	22.00		
FZG test A/8.3/90 (ISO 14635-1:2006)	[FZGtestA]	12		
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.900		
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000		
	----- Gear 1 ----- Gear 2 ----- Gear 3 ---			
Overall transmission ratio	[itot]	3.900		
Gear ratio	[u]	0.900	-3.222	
Transverse module (mm)	[mt]	16.000		
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	25.000		
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	26.175	19.146	
	[alfwt.e/i]	26.185 / 26.165	19.132 / 19.160	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	26.175	19.146	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	0.000	0.000	
Base helix angle (°)	[betab]	0.000		
Reference centre distance (mm)	[ad]	304.000	-320.000	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.1917	0.7272	
Profile shift coefficient	[x]	-0.1660	0.3577	0.3696
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.4160	1.9043	1.9155
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.066	-0.066	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	320.000	288.000	-928.000
Base diameter (mm)	[db]	290.018	261.017	-841.054

Tip diameter (mm)	[da]	346.556	331.313	-884.174		
(mm)	[da.e/i]	346.556 / 346.546	331.313 / 331.303	-884.174 / -884.184		
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010		
Tip form diameter (mm)	[dFa.e/i]	346.556 / 346.546	331.313 / 331.303	-884.174 / -884.184		
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	346.556 / 346.546	331.313 / 331.303	-884.174 / -884.184		
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	323.158	290.842 / 276.300	-890.300		
(mm)	[dw.e]	323.185	290.867 / 276.277	-890.225		
(mm)	[dw.i]	323.131	290.817 / 276.323	-890.375		
Root diameter (mm)	[df]	274.688	259.445	-956.174		
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.1747 / -0.1787	0.3489 / 0.3449	0.3578 / 0.3525		
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e]	274.41	259.17	-956.55		
(mm)	[df.i]	274.28	259.04	-956.72		
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	4.000	4.000/5.430	5.364		
Tip clearance upper allowance (mm)	[c.e]	4.234	4.234/5.735	5.599		
Tip clearance lower allowance (mm)	[c.i]	4.113	4.113/5.592	5.478		
Active root diameter (mm)	[dNf]	297.610	273.335/270.598	-933.674		
(mm)	[dNf.e]	297.640	273.376/270.649	-933.598		
(mm)	[dNf.i]	297.583	273.300/270.557	-933.743		
Root form diameter (mm)	[dFf]	293.433	270.438	-948.275		
(mm)	[dFf.e/i]	293.333 / 293.288	270.266 / 270.187	-948.957 / -949.264		
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=						
38, x0= 0.000)						
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	2.176 / 2.125	0.231 / 0.145	7.833 / 7.607		
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		13.278	21.656	21.913	
(mm)	[ha.e/i]	13.278 / 13.273	21.656 / 21.651	21.913 / 21.908		
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		22.656	14.278	14.087	
(mm)	[hf.e/i]	22.795 / 22.860	14.417 / 14.481	14.274 / 14.360		
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	37.479 / 37.476	44.792 / 44.789	18.581 / 18.583		
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	13.221 / 13.171	17.839 / 17.784			
	[xsi_dNf.e/i]		15.708 / 15.632	27.608 / 27.630		
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	8.687 / 8.627	15.388 / 15.321	29.940 / 29.985		
Tooth height (mm)	[H]	35.934	35.934	36.000		
Virtual gear no. of teeth	[zn]	20.000	18.000	-58.000		
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[san]	8.981	5.807	12.158		
(mm)	[san.e/i]	8.847 / 8.776	5.665 / 5.589	11.995 / 11.915		
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[efn]	0.000	0.000	5.798		
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.000 / 0.000	5.777 / 5.768		
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.025	0.040/0.022	0.004		
Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.525	0.705/0.383	0.157		
Specific sliding at the root	[zetaaf]	-2.395	-1.104/ -0.186	-0.622		
Sliding factor on tip	[Kga]	0.308	0.495/0.283	0.048		
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.495	-0.308/ -0.048	-0.283		
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		50.265			
Base pitch (mm)	[pbt]		45.556			
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		45.556			
Length of path of contact (mm)	[ga]		61.461	66.342		
(mm)	[ga.e/i]		61.520 / 61.385	66.422 / 66.239		
Length T1-A (mm)	[T1A]	33.394	102.028/35.685	-136.374		
Length T1-B (mm)	[T1B]	49.300	86.122/56.472	-157.161		
Length T1-C (mm)	[T1C]	71.275	64.147/45.310	-145.999		
Length T1-D (mm)	[T1D]	78.950	56.472/81.241	-181.930		
Length T1-E (mm)	[T1E]	94.856	40.566/102.028	-202.717		
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	306.321	312.726/ 284.404	-897.869		
(mm)	[d-B.e]	306.321	312.662/ 284.404	-897.925		
(mm)	[d-B.i]	306.315	312.801/ 284.398	-897.808		
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	330.217	284.404/ 307.458	-916.387		
(mm)	[d-D.e]	330.161	284.404/ 307.374	-916.387		
(mm)	[d-D.i]	330.281	284.398/ 307.559	-916.400		
Transverse contact ratio	[Eps.a]		1.349	1.456		
Transverse contact ratio with allowances	[Eps.aEffe/i]		1.350 / 1.347	1.458 / 1.454		
Overlap ratio	[Eps.b]		0.000	0.000		
Total contact ratio	[Eps.G]		1.349	1.456		
Total contact ratio with allowances	[Eps.gEffe/i]		1.350 / 1.347	1.458 / 1.454		

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---		
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		231329.859	231329.859		
Axial force (N)	[Fa]	0.0		0.0	0.0	
Axial force (total) (N)	[Fatot=Fa* 3]				0.0	0.0
Radial force (N)	[Fr]		107870.885	107870.885		
Normal force (N)	[Fnorm]	255244.3	255244.3	255244.3		
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)	[w]		1186.31	1186.31		
Only as information: Forces at operating pitch circle:						
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		229069.307	241125.586		

Axial force (N)	[Fa]	0.0	0.0/ 0.0	0.0
Axial force (total) (N)	[Fatot=Fa*	3]		0.0 0.0
Radial force (N)	[Fr]	112591.670	83714.296	
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]		0.08	
Running-in value (µm)	[yp]	0.952	1.087	
Running-in value (µm)	[yf]	1.350	1.500	
Gear body coefficient	[CR]	1.000	1.000	
Correction coefficient	[CM]	0.800	0.800	
Reference profile coefficient	[CBS]	1.073	1.073	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c]	12.762	16.662	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]	16.103	22.364	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	13.688	19.009	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.0853	0.3436	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	6561	4280	
Nominal speed (-)	[N]	0.001	0.001	
Subcritical range				
Running-in value (µm)	[ya]	0.952	1.087	
Planets are supported by fixed restraint bolts				
lpa (mm) = 253.50 b (mm) = 195.00 dsh (mm) = 144.00				
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]	50.43	7.57	
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	50.70	8.79	
Tooth trace		0	0	
(0:without, 1:crowned, 2:Tip relief, 3:full modification)				
from production tolerances (µm)	[fma*B2]	21.21	21.93	
Running-in value y.b (µm)	[yb]	6.00	1.34	
Dynamic factor	[KV=max(KV12,KV23)]		1.00	
	[KV12,KV23]	1.00	1.00	
Face load factor - flank	[KHb]	1.19	1.05	
- Tooth root	[KFb]	1.16	1.04	
- Scuffing	[KBb]	1.19	1.05	
Transverse load factor - flank	[KHa]	1.00	1.00	
- Tooth root	[KFa]	1.00	1.00	
- Scuffing	[KBa]	1.00	1.00	
Helical load factor scuffing	[Kbg]	1.00	1.00	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	12.9	4.8	4.5

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)

Internal toothing: Calculation of YF, YS with pinion type cutter (z0=

38, x0= 0.000, rofP*= 0.380)

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

Tooth form factor	[YF]	1.89	1.33/ 1.15	1.09
Stress correction factor	[YS]	1.68	2.11/ 2.24	2.36
Bending lever arm (mm)	[hF]	20.84	19.80/ 16.71	24.14
Working angle (°)	[alfFen]	25.42	30.03/ 27.89	21.59
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	32.51	36.96/ 36.96	46.64
Tooth root radius (mm)	[roF]	10.08	7.35/ 7.35	7.27
(sFn* = 2.032/ 2.310/ 2.310/ 2.915 roF* = 0.630/ 0.459/ 0.459/ 0.454 dsFn = 281.32/ 264.49/ 264.49/ -953.93 alfsFn = 30.0/ 30.0/ 30.0/ 60.0)				

Contact ratio factor	[Yeps]	1.00	1.00	
Helical load factor	[Ybet]	1.00	1.00	
Deep tooth factor	[YDT]	1.00	1.00	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	195.00	195.00/ 195.00	195.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ₂)	[sigF0]	234.42	207.40/ 190.31	191.16
Tooth root stress (N/mm ₂)	[sigF]	406.78	359.91/ 297.24	298.56
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Support factor	[YdrelT]	0.991	1.000/ 1.000	1.006
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.890	0.890	0.890
Finite life factor	[YNT]	0.971	0.991	0.992
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	0.700	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ₂)	[sigFE]	860.00	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm ₂)	[sigFP=sigFG/SFmin]	503.34	362.77/ 362.77	522.20

Limit strength tooth root (N/mm ₂)	[sigFG]	704.67	507.88/507.88	731.07
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40/ 1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.73	1.41/ 1.71	2.45
Transmittable power (kW)	[kWRating]	92.80	75.60/91.54	131.18

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
Zone factor	[ZH]		2.23	2.65
Elasticity coefficient (N ^{0.5} /mm)	[ZE]		189.81	189.81
Contact ratio factor	[Zeps]		0.94	0.92
Helix angle factor	[Zbet]		1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]		195.00	195.00
Nominal flank pressure (N/mm ₂)	[sigH0]		1110.98	780.15
Surface pressure at operating pitch circle (N/mm ₂)				
	[sigHw]		1487.02	979.28
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.04	1.01/ 1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ₂)	[sigH]	1543.10	1505.85/979.28	979.28
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.037	1.029/ 1.029	1.029
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.950	0.960/ 0.960	0.961
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.996	0.997/ 1.008	1.008
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000/ 1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.108	1.194	1.200
Small no. of pittings permissible:	no			
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Permissible surface pressure (N/mm ₂)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1630.54	1764.47/1784.09	1793.88
Limit strength pitting (N/mm ₂)	[sigHG]	1630.54	1764.47/1784.09	1793.88
Safety for surface pressure at operating pitch circle				
	[SHw]	1.10	1.19/ 1.82	1.83
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00/ 1.00	1.00
Transmittable power (kW)	[kWRating]	83.74	102.97/248.93	251.67
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigH]	1.06	1.17/ 1.82	1.83
(Safety regarding nominal torque)	[(SHBD)^2]	1.12	1.37/ 3.32	3.36

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO TR 15144-1:2010

Pairing Gear 1-2:
Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

Pairing Gear 2-3:
Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Calculation method according to
ISO TR 13989:2000

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.000		
Multiple meshing factor	[Xmp]	2.0		2.0
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	1.000	
Thermal contact factor (N/mm ² /s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]		139.44	106.80
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0/ 0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	195.000	195.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)				
	[wBt]	2125.307	1869.199	
((1)Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 2125.307)				
((2)Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 1869.199)				
Angle factor	[Xalfbet]	1.076	0.974	
Flash temperature-criteria				
Lubricant factor	[XL]	0.818	0.818	
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	91.09	77.25	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theM	[theM]	22.44	7.72	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	344.88	344.88	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	0.591	0.778	
(1) [Gamma.A]=-0.531 [Gamma.E]=0.331				
(2) [Gamma.A]=-0.212 [Gamma.E]=1.252				

Highest contact temp. (°C)	[theB]	139.12	92.07
Flash factor (°K*N ^{0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	50.058
Approach factor	[XJ]	1.644	1.000
Load sharing factor	[XGam]	0.333	1.000
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	56.21	56.21
Coefficient of friction	[mym]	0.148	0.134
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]	3.977	12.453
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	85.50	74.47
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	11.07	3.19
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	359.60	359.60
Flash factor (°K*N ^{0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	50.058
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	1.000
Contact ratio factor	[Xeps]	0.284	0.315
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	56.21	56.21
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.115	0.089
Geometry factor	[XBE]	0.448	0.138
Meshing factor	[XQ]	1.400	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.073	1.130
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	102.12	79.26
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	3.52	4.54
Safety referring to transferred torque	[SSL]	9.02	31.27

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----	----- Gear 3 ---
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation	[As.e/i]	-0.130/ -0.190	-0.130/ -0.190	-0.175/ -0.255
Number of teeth spanned (Internal toothing: k = (Measurement gap number)	[k]	3.000	3.000	-8.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	120.338	126.551	-361.883
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	120.221/120.166	126.433/126.379	-362.041/ -362.114
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	313.938	290.014	-915.681
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	27.908	32.202	26.547
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	28.000	35.000	28.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[Mrk]	177.367	178.172	-437.005
Actual dimension centre to ball (mm)	[Mrk.e/i]	177.239/177.180	178.071/178.025	-437.224/ -437.324
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	314.555	302.054	-913.079
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	354.735	356.345	-874.010
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	354.478/354.360	356.142/356.049	-874.448/ -874.648
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	354.478/354.360	356.142/356.049	-874.448/ -874.648
Actual dimensions over 3 rolls (mm)	[Md3R.e/i]	0.000/0.000	0.000/0.000	0.000/0.000
Tooth thickness (chordal) in pitch diameter (mm)	[sn]	22.637	30.413	30.642
(mm)	[sn.e/i]	22.507/22.447	30.283/30.223	30.467/30.387
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	13.677	22.460	21.658
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	22.656	30.470	30.647
(mm)	[sn.e/i]	22.526/22.466	30.340/30.280	30.472/30.392
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	306.733/306.609	-307.419/ -307.610	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.267/ -0.391	-0.000/ -0.000	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	297.215	269.649	-935.282
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	1.941	-0.309	6.838
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.026/ -0.026	0.026/ -0.026	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.026/ -0.026	0.018/ -0.018	
Radial clearance (mm)	[jf]	0.417/0.241	0.636/0.393	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.409/0.237	0.445/0.275	
Normal backlash (mm)	[jn]	0.371/0.215	0.403/0.249	
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]	0.0758/0.0519		
(j.tSys: Torsional angle of planet carrier for blocked shaft)				

7. GEAR ACCURACY

----- Gear 1 ----- Gear 2 ----- Gear 3 ---
According to ISO 1328:1995:

Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fpI]	14.00	14.00	16.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]	12.70	12.70	14.50
Cumulative circular pitch deviation over k/8 pitches (µm)				
	[Fpk/8]	22.00	22.00	35.00
Profile form deviation (µm)	[ffa]	18.00	18.00	20.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	15.00	15.00	16.00
Total profile deviation (µm)	[Fa]	23.00	23.00	26.00
Helix form deviation (µm)	[ffb]	15.00	15.00	16.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	15.00	15.00	16.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	21.00	21.00	22.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	50.00	50.00	64.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	40.00	40.00	51.00
Total radial composite deviation (µm)	[Fi"]	110.00	110.00	121.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi"]	68.00	68.00	68.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi']	85.00	83.00	101.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi']	35.00	33.00	38.00

Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality

		6)		
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]		13.65	13.65
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]		27.30	27.30

8. ADDITIONAL DATA

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.069	0.064
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.802	0.510
Meshpower (kW)			55.769	55.769
Power loss from gear load (kW)			0.260	0.163
Total power loss (kW)			1.269	
Total efficiency			0.983	
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	144.023	131.632	350.966
Total weight (kg)	[Mass]		889.887	
Moment of inertia (System referenced to wheel 1): calculation without consideration of the exact tooth shape				
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m,)	[TraeghMom]	1.39236	1.13839	76.13957
System ((da+df)/2...di) (kg*m,)	[TraeghMom]	3.72363		

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
The calculation is done for the Operating pitch circle..
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), Fbx following (52/53/56)
fsh calculated by exactly following the method in Appendix D,

ISO 6336-1:2006

Literature: Journal "Antriebstechnik", 6/2007, p.64.

KHa, KFa according to method B

End of Report

lines: 525

Příloha 2

Výpočet hřidelů vstupního převodu

KISSsoft Release 03/2013

KISSsoft evaluation

Project

Name : DP

File

Name : hridel_vstup

Changed by: hawkins am: 29.03.2015 um: 10:12:12

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

1-> Shaft 'Shaft 1', Rolling bearing 'ax. zprava':

The axial minimal load of the bearing is not achieved!

(Fa = 0.0 N, Famind = 0.2 N)

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	1110.000
Speed (1/min)	1000.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	56.971
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.102
Momentum of mass GD ² (Nm ²)	4.017
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Position in space (°)	0.000
Regard gears as masses	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Reference temperature (°C)	20.000

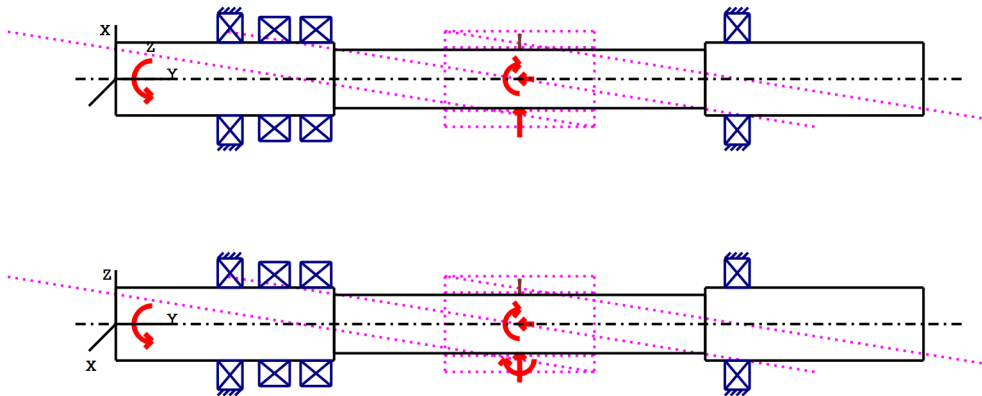


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) y= 0.00...300.00 (mm)
d=100.00 (mm), l=300.00 (mm), Rz= 8.0

Cylinder (Cylinder) y= 300.00...810.00 (mm)
d=80.00 (mm), l=510.00 (mm), Rz= 8.0

Cylinder (Cylinder) y= 810.00...1110.00 (mm)
d=100.00 (mm), l=300.00 (mm), Rz= 8.0

Inner contour

Forces

Coupling (Coupling / Motor)		y= 50.00 (mm)	
Eff. Diameter	(mm)	100.0000	
Radial force coefficient	(-)	0.0000	
Direction of radial force	(°)	0.0000	
Axial force coefficient	(-)	0.0000	
Length of load application	(mm)	100.0000	
Power	(kW)	75.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	716.1972	
Mass	(kg)	0.0000	

Worm (Worm)		y= 555.00 (mm)	
Operating pitch diameter	(mm)	131.1060	
Efficiency	(%)	89.1393	
Lead angle	(°)	9.1853	left
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	270.0000	
Length of load application	(mm)	205.4000	
Power	(kW)	75.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-716.1972	
Axial force	(N)	-60227.6856	
Shearing force X	(N)	10925.4686	
Shearing force Z	(N)	22274.7364	
Bending moment X	(Nm)	-3948.1055	
Bending moment Z	(Nm)	0.0000	

Bearing

Axial spherical roller bearings SKF *29320E (ax. zleva) y= 275.00 (mm)

Set axial bearing left
d = 100.000 (mm), D = 170.000 (mm), B = 42.000 (mm), r = 1.500 (mm)
C = 465.000 (kN), C0 = 1290.000 (kN), Cu = 156.000 (kN)
The bearing pressure angle will be considered in the calculation
Position (center of pressure) (mm) 355.4434

Axial spherical roller bearings SKF *29320E (ax. zprava) y= 218.00 (mm)

Set axial bearing right
d = 100.000 (mm), D = 170.000 (mm), B = 42.000 (mm), r = 1.500 (mm)
C = 465.000 (kN), C0 = 1290.000 (kN), Cu = 156.000 (kN)
The bearing pressure angle will be considered in the calculation
Position (center of pressure) (mm) 137.5566

Cylindrical roller bearing (single row) SKF *NUP 220 ECP (valeckove) y= 157.00 (mm)

Free bearing
d = 100.000 (mm), D = 180.000 (mm), B = 34.000 (mm), r = 2.100 (mm)
C = 285.000 (kN), C0 = 305.000 (kN), Cu = 36.500 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (67.50 µm)

Cylindrical roller bearing (single row) SKF *N 220 ECP (valeckove) y= 854.00 (mm)

Free bearing
d = 100.000 (mm), D = 180.000 (mm), B = 34.000 (mm), r = 2.100 (mm)
C = 285.000 (kN), C0 = 305.000 (kN), Cu = 36.500 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (67.50 µm)

Shaft 'Shaft 1': The mass of the following element is taken into account (y= 555.0000 (mm)): Worm wheel 'Worm'
m (yS= 555.0000 (mm)): 13.6278 (kg)
Jp: 0.0402 (kg*m_c), Jxx: 0.0680 (kg*m_c), Jzz: 0.0680 (kg*m_c)

maximum deflection 485.32 µm (Shaft 1, 490.81 (mm))

Center of mass

Shaft 1 555.0 mm

Deformation due to torsion

Shaft 1 [phi.t] -0.05 °

Probability of failure [n] 10.00 %
 Axial clearance [uA] 10.00 μm
 Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'ax. zleva'

Position (Y-coordinate) [y] 275.00 mm
 Equivalent load [P] 60.23 kN
 Equivalent load [P0] 60.23 kN
 Life modification factor for reliability[a1] 1.000
 Service life [Lnh] 15160.19 h
 Operating viscosity [nu] 48.88 mm₂/s
 Reference viscosity [nu1] 0.00 mm₂/s
 static safety factor [S0] 21.42
 Bearing reaction force [Fx] 0.000 kN
 Bearing reaction force [Fy] 60.228 kN
 Bearing reaction force [Fz] 0.000 kN
 Bearing reaction force [Fr] 0.000 kN
 Oil level [H] 76.250 mm
 Torque of friction [Mloss] 5.821 Nm
 Power loss [Ploss] 609.553 W
 Displacement of bearing [ux] 0.091 mm
 Displacement of bearing [uy] -0.010 mm
 Displacement of bearing [uz] 0.235 mm
 Displacement of bearing [ur] 0.252 mm (68.84°)
 Misalignment of bearing [rx] 1.622 mrad (5.58')
 Misalignment of bearing [ry] -0.207 mrad (-0.71')
 Misalignment of bearing [rz] -0.655 mrad (-2.25')
 Misalignment of bearing [rr] 1.750 mrad (6.01')

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'ax. zprava'

Position (Y-coordinate) [y] 218.00 mm
 Equivalent load [P] 0.00 kN
 Equivalent load [P0] 0.00 kN
 Life modification factor for reliability[a1] 1.000
 Service life [Lnh] > 1000000 h
 Operating viscosity [nu] 48.88 mm₂/s
 Reference viscosity [nu1] 0.00 mm₂/s
 static safety factor [S0] > 100
 Bearing reaction force [Fx] -0.000 kN
 Bearing reaction force [Fy] -0.000 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 (-90°)
 Oil level [H] 76.250 mm
 Torque of friction [Mloss] 0.203 Nm
 Power loss [Ploss] 21.250 W
 Displacement of bearing [ux] 0.052 mm

Displacement of bearing	[uy]	-0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.139	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.148	mm (69.29°)
Misalignment of bearing	[rx]	1.699	mrاد (5.84')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.155	mrاد (-0.53')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.679	mrاد (-2.33')
Misalignment of bearing	[rr]	1.829	mrاد (6.29')

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'valeckove'

Position (Y-coordinate)	[y]	157.00	mm
Equivalent load	[P]	15.64	kN
Equivalent load	[P0]	15.64	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life	[Lnh]	265299.23	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm _e /s
Reference viscosity	[nu1]	0.00	mm _e /s
static safety factor	[S0]	19.50	
Bearing reaction force	[Fx]	-4.687	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-14.923	kN
Bearing reaction force	[Fr]	15.642	kN (-107.44°)
Oil level	[H]	80.000	mm
Torque of friction	[Mloss]	2.057	Nm
Power loss	[Ploss]	215.460	W
Displacement of bearing	[ux]	0.010	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.032	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.034	mm (72.56°)
Misalignment of bearing	[rx]	1.727	mrاد (5.94')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.099	mrاد (-0.34')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.688	mrاد (-2.36')
Misalignment of bearing	[rr]	1.859	mrاد (6.39')

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'valeckove'

Position (Y-coordinate)	[y]	854.00	mm
Equivalent load	[P]	9.13	kN
Equivalent load	[P0]	9.13	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life	[Lnh]	> 1000000	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm _e /s
Reference viscosity	[nu1]	0.00	mm _e /s
static safety factor	[S0]	33.42	
Bearing reaction force	[Fx]	-6.239	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-6.659	kN
Bearing reaction force	[Fr]	9.125	kN (-133.13°)
Oil level	[H]	80.000	mm
Torque of friction	[Mloss]	1.753	Nm
Power loss	[Ploss]	183.561	W
Displacement of bearing	[ux]	0.023	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.026	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.025	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.034	mm (46.87°)
Misalignment of bearing	[rx]	-1.595	mrاد (-5.48')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.803	mrاد (-2.76')

Misalignment of bearing [rz] 0.759 mrad (2.61')
 Misalignment of bearing [rr] 1.766 mrad (6.07')

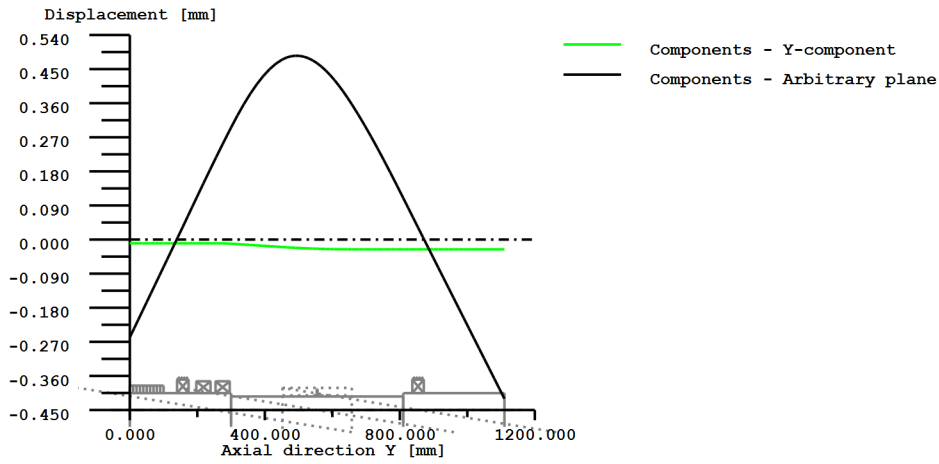
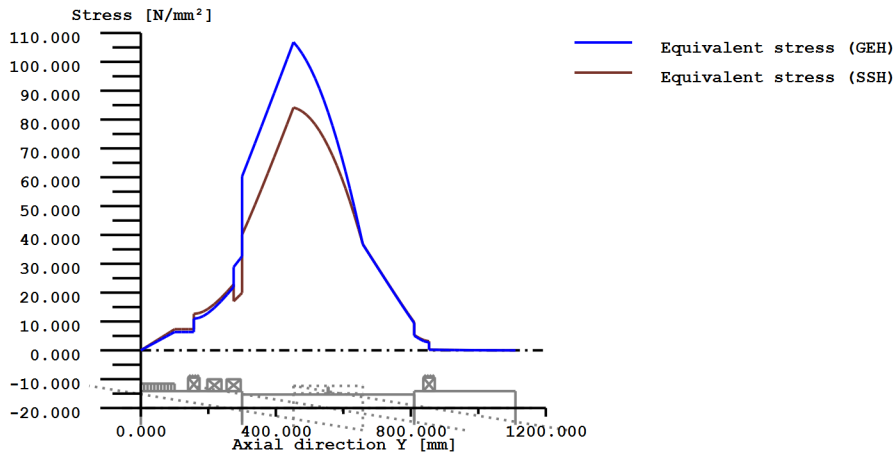


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 67.03912006 °)



GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ},D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$ SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ},D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$
 Figure: Equivalent stress

Strength calculation as specified in

DIN 743:2012

with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft

Summary

Label Shaft 1
Drawing

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

Calculation of finite life fatigue strength and static strength
Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)				
A	555.00		Own Input		
Results:					
Cross section	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
A	1.00	0.91	0.84	2.68	3.58
Nominal safety:				1.20	1.20

Abbreviations:
Kfb: Notch factor bending
Kfsig: Surface factor
K2d: Size coefficient bending
SD: Safety endurance limit
SS: Safety against yield point

The requirements of the safety proof of the shaft are:

satisfied not satisfied

Design engineer:..... Date:..... Signature:.....

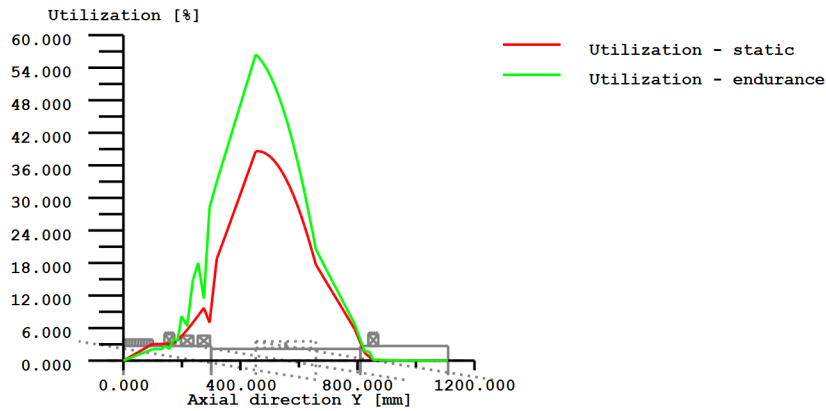


Figure: Strength

Calculation details:

General statements

Label	Shaft 1		
Drawing			
Length (mm)	[l]		1110.00
Speed (1/min)	[n]		1000.00

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
sigB according DIN 743 (at dB) (N/mm _t)	[sigB]	700.00
sigS according DIN 743 (at dB) (N/mm _t)	[sigS]	490.00
[sigzdW] (bei dB) (N/mm _t)		280.00
[sigbW] (bei dB) (N/mm _t)		350.00
[tautW] (bei dB) (N/mm _t)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	110.00
Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)		
Material strength calculated from size of raw material		
Geometric size coefficient K1d calculated from raw material diameter		
[sigBeff] (N/mm _t)		547.62

[sigSeff] (N/mm _c)	350.51
[sigbF] (N/mm _c)	420.61
[tautF] (N/mm _c)	242.84
[sigBRand] (N/mm _c)	628.00
[sigzdW] (N/mm _c)	219.05
[sigbW] (N/mm _c)	273.81
[tautW] (N/mm _c)	164.28

Fatigue strength for single stage use

Required life time	[h]	15000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	900.000

Data of Woehler line (S-N curve) analog to FKM standard:

[ksigma, ktau]	5	8
[kDsigma, kDtau]	0	0
[NDsigma, NDtau]	1e+006	1e+006
[NDsigmall, NDtaull]	0	0
[DM]	0.3	

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section 'A' Own Input

Comment		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	555.00
External diameter (mm)	[da]	80.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect	Own Input	
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)				
Mean value	-15056.9	0.0	179.0	0.0
Amplitude	15056.9	3824.8	179.0	4135.8
Maximum value	-51193.5	6502.1	608.8	7030.9
Cross section, moment of resistance: (mm _c)				
[A, Wb, Wt, A]	5026.5	50265.5	100531.0	5026.5

Stresses: (N/mm _c)				
[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm _c)	-2.995	0.000	1.781	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm _c)	2.995	76.092	1.781	1.097
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm _c)	-10.185	129.356	6.056	1.865

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.782
	[K1(sigS)]	0.715

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[beta(dB)]	0.000	0.000	0.000
[dB] (mm) =		0.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.000	0.000	0.000
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.000	0.000	0.000
Notch effect coefficient	[beta]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.842	0.842
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.913	0.913	0.950

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.095	1.283	1.240

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm _c)	[sigmV]		4.300	
Equivalent mean stress (N/mm _c)	[taumV]		2.483	
Fatigue limit of part (N/mm _c)	[sigWK]	200.009	213.433	132.456
Influence coeff. mean stress sensitivity.	[PsigK]	0.223	0.242	0.138
Permissible amplitude (N/mm _c)	[sigADK]	189.585	212.933	101.442
Permissible amplitude (N/mm _c)	[sigANK]	189.585	212.933	101.442
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Margin of safety endurance limit	[S]		2.677	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		223.1	

Present margin of safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[gammaF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm _c)	[sigFK]	350.510	420.612	242.841
Margin of safety yield stress	[S]		3.577	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		298.0	

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..

End of Report

lines: 424

KISSsoft evaluation

File

Name : hridel_snekoveho_kola
 Changed by: hawkins am: 09.05.2015 um: 22:59:04

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

1-> Shaft 'Shaft 1':
 the sum of torques is not zero.
 $\Delta T = -15021.493 \text{ Nm}$

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	320.000
Speed (1/min)	42.50
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ₂)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/ml)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	141.246
Mass moment of inertia (kg*m ₂)	10.864
Momentum of mass GD2 (Nm)	426.298
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Position in space (°)	0.000
Regard gears as masses	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Reference temperature (°C)	20.000

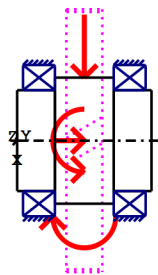
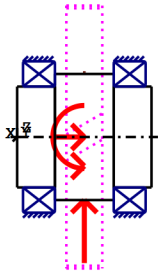


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) y= 0.00...90.00 (mm)
d=240.00 (mm), l=90.00 (mm), Rz= 8.0

Cylinder (Cylinder) y= 90.00...230.00 (mm)
d=300.00 (mm), l=140.00 (mm), Rz= 8.0

Cylinder (Cylinder) y= 230.00...320.00 (mm)
d=240.00 (mm), l=90.00 (mm), Rz= 8.0

Inner contour

Forces

<u>Worm wheel (Worm wheel)</u>		<u>y= 160.00 (mm)</u>
Operating pitch diameter	(mm)	625.4000
Efficiency	(%)	89.1393
Helix angle	(°)	9.1853 right
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000
Position of contact point	(°)	90.0000
Length of load application	(mm)	85.5985
Power	(kW)	66.8545 driven (Input)
Torque	(Nm)	15021.4934
Axial force	(N)	8714.2322
Shearing force X	(N)	48038.0344
Shearing force Z	(N)	-17766.4896
Bending moment X	(Nm)	-2724.9404
Bending moment Z	(Nm)	0.0000

Bearing

Taper roller bearing (single row) SKF 32048 X (Roller bearing) y= 52.00 (mm)
Set fixed bearing left
d = 240.000 (mm), D = 360.000 (mm), B = 76.000 (mm), r = 4.000 (mm)

C = 935.000 (kN), C0 = 1800.000 (kN), Cu = 160.000 (kN)
The bearing pressure angle will be considered in the calculation
Position (center of pressure) (mm) 92.0000

Taper roller bearing (single row) SKF 32048 X (Roller bearing) y= 268.00 (mm)

Set fixed bearing right
d = 240.000 (mm), D = 360.000 (mm), B = 76.000 (mm), r = 4.000 (mm)
C = 935.000 (kN), C0 = 1800.000 (kN), Cu = 160.000 (kN)
The bearing pressure angle will be considered in the calculation
Position (center of pressure) (mm) 228.0000

Shaft 'Shaft 1': The mass of the following element is taken into account (y= 160.0000 (mm)): Cylindrical gear 'Worm wheel'
m (yS= 160.0000 (mm)): 158.5130 (kg)
Jp: 9.5331 (kg*m²), Jxx: 4.8633 (kg*m²), Jzz: 4.8633 (kg*m²)

maximum deflection 0.74 μm (Shaft 1, 320.00 (mm))

Center of mass

Shaft 1 160.0 mm

Deformation due to torsion

Shaft 1 [phi.t] 0.00 °

Probability of failure [n] 10.00 %
Axial clearance [uA] 10.00 μm
Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate) [y] 52.00 mm
Equivalent load [P] 25.90 kN
Equivalent load [P0] 25.90 kN
Life modification factor for reliability[a1] 1.000
Service life [Lnh] > 1000000 h
Operating viscosity [nu] 48.88 mm²/s
Reference viscosity [nu1] 0.00 mm²/s
static safety factor [S0] 69.51
Bearing reaction force [Fx] -24.019 kN
Bearing reaction force [Fy] 9.961 kN
Bearing reaction force [Fz] -9.683 kN
Bearing reaction force [Fr] 25.897 kN (-158.04°)
Bearing reaction moment [Mx] -387.32 Nm
Bearing reaction moment [My] 0.00 Nm
Bearing reaction moment [Mz] 960.76 Nm
Bearing reaction moment [Mr] 1035.89 Nm (111.96°)
Oil level [H] 165.000 mm
Torque of friction [Mloss] 7.607 Nm
Power loss [Ploss] 33.855 W
Displacement of bearing [ux] -0.000 mm
Displacement of bearing [uy] 0.010 mm
Displacement of bearing [uz] 0.000 mm
Displacement of bearing [ur] 0.000 mm (90.12°)
Misalignment of bearing [rx] -0.008 mrad (-0.03°)
Misalignment of bearing [ry] 0.030 mrad (0.1°)
Misalignment of bearing [rz] -0.000 mrad (0°)
Misalignment of bearing [rr] 0.008 mrad (0.03°)

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate) [y] 268.00 mm
Equivalent load [P] 39.77 kN
Equivalent load [P0] 38.74 kN
Life modification factor for reliability[a1] 1.000
Service life [Lnh] > 1000000 h
Operating viscosity [nu] 48.88 mm²/s
Reference viscosity [nu1] 0.00 mm²/s
static safety factor [S0] 46.47
Bearing reaction force [Fx] -24.019 kN
Bearing reaction force [Fy] -18.675 kN
Bearing reaction force [Fz] 30.390 kN
Bearing reaction force [Fr] 38.736 kN (128.32°)

Bearing reaction moment	[Mx]	-1215.59	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	-960.76	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	1549.42	Nm (-141.68°)
Oil level	[H]	165.000	mm
Torque of friction	[Mloss]	9.170	Nm
Power loss	[Ploss]	40.813	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm (-90.12°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.008	mrاد (-0.03°)
Misalignment of bearing	[ry]	0.069	mrاد (0.24°)
Misalignment of bearing	[rz]	0.000	mrاد (0°)
Misalignment of bearing	[rr]	0.008	mrاد (0.03°)

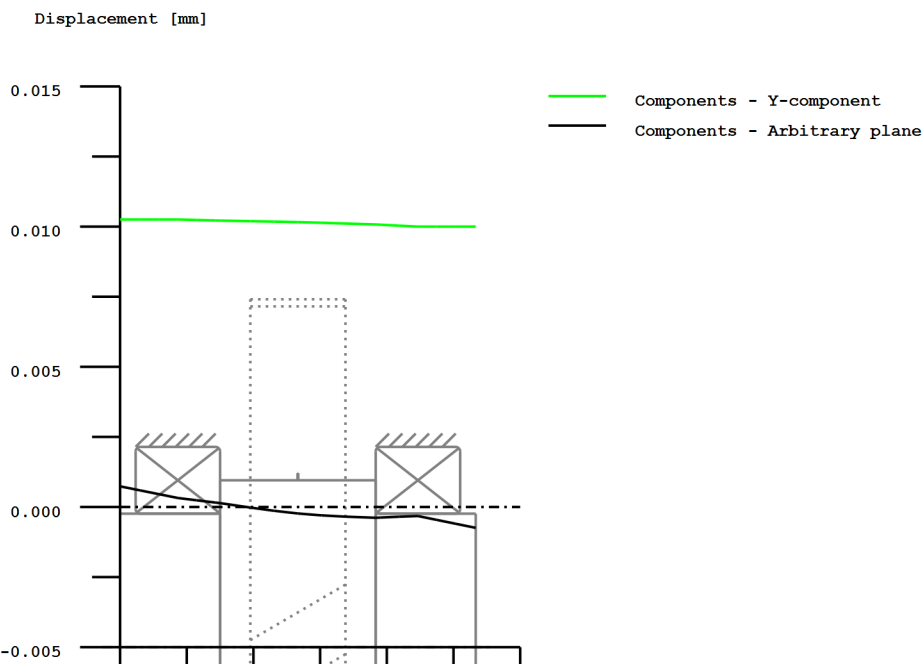
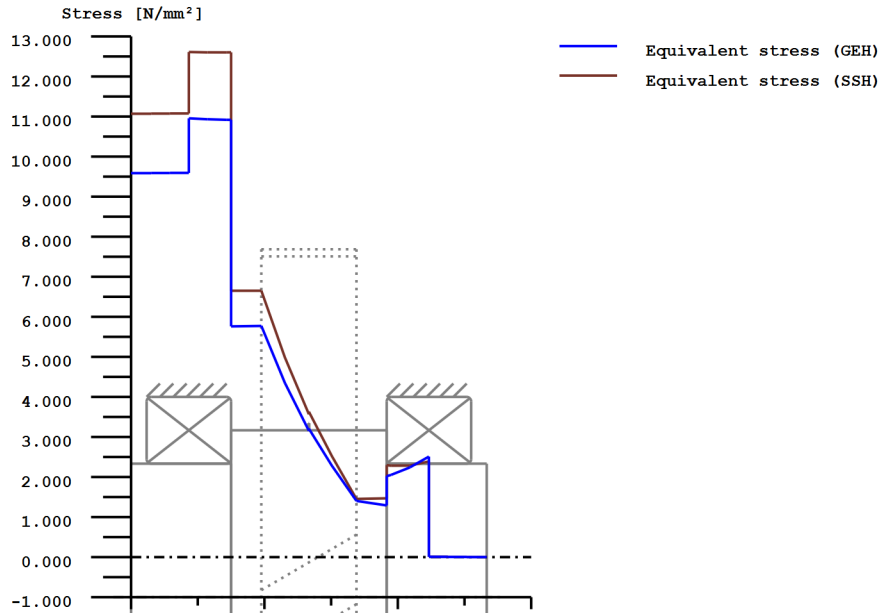


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 89.88328733 °)



GEH(von Mises): $\text{sigV} = \sqrt{((\text{sigB} + \text{sigZ}, \text{D})^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}}$ SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, \text{D})^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$
Figure: Equivalent stress

End of Report

lines: 187

Příloha 3

Výpočet os satelitů

KISSsoft evaluation

Project

Name : DP

File

Name : planeta_1

Changed by: hawkins am: 14.03.2015 um: 07:21:43

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

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	cep
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	160.000
Speed (1/min)	0.00
Sense of rotation: clockwise	

Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ₂)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	9.839
Mass moment of inertia (kg*m ₂)	0.012
Momentum of mass GD ₂ (Nm ₂)	0.483

Label	satelit
Drawing	
Initial position (mm)	20.000
Length (mm)	120.000
Speed (1/min)	16.50
Sense of rotation: clockwise	

Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ₂)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	32.304
Mass moment of inertia (kg*m ₂)	0.550
Momentum of mass GD ₂ (Nm ₂)	21.585

Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry
Reference temperature (°C) 20.000

SHAFT DEFINITION (cep)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) y= 0.00...160.00 (mm)
d=100.00 (mm), l=160.00 (mm), Rz= 8.0

Inner contour

Forces

Bearing

Set fixed bearing left (General bearing) y= 0.00 (mm)
Degrees of freedom
X: fixed, Y: single direction left (u0=0.00 μm), Z: fixed
Rx: free, Ry: free, Rz: free

Set fixed bearing right (General bearing) y= 160.00 (mm)
Degrees of freedom
X: fixed, Y: single direction right (u1=0.00 μm), Z: fixed
Rx: free, Ry: free, Rz: free

SHAFT DEFINITION (satelit)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) y= 0.00...120.00 (mm)
d=300.00 (mm), l=120.00 (mm), Rz= 8.0

Inner contour

Cylinder inside (Cylindrical bore) y= 0.00...120.00 (mm)
d=215.00 (mm), l=120.00 (mm)

Forces

Cylindrical gear (Cylindrical gear) y= 60.00 (mm)
Operating pitch diameter (mm) 274.3548
Spur gear
Working pressure angle at normal section(°) 22.3383

Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	120.0000	
Power	(kW)	25.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-14468.6312	
Axial force	(N)	0.0000	
Shearing force X	(N)	-43340.2912	
Shearing force Z	(N)	105473.8546	
Bending moment X	(Nm)	-0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	0.0000	

Cylindrical gear (Cylindrical gear) y= 60.00 (mm)

Operating pitch diameter	(mm)	293.2759	
Spur gear			
Working pressure angle at normal section(°)		30.0851	
Position of contact point	(°)	90.0000	
Length of load application	(mm)	120.0000	
Power	(kW)	25.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	14468.6312	
Axial force	(N)	-0.0000	
Shearing force X	(N)	98669.0898	
Shearing force Z	(N)	-57162.2740	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-0.0000	

Bearing

CONNECTIONS

Spherical roller bearings SKF *22320EJA/VA405 (Connecting roller bearing) y= 80.00 (mm)

Shaft 'cep' <-> Shaft 'satelit'

Fixed bearing

d = 100.000 (mm), D = 215.000 (mm), B = 73.000 (mm), r = 3.000 (mm)

C = 815.000 (kN), C0 = 950.000 (kN), Cu = 88.000 (kN)

Ctheo = 814.694 (kN), C0theo = 949.757 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 10, Dpw = 162.162 (mm), Dw = 39.471 (mm), Lwe = 36.755 (mm)

di = 126.704 (mm), do = 205.681 (mm), ri = 102.844 (mm), ro = 102.844 (mm), Pd = 0.048 (mm)

Tolerance field Mean value

Tolerance DIN 620:1988 PN

Tolerance shaft k6, 100.014 mm (min = 100.003 mm , max = 100.025 mm)

Tolerance hub H7, 215.023 mm (min = 215.000 mm , max = 215.046 mm)

Change of diametral clearance due to: n = 0 (1/min)

Interference fit -18.89 µm

Temperature 0.00 µm

Shaft and housing roughness 0.00 µm

Total bearing clearance change -13.86 µm, n = 16.5 (1/min)

Bearing clearance DIN 620:1988 C2 (47.50 µm)

Operating bearing clearance 47.50 µm + (-13.86 µm) = 33.64 µm

maximum deflection 92.89 µm (satelit, 20.00 (mm))

Center of mass

cep		80.0	mm
satelit		123.4	mm

Deformation due to torsion

cep	[phi.t]	0.00	°
satelit	[phi.t]	0.00	°

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[uA]	10.00	µm

Rolling bearing service life according to ISO/TS 16281:2008

Shaft 'cep' Bearing 'General bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	0.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-27.664	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-23.949	kN
Bearing reaction force	[Fr]	36.591	kN (-139.12°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	0.076	mrad (0.26')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.088	mrad (-0.3')
Misalignment of bearing	[rr]	0.116	mrad (0.4')

Shaft 'cep' Bearing 'General bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	160.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-27.664	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-23.949	kN
Bearing reaction force	[Fr]	36.591	kN (-139.12°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	-0.076	mrad (-0.26')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.088	mrad (0.3')
Misalignment of bearing	[rr]	0.116	mrad (0.4')

Rolling bearing 'Connecting roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	80.00	mm
Equivalent load	[P]	73.24	kN
Equivalent load	[P0]	73.24	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life	[Lnh]	> 1000000	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm _s /s
Reference viscosity	[nu1]	0.00	mm _s /s
static safety factor	[S0]	12.97	

Calculation with approximate bearings internal geometry

Reference rating service life [Lnrh]		> 1000000	h
--------------------------------------	--	-----------	---

Modified reference rating service life[L_{nrmh}]> 1000000 h

Bearing reaction force	[Fx]	55.329	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	47.995	kN
Bearing reaction force	[Fr]	73.245	kN (40.94°)
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 (-61.18°)
Oil level	[H]	93.125	mm
Torque of friction	[Mloss]	0.639	Nm
Power loss	[Ploss]	1.105	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.061	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.053	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.081	mm (-138.85°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rr]	0.000	mrاد (0')

(*) Note concerning roller bearings with approximated bearing geometry:

The inner geometry of these bearings is not charted in the data base.

The geometry is calculated backwards from C and C0 (values in the manufacturer catalog) according to ISO281.

Therefore the calculated geometry can differ from the real geometry.

This can cause differences in the life time calculation and particularly in the bearing stiffness calculation.

Calculation details:

General statements

Label cep
 Drawing
 Length (mm) [l] 160.00
 Speed (1/min) [n] 0.00

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
 sigB according DIN 743 (at dB) (N/mm₂) [sigB] 700.00
 sigS according DIN 743 (at dB) (N/mm₂) [sigS] 490.00
 [sigzdW] (bei dB) (N/mm₂) 280.00
 [sigbW] (bei dB) (N/mm₂) 350.00
 [tautW] (bei dB) (N/mm₂) 210.00
 Thickness of raw material (mm) [dWerkst] 110.00

Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)
 Material strength calculated from size of raw material
 Geometric size coefficient K1d calculated from raw material diameter
 [sigBeff] (N/mm₂) 547.62
 [sigSeff] (N/mm₂) 350.51
 [sigbF] (N/mm₂) 420.61
 [tautF] (N/mm₂) 242.84
 [sigBRand] (N/mm₂) 628.00

[sigzdW] (N/mm₂) 219.05
 [sigbW] (N/mm₂) 273.81
 [tautW] (N/mm₂) 164.28

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section 'A' Interference fit

Comment
 Position (Y-Coordinate) (mm) [y] 100.00
 External diameter (mm) [da] 100.000
 Inner diameter (mm) [di] 0.000
 Notch effect Interference fit
 Characteristics: Slight interference fit
 Mean roughness (µm) [Rz] 8.000

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Stress: (N) (Nm)				

Mean value	0.0	0.0	0.0	0.0
Amplitude	0.0	2196.2	0.0	36615.0
Maximum value	0.0	3733.5	0.0	62245.5
Cross section, moment of resistance: (mm _c)				
[A, Wb, Wt, A]	7854.0	98174.8	196349.5	7854.0

Stresses: (N/mm _c)				
[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm _c)	0.000	0.000	0.000	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm _c)	0.000	22.370	0.000	6.216
[sigzdm _{max} , sigb _{max} , tau _{max} , tauq _{max}] (N/mm _c)	0.000	38.029	0.000	10.567

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.782		
	[K1(sigS)]	0.715		

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[beta(dB)]	2.072	2.072	1.482
[dB] (mm) = 100.0				
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.945	0.945	0.970
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.945	0.945	0.970
Notch effect coefficient	[beta]	2.072	2.072	1.482
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.827	0.827
Influence coefficient surface roughness				
	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Influence coefficient surface strengthening				
	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.072	2.505	1.792

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm _c)	[sigmV]		0.000	
Equivalent mean stress (N/mm _c)	[taumV]		0.000	
Fatigue limit of part (N/mm _c)	[sigWK]	105.714	109.291	91.657
Influence coeff. mean stress sensitivity.				
	[PsigK]	0.107	0.111	0.091
Permissible amplitude (N/mm _c)	[sigADK]	105.714	109.291	91.657
Margin of safety endurance limit	[S]		4.886	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		407.1	

Present margin of safety
for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[gammaF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm _c)	[sigFK]	350.510	420.612	242.841
Margin of safety yield stress	[S]		11.060	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		921.7	

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..

End of Report

lines: 416

KISSsoft evaluation

Project

Name : DP

File

Name : planeta_2
 Changed by: hawkins am: 14.03.2015 um: 07:59:28

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	300.000
Speed (1/min)	0.00
Sense of rotation: clockwise	

Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ₂)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	22.323
Mass moment of inertia (kg*m _x ²)	0.034
Momentum of mass GD2 (Nm _x)	1.325

Label	Shaft 2
Drawing	
Initial position (mm)	50.000
Length (mm)	215.000
Speed (1/min)	4.30
Sense of rotation: clockwise	

Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ₂)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	66.109
Mass moment of inertia (kg*m _x ²)	1.074
Momentum of mass GD2 (Nm _x)	42.154

Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry	

Reference temperature (°C) 20.000

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) y= 0.00...300.00 (mm)
d=110.00 (mm), l=300.00 (mm), Rz= 8.0

Inner contour

Forces

Bearing

Set fixed bearing left (General bearing) y= 1.00 (mm)

Degrees of freedom
X: fixed, Y: single direction left (u0=0.00 μm), Z: fixed
Rx: free, Ry: free, Rz: free

Set fixed bearing right (General bearing) y= 300.00 (mm)

Degrees of freedom
X: fixed, Y: single direction right (u1=0.00 μm), Z: fixed
Rx: free, Ry: free, Rz: free

SHAFT DEFINITION (Shaft 2)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) y= 0.00...215.00 (mm)
d=300.00 (mm), l=215.00 (mm), Rz= 8.0

Inner contour

Cylinder inside (Cylindrical bore) y= 0.00...215.00 (mm)
d=200.00 (mm), l=215.00 (mm)

Forces

Cylindrical gear (Cylindrical gear) y= 107.00 (mm)

Operating pitch diameter	(mm)	344.8372
Spur gear		
Working pressure angle at normal section(°)		22.3116
Position of contact point	(°)	0.0000

Length of load application	(mm)	215.0000	
Power	(kW)	25.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-55519.1662	
Axial force	(N)	0.0000	
Shearing force X	(N)	-132138.5884	
Shearing force Z	(N)	322002.1778	
Bending moment X	(Nm)	-0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	0.0000	

Cylindrical gear (Cylindrical gear) y= 107.00 (mm)

Operating pitch diameter	(mm)	361.6585	
Spur gear			
Working pressure angle at normal section(°)		28.1028	
Position of contact point	(°)	90.0000	
Length of load application	(mm)	215.0000	
Power	(kW)	25.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	55519.1662	
Axial force	(N)	-0.0000	
Shearing force X	(N)	307025.3323	
Shearing force Z	(N)	-163955.6475	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-0.0000	

Bearing

CONNECTIONS

Spherical roller bearings SKF *22222E (Connecting roller bearing) y= 100.00 (mm)

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'
 Set fixed bearing left
 d = 110.000 (mm), D = 200.000 (mm), B = 53.000 (mm), r = 2.100 (mm)
 C = 560.000 (kN), C0 = 640.000 (kN), Cu = 63.000 (kN)
 Ctheo = 559.577 (kN), C0theo = 639.860 (kN)
 Calculation with approximate bearings internal geometry (*)
 Z = 11, Dpw = 159.588 (mm), Dw = 33.674 (mm), Lwe = 25.131 (mm)
 di = 128.058 (mm), do = 195.464 (mm), ri = 97.732 (mm), ro = 97.732 (mm), Pd = 0.058 (mm)
 Bearing clearance DIN 620:1988 C2 (57.50 µm)

Spherical roller bearings SKF *22222E (Connecting roller bearing) y= 214.00 (mm)

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'
 Set fixed bearing right
 d = 110.000 (mm), D = 200.000 (mm), B = 53.000 (mm), r = 2.100 (mm)
 C = 560.000 (kN), C0 = 640.000 (kN), Cu = 63.000 (kN)
 Ctheo = 559.577 (kN), C0theo = 639.860 (kN)
 Calculation with approximate bearings internal geometry (*)
 Z = 11, Dpw = 159.588 (mm), Dw = 33.674 (mm), Lwe = 25.131 (mm)
 di = 128.065 (mm), do = 195.456 (mm), ri = 97.732 (mm), ro = 97.732 (mm), Pd = 0.058 (mm)
 Tolerance field Mean value
 Tolerance DIN 620:1988 PN
 Tolerance shaft k6, 110.014 mm (min = 110.003 mm , max = 110.025 mm)
 Tolerance hub H7, 200.023 mm (min = 200.000 mm , max = 200.046 mm)
 Change of diametral clearance due to: n = 0 (1/min)
 Interference fit -20.58 µm
 Temperature 0.00 µm

Shaft and housing roughness	0.00 μm
Total bearing clearance change	-15.09 μm , $n = 4.3$ (1/min)
Bearing clearance	DIN 620:1988 C2 (57.50 μm)
Operating bearing clearance	57.50 μm + (-15.09 μm) = 42.41 μm

maximum deflection 188.14 μm (Shaft 2, 50.00 (mm))

Center of mass

Shaft 1	150.0 mm
Shaft 2	193.5 mm

Deformation due to torsion

Shaft 1	[phi.t]	0.00	°
Shaft 2	[phi.t]	0.00	°

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[uA]	10.00	μm
Rolling bearing service life according to ISO/TS 16281:2008			

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'General bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	1.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-83.641	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-75.169	kN
Bearing reaction force	[Fr]	112.455	kN (-138.05°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	0.501	mrاد (1.72')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.557	mrاد (-1.92')
Misalignment of bearing	[rr]	0.750	mrاد (2.58')

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'General bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	300.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-91.245	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-82.011	kN
Bearing reaction force	[Fr]	122.684	kN (-138.05°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	0.000	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	-0.511	mrاد (-1.76')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.568	mrاد (1.95')
Misalignment of bearing	[rr]	0.764	mrاد (2.63')

Rolling bearing 'Connecting roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	100.00	mm
Equivalent load	[P]	117.64	kN
Equivalent load	[P0]	117.64	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life	[Lnh]	703228.12	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm _e /s
Reference viscosity	[nu1]	0.00	mm _e /s
static safety factor	[S0]	5.44	
Calculation with approximate bearings internal geometry			
Reference rating service life [Lnrh]		> 1000000	h
Modified reference rating service life [Lnrhm]		> 1000000	h
Bearing reaction force	[Fx]	87.443	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	78.702	kN
Bearing reaction force	[Fr]	117.645	kN (41.99°)
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 (90°)
Oil level	[H]	88.750	mm
Torque of friction	[Mloss]	0.331	Nm
Power loss	[Ploss]	0.149	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.077	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.071	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.105	mm (-137.39°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.313	mrاد (1.08')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.348	mrاد (-1.2')
Misalignment of bearing	[rr]	0.469	mrاد (1.61')

Rolling bearing 'Connecting roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	214.00	mm
Equivalent load	[P]	117.64	kN
Equivalent load	[P0]	117.64	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life	[Lnh]	703303.95	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm _e /s
Reference viscosity	[nu1]	0.00	mm _e /s
static safety factor	[S0]	5.44	
Calculation with approximate bearings internal geometry			
Reference rating service life [Lnrh]		> 1000000	h
Modified reference rating service life [Lnrhm]		> 1000000	h
Bearing reaction force	[Fx]	87.443	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	78.696	kN
Bearing reaction force	[Fr]	117.641	kN (41.99°)
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 (0°)
Oil level	[H]	88.750	mm
Torque of friction	[Mloss]	0.331	Nm
Power loss	[Ploss]	0.149	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.074	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	mm

Displacement of bearing	[uz]	-0.068	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.100	mm (-137.35°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.245	mrاد (-0.84')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.273	mrاد (0.94')
Misalignment of bearing	[rr]	0.367	mrاد (1.26')

(*) Note concerning roller bearings with approximated bearing geometry:

The inner geometry of these bearings is not charted in the data base.

The geometry is calculated backwards from C and C0 (values in the manufacturer catalog) according to ISO281.

Therefore the calculated geometry can differ from the real geometry.

This can cause differences in the life time calculation and particularly in the bearing stiffness calculation.

Strength calculation as specified in

DIN 743:2012

Summary

Label Shaft 1
Drawing

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 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)				
A	100.00		Interference fit		
Results:					
Cross section	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
A	2.06	1.00	0.82	1.26	2.85
Nominal safety:				1.20	1.20

Abbreviations:
Kfb: Notch factor bending
Kfsig: Surface factor
K2d: Size coefficient bending
SD: Safety endurance limit
SS: Safety against yield point

The requirements of the safety proof of the shaft are:

satisfied [x] not satisfied []

Design engineer:..... Date:..... Signature:.....

Calculation details:

General statements

Label	Shaft 1		
Drawing			
Length (mm)	[l]	300.00	
Speed (1/min)	[n]	0.00	

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	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
sigB according DIN 743 (at dB) (N/mm ₂)	[sigB]	700.00
sigS according DIN 743 (at dB) (N/mm ₂)	[sigS]	490.00
[sigzdW] (bei dB) (N/mm ₂)		280.00
[sigbW] (bei dB) (N/mm ₂)		350.00
[tautW] (bei dB) (N/mm ₂)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	120.00

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

Material strength calculated from size of raw material

Geometric size coefficient K1d calculated from raw material diameter

[sigBeff] (N/mm ₂)	540.74
[sigSeff] (N/mm ₂)	344.21
[sigbF] (N/mm ₂)	413.06
[tautF] (N/mm ₂)	238.48
[sigBRand] (N/mm ₂)	628.00

[sigzdW] (N/mm ₂)	216.30
[sigbW] (N/mm ₂)	270.37
[tautW] (N/mm ₂)	162.22

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section 'A' Interference fit

Comment		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	100.00
External diameter (mm)	[da]	110.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect	Interference fit	
Characteristics:	Slight interference fit	
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

			Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Stress: (N) (Nm)						

Mean value	-0.0	0.0	0.0	0.0
Amplitude	0.0	11135.5	0.0	112503.4
Maximum value	-0.0	18930.4	0.0	191255.8
Cross section, moment of resistance: (mm _c)				
[A, Wb, Wt, A]	9503.3	130670.6	261341.2	9503.3

Stresses: (N/mm _c)				
[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm _c)	-0.000	0.000	0.000	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm _c)	0.000	85.218	0.000	15.784
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm _c)	-0.000	144.871	0.000	26.834

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.772		
	[K1(sigS)]	0.702		

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[beta(dB)]	2.062	2.062	1.478
[dB] (mm) = 110.0				
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.944	0.944	0.970
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.944	0.944	0.970
Notch effect coefficient	[beta]	2.062	2.062	1.478
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.821	0.821
Influence coefficient surface roughness				
	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Influence coefficient surface strengthening				
	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.062	2.512	1.801

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm _c)	[sigmV]		0.000	
Equivalent mean stress (N/mm _c)	[taumV]		0.000	
Fatigue limit of part (N/mm _c)	[sigWK]	104.911	107.627	90.093
Influence coeff. mean stress sensitivity.				
	[PsigK]	0.107	0.111	0.091
Permissible amplitude (N/mm _c)	[sigADK]	104.911	107.627	90.093
Margin of safety endurance limit	[S]		1.263	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		105.2	

Present margin of safety
for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[gammaF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm _c)	[sigFK]	344.215	413.058	238.479
Margin of safety yield stress	[S]		2.851	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		237.6	

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..

End of Report

lines: 460

Příloha 4

Výpočet ložisek unášečů

KISSsoft evaluation

File

Name : loz_stred
Changed by: hawkins am: 09.05.2015 um: 23:00:15

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

1-> Bearing1:

The minimal load of the bearing is not achieved!

(P = 1.2 kN, Pmind = 74.8 kN, Condition: P/C > 4.000 %)

ROLLING BEARING ANALYSIS

Calculation method: ISO 281:2007 und Herstellerangaben

- With constant a23-factor (1.0)

General data:

Speed (1/min) 4.500
Axial force (N) 0.000
Required service life (h) 15000.000

Rolling bearing No. 1:

Bearing type SKF NCF 18/750 V
Type Cylindrical roller bearing (single row, full complement)
Only radial load
Radial force (N) [Fr] 1231.000
Axial force (N) [Fa] 0.000

Inner diameter (mm) [d] 750.000
External diameter (mm) [D] 920.000
Width (mm) [B] 78.000
Basic dynamic load rating (kN) [C] 1870.000
Basic static load rating (kN) [C0] 4500.000
Speed limit (oil) (1/min) [n.max] 300
Dynamic equivalent load (N) [P] 1231.000
Static equivalent load (N) [P0] 1231.000
Torque of friction (Nmm) [M] 11115.441

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

Service life (h) [Lh] 149250140233230.660
Static safety factor [S0] 3655.565

Rolling bearing No. 2:

Bearing type SKF NCF 1864 V
Type Cylindrical roller bearing (single row, full complement)
Only radial load
Radial force (N) [Fr] 24509.000
Axial force (N) [Fa] 0.000

Inner diameter (mm) [d] 320.000
External diameter (mm) [D] 400.000
Width (mm) [B] 38.000
Basic dynamic load rating (kN) [C] 440.000
Basic static load rating (kN) [C0] 900.000
Speed limit (oil) (1/min) [n.max] 800
Dynamic equivalent load (N) [P] 24509.000
Static equivalent load (N) [P0] 24509.000
Torque of friction (Nmm) [M] 1034.209

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

Service life (h) [Lh] 56112530.104
Static safety factor [S0] 36.721

Rolling bearing No. 3:

Bearing type SKF NCF 1864 V
 Type Cylindrical roller bearing (single row, full complement)
 Only radial load
 Radial force (N) [Fr] 46759.000
 Axial force (N) [Fa] 0.000

Inner diameter (mm) [d] 320.000
 External diameter (mm) [D] 400.000
 Width (mm) [B] 38.000
 Basic dynamic load rating (kN) [C] 440.000
 Basic static load rating (kN) [CO] 900.000
 Speed limit (oil) (1/min) [n.max] 800
 Dynamic equivalent load (N) [P] 46759.000
 Static equivalent load (N) [P0] 46759.000
 Torque of friction (Nmm) [M] 1266.704

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

Service life (h) [Lh] 6515200.349
 Static safety factor [S0] 19.248

Torque of friction M is calculated according to the indications in the SKF catalog 2004..

End of Report lines: 95

Příloha 5

Výpočet drážkování

KISSsoft Release 03/2013

KISSsoft evaluation

Project

Name : DP

File

Name : 1_drazkovani

Changed by: hawkins am: 22.02.2015 um: 17:22:07

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

1-> For the raw diameter (630 mm) of the material (C45 (1))

the database has no values

for tensile stress and yield point !

Guessed values are assumed.

For the input of material data:

Call the KISSsoft database tool in the menu Extras

Spline [M02c]

Calculation method: G.Niemann, Maschinenelemente I, 4th Edition, 2005.

Label	DIN 5480:2006 (Complete)	
Number of teeth	[z]	34
Module (mm)	[m]	5.00
Tip diameter, shaft (mm)	[da1]	179.00
Tip diameter, hub (mm)	[da2]	170.00
Profile shift coefficient	[x]	0.4500
Supporting length (mm)	[l _{tr}]	55.00
Maximal circumferential force (N)	[F _t]	318326.65
Maximal circumferential force per tooth (N)	[F _t /z]	9362.55
Diameter of application of force (mm)	[d _m]	174.50
Tooth height (mm)	[h]	4.50
Distance a ₀ (mm)	[a ₀]	140.00
Length factor	[k ₁]	1.03
Participation factor (equivalent)	[k _{phibeq}]	2.00
Participation factor (maximum load)	[k _{phibmax}]	1.70
Nominal torque (Nm)	[T _{nenn}]	18516.00
Application factor	[K _A]	1.50
Service torque (Nm)	[T _{eq}]	27774.00
Maximum torque (Nm)	[T _{max}]	27774.00
Number of load peaks	[NL]	100
Torque curve: No alternating torque		
Load direction changing coefficient	[f _w]	1.00
Manufacturing tolerances according to Niemann		H9

Shaft

Material 42 CrMo 4 (1)
Type Through hardened steel

Treatment		alloyed, through hardened
Tensile strength (N/mm _c)	[Rm]	750.00 (d=160-250mm)
Yield point (N/mm _c)	[Rp]	500.00 (d=160-250mm)
Surface on shaft (mm _c)	[Flw]	8415.00
Tip diameter (mm)	[da1]	179.00
Pressure stress (equiv. load) (N/mm _c)	[peq]	77.93
Pressure stress (maxim. load) (N/mm _c)	[pmax]	77.93
Support factor	[fs]	1.20
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm _c)	[pzuleq]	600.00
Permissible pressure (N/mm _c)	[pzulmax]	900.00
fw * pzul / peq		7.70
fL * pzul / pmax		11.55
Required safety		1.00
Minimal safety		7.70

Hub

Material		C45 (1)
Type		Through hardened steel
Treatment		unalloyed, through hardened
Tensile strength (N/mm _c)	[Rm]	350.00 (d= 0- 0mm)
Yield point (N/mm _c)	[Rp]	245.00 (d= 0- 0mm)
Surface on hub (mm _c)	[Fln]	8415.00
Tip diameter (mm)	[da2]	-170.00
Small external diameter (mm)	[D1]	625.00
Bi+B75g external diameter (mm)	[D2]	625.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	55.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	625.00
Pressure stress (equiv. load) (N/mm _c)	[peq]	77.93
Pressure stress (maxim. load) (N/mm _c)	[pmax]	77.93
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm _c)	[pzuleq]	367.50
Permissible pressure (N/mm _c)	[pzulmax]	551.25
fw * pzul / peq		4.72
fL * pzul / pmax		7.07
Required safety		1.00
Minimal safety		4.72

Remarks:

Pressure load: $p(eq,max) = k_{\text{hib}}(eq,max) \cdot k_1 \cdot M \cdot 2000 / (d_m \cdot h \cdot z)$
Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:1998/ fig. 6
 $pzuleq = fs \cdot fH \cdot fw \cdot (Rm, Rp)$
 $pzulmax = fs \cdot fH \cdot fL \cdot (Rm, Rp)$
(Rm: for brittle material; Rp: for ductile material)

KISSsoft evaluation

Project

Name : DP

File

Name : 2_drazkovani

Changed by: hawkins am: 22.02.2015 um: 17:22:54

Spline [M02c]

Calculation method: G.Niemann, Maschinenelemente I, 4th Edition, 2005.

Label	DIN 5480:2006 (Complete)	
Number of teeth	[z]	24
Module (mm)	[m]	5.00
Tip diameter, shaft (mm)	[da1]	129.00
Tip diameter, hub (mm)	[da2]	120.00
Profile shift coefficient	[x]	0.4500
Supporting length (mm)	[l _{tr}]	55.00
Maximal circumferential force (N)	[F _t]	446168.67
Maximal circumferential force per tooth (N)	[F _t /z]	18590.36
Diameter of application of force (mm)	[d _m]	124.50
Tooth height (mm)	[h]	4.50
Distance a ₀ (mm)	[a ₀]	220.00
Length factor	[k ₁]	1.03
Participation factor (equivalent)	[k _{phibeq}]	2.00
Participation factor (maximum load)	[k _{phibmax}]	1.70
Nominal torque (Nm)	[T _{enn}]	18516.00
Application factor	[K _A]	1.50
Service torque (Nm)	[T _{eq}]	27774.00
Maximum torque (Nm)	[T _{max}]	27774.00
Number of load peaks	[N _L]	1000
Torque curve: No alternating torque		
Load direction changing coefficient	[f _w]	1.00
Manufacturing tolerances according to Niemann		H9

Shaft

Material	42 CrMo 4 (1)	
Type	Through hardened steel	
Treatment	alloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ₂)	[R _m]	800.00 (d=100-160mm)
Yield point (N/mm ₂)	[R _p]	550.00 (d=100-160mm)
Surface on shaft (mm ₂)	[F _{l_w}]	5940.00
Tip diameter (mm)	[da1]	129.00
Pressure stress (equiv. load) (N/mm ₂)	[p _{eq}]	154.23
Pressure stress (maxim. load) (N/mm ₂)	[p _{max}]	154.23
Support factor	[f _s]	1.20

Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm _⊥)	[pzuleq]	660.00
Permissible pressure (N/mm _⊥)	[pzulmax]	990.00
fw * pzul / peq		4.28
fL * pzul / pmax		6.42
Required safety		1.00
Minimal safety		4.28

Hub

Material		42 CrMo 4 (1)
Type		Through hardened steel
Treatment		alloyed, through hardened
Tensile strength (N/mm _⊥)	[Rm]	750.00 (d=160-250mm)
Yield point (N/mm _⊥)	[Rp]	500.00 (d=160-250mm)
Surface on hub (mm _⊥)	[FIn]	5940.00
Tip diameter (mm)	[da2]	-120.00
Small external diameter (mm)	[D1]	172.00
Bi+B75g external diameter (mm)	[D2]	172.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	55.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	172.00
Pressure stress (equiv. load) (N/mm _⊥)	[peq]	154.23
Pressure stress (maxim. load) (N/mm _⊥)	[pmax]	154.23
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm _⊥)	[pzuleq]	750.00
Permissible pressure (N/mm _⊥)	[pzulmax]	1125.00
fw * pzul / peq		4.86
fL * pzul / pmax		7.29
Required safety		1.00
Minimal safety		4.86

Remarks:

Pressure load: $p(eq,max) = k_{phib}(eq,max) \cdot k_1 \cdot M \cdot 2000 / (d_m \cdot h \cdot z)$

Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:1998/ fig. 6

$pzuleq = fs \cdot fH \cdot fw \cdot (Rm, Rp)$

$pzulmax = fs \cdot fH \cdot fL \cdot (Rm, Rp)$

(Rm: for brittle material; Rp: for ductile material)

End of Report

lines: 104

KISSsoft evaluation

Project

Name : DP

File

Name : 3_drazkovani

Changed by: hawkins am: 22.02.2015 um: 17:23:31

Spline [M02c]

Calculation method: G.Niemann, Maschinenelemente I, 4th Edition, 2005.

Label	DIN 5480:2006 (Complete)	
Number of teeth	[z]	26
Module (mm)	[m]	10.00
Tip diameter, shaft (mm)	[da1]	278.00
Tip diameter, hub (mm)	[da2]	260.00
Profile shift coefficient	[x]	0.4500
Supporting length (mm)	[l _{tr}]	60.00
Maximal circumferential force (N)	[F _t]	1229364.31
Maximal circumferential force per tooth (N)	[F _t /z]	47283.24
Diameter of application of force (mm)	[d _m]	269.00
Tooth height (mm)	[h]	9.00
Distance a ₀ (mm)	[a ₀]	65.00
Length factor	[k ₁]	1.03
Participation factor (equivalent)	[k _{phibeq}]	1.30
Participation factor (maximum load)	[k _{phibmax}]	1.10
Nominal torque (Nm)	[T _{enn}]	110233.00
Application factor	[K _A]	1.50
Service torque (Nm)	[T _{eq}]	165349.50
Maximum torque (Nm)	[T _{max}]	165349.50
Number of load peaks	[N _L]	1000
Torque curve: No alternating torque		
Load direction changing coefficient	[f _w]	1.00
Manufacturing tolerances according to Niemann		H7

Shaft

Material	42 CrMo 4 (3)	
Type	Through hardened steel	
Treatment	nitrided	
Tensile strength (N/mm ₂)	[R _m]	690.00 (d=250-500mm)
Yield point (N/mm ₂)	[R _p]	460.00 (d=250-500mm)
Surface on shaft (mm ₂)	[F _{lw}]	14040.00
Tip diameter (mm)	[da1]	278.00
Pressure stress (equiv. load) (N/mm ₂)	[p _{eq}]	117.24
Pressure stress (maxim. load) (N/mm ₂)	[p _{max}]	117.24
Support factor	[f _s]	1.20

Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm _e)	[pzuleq]	552.00
Permissible pressure (N/mm _e)	[pzulmax]	828.00
fw * pzul / peq		4.71
fL * pzul / pmax		7.06
Required safety		1.00
Minimal safety		4.71

Hub

Material		34 CrNiMo 6 (2)
Type		Through hardened steel
Treatment		flame/ind. hardened
Tensile strength (N/mm _e)	[Rm]	740.00 (d=250-500mm)
Yield point (N/mm _e)	[Rp]	540.00 (d=250-500mm)
Surface on hub (mm _e)	[Fln]	14040.00
Tip diameter (mm)	[da2]	-260.00
Small external diameter (mm)	[D1]	490.00
Bi+B75g external diameter (mm)	[D2]	490.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	60.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	490.00
Pressure stress (equiv. load) (N/mm _e)	[peq]	117.24
Pressure stress (maxim. load) (N/mm _e)	[pmax]	117.24
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.15
Permissible pressure (N/mm _e)	[pzuleq]	931.50
Permissible pressure (N/mm _e)	[pzulmax]	1397.25
fw * pzul / peq		7.94
fL * pzul / pmax		11.92
Required safety		1.00
Minimal safety		7.94

Remarks:

Pressure load: $p(eq,max) = k_{phib}(eq,max) \cdot k_1 \cdot M \cdot 2000 / (d_m \cdot i \cdot h \cdot z)$

Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:1998/ fig. 6

$pzuleq = fs \cdot fH \cdot fw \cdot (Rm, Rp)$

$pzulmax = fs \cdot fH \cdot fL \cdot (Rm, Rp)$

(Rm: for brittle material; Rp: for ductile material)

End of Report

lines: 104

KISSsoft evaluation

Project

Name : DP

File

Name : 4_drazkovani

Changed by: hawkins am: 22.02.2015 um: 17:23:55

Spline [M02c]

Calculation method: G.Niemann, Maschinenelemente I, 4th Edition, 2005.

Label	DIN 5480:2006 (Complete)	
Number of teeth	[z]	20
Module (mm)	[m]	10.00
Tip diameter, shaft (mm)	[da1]	208.00
Tip diameter, hub (mm)	[da2]	190.00
Profile shift coefficient	[x]	-0.0500
Supporting length (mm)	[l _{tr}]	60.00
Maximal circumferential force (N)	[F _t]	1661804.02
Maximal circumferential force per tooth (N)	[F _t /z]	83090.20
Diameter of application of force (mm)	[d _m]	199.00
Tooth height (mm)	[h]	9.00
Distance a ₀ (mm)	[a ₀]	120.00
Length factor	[k ₁]	1.02
Participation factor (equivalent)	[k _{phibeq}]	2.00
Participation factor (maximum load)	[k _{phibmax}]	1.70
Nominal torque (Nm)	[T _{enn}]	110233.00
Application factor	[K _A]	1.50
Service torque (Nm)	[T _{eq}]	165349.50
Maximum torque (Nm)	[T _{max}]	165349.50
Number of load peaks	[N _L]	1000
Torque curve: No alternating torque		
Load direction changing coefficient	[f _w]	1.00
Manufacturing tolerances according to Niemann		H9

Shaft

Material	34 CrNiMo 6 (1)	
Type	Through hardened steel	
Treatment	alloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ₂)	[R _m]	800.00 (d=160-250mm)
Yield point (N/mm ₂)	[R _p]	600.00 (d=160-250mm)
Surface on shaft (mm ₂)	[F _{lw}]	10800.00
Tip diameter (mm)	[da1]	208.00
Pressure stress (equiv. load) (N/mm ₂)	[p _{eq}]	314.67
Pressure stress (maxim. load) (N/mm ₂)	[p _{max}]	314.67
Support factor	[f _s]	1.20

Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm _c)	[pzuleq]	720.00
Permissible pressure (N/mm _c)	[pzulmax]	1080.00
fw * pzul / peq		2.29
fL * pzul / pmax		3.43
Required safety		1.00
Minimal safety		2.29

Hub

Material		42 CrMo 4 (3)
Type		Through hardened steel
Treatment		nitrided
Tensile strength (N/mm _c)	[Rm]	690.00 (d=250-500mm)
Yield point (N/mm _c)	[Rp]	460.00 (d=250-500mm)
Surface on hub (mm _c)	[Fln]	10800.00
Tip diameter (mm)	[da2]	-190.00
Small external diameter (mm)	[D1]	260.00
Bi+B75g external diameter (mm)	[D2]	260.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	60.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	260.00
Pressure stress (equiv. load) (N/mm _c)	[peq]	314.67
Pressure stress (maxim. load) (N/mm _c)	[pmax]	314.67
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible pressure (N/mm _c)	[pzuleq]	690.00
Permissible pressure (N/mm _c)	[pzulmax]	1035.00
fw * pzul / peq		2.19
fL * pzul / pmax		3.29
Required safety		1.00
Minimal safety		2.19

Remarks:

Pressure load: $p(eq,max) = k_{phib}(eq,max) \cdot k_1 \cdot M \cdot 2000 / (d_m \cdot i \cdot h \cdot z)$

Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:1998/ fig. 6

$pzuleq = fs \cdot fH \cdot fw \cdot (Rm, Rp)$

$pzulmax = fs \cdot fH \cdot fL \cdot (Rm, Rp)$

(Rm: for brittle material; Rp: for ductile material)

End of Report

lines: 104

Příloha 6

Výpočet šroubových spojů

SPOJENI PLOCH SROUBY,KOLIKY, PERY A DALŠ. NOSN. PRVKY

1. planetový stupeň – skříň šnekového převodu

Bakowsky . 01-01-88

ZADANE HODNOTY

VNEJSI PRUMER SPOJOVANE PLOCHY : 977. mm

VNITRNI PRUMER SPOJOVANE PLOCHY : 875. mm

POCET VRSTEV SPOJ. MATERIALU : 2

1. VRSTVA : TLOUSTKA 35.0 mm

MODUL PRUZNOSTI V TAHU 210000. MPa

MODUL PRUZNOSTI VE SMYKU 80500. MPa

POISSONOVO CISLO .30

2. VRSTVA : TLOUSTKA 35.0 mm

MODUL PRUZNOSTI V TAHU 210000. MPa

MODUL PRUZNOSTI VE SMYKU 80500. MPa

POISSONOVO CISLO .30

SROUB : PRUMER ZAVITU 16.0 mm

STOUPANI 2.0 mm

DELKA MATICE 80.0 mm

MATERIAL SROUBU 5D

PEVNOST MATERIALU 490. MPa

PREDEPNUTI SROUBU 21933.7 N

UTAHOVACI MOMENT 90.0 Nm

ZADANE SOURADNICE SROUBU :

X (1, 1) = -61.0 mm Y (1, 1) = 463.0 mm

X (1, 2) = -178.7 mm Y (1, 2) = 431.5 mm

X (1, 3) = -284.3 mm Y (1, 3) = 370.5 mm

$X(1, 4) = -370.5 \text{ mm}$	$Y(1, 4) = 284.3 \text{ mm}$
$X(1, 5) = -431.5 \text{ mm}$	$Y(1, 5) = 178.7 \text{ mm}$
$X(1, 6) = -463.0 \text{ mm}$	$Y(1, 6) = 61.0 \text{ mm}$
$X(1, 7) = -463.0 \text{ mm}$	$Y(1, 7) = -61.0 \text{ mm}$
$X(1, 8) = -431.5 \text{ mm}$	$Y(1, 8) = -178.7 \text{ mm}$
$X(1, 9) = -370.5 \text{ mm}$	$Y(1, 9) = -284.3 \text{ mm}$
$X(1, 10) = -284.3 \text{ mm}$	$Y(1, 10) = -370.5 \text{ mm}$
$X(1, 11) = -178.7 \text{ mm}$	$Y(1, 11) = -431.5 \text{ mm}$
$X(1, 12) = -61.0 \text{ mm}$	$Y(1, 12) = -463.0 \text{ mm}$
$X(1, 13) = 61.0 \text{ mm}$	$Y(1, 13) = -463.0 \text{ mm}$
$X(1, 14) = 178.7 \text{ mm}$	$Y(1, 14) = -431.5 \text{ mm}$
$X(1, 15) = 284.3 \text{ mm}$	$Y(1, 15) = -370.5 \text{ mm}$
$X(1, 16) = 370.5 \text{ mm}$	$Y(1, 16) = -284.3 \text{ mm}$
$X(1, 17) = 431.5 \text{ mm}$	$Y(1, 17) = -178.7 \text{ mm}$
$X(1, 18) = 463.0 \text{ mm}$	$Y(1, 18) = -61.0 \text{ mm}$
$X(1, 19) = 463.0 \text{ mm}$	$Y(1, 19) = 61.0 \text{ mm}$
$X(1, 20) = 431.5 \text{ mm}$	$Y(1, 20) = 178.7 \text{ mm}$
$X(1, 21) = 370.5 \text{ mm}$	$Y(1, 21) = 284.3 \text{ mm}$
$X(1, 22) = 284.3 \text{ mm}$	$Y(1, 22) = 370.5 \text{ mm}$
$X(1, 23) = 178.7 \text{ mm}$	$Y(1, 23) = 431.5 \text{ mm}$
$X(1, 24) = 61.0 \text{ mm}$	$Y(1, 24) = 463.0 \text{ mm}$

SPOJENI PLOCH SROUBY, KOLIKY, PERY A DALŠ. NOSN. PRVKY

ROZMERY A SOURADNICE PRIC. KOLIKU :

PRUMER $D = 16. \text{ mm}$

DELKA $L = 70. \text{ mm}$

$X(1) = 215.5 \text{ mm}$	$Y(1) = 414.0 \text{ mm}$
$X(2) = -215.5 \text{ mm}$	$Y(2) = 414.0 \text{ mm}$
$X(3) = -215.5 \text{ mm}$	$Y(3) = -414.0 \text{ mm}$
$X(4) = 215.5 \text{ mm}$	$Y(4) = -414.0 \text{ mm}$

DALSI ZADANE NOSNE PRVKY :

NOSNE PRVKY NESOUCI V TECNE ROVINE (OBECNEM SMERU) :

POCET PRVKU : 1

ZADANA TUHOST : 999000. N/mm

SOURADNICE :

$X(1, 1) = .0 \text{ mm}$ $Y(1, 1) = .0 \text{ mm}$

SPOJENI PLOCH SROUBY, KOLIKY, PERY A DALŠ. NOSN. PRVKY

ZATIZENI SPOJOVANE PLOCHY :

$F_x = .0 \text{ N}$ $F_y = -23151.0 \text{ N}$ $F_z = .0 \text{ N}$

$M_x = .0 \text{ Nm}$ $M_y = .0 \text{ Nm}$ $M_z = .0 \text{ Nm}$

PUSOBISTE VNEJSICH SIL :

$x = 678.0 \text{ mm}$ $y = 114.0 \text{ mm}$ $z = 202.0 \text{ mm}$

SOUCINITEL BEZPECNOSTI :

PROTI ODLEHNUTI 12.82

PROTI PROKLOUZNUTI 4.55

PROTI PROTOCENI 3.13

SOURADNICE STREDU PRUZNOSTI V NORMALNEM SMERU :

$X = .0 \text{ mm}$ $Y = .0 \text{ mm}$

SOURADNICE STREDU PRUZNOSTI V TECNEM SMERU :

$X = .0 \text{ mm}$ $Y = -8.5 \text{ mm}$

VYSLEDNE POSUNUTI V MISTE PUSOBISTE VNEJSIHO ZATIZENI

$D_x = .1418\text{E-}03 \text{ mm}$

$D_y = -.1016\text{E-}03 \text{ mm}$

$D_z = .6693\text{E-}05 \text{ mm}$

MAXIMALNI ZATIZENI A NAMAHANI SPOJOVACICH PRVKU

SROUBY :

SOURAD. MAX. ZATIZENEHO SROUBU : $X_S = -61.0 \text{ mm}$

$Y_S = 463.0 \text{ mm}$

ZATIZENI SROUBU : NORMALNE 21942. N

TECNE 0. N

NAMAHANI TAHOVE 140.1 MPa

OHYBOVE .1 MPa

NORMALNE 140.2 MPa

SMYKOVE .0 MPa

TLAK V ZAVITU 14.6 MPa

PRICNY KOLIK

SOURADN. MAXIM. ZATIZENEHO KOLIKU : $X_K = -215.5 \text{ mm}$

$Y_K = 414.0 \text{ mm}$

ZATIZENI KOLIKU 93.9 N

NAPETI V OHYBU .4 MPa

NAPETI VE SMYKU .5 MPa

TLAK NA KOLIK .2 MPa

ZATIZENI DALSICH PRVKU

PRVKY NESOUCI VE SMERU TECNEM (OBECNE) $F = 65.9 \text{ N}$

SPOJENI PLOCH SROUBY,KOLIKY, PERY A DALŠ. NOSN. PRVKY

2. planetový stupeň – 1. planetový stupeň .

Bakowsky . 01-01-88

ZADANE HODNOTY

VNEJSI PRUMER SPOJOVANE PLOCHY : 1113. mm

VNITRNI PRUMER SPOJOVANE PLOCHY : 1000. mm

POCET VRSTEV SPOJ. MATERIALU : 2

1. VRSTVA : TLOUSTKA 40.0 mm

MODUL PRUZNOSTI V TAHU 210000. MPa

MODUL PRUZNOSTI VE SMYKU 80500. MPa

POISSONOVO CISLO .30

2. VRSTVA : TLOUSTKA 40.0 mm

MODUL PRUZNOSTI V TAHU 210000. MPa

MODUL PRUZNOSTI VE SMYKU 80500. MPa

POISSONOVO CISLO .30

SROUB : PRUMER ZAVITU 24.0 mm

STOUPANI 3.0 mm

DELKA MATICE 100.0 mm

MATERIAL SROUBU 5D

PEVNOST MATERIALU 490. MPa

PREDEPNUTI SROUBU 49350.9 N

UTAHOVACI MOMENT 303.8 Nm

ZADANE SOURADNICE SROUBU :

$X(1, 1) = -68.5 \text{ mm}$ $Y(1, 1) = 520.5 \text{ mm}$

$X(1, 2) = -200.9 \text{ mm}$ $Y(1, 2) = 485.0 \text{ mm}$

$X(1, 3) = -319.6 \text{ mm}$	$Y(1, 3) = 416.5 \text{ mm}$
$X(1, 4) = -416.5 \text{ mm}$	$Y(1, 4) = 319.6 \text{ mm}$
$X(1, 5) = -485.0 \text{ mm}$	$Y(1, 5) = 200.9 \text{ mm}$
$X(1, 6) = -520.5 \text{ mm}$	$Y(1, 6) = 68.5 \text{ mm}$
$X(1, 7) = -520.5 \text{ mm}$	$Y(1, 7) = -68.5 \text{ mm}$
$X(1, 8) = -485.0 \text{ mm}$	$Y(1, 8) = -200.9 \text{ mm}$
$X(1, 9) = -416.5 \text{ mm}$	$Y(1, 9) = -319.6 \text{ mm}$
$X(1, 10) = -319.6 \text{ mm}$	$Y(1, 10) = -416.5 \text{ mm}$
$X(1, 11) = -200.9 \text{ mm}$	$Y(1, 11) = -485.0 \text{ mm}$
$X(1, 12) = -68.5 \text{ mm}$	$Y(1, 12) = -520.0 \text{ mm}$
$X(1, 13) = 68.5 \text{ mm}$	$Y(1, 13) = -520.0 \text{ mm}$
$X(1, 14) = 200.9 \text{ mm}$	$Y(1, 14) = -485.0 \text{ mm}$
$X(1, 15) = 310.6 \text{ mm}$	$Y(1, 15) = -416.5 \text{ mm}$
$X(1, 16) = 416.5 \text{ mm}$	$Y(1, 16) = -319.6 \text{ mm}$
$X(1, 17) = 485.0 \text{ mm}$	$Y(1, 17) = -200.9 \text{ mm}$
$X(1, 18) = 520.5 \text{ mm}$	$Y(1, 18) = -68.5 \text{ mm}$
$X(1, 19) = 520.5 \text{ mm}$	$Y(1, 19) = 68.5 \text{ mm}$
$X(1, 20) = 485.0 \text{ mm}$	$Y(1, 20) = 200.9 \text{ mm}$
$X(1, 21) = 416.5 \text{ mm}$	$Y(1, 21) = 319.6 \text{ mm}$
$X(1, 22) = 319.6 \text{ mm}$	$Y(1, 22) = 416.5 \text{ mm}$
$X(1, 23) = 200.9 \text{ mm}$	$Y(1, 23) = 485.0 \text{ mm}$
$X(1, 24) = 68.5 \text{ mm}$	$Y(1, 24) = 520.5 \text{ mm}$

ROZMERY A SOURADNICE PRIC. KOLIKU :

PRUMER $D = 20. \text{ mm}$

DELKA $L = 80. \text{ mm}$

$X(1) = 113.6 \text{ mm}$	$Y(1) = 512.0 \text{ mm}$
$X(2) = -113.6 \text{ mm}$	$Y(2) = 512.0 \text{ mm}$
$X(3) = -113.6 \text{ mm}$	$Y(3) = -512.0 \text{ mm}$
$X(4) = 113.6 \text{ mm}$	$Y(4) = -512.0 \text{ mm}$

DALSI ZADANE NOSNE PRVKY :

NOSNE PRVKY NESOUCI V TECNE ROVINE (OBECNEM SMERU) :

POCET PRVKU : 1

ZADANA TUHOST : 999000. N/mm

SOURADNICE :

$$X(1, 1) = .0 \text{ mm} \quad Y(1, 1) = .0 \text{ mm}$$

SPOJENI PLOCH SROUBY, KOLIKY, PERY A DALS. NOSN. PRVKY

2PP1PP .

Bakowsky . 01-01-88

ZATIZENI SPOJOVANE PLOCHY :

$$FX = .0 \text{ N} \quad FY = -33771.0 \text{ N} \quad FZ = .0 \text{ N}$$

$$MX = .0 \text{ Nm} \quad MY = .0 \text{ Nm} \quad MZ = 89000.0 \text{ Nm}$$

PUSOBISTE VNEJSICH SIL :

$$x = 471.0 \text{ mm} \quad y = 78.0 \text{ mm} \quad z = 374.0 \text{ mm}$$

SOUCINITEL BEZPECNOSTI :

PROTI ODLEHNUTI 12.25

PROTI PROKLOUZNUTI 7.01

PROTI PROTOCENI 1.70

SOURADNICE STREDU PRUZNOSTI V NORMALNEM SMERU :

$$X = .0 \text{ mm} \quad Y = .0 \text{ mm}$$

SOURADNICE STREDU PRUZNOSTI V TECNEM SMERU :

$$X = .0 \text{ mm} \quad Y = -10.3 \text{ mm}$$

VYSLEDNE POSUNUTI V MISTE PUSOBISTE VNEJSIHO ZATIZENI

$$Dx = -.1283E-03 \text{ mm}$$

$$Dy = -.3562E-04 \text{ mm}$$

$$Dz = .4547E-05 \text{ mm}$$

MAXIMALNI ZATIZENI A NAMAHANI SPOJOVACICH PRVKU

SROUBY :

SOURAD. MAX. ZATIZENEHO SROUBU : $X_S = -68.5 \text{ mm}$

$Y_S = 520.5 \text{ mm}$

ZATIZENI SROUBU : NORMALNE 49371. N

TECNE 2. N

NAMAHANI TAHOVE 140.1 MPa

OHYBOVE .2 MPa

NORMALNE 140.2 MPa

SMYKOVE .0 MPa

TLAK V ZAVITU 17.6 MPa

PRICNY KOLIK

SOURADN. MAXIM. ZATIZENEHO KOLIKU : $X_K = -113.6 \text{ mm}$

$Y_K = 512.0 \text{ mm}$

ZATIZENI KOLIKU 152.3 N

NAPETI V OHYBU .4 MPa

NAPETI VE SMYKU .5 MPa

TLAK NA KOLIK .2 MPa

ZATIZENI DALSICH PRVKU

PRVKY NESOUCI VE SMERU TECNEM (OBECNE) $F = 35.1 \text{ N}$

SPOJENI PLOCH SROUBY,KOLIKY, PERY A DALŠ. NOSN. PRVKY

Připojení na hřídél turasu

Bakowsky 01-01-88

ZADANE HODNOTY

VNEJSI PRUMER SPOJOVANE PLOCHY : 680. mm

VNITRNI PRUMER SPOJOVANE PLOCHY : 390. mm

POCET VRSTEV SPOJ. MATERIALU : 2

1. VRSTVA : TLOUSTKA 60.0 mm
MODUL PRUZNOSTI V TAHU 210000. MPa
MODUL PRUZNOSTI VE SMYKU 80500. MPa
POISSONOVO CISLO .30

2. VRSTVA : TLOUSTKA 60.0 mm
MODUL PRUZNOSTI V TAHU 210000. MPa
MODUL PRUZNOSTI VE SMYKU 80500. MPa
POISSONOVO CISLO .30

SROUB : PRUMER ZAVITU 56.0 mm
STOUPANI 4.0 mm
DELKA MATICE 45.0 mm
MATERIAL SROUBU 5D
PEVNOST MATERIALU 490. MPa

PREDEPNUTI SROUBU 300155.4 N

UTAHOVACI MOMENT 4310.9 Nm

ZADANE SOURADNICE SROUBU :

X (1, 1) = .0 mm Y (1, 1) = 280.0 mm
X (1, 2) = -107.2 mm Y (1, 2) = 258.7 mm
X (1, 3) = -198.0 mm Y (1, 3) = 198.0 mm
X (1, 4) = -258.7 mm Y (1, 4) = 107.2 mm
X (1, 5) = -280.0 mm Y (1, 5) = .0 mm

$X(1, 6) = -258.7 \text{ mm}$ $Y(1, 6) = -107.2 \text{ mm}$
 $X(1, 7) = -198.0 \text{ mm}$ $Y(1, 7) = -198.0 \text{ mm}$
 $X(1, 8) = -107.2 \text{ mm}$ $Y(1, 8) = -258.7 \text{ mm}$
 $X(1, 9) = .0 \text{ mm}$ $Y(1, 9) = -280.0 \text{ mm}$
 $X(1, 10) = 107.2 \text{ mm}$ $Y(1, 10) = -258.7 \text{ mm}$
 $X(1, 11) = 198.0 \text{ mm}$ $Y(1, 11) = -198.0 \text{ mm}$
 $X(1, 12) = 258.7 \text{ mm}$ $Y(1, 12) = -107.7 \text{ mm}$
 $X(1, 13) = 280.0 \text{ mm}$ $Y(1, 13) = .0 \text{ mm}$
 $X(1, 14) = 258.7 \text{ mm}$ $Y(1, 14) = 107.2 \text{ mm}$
 $X(1, 15) = 198.0 \text{ mm}$ $Y(1, 15) = 198.0 \text{ mm}$
 $X(1, 16) = 107.2 \text{ mm}$ $Y(1, 16) = 258.7 \text{ mm}$

ROZMERY A SOURADNICE PRIC. KOLIKU :

PRUMER $D = 60. \text{ mm}$

DELKA $L = 120. \text{ mm}$

$X(1) = .0 \text{ mm}$ $Y(1) = 280.0 \text{ mm}$

$X(2) = .0 \text{ mm}$ $Y(2) = -280.0 \text{ mm}$

DALSI ZADANE NOSNE PRVKY :

NOSNE PRVKY NESOUCI V TECNE ROVINE (OBECNEM SMERU) :

POCET PRVKU : 1

ZADANA TUHOST : 9999000. N/mm

SOURADNICE :

$X(1, 1) = .0 \text{ mm}$ $Y(1, 1) = .0 \text{ mm}$

ZATIZENI SPOJOVANE PLOCHY :

$F_X = .0 \text{ N}$ $F_Y = 66120.0 \text{ N}$ $F_Z = .0 \text{ N}$

$M_X = .0 \text{ Nm}$ $M_Y = .0 \text{ Nm}$ $M_Z = 380000.0 \text{ Nm}$

PUSOBISTE VNEJSICH SIL :

$x = 264.0 \text{ mm}$ $y = 43.0 \text{ mm}$ $z = 793.0 \text{ mm}$

SOUCINITEL BEZPECNOSTI :

PROTI ODLEHNUTI 5.48

PROTI PROKLOUZNUTI 14.53

PROTI PROTOCENI .68

SOURADNICE STREDU PRUZNOSTI V NORMALNEM SMERU :

X = .0 mm Y = .0 mm

SOURADNICE STREDU PRUZNOSTI V TECNEM SMERU :

X = .0 mm Y = 10.5 mm

VYSLEDNE POSUNUTI V MISTE PUSOBISTE VNEJSIHO ZATIZENI

Dx = -.4087E-02 mm

Dy = .5382E-03 mm

Dz = -.2608E-04 mm

MAXIMALNI ZATIZENI A NAMAHA NI SPOJOVACICH PRVKU

SROUBY :

SOURAD. MAX. ZATIZENEHO SROUBU : XS = .0 mm

YS = -280.0 mm

ZATIZENI SROUBU : NORMALNE 300639. N

TECNE 4293. N

NAMAHA NI TAHOVE 140.2 MPa

OHYBOVE 39.3 MPa

NORMALNE 179.6 MPa

SMYKOVE 2.0 MPa

TLAK V ZAVITU 98.1 MPa

PRICNY KOLIK

SOURADN. MAXIM. ZATIZENEHO KOLIKU : XK = .0 mm

YK = -280.0 mm

ZATIZENI KOLIKU 194335.9 N

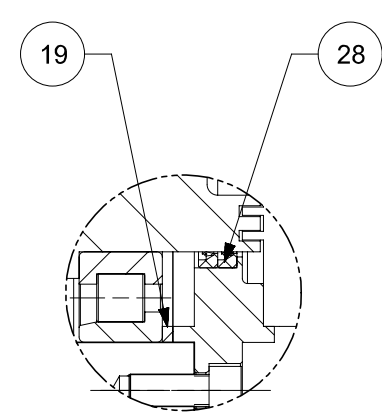
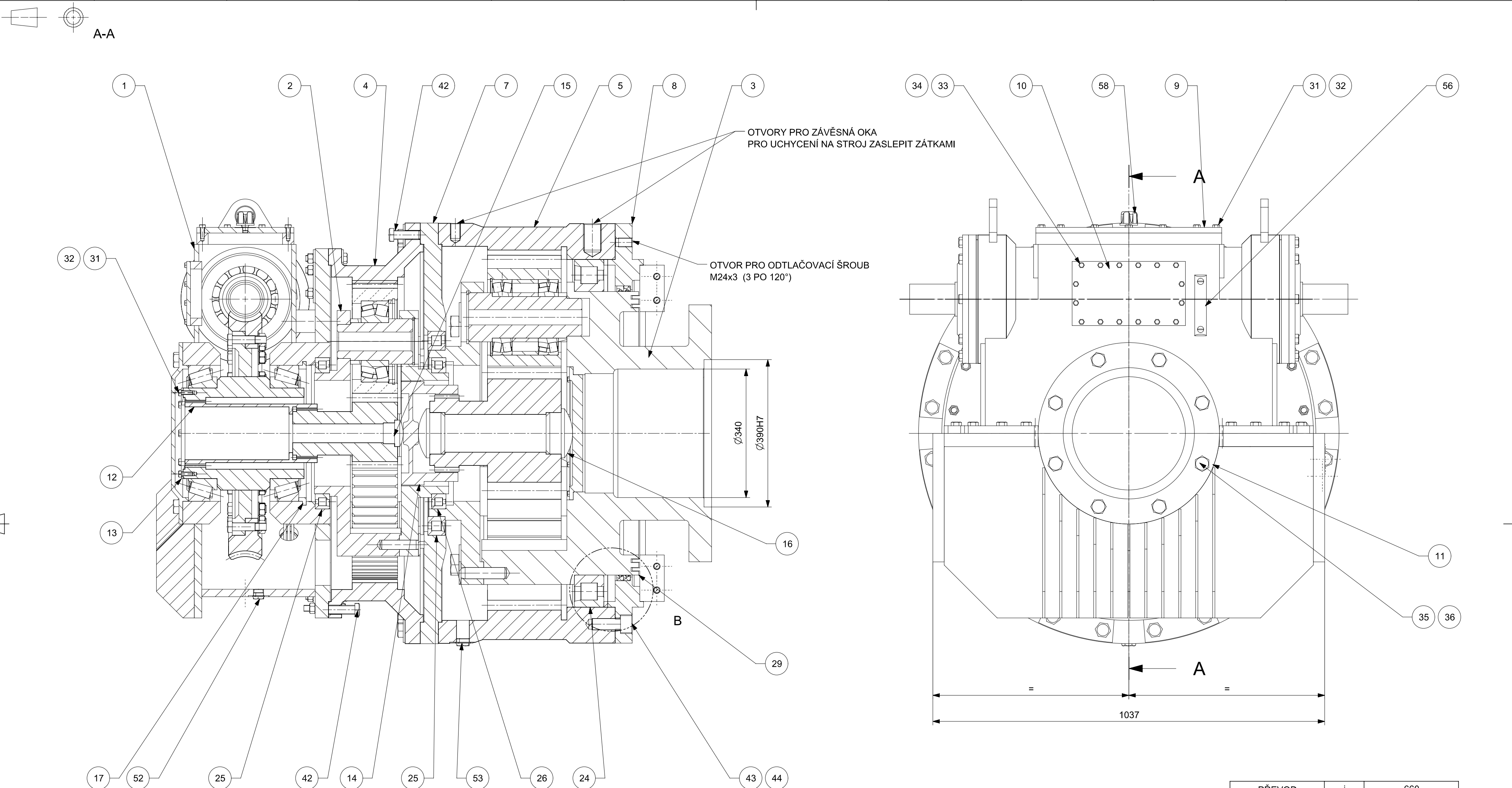
NAPETI V OHYBU 55.0 MPa

NAPETI VE SMYKU 68.7 MPa

TLAK NA KOLIK 54.0 MPa

ZATIZENI DALSICH PRVKU

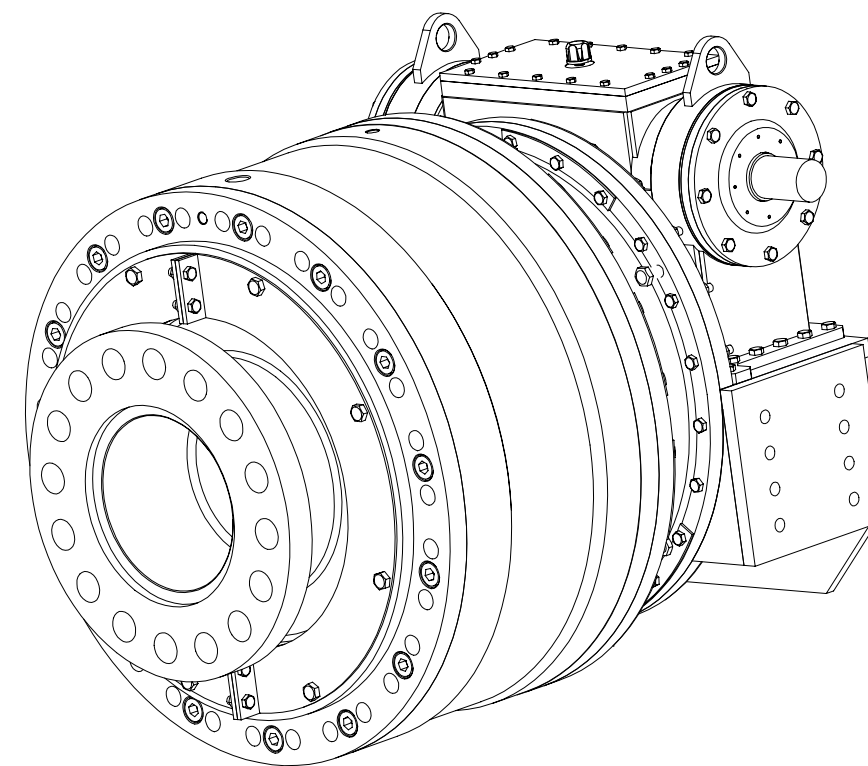
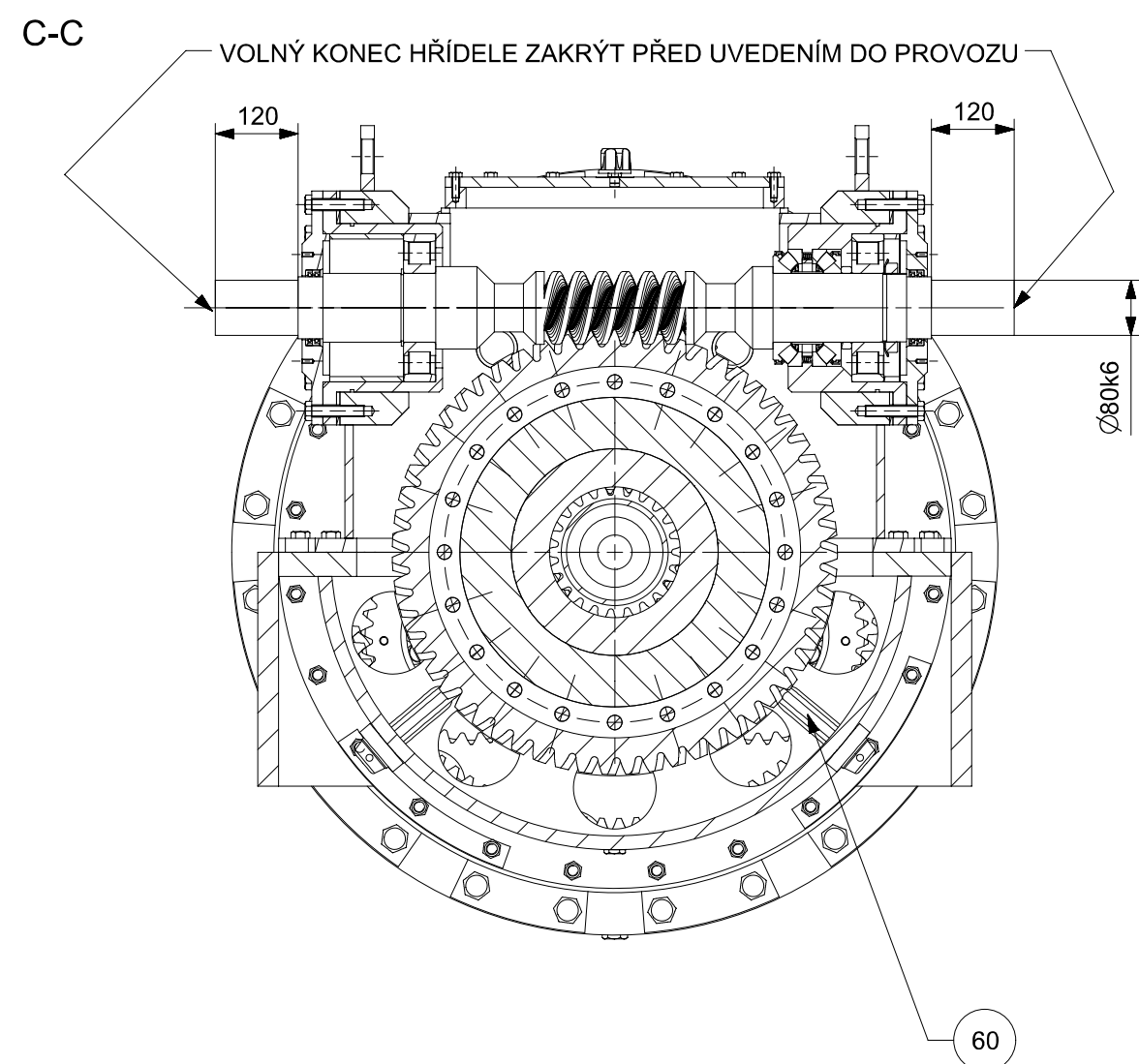
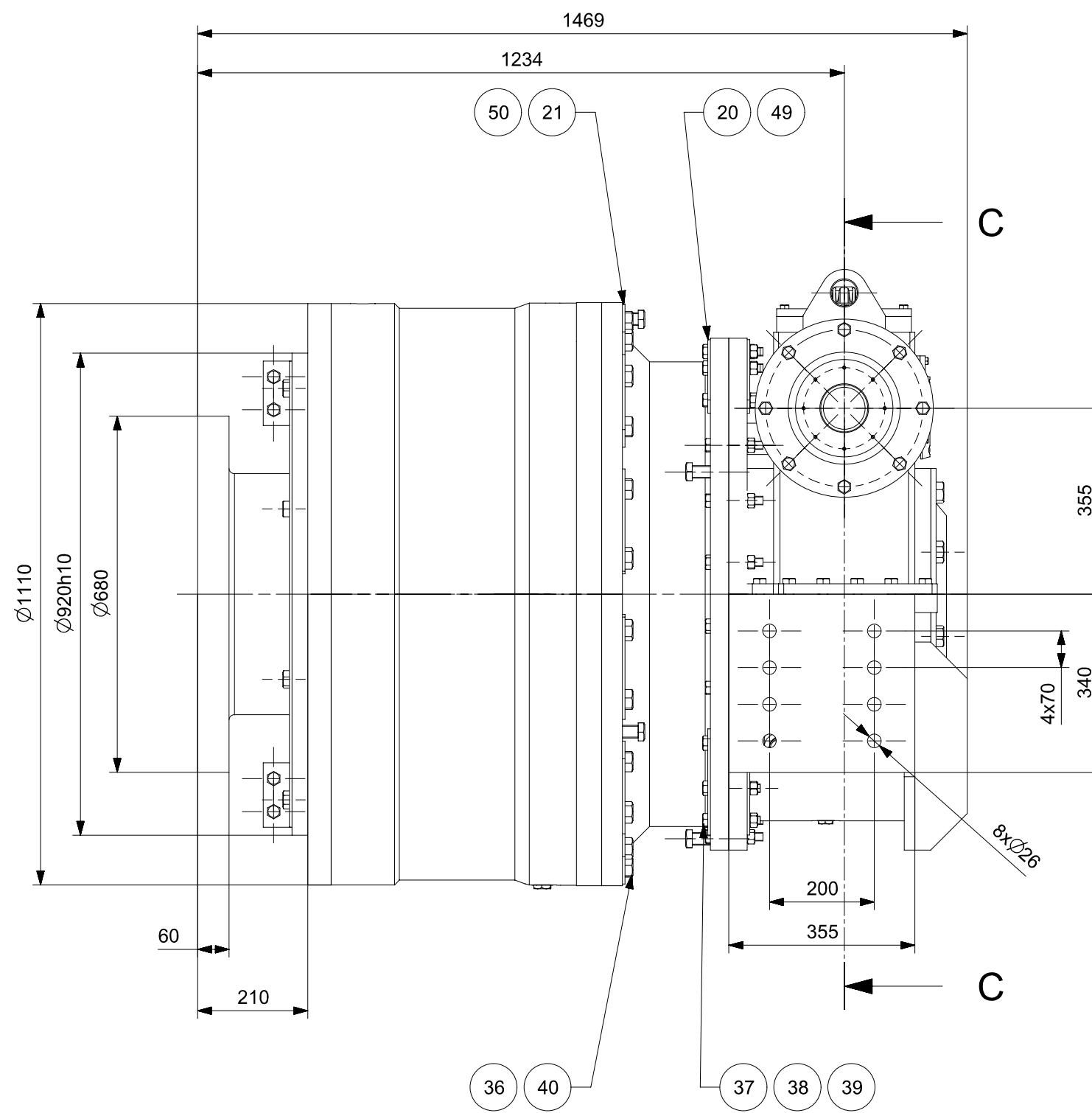
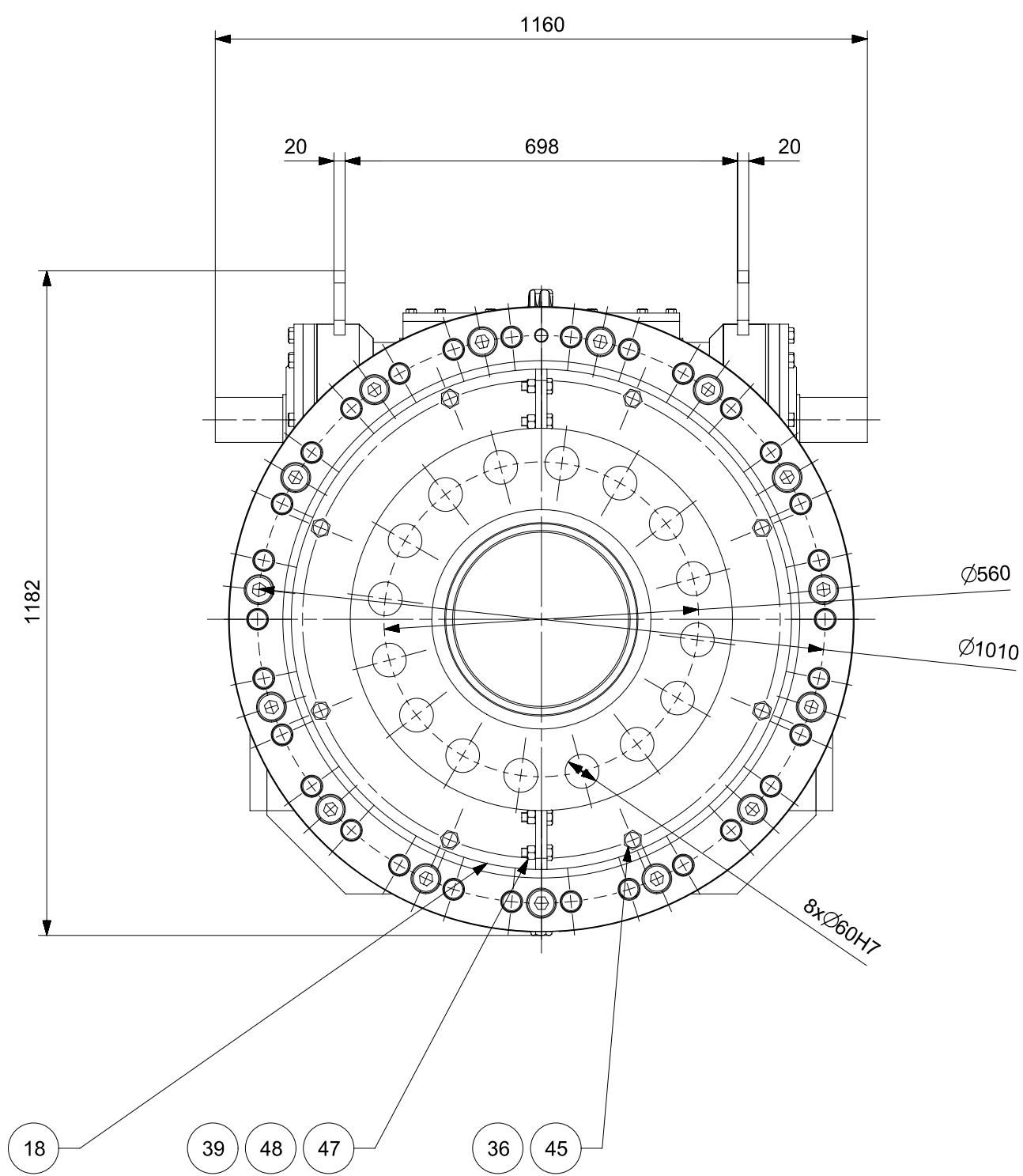
PRVKY NESOUCI VE SMERU TECNEM (OBECNE) F = 12725.1 N



DETAIL B
1:5

PŘEVOD	i	660
VÝKON	P [kW]	75
VSTUP. OTÁČKY	n [1/min]	1000
PROVOZNÍ SOUČINITEL	Ka	1,5
OLEJ		ISO VG 320
MNOŽSTVÍ	[l]	~ 280

SIEMENS		TITLE	
BAKOWSKÝ	DRAWN BY	SESTAVA PLANETOVÉ PŘEVODOVKY 75[kW]	
4850 [kg]	WEIGHT	SIZE	DRG NO.
	MATERIAL	A1	DP KKS 15 - 01
	SCALE 1:5	SHEET REV A	
		SHEET 1-2	

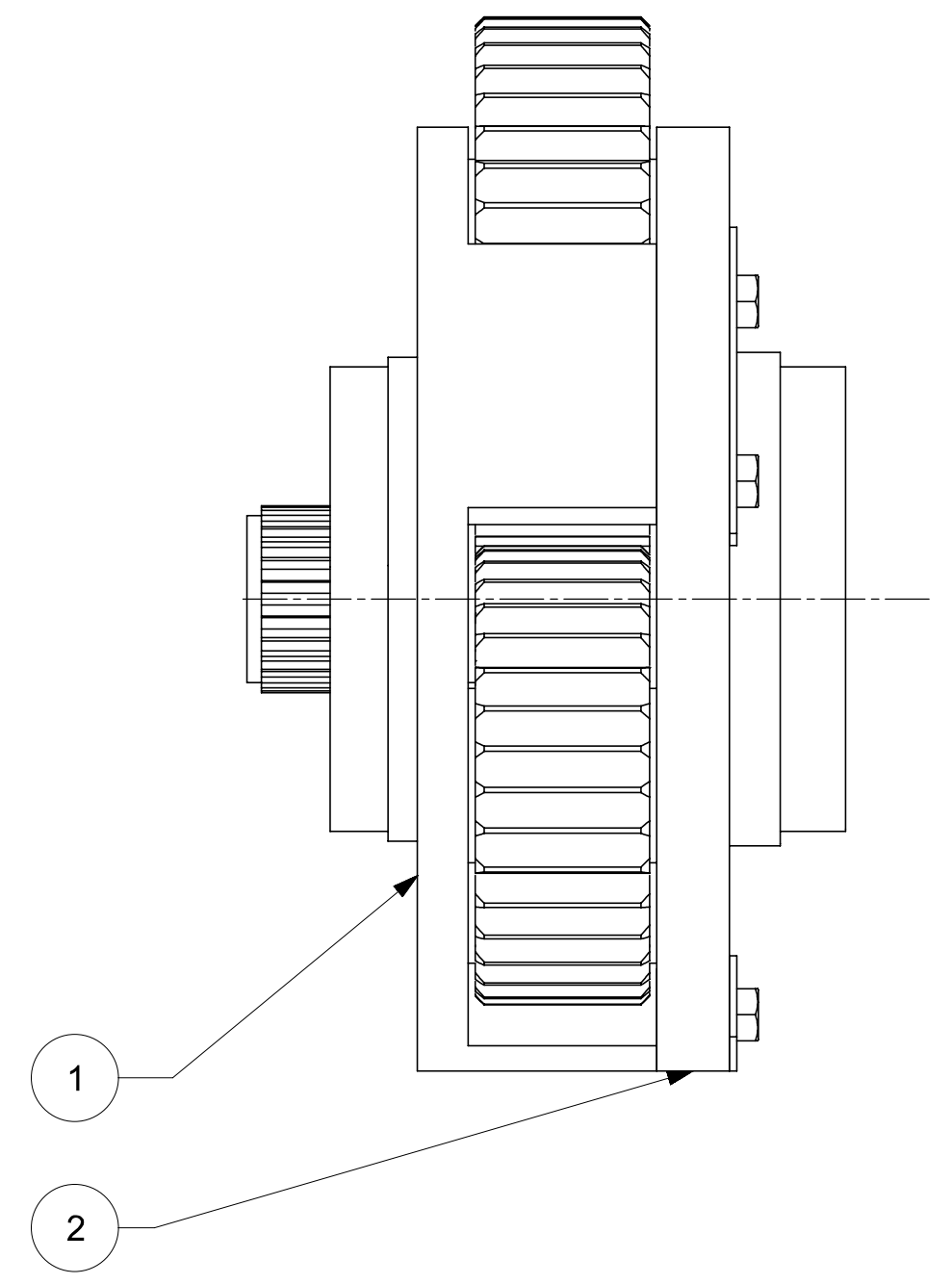
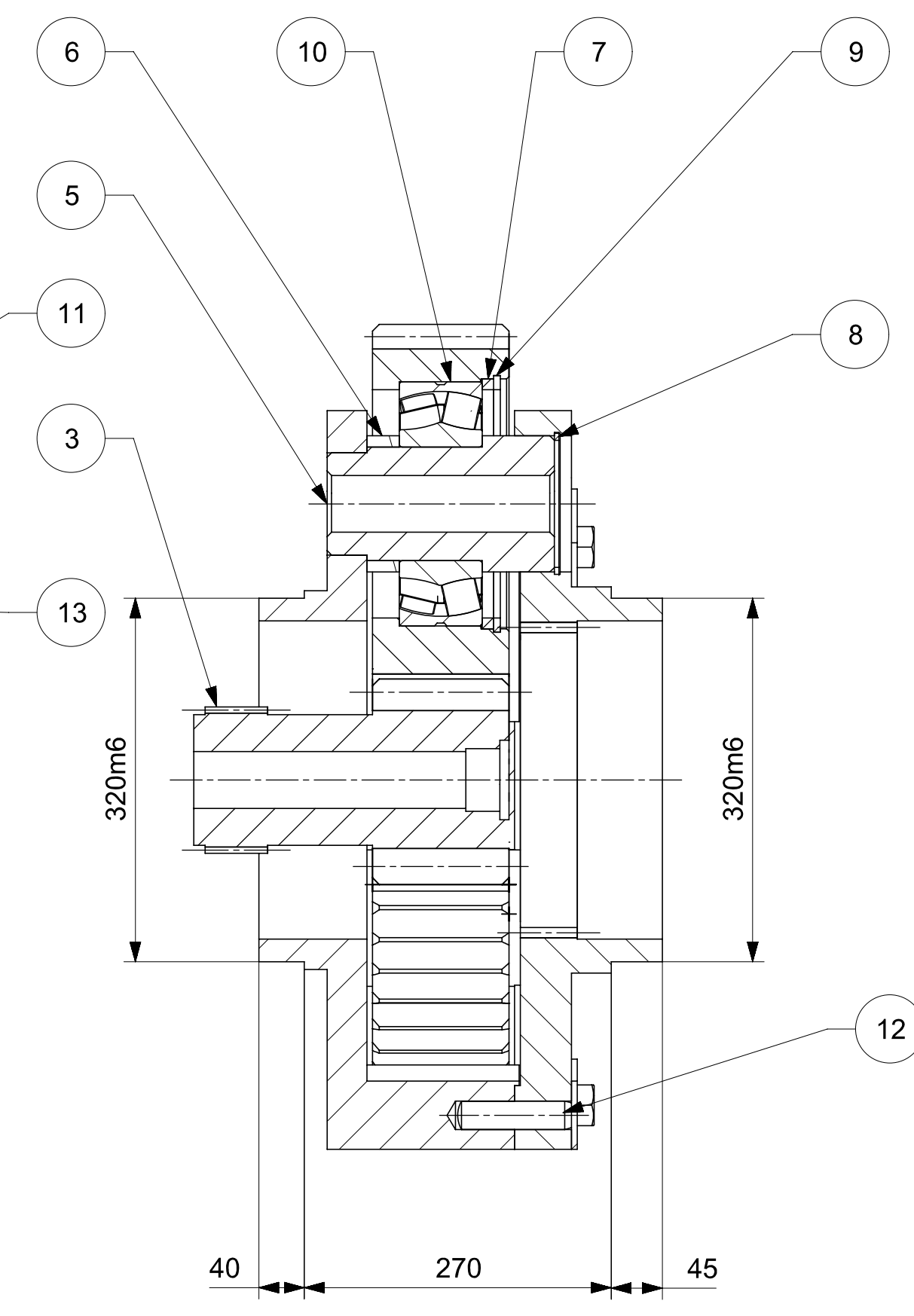
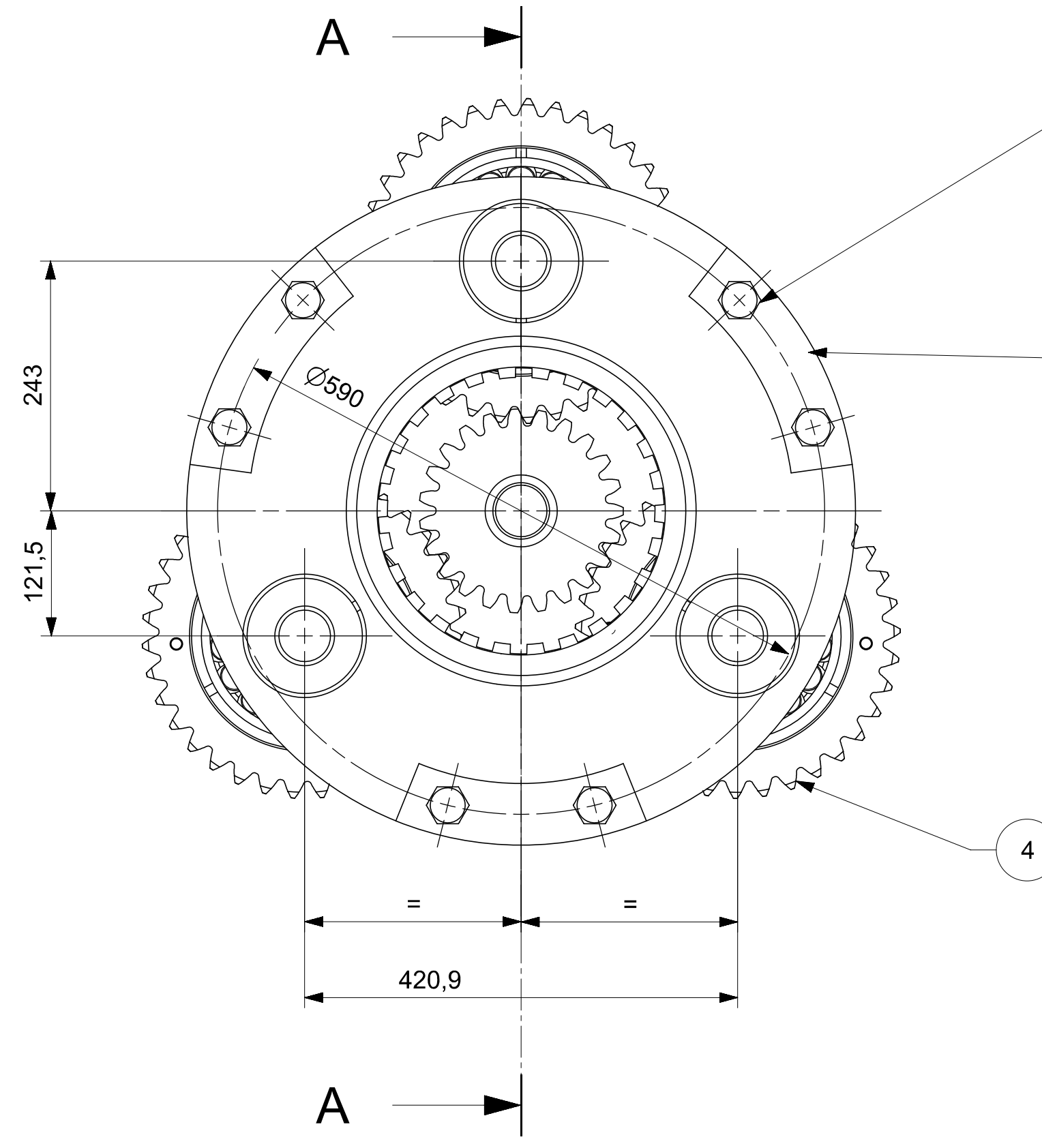
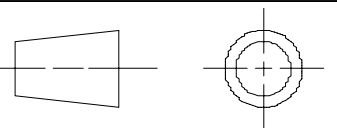


SIEMENS		TITLE	
BAKOWSKÝ	DRAWN BY	SESTAVA PLANETOVÉ PŘEVODOVKY 75[kW]	
4850 [kg]	WEIGHT	SIZE	DRG NO.
	MATERIAL	A1	DP KKS 15 - 01
SCALE 1:10		SHEET REV B	
		SHEET 2-2	

III	II	I	Název - Rozměr	Materiál konečný	Rozměrová norma	Č. hmota	Číslo výkresu	Pozice	Poznámka
Kusů	pro	prov.		Materiál výchozí	Polotovár	Hr. hmota	Kusovník	Počet poz.	
		1	PŘEVODOVKA 75kW			4850,00	DP KKS 15 -01		
						SESTAVA		DP KKS K15 - 01	
		1	VSTUPNÍ PŘEVOD			1100	DP - KKS 15 - 02	1	
					SESTAVA				
		1	1. PLANETOVÝ STUPEŇ			291	-	2	
					SESTAVA				
		1	2. PLANETOVÝ STUPEŇ			1280	-	3	
					SESTAVA				
		1	1. KORUNOVÉ KOLO	34CrNiMo6		323	-	4	
					VÝKOVEK				
		1	2. KORUNOVÉ KOLO	34CrNiMo6		913	-	5	
					VÝKOVEK				
								6	
		1	PŘÍRUBA	St52-3	ČSN 452310.11	240	-	7	
		1	VÍKO VÝSTUPNÍ	St52-3	ČSN 452310.11	180	-	8	
		1	NAHLÍŽECÍ VÍČKO	St52-3	ČSN 452310.11	14	-	9	
		1	NAHLÍŽECÍ VÍČKO	St52-3	ČSN 452310.11	4	-	10	
		1	VÍČKO	St52-3		15	-	11	
		1	TORZNÍ TRUBKA	31CrMoV9		13	-	12	
		1	VÍČKO	St52-3		1,5	-	13	
		1	SPOJKA	31CrMoV9		28	-	14	
		1	ČOČKA	C45		0,6	-	15	
		2	ČOČKA	C45		2,8	-	16	
		1	VYMEZOVACÍ KROUŽEK	St52-3		2,6	-	17	
		2	DĚLENÉ VÍKO VÝSTUP	St52-3		46	-	18	
		1	ROZPĚRKA VÝSTUP	St52-3		3,3	-	19	
		6	KRYCÍ PLECH	St52-3	CSN 452310.11	0,4	-	20	
		12	KRYCÍ PLECH	St52-3	ČSN 452310.11	0,4	-	21	

III	II	I	Název - Rozměr	Materiál konečný	Rozměrová norma	Č. hmota	Číslo výkresu	Pozice	Poznámka
Kusů	pro	prov.		Materiál výchozí	Polotovar	Hr. hmota	Kusovník	Počet poz.	
								22	
								23	
		1	NCF 18 750 V		SKF			24	
		1	NCF 1884		SKF			25	
		2	NCF 1864		SKF			26	
								27	
		2	GUFERO 750x780x18	VITON	SKF			28	
		1	V-KROUŽEK TWVA 07500		SKF			29	
								30	
		16	ŠROUB M10x30		DIN 933-5,6			31	
		16	PODLOŽKA A10		DIN 127A			32	
		16	ŠROUB M8x20		DIN 933-5,6			33	
		16	PODLOŽKA A8		DIN 127A			34	
		8	ŠROUB M24x30		DIN 933-8,8			35	
		8	PODLOŽKA A24		DIN 127A			36	
		24	ŠROUB M16x100		DIN 933-8,8			37	
		24	MATICE M16		DIN 934			38	
		24	PODLOŽKA A16		DIN 127A			39	
		24	ŠROUB M24x120		DIN 933-8,8			40	
								41	
		6	ŠROUB M24x50		DIN 933			42	
		15	ŠROUB M 30x75		DIN 912-8,8			43	
		15	PODLOŽKA A30		DIN 7980			44	

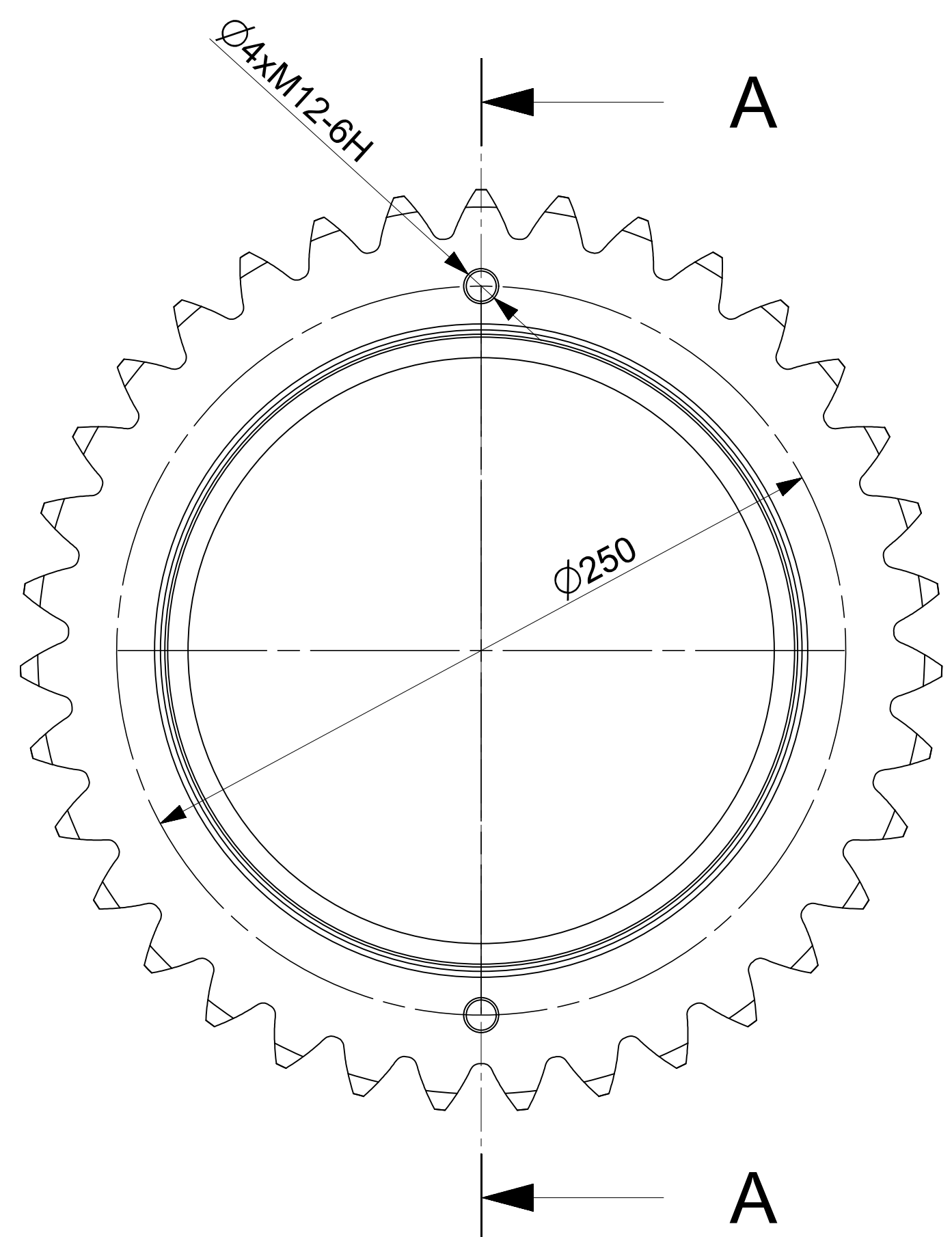
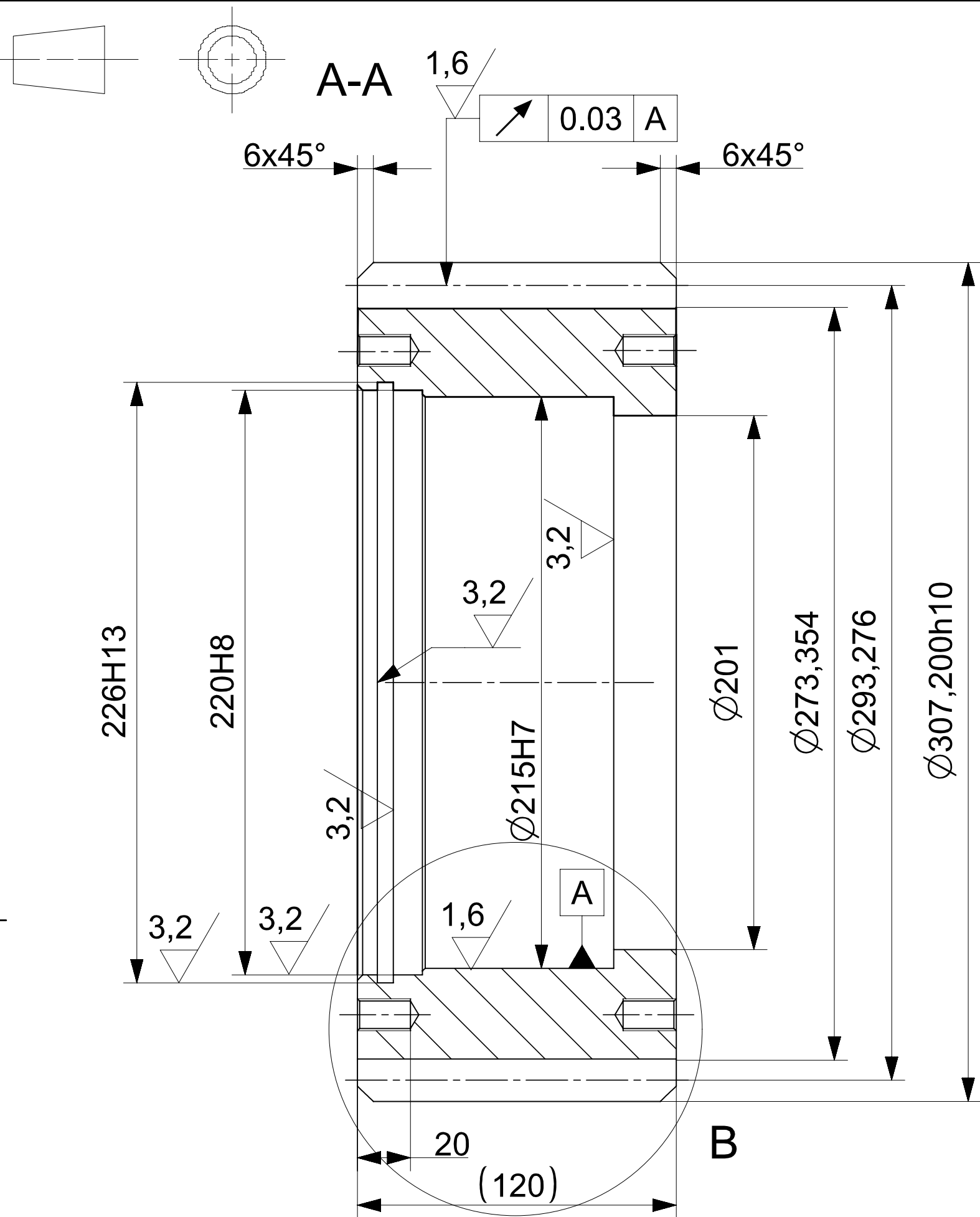
III	II	I	Název - Rozměr	Materiál konečný	Rozměrová norma	Č. hmota	Číslo výkresu	Pozice	Poznámka
Kusů	pro	prov.		Materiál výchozí	Polotovár	Hr. hmota	Kusovník	Počet poz.	
		8	ŠROUB M24x45		DIN 933-5,6			45	
								46	
		4	ŠROUB M16x45		DIN 933-5,6			47	
		4	MATICE M16		DIN 934			48	
		12	KOLÍK D16x100		DIN 7			49	
		24	KOLÍK D24x120		DIN 7			50	
								51	
		1	ZÁTKA		ELESA-GANTER GN 741-32 M26x1,5			52	
		1	ZÁTKA		ELESA-GANTER GN 7401-50 M42x1,5			53	
								54	
								55	
		1	OLEJOZNAK		ELESA-GANTER HCX 127 M10			56	
								57	
		1	ODVZDUŠŇOVAČ		ELESA-GANTER SMN 46 1/4 F40			58	
								59	
		2	TOPNÉ TĚLESO		THERMIS 1500[W]			60	
								61	
								62	
								63	
								64	
								65	
								66	
								67	



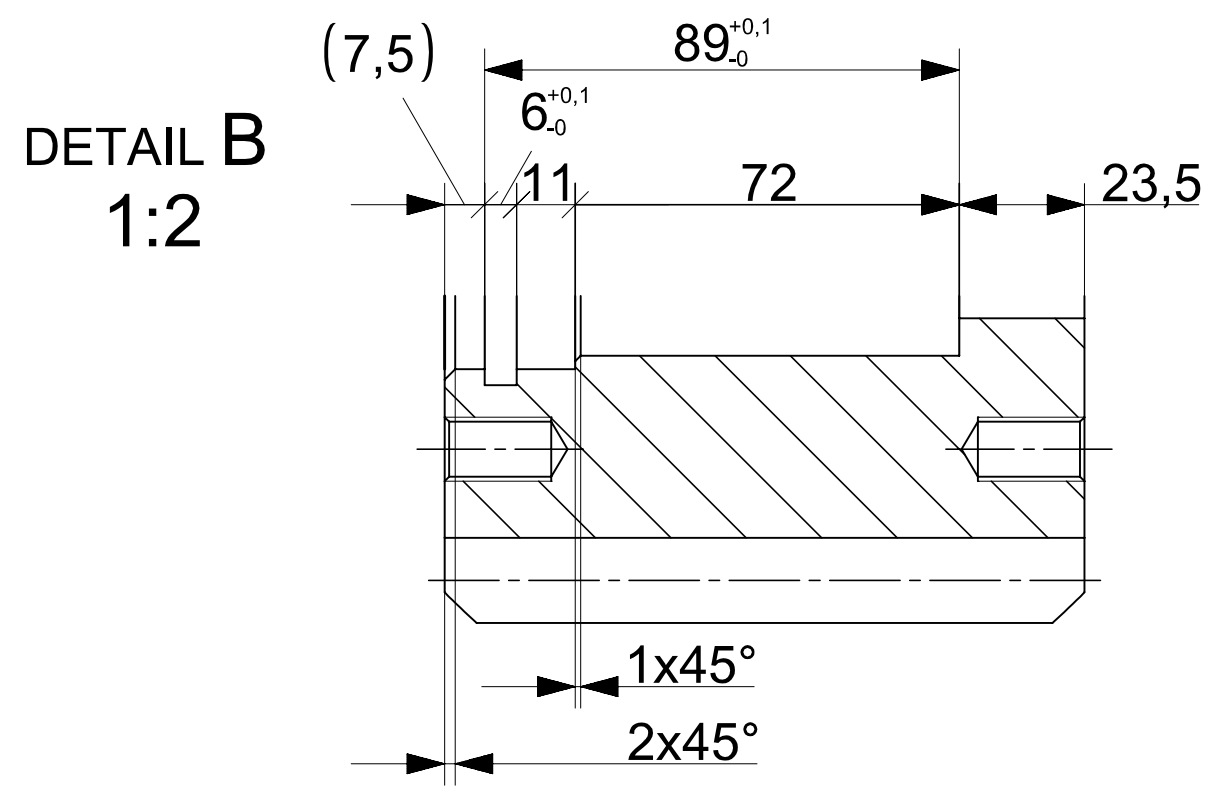
TECHNICKÉ POŽADAVKY:
 1) OTVORY PRO KOLÍKY 25H7 VRTAT SPOLEČNĚ V UNÁŠEČI A VÍKU UNÁŠEČE
 2) ŠROUBY M24 POJISTIT PŘIHNUTÍM PLECHU POZ. 13 K HLAVÁM ŠROUBŮ

KS	NÁZEV-ROZMĚR	MATERIÁL	NORMA	POLOTOVAR	HMOTNOST	Č. VÝKRESU	POZICE
3	PLECH	ČSN 42 5310.11	P5	0,5	-	-	13
6	KOLÍK 25x100	ČSN 02 2155.11					12
6	ŠROUB M24x90	ISO 4017-8.8					11
3	LOŽISKO 22320	SKF					10
3	KROUŽEK 220	ČSN 022931					9
3	KROUŽEK 120	ČSN 022931					8
3	ROZPĚRKA	S355JR	ČSN 42 5310.11	P12	0,7	-	7
3	ROZPĚRKA	S355JR	ČSN 42 5310.11	P30	0,5	-	6
3	ČEP SATELITU	S355JR	ČSN 42 5510.11		10	-	5
3	SATELIT	18CrNiMo7-6		VÝKOVEK	33	DP KKS 15 -02/03	4
1	CENTR. KOLO	18CrNiMo7-6	DIN 1013		34	-	3
1	VÍKO UNÁŠEČE	42CrMo4		VÝKOVEK	100	-	2
1	UNÁŠEČ	42 2715		ODLITEK	112	-	1

SIEMENS		TITLE	
BAKOWSKÝ	DRAWN BY	SESTAVA 1. PLANETOVÉHO PŘEVODU	
291 [kg]	WEIGHT		
	MATERIAL		
A2	SIZE	DRG NO.	SHEET REV
		DP KKS 15 - 02	A
	SCALE 1:7.5	SHEET 1	



ÓZUBENÍ	-	ČELNÍ	
ZUBY	-	PŘÍMÉ	
POČET ZUBŮ	z	35	
NÁSTROJ	MODUL	m	8
	ÚHEL ZÁBĚRU	alfa	20
	PROFIL		ČSN 114607
	VÝŠKA HLAVY NÁSTROJE	hf	1,25 * m
STUPEŇ PŘESNOSTI		6-6-6-C	
JEDNOTKOVÉ POSUNUTÍ	x	0.5346	
ÚHEL SKLONU BUČNÍ KŘIVKY	beta	0°	
SMYSL STOUPÁNÍ	-	-	
KONTROLNÍ ROZMĚR	PŘES ZUBŮ		6
	ROZMĚR	W	138,529 -0,086 -0,131



TECHNICKÉ POŽADAVKY:
1) ÓZUBENÍ CEMENTOVÁNO 58±3 HRc, KALENO DO HLOUBKY 0,9-1,1 mm

SIEMENS				
BAKOWSKÝ	DRAWN BY	TITLE		
		SATELIT		
33 [kg]	WEIGHT			
18CrNiMo7-6	MATERIAL	SIZE	DRG NO.	SHEET REV
		A3	DP KKS 15 - 02 / 03	A
		SCALE 2:5	SHEET 1	