

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh kuželočelní převodovky o výkonu 630 kW

Autor: **Bc. Petr HOLÝ**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**

Akademický rok 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr HOLÝ**
Osobní číslo: **S12N0039P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Konstrukční návrh kuželočelní převodovky o výkonu 630 kW**
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 konkurenci

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

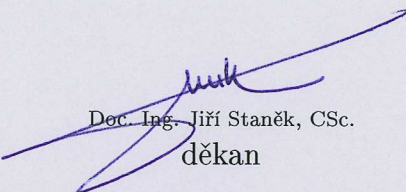
Konzultant diplomové práce:

Ing. Josef Nováček

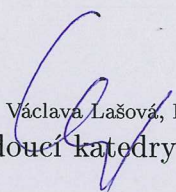
MKV ozubená kola s.r.o., Plzeň

Datum zadání diplomové práce: **23. září 2013**

Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 23. září 2013

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Holý	Jméno Petr		
STUDIJNÍ OBOR	„Stavba výrobních strojů a zařízení“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Jméno Jaroslav		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh kuželočelní převodovky o výkonu 630 kW			

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	187	TEXTOVÁ ČÁST	100	GRAFICKÁ ČÁST	87
---------------	-----	---------------------	-----	--------------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh dvoustupňové kuželočelní převodovky pro pohon pásových dopravníků. Součástí práce je rešerše daného problému, návrh a výpočty, 3D vymodelovaná sestava, rám kontrolovaný pomocí MKP, výkres sestavy, kusovník a zprávy o provedených výpočtech. Ozubení, ložiska a hřídele byly kontrolovány programem KissSoft, skříň v programu NX8, modelování bylo prováděno v programu Inventor.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">kuželočelní dvoustupňová převodovka, Klingelberg, cementace, kalení, pásová doprava, tepelné zpracování, CAD, sestava, kusovník, MKP, ložiska, Inventor, KissSoft, MechSoft, NX</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Holý	Name Petr	
FIELD OF STUDY	“ Construction machinery and equipment for manufacturing“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Designing of Bevel-Helical Gear Unit of performance 630 kW		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	187	TEXT PART	100	GRAPHICAL PART	87
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Diploma work includes design of a Bevel-Helical Gear Unit, which is consistent with the specified parameters and customer requirements. The work includes research work, 3D modeled assembly with BOM, structure designed by FEM and all calculation which was needed. Calculations were made by KissSoft, MechSoft and NX. Modeling was performed with Inventor..
KEY WORDS	Bevel-Helical Gear Unit, Klingelnberg, carburized, heat treated, conveyor belt transportation, CAD, BOM, FEM, drawing, assembly, bearings, Inventor, KissSoft, MechSoft, NX

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 práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Děkuji všem, kteří mě podporovali při vypracování této diplomové práce. Především pak vedoucímu práce panu Doc. Ing. Jaroslavu Krátkému, Ph.D. za podporu a usměrnění práce. Dále Ing. Romanovi Mračkovi a celé zadávající firmě MKV ozubená kola za podkladové materiály, rady a velmi příjemnou spolupráci.

Poděkování patří také panu Ing. Jiřímu Lhotákovi za odborné rady, připomínky a zkušenosti z mnohaleté praxe konstruktéram, Ing. Luboši Holému, CSc. za odbornou a jazykovou korekturu a všem, kteří mě jakýmkoliv způsobem podpořili.

Obsah:

1	Seznam.....	15
1.1	Seznam zkratk.....	15
1.2	Seznam obrázků.....	15
1.3	Seznam tabulek.....	17
1.4	Seznam rovnic	17
2	Úvodem	18
2.1	Téma, zadání.....	18
2.1.1	Zadávací společnost	18
3	Analýza problematiky průmyslových převodovek.....	20
3.1	Přední výrobci převodovek.....	20
3.2	Převodovky.....	21
3.2.1	Podle konstrukčního uspořádání	21
3.2.2	Podle rychlosti otáčení souhmotí	21
3.3	Doplňující informace k převodovkám pro důlní průmysl	22
3.4	Převodové prvky s tvarovým stykem	24
3.4.1	Válcová (čelní) soukolí – osy rovnoběžné	24
3.4.1.1	Přímé ozubení.....	24
3.4.1.2	Šikmé ozubení	24
3.4.2	Kuželové soukolí – osy různoběžné	25
3.4.2.1	Přímé ozubení.....	25
3.4.2.2	Šikmé ozubení	25
3.4.2.3	Ozubení se zakřivenými zuby	26
3.4.2.3.1	Kola s kruhovými zuby	26
3.4.2.3.1.1	metoda Gleason.....	26
3.4.2.3.1.2	metoda Gleason – Zerol	26
3.4.2.3.2	Kola s paloidními a cyklopaloidními zuby – metoda Klingelnberg.....	26
3.4.2.3.3	Kola s eloidními zuby – metoda Oerlikon – Spiromatic	28
3.4.2.3.4	Kola se spirálními zuby.....	28
3.4.2.3.5	Kola s kosinovým ozubením (S ozubení).....	29
3.4.2.4	Záběrové poměry.....	29
3.4.3	Polotovary pro výrobu ozubených kol	30
3.4.3.1	Odlitky.....	30
3.4.3.2	Výkovky	30
3.4.3.3	Tyčový materiál.....	30

3.4.3.4	Svařence	30
3.4.4	Technologie výroby ozubených kol	31
3.4.4.1	Dělicí způsob.....	31
3.4.4.1.1	Frézování kotoučovou frézou.....	31
3.4.4.1.2	Frézování stopkovou frézou	31
3.4.4.1.3	Obrázení	31
3.4.4.1.4	Protahování.....	31
3.4.4.2	Odvalovací způsob	32
3.4.4.2.1	Frézování odvalovací frézou	32
3.4.4.2.2	Obrázení	32
3.4.4.2.2.1	systém FELLOWS	32
3.4.4.2.2.2	systém MAAG	32
3.4.4.2.2.3	systém PARKINSON	32
3.4.4.3	Dokončovací metody obrábění.....	32
3.4.4.3.1	Frézování HPG.....	32
3.4.4.3.2	Broušení po kalení.....	33
3.4.4.3.2.1	Profilové broušení	33
3.4.4.3.2.2	Broušení odvalovacím způsobem.....	33
3.4.4.3.3	Ševingování.....	33
3.4.5	Tepelné zpracování	33
3.4.5.1	Žihání.....	33
3.4.5.2	Zušlechťování.....	34
3.4.5.2.1	Povrchové kalení	35
3.4.5.2.1.1	Kalení plamenem.....	35
3.4.5.2.1.2	Indukční kalení.....	35
3.4.5.2.1.3	Kalení laserem	35
3.4.6	Chemicko-tepelné zpracování	36
3.4.6.1	Cementování, kalení.....	37
3.4.6.2	Nitridování.....	37
3.4.6.3	Nitro-cementování.....	37
3.4.6.4	Iontové nitridování	38
3.4.6.5	Karbonitridování	38
3.4.6.6	Ostatní	38
3.4.6.6.1	Sulfonitridace	38
3.4.6.6.2	Boridování.....	38
3.4.6.6.3	Sycení povrchu kovy	38

3.5	Přenosové prvky	39
3.5.1	Osy	39
3.5.2	Hřídele	39
3.6	Součásti pro otočná uložení – ložiska	39
3.6.1	Kluzná	40
3.6.2	Valivá	40
3.7	Spojovací prvky	42
3.8	Rám	42
3.8.1	Lité převodové skříně	42
3.8.1.1	Oceli na odlitky	42
3.8.1.2	Litiny	43
3.8.2	Svařované převodové skříně	45
3.8.3	Porovnání litých a svařovaných skříní	45
3.9	Pomocné funkce	46
3.9.1	Těsnění	46
3.9.1.1	Dynamické bezdotykové	46
3.9.1.1.1	Štěrbinové.....	46
3.9.1.1.2	Labyrintové	47
3.9.1.1.3	Plechové odstříkovací kroužky	47
3.9.1.2	Dynamické třecí	48
3.9.1.2.1	Plstěné kroužky	48
3.9.1.2.2	Hřídelové kroužky (Gufero).....	48
3.9.1.3	Statické ploché těsnění / Těsniva pro plošná těsnění	48
3.9.1.3.1	Kovové	48
3.9.1.3.2	Vláknitopryžové těsnící desky	48
3.9.1.3.3	Tekuté	49
3.10	Nejčastější poruchy převodovek.....	49
3.10.1	Poruchy ozubení	49
3.10.1.1	Mírné opotřebení	50
3.10.1.2	Nadměrné opotřebení	50
3.10.1.3	Lom a vylomení zubu ozubeného kola.....	50
3.10.1.3.1	Lom zubů v důsledku přetížení	51
3.10.1.3.2	Únavový lom v patě zubu.....	51
3.10.1.4	Pitting	51
3.10.1.4.1	Záběhový (počáteční) pitting	51
3.10.1.4.2	Progresivní (destruktivní) pitting	51

3.10.1.5	Opotřebením otěrem – abraze.....	52
3.10.1.6	Otlačení povrchu	53
3.10.1.7	Ridging	53
3.10.1.8	Rippling	53
3.10.1.9	Zadírání povrchů (scuffing).....	54
3.10.1.10	Odlupování povrchové vrstvy (spalling)	54
3.10.2	Opravy	54
3.10.2.1	Přebroušení ozubení	54
3.10.2.2	Pískování	55
3.10.2.3	Kovový nástřik	55
3.10.2.4	Laserové navařování.....	55
3.11	Montáž.....	56
3.12	Pohonné motory	57
3.13	Mazací systémy převodových skříní a ložisek	58
3.13.1	Druhy mazacích oběhů a zařízení	59
3.13.1.1	Samočinný mazací oběh.....	59
3.13.1.1.1	Uzavřený mazací oběh	59
3.13.1.1.1.1	Spádový.....	59
3.13.1.1.1.2	Tlakový	59
3.13.1.1.2	Otevřený mazací oběh.....	59
3.13.1.2	Centrální tlakové mazání	60
3.13.1.3	Mazání broděním a rozstříkem.....	60
3.13.1.4	Mazání olejovou mlhou.....	60
3.13.1.5	Ruční mazání.....	60
3.13.1.6	Čističe oleje	61
3.13.2	Výběr maziva pro převodovku	61
3.13.2.1	Obecné vlastnosti oleje.....	61
3.13.2.2	Viskozita oleje	62
3.13.2.3	Minerální olej	62
3.13.2.4	Polosyntetické oleje.....	63
3.13.2.5	Syntetický olej.....	63
3.13.2.6	Plastické mazivo	63
3.13.3	Kontrola funkce samočinného mazacího okruhu – tlaková, teplotní.....	63
3.13.4	Mazání ložisek	64
3.13.4.1	Mazání plastickým mazivem.....	64
3.13.4.2	Mazání tuhým olejem	64

3.13.4.3	Mazání suchým mazivem	65
3.13.4.4	Mazání olejem	65
3.13.4.4.1	Olejová lázeň.....	66
3.13.4.4.2	Mazací kroužek	66
3.13.4.4.3	Mazání s nuceným oběhem oleje	67
3.13.4.4.4	Mazání vstřikovaným olejem	67
3.13.4.4.5	Volba mazacího oleje.....	67
3.13.4.4.6	Výměna oleje	67
5	Konstrukční návrh převodovky	68
5.1	Upřesnění zadání	68
5.2	Stanovení funkčních parametrů převodového mechanismu	68
5.2.1	Návrh kinematického schématu	68
5.2.2	Volba počtu zubů	70
5.3	Výběr konstrukční varianty a osové vzdálenosti	70
5.3.1	Stanovení výkonnostních charakteristik.....	72
5.4	Návrh ozubení.....	73
5.5	Výpočet ozubení	73
5.6	Návrh a výpočet hřídelů a ložisek	74
5.6.1	Hřídel 1.....	74
5.6.2	Hřídel 2.....	75
5.6.3	Hřídel 3.....	76
5.6.4	Zpřesnění výpočetních modelů	76
5.7	Návrh a výpočet spojovacích prvků	76
5.8	Účinnost a chlazení	76
6	Řešení	78
6.1	Tvorba 3D modelů.....	78
6.1.1	Ozubení, hřídele	78
6.1.2	Rám	79
6.1.2.1	Odlitek.....	80
6.1.2.2	Svařenec	80
6.1.3	Umístění souhmotí do skříně.....	81
6.2	Kontrola metodou konečných prvků (MKP)	83
6.2.1	Pevnostní a tuhostní analýza	83
6.2.2	Modální analýza	85
6.3	Porovnání vlastních frekvencí	86
6.4	Doplňkové funkce.....	86
6.4.1	Mazání.....	86

6.4.2	Topení	88
6.4.3	Těsnění	88
6.4.3.1	Plošné těsnění	89
6.4.3.2	Dynamické těsnění	89
6.4.4	Zajišťování šroubů lepením	89
6.5	Připojovací prvky – kompatibilita připojení.....	89
6.5.1	Hřídelové spojky pružné – vstup	89
6.5.1.1	S pryžovou obručí (Periflex)	89
6.5.1.2	Ozubcová spojka (Rotex)	90
6.5.2	Výstupní připojení.....	90
6.5.2.1	Pera.....	91
6.5.2.2	Evolventní drážkování.....	91
6.5.2.3	Adapter	91
6.5.2.4	Ringfeder kroužky	91
6.5.2.5	Stüwe stahovací kroužky	92
6.6	Montáž	92
6.6.1	Postup samotné montáže	92
6.6.2	Montáž převodovky na stroj.....	93
6.7	Ekonomické zhodnocení.....	93
6.8	Závěr.....	94
6.9	Seznam zdrojů	95
6.9.1	Seznam literatury.....	95
6.9.2	Ostatní zdroje	95
6.9.3	Internetové zdroje.....	95
6.10	Obsah Compact Disku	100
6.11	Seznam příloh.....	100

1 Seznam

1.1 Seznam zkratek

FEM - Finite element method – metoda konečných prvků
BOM - Bill of materials – kusovník
MKP – metoda konečných prvků
tzn. – to znamená
kg – kilogram
mm – milimetr
nm – nanometr
MPa – megapascal
Hz – Hertz
ot/min – počet otáček za minutu
l/min – počet litrů za minutu
°C – stupně Celsia
W – watt
kW – kilowatt
MW – megawatt
mW – miliwatt
obr. – obrázek
tab. – tabulka
s.r.o. – společnost s ručením omezeným
a.s. – akciová společnost
m/s – metry za sekundu
cem. – cementační
atd. – a tak dále
Nm – newtonmetr
rad/s – radiány za sekundu

1.2 Seznam obrázků

Obrázek 1: Logo MKV ozubená kola s.r.o.	18
Obrázek 2: Uspořádání motor - převodovka - výstupní člen	21
Obrázek 3: Poháněcí stanice pásového dopravníku	23
Obrázek 4: Pásový dopravník	23
Obrázek 5: Základní tvary ozubení kuželových kol.....	25
Obrázek 6: Různé druhy řídicích křivek ozubení kuželových kol	27
Obrázek 7 : Kuželové kolo s S ozubením	29
Obrázek 8 : Schema správného sezení kuželového ozubení	29
Obrázek 9 : Oblasti žíhacích teplot v diagramu Fe-Fe ₃ C	34
Obrázek 11 : Povrchové indukční kalení mazizubovou mezerou	36
Obrázek 10 : Povrchově zakalené ozubení	36
Obrázek 12 : Štěrbinové těsnění	47
Obrázek 13: Labyrintové těsnění	47
Obrázek 14 : Nakupované labyrintové těsnění	47
Obrázek 16 : Těsnící kroužky Nilos.....	47

Obrázek 15 : Ložiskové těsnící kroužky	47
Obrázek 17 : Plstěné kroužky.....	48
Obrázek 18 : Hřídelové kroužky - gufera.....	48
Obrázek 19 : Závislost mezi zatížením, rychlostí a typem poruchy	50
Obrázek 20 : Nadměrné opotřebení	50
Obrázek 21 : Progresivní pitting	52
Obrázek 22 : Opotřebení otěrem	52
Obrázek 23 : Zadíráání.....	53
Obrázek 24 : Rippling	53
Obrázek 25 : Spalling	54
Obrázek 26 : Oprava zubů zavařením	56
Obrázek 27 : Plasmové navařování	56
Obrázek 28 : Proudová a momentová charakteristika asynchronního motoru	58
Obrázek 29 : Schéma ústředního oběhového spádového mazání	59
Obrázek 30 : Schéma uspořádání brodivého mazání ve skříní převodovky	60
Obrázek 31 : Závislost dynamické viskozity oleje na tlaku	62
Obrázek 32 : Závislost kinematické viskozity oleje na teplotě	62
Obrázek 33 : Ložisko s mazivem Dry Lube	65
Obrázek 34 : Ložisko s mazivem Solid Oil	65
Obrázek 35 : Mazání olejovou lázní	66
Obrázek 36 : Mazání nuceným oběhem oleje	66
Obrázek 38 : Montážní uspořádání	69
Obrázek 37 : Kinematické schema	69
Obrázek 39 : Výpočetní model hřídele 1	75
Obrázek 40 : Výpočetní model hřídele 3	75
Obrázek 41 : Výpočetní model hřídele 2	75
Obrázek 42 : 3D model hřídele 1	78
Obrázek 44 : 3D model hřídele 3	79
Obrázek 43 : 3D model hřídele 2	79
Obrázek 45 : 3D model převodovky s litou skříní	80
Obrázek 46 : 3D model převodovky se svařovanou skříní	81
Obrázek 47 : Pohled do převodovky bez víka.....	82
Obrázek 48 : Převodovka s motorem upevněná na rámu.....	82
Obrázek 50 : Zobrazení omezeného napětí na 6 MPa.....	84
Obrázek 49 : Zobrazení maximálního napětí na spodku skříně	84
Obrázek 52 : Vlastní tvar kmitu	85
Obrázek 51 : Zobrazení maximální celkové deformace.....	85
Obrázek 53 : Zobrazení hladiny oleje při náklonu	88
Obrázek 54 : Pružná spojka Periflex	90
Obrázek 55 : Řez pružnou spojkou Periflex	90
Obrázek 56 : Spojka Rotex - schema a rozstřel	90
Obrázek 57 : Řez ringfeder kroužkem	92
Obrázek 58 : Model Ringfeder kroužku	92

1.3 Seznam tabulek

Tabulka 1: Stupěň drsností boků zubů a stupeň přesnosti dle norem	25
Tabulka 2: Druhy ozubení kuželových kol	28
Tabulka 3 : Druhy nejpoužívanějších litin	44
Tabulka 4 : Počty zubů a převodové poměry	71
Tabulka 5 : Výběr konstrukční varianty	72
Tabulka 6 : Určení provozního koeficientu	74
Tabulka 7 : Výkonové ztráty	77
Tabulka 8 : Porovnání vlastních frekvencí	86
Tabulka 9 : Druhy topných těles	88

1.4 Seznam rovnic

Rovnice 1 : Určení převodového poměru	70
Rovnice 2: Výpočet obvodové rychlosti	70
Rovnice 3: Výpočet výkonových charakteristik	72
Rovnice 4 : Newtonův ochlazovací zákon pro výpočet odvodu tepla	77

2 Úvodem

Tato diplomová práce je po úvodu rozdělena na tři hlavní části: 1) analýzu zadání seznamující s problematikou průmyslových převodovek 2) konstrukční návrh a výpočty a 3) samotné řešení vyplývající z návrhu, společně se zhodnocením. Úvod je pro seznámení se se zadaným tématem a zadávající firmou.

První hlavní část je rešeršní část, která je určena pro zorientování se, utřídění znalostí a také jako průvodce v rozhodování a možnostech při navrhování průmyslových převodovek s vysvětlením jednotlivých možností a jejich úskalí.

Druhá část se zabývá návrhem, kinematickým schématem, návrhem jednotlivých parametrů a dílů a především výpočty. Ve třetí a závěrečné části je zpracováno samotné řešení pro výsledky výpočtů, které aplikuje poznatky rešeršní části, zhodnocení, závěr, technická dokumentace a přílohy.

2.1 Téma, zadání

Tématem a hlavním úkolem práce je konstrukční návrh kuželočelní převodovky o výkonu 630 kW. Navrhovaná převodovka bude sloužit pro pohon pásového dopravníku pro přepravu hornin. Tyto dopravníky jsou především provozovány venku v povrchových dolech, kde je prašné prostředí, déšť, střídání teplot a ostatní vlivy počasí. Převodovka tak musí být navrhována nejen z hlediska samotné provozní funkce, ale i odolnosti vůči okolním vlivům, z hlediska výroby, montáže a dopravy a samozřejmě v souladu se zvyklostmi, zkušenostmi a možnostmi výrobce. Konkrétní zadání, zástavbové rozměry, hmotnost a další parametry budou uvedeny později.

Tato kuželočelní převodovka je požadována ve dvoustupňovém provedení. První převod je kuželovým soukolím a druhý převod čelním soukolím. Zadávající firma MKV Ozubená kola s.r.o má ve své nabídce třístupňovou variantu kuželočelní převodovky o stejném výkonu, ale nikoli dvoustupňovou. Dvou i třístupňová verze si mohou ekonomicky konkurovat.

Důvod k výrobě dvoustupňové verze je prvotně pro vyhovění požadavků zákazníka.

2.1.1 Zadávající společnost [5]

Zadavatelem diplomové práce je společnost MKV ozubená kola s.r.o. V roce 1993 navázala na činnost Škodových závodů společnost MKV s.r.o. a v současnosti úlohu pokračovatele plní společnost MKV ozubená kola s.r.o.. Sídlo společnosti se nachází v Plzni. S navázáním na dlouholeté zkušenosti firmy MKV s.r.o. a vysoké odbornosti jednatele společnosti se stala společnost, MKV ozubená kola s.r.o., přední společností v oboru výroby převodových zařízení v České republice, a to jak v provedení standardních tak i atypických. Firma je specializována na vývoj, konstruování a výrobu mechanických převodovek včetně výroby jejich náhradních dílů. MKV ozubená kola s.r.o. rovněž zajišťuje servisně-montážní služby.



Obrázek 1: Logo MKV ozubená kola s.r.o. [44]

Obory, ve kterých se můžete s jejími produkty setkat:

- těžební průmysl a doprava materiálu
- pohony v cementárnách
- pohony ve válcovnách
- energetika
- gumárenský průmysl
- všeobecné strojírenství

Společnost zavedla a používá systém managementu kvality v oboru vývoj, konstrukce a výroba ozubených kol a mechanických převodovek včetně dodávek náhradních dílů a zajišťování servisně-montážních služeb dle normy ČSN EN ISO 9001:2009. Disponuje velkým množstvím hotových projektů a díky pružnému přístupu k potřebám zákazníků nachází uplatnění u stávajících strategických partnerů, ale i aktivně oslovuje nové klienty.

Poskytuje odborné poradenství v oblasti průmyslových převodovek a ozubených kol, a to včetně odborných a znaleckých posudků. Základním předpokladem k zajištění trvalého rozvoje firmy jsou zaměstnanci, zkušení odborníci s dlouholetou praxí v oboru převodových zařízení. MKV provádí převážně zakázkovou výrobu a při realizaci svých dodávek spolupracuje s předními výrobci jako např. ŽŽAS, ŠKODA Plzeň, ATA Finsko a jiných.

Reference:

Strojírenský průmysl, energetika

ČEZ, a.s.

HZ Břidličná, a.s.

Mavel, a.s.

PBS Velká Bíteš, a.s.

Železářny Hrádek, a.s.

Cementárny a vápenky

Cement Hranice, a.s., skupina Dyckerhoff

Cementáreň Turňa, a.s.

Cementárny a vápenky Prachovice, a.s.

Českomoravský cement, a.s., skupina

Heidelberger

Hirocem, a.s., Rohožník

Lafarge Cement, a.s.

Gumárenský průmysl

PSP Engineering, a.s.

Barum Continental, s.r.o.

Mitas Praha, a.s.

Rotas strojírny, s.r.o.

Tyros, s.r.o.

Surovino-zpracovatelský průmysl, keramické závody

CALOFRIG, a.s.

Chlumčanské keramické závody, a.s.

Západokámen Plzeň, a.s.

Papírenský a chemický průmysl

JIP Větrní, a.s.

Lovochemie, a.s.

Novácké chemické závody, a.s.

Setuza, a.s.

Ostatní

Cukrovar Hrochův Týnec, a.s.

Českomoravské cukrovary, a.s.

Plzeňské mlýny, a.s.

TESCO, a.s.

3 Analýza problematiky průmyslových převodovek

Analýza zadání neboli řešerše shrnuje vědomosti, poznatky, zvyklosti a konstrukční příklady sloužící k přiblížení problematiky průmyslových převodovek. Usnadňuje tak zorientování se a správný výběr následného řešení.

3.1 Přední výrobci převodovek

Vedle zadávající společnosti MKV ozubená kola, která je představena v úvodu, jsou na trhu další výrobci převodovek. Zde je uveden seznam nejvýznamnějších z nich.

Vítkovice Gearworks a.s. - převodovky, ozubená kola, zubové spojky, strojírenské díly, náhradní díly, tepelné zpracování, servisní činnost, povrchová těžba - dodávky skládkových strojů, rýpadel, zakladačů, lodních vykladačů, energetika-dodávky ventilátorových mlýnů pro zpracování uhlí [12]

Wikov Gear - převodovky pro energetiku, rychloběžné převodovky, průmyslové převodovky, převodovky pro těžbu a zpracování surovin, převodovky pro kolejová vozidla, volné díly, servis [13]

SEW-EURODRIVE CZ s.r.o. – převodové motory a frekvenční měniče, servopohony, decentrální technika, průmyslové převodovky, ostatní produkty, servis a pomůcky [14]

SG strojírna s.r.o. (mateřská firma SETRA GEAR a.s.) – spojky, převodovky pro papírenský a chemický průmysl, cementárny a vápenky, gumárenský průmysl, surovino zpracovatelský průmysl, keramické závody, strojírenský průmysl, energetika, doly a ostatní těžební průmysl, ostatní [15]

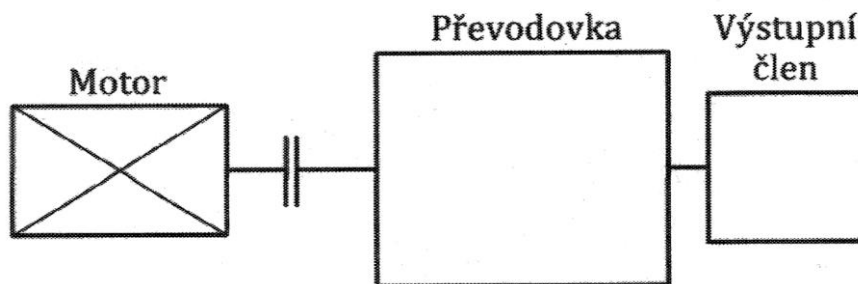
TOS Znojmo – vyráběné typy převodovek: šnekové převodovky MKT, RT/MRT, čelní převodovky MTC.A , čelní převodovky TNC, kuželočelní převodovky KTM, variátory VA-B, kuželová soukolí , čelní ozubení , šneková soukolí , hřídele , elektromotory [16]

BMC - TECH s.r.o. (původně BMC BALTAS, s.r.o.) - dodávky, servis a poradenství průmyslových komponentů, jako jsou spojky, brzdy, převodovky, válečkové řetězy a chladiče, od firmy **Tandler**: spirálové - standardní převodovky, servo převodovky, převodovky s modulací rychlosti, speciální převodovky, vypínatelné převodovky [17],[18]

Mezi další významné výrobce převodovek patří: **Renold, Siemens, Nord, Boreng, Flender, PW, PSP.**

3.2 Převodovky

Převodovky se skládají z převodových mechanismů, které slouží k transformaci energie a změně či přenosu pohybu. Převodovky jsou obecně hnány motorem (či jiným zdrojem energie) a přenáší pohyb na výstupní člen, kterým je hnaný stroj. Převodovky lze rozdělit různými kritérii. Z hlediska velikosti mohou být velké od několika molekul (nanotechnologie), až po obrovské převodovky o váze desítek tun. Rovněž přenášené výkony jsou od mW po několik MW. Změna pohybu může být z rotačního na rotační či posuvný a opačně. Rovněž rychlost otáček může převodovka zvyšovat nebo snižovat. Běžné uspořádání motor – převodovka – výstupní člen je znázorněno na Obr.: 2.



Obrázek 2: Uspořádání motor - převodovka - výstupní člen [11]

Převodovka je obvykle tvořena těmito základními prvky:

- převodové prvky – ozubená kola, třecí převody, jiné převody
- přenosové prvky – osy, hřídele, čepy
- součásti pro uložení - ložiska
- spojovací prvky – pera, spoje drážkováním nebo nalisováním
- rám – těleso skříně
- pomocné prvky a funkce – těsnění, mazání, chlazení

Jestliže dále bude psáno jen o průmyslových převodovkách, je možno je rozdělit především podle velikosti (přenášeného výkonu), konstrukčního uspořádání a rychlosti otáčení jednotlivých hřídelů.

3.2.1 Podle konstrukčního uspořádání

Konstrukčním uspořádáním se myslí počet převodových soukolí, jejich uspořádání a například možnost změny převodu. Převodovky mohou být řešeny s možností změny rychlostního stupně nebo s pevným převodovým poměrem. V celém dalším textu je pojednáváno pouze o převodovkách s jedním rychlostním stupněm, a počtem stupňů převodovky je myšlen počet jednotlivých soukolí. Pořadové číslo soukolí je počítáno směrem od motoru.

Rotační převody se mohou dělit podle smyslu změny rychlosti otáčení na dopomala a dorychla a také podle geometrického uspořádání os hřídelí převodu. Osy mohou být rovnoběžné (válcová kola), různoběžné (kuželová kola), mimoběžné (šnekový převod) nebo stejnohlé (planetový převod).

3.2.2 Podle rychlosti otáčení souhmotí

Dle rychlosti otáčení jednotlivých soukolí se mohou převodovky rozdělit na pomaloběžné a rychloběžné. Pomaloběžné jsou do obvodové rychlosti hřídelů přibližně 20 m/s. Rychloběžné jsou od této rychlosti více. Druhým parametrem, jedná-li se o rychloběžnou převodovku, je nutnost použití kluzných ložisek. Rychloběžné převodovky mají

vzhledem k velkým obvodovým rychlostem a velkým přenášeným výkonům speciální požadavky na konstrukci.

Mnoho informací ohledně převodovek nemůže být v této práci vzhledem k jejímu omezenému rozsahu zmíněno. Následující text bude tedy cíleně zaměřen jen na oblast informací použitelných pro samotné řešení zadání - pomaloběžné převodovky s kuželovými a válcovými ozubenými koly.

3.3 Doplnující informace k převodovkám pro důlní průmysl

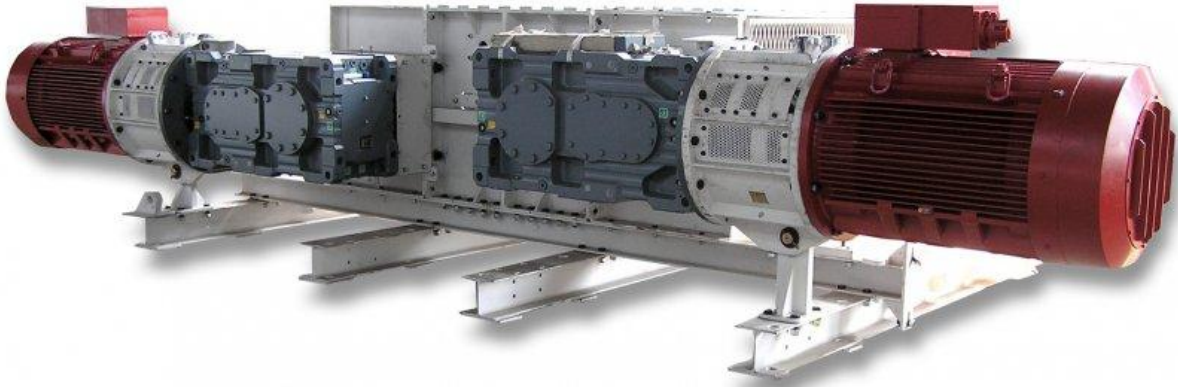
Převodovek pro důlní průmysl je velmi mnoho, jsou rozmanité a výkonné. Obecně se může říci, že jde o pomaloběžné převodovky větších výkonů (řádově 70kW – 1MW) s velkými převodovými poměry pro pohon bagrů, velkorypadel, hlubinných dobývacích strojů, dálkovou pásovou dopravu a pomocných důlních strojů. Jedná se o čelní, kuželočelní, šnekové a planetové převodovky a jejich kombinace s děleným i neděleným tokem výkonu.

Hnědé uhlí se dobývá v povrchových hnědouhelných dolech a spočívá v odkrytí horní vrstvy zeminy, vytěžení vrstvy uhlí (žíly) a opětovném zakrytí dolu zeminou. Žíly černého uhlí, které je kvalitnější než hnědé, bývají hluboko pod povrchem země a je nutné použít dobývací stroje, které uhlí v těžkých podmínkách hlubinných dolů vytěží.

Průmyslové převodovky pro těžbu uhlí a jiných hornin bývají zpravidla nepřeraditelné, tedy s jedním převodovým poměrem. Počet stupňů převodovky tak neznačí rychlostní stupně (protože ten je pouze jeden), ale počet převodových soukolí.

Převodovky pro pásovou dopravu

Při dobývání uhlí je potřeba přemístit velké množství zeminy, horniny a uhlí. Používá se k tomu dlouhých pásových dopravníků, které materiál rychle dopraví na příslušné místo. Tyto pásy jsou zpravidla pryžové, stovky metrů až několik kilometrů dlouhé. Válečkové stolice jsou pro šířky pásu do 650 mm dvouválečkové, pro větší šířky (1200 mm, 1600 mm) tříválečkové a víceválečkové. Pásová doprava je výhodná tam, kde se požaduje kontinuita dopravního procesu, potřeba překonávat velké dopravní výšky a automatizace provozu. Velké pásové dopravníky lze použít i v jiných odvětvích průmyslu, například v cementárnách, v lomech a na stavbách.



Obrázek 3: Poháněcí stanice pásového dopravníku [19]

Pásové dopravníky většinou pohánějí kuželočelní převodovky o výkonech mezi 250 a 1000 kW a převodovým poměrem 10 až 25 dopomala. Výkon a převodový poměr záleží na délce pásu, přepravním množství (šířka a rychlost) a úhlu stoupání. Převodovka je umístěna v poháněcí stanici na konci pásu, kde pohání hnací bubnu pásu. K bubnu je připojena přípojovacím adaptérem nebo hřídelí, která přenáší výkon pomocí evolventního drážkování nebo svěrnými Ringfeder či Stuewe kroužky.

Sestava poháněcí stanice pásového dopravníku pro přepravu uhlí je na Obr.: 3 a samotný pás s dopravovaným materiálem na Obr.: 4.



Obrázek 4: Pásový dopravník [69]

3.4 Převodové prvky s tvarovým stykem [11]

Všechny převody obecně sloučí k vytvoření silové vazby mezi hnacím a hnaným členem. Slouží především ke změně otáček a točivého momentu, popřípadě změně smyslu otáčení a přenesení výkonu pro jiný směr. Vazba je založena na principu záběru s přímým dotykem obou spouzabírajících členů. Zuby spoluzabírajících kol se po sobě odvalují s částečným prokluzem. Pojednání o ozubených převodech bude spíše z hlediska praktického použití, zdůraznění výhod a nevýhod, vhodných materiálů a úprav ozubení, než o důkladném popisu geometrie.

3.4.1 Válcová (čelní) soukolí – osy rovnoběžné

Jedná se o jednoduchý převodový mechanismus dvou spoluzabírajících kol. Kola mají rovnoběžné osy a válcový tvar. Válcová kola jsou jednoduchá na výrobu a provoz, mají vysokou životnost a spolehlivost. Válcová kola se mohou krátkodobě přetížít. Mezi nevýhody patří hluk, nároky na přesnost a tuhost uložení a neschopnost tlumit rázy.

Zuby válcových kol mohou být vůči ose kola rovnoběžné nebo skloněné. Ozubení se proto rozděluje na přímé a šikmé.

Válcová kola mohou být jak s vnitřním, tak vnějším ozubením přímým i šroubovým. Výhodou soukolí s vnitřním ozubením je menší zastavěný prostor, vysoká dotyková únosnost, lepší skluzové poměry a menší opotřebení a hlučnost. Nevýhodou je obtížná a pomalá výroba, protože nelze použít metodu odvalování a musí se použít obrážecí kolečko.

3.4.1.1 Přímé ozubení

U přímého ozubení je podélná osa zubů rovnoběžně s osou kola. Ozubení je jednoduché na výrobu, ale nevýhodou jsou větší vibrace a hluk při chodu. Přímé ozubení se výhodně používá pro velké a pomaloběžné převody, například pohon cementárenských pecí.

3.4.1.2 Šikmé ozubení

Ozubení je vlastně šroubovitě a je tvořeno šroubovicí o velkém stoupání. U menších šířek kol a velkém stoupání je zakřivení malé a ozubení se pohledově jeví jako šikmé, nikoliv šroubovitě. Zaběhnutý název je šikmé, přestože je to zavádějící pojmenování. Šikmé ozubení nemá podélnou osu zubu rovnoběžně s osou kola. Sklon zubu od osy kola je definován úhlem $\beta \neq 0^\circ$. Toto ozubení má hlavní výhodu v plynulém vstupu a výstupu zubových dvojic do i ze záběru, menší dynamické účinky, větší součinitel trvání záběru a tudíž klidnější a tišší chod. Oproti přímému ozubení je mírně náročnější výroba, ale především zvýšené nároky na uložení. Šikmé ozubení vytváří axiální síly (se zvětšujícím se sklonem β se axiální síly zvětšují), které je nutno zachytit.

Zvláštním případem šikmých válcových kol jsou kola s dvojité šikmým ozubením, tak zvané šípovým. Toto ozubení je typově shodné s šikmým ozubením. Ozubení je složeno ze dvou šikmých ozubení vedle sebe s opačným smyslem stoupání šroubovice. Ozubení je tudíž širší a je náročnější na výrobu a montáž, protože jedno z kol musí mít možnost axiálního posuvu pro správné ustavení do záběru. Obě ozubení mohou být spojena a tvořit tak jeden nepřerušovaný zub, a nebo být oddělena drážkou. Příklad s drážkou je výrobně jednodušší, jelikož lze ozubení vyrábět běžnými výrobními metodami a tudíž je výroba levnější. Drážka slouží pro výběh nástroje z ozubení. V případě absence drážky lze ozubení vyrábět pouze čepovou frézou, která nepotřebuje výběh ze zubové mezery. Ozubení pak ale nelze brousit. Pro životnost šípových soukolí i pro záběrové podmínky je lepší směr otáčení kola ve směru šípu. U ozubení bez drážky je tento směr o to důležitější, protože olej vytlačovaný ze záběru zubů by měl putovat směrem od středu kola ven a nikoliv aby byl zmáčknut ve středu šípu. U některých aplikací lze otáčky šípových kol reverzovat (u hřebenových pastorků válcovací

stolice), ale u jiných je to nepřípustné a směr otáčení je nutné dodržet ve směru šípu (rychloměrné převodovky).

3.4.2 Kuželové soukolí – osy různoběžné [11], [20], [23], [24]

Kuželové převody, stejně jako všechny ostatní převody slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi hnacím a hnaným členem. Tyto převody vytváří vazbu mezi různoběžnými hřídeli. Nejpoužívanější jsou pro úhel os 90° . V porovnání s čelními válcovými ozubenými koly je u nich dražší výroba, složitější konstrukční uspořádání (i montážní) a kromě délkových úchylek je nutno sledovat i úchytky úhlové.

Seznam norem pro návrh a výpočet ozubení dle programu MitCalc: DIN 3971, DIN 3991 Kegeleradern 1-4, ISO 6336 1-3, DIN 3965 Toleranzen für Kegeleradverzahnungen 1-4, ISO 1328, DIN 3990, ANSI B6.1-1968, AGMA 2001-C95, AGMA 908-B89/95, AGMA 2003-A86/88, AGMA 2005-B88 a další. Stupeň drsností boků zubů a stupeň přesnosti dle norem ISO, DIN a AGMA je dle tabulky Tab.: 1.

Stupeň přesnosti ISO 1328	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Stupeň přesnosti DIN 3965	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Stupeň přesnosti AGMA	13	12	11	10	9	8	7	6	5
Max.drsnost povrchu Ra max [nm]	0.1- 0.2	0.4	0.8	1.6	1.6	3.2	6.3	12.5	25
Max.obvodová rychlost [m/s] šikmé zuby	50	40	30	20	12	8	5	3	3

Pro rovné zuby je max. doporučená obvodová rychlost < 5 m/s.

Tabulka 1: Stupeň drsností boků zubů a stupeň přesnosti dle norem [20]

Podle vzájemné polohy hlavového a patního kužele vzhledem k roztečnému kuželu definujeme tři základní tvary ozubených kol (Obr.: 5).



Obrázek 5: Základní tvary ozubení kuželových kol [20]

Základním stavebním prvkem ozubeného převodu je jeden pár spoluzabírajících zubů. Křivky vzniklé řezem kolmo na podélnou osu zubů se nazývají zubové profily. Boční křivka zubu soukolí může být vůči přímce směřující do vrcholu kužele rovnoběžně nebo mírně skloněně. Podle toho se ozubení kuželových kol rozděluje na přímé a šikmé. Druhy ozubení kuželových kol jsou přehledně seřazeny v Tabulka.: 2.

3.4.2.1 Přímé ozubení

Řídící křivkou je přímka, která prochází středem kuželů (Obr.: 6a).

3.4.2.2 Šikmé ozubení

Řídící křivkou je přímka, která na rozdíl od kol s přímými zuby (Obr.: 6b) neprochází středem, ale dotýká se pomocné kružnice o poloměru e (excentricita). Zuby doslova šikmé

jsou pouze u rovinného kola; na kole s úhlem $\delta < 90^\circ$ se jeví jako šroubovitě vinuté. Věnc kol se provádí podle tvaru I s nominálními hodnotami ozubení ve vnější čelní ploše. Kuželovými koly se šikmými zuby se dosahuje poněkud lepších vlastností než u kol se zuby přímými. Úhel sklonu β_e (někdy β_m) se volí v rozmezí 20° až 40° (zpravidla po 5°); zpravidla úhel profilu zubu $\alpha_t = 20^\circ$, někdy 15° . Ozubení lze vyrobít na hoblovacích strojích, používaných pro výrobu kol se zuby přímými (stroje fy: Reincker-Bilgram, Heidenreich & Harbeck aj.).

3.4.2.3 Ozubení se zakřivenými zuby

Řídícími křivkami jsou různé druhy křivek. Podle smyslu vinutí zubů se rozlišují kola „pravá“ a „levá“. Při pohledu od vrcholu a při sledování průběhu zubu od vnitřní čelní plochy k vnější se zuby „kola pravého“ stáčí ve směru otáčení ručiček – zuby „kola levého“ proti směru otáčení ručiček hodinových. Zuby spoluzabírajících kol musí mít opačný smysl vinutí. Soukolí jako celek je charakterizováno smyslem vinutí u pastorku. Tato pravidla platí i pro šikmé ozubení.

3.4.2.3.1 Kola s kruhovými zuby

Řídícími křivkami zubů jsou kružnice se středy na jisté kružnici pomocné.

3.4.2.3.1.1 metoda Gleason

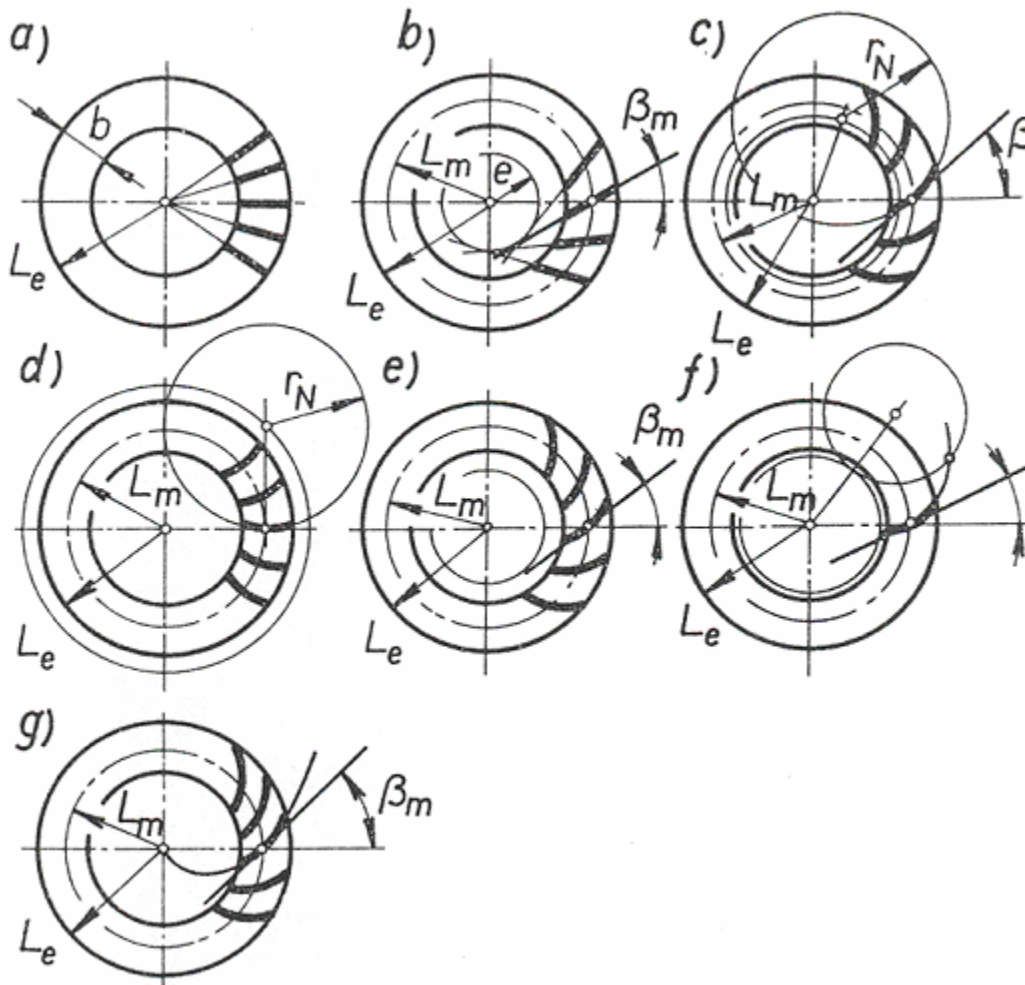
(Obr.: 6c). Úhel sklonu β_m se volí v rozmezí $30^\circ \div 45^\circ$, nejčastěji $\beta_m = 35^\circ$. Úhel profilu $\alpha_{nm} = 14,5^\circ; 17,5^\circ$ nebo 20° . Technologicky výhodný je tvar věnce II; používá se však i tvar I a III.

3.4.2.3.1.2 metoda Gleason – Zerol

Zvláštním případem je ozubení s kruhovými zuby "Zerol" (Obr.: 6d), které je charakteristické úhlem sklonu $\beta_m = 0$. Tento typ spojuje některé výhody zubů přímých (např. malé osové síly) s přednostmi zubů zakřivených. Kola s kruhovými zuby se vyrábějí na speciálních strojích firmy Gleason. Řídící křivkou je kružnice o poloměru r_N a boky zubů rovinného (plochého) kola jsou kuželové plochy. Nástroje jsou frézovací hlavy, nejčastěji se vsazenými noži. Frézování zubů je racionálnější než jejich obrázení u kol s přímými a šikmými zuby. Tvar kuželového věnce je typu I.

3.4.2.3.2 Kola s paloidními a cyklopaloidními zuby – metoda Klingelberg

(Obr.: 6e). Řídící křivkou zubu je prodloužená evolventa (paloida). Typický je tvar věnce III se zuby o stálé výšce. Úhel profilu $\alpha_{nm} = 20^\circ$ nebo $17,5^\circ$; úhel sklonu se volí v rozsahu $\beta_m = 30^\circ \div 45^\circ$. Ozubení se vyrábí na strojích firmy Klingelberg pomocí speciální frézovací hlavy.



Obrázek 6: Různé druhy řídicích křivek ozubení kuželových kol [23]

„Metoda Klingelnberg vznikla v Německu, používá se od roku 1921. Jedná se o odvalovací frézování s plynulým odvaalem. Vyráběná kuželová kola mohou mít zakřivení zubů dvojího typu (paloidní nebo cyklopaloidní). Kuželová kola s paloidním zakřivením zubů se vyrábí jinou technologií než kuželová kola s cyklopaloidními zuby. Kuželová odvalovací fréza se používá na výrobu kuželových kol s paloidním ozubením. Stejně jako u předešlých metod i zde se ozubení vyrábí odvalovacím frézováním. Ozubení je tvořeno kombinací tří pohybů: rotačního pohybu frézy, otáčení obrobku a odvalovacího pohybu frézy na unášecí desce. Kuželová odvalovací fréza je vyrobena z rychlořezného materiálu s povrchovou úpravou (nejčastěji povlakování). Na volbu nástroje má vliv pouze velikost modulu vyráběného ozubení. Přípravné časy se pohybují kolem třiceti minut. Výrobní časy se pohybují v řádech několika desítek minut, v závislosti na velikosti rozměrů ozubení. Tato metoda je vhodná pro malosériovou nebo kusovou výrobu. Vzniklé ozubení má velmi dobré vlastnosti. Kuželová kola s cyklopaloidním ozubením jsou vyráběna podobně jako u metody Oerlikon. Rozdíl je pouze v konstrukci nožové hlavy. Nožová hlava je dvoudílná. Všechny vnější nože jsou v jedné části frézy a vnitřní nože v druhé části. Obě části mají možnost vzájemného posuvu, díky tomu mohou jak vnitřní tak vnější nože měnit poloměry křivosti. To je zásadní pro výrobu zakřivení s podélnou modifikací tvaru zubu. Tato metoda je novější, v dnešní době více používaná, vysoce produktivní a vhodná pro kuželová kola do průměru $\text{Ø}850 \text{ mm}$ s malými a středními moduly ($m = 15 \text{ mm}$).“ [24]

Cyklopaloidní zubení Klingelberg se po kalení klasicky nebrousí kotoučovou frézou. Jako dokončovací metoda se používá frézování HPG.

Poznámka autora: Velice podobné ozubení německého typu Klingelberg je ruský typ Saratov. Ozubení Saratov má podobné geometrické parametry i únosnost. Jeho největší výhodou je, že jde brousit. Bohužel se o tomto ozubení nepodařilo zjistit více informací.

3.4.2.3.3 Kola s eloidními zuby – metoda Oerlikon – Spiromatic [24]

(Obr.: 6f). Řídicí křivkou zubu je část prodloužené epicykloidy a boky zubů rovinného kola jsou vytvořeny složitou zborcenou přímkovou plochou, vznikající vzájemným pohybem nástroje a obrobku. Běžně se používá tvar věnce III, úhel sklonu $\beta_m = 30^\circ \div 45^\circ$ a úhel profilu $\alpha_{mn} = 17,5^\circ$. Ozubení se vyrábí na speciálních strojích firmy Oerlikon – Spiromatic pomocí kotoučové frézovací hlavy se vsazenými noži v několika skupinách. Každá skupina obsahuje nůž s vnějším a vnitřním ostřím, případně i nůž hrubovací. Metoda Oerlikon vyrábí ozubení s nejhodnějšími vlastnostmi v porovnání s metodami Gleason a Klingelberg. Důvodem, proč je tato metoda u nás nejvíce rozšířena je její vysoká produktivita. Hodí se pouze pro sériovou výrobu. Přípravné časy se pohybují v řádu hodin (až 8 hod). Výroba jednoho kola pak zabere pouze několik minut.

3.4.2.3.4 Kola se spirálními zuby

(Obr.: 6g). Řídicí křivkou zubu je spirála, a to buď Archimedova nebo logaritmická.

Řídicí přímka	Název	Výška zubu	Rozměry, poznámky
1. Radiální přímka	přímé ozubení	proměnlivá	m_{et} -normalizovaný, $\alpha=20^\circ, 15^\circ, 14.5^\circ, 17.5^\circ, \beta=\beta_m=0^\circ$ Méně náročné převody, vyšší hlučnost, nižší obvodové rychlosti $v=2-3$ m/sec (6-10ft/sec).
2. Šikmá přímka	šikmé ozubení	proměnlivá	m_{et} -normalizovaný, $\alpha=20^\circ, 15^\circ, 14.5^\circ, 17.5^\circ, \beta=\beta_m=20^\circ-40^\circ$ (po 5°) Vyšší obvodové rychlosti, tišší chod, vyšší zatížení, vyšší trvanlivost, menší citlivost na nepřesnosti a deformace, dosažení vyššího převodového poměru $i < 10$
3. Kruhový oblouk	Gleason (USA)	proměnlivá; hlavové, roztečné a patní kužele nemají společný vrchol	m_{mn} -normalizovaný, $\alpha_{mn}=20^\circ, 17.5^\circ, 14.5^\circ, \beta_m=30^\circ-45^\circ$ (nejčastěji 35°)
	Gleason-Zerol (USA)		m_{mn} -normalizovaný, $\alpha_{mn}=20^\circ, 17.5^\circ, 14.5^\circ, \beta_m=0^\circ$
	Modul-Kurvex (Německo)	konstantní	m_{mn} -normalizovaný, $\alpha_{mn}=20^\circ, 17.5^\circ, 14.5^\circ, \beta_m=25^\circ-45^\circ$
4. Evolventa (paloida)	paloidní ozubení Klingelberg (Německo)	konstantní	m_{mn} -normalizovaný, $\alpha_{mn}=20^\circ, 17.5^\circ, \beta_m=30^\circ-38^\circ$
5. Epicykloida	eloidní ozubení Oerlikon-Spiromatic	konstantní	m_{mn} -normalizovaný, $\alpha_{mn}=17.5^\circ, \beta_m=30^\circ-50^\circ$
	cyklopaloidní ozubení Klingelberg (Něm.)	konstantní	m_{mn} -normalizovaný, $\alpha_{mn}=20^\circ, 17.5^\circ, \beta_m=0^\circ-45^\circ$

Tabulka 2: Druhy ozubení kuželových kol [23]

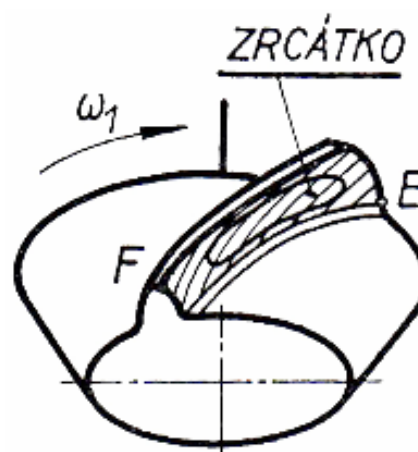
3.4.2.3.5 Kola s kosinovým ozubením (S ozubení)

Kosinové ozubení kuželových kol (Obr.: 7) by údajně mělo mít vyšší únosnost, než běžné druhy. Velkou nevýhodou je nutnost ozubení obrábět stopkovou frézou. Tento způsob obrábění je méně efektivní a nutnost velmi složitého CNC programu výrobu ještě více prodražuje. Obrábění probíhá na 5-ti osách CNC frézkách. Ozubená kola s S ozubením vyrábí Holandská firma Bierens. Na svých internetových stránkách www.bierens.com uvádí, že toto ozubení přináší o 30-35% vyšší přenášený výkon, absenci axiální fixace, méně produkovaného tepla a hluku, vyšší účinnost a možnost použít alternativní materiály. Ozubení vyrábí s přesností DIN 1 (AGMA 15). [25]

S ozubení je typově velmi podobné šípovému ozubení kuželových kol. Tyto typy se používají jen vyjíměčně pro speciální aplikace.



Obrázek 7 : Kuželové kolo s S ozubením [25]



Obrázek 8 : Schema správného sezení
kuželového ozubení [23]

3.4.2.4 Záběrové poměry

U soukolí se zakřivenými zuby je žádoucí otáčivý pohyb převážně v jednom smyslu. Smysl vinutí zubů se pak volí tak, aby zuby vstupovaly do záběru svými silnějšími konci, tj. na vnější čelní ploše kol, a aby u zubu pastorku byl pracovním jeho vydutý bok; axiální síly v ozubení mají pak tendenci oba členy v záběru vytlačovat. Při změně smyslu otáčení je pastorek nepříznivě „vtahován“ do kola (tato nevýhoda odpadá u ozubení Zerol). Na rozdíl od kol se zuby přímými je vstup zakřiveného zubu do záběru i jeho výstup pozvolný. Teoretický průběh záběru na zubu hnacího pastorku je naznačen na Obr. 8. Dotyk se postupně šíří do bodu E, pokračuje podle skloněných dotykových čar a opět se újí do bodu F. V praxi se však řadou technologických úprav usiluje o to, aby se záběr realizoval pouze na jisté plošce boku označované jako „zrcátko“. Toto opatření podstatně snižuje citlivost ozubení na nepřesnosti výroby a uložení kola a prakticky vylučuje hranový záběr zubů. S rostoucím zatížením se plocha zrcátka zvětšuje a mírně posouvá k silnějšímu konci zubu. Určitému pastorku přísluší po správném zaběhnutí zcela určité kolo. Proto se při repasi soukolí mění pastorek i kolo současně.

Výrobní úchytky a také provozní úchytky, které vznikají při provozním zatížení ozubeného soukolí jsou způsobeny deformacemi zubů, těles ozubených kol, hřídelů, ložisek a těles skříní a také vůlemi v ložiskách, lze úspěšně eliminovat úmyslnou změnou tvaru boku zubu. Tuto změnu můžeme popsat tvarem evolventy a boční křivky, nazýváme ji modifikací ozubení a o modifikaci boční křivky jako o modifikaci podélné.

Modifikace jsou dvojího typu, příčné a podélné. Příčnou modifikací se rozumí zúžení hlavy nebo paty zubu. Příčnou modifikací se zlepšuje odvalování kuželových kol a snižuje se hlučnost převodu. Výhodnější je zúžení hlavy zubu, kdy nedochází ke snížení pevnosti zubu, jako u modifikace (zúžení) paty zubu. Příčná modifikace se nejčastěji používá u přímého ozubení. Podélná modifikace se používá u soukolí, kde není zaručena vzájemná poloha os kuželových kol. [26]

3.4.3 Polotovary pro výrobu ozubených kol

Způsob výroby tělesa ozubených dílů se může značně lišit podle použitého materiálu, rozměru a přenášených sil. Každý způsob výroby má své výhody i úskalí.

3.4.3.1 Odlitky

Odlévaná ocelová ozubená kola je vhodné použít pro méně zatížená ozubení, protože struktura lité oceli je nevhodná. Výroba je poměrně jednoduchá a levná, protože se forma může připravit šablonováním. Ocelové odlitky mohou být odlity s jádry pro odlehčení disku kola a pro středovou díru hřídele. Opracování je poté jednoduché a relativně rychlé. Nevýhodou je u velkých odlitků značná hmotnost, která ztěžuje opracování, montáž, dopravu a zároveň nepříznivě ovlivňuje chod převodovky vlivem velkých momentů setrvačnosti. Odlitky je proto nutné odlehčovat dírami a zeslabeními.

Odlitky z šedé litiny se používají jen pro velmi málo zatížená ozubená kola, protože litina má malou pevnost v ohybu a vzniká nebezpečí křehkého lomu.

S výhodou lze odlitky použít pro odlití nosné části ozubení (náboje společně s diskem), ozubení na věnci vyrobít zvlášť a části sešroubovat nebo nalisovat.

3.4.3.2 Výkovky

Kovaná ocelová kola se vyznačují vysokou pevností, houževnatostí materiálu a odolností. Polotovar kola se vykove do požadovaného tvaru a následně se obrobí do tvaru konečného. Obrábění trvá déle než u litých kol, ale materiál se vyznačuje vyšší kvalitou vzhledem k protváření materiálové struktury. Ozubené kolo může být vyrobeno například z oceli 14 223.0 (20CrMn5-4), 15 142.0 (42CrMo4) nebo 16 326.0 (18CrNiMo6-7).

3.4.3.3 Tyčový materiál

Tažené a válcované tyče mají podobné vlastnosti jako výkovky. Vyrábějí se do průměru Ø300mm. Jsou proto vhodné pro hřídele a pastorky podlouhlého tvaru. Používají se z ekonomických důvodů, protože jsou levnější a mají mnohem menší dodací lhůty než klasické výkovky.

3.4.3.4 Svařence

Svařená ozubená kola jsou vhodná pro kola větších rozměrů. Jsou relativně lehká, výroba není náročná a tuhost lze docílit vhodnou konstrukcí a dostatečným žebrováním. Věnc lze na disk přímo navařit nebo přišroubovat lícovanými šrouby. Disk je pevně navařen přímo na hřídeli nebo na náboji, který je na hřídel například nalisován. Použit lze například materiál 11 523.1.

3.4.4 Technologie výroby ozubených kol [27], [28]

Výroba ozubených kol je technologicky náročný proces přesně definovaný geometrií ozubení. Existuje mnoho způsobů výroby ozubení. Obecně lze metody obrábění zařadit do dvou tříd podle toho, jestli jsou zuby vytvářeny jednotlivě dělicím způsobem a nebo se profil zubů tvoří odvalováním po obvodu obrobku.

Následně uvedené způsoby výroby lze použít při výrobě válcových kol, některé pro výrobu kuželových kol a šnekových soukolí. Jednotlivé výrobní způsoby se používají podle tvaru ozubení (geometrie způsobu výroby musí geometricky vyhovovat geometrii daného ozubení), velikosti ozubení a technologickým možnostem výrobního podniku.

Profil zubu kuželových kol se mění a výroba je tak složitější. Přímé i šikmé ozubení lze vyrábět obrážením nebo odvalováním, každý bok zubu se však musí obrábět zvlášť. Zejména v automobilovém průmyslu se používají kuželová kola se zakřivenými zuby, která se frézují speciálními hlavami, a to buď dělicím nebo odvalovacím způsobem. Šneková kola se vyrábí odvalovacím způsobem, šneky soustružením a frézováním.

3.4.4.1 Dělicí způsob

U výroby dělicím způsobem se vyrábí jednotlivé zubové mezery zvlášť a postupně. Je proto potřeba polotovar pootočit vždy o velikost jedné rozteče. K tomu sloučí dělicí přístroj, který obvod kola rozdělí na určitý počet roztečí (podle počtu zubů). Dělicí přístroje jsou pro jednoduché přímé, jednoduché nepřímé a diferenciální dělení.

3.4.4.1.1 Frézování kotoučovou frézou

Nástrojem je kotoučová modulová fréza s podtáčenými zuby, která postupně frézuje jednotlivé zubové mezery. Tvar zubové mezery se však i při stejném modulu mění s počtem zubů (tzn. teoreticky pro každý počet zubů jiná fréza; prakticky se užívají sady fréz pro určitá rozmezí počtu zubů). Nevýhodou je menší přesnost.

3.4.4.1.2 Frézování stopkovou frézou

Stopková fréza má výhody popisované v kapitole o šikmém-šípovém ozubení. Největší výhodou je prakticky nulový výběh z mezizubové mezery, čehož se využívá především při výrobě šípových ozubených kol. Nevýhodou je pak malá přesnost ozubení, krátké posuvy a dlouhé výrobní časy.

3.4.4.1.3 Obrázení

Nástroj má tvar zubové mezery, obrobek se upíná do dělicího zařízení a zubové mezery se vytvářejí po jedné. Jako stroj se používá svislá obrázečka s dělicím stolem. Takto lze vyrobit kola i s vnitřním ozubením, jedná se však o méně přesný a málo produktivní způsob. Dalším možným způsobem obrázení může být obrázení podle šablony.

3.4.4.1.4 Protahování

Protahují se ozubená kola s přímými zuby. Nástrojem je kotoučový protahovák, který se přisouvá do záběru a svým obvodem, kde jsou řezné destičky velmi efektivně vytváří zubovou mezeru. Metoda se používá pro přímé ozubení a při hromadné výrobě.

3.4.4.2 Odvalovací způsob

Odvalovacím způsobem se ozubení obrábí kontinuálně.

3.4.4.2.1 Frézování odvalovací frézou

Je to nejčastější způsob výroby ozubených kol, protože je velice efektivní. Provádí se na odvalovacích frézách, kde je obrobek upnutý na otáčejícím se stole. Stůl se přisune k fréze tak, aby se valivá kružnice odvalovala po valivé přímce hřebenu frézy. Fréza je upnutá na trnu vřetená a natočená o úhel stoupání šroubovice β pro přímé ozubení a $\lambda \pm \beta$ pro ozubení šikmé, kde λ je úhel sklonu ozubení. Využívá se frézy s pravou i levou šroubovicí, sousledného i nesousledného frézování. Fréza je tvarová válcová, vypadající jako šnek s vyfrézovanými drážkami tvořícími jednotlivé zuby. Tělo frézy je z rychlořezné oceli, zuby mají lichoběžníkový profil a jsou povlakované TiN.

3.4.4.2.2 Obrázení

Pro obrázení odvalovacím způsobem se používá odvalovací obrážecí nástroj. Obrobek je upnutý na stole a otáčí se. Obrobek při zpětném pohybu nástroje odskočí a nedře o nástroj.

3.4.4.2.2.1 systém FELLOWS

Systém FELLOWS je vhodný pro vnitřní i vnější ozubení válcových kol. Obrobek obráží kotoučový obrážecí nůž, který vypadá jako ozubené kolo a koná hlavní řezný pohyb. Tento druh protahování je vhodný pro větší moduly a se zařízením pro šroubový pohyb i pro šikmé ozubení.

3.4.4.2.2.2 systém MAAG

Řezným nástrojem systému MAAG je hřebenový obrážecí nůž, který koná vratný řezný přímočarý pohyb. Obrobek koná sdružený pohyb (rotace a přímočarý posuv). Po obrobení několika zubových mezer se rotace stolu s obrobkem zastaví a stůl se pootočí o několik roztečí zpět a posune se zpět do výchozí polohy.

3.4.4.2.2.3 systém PARKINSON

Obrázení se provádí obrážecím nožem jako u systému MAAG. Nůž koná sdružený pohyb (řezný vratný a přímočarý posuv) a obrobek jen rotuje.

3.4.4.3 Dokončovací metody obrábění

Mají za úkol odstranit velmi malé přídavky po předchozím obrábění, přesně dorovnat geometrii, která může být mírně odlišná vlivem deformací po tepelném či chemicko-tepelném zpracování a vylepšit kvalitu povrchu.

3.4.4.3.1 Frézování HPG

Frézování metodou HPG se používá jako dokončovací operace výroby zakřiveného ozubení typu Klingelberg. K obrábění se používá speciální nožová hlava s pěti břitovými destičkami odebírajícími z povrchu zubu velmi malou třísku. Tento způsob obrábění se používá pro cementovaná a kalená ozubená kola.

3.4.4.3.2 Broušení po kalení

Používá se především pro přesná kalená nebo cementovaná a kalená ozubená kola. Odstraňují se jím deformace po tepelném zpracování a nepřesnosti vzniklé po obrábění. Ozubená kola malých modulů lze brousit zcela bez předchozího obrábění. Kotouče jsou vyrobeny z kubického nitridu boru.

3.4.4.3.2.1 Profilové broušení

Brusný kotouč má tvar jednoho zubu kola, brusný kotouč rotuje kolem osy kolmé na osu kola a vykonává přímočarý pohyb ve směru této osy. Výhodou je vysoká přesnost a dobrá kvalita povrchu. Naopak nevýhodou je velká kontaktní plocha mezi kotoučem a obrobkem a tudíž tepelné zatížení (nutnost brousit za mokra).

3.4.4.3.2.2 Broušení odvalovacím způsobem

Je nejpřesnější technologie s odchylkou od matematického tvaru evolventy $\pm 2\mu\text{m}$. Místo ozubeného hřebene se základním (lichoběžníkovým) profilem jsou zde dva (miskové) brusné kotouče, které brousí oba boky zubu. Úbytek kotouče je sledován diamantovým detektorem úbytku (při úbytku $-1\mu\text{m}$ se provádí změna polohy kotouče o $+1\mu\text{m}$). Kotouče se obrobku dotýkají v malé kontaktní ploše, takže lze brousit za sucha.

3.4.4.3.3 Švingování

Švingování je dokončovací operace při výrobě ozubených kol. Zlepšuje jakost ozubeného povrchu a odchylky geometrického tvaru zubů. Používá se u nekalených kol. Nástrojem je švingovací kolo, které má tvar přesného ozubeného kola daného modulu. Zuby mají na bocích břity v podobě drážek. Švingovací kolo je v záběru s obráběným ozubeným kolem a zároveň jsou obě kola zatížena axiální silou. Tím dojde k velmi jemnému obrobení boků zubů.

3.4.5 Tepelné zpracování [29]

Vlastnosti oceli jsou závislé nejen na chemickém složení, ale především na struktuře – tj. na fázovém složení a na tvaru a uspořádání jednotlivých fází. Požadované struktury se dosahuje u ocelí vhodného chemického složení tepelným zpracováním. Tepelné zpracování zahrnuje všechny postupy, při nichž se vnitřní stavba kovu záměrně mění pomocí změn teploty.

Při tepelném zpracování mohou probíhat změny struktury ve dvou směrech: Je-li struktura v nerovnovážném stavu, lze použít postupů směřujících k dosažení termodynamické rovnováhy, kterou představuje diagram Fe-Fe₃C. Tyto postupy se souhrnně označují jako **žihání**. Druhou skupinou procesů je vytváření nerovnovážných struktur, které vznikají rychlým ochlazením. Tyto procesy se označují jako **kalení**.

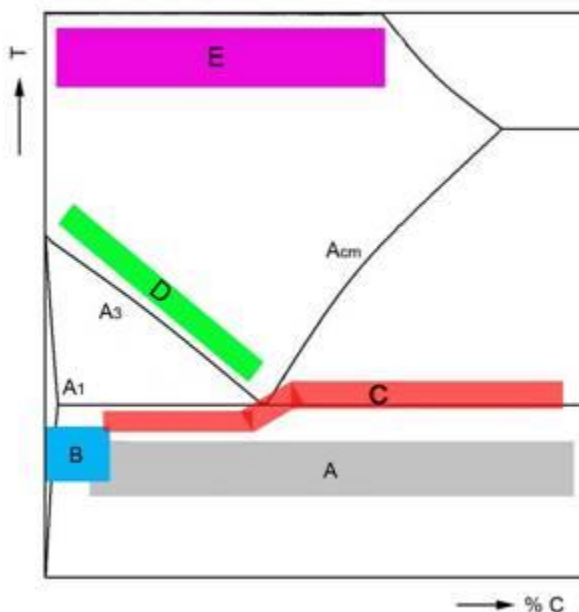
3.4.5.1 Žihání

Procesy žihání se vyznačují velmi malou rychlostí změn teploty, čímž vznikají struktury blízké rovnovážným. Změny struktury při žihání jsou spojeny s fázovými přeměnami (žihání s překrystalizací) nebo pouze se změnami uspořádání fází (žihání bez překrystalizace).

Žihání bez překrystalizace představuje žihání ke snížení pnutí, rekrytalizační žihání k odstranění deformační textury po tváření za studena a žihání na měkko, jehož cílem je sferoidizace karbidů za účelem zlepšení obrobitelnosti materiálu.

Žihání s překrytací představuje především **normalizační žihání**, sloužící ke zjemnění austenitického zrna, a **homogenizační žihání** pro omezení segregace (odmíšení) difúzním vyrovnáním obsahu legur.

Uvedené procesy žihání se využívají především jako mezioperační žihání, obvykle se těmito postupy nedosahuje výsledných užitečných vlastností materiálu. Volba teplot pro uvedené postupy žihání je uvedena na Obr.: 9 Jednotlivé barvy znázorňují Oblasti žihacích teplot v diagramu Fe-Fe₃C: a) žihání na snížení pnutí, b) rekrystalizační, c) na měkko, d) normalizační, e) homogenizační, [29]



Obrázek 9 : Oblasti žihacích teplot v diagramu Fe-Fe₃C [29]

3.4.5.2 Zušlechťování

Zušlechťováním se nazývá proces kalení a následného popuštění. Kalením se rozumí ohřev a výdrž součásti na teplotě A₃ a následné rychlé ochlazení. Výchozí ocel musí být austenitická, jelikož proces kalení je založen na řízeném rozpadu austenitu na bainit či martenzit. Každá ocel má svou míru prokalitelnosti a schopnosti se samozakalit. Oceli příznivější k samozakalení není potřeba ochladit tak prudce nebo na tak nízkou teplotu. Samotná kalitelnost však nepostačuje, jelikož je nutné znát hloubku od povrchu v jaké k prokalení došlo. Tato veličina se nazývá prokalitelnost a stanovuje se Jominyho zkouškou prokalitelnosti. Po ohřátí na kalící teplotu, která je pro každou ocel jiná, následuje rychlé ochlazení. Chladícím médiem může být voda, olej, vzduch, či solné lázně. Ochlazovací prostředí se volí podle míry zakalení a druhu materiálu. Při nejmenší rychlosti ochlazování vzniká z austenitu perlit, při vyšší rychlosti bainit a po překročení kritické rychlosti ochlazování vzniká tvrdý martenzit.

Martenzit je přesycený tuhý roztok uhlíku v α -Fe s krystalografickou mřížkou tetragonální prostorově centrovanou. Martenzit vzniká bezdifúzním stříhovým mechanismem, uspořádanými přesuny skupin atomů z uzlových bodů tak, že relativní změny poloh sousedních atomů jsou menší než meziatomové vzdálenosti. Vznik martenzitu je doprovázen deformací mřížky a vznikem mřížkových poruch, které způsobují značná vnitřní pnutí. Martenzitická přeměna probíhá atermálně, k transformaci nemůže dojít izotermicky při výdrži na teplotě, ale pouze při klesající teplotě. Vznik martenzitu ovlivňuje obsah uhlíku a legujících prvků, velikost zrna, teplota austenitizace a velikost vnitřních pnutí před začátkem

tepelného zpracování. Martenzitická transformace, podobně jako bainitická, nikdy neprobíhá úplně, zbytkový austenit snižuje tvrdost vzorku po zakalení. Podíl zbytkového austenitu roste především s obsahem uhlíku a některých legujících prvků. Po zakalení se struktura oceli může skládat z různých produktů rozpadu austenitu podle toho, jaká ochlazovací rychlost byla dosažena v dané části předmětu. Rozpad austenitu za různých podmínek ukazují **transformační diagramy**.

Martenzit po zakalení má vysokou tvrdost, ale nízkou houževnatost a obsahuje vysoké vnitřní pnutí. Proto musí následovat popouštění, při kterém se ocel zahřívá na teplotu pod A1 a na této teplotě se udržuje po stanovenou dobu. Při popouštění dochází ke snižování obsahu uhlíku v martenzitu vylučováním cementitu, zbytkový austenit transformuje na bainit. Při popouštění na velmi vysoké teploty dochází k transformaci martenzitu na ferit. Popouštění je tedy proces směřující k dosažení termodynamické rovnováhy. Při popouštění klesá tvrdost a vzrůstá houževnatost. Proto je nutné volit teplotu a dobu popouštění tak, aby bylo dosaženo požadované kombinace mechanických vlastností. Nepříznivým jevem při popouštění je tzv. popouštěcí křehkost vznikající precipitací karbidů a příměsových prvků na hranicích zrn. Nízkoteplotní popouštěcí křehkost, objevující se při teplotách okolo 300°C, je neodstranitelná. K vysokoteplotní popouštěcí křehkosti dochází při teplotách 450-500°C a lze ji omezit rychlým ochlazením oceli po popouštění.

Součásti se vlivem velké deformace od kalících procesů velmi často musejí opravovat dokončovacím obráběním na konečný rozměr. Obzvlášť ozubení je nutno brousit po kalení (nebo cementování-kalení).

3.4.5.2.1 Povrchové kalení [30]

Povrchovým kalením se získá zakalená povrchová struktura při houževnatém jádře.

3.4.5.2.1.1 Kalení plamenem

Pro ohřev se používá svítiplynokyslíkových nebo acetylenokyslíkových hořáků. Kalená plocha se prohřeje do hloubky 1-6mm nad teplotu Ac3. Protože teplo se rychle odvádí do jádra, musí ihned následovat ochlazení. To se děje buď vodní sprchou nebo ve vodní lázni. Tvar hořáku odpovídá tvaru kalené plochy a negativem kalené plochy. Pohyb koná hořák nebo kalená součást. Při kalení postupném velkých válcových dílců vzniká tzv. šev. Protože při setkání začátku a konce kalené vrstvy vznikají snadno trhliny. Proto se musí hořák zhasnout dřív a tím vznikne měkký nezakalený pruh v šířce 5 až 15 mm tzv. šev. Při kalení jednorázovém se kalená součást otáčí větší rychlostí a po ohřevu se vrstva zakalí sprchou nebo ponořením do kalící lázně.

3.4.5.2.1.2 Indukční kalení

Používá se střední nebo vysokofrekvenční. Provádí se pomocí induktoru, který má tvar kalené plochy. Je vyroben většinou z měděné trubky, která se používá k chlazení. Průchodem střídavého proudu dochází k indukci střídavého magnetického pole a vzniku vířivých proudů stejné frekvence. Intenzita je největší na povrchu a ke středu klesá. Povrchová vrstva se ohřívá. Je nutná malá vzdálenost mezi ohřívanou plochou a induktorem. Rychlost a hloubka ohřevu je závislá na použité frekvenci a příkonu. Obr.: 11.

3.4.5.2.1.3 Kalení laserem [31]

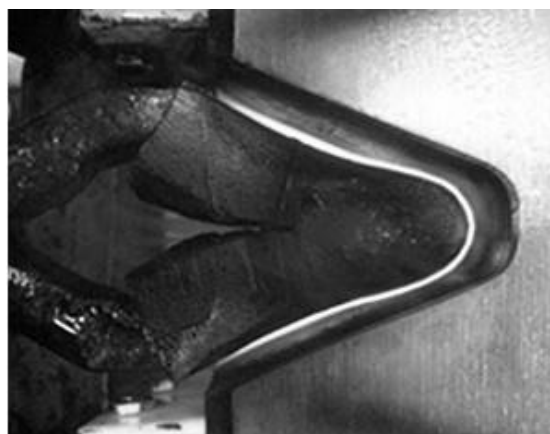
Při laserovém kalení, v porovnání s konvenčními metodami, laserový paprsek intenzivně zahřívá pouze povrchové vrstvy materiálu pod teplotou tavení, zatímco okolní materiál se udržuje na teplotě prostředí. Pomocí laserového svazku je možné rychle a kvalitně tepelně zpracovat povrch materiálu až do hloubky 2,5 mm. Pro kalení laserem se používají

CO₂ lasery, lasery YAG, vláknové lasery, ale hlavně vysoce výkonné diodové lasery. Výkonné diodové lasery pracují s relativně krátkými vlnovými délkami. Absorpce přiváděné energie materiálem obrobku je ve srovnání s ostatními druhy laserů značně větší, účinnost těchto laserů je cca 35 % - jejich provoz je tedy hospodárnější. Tato technologie nachází uplatnění hlavně v oblasti zpracování kovových materiálů. Laserové kalení se využívá u jednoduchých i složitějších tvarů, obtížněji dostupných ploch, různých otvorů nebo drážek, kde je kladen důraz na maximální přesnost a minimální deformaci. I proto se laserové kalení provádí za použití moderních robotizovaných systémů, které jsou přesné a zároveň spolehlivé.

Laserové kalení ozubených kol je perspektivní metodou při jejich výrobě. S výhodou se uplatňují klasické přednosti laserového kalení, jako jsou malé deformace, rovnoměrná tvrdost, vysoká produktivita a opakovatelnost, snadná automatizace. Malé objemové změny a nízká oxidace kaleného povrchu v řadě případů odstraňují nutnost konečného broušení. Jistým omezením je vznik překryvů jednotlivých stop, ve kterých díky popuštění předchozí stopy dochází k poklesu tvrdosti. Možná právě tato měkčí místa kompenzují zbytková pnutí a tím nedochází ke vzniku trhlin u materiálů citlivých na jejich vznik po indukčním kalení. Laserově zakalené ozubení je na Obrázku : 10.



Obrázek 11 : Povrchově zakalené ozubení
[31]



Obrázek 10 : Povrchové indukční kalení
mezi zubovou mezerou [32]

3.4.6 Chemicko-tepelné zpracování [30]

Jako chemicko-tepelné zpracování se označují způsoby difusního sycení povrchu ocelí různými prvky (kovy i nekovy). S cílem dosáhnout rozdílných mechanických nebo chemických vlastností povrchu a jádra součástí. Na rozdíl od povrchového kalení, při němž se rozdíl povrchu a jádra získají změnou struktury povrchové vrstvy teplotního průřezu součásti, je základem chemicko-tepelného zpracování změna chemického složení povrchové vrstvy.

Požadovaných vlastností se buď dosahuje přímo tzn. jen obohacením povrchové vrstvy přísadovým prvkem za zvýšených teplot a pomalým ochlazením (nitridování), nebo následujícím tepelným zpracováním, kterým bývá obvykle kalení a popouštění při nízkých teplotách. Cílem chemicko-tepelného zpracování bývá často zvýšení tvrdosti a odolnosti proti opotřebení a zachování houževnatého jádra. Podle druhu sycení se následně provádí nebo neprovádí tepelné zpracování jakým je již výše zmíněné kalení a popouštění.

Kola s povrchem tepelně zpracovaným je nutno po tepelném zpracování brousit. Výjimkou je pouze iontová nitridace, která nevykazuje zhoršenou kvalitu povrchu po tepelném zpracování a má velmi malou tloušťku tvrdé vrstvy.

3.4.6.1 Cementování, kalení

Cementování je nejčastější způsob chemicko-tepelného zpracování. Cementovaná součást se vloží do cementačního zařízení (často cementační pece) a za zvýšené teploty se vystaví působení procesu nauhličení, které se provádí v plynném, kapalném nebo pevném prostředí. Nejrozšířenější je cementování v plynném prostředí pece s názvem monokarp. Princip spočívá v nauhličení povrchové vrstvy uhlíkem ideálně na 0,85%. V případě, že je třeba, aby některé oblasti součásti zůstaly houževnaté, ochrání se tato místa pastou AntiCarb nebo galvanickým poměděním. Tato místa je také možné nauhličit s přídavkem rovným tloušťce cementační vrstvy a poté vrstvu odstranit obrobením. Cementování trvá přibližně 3 hodiny.

Kalení po cementování lze provést z jednoho žáru, což není nejvhodnější, protože to vede ke zhrubnutí struktury a zhoršení vlastností. Výhodnější je nechat součást po cementování volně vychladnout, znovu ji ohřát na ideální teplotu (těsně nad Ac3) pro zakalení povrchové vrstvy a zakalit ochlazením. Dalším možným způsobem může být dvojí kalení. Cementováním se dosahuje povrchové tvrdosti 58-63 HRC při houževnatém jádře.

Stanovení cementační vrstvy:	(max. tloušťka 2mm)
$\delta_{cem.} = (0,20 \approx 0,25) m$	- pro moduly $m \leq 4mm$
$\delta_{cem.} = 0,5 \sqrt{m}$	- pro moduly $m \geq 4mm$

3.4.6.2 Nitridování

Nitridování je postup chemicko-tepelného zpracování, při němž se povrch ocelových předmětů obohacuje dusíkem. Při sycení povrchu dusíkem vznikají v tenké vrstvě tvrdé nitridy, které způsobují velkou tvrdost vrstvy bez dalšího zpracování. Protože nitridy jsou poměrně stálou sloučeninou, je povrchová tvrdost, získaná nitridováním, stálá téměř až do teploty 600 °C.

Nejvhodnější oceli pro nitridování jsou slitinové oceli obsahující chrom, molybden, hliník a vanad. Zvláště přítomnost hliníku podporuje nitridování, protože hliník tvoří s dusíkem velmi tvrdý nitrid. Součásti se před nitridováním zušlechťují. Velmi vhodné je před nitridací obrobené součásti vyžít k odstranění vnitřního pnutí. Nejčastěji se využívá k nitridování v plynném prostředí zvonových pecí, ve kterých se nitriduje atomárním dusíkem získaným z rozloženého čpavku při teplotě 510 až 580 °C. Součásti musí být opracované a povrch nesmí být oduhličen. Plochy, které nemají být nitridovány se cínují nebo niklují. Plochy, které mají být nitridovány musí být zbavené oleje a musejí být kovově čisté. Při nitridování se kontroluje teplota, doba a stupeň disociace čpavku. Nejúčelnější je nitridování po dobu 48 hod. Za tuto dobu se vytvoří vrstva asi 0,45 mm. Za 72 hod. vznikne vrstva 0,61 mm. Při tomto typu nitridování se velice mírně zvětšují rozměry, proto se nemusí brousit. Tvrdost nitridované vrstvy je 1000 až 1200 HV (60 – 65 HRC). Tato vrstva se nedá popustit ani vyžít. Do nitridační teploty se tvrdost nemění, a proto se používá nitridování na součásti pracující za vyšších teplot. Nitridované součásti mají stříbřitě šedý povrch. [30]

Pro stanovení nitridační vrstvy platí:

$$\delta_{nitr.} = 0,1 \approx 0,3 \text{ mm}$$

3.4.6.3 Nitro-cementování

Nitrocementování je postup chemicko-tepelného zpracování, při němž se povrch nástrojů obohacuje současně uhlíkem a dusíkem. Nitrocementované nástroje je však třeba ještě kalit a popouštět. Nitrocementace v solné lázni probíhá při teplotě 820 až 860 °C po dobu 10 až 15 min. Při této teplotě se však kyanidy snadno rozkládají, a proto se musí lázeň

za provozu pravidelně kontrolovat a doplňovat. Nitrocementované díly jednoduchých tvarů se kalí z nitrocementační teploty přímo do oleje asi 60 °C teplého. Po kalení musí následovat nízkoteplotní popouštění. Povrch takto zpracovaných nástrojů s nitrocementační vrstvou tloušťky asi 0,1 mm je velmi tvrdý a odolný proti otěru i opotřebením. Výsledná tvrdost povrchu je 63-66 HRC.

3.4.6.4 Iontové nitridování [33]

Iontová nitridace je difuzní pochod spočívající v tom, že ionizované atomy dusíku sytí povrchovou vrstvu ocelí, což vede ke značnému zvýšení tvrdosti povrchu při současném zachování dobré houževnatosti. Součásti takto zpracované jsou otěruvzdorné, odolné vzniku únavových trhlin, s lepší odolností proti korozi, s lepší tepelnou odolností.

Dalším charakteristickým rysem iontově nitridovaných povrchů je jejich hladkost, zanedbatelný nárůst rozměrů, nepatrné přesycení hran. Ohřev součástí probíhá naprosto rovnoměrně, pracovní teploty se pohybují kolem 500° C, proto ve většině případů nejsou nutné dokončovací operace pro zlepšení povrchu součástí nebo pro odstranění rozměrových nebo geometrických změn. Iontová nitridace nahrazuje s uvedenými výhodami cementaci, klasickou nitridaci, kalení, povrchové kalení. Dosažitelná tvrdost povrchu je 58-62 HRC.

3.4.6.5 Karbonitridování

Karbonitridací se rozumí obohacení povrchové vrstvy železných materiálů dusíkem (N) a v malých množstvích uhlíkem (C). Toto chemicko-tepelné zpracování slouží ke zlepšení odolnosti proti opotřebením a trvalé pevnosti. Obvykle se rychlost růstu sloučeninové vrstvy udává cca 0.05 mm/2-3 h.

V případě použití silné oxidační ochlazovací lázně dostanou navíc součástky efektní černý vzhled a odolnost proti korozi.

3.4.6.6 Ostatní

Další chemicko-tepelná zpracování se již tolik nehodí na úpravu ozubení, lze je ale využít u jiných součástí převodovky.

3.4.6.6.1 Sulfonitridace

Je to difúzní syčení povrchů kovových materiálů sírou (S), dusíkem (N) a uhlíkem (C) v plynném prostředí. Součástky takto chemicko-tepelně upravené mají velmi tvrdou povrchovou vrstvu s vynikajícími kluznými vlastnostmi.

Podobně je sulfonitridace stejně jako sulfonitridace difuzní syčení kovových povrchů sírou ovšem v solných lázních.

3.4.6.6.2 Boridování

Povrch součástí je syčen bórem (B). Tímto postupem se rozumí nadifundování bóru do povrchu kovového obrobku. U železných materiálů se podle způsobu účinku boridovacího prostředku vytvářejí jednofázové nebo dvoufázové vrstvy. Význačnou vlastností této železoboridové vrstvy je vysoká tvrdost.

3.4.6.6.3 Syčení povrchu kovy

CHROMOVÁNÍ: Povrch součástí je syčen chrómem (Cr) za účelem zvýšení tvrdosti a estetičnosti.

ZINKOVÁNÍ: Povrch součástí je syčen zinkem (Zn) za účelem zvýšení korozivzdornosti a estetičnosti.

NIKLOVÁNÍ: Při tomto procesu je povrch součásti sycen niklem (Ni) elektrochemicky po předcházejícím nasycením povrchu mědi. nikluje se za účelem zvýšení korozivzdornosti.

ALITOVÁNÍ: Tento proces je nasycování povrchů kovů hliníkem (Al). Hliník difunduje do povrchu ocelové součásti za vysokých teplot a materiál je tak odolnější proti korozi. Podstatou je difúze hliníku do povrchu základního ocelového materiálu při teplotě zpravidla 800–1100 °C v prášku feroaluminia s přídavkem chloridu amonného.

ALUMETOVÁNÍ: Alumetování je úprava povrchu ocelových součástí hliníkem. Provádí se metalizací hliníku o tloušťce až 0,5 mm na hrubě otryskaný povrch, nátěrem vodního skla na vrstvu hliníku a ohřevem v peci na 650 °C po dobu 2 h a pak při 900–1000 °C několik hodin. Hliník difunduje do povrchu a kromě toho vytvoří na povrchu tenký film Al_2O_3 , který zabraňuje pronikání kyslíku do předmětu a jeho okujení. Součásti takto upravené lze používat do teplot 800–1000 °C.

INCHROMOVÁNÍ: Je nasycování povrchu oceli chromem. Výrobky se žihají v práškovém ferochromu při teplotě asi 1000 °C. Chrom vniká do povrchu ocelových výrobků asi do hloubky 0,1 mm. Inchromované výrobky jsou odolné proti účinkům slané vody.

ŠERARDOVÁNÍ: Název této metody je podle firmy C. C. Sherard a spol., jde o nasycování povrchu drobných ocelových součástek zinkem při teplotě 380 až 450 °C. Součásti vložené do elektricky vytápěného bubnu, který se otáčí, jsou obklopeny práškovým zinkem. Zinek vniká do součástí (šrouby, matice, podložky atd.) a vytváří na jejich povrchu vrstvu, která je chrání před škodlivými atmosférickými vlivy.

3.5 Přenosové prvky

Jedná se převážně o štíhlé strojní části, jejichž hlavní funkcí je buď přenést zatížení nebo pohyb do jiného vstupního místa, a nebo přenést účinky vnějšího zatížení do uložení. Jako nejvýznamnější zástupce přenosových prvků budou popsány osy a hřídele.

3.5.1 Osy

Osy zajišťují pouze přenos příčných sil, příp. osových sil (za rotace i bez rotace). Nepřenáší tedy kroutící moment. Pro následující aplikaci budou použity hřídele, a proto jim bude věnována větší pozornost než osám.

3.5.2 Hřídele

Hřídele přenáší točivý moment a pohyb, příčné i podélné síly. Tyto síly nemusí souviset s přenášeným točivým momentem, ale mohou být i přímé (od vlastní hmotnosti, od uložení jiných hřídelů nebo od technologických sil). Hřídel musí vyhovět pevnostnímu i únavovému namáhání. Měla by být co možná nejtuzší s co nejmenším momentem setrvačnosti (stejně tak, jako kola a ostatní součásti nasazené na hřídeli). Při vyšších provozních otáčkách je důležité dobré vyvážení. Jen statické a dynamické vyvážení celého souhmotí s hřídelí je podmínkou klidného a tichého chodu při vysokých otáčkách. Jelikož jsou hřídele cyklicky namáhány, musejí být zatěžovány pod mezí únavy. Konstrukce hřídele by neměla obsahovat ostré vruby v kritických místech jako jsou přechody rozdílných průměrů a podobně. Materiály se používají podle pracovního prostředí a zatížení. Obvykle oceli třídy 11, 12, 14, 15 a 16 v podobě výkovků, tažených i kovaných tyčí.

3.6 Součásti pro otočná uložení – ložiska [7]

Mezi přenosovými prvky a rámem se nacházejí ložiska. Jejich hlavním úkolem je přenos reakcí z hřídele na rám a především vymezit jejich vzájemnou polohu s umožněním

jejich vzájemného otočného pohybu. Podle schopnosti zachycovat sílu z daného směru se rozlišují:

- 1) radiální – čistě radiální; se schopností udržovat i axiální polohu; se schopností zadržovat i axiální provozní síly
- 2) axiální – čistě axiální; se schopností udržovat i radiální polohu; se schopností zadržovat i radiální provozní síly

Dále lze ložiska dělit dle způsobu tření jednotlivých elementů ložiska na kluzná (kluzné tření) a valivá (valivé tření).

3.6.1 Kluzná

Kluzná ložiska fungují na principu plošného dotyku s kluzným třením. Jestliže relativním pohybem kluzných ploch ložiska vzniká mazivová vrstva (klínová mezera), jedná se o ložiska hydrodynamická. Plochy se poté třou o vrstvu maziva a navzájem se nedotýkají. Při rozběhu a doběhu, kdy je relativní rychlost pohybující se hřídele malá, dochází ke krátkodobému suchému tření. Oproti tomu u hydrostatických ložisek je potřebný tlak pro udržení mazivové vrstvy vytvářen tlakově přiváděným mazacím médiem. Hydrostatická ložiska mají výhodu, že nedochází k suchému tření, protože je tekutinové tření zajišťováno od klidového stavu. Nutností je však vnější zdroj tlaku (čerpadlo, akumulátor), který celkové řešení zesložituje a prodražuje.

Komplexní užité vlastnosti kluzných ložisek:

- + vysoká tuhost
- + tichý a klidný chod bez vibrací
- + vhodná pro rázová a dynamická zatížení (vysoký útlum)
- + menší vnější průměr než u valivých ložisek
- + některá kluzná ložiska lze vybrat z katalogu a nakupovat
- náročnost na údržbu a čistotu
- náročnost na návrh, přesnost výroby a čistotu
- náročnost na montáž/demontáž a opravy
- u hydrostatických ložisek nákladný provoz a nevýhoda spolehlivosti v závislosti na tlakovém zdroji

Z důvodu nevhodného použití kluzných ložisek pro zadanou převodovku jsou uvedeny pouze základní informace a více přiblížená jsou vhodnější valivá ložiska.

3.6.2 Valivá

Otočné uložení s valivým dotykem je charakteristické principem lokálního dotyku valivých těles s valivým třením. Ložisko se skládá ze dvou kroužků, mezi nimiž se odvalují valivé elementy, jejichž poloha bývá definována klecí. Podle tvaru dotyku valivých elementů s kroužky lze valivá ložiska dělit na ložiska s bodovým stykem (typicky kuličková) a na ložiska s čárovým stykem (typicky válečková) nebo přímo podle tvaru valivých elementů a počtu řad elementů.

Při návrhu použití daného ložiska jsou ovlivňující tyto faktory:

- 1) směr zatěžující síly
- 2) velikost zatěžující síly (zatěžovací spektrum)
- 3) otáčky

- 4) požadovaná životnost ložiska
- 5) požadovaná přesnost uložení
- 6) druh mazání a dovolená teplota
- 7) dilatace uložených částí
- 8) požadavky na montáž a demontáž
- 9) cena uložení

Pravidla pro doporučená uložení:

- kroužek otáčející se vůči směru působícího zatížení musí být uložen pevně (J7,K7) / j6, k6 - díra pro vnější kroužek/čep pro vnitřní kroužek (častější případ)
- kroužek neotáčející se vůči směru působícího zatížení může být uložen volně H7,H8,G7 / (h6, g6) – díra pro vnější kroužek (častější) / čep pro vnitřní kroužek

Výroba ložisek je náročná na přesnost a proto se ložiska nakupují. Vlivem hromadné výroby ložisek se jedná o poměrně levné uložení. Celkový návrh, nákup, montáž i demontáž je rychlá. Pouze u větších a atypických ložisek je potřeba počítat s delšími dodacími lhůtami. Málo používaná ložiska dodavatel vyrábí přímo na zakázku a výroba může trvat až čtyři měsíce.

Komplexní užité vlastnosti valivých ložisek:

- + levné řešení
- + jednoduchý návrh
- + minimální provozní náklady
- + jednoduchá montáž/demontáž a opravy
- + vysoká účinnost (98%)
- nevhodné pro rázové zatížení
- u atypických ložisek dlouhé dodací lhůty
- může být na závadu vůle v ložisku (někdy může být výhodou)

Ložiska jsou obvykle vyrobena z chromové oceli třídy 14, kalené a popuštěné na HRC_{min}=59. Vysoké nároky jsou kladeny na homogenitu materiálu, strukturu povrchu a přesnost výroby. Za tyto vlastnosti ručí dodavatel ložiska. Mezi nejpoužívanější výrobce valivých ložisek v ČR patří:

- SKF – Německá firma investující značné prostředky do vývoje ložisek vyrábějící velmi kvalitní ložiska a příslušenství, vykoupené vysokými náklady na pořízení ložiska
- ZKL – Známa česká značka ložisek vyznačující se skvělou kvalitou za velmi dobrou cenu
- Timken – Americký výrobce ložisek pohybující se cenově mezi SKF a ZKL
- ZVL – další tuzemský výrobce prodávající za rozumnou cenu.

Ložiska zmíněných firem lze například koupit přes obchod Praktik nebo VK ložiska.

Pro správnou funkčnost ložiska jsou důležité tři hlavní faktory uvedené níže. V případě, že minimálně jeden z bodů není dodržen, bude snížena funkčnost či životnost použitého ložiska.

- 1) konstrukčně správně navrhnuté a zkontrolované valivé uložení – použitý vhodný typ a velikost ložiska (či několika ložisek) vzhledem k zatížení a aplikaci; vhodně řešená konstrukce upevnění, přívod a odvod maziva, montáž a další

- 2) správně provedená montáž – musí být zaručena minimální vůle a minimální zatížení
- 3) správná údržba – správné čištění, vhodný olej, dodržení mazacích cyklů a kontrol, monitorování teploty ložiska

Různé typy ložisek se mohou v jednotlivých uloženích lišit a kombinovat podle způsobu zatížení a požadované tuhosti.

3.7 Spojovací prvky

Spojovací prvky nebudou v části analýzy podrobněji popsány, protože by byla práce příliš obsáhlá. Jedná se o širokou nabídku různých druhů spojení. Výběr příslušných spojovacích prvků je popsán v kapitole Řešení.

3.8 Rám [36]

Převodová skříň tvoří se základem ke kterému je připevněna rám. Hlavní funkcí rámu je přenést zatížení od převodových prvků do základu stroje a zároveň definovat jejich vzájemnou polohu. Převodová skříň tak musí být nejen pevná, ale především tuhá, aby deformace skříně od převodových prvků neovlivňovaly jejich vzájemnou polohu a funkčnost. Výsledná deformace se ovlivní volbou vhodné tloušťky stěny, vhodného materiálu, technologie a rozmístění materiálu. Rozmístěním materiálu je myšlena celková konstrukce skříně – tedy tloušťky stěn a ložiskových třmenů, rozmístění a rozměry žeber a velikost patek a materiálu v dělicí rovině. Tuhosti těchto jednotlivých dílů ovlivňují i celkovou tuhost rámu. Skříň tedy musí mít dostatečné rozměry pro umístění všech převodových prvků, tuhost a zároveň by neměla být příliš velká a těžká. Velikost a hmotnost totiž velmi ovlivňují cenu výroby i dopravy.

Tuhost skříně lze hodnotit dvěma pohledy, a to jak tuhostí ovlivňující jednotlivé převodové prvky mezi sebou, tak tuhostí ovlivňující deformaci celkovou. Celkové posunutí vstupního a výstupního členu navazuje na další členy pohonné soustavy a spojovací prvky musí být navrženy tak, aby tyto celkové deformace vykompenzovaly.

Opracování skříně by mělo zahrnovat co možná nejmenší množství ploch k obrábění pro minimalizaci nákladů a výrobních časů. Všechny obráběné plochy musejí být v přesnosti a geometrické toleranci vhodné pro dané uložení. Požadavek relativní přesnosti se týká především rovnoběžnosti vývrtů pro osové vzdálenosti ložisek a rovinnosti dosedacích ploch. Třída přesnosti obrobení musí odpovídat třídě kvality ozubení.

Podle způsobu výroby se dělí na:

3.8.1 Lité převodové skříně[34][36]

Jako materiál pro lité převodové skříně se používají technické slitiny železa rozdělené dle obsahu uhlíku na oceli a litiny. U ocelí nepřevyšuje obsah uhlíku 2,11%. Tyto oceli můžeme ještě dělit dle rovnovážného diagramu železo – karbid železa na podeutektoidní (do 0,8% uhlíku), eutektoidní (0,8% uhlíku) a nadeutektoidní (0,8 - 2,11% uhlíku). Litiny lze také dělit dle obsahu uhlíku a to na podeutektické (do 2 - 4,3% uhlíku), eutektické (4,3% uhlíku) a nadeutektické (nad 4,3% uhlíku).

3.8.1.1 Oceli na odlitky

Nejčastěji používané oceli na odlitky k výrobě převodových skříní jsou např. 22643.5 , 422650.2 nebo 422709.5. Pro zlepšení slévárenských vlastností mají tyto oceli většinou

zvýšený obsah uhlíku, manganu a křemíku. Mechanické vlastnosti uhlíkových ocelí (třída 26) ovlivňuje v převážné míře uhlík. Jejich meze pevnosti v tahu se pohybují mezi 370 až 840 MPa. K dosažení žádoucí struktury a mechanických vlastností lze použít vhodné tepelné zpracování. Používají se především v normalizačně žíhaném nebo normalizačně žíhaném a popouštěném stavu. Nízko a středně legované oceli (třída 27) se vyznačují charakteristickými vlastnostmi, jako např. otěruvzdornost, žárovevnost atd. Po zušlechtnění dosahují meze pevnosti 600 až 1300 MPa. Navíc přísady některých legujících prvků (Cr, Mo) zvyšují prokalitelnost oceli, takže lze zušlehtit na požadované hodnoty i odlitky s větší tloušťkou stěn než u uhlíkových ocelí.

Tepelné zpracování ocelových odlitků

Ocelové odlitky se především žíhají. Žíhání je způsob tepelného zpracování, kterým chceme u součásti dosáhnout stavu blízkého stavu rovnovážnému. Podstatou je rovnoměrný ohřev součásti na teplotu žíhání, setrvání na této teplotě po určitou dobu, a potom velmi pomalé ochlazování. Žíhání se rozděluje na žíhání bez překrystalizace a s překrystalizací.

K žíhání bez překrystalizace patří:

Žíhání ke snížení pnutí - provádí se, aby vnitřní napětí nesnižovala únosnost odlitku a nezpůsobila jeho deformace.

Žíhání na měkko - provádí se pro zlepšení obrobiteľnosti a snížení tvrdosti.

K žíhání s překrystalizací patří:

Normalizační žíhání - nejčastější způsob způsob tepelného zpracování ocelových odlitků. Účelem je vytvoření rovnoměrné struktury s dobrými mechanickými vlastnostmi. Při rychlém ochlazování normalizačního žíhání může docházet ke vzniku vnitřních pnutí, proto se po normalizačním žíhání většinou provádí ještě žíhání ke snížení pnutí.

Homogenizační žíhání - používá se k vyrovnání chemické nestejnorodosti odlitků. Protože při tomto žíhání dochází k hrubnutí zrna, provádí se poté ještě normalizační žíhání.

3.8.1.2 Litiny [35]

Nejčastěji používanou litinou pro výrobu převodových skříní je šedá litina, která patří do skupiny grafitických litin. Tyto litiny mají všechen uhlík nebo jeho převážnou většinu vyloučenou jako grafit a neobsahují volný cementit. Mají dobré slévárenské vlastnosti a díky dokonalejší technologii výroby i jejich užité vlastnosti. V porovnání s ocelí mají tyto litiny menší měrnou hmotnost, lepší obrobiteľnost a třecí vlastnosti, lepší tlumicí schopnost a menší vrubovou citlivost. Grafit se v těchto litinách vyskytuje jako lupínkový (šedá litina), vločkový, kuličkový (tvárná litina) atd.

Šedá litina je poměrně levný konstrukční materiál s dobrou slévateľností. Nejdůležitější přísadou je křemík, jehož obsah závisí na rychlosti chladnutí (tloušťce stěny) odlitku. Tenkostěnné odlitky vyžadují vyšší obsah křemíku. Šedá litina se může ještě tzv. očkovat grafitizační přísadou, kterou se docílí lepší mechanické vlastnosti (vyšší pevnost), větší odolnost proti opotřebení, větší žárovevnost a korozivzdornost.

Přehled nejpoužívanějších litin je v tabulce 3.

Tepelné zpracování litinových odlitků

Používá se podobných žíhacích postupů jako u ocelí. Tepelné zpracování litiny mechanické vlastnosti příliš neovlivní, provádí se pouze pro odstranění nedostatků při odlévání, např. k odstranění pnutí atd.

Žihání ke snížení pnutí - snižuje křehkost při zatížení, vnitřní pnutí a zvyšuje rozměrovou stálost odlitků ze šedé litiny. Záleží na pomalém ohřevu rychlostí kolem 100°C/h na teplotu 550°C, ve výdrži na této teplotě až 8 hodin a v pomalém ochlazování rychlostí 25 až 75°C/h, ze které odlitky dále ochlazujeme na vzduchu. Tímto způsobem nahrazujeme dřívější přirozené stárnutí litiny (někdy trvalo až dva roky).

Feritizační žihání - snižuje tvrdost a zlepšuje obrobitelnost. Současně s tím klesá pevnost - použití pro získání specifických vlastností, jako houževnatost za nízkých teplot, tepelná vodivost atd.).

Normalizační žihání - dosažení vyšší pevnosti, tvrdosti a odolnosti proti opotřebením. Používá se, je-li litina málo tvrdá. Pevnost se zvyšuje normalizačním žiháním, které vede ke vzniku perliticko-grafitické struktury, která se vyznačuje vyšší tvrdostí v důsledku přítomnosti tvrdšího perlitu. Může být použita jen u menších odlitků, kde může být rychlost ochlazování větší.

Žihání rekrystalizační - vede k dosažení nejmenší tvrdosti. Žihací teploty bývají kolem 600°C, výdrž 2 až 8 hodin a pomalé ochlazování v peci. Je-li v litině přítomen volný cementit, volíme teploty kolem 850°C s výdrží až 4 hodiny. Po ní následuje pomalé ochlazování v peci na teplotu 600°C, na níž se odlitek ponechá 4 až 12 hodin. Pak následuje pomalé ochlazování v peci.

Temperování litiny - je to dlouhodobé žihání odlitků z bílé litiny za teplot 930 až 1000°C. Cementit se rozloží na ferit a tzv. temperovaný uhlík (vločkový grafit). Žihá se buď bez oduhlíčení anebo v oxidační atmosféře s oduhlíčením. V prvním případě zůstane veškerý uhlík v litině jako temperovaný uhlík a způsobuje černý lom, v druhém případě se obsah uhlíku sníží a litina má bílý lom.

LITINA S LUPÍNKOVÝM GRAFITEM

ČSN	ČSN EN 1561	DIN 1691	UNI 5007	Pevnost v tahu Rm [Mpa]	Tvrdost [HB]
422415	EN-GJL-150	GG-15	G15	>150	140-190
422420	EN-GJL-200	GG-20	G20	>200	150-230
422425	EN-GJL-250	GG-25	G25	>250	180-250
422430	EN-GJL-300	GG-30	G30	>300	200-275
422435	EN-GJL-350	GG-35	G35	>350	220-290

ČSN	Tvrdost v závislosti na tloušťce stěny odlíku [HB]			
	10 - 15 mm	15 - 30 mm	30 - 45 mm	45 - 80 mm
422415	150 - 210	140 - 200	130 - 190	120 - 180
422420	180 - 240	160 - 220	150 - 210	140 - 200
422425	200 - 260	180 - 240	170 - 230	160 - 220
422430	220 - 280	200 - 260	190 - 250	180 - 240
422435	230 - 290	210 - 270	200 - 260	190 - 250

LITINA S KULIČKOVÝM GRAFITEM

ČSN	ČSN EN 1563	DIN 1693	UNI 4544	Mez kluzu Rp 0,2 [Mpa]	Pevnost v tahu Rm [Mpa]	Tažnost Amin [%]
422314	EN-GJS-400-18LT	GGG-40.3	-	>240	>400	18
422304	EN-GJS-400-18	GGG-40	GS 400-12	>250	>400	15
422305	EN-GJS-500-7	GGG-50	GS 500-7	>320	>500	7
422306	EN-GJS-600-3	GGG-60	GS 600-3	>380	>600	3
422307	EN-GJS-700-2	GGG-70	GS 700-2	>440	>700	2

Tabulka 3 : Druhy nejpoužívanějších litin [34]

3.8.2 Svařované převodové skříně [36]

Svařované převodové skříně nejsou na výrobu tak náročné jako lité skříně, není potřeba použití modelových zařízení. Jako materiál pro svaření se používá zpravidla konstrukční ocel S235JR (11 375), S235J0 (11 378), S355J0 (11 523). Materiál 11 523 se používá pouze pro části, na kterých je vyžadována zkouška vnitřní jakosti. Jedná se zpravidla o díly s vývrty pro vedení oleje a tam, kde vyžadujeme lepší mechanické vlastnosti (třmeny pro uložení ložisek). Pro ostatní díly stačí použití ocelí 11 375 nebo 11 378. Jako polotovary se využívají např. normalizované profily (tyče kulaté, čtvercové atd.), plechy nebo výpalky z plechů.

Nejčastějším způsobem svařování je metoda MAG - obloukové svařování tavící se elektrodou v aktivním plynu. Stejně jako se při odlévání musí dodržovat některá zásadní pravidla a technologická opatření, jako zachovávat oblé hrany, dodržovat minimální vzdálenost žeber mezi sebou, nepoužívat velké přechody tloušťek stěn atd., musí se i při svařování dodržovat určité zásady. Musí se posoudit dostupnost svařovaných dílů, zda je svářeč schopný dosáhnout elektrodou na požadované místo, musí se hlídat tloušťka svařovaných dílů, teplota okolí atd. Pokud je teplota okolí nižší než 5°C, tloušťka svařovaných dílů příliš velká nebo pokud má materiál velké množství uhlíku, je nutné součásti předehřívát. Teplota předehřevu a hranice jeho udržení během svařování závisí na jednotlivých společnostech a jejich zkušenostech.

Všechny svary musí být provedeny olejotěsně a měla by na nich být provedena penetrační zkouška. Velikost a dimenzování jednotlivých svarů se dá spočítat, v praxi se ale volí na základě zkušeností konstruktéra, který tak určuje dle tloušťky svařovaných plechů, funkčnosti svařovaných dílů (zda se jedná o díly s požadovanou tuhostí a rozměrovou stálostí nebo pouze o vyztužovací žebra atd.).

Po svaření je nutné svařenec žíhat na odstranění pnutí, otryskat pro odstranění otřepů a drobných částic a teprve potom začít obrábět.

3.8.3 Porovnání litých a svařovaných skříní

Velkou výhodou litých převodových skříní je jejich nižší hmotnost, lepší obrobiteľnosť a lepší tlumicí vlastnosti (v případě šedé litiny). Z tohoto důvodu se šedá litina velmi často používá také pro výrobu rámu obráběcích strojů. Tlumicí schopnosti mohou mít velmi dobrý vliv na dynamické vlastnosti převodovky, napomáhají ložiskům tlumit vibrace hřídelí a tím zajišťují klidný a tichý chod. V porovnání se svařovanou ocelovou skříní mají však lité skříně nižší tuhost, což může mít v některých případech (vysoké otáčky a zatížení) negativní vliv na uložení hřídelí a tedy dynamiku převodovky. Nízká hmotnost litých skříní je velkou výhodou v případě omezené nosnosti rámu soustrojí a samozřejmě také z ekonomického hlediska. V neposlední řadě lepší obrobiteľnosť litých skříní je také velkou výhodou, neboť zkracuje strojní časy a snižuje tak náklady na výrobu. Pokud budeme mluvit o ceně, je však nutné zmínit, že modelové zařízení pro odlitky je velice drahá záležitost a pokud se jedná spíše o kusovou výrobu převodových skříní, kde má každá skříně jiné tvary a rozměry a není možné použít již hotový model, pak je použití litých skříní z ekonomického hlediska nevýhodné. Výhodné je to při minimálně 5 nebo více kusech, samozřejmě to záleží také na velikosti a tvarové složitosti skříně. Důležitým kritériem ovlivňujícím návrh stavební struktury jsou **ekonomické parametry**.

Shrnutí:

Lité převodové skříně (vztaženo především pro skříně z litiny)

- Výhody:
 - Nižší hmotnost
 - Lepší obrobiteľnosť
 - Dobré tlumicí vlastnosti
- Nevýhody:
 - Nižší tuhosť
 - Cenová náročnosť pri malém počtu kusů

Svařené převodové skříně

- Výhody:
 - Vysoká tuhosť (větší modul pružnosti)
 - Jednodušší výroba
 - Možno vytvorit prakticky jakékoliv tvary skříně (svaření tvarově náročných výpalků)
- Nevýhody:
 - Vyšší hmotnosť

Mezi hlavní nákladové položky podílející se přímo na realizaci výrobku lze zařadit náklady na materiál, chemicko-tepelné zpracování, obrábění, montáž, zkoušení a dopravu. Dále pak samozřejmě existují i jiné nepřímé položky označované jako režijní (na krytí výdajů nákupních, logistických, právních a jiných útvarů), které jsou výrazným způsobem ovlivněny organizací firemních útvarů.

3.9 Pomocné funkce

Pomocné funkce podporují a doplňují funkce hlavní.

3.9.1 Těsnění [7]

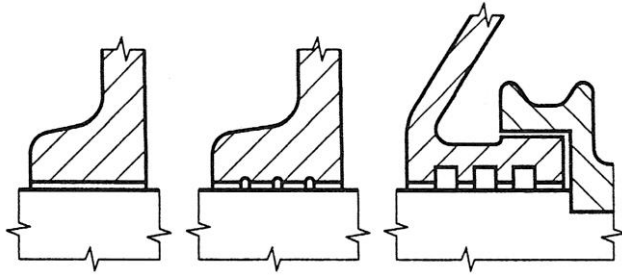
Účelem těsnění je bránit úniku maziva z převodovky, chránit proti vlhkosti a vnikání nečistot.

3.9.1.1 Dynamické bezdotykové

Části bezdotykového těsnění se navzájem přímo nedotýkají. Nespornou výhodou bezdotykového těsnění jsou nulové třecí ztráty a opotřebení. Nevhodné je pro tlaková zařízení a pro velká množství oleje. Všechny typy bezdotykových těsnění mohou být podpořeny odstříkovacími kroužky, které pracují na principu plechových odstříkovacích kroužků.

3.9.1.1.1 Štěrbínové

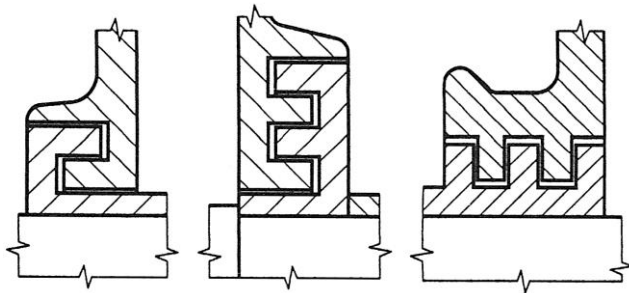
Štěrbínové těsnění (Obr.: 12) tvoří úzkou štěrbinu mezi rotujícím hřídelem a těsnícím víčkem. Štěrbina je opatřena příčnými drážkami, které průchod nečistot a úniku oleje brání. Na spodním okraji jsou drážky vyvedeny do sběrného kanálku.



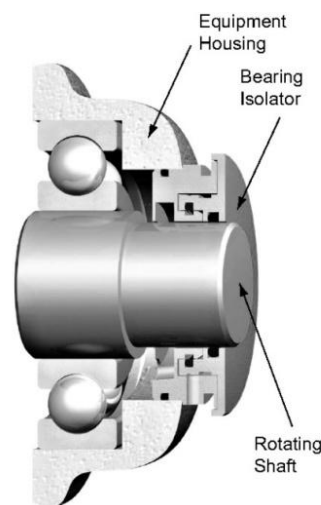
Obrázek 12 : Štěrbínové těsnění [7]

3.9.1.1.2 Labyrintové

Labyrint se skládá ze dvou částí (Obr.: 13, 14). Z části umístěné na hřídeli a na stacionární části. Mezi těmito dvěma částmi labyrintu je malá mezera, která může být vyplněna mazacím tukem. Tento druh těsnění je ve spojení s plechovými kroužky a štěrbinovým těsněním naprosto spolehlivý. Labyrinty je možno vyrobit podle konkrétní aplikace a nebo je nakoupit hotové pro typové rozměry hřídele.



Obrázek 13: Labyrintové těsnění [7]



Obrázek 14 : Nakupované labyrintové těsnění [37]

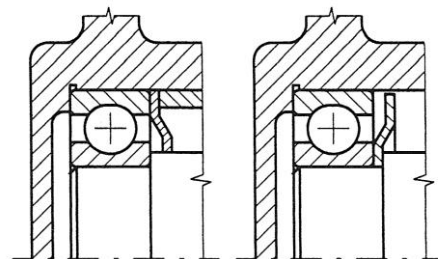
3.9.1.1.3 Plechové odstříkací kroužky

Plechové kroužky (Obr. 15) jsou většinou umístěné na hřídeli a společně s ním rotují. Olej, který doteče ke kroužku je odstředivou silou odstříknut z kroužku a neprojde dále. S rostoucí obvodovou rychlostí se účinnost kroužků zvyšuje.

Další možností jak tímto způsobem utěsnit ložisko jsou plechové těsnící kroužky NILOS (Obr.: 16). Kroužky se mohou připevnit na libovolná ložiska. Vyrábějí se jako odstříkací, těsnící i labyrintové kroužky. Tyto kroužky mohou být také použity proti unikání plastického maziva z ložiska a zvýšit mazací intervaly.



Obrázek 16 : Těsnící kroužky Nilos [38]



Obrázek 15 : Ložiskové těsnící kroužky [7]

3.9.1.2 Dynamické třecí

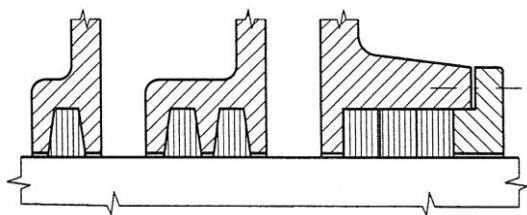
Třecí těsnění svou funkci zajišťuje přímým dotykem svých částí. Nevýhodou jsou ztráty třením a také opotřebením jednotlivých součástí. Výhodou je naprosté oddělení jednotlivých prostorů a možnost dobře těsnit i při nulových obvodových rychlostech.

3.9.1.2.1 Plstěné kroužky

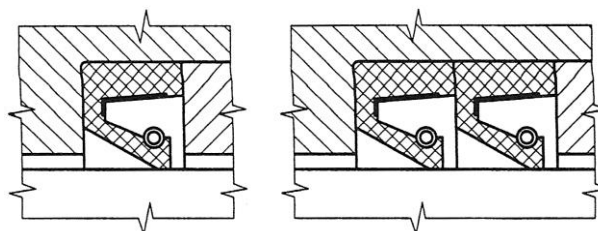
Plstěné kroužky jsou vhodné v bezprašném prostředí a při použití mazacího tuku jako maziva (Obr.: 17).

3.9.1.2.2 Hřídelové kroužky (Gufero)

Gufera (Obr.: 18) jsou velmi používaná těsnění. Jsou levná a relativně dobře těsní. Jejich vhodnost použití je dána prostředím. Jelikož jsou tvořena z pryže, nevydrží příliš vysoké teploty, a to jak teploty prostředí (oleje, vzduchu, ložiska), tak i teplo vznikající třením při velmi vysokých otáčkách. Při tření ploch o sebe se při vniku nečistot může povrch hřídele vydržit. Je proto nutné styčnou plochu hřídele povrchově tvrdit. Když k vydržení dojde, je možno poškozenou plochu překrýt Stuwe-Speede kroužkem. Gufero se pak tře o nalisovaný kroužek. Tento kroužek se ale používá jen na opravy, nikoliv na nové díly. Možnost použít kroužek oddálí nutnost vyměnit celou hřídel.



Obrázek 17 : Plstěné kroužky [7]



Obrázek 18 : Hřídelové kroužky - gufero [7]

3.9.1.3 Statické ploché těsnění / Těsniva pro plošná těsnění [39]

Plošná těsnění jsou těsnění, která brání unikání kapalin nebo plynů vytvářením nepropustných bariér. Součásti jsou k sobě přiloženy a nekonají mezi sebou jakýkoliv pohyb.

3.9.1.3.1 Kovové

Jako kovová těsnění se většinou používají destičky, pásy a kroužky z hliníku nebo mědi.

3.9.1.3.2 Vláknitopryžové těsnící desky [40]

Označení pryžové desky je společný název pro širokou řadu zajímavých pryžových materiálů. Oblast použití pro pryžové výrobky je téměř neomezená. Trh nabízí řadu bezasbestových vláknitopryžových desek, navržených pro široký rozsah použití v oblasti petrochemie, chemie, průmyslových a jiných zařízení vyžadujících specifická utěsnění. Také v oblasti těsnění má pryž/guma dominantní zastoupení v mnoha typech, tvarech a snadnosti zpracování. Pryžové materiály jsou dodávány ve standardních rozměrech, tloušťkách, tvrdostech a barvách dle přání zákazníka, nebo jako hotové těsnící elementy. Obsáhlá odstupňovaná řada těchto produktů pokrývá široké spektrum pro jejich použití.

Odolávají teplotám od 140°C do 250°C, krátkodobě 210°C až 450°C, pro páru 120°C až 200°C. Maximální tlak 40-130 barů. Desky bývají pryžové, případně z expandovaného

grafitu. Grafitové desky GRAFTES jsou vhodné jako náhrada klingeritu do vyšších teplot a tlaků. Grafitové desky GRAFTES jsou nabízeny v síle 1,0 až 3,0 mm a rozměrech grafitové desky 1000x1000 mm, deska je však vzhledem k grafitu velmi křehká. Rozměry bezasbestové těsnící desky jsou 1500x1500 mm. Používané jsou materiály typu: NR, IR, SBR, BR, IIR, EPDM, **NBR**, CO, ECO, CR, CSM, AU, EU, PUR, SI, FSI, FKM, **PTFE**. Na žádost zákazníka může být většina typů desek zesílena kovovým pletivem. Základní nabídku tvoří bezasbestové těsnící desky TEMAFAST ECONOMY, TEMAFAST, **TEMASIL**, TEMAPLUS a TEMACID, které jsou náhradou za v minulosti používaný **KLINGERIT**, který obsahoval adbest a od roku 2008 se již v zemích EU nesmí používat.

3.9.1.3.3 Tekuté [41]

Lepidla pro těsnění přírub jsou jednosložkové systémy. Pro těsnění tuhých přírub to jsou především akryláty a pro pružné těsnění lepidla na bázi silikonů. Odolávají vysokým teplotám i chemikáliím. Dobře vyplňují spáru, lze je proto použít jako náhrada za klasické korkové, nebo papírové těsnění. Po plném vytvrzení odolává těsnění vysokým tlakům.

Nejprve je nutno těsněný povrch očistit a odmatit například čističem Loctite 7063 a poté aplikovat tekuté těsnění. Do dělicí roviny pro standardní převodovky Loctite 518 (pro velké převodovky pomaleji tuhnoucí Loctite 128068) a pod slepá, těsnící a nahlížecí víčka měkký Loctite 5910.

3.10 Nejčastější poruchy převodovek

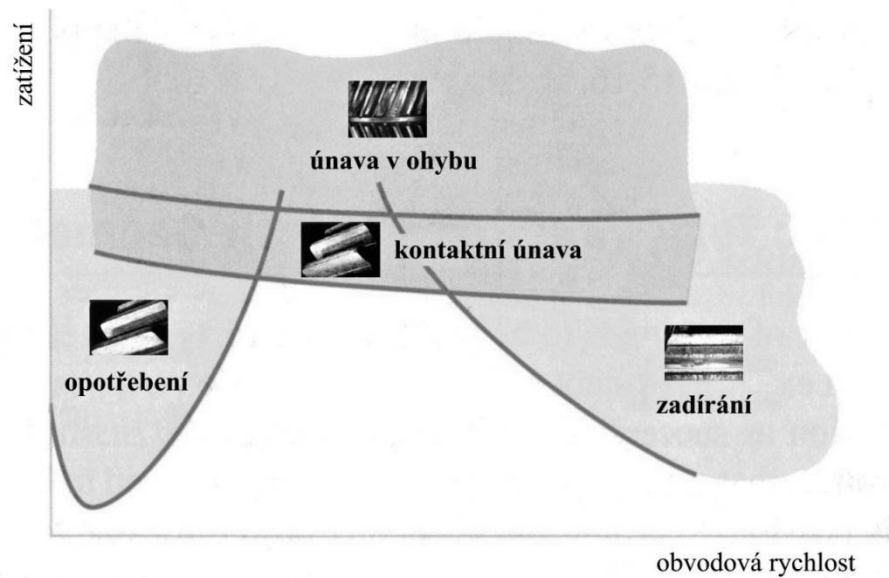
Převodovka se může porouchat z mnoha příčin. Důsledky poruchy mohou být opravitelné či neopravitelné. Opravitelné poruchy je třeba rozeznat a vhodně opravit. V každém případě je nutné, aby byla odhalena příčina poruchy a mohlo se jí v budoucím provozu předejít.

Příčiny poruch se mohou dělit z různých hledisek. Na poruchy náhlé (neočekávané ulomení zubu), předvídatelné (postupné tvoření pittingů) nebo z pohledu příčiny na chybu konstrukční, výrobní, montážní či provozní.

3.10.1 Poruchy ozubení [42], [43]

Jestliže je ozubení nevhodně navrženo, nevhodně zatíženo, mazáno nebo jakkoliv jinak nevhodně narušeno, dochází k jeho opotřebení či destrukci. Nejvhodnější je vznikající poruchu včas odhalit a zastavit její šíření vhodnými prostředky. V případě, že je již ozubení poškozeno tak, že ohrožuje správnou funkci převodovky, je ho nutné vyměnit za nové a ideálně se poučit z předchozích chyb.

Přibližná závislost mezi zatížením, rychlostí a typem poruchy je vidět v grafu na Obrázku : 19.



Obrázek 19 : Závislost mezi zatížením, rychlostí a typem poruchy [42]

3.10.1.1 Mírné opotřebení

Jedná se o pomalý proces při kterém v důsledku vzájemného styku boků zubů dochází k zahmlení povrchových nerovností. Nastává, je-li vrstva maziva příliš tenká. Zpočátku má pozitivní důsledky. Zastavit ho lze zvýšením viskozity maziva nebo snížením jeho teploty.

3.10.1.2 Nadměrné opotřebení

Nadměrné opotřebení vzniká po dlouhodobém provozu převodovky, nevhodně použitým materiálem ozubení nebo chemicko-tepelné úpravě. Na Obrázku : 20 je ukázka nadměrně opotřebovaného ozubení s vloženou měrkou, která má původní tvar ozubení.



Obrázek 20 : Nadměrné opotřebení [43]

3.10.1.3 Lom a vylomení zubu ozubeného kola

Má za následek vyřazení ozubeného kola, příčinou lomu je :

- ohybové namáhání zubu při jeho průchodu oblastí záběru ozubených kol
- vada materiálu
- pokročilé stádium pittingu, které naruší strukturu zubu
- náhlé „šokové“ zatížení převodu

3.10.1.3.1 Lom zubů v důsledku přetížení

Lom zubu v důsledku přetížení je způsoben zvýšením zatížení nad mez pevnosti v tahu materiálu ozubeného kola. Příčinou může být např. zadření ložiska nebo porucha motoru. Protože lom je důsledkem nepředvídatelných okolností, je obtížné mu zabránit.

3.10.1.3.2 Únavový lom v patě zubu

Únavový lom v patě zubu má příčinu v stále opakovaném přetížení nad mez únavové, popř. časované pevnosti materiálu ozubeného kola. Lom je iniciován zpravidla koncentrací napětí v patě zubu. Zabránit mu lze zlepšením kvality povrchu a jeho zpevněním např. kuličkováním.

3.10.1.4 Pitting

Pitting je únavový jev způsobený cyklickým tlakovým namáháním zubu. Vysoké dotykové napětí má za následek síť jemných trhlin. Na patě se trhliny šíří, až dojde k odprýsknutí (vydrolení) a k vytvoření jamky (důlku).

3.10.1.4.1 Záběhový (počáteční) pitting

Záběhový pitting vzniká na počátku provozu v důsledku místního překročení mezního kontaktního tlaku. Po vzniku malých jamek se zvětší styková plocha, další růst jamek se zastaví a povrch boků zubů se uhladí. Předcházet mu lze kontrolou boků zubů a zabráněním přetížení.

3.10.1.4.2 Progresivní (destruktivní) pitting

Progresivní pitting (Obr.: 21) nastává v případě vyšších zatížení a pokračuje až do zničení celé plochy boků zubů. Je charakterizován jamkami větších rozměrů nacházejícími se obvykle v oblasti paty zubu. Zastavit ho lze snížením zatížení pod hodnotu odpovídající meznímu kontaktnímu tlaku.

Příčiny pittingu :

- špatné dimenzování soukolí – výpočet na dotyk
- špatná volba materiálu ozubeného kola
- nevhodná volba povrchové úpravy povrchu zubu
- nepřesná výroba a montáž
- špatná volba maziva a druhu mazání

Pitting se na povrchu zubů projeví ve formě důlků v kontaktní zóně zubů.



Obrázek 21 : Progresivní pitting [43]

3.10.1.5 Opotřebením otěrem – abraze

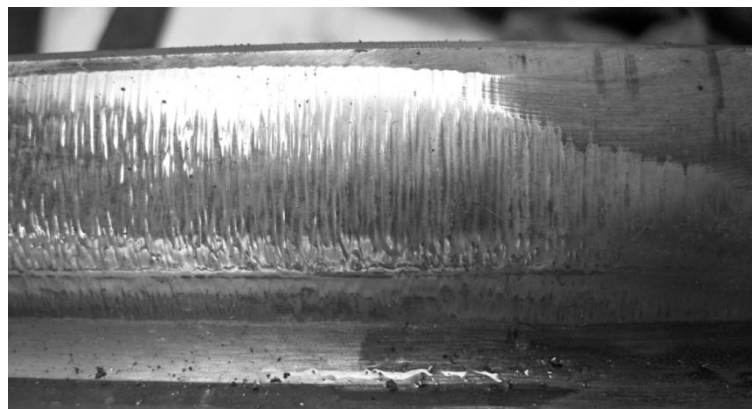
Abrazivní opotřebením (Obr.: 22) je způsobeno částicemi přítomnými v mazacím systému (např. částice opotřebením nebo prachové částice). Předcházet mu lze pečlivým vyčištěním převodové skříně, užitím filtrace, pravidelnou výměnou maziva, popř. užitím maziva s vyšší viskozitou.

Tento druh opotřebením, vzniká působením cizích tuhých částic ve vzájemném styku ozubených kol, při odvalování částice způsobují vrypy ve stykové ploše zubů. Abrazivní opotřebením se projevuje:

- u otevřených převodů – volný přístup tuhých částic
- u uzavřených převodů – tuhé částice do převodovky vnikají díky nedokonalému utěsnění, nebo jsou produktem vnitřního opotřebením

Snížení opotřebením dosáhneme:

- vyrovnáním měrných skluzů
- zvýšením kvality povrchu
- vyšší tvrdostí boku zubu
- zvýšenou ochranou před pronikáním nečistot do převodovky
- dostatkem maziva a jeho kvalitní filtrace



Obrázek 22 : Opotřebením otěrem [44]

3.10.1.6 Otláčení povrchu

Otláčení zubů se projeví vznikem prohlubní a výstupků na povrchu boku zubu. Snížení otláčení povrchů zubů dosáhneme zvýšením tvrdosti boku zubu, v kombinaci s použitím maziva s vyšší vazkostí.

3.10.1.7 Ridging

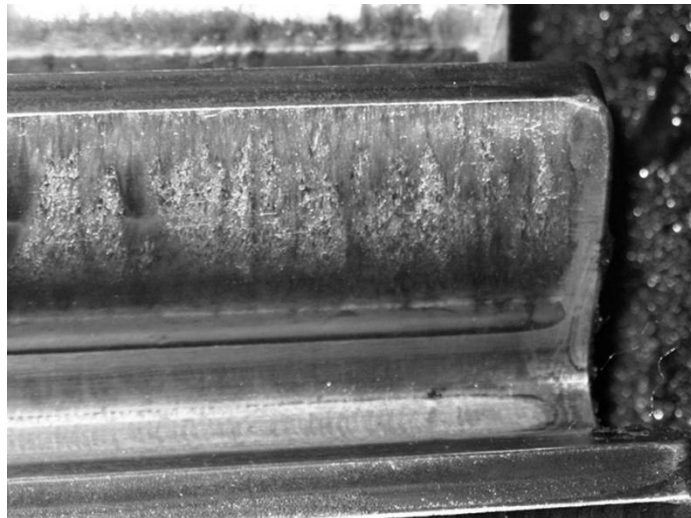
Ridging se projevuje jako série vrcholů a údolí objevujících se napříč bokem zubu ve směru kluzné rychlosti. Nastává při velkém zatížení a nízkých rychlostech a je způsoben plastickou deformací boků zubů. Zabránit mu lze snížením kontaktního tlaku a zvýšením tvrdosti materiálu.

3.10.1.8 Rippling

Rippling (překladem čeření) je poškození boku zubů, při kterém se ve směru kolmém na směr skluzu zubů vytvoří plošky a vlnky (Obr.: 24). Tvoří se nejčastěji na tvrzených ozubených plochách. Mírný rippling není závadou a závažným se stává až v případě, že pokročí do závažnější fáze. Obvykle se vyskytuje při malých kluzných rychlostech s nedostatečnou tloušťkou mazivového filmu. Vysoké kontaktní napětí pak zapříčiní zvlnění. Ripplingu lze zabránit cementováním boků zubů a zvýšením viskozity oleje.



Obrázek 24 : Rippling [44]



Obrázek 23 : Zadírání [43]

3.10.1.9 Zadírání povrchů (scuffing)

Tento druh opotřebení spočívá v místním vytvoření atomárních vazeb mezi povrchovými zrny spoluzabírajících zubů. Dojde ke svaření zrn za studena a k vytrhnutí zrna z povrchu o menší soudržnosti. Na soudržnějším povrchu zubu vznikají nárůstky, které tvoří rýhy a poškození povrchů zubů (Obr.: 23).

Příčinou zadírání povrchů je nedostatečné mazání při vysokých tlacích a teplotách v místě dotyku boků zubů. Zadírání je způsobené protržením mazacího filmu, vznikem mikrosvarů mezi vrcholky nerovností boků zubů a jejich následným porušením. Předcházet mu lze zvýšením kvality povrchu boků zubů, užitím maziv s vysokou viskozitou a přísadami proti zadírání, snížením teploty maziva, vyrovnáním měrných skluzů, rozdílnou tvrdostí povrchů zubů spoluzabírajících kol.

3.10.1.10 Odlupování povrchové vrstvy (spalling)

Spalling (Obr.: 25) je typický pro ozubená kola s tvrzenou povrchovou vrstvou (povrchově kalená, cementovaná, nitridovaná). Projevuje se odlupováním větších plochých částí kovu, přičemž hloubka vylomené části nemusí vždy odpovídat hloubce tvrzené vrstvy.



Obrázek 25 : Spalling [45]

3.10.2 Opravy

Opravy mohou být v důsledku náhlé ztráty funkčnosti a nebo naopak plánované repase převodovky. Velmi se liší svým charakterem, náročností, rozsahem i výchozím stavem.

3.10.2.1 Přebroušení ozubení

Jestliže je ozubení málo poškozené a především není poškozené hloubkově, lze jednotlivé zuby přebrousit. Přebroušení spočívá v navrhnutí záporné korekce, která bude dostatečně velká, aby bylo ozubení srovnáno do požadovaného tvaru. Přebroušení se většinou provádí při repasi velkých ozubených kol, u kterých by byla výroba nákladná. Pastorek se musí vyrobít nový s úměrně velkou kladnou korekcí.

3.10.2.2 Pískování

Pískováním lze odstranit rez, nečistoty, starou barvu a zahladit nerovnosti povrchu. Pískováním se čištěný povrch otrýskává proudem vzduchu s jemným pískem. Hrubost písku si lze vybrat. Pískovat lze injektorově nebo tlakově.

Kvalita povrchové úpravy může být rozdělena na čtyři základní stupně:

- Sa 1** lehké tryskání povrchu
- Sa 2** důkladné tryskání povrchu
- Sa 2,5** velmi důkladné tryskání se stopami stínování po nečistotách nebo konturách
- Sa 3** tryskání do jednotného kovového vzhledu

Pískováním lze velmi dobře obnovit původní povrch.

3.10.2.3 Kovový nástřík [46]

Žárové nástříky se používají podobně jako navařování k opravě povrchu nebo k pokrytí stávajícího povrchu materiálem s jinými vlastnostmi.

Žárový nástřík je částicový proces vytváření povlaků o tloušťce obvykle větší než 50 μm , kdy je nanášený materiál ve formě prášku (případně drátu) přiváděn do zařízení, kde dojde k jeho natavení a urychlení směrem k povlakované součásti. Po dopadu na substrát dojde k výraznému plošnému rozprostření částice a k jejímu rychlému utužení. Tím se vytváří povlak s charakteristickou lamelární strukturou a specifickými vlastnostmi.

Zdrojem tepelné energie, nutné k nastavení přídavného materiálu, může být buď spalovací proces nebo elektrická energie. Podle konstrukce zařízení a použitého zdroje energie lze rozlišit základní druhy žárového nástříku: Nástřík plamenem, plazmatický nástřík a nástřík elektrickým obloukem.

Na rozdíl od ostatních technologií vytváření povlaků, není žárový nástřík založen na depozici jednotlivých atomů či iontů. Na povrch dopadají celé natavené (nebo částečně natavené) kapky materiálu, které ulpívají pouze na površích ležících v dráze letících kapek. Ve srovnání s PVD či CVD metodami depozice má žárový nástřík vysokou depoziční rychlost a široký rozsah přídavných materiálů.

Před nástříkem je povrch substrátu zdrsňen např. tryskáním (viz kapitola) a zbaven případných nečistot či oxidů, jejichž přítomnost by mohla snižovat smáčivost povrchu nebo jinak zhoršovat zakotvení dopadajících částic.

Po nástříku první vrstvy částic, které jsou v přímém kontaktu s povrchem substrátu, dopadají další částice na předchozí, již utuhlou vrstvu povlaku. Pevnost povlaku je dána pevností spojení nově dopadajících částic s předcházející vrstvou. Vzájemná koheze splatů je určována stejnými parametry jako v případě zakotvení na substrátu, k nimž přistupuje vliv porezity a obsahu nenatavených částic ve struktuře povlaku. Nenatavené částice lokálně snižují kontaktní plochu splatů i vzájemný přestup tepla a způsobují vznik nehomogenit v povlaku. Ty pak mohou způsobit snížení houževnatosti i u jinak kvalitního povlaku.

3.10.2.4 Laserové navařování

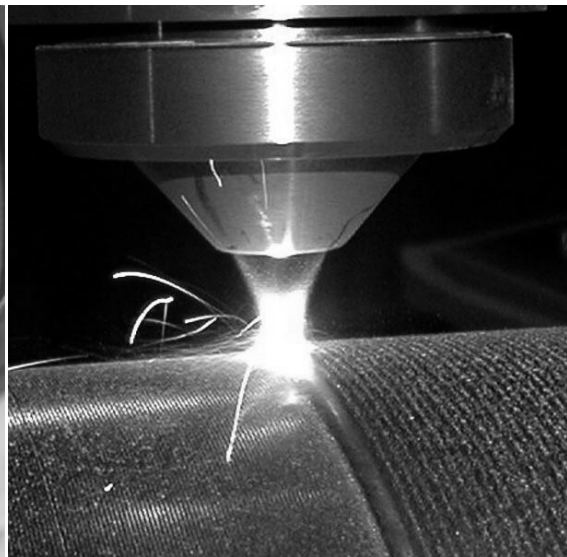
Při laserovém navařování povlaků dochází k natavení nejenom navařovaného materiálu (v podobě prášku), ale také základního materiálu (povlakované součásti). Dochází tak k vytvoření difuzního přechodu mezi povlakem a základním materiálem. Na rozdíl od konvenčních povlakovacích metod (např. HVOF, plazmové povlakování) tak dochází ke vzniku metalurgické vazby, která má obecně za následek velmi dobrou kohezi i adhezi mezi povlakem a povlakovanou součástí.

Laserové navařování přináší možnost oprav strojních součástí. V prvním kroku je na opravovanou součást navařen chybějící materiál, ten může být shodný s materiálem součásti nebo pro ochranu vysoce exponovaných míst součásti je možno volit ze širokého spektra materiálů (keramické, kovové, kompozitní), které mohou výrazně prodloužit životnost celé součásti. V druhém kroku je navařený materiál obroben a obroušen do požadovaného tvaru. Robotizovaný laserový systém je vhodný k navařování součástí složitých tvarů rozsáhlé plochy. S výhodou se používá pro navařování kovové (běžné oceli, Cr-Ni slitiny, nástrojové oceli, slitiny na bázi Ti, Zr, Co, Fe a další) a i keramické (karbidy, boridy, nitridy přechodových kovů). Velmi podobné je plasmové navařování (Obr.: 27).

Jedná se o přípravu vysoce kvalitních vrstev se širokým spektrem materiálových vlastností: vysoká tvrdost, odolnost proti otěru, vysokoteplotní a chemická stabilita a další. Laserové navařování tak může být použito jak pro opravy, tak pro vylepšení stávajících vlastností navařením jiného druhu materiálu.



Obrázek 27 : Oprava zubů zavařením [47]



Obrázek 26 : Plasmové navařování [48]

3.11 Montáž

Montáž převodovek je velice důležitá, protože se právě při montáži mohou některé konstrukční odchylky doladit a nebo naopak zhoršit. Prvním předpokladem bezproblémové montáže je smontovatelnost. Tento aspekt vychází z konstrukce a musí být uvažován po celou dobu návrhu. Platí, že montáž je oborem technologie, ale konstruktér musí návrh a řešení montáži uzpůsobovat a montážní postup znát. Jestliže je sestava konstrukčně vhodně řešena, je smontovatelná a navržena tak, že se rotující části nedotýkají nerotujících, musí být jednoznačně určena a zajištěna poloha jednotlivých hřídelů. Ložiska, kroužky a ozubená kola musí být na hřídele vhodně nalisovány.

Většinou se nejprve montují sestavy jednotlivých hřídelů, kola a ložiska se postupně nalisují na hřídele. Správně provedená montáž ložisek je podmiňující pro správnou funkci převodovky. Musí být zaručena minimální vůle v ložisku (i po oteplení vlivem provozu), která je pro dané ložisko předepsána. Jestliže vůle není zaručena, ložisko se provozem zahřívá (dalším zahříváním a provozem se od zvyšujícího se předepnutí ještě více zatíží) a může dojít k velkému oteplení a zadření ložiska i při dostatečném mazání. Naopak moc velká vůle v ložisku zapříčiní skluz valivých tělísek místo předpokládaného odvalování a povrch částí se opotřebí mikrosvary od kluzného tření. Povrch valivých ploch se tak opotřebí a rapidně se sníží životnost ložiska. Každé ložisko má proto předepsané minimální zatížení, které je nutno

dodržet. Minimální zatížení se může nastavit například tlačnými pružinami nebo u dvou kuželíkových ložisek do O správně utaženou pojistnou KM maticí.

Jednotlivé sestavy hřídelů se umístí na svá místa podle určeného montážního uspořádání (pravý/levý chod, pravý/levý výstup). Montáž se provádí ručně a s pomocí jeřábu k manipulaci těžkých kusů. Na klíčovém místě musí být závitové díry pro závitová oka, kterými se s kusem manipuluje. Závitové díry musejí být vhodně nadimenzovány na hmotnost celé sestavy a ne jen hmotnost dílu, ve kterém jsou vyvrtány. Po vložení hřídelů do rámu následuje ustavení jednotlivých soukolí do správného záběru. Nejdůležitější je ustavení kuželového soukolí. Pastorek i kolo je nutno axiálně ustavit pro vhodné záběrové podmínky, které jsou v souladu s článkem 3.4.2.4 Záběrové poměry. Ustavování v axiálním směru se provádí podložkami ve tvaru plochých kroužků. Tyto kroužky se vyrobí s přídavky cca 2mm a při montáži se obrábí a brousí na přesný rozměr pro ustavení. Kroužky bývají děleny na dvě poloviny, aby se na hřídel nemusely nasouvat, ale pouze se ze strany vsunuly. Hřídele s čelními koly se ustavují podobně distančními kroužky vloženými mezi ložisko a víčko.

Po ustavení do správného záběru následuje smontování (uzavření) skříně převodovky, namontování slepých a těsnících vík a nahlížecích víček. Je-li skříň smontována a šrouby jsou utaženy, následuje nanesení vrchního nátřiku barvy, nalití olejové náplně a zkoušení běhu. Zkoušení převodovky se provádí většinou bez zatížení a jmenovitými otáčkami. Zkoušení probíhá po dobu stanovenou konstruktérem – většinou 2-4 hodiny v pracovním smyslu a 1-2 hodiny ve směru proti pracovnímu smyslu. Během zkoušení se monitoruje teplota převodovky v kritických místech, oteplení, vizuálně vibrace a hluk.

3.12 Pohonné motory [49]

Pro průmyslové použití se jako pohonné jednotky často používají třífázové asynchronní motory. Jejich nesporná výhoda je jednoduchá konstrukce, vhodná zatěžovací charakteristika a jednoduché řízení. Každý trojfázový asynchronní motor je složen ze dvou hlavních částí.

Stator (pevná část) - je u většiny typů prakticky stejný. Je složen z nosné kostry motoru, svazku statorových plechů a statorového vinutí.

Rotor (pohyblivá část) - hřídel s nalisovanými rotorovými (elektrotechnickými) plechy s drážkami, do kterých se vkládají měděné tyče, které jsou na obou stranách spojeny mosaznými kruhy. Takto upravený rotor se nazývá kotva nakrátko nebo kotva klecová.

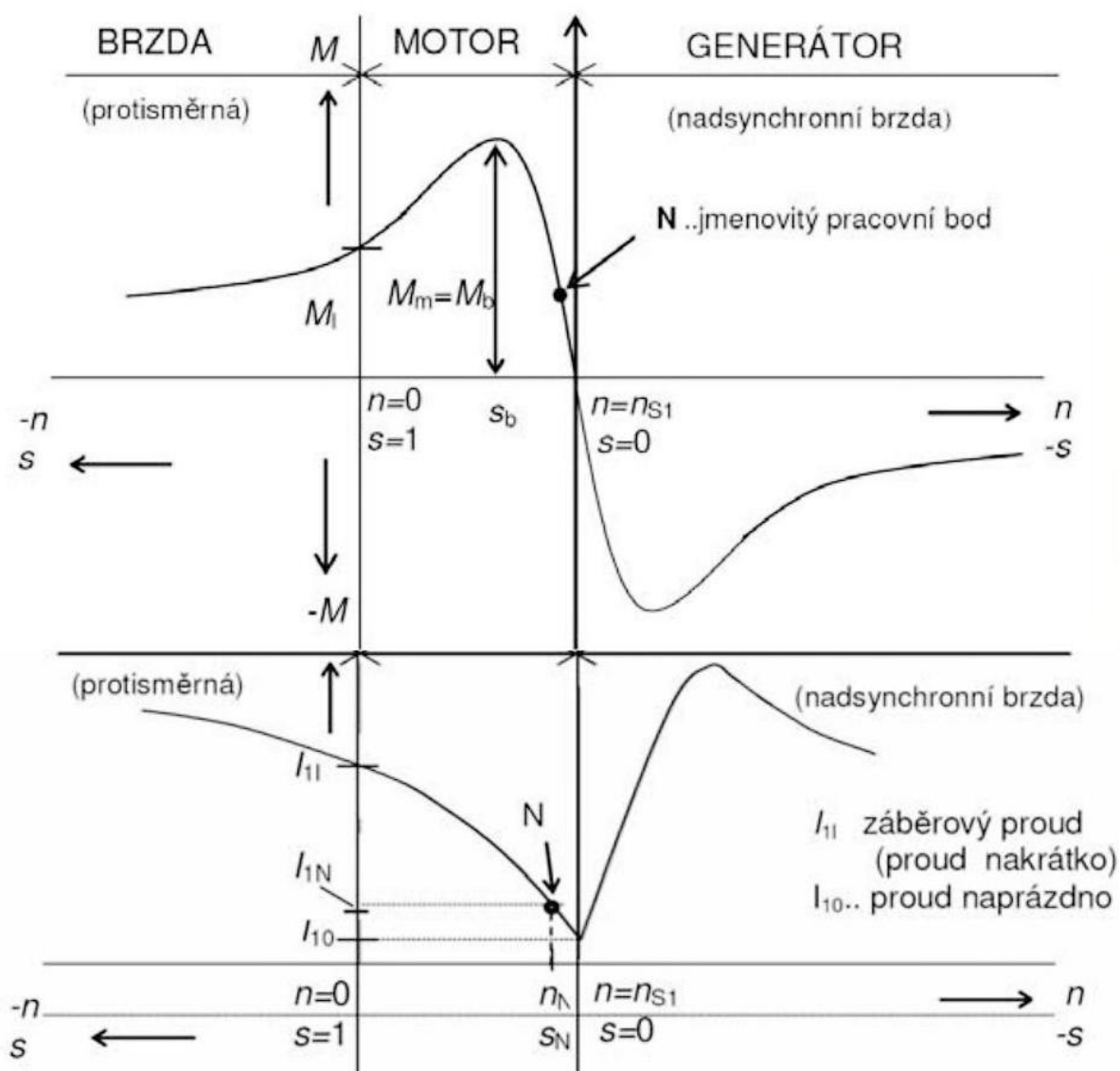
Základem činnosti asynchronního motoru je vytvoření točivého magnetického pole, které vznikne průchodem střídavého trojfázového proudu vinutím statoru. Toto magnetické pole indukuje v rotoru napětí a vzniklý proud vyvolává sílu otáčející rotorem.

Otáčky točivého pole jsou dány kmitočtem napájecího napětí odebraného ze sítě a počtem pólů trojfázového motoru.

Při běžné pasivní zátěži se rotor nemůže otáčet stejnými (tj. synchronními) otáčkami jako magnetické pole statoru, pro generování momentu je potřeba, aby měl rotor jiné otáčky než stator. Při synchronních otáčkách by se rotor a magnetické pole vůči sobě nepohybovaly a tím by se v rotoru neindukovalo napětí a nevznikala by točivá síla. Míra rozdílu otáček pole a rotoru je nazývána skluz, udávána v procentech.

Zmenšení velkého rozběhového proudu lze u motoru s kotvou na krátko docílit snížením rozběhového napětí. Nejčastěji používané metody jsou použití softstartu (polovodičový rozběhový regulátor), rozběhového transformátoru, či frekvenčního měniče. Frekvenčním měničem lze zajistit plynulý rozběh motoru bez rázů a následnou regulaci otáček. K regulaci se využívá PWM (pulsně šířková modulace), kdy je motor napájen modulovanými napěťovými a proudovými pulsy. Pulsní měniče jsou velmi drahé a proto se používají jen v aplikacích, kde je to nutné.

Momentová a proudová charakteristika je ukázána na Obr. 28.



Obrázek 28 : Proudová a momentová charakteristika asynchronního motoru [50]

3.13 Mazací systémy převodových skříní a ložisek [2]

Mazání převodovek a ložisek zajišťuje bezproblémový chod, snižuje hlučnost, prodlužuje dobu životnosti jednotlivých částí, zmenšuje opotřebení a hlavně snižuje energetické ztráty vzniklé třením. Přesto však zbývajícím třením funkčních ploch vzniká teplo, které je odváděno pomocí správně navrhnutého systému mazání. Na každém strojním zařízení je mnoho míst, která se musejí systematicky a správně mazat, a kterým je nutné věnovat větší pozornost. Patří mezi ně například některé spojky, ložiska, ozubení ozubených kol, vodící dráhy, atd. Všechny tyto členy vyžadují nepřetržité mazání, aby nedošlo k zadření stroje, hmotné škodě a následnému úrazu. Vhodný výběr maziva a mazacího systému je závislý na mnoha faktorech. Druhy systémů budou následně popsány a detailněji rozebrány.

Obecně ale platí zásada, že u všech převodovek je nutné použít odvzdušňovač, aby se vlivem oteplení vyrovnal tlak uvnitř převodovky s okolím. Kdyby se tak nestalo, unikl by olej těsněním ven.

3.13.1 Druhy mazacích oběhů a zařízení

3.13.1.1 Samočinný mazací oběh

Samočinný mazací oběh je řešen buď jako uzavřený mazací oběh nebo jako otevřený mazací oběh.

3.13.1.1.1 Uzavřený mazací oběh

Uzavřený oběh v průběhu mazání neztrácí mazivo. Naopak pro otevřený oběh je typické, že v průběhu mazání dochází ke ztrátám na množství maziva. Běžně se pro mazání používá z ekonomických a ekologických důvodů uzavřený oběh.

3.13.1.1.1.1 Spádový

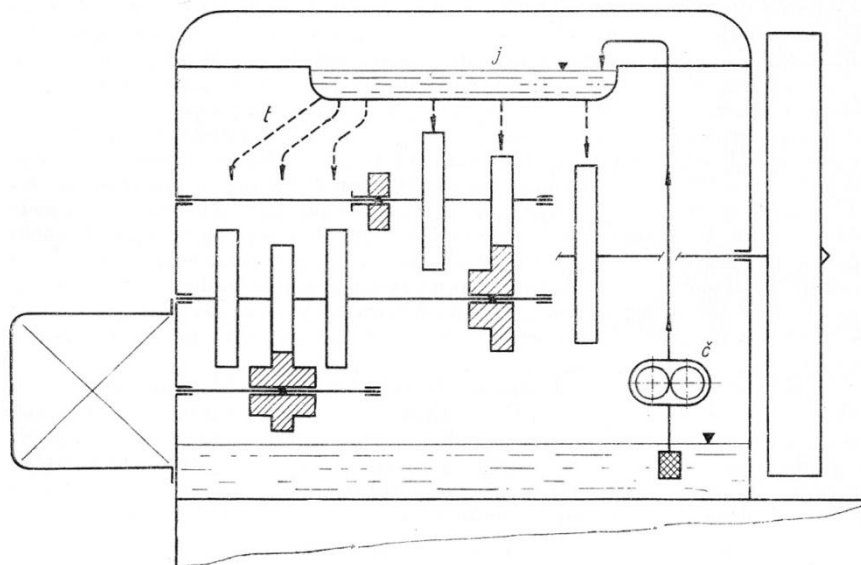
Vhodným příkladem spádového uzavřeného mazacího oběhu je převodovka hlavního pohonu soustruhu. Princip spočívá v čerpání mazacího oleje ze dna převodové skříně zubovým elektrickým čerpadlem. Olej je nasáván přes koš a tlačěn přes olejový filtr do sběrné mísy, která se nachází v horní části převodové skříně. Z této mísy je olej samospádem rozváděn na jednotlivá místa. Při dopadu oleje na rotující ozubená kola je olej rozstříknut do prostoru a tvoří olejový déšť, který maže všechny členy potřebující mazání i přesto, že se nenachází přímo pod mazaným místem. Jsou takto dostatečně mazaná i ložiska ve stěně převodové skříně, kam olej v dostatečném množství zateče a ložiska namaže.

3.13.1.1.1.2 Tlakový

Na druhou stranu tlakový mazací systém přivádí olej na přesně stanovená místa převodové skříně v příslušném množství. Olej je na členy stříkán speciálními vstřikovacími tryskami. Tlakově jsou mazány i vodící dráhy hoblovek, suportů, stojanů, stolů a upínacích desek svislých soustruhů. Dlouhé kluzné plochy jsou tlakově mazány na několika místech po celé délce. Tlakovým otevřeným mazacím systémem je například mazáno vedení vřeteníku na stojanu vodorovné vyvrtávačky.

3.13.1.1.2 Otevřený mazací oběh

Otevřený mazací oběh se z důvodu ztrát na mazivu používá minimálně, hlavně kvůli ekonomickým a ekologickým faktorům.



Obrázek 29 : Schéma ústředního oběhového spádového mazání [2]

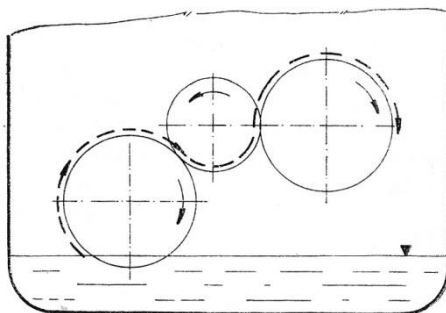
3.13.1.2 Centrální tlakové mazání

Používá se u větších převodových celků, kde je jeden mazací systém společný pro několik převodovek stroje. Příkladem může být kolesové velkorypadlo na těžení hnědého uhlí. Toto rypadlo je osazeno velkým počtem různých převodovek, ale má svou vlastní mazací soustavu společnou pro převodovky. Soustava se skládá z chladiče, filtru, čerpadla a rozvodné soustavy. Samotná převodovka je připojena přípojkou a olej je rozváděn vnitřním olejovodem podle systému tlakového mazání (Obr.: 29).

3.13.1.3 Mazání broděním a rozstříkem

Podle použité literatury se mazání broděním používá pro menší obvodové rychlosti (do 3m/s) ozubených kol. Nejnižše položená ozubená kola v převodové skříní jsou ponořena do olejové lázně a svým otáčivým pohybem vynášejí olej na ostatní ozubená kola a výše položené členy (Obr.: 30). Spodní kolo je ponořeno od 1/6 do 1/3 svého průměru.

Pro větší obvodové rychlosti (3 až 8m/s) ozubených kol se způsob mazání nazývá rozstříkem. Podobně jako u mazání broděním je nejspodnější ozubené kolo ponořeno do olejové lázně a svým pohybem rozstříkuje olej po převodovce, který vytváří jemné kapky pronikající k ložiskům ve stěně skříně. Malé ponoření brání dostatečnému rozstříku oleje a naopak velké ponoření kola do oleje zvyšuje hydraulické ztráty a zbytečné oteplování oleje, stejně jako jeho nadměrná obvodová rychlost nad 8m/s. Při vyšší rychlosti je nutné použít jiný druh mazání – například tlakové mazání s uzavřeným oběhem, kde je olej vstříknut mazačnými tryskami přímo na mazaná místa. V některých případech se však brodění používá do obvodových rychlostí 12 m/s a broděním pouze zubů kol do výšky 2,25 modulu.



Obrázek 30 : Schéma uspořádání brodivého mazání ve skříní převodovky [2]

3.13.1.4 Mazání olejovou mlhou

Tento druh mazání se používá pro rychloběžná ložiska a vřetena obráběcích strojů s obvodovými rychlostmi nad 25m/s. Princip spočívá ve vzniku olejové mlhy v rozprašovači, do kterého je přiváděn pod tlakem vzduch, který strhává a rozprašuje kapičky oleje. Přiváděný vzduch je vyčištěný a odlučovačem zbavený vody. Vzniklá olejová mlha je přiváděna ke konkrétním ložiskům. Tento způsob mazání je výhodný z hlediska mazání i chlazení. Použité množství oleje je velmi malé a olej je efektivně využit. Velkou výhodou je chlazení proudícím vzduchem a díky mírnému přetlaku nevnikají do převodovky nečistoty z okolí. Více informací o mazání touto metodou je napsáno v části o ložiskách.

3.13.1.5 Ruční mazání

Ručně mazaná místa jsou značena červenohnědou barvou a měla by být snížena na co nejmenší počet s co největším intervalem mazání (několik dní až týdnů). Nenamazání těchto míst v daném intervalu však nezpůsobí zadření a poruchu stroje. Ruční mazání se většinou

provádí kulovými hlavicemi k promazání ručním vysokotlakým lisem na olej, případně tukem.

3.13.1.6 Čističe oleje

Čističe oleje neboli filtry se používají k odstranění nečistot z protékajícího oleje. Nečistoty brání plynulému a bezhlučnému chodu, přispívají k opotřebení a zadírání ložisek. Filtr se většinou sestává ze dvou částí, kdy v první vícelamelové části jsou odstraněny hrubé nečistoty. Následuje část druhá, ve které se z oleje odstraní jemnější nečistoty a zároveň se odstraní pomocí magnetů kovové částice vzniklé opotřebáváním součástí.

3.13.2 Výběr maziva pro převodovku

Pro většinu průmyslových převodovek se používá jako mazivo olej, proto mu bude v následujícím textu věnována větší pozornost než plastickému mazivu. Plastické mazivo se používá například pro mazání velkých ozubených soukolí, které mají velmi malou obvodovou rychlost.

Jedině vhodný a kvalitní olej zajistí správné mazání převodovky. Mezi nejdůležitější kritéria při výběru vhodného oleje patří:

- viskozita (podrobněji v dalším bodě)
- typ oleje – převodový olej
- viskózní index
- teplotní rozsah použitelnosti oleje
- aditiva

3.13.2.1 Obecné vlastnosti oleje

Funkcí oleje je:

- mazat
- chladit
- tlumit rázy
- chránit díly

Pro převodovky strojů jsou potřeba oleje se specifickými vlastnostmi k zabezpečení výborných mazacích vlastností, jakožto vytvoření potřebného olejového filmu, správná viskozita a maznost. Použité oleje musejí snášet vyšší teploty a zároveň být odolné vůči stárnutí, chemickému znehodnocení, tvoření kalů a pěny od pohyblivých se součástí. Moderní uhlovodíkové základové oleje, ať už ropné nebo syntetické, zajišťují spolehlivé mazání. Klasifikací SAE se z hlediska viskozity rozlišuje 11 viskózních tříd.

Pokud by bylo nutné použít v nějakých extrémnějších podmínkách olej s vyšší mazností, přidávají se do oleje protioděrové přísady nebo vysokotlaké mazivostní přísady. Příklad ale musí být přidány ve správném množství, protože nadbytek těchto protioděrových přísad, namísto ochrany převodovky a zlepšení chodu, působí vůči stroji korozně. Korozí způsobuje také nadměrná kyselost oleje, který proto musí být chráněn alkalickou rezervou. Tato rezerva je součástí detergentních přísad do olejů. Velmi sledované jsou detergentní a disperzní vlastnosti oleje. **Detergentní přísady** neustále čistí povrch převodovky a udržují ho tak v čistotě a v ochraně před dalším špiněním a tvořením nánosů a povlaků. **Disperzní přísady** zase zajišťují, aby se částice špíny neustále vznášely v prostoru a nesedaly na povrchy, které špiní. Mezi další potřebné přísady oleje jsou **antioxidanty** chránící olej před oxidací. Oxidace způsobuje degradaci základového oleje, zhoršení všech jeho vlastností a odolnost vůči korozi.

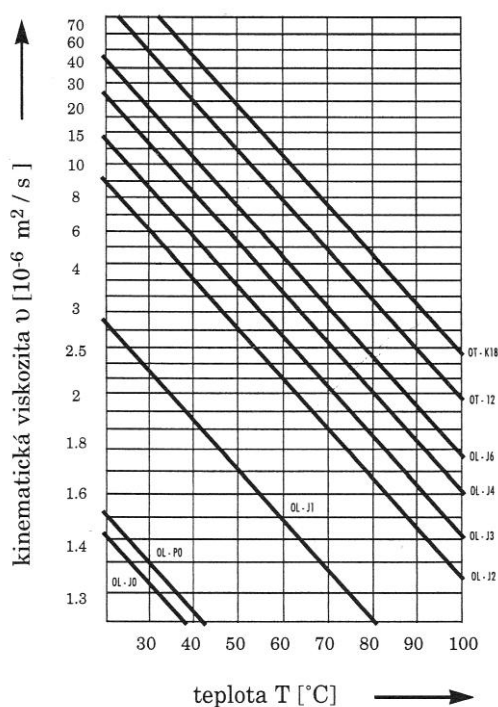
Další důležitou vlastností oleje je slučitelnost s plasty. Ropné oleje plasty nenabobtnávají, problém však může nastat u syntetických olejů. Tyto oleje mohou ničit hadičky a další plastové části převodovek. V souvislosti s tímto faktorem musejí být plastové díly navrženy ze správného materiálu. Jelikož kluzným i valivým třením funkčních částí vzniká teplo, musí mít olej správné termodynamické vlastnosti, aby mohl vznikající teplo odvádět k ochlazení.

3.13.2.2 Viskozita oleje [51]

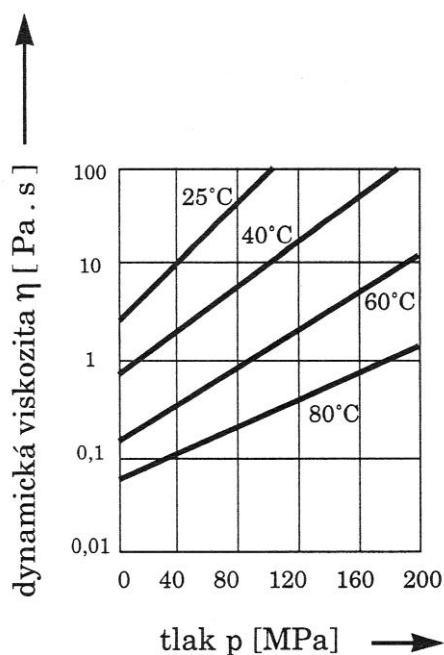
Viskozita (také vazkost) je fyzikální veličina, udávající poměr mezi tečným napětím a změnou rychlosti v závislosti na vzdálenosti mezi sousedními vrstvami při proudění skutečné kapaliny.

Viskozita je veličina charakterizující vnitřní tření a závisí především na přitažlivých silách mezi částicemi. Kapaliny s větší přitažlivou silou mají větší viskozitu, větší viskozita znamená větší brzdění pohybu kapaliny nebo těles v kapalině. Pohledově se oleje s vyšší viskozitou zdají být hustější (medovější).

Viskozita oleje je závislá na tlaku i teplotě. Viskozita oleje je tím nižší, čím vyšší je teplota. Závislost viskozity na teplotě pro určitý olej je charakterizována viskozitním indexem VI. Olej pro mazání valivých ložisek by měl mít vysoký viskozitní index (tzn. viskozita se mění v závislosti na teplotě jen málo) – podle doporučení by měl být alespoň 95. Závislost viskozity na teplotě a tlaku znázorňují grafy na obrázcích 31 a 32.



Obrázek 32 : Závislost kinematické viskozity oleje na teplotě [8]



Obrázek 31 : Závislost dynamické viskozity oleje na tlaku [8]

3.13.2.3 Minerální olej

Minerální oleje jsou jedním z produktů frakční destilace ropy. Základní olejová frakce je doplněna aditivami, které zlepšují vlastnosti oleje. Tato aditiva jsou podrobněji popsána v kapitole Obecné vlastnosti oleje.

3.13.2.4 Polosyntetické oleje

Polosyntetické oleje (též nazývané "syntetické směsi") jsou směsí minerálního oleje s ne více než 30 % syntetického oleje. Jsou navrhovány tak, aby měly mnoho výhod syntetického oleje, ale přitom nebyly tak drahé jako čistý syntetický olej.

3.13.2.5 Syntetický olej

Mnoho používaných maziv je nabízeno rovněž jako syntetická maziva. Syntetické oleje jsou v zásadě určeny pouze pro vysoce náročné způsoby použití, jako např. pro velmi vysoké nebo velmi nízké provozní teploty. Termín syntetické oleje označuje oleje s nejrůznějšími základními složkami. Z nich jsou nejdůležitější polyalfaolefiny (PAO), estery a polyalkylenglykoly (PAG). Vlastnosti těchto syntetických olejů se liší od minerálních olejů.

Z hlediska únavové trvanlivosti ložiska je nejdůležitější skutečná tloušťka mazivového filmu. Viskozita oleje, viskozitní index a součinitel tlak-viskozita ovlivňují skutečnou tloušťku filmu v místě styku, je-li místo zaplaveno olejem. Většina maziv na bázi minerálních olejů má podobný součinitel tlak-viskozita a hodnoty uváděné v literatuře lze použít bez velké chyby. Změna viskozity při vzrůstajícím tlaku však závisí na chemické struktuře základní složky. V důsledku toho dochází k výraznému kolísání součinitelů tlak-viskozita u různých typů syntetických základních složek. Vzhledem k rozdílným viskozitním indexům a součinitelům tlak-viskozita je třeba zdůraznit, že způsob tvorby mazivového filmu při použití syntetického oleje se může lišit od minerálních olejů se stejnou viskozitou. Přesné údaje vždy poskytnou příslušní dodavatelé maziv. Tvorbu mazivového filmu ovlivňují také aditiva. Vzhledem k rozdílné rozpustnosti jsou v syntetických olejích používány odlišné typy aditiv než ve srovnatelných minerálních olejích.

Obečně lze říci, že mezi hlavní výhody syntetických olejů patří větší viskózní rozsah, lepší chemická i smyková stabilita, menší ztráty vypařováním a odolnost vůči oxidaci, tepelnému rozkladu a rosolovatění. Prodloužené intervaly výměny mají příznivé dopady na životní prostředí.

Syntetické oleje se jako náplň průmyslových převodovek většinou nepoužívají kvůli své vyšší ceně, která je poznat především u olejové náplně velkých převodovek. Mnohem výhodnější je použít vhodně aditivovaný minerální olej.

3.13.2.6 Plastické mazivo

Plastická maziva jsou zahuštěné syntetické nebo minerální oleje. Zahušťovadla jsou většinou kovová mýdla. Jako jiné zahušťovadlo se pro vyšší teploty používá například polymočovina. Jsou stejně jako oleje obohacena o aditiva zlepšující vlastnosti vlastního maziva. Při volbě maziva na konkrétní ložisko je třeba brát v úvahu jeho konzistenci, viskozitu základní olejové složky, protikorozní vlastnosti a únosnost. V dnešní době se vyrábí maziva různých typů pro téměř všechny provozní aplikace a podmínky. Výrobci maziv své produkty kontrolují a průběžně testují jak v laboratořích, tak i v běžném provozu.

3.13.3 Kontrola funkce samočinného mazacího okruhu – tlaková, teplotní

U samočinného mazacího okruhu je nutné kontrolovat jak množství oleje, tak i jeho teplotu. K vizuální kontrole slouží zasklené průhledy umístěné na boku skříně. Kontrolu mazání zajišťují hlídače mazání nezávisle na pozornosti obsluhy. Hlídače průtoku jsou buď vahadlové s rtuťovými kontakty nebo tlakové ventily. Tlakové ventily mají elektronickou indikaci, která detekuje hladinu oleje nebo jeho průtočné množství. Porucha tak může být sdělena obsluze stroje buď zvukově nebo světelně a obsluha může podle pokynů zareagovat. V případě opominutí závady je stroj automaticky zastaven. Z provozních důvodů je zapnutí

mazání řešeno tak, že se při zapnutí stroje nejprve rozběhnou mazací čerpadla (pokud jsou přítomna) a až po promazání důležitých míst je spuštěna samotná převodovka.

Olej je vlivem zahřívání převodovky nutné chladit. Proto je olejové potrubí u více se zahřívajících převodovek vedeno přes vhodně dimenzovaný chladič, kdy je olej ochlazen na správnou teplotu. Pomocí automatické regulace teploty může být k jednotlivým členům (např. ložiskům) přiváděn olej v závislosti na jejich otáčkách a teplotě. K hlídání teploty v minulosti sloužily mechanické teploměry. Dnes je tento problém většinou řešen elektronicky přes elektrotermometry fungující na principu změny odporu a tudíž úbytku napětí na polovodičovém prvku. Měření se provádí například elektroodporovými termometry Rawet. Zvýšená teplota oleje je samozřejmě sdělena obsluze stroje. [2], [3]

U převodovek pracujících v zimě a mrazech se používá přehřev oleje topnými tělesy, které jsou zabudované v převodovce nebo olejové nádrži.

3.13.4 Mazání ložisek [4]

Na trhu je pro mazání ložisek velké spektrum mazacích olejů, tuků a maziv pro extrémní teploty. Správná volba maziva výrazně ovlivňuje životnost ložiska, jeho provozní teplotu, interval mazání a další. Ideální provozní teploty lze dosáhnout jen tehdy, je-li v ložisku minimální množství maziva, které je ještě schopné zajistit spolehlivé mazání. Větší množství ložisko zatěžuje. Vždy by ale mělo být v ložisku více maziva než je teoretické minimální množství, protože mazivo musí plnit ještě další úkoly, jako je těsnicí účinek nebo chlazení. Vlivem vibrací, mechanického namáhání, stárnutí a znečištění mazivo degraduje (klesá jeho mazací schopnost) a je ho proto nutné kontrolovat, měnit a doplňovat.

3.13.4.1 Mazání plastickým mazivem

Plastickým mazivem je možno mazat ložiska, která nepřichází do styku s olejem nebo jiným mazivem. Ložisko se tak může nacházet mimo převodovou skříň a nemusí být závislé na mazivu převodovky. Plastickým mazivem jsou s výhodou mazána ložiska motorů a strojů bez olejové náplně. Mazivo je drženo uvnitř ložiska a je postupně doplňováno.

Na trhu jsou již k dostání ložiska s trvalou tukovou náplní, která z ložiska neuniká a vystačí na celou životnost ložiska. Použití a výhody jsou podobné jako u použití ložisek se systémem Solid Oil.

3.13.4.2 Mazání tuhým olejem [52], [53]

Ve většině aplikací zajišťují běžná plastická maziva a oleje uspokojivé mazání ložiska. V některých případech však obtížná přístupnost v podstatě neumožňuje ložisko domazávat a v tom případě je ložisko s tuhým mazivem Solid Oil výhodné řešení (Obr.: 34).

Tuhý olej Solid Oil se skládá z polymerní matrice, která je napuštěna mazacím olejem.

Polymer má strukturu tvořenou milióny pórů, které zadržují mazací olej. Póry jsou tak malé, že olej je zadržován v materiálu povrchovým napětím. Olej představuje v průměru 70 % hmotnosti materiálu. Použitý olej je velmi kvalitní syntetický olej, který splňuje nároky většiny uložení. Polymer napuštěný olejem je vlisován do ložiska. V průběhu procesu lisování je vytvořena velmi úzká štěrbina kolem valivých těles a oběžných drah, která umožňuje volné otáčení dílů ložiska. Olej, který prosakuje do štěrbin, zajišťuje od počátku spolehlivé mazání ložiska. Tuhý olej Solid Oil zcela vyplní vnitřní prostor v ložisku a obalí klec a valivá tělesa. Tuhý olej Solid Oil využívá klec jako výztužný prvek a otáčí se spolu s ní.

Tuhý olej Solid Oil udržuje olej v blízkosti valivých těles a uvolňuje větší množství oleje v ložisku než plastické mazivo. Kovový povrch, který klouže po tuhém oleji Solid Oil, je opatřen souvislým olejovým filmem stejnoměrné tloušťky. Přiměřený nárůst teploty způsobí, že olej je vytlačován k povrchu polymerní matrice, protože tepelná roztažnost oleje

je větší než polymerní matrice. Viskozita oleje však klesá se vzrůstající teplotou. Jestliže se ložisko přestane otáčet, polymerní matrice znovu absorbuje přebytečný olej.

Kromě toho je tuhý olej Solid Oil šetrný k životnímu prostředí a zabraňuje pronikání znečišťujících látek z ložiska bez těsnění. V uloženích, která vyžadují spolehlivou ochranu proti částicím nečistot, je vhodné použít ložiska s tuhým olejem Solid Oil a kontaktním těsněními. Avšak ve všech případech není nutná údržba, protože ložisko se nemusí domazávat. Dynamická a statická únosnost ložisek s tuhým olejem Solid Oil jsou shodné s únosnostmi odpovídajících standardních ložisek. [53]



Obrázek 34 : Ložisko s mazivem Solid Oil [52]



Obrázek 33 : Ložisko s mazivem Dry Lube [53]

3.13.4.3 Mazání suchým mazivem

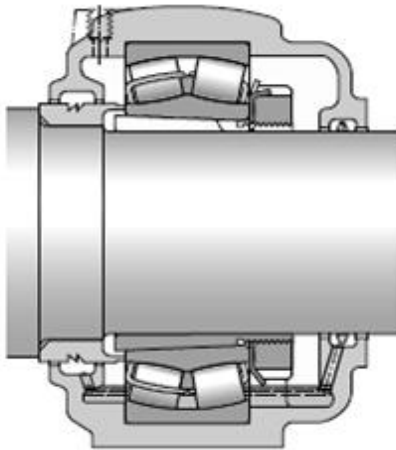
Dalším podobným řešením mohou být ložiska SKF DryLube (Obr.: 33), mazaná práškovým mazivem a určená pro vysoké teploty až do 350°C. Ložiska SKF DryLube jsou naplněna suchým mazivem na bázi grafitu nebo siřičku molybdenu (MoS₂) a pryskyřičného pojiva. Suché mazivo je vstřikováno do volného prostoru ložiska, v němž vytvrdne až ztuhne. Suché mazivo udržuje na oběžných drahách a valivých tělesech velmi tenký film, který zamezuje styku kov-kov a může také chránit valivá tělesa a oběžné dráhy před poškozením od pevných znečišťujících látek. Ostatní vlastnosti DryLube ložisek jsou stejné jako u mazání ložisek tuhým olejem. [52]

3.13.4.4 Mazání olejem

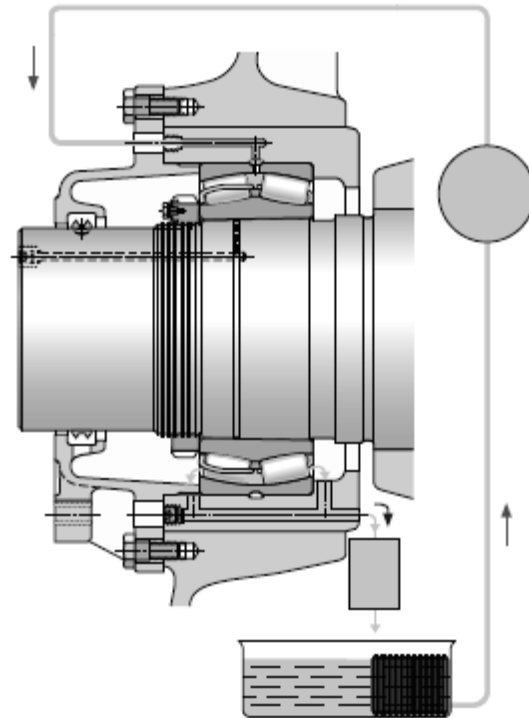
Mazání valivých ložisek olejem je v zásadě zvoleno tehdy, když z důvodů vysokých otáček či vysokých provozních teplot nelze použít mazání plastickým mazivem anebo když teplo vyvolané třením nebo vnějším zdrojem je třeba odvést z uložení, popř. když související díly (ozubená kola pod.) jsou mazány olejem. Aby se zvýšila provozní trvanlivost ložiska, jsou preferovány všechny metody mazání, které užívají čistý olej, tj. oběhový systém s dostatečně filtrovaným olejem, systém vstřikování oleje a systém olej - vzduch s filtrovaným olejem i vzduchem. Pokud jsou užity tyto metody oběhového systému s olejem, ložiska musí být vybavena odpovídajícími přívodními a odpadními kanály, aby olej mohl opouštět uložení.

3.13.4.4.1 Olejová lázeň

Nejjednodušší způsob mazání olejem představuje mazání olejovou lázní (Obr.: 35). Olej je unášen rotujícími částmi ložiska, rozptýlován v ložisku a poté se vrací zpět do olejové lázně. Hladina oleje by za klidu měla sahat téměř ke středu nejnižšího valivého tělesa. Je vhodné používat olejoznak s vyrovnávačem hladiny, jako např. SKF LAHD 500, který zajistí správnou výšku hladiny oleje. Při vysokých otáčkách může hladina oleje výrazně klesnout a do ložiskového tělesa by podle olejoznaku mohlo být přivedeno nadměrné množství oleje.



Obrázek 35 : Mazání olejovou lázní [4]



Obrázek 36 : Mazání nuceným oběhem oleje [4]

3.13.4.4.2 Mazací kroužek

Pokud uložení pracuje při takových otáčkách a provozní teplotě, které vyžadují mazání olejem, a jestliže je vyžadována vysoká spolehlivost, je vhodné použít mazací kroužek, který uvádí olej do oběhu. Kroužek visí volně na pouzdru na hřídeli na jedné straně ložiska a je ponořen do oleje v dolní polovině ložiskového tělesa. Při otáčení hřídele dopravuje kroužek olej z dolní části do sběrného kanálku. Olej potom protéká ložiskem a vrací se zpět do jímky v dolní části tělesa. Stojatá ložisková tělesa SKF řady SONL jsou určena pro mazání mazacím kroužkem.

3.13.4.4.3 Mazání s nuceným oběhem oleje

Provoz při vysokých otáčkách vyvolá nárůst provozní teploty a urychluje stárnutí oleje. Mazání s nuceným oběhem oleje (Obr.: 36) je vždy určeno pro uložení, v nichž nemá být olej často vyměňován, avšak musí být zajištěn přívod oleje do uložení. Oběh oleje zpravidla zajišťuje čerpadlo. Jakmile olej projde ložiskem, vrátí se do nádrže, v níž je přefiltrován a podle potřeby ochlazen, než se vrátí do ložiska. Správné filtrování přispívá k dlouhé provozní trvanlivosti ložiska. Chlazení oleje umožňuje udržovat nízkou provozní teplotu ložiska.

3.13.4.4.4 Mazání vstříkovaným olejem

Při velmi vysokých otáčkách musí být do ložiska přiváděno dostatečné, avšak nikoli nadměrné množství oleje, které zajistí správné mazání bez zbytečného zvýšení provozní teploty. Obzvláště účinný způsob mazání představuje přímý vstřík oleje do ložiska, kdy je paprsek oleje pod vysokým tlakem nasměrován ze strany do ložiska. Rychlost paprsku musí být natolik vysoká (min 15 m/s), aby alespoň část oleje pronikla vzduchovými víry vyvolanými rotujícím ložiskem.

3.13.4.4.5 Volba mazacího oleje

Pro mazání samostatných valivých ložisek se většinou používají čisté minerální oleje bez přísad. Oleje s přísadami EP, přísadami proti oděru a jinými aditivy pro zlepšení některých mazacích vlastností jsou používány pouze ve zvláštních případech.

Pro volbu vhodného oleje má největší význam viskozita potřebná pro zajištění správného mazání ložiska při provozní teplotě. Při provozní teplotě musí mít olej minimální požadovanou viskozitu, aby se v místech styku mezi valivými tělesy a oběžnými dráhami vytvořil dostatečně silný mazivový film. Některé typy ložisek, např. soudečková, toroidní, kuželíková a axiální soudečková, dosahují obvykle vyšší provozní teploty než jiné typy, tj. kuličková a válečková ložiska za srovnatelných provozních podmínek.

Ložiska bývají často ve společném prostoru s ostatními částmi převodovky (ozubenými koly) a proto bývá použit stejný olej na mazání ložisek i ozubení.

3.13.4.4.6 Výměna oleje

Délka časového intervalu pro výměnu oleje závisí především na provozních podmínkách a množství oleje.

5 Konstrukční návrh převodovky

Celkové konstrukční řešení se sestává z několika důležitých kroků. Po analýze dané problematiky a vstřebání potřebných znalostí přišlo na řadu jasné pochopení a upřesnění zadání. Následoval návrh kinematického schématu, jednotlivých prvků, jejich dimenzování a kontrola. Teprve po rozměrovém nástřelu a všech výpočtech mohla proběhnout samotná tvorba výkresové dokumentace.

5.1 Upřesnění zadání

Zadavatelem byla zadána práce vyhotovit konstrukční řešení kuželočelní převodovky o jednom kuželovém soukolí a o jednom soukolí s válcovými koly s čelním ozubením. Další parametry byly:

- jedna převodová rychlost (bez řazení)
- maximální rozměry: výška 1730 mm
šířka 1474 mm
délka vstupní víčko-osa výstupního hřídele 1930 mm
délka osa výstupního hřídele-konec skříně 900 mm
- maximální hmotnost 11 000kg (ideálně do 8 000kg)
- rozměr vstupního hřídele Ø120 m6 nebo Ø140 m6 – délka 210 mm
- rozměr výstupního hřídele uzpůsobit připojení Ringfeder kroužků 260x325 RFN 7012, ponechat možnost úprav pro jiné typy připojení
- možnost pravého i levého výstupu pro oba směry otáčení (P1, L1, P2, L2)
- vstupní parametry: 630 kW, 6089 Nm, 988-1000 ot/min
- požadovaný převodový poměr do pomala v řadě: $i=10, 12, 14, 16, 18, 20$
- výpočtová životnost ozubení 100 000 hodin
- teplota provozního prostředí -30°C až 40°C

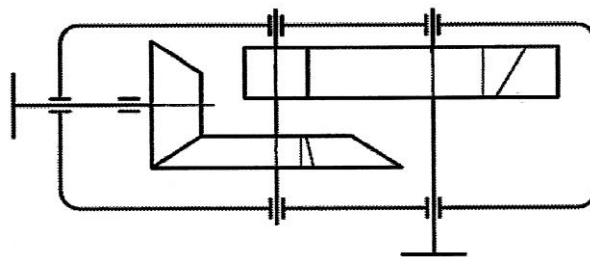
Na základě prostudování dané problematiky, zvážení a prodiskutování zadaných parametrů se zadavatelem mohlo být přistoupeno k návrhu.

5.2 Stanovení funkčních parametrů převodového mechanismu

Klíčovou věcí ve správném návrhu je vhodné navržení kinematického schématu a následně navržení a výpočet ozubení a ložisek.

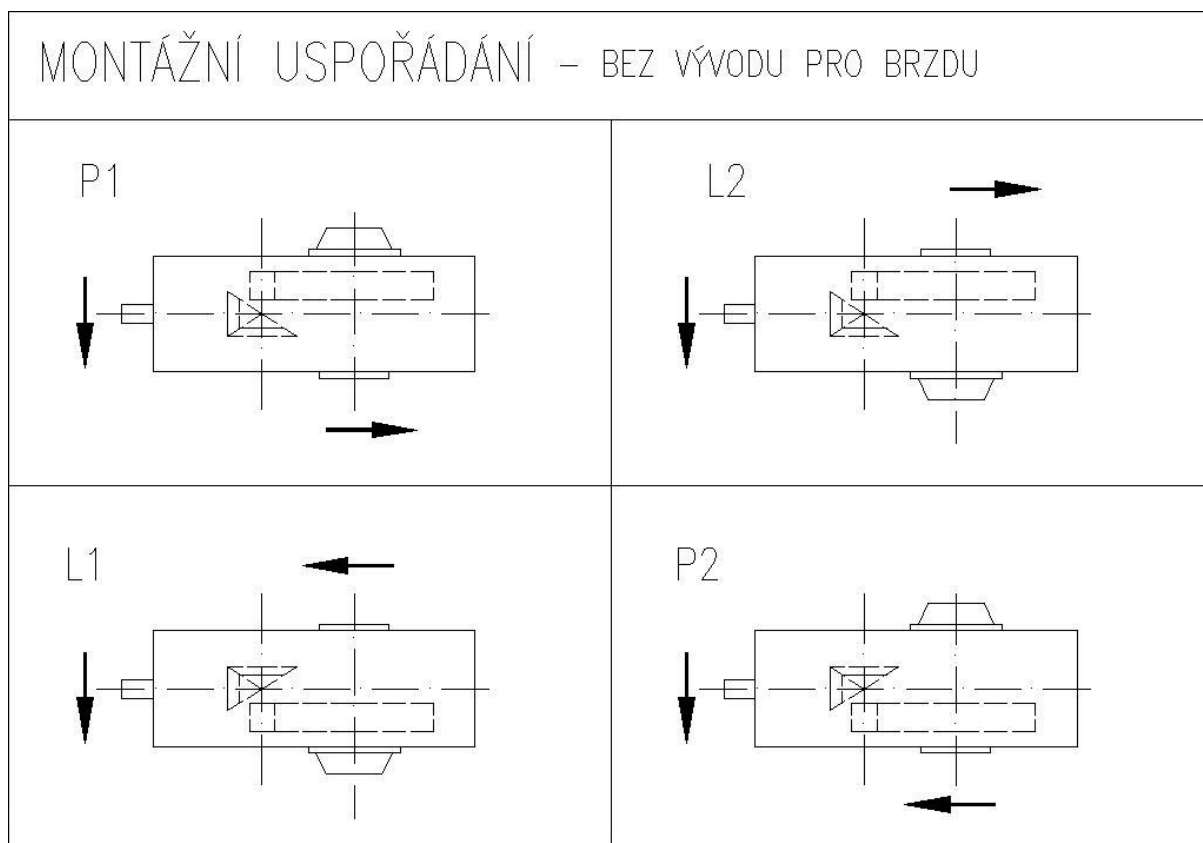
5.2.1 Návrh kinematického schématu

Kinematické schéma (Obr.: 37) bylo navrženo dle zadání. Jedná se o klasickou průmyslovou převodovku s jedním kuželovým soukolím na vstupní větvi a jedním válcovým soukolím s čelním ozubením na výstupní větvi. Kuželové soukolí je na vstupní větvi z čistě logických a ekonomických důvodů. Jelikož se jedná o převodovku s převodem dopomala, na vstupním hřídeli jsou vyšší otáčky než na výstupním. Přenášený výkon jednotlivými větvemi je (téměř) stejný a tudíž se s vyššími otáčkami na vstupu dosáhne menšího kroutícího momentu, než v případě nižších otáček na výstupu. Kroutící moment je úměrný reakcím vznikajícím v ozubení. Reakcím musí být úměrné i ozubení, aby síly dokázalo přenést a nedošlo k destrukci nebo předčasnému opotřebení. Technicky je jednodušší a levnější vyrobit kuželové soukolí s menšími rozměry a menším ozubením než čelní, proto se kuželové soukolí umísťuje v převodovce pro větve s co nejmenším kroutícím momentem, čili při převodu dopomala blíže k motoru.



Obrázek 37 : Kinematické schema [11]

Ze zadání vyplývá možnost pravého i levého výstupu z převodovky pro oba směry otáčení. Jedná se o 4 varianty montážního uspořádání: pravá P smysl 1, levá L smysl 1, pravá P smysl 2, levá L smysl 2. Výstupní hřídel tak může být v symetrickém provedení pro výstup P i L a nebo dvě sady sestav výstupního hřídele viz. 6.5.2.2. Jednotlivá montážní uspořádání jsou zobrazena na obrázku Obr.: 38.



Obrázek 38 : Montážní uspořádání [44]

Konkrétní montážní uspořádání si volí zákazník. Jako výsledné konstrukční řešení je zvolena symetrická výstupní hřídel vhodná pro levý i pravý vstup. Výstupní strana se tak určí umístěním slepého víčka.

5.2.2 Volba počtu zubů

Pro určení výkonové charakteristiky pro jednotlivé hřídele je nutno určit převodový poměr. Určuje se podle těchto vzorců:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \qquad i_2 = \frac{n_2}{n_3} = \frac{z_3}{z_2} \qquad i_c = i_1 \cdot i_2$$

Rovnice 1 : Určení převodového poměru

$$v_{obv.} = \frac{d_a \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 1000} [m/s]$$

Rovnice 2: Výpočet obvodové rychlosti

i_c	celkový převodový poměr
i_x	převodový poměr převodu x
n_x [ot/min]	otáčky hřídele x
z_x	počet zubů kola x
d_a [mm]	hlavová kružnice
$v_{obv.}$ [m/s]	obvodová rychlost

Celková výkonová charakteristika byla spočítána podle uvedených rovnic programem Microsoft Excel a zapsána do tabulky Tab.: 4. Obvodová rychlost je určující pro správný výběr mazání a některých parametrů ozubení.

Vstupními hodnotami byly otáčky, kroutící moment na kuželovém pastorku spojeném s hnacím motorem a jednotlivé počty zubů. Počty zubů byly voleny podle zadaného převodového poměru.

Základním předpokladem byla možnost změny převodového poměru vkládáním jednotlivých ozubených kol do jednoho typu skříně. Litá i svařovaná skříně měla být univerzálně použita pro všechny převodové poměry. Výplývá z toho použití naprosto stejných osových vzdáleností pro všechny převody.

Navržena byla dvě řešení v prostředí programu Excel, tak aby byl splněn výsledný převodový poměr. První varianta obsahovala dvě sady kuželových soukolí pro různé převody a tři sady válcových kol, kterými doplňovala všech šest zadaných celkových převodových poměrů ($i=10, 12, 14, 16, 18, 20$). Druhá varianta byla vyřešena pouze jedním kuželovým soukolím a šesti různými páry válcových kol. [11]

5.3 Výběr konstrukční varianty a osové vzdálenosti

Pro výběr vhodné varianty vytvořené pro převodové spektrum bylo přikročeno k použití programu KissSoft, který slouží k výpočtu a kontrole ozubených kol, ložisek, hřídelů, spojení a jiného.

Postupným zadáváním předběžných parametrů ozubení bylo zjištěno, že příznivější pro zadanou geometrii bude druhá varianta s jedním kuželovým soukolím. Celkové rozměry skříně byly sice větší, ale pro optimální geometrii kuželového soukolí více vyhovoval jen jeden typ. Použitím jednoho kuželového soukolí se musel výsledný převodový poměr dosáhnout válcovým soukolím. Vzhledem k tomu byla zvětšena jeho osová vzdálenost na

minimální míru, při které ještě nedojde u pastorku pro převodový poměr $i=20$ k podřezání paty zubu a nevhodným skluzovým poměrům.

Tabulka s počty zubů a převodovými poměry je Tab.: 4. Dle normy je dovolená odchylka stanoveného a skutečného převodového poměru 2%. Tato odchylka byla dodržena.

	počet zubů	prev. poměr soukolí	n (ot/min)	M (kNm)	celkový přev. poměr
kuželové soukolí		4,583			
kuz. Pastorek	12		1000	6,089	
kuz. Kolo	55		218	28	
soukolí $i=10$		2,2			
pastorek	30		218	28	10,0826
kolo	66		99	61	
soukolí $i=12$		2,62			
pastorek	27		218	28	12,00746
kolo	71		83	73	
soukolí $i=14$		3,08			
pastorek	24		218	28	14,11564
kolo	74		70	86	
soukolí $i=16$		3,45			
pastorek	22		218	28	15,81135
kolo	76		63	96,4	
soukolí $i=18$		3,9			
pastorek	20		218	28	17,8737
kolo	78		56	108,8	
soukolí $i=20$		4,38			
pastorek	18		218	28	20,07354
kolo	79		50	122,5	

Tabulka 4 : Počty zubů a převodové poměry

Dalším krokem bylo vybrání ostatních prvků převodovky. K tomu slouží tabulka Tab.: 5, která znázorňuje výběr dvou konstrukčních variant. Po zvážení všech kritérií byla vybrána varianta 2 označená křížkem.

VÝBĚR KONSTRUKČNÍCH VARIANT						
prvek	VARIANTA 1	●		VARIANTA 2	×	
typ kuželového ozubení	Gleason	●		Klingelnberg	×	
typ čelního ozubení	přímé			šikmé	●	×
typ skříně tělesa	svařenec	●	×	odlitek	●	×
tvar skříně tělesa	s nosem			bez nosu	●	×
ložiska	kluzná			valivá	●	×
dynamická těsnění	šterbinová	●	×	gufera		
statická těsnění	temasil	●		tekutá	×	
mazání	rozstříkem	●	×	tlakové		
přípojení brzdy	na převodovce	●		u motoru	×	

Tabulka 5 : Výběr konstrukční varianty

5.3.1 Stanovení výkonnostních charakteristik

Výkonnostními charakteristikami jsou výkon, otáčky jednotlivých hřídelů a kroutící moment. Tyto charakteristiky se stanovují z parametrů motoru a určují zatížení převodovky. Zatížení jednotlivých soukolí bylo určeno podle zvoleného převodového poměru pro jednotlivá soukolí. Pro určení jednotlivých charakteristik platí následující vztahy:

$$M_t = \frac{P}{\omega} [Nm] \qquad \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} [rad / s]$$

Rovnice 3: Výpočet výkonových charakteristik

P [W]	výkon motoru
n [ot/min]	otáčky (jmenovité) motoru
ω [rad/s]	úhlová rychlost

Výsledné hodnoty počtu zubů, otáček, točivého momentu a převodového poměru jsou uvedeny v tabulce v příloze práce.

5.4 Návrh ozubení

Po zjištění vhodné osové vzdálenosti válcového soukolí byly postupně navrhovány parametry ozubení. K návrhu byla použita znalost parametrů ozubení pro podobný typ převodovky, která byla poskytnuta zadavatelem. Tato podobná převodovka nebyla nakonstruována a skončila pouze ve fázi projektu. Řešena byla navíc jen pro jeden převodový poměr. Prakticky jediné informace, které mohly být použity byly moduly, sklony, typ ozubení a orientačně ložiska.

Kuželové ozubení bylo zvoleno cyklopaloidní Klingelnberg s konstantní tloušťkou zubu, modulem $m=12$ mm a sklonem ozubení $\beta=30^\circ$. Materiál pastorku i kola 18CrNiMo6-7, ozubení cementované, kalené a dokončené metodou HPG frézováním.

Válcová kola s čelním šikmým ozubením, $m=14$ mm, $\beta=8^\circ$, materiál pastorku i kola 18CrNiMo6-7, ozubení cementované, kalené a dokončené broušením.

5.5 Výpočet ozubení

Následně mohly být všechny známé (a výše uvedené) parametry ozubení a výkonové parametry nastaveny v programu KissSoft pro jednotlivá soukolí a převody. Kromě těchto parametrů byly zadány výpočetní normy, korekce, pořadovaná životnost a zatěžovací spektrum.

Zatěžovací spektrum je definované zatížení převodovky ve smyslu dané rychlosti otáček a výkonu po určitou dobu. Čas se pro různé druhy zatížení může měnit. Zatěžovací spektrum bylo zadáno jako maximální zatížení výkonem 630 kW při otáčkách 1000 ot/min po dobu 100 000 hodin (více než 11 let nepřetržitého provozu). Zatěžovací spektrum neuvažuje rázy, přetížení, nebo počet startů. Tyto druhy zatížení se určují **provozním faktorem K_A (někdy K_i)**. Provozní faktor je jakýmsi koeficientem, který upravuje výsledné bezpečnosti ozubení, ne však jeho geometrii a rozměry. Provozní faktor vychází z několika dílčích koeficientů, jako například z nerovnoměrnosti chodu a rázů hnaného i hnacího stroje, koeficientu zatížení od rozběhů a další. Tyto dílčí koeficienty lze přibližně určit z příslušných tabulek, vynásobit mezi sebou a určit výsledný provozní faktor. Další možností je zjednodušená verze dle programu KissSoft, který zohledňuje jen pracovní stav hnaného a hnacího stroje. Pro aplikaci počítané převodovky bylo určení dle této tabulky dostačující, jelikož převodovka není výrazně zatěžována velkým počtem startů. Pásová doprava funguje téměř neustále, a proto je množství startů minimální.

Převodovka je považována za pracující v těžkých podmínkách, proto bylo k provoznímu faktoru přistupováno s jistým pesimismem. Motor byl považován za zařízení s nerovnoměrným chodem a středními rázy a hnaný buben za stroj s velkými rázy vznikajícími od padajícího uhlí nebo kamení. Provozní faktor byl zvolen $K_A=2$ dle tabulky Tab.:6. Tabulka splňuje normu DIN 3090 / ISO 6336.

Working condition of the driving machine	Working condition of the driven machine			
	Uniform Moderate	Moderate Impact	Medium Impact	Heavy Impact
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75
Moderate Impact	1.10	1.35	1.60	1.85
Medium Impact	1.25	1.50	1.75	2.00
Heavy Impact	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabulka 6 : Určení provozního koeficientu [54]

I přes velmi vysoký provozní koeficient ozubení výborně vyhovělo s dostatečnou bezpečností ve všech směrech. Důležité bezpečnosti zobrazuje tabulka v příloze nebo kompletní výpočtová zpráva, která je také součástí přílohy.

5.6 Návrh a výpočet hřídelů a ložisek

Dalším krokem bylo navržení rozměrů jednotlivých hřídelů, volba ložisek a jejich výpočet založený na vypočtených reakcích v ozubení. Nejdůležitějšími faktory byly životnost ložisek a průhyb hřídelů v místě s ozubením. Ložiska i deformace hřídelů byly spočteny programem KissSoft. Posouzení deformací proběhlo výpočtem a posouzením dle OK 6865/S a výpočtů používaných v programu MitCalc. Deformace hřídelů v místech s ozubením podle výpočtů a zkušeností vyhovují.

Orientační vlastnosti a výhody použitých ložisek jsou patrné z tabulky uvedené v příloze. Výsledná použitá ložiska jsou uvedena v tabulce Tab.: 7 společně s jejich životností a ztrátami.

Výpočty jednotlivých hřídelů s ložisky jsou v příloze práce.

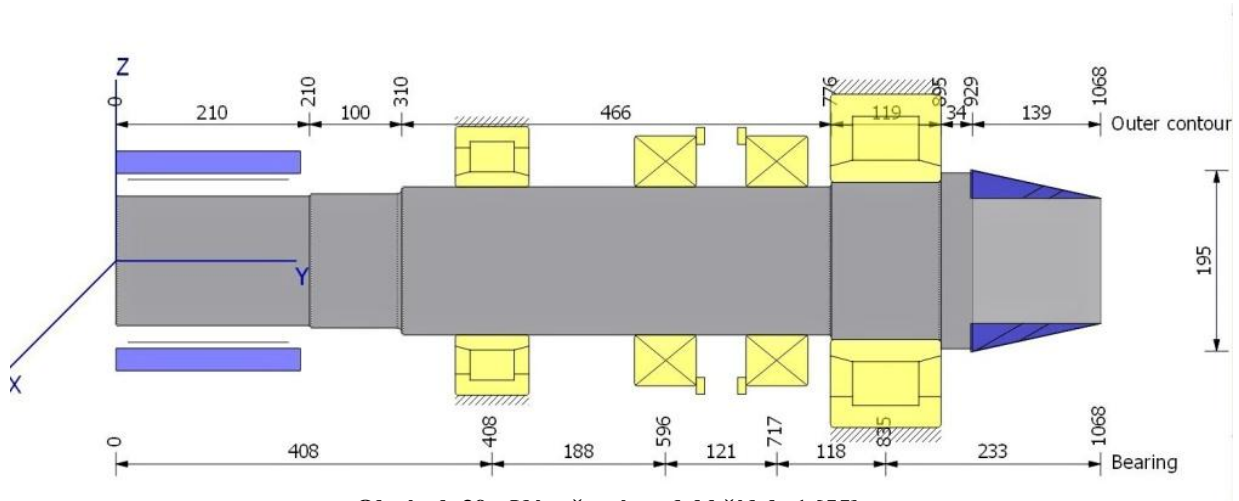
5.6.1 Hřídel 1

Hřídel kuželového pastorku je radiálně uložena v jednořadých válečkových ložiskách a zajištěna proti axiálnímu posuvu dvojicí axiálních soudečkových ložisek. Rozmístění ložisek na hřídeli je vidět na obrázku Obr.: 39.

Válečkové ložisko NU 2232 ECMA blíže u motoru zajišťuje jednu radiální podporu a zachycuje reakce od motoru a klopnu sílu.

Pár axiálních soudečkových ložisek 29332 E v sestavě do O přenáší do rámu veškeré axiální síly. Ložisko z páru blíže k ozubení zachycuje reakce vznikající vytlačováním pastorku ze záběru při standardním běhu převodovky a druhé ložisko tyto reakce při reverzaci pohybu. Vůle je v ložiskovém páru vymezena rozpěrnou trubkou a minimální zatížení vyvozeno čtyřmi tlačnými pružinami, které zatěžují (při standardním běhu) nezátížené ložisko. Tato ložiska jsou vhodná z důvodu malé citlivosti na vyosení z důvodu průhybu hřídele.

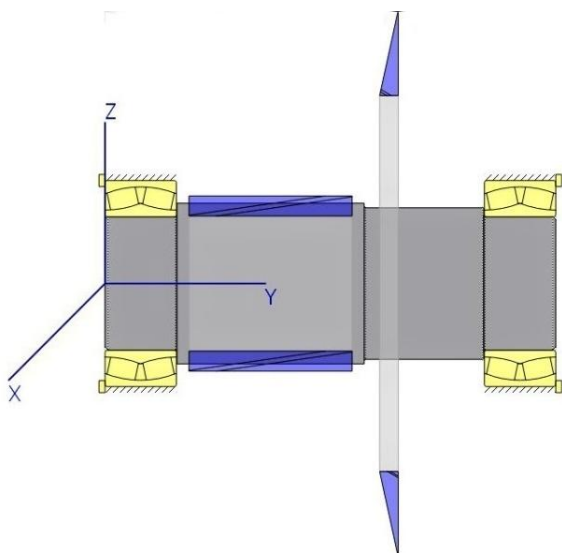
Válečkové ložisko NU 2334 ECMA u ozubení zachycuje většinu radiální síly. Ložisko je proto velmi silově a teplotně zatíženo. Program při výpočtu hřídele doporučil zkontrolovat ložisko na mezní přípustné otáčky vlivem vyššího zahřívání. Zpráva z výpočtu je v příloze práce, ložisko vyhovuje. Toto ložisko je doporučeno použít značky SKF v provedení Explorer.



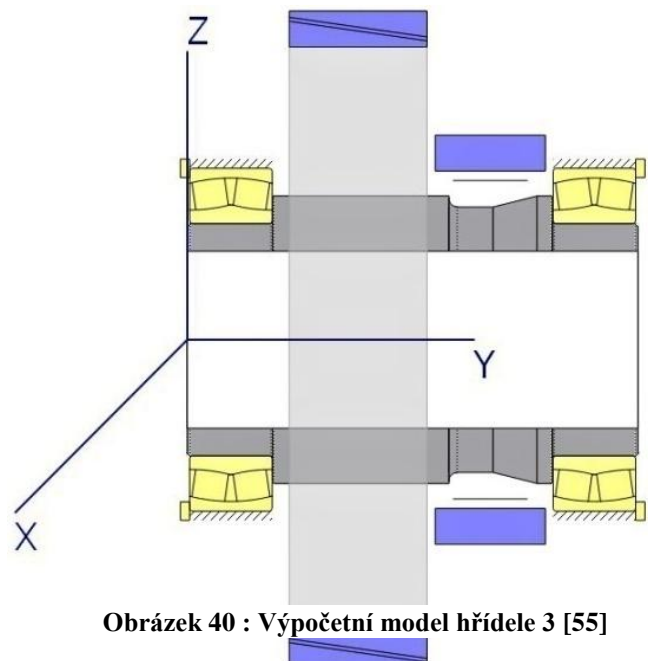
Obrázek 39 : Výpočetní model hřídele 1 [55]

5.6.2 Hřídel 2

Druhá hřídel je uložena ve dvou dvouřadých soudečkových ložiskách 24044 CC/W33 s dvěma lisovanými ocelovými klecemi. Původně bylo navrženo uložení v jednom ložisku 24044 a ve druhém 23044, ale zadavatel preferuje použití stejných ložisek na obě strany, a proto bylo od varianty s rozdílnými ložisky upuštěno. Hřídel 2 s ložisky je na Obr.: 41.



Obrázek 41 : Výpočetní model hřídele 2 [55]



Obrázek 40 : Výpočetní model hřídele 3 [55]

5.6.3 Hřídel 3

Dutá výstupní hřídel je taktéž uložena ve dvouřadých soudečkových ložiskách. Nejprve byla použita ložiska 23088 CA/W33, ale následně byla provedena úspora v použití menšího ložiska. Výstupní hřídel byla zprvu zbytečně masivní a zároveň byla nesena většími a dražšími ložisky. Hřídel byla upravena na menší ložiskový průměr z $\text{Ø}440$ mm na $\text{Ø}420$ mm. Pro menší průměr výpočetně vycházela tři ložiska, 23984, 23084 a 24084. Pro poslední zmíněné vycházela životnost zbytečně velká. Naopak pro ložisko 23984 se hranice jeho životnosti blížila 100 000 hodinám. Protože nejsou přesně známy vibrace a rázy z hnaného stroje a cenový rozdíl byl malý, bylo zvoleno ložisko 23084 CA/W33 s větší životností. Optimalizace ušetřila změnou ložiska přibližně 18500 Kč na jednu hřídel. Schema uložení je na Obr.: 40.

5.6.4 Zpřesnění výpočetních modelů

Po výpočtu a kontrole bylo provedeno zpřesnění výpočtových modelů. Zpřesnění spočívalo v doplnění přesných rozměrů hřídelů, přesné ustavení kol na hřídelích a přidání sražení a radiusů. Tyto úpravy nebyly nutné, vedly ale ke zmenšení geometrických ochylek od finálního výrobku a tudíž ke zpřesnění výpočtů.

5.7 Návrh a výpočet spojovacích prvků

Výběr spojovacích prvků nevycházel z předchozí analýzy dané problematiky, ale především ze zkušeností a zavedených zvyklostí firmy.

Pro připojení vstupního hřídele k motoru slouží připojení perem. Spojení je jednoduché, účinné a vhodné pro převážnou většinu spojek. Výpočet pera proběhl na otlacení pro průměr hřídele 120 a 140 mm. Výpočet byl proveden pomocí programu MechSoft, který je výpočetní nadstavbou programu AutoCAD. Výsledek výpočtů je v příloze práce. Výpočty pro oba průměry hřídelů vyhověly.

Kuželové kolo je k hřídeli čelního pastorku připevněno nalisováním. Výpočet nalisování byl taktéž proveden programem MechSoft. Pro přenesení požadovaného kroutícího momentu je požadované uložení **H7/u5** na $\text{Ø}250$ mm a teplota náboje pro nalisování minimálně **166°C**. Bezpečnost byla pro nalisovaný spoj zvolena $k=3$. Přesto kontrola vyhověla s ještě velmi dostatečnou rezervou. Výpočtová zpráva je v příloze práce.

Výpočet lícovaných šroubů nebyl v programu MechSoft proveden z důvodu maximálního průměru šroubu nebo kolíku $\text{Ø}20$ mm. Počítaný šroub je $\text{Ø}38$ mm. Výpočet je jednoduchý a byl proto proveden ručně s pomocí kalkulačky. Jeho průběh je taktéž v příloze. Bezpečnost na otlacení lícovaných šroubů je $k=15$ a na stříh $k=7$. Při výpočtu nebylo uvažováno tření od stykových ploch disku a věnce kola, které bezpečnost ještě zvyšuje. Výpočet je znázorněn v příloze.

5.8 Účinnost a chlazení [56]

Účinnost jako taková je dána poměrem výstupního a vstupního výkonu. Rozdíl těchto výkonů je ztrátový výkon, přeměněný na teplo a vibrace (hluk). Pro co největší účinnost je důležitá volba mazání, uložení, geometrie ozubení a mnoho dalších věcí.

Ztráty lze rozdělit na tyto části:

- ztráty v ozubení
- ztráty v ložiskách
- ztráty v těsnění
- ztráty broděním a ventilací

Pro tuto převodovku jsou ztráty v ozubení a ztráty v ložiskách vypočtené programem KissSoft, ztráty v těsnění vzhledem k použitému druhu těsnění a výkonům převodovky zanedbatelné. Ztráty broděním a ventilací jsou poměrně špatně určitelné, jelikož se výška hladiny oleje a jeho viskozita může měnit, stejně jako vložená ozubená kola a jejich otáčky. Ztráty broděním a ventilací byly na základě zkušeností odhadnuty na 10kW.

Veškeré teplo je odvedeno do okolí přibližně v tomto poměru:

- tělesem převodovky 87-92%
- hnaným a hnacím hřídelem 8-13%
- ukotvením na kov až 3%

VÝKONOVÉ ZTRÁTY (i=20)				
HŘÍDEL	LOŽISKO			SOUKOLÍ
	TYP	ŽIVOTNOST [hodin]	ZTRÁTA [W]	ZTRÁTA [W]
1.	NU 2232 ECMA	1 820 838	865	4286
	29332 E	756 068	1063	
	29332 E	∞	4	
	SKF NU 2334 ECMA	118 820	1988	
2.	24044CC/W33	174 706	581	5067
	24044CC/W33	2 247 111	315	
3.	23084CA/W33	1 701 245	174	5067
	23084CA/W33	∞	74	
Σ			5064	9353
CELKOVA ZTRÁTA V LOŽISKÁCH A OZUBENÍ [kW]			14,417	
HYDRAULICKÉ ZTRÁTY BRODĚNÍMÍ [kW]			10	
CELKOVÉ MAXIMÁLNÍ ZTRÁTY [kW]			24,417	
vypočtená účinnost η [%]			96,12428571	

Tabulka 7 : Výkonové ztráty

Ke sdílení tepla dochází kondukcí, konvekcí a radiací. Předpokládá se, že mazací olej přeneše ztrátové teplo na vnitřní povrch skříně, poté kondukcí projde stěnou skříně a z vnějšího povrchu pak radiací a konvekcí do okolního prostředí. Celkový odvedený výkon z převodovky vychází z obecného Newtonova ochlazovacího zákona (Rovnice : 4), který známe z termomechaniky. [56]

$$Q_o = k \cdot S \cdot (t_o - t_v)$$

Rovnice 4 : Newtonův ochlazovací zákon pro výpočet odvodu tepla

$k = 20,93 \text{ [W/m}^2\text{/K]}$součinitel odvodu tepla

$t_o = 105 \text{ [}^\circ\text{C]}$maximální teplota oleje u zdroje tepla

$t_v = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$teplota okolního vzduchu

$S = 14 \text{ [m}^2\text{]}$plocha převodovky

$Q_o \text{ [W]}$celkový možný odvedený tepelný výkon převodovky

Součinitel odvodu tepla k závisí na teplotě okolí a skříně, emisivitě, rozměrech a tloušťce skříně, viskozitě a teplotě oleje, rychlosti oleje v mezní vrstvě a součiniteli vedení tepla. Jeho hodnota se pohybuje v těchto mezích $8 \div 11 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ v malých uzavřených místnostech, $14 \div 17 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ v dobře větraných halách a $20,93 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ pro externí prostředí dle programu MitCalc.

Po dosažení hodnot a vypočtení vyjde dovolená hodnota odvedeného tepla skříní $Q_o = 21,977$ kW. Maximální celkové tepelné ztráty jsou 24,417 kW. Pro uvažování stavu, dle kterého bude skříní vysaláno přibližně 89% odvedeného tepla to je 21,731 kW. Z výsledků vyplývá, že je množství sálaného tepla menší, než je dovolená hodnota. **Převodovka vyhovuje a nepotřebuje dodatečné chlazení.** Celkové maximální ztráty jsou největší, jaké mohou při běžném provozu a pro převodový poměr $i=20$ nastat. Právě při převodovém poměru $i=20$ jsou největší tepelné ztráty.

6 Řešení

Řešení vychází ze samotných výsledků předchozích výpočtů. Konečným produktem konstrukce jsou výkresy. Výkresy mohou být kresleny plošně (2D) nebo vytvořeny 3D modely a výkresy vytvořit vhodným promítáním a kótováním modelů. Obě zmíněné varianty mají své výhody i úskalí. Přímá tvorba výkresů například programem AutoCAD je vhodná a rychlejší pro jednodušší sestavy s minimem editací. Modelování a následná tvorba výkresů je časově mírně náročnější, ale je mnohem rychlejší při editaci a kontrole kolizí. Bezspornou výhodou 3D modelů je možnost vytvořit simulaci pro kontrolu metodou konečných prvků (dále jen MKP). Díky těmto výhodám bylo přistoupeno k tvorbě výkresové dokumentace ze 3D modelů.

6.1 Tvorba 3D modelů

Solid modely a následné výkresy byly vytvořeny v programovém prostředí Inventor Professional 2011. Modelům byly přiřazeny příslušné hustoty pro určení hmotností a textury povrchů pro kvalitnější prezentaci. Nakupované položky jako je spojovací materiál a ložiska byly použity z knihoven Inventoru.

6.1.1 Ozubení, hřídele

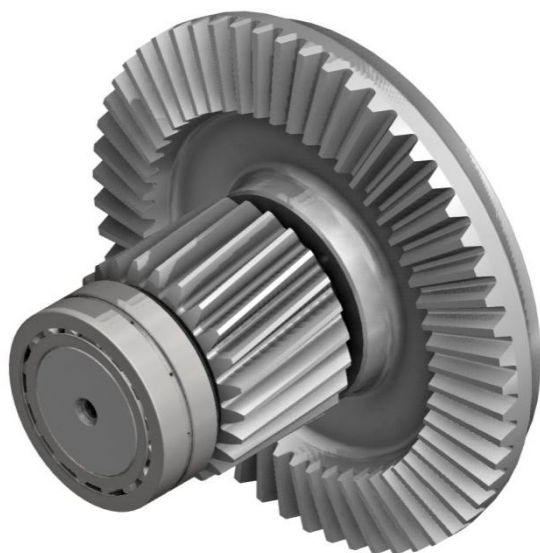
Ozubení bylo vygenerováno přímo do 3D modelů z výpočetního programu KissSoft do programu Solid Edge (do jiného to z programu KissSoft není možné) přesně dle navržené geometrie. Z programu Solid Edge proběhlo přeuložení do formátu podporovaného Inventorem a dotvoření ostatních částí modelů ozubených kol.



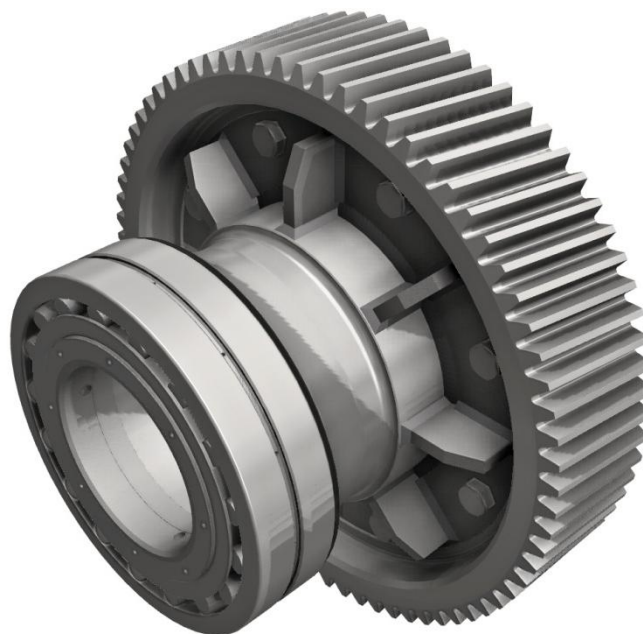
Obrázek 42 : 3D model hřídele 1

Program KissSoft bohužel neumí vygenerovat 3D modely se zakřivenými zuby s živou geometrií, proto jsou modely kuželových kol se zuby přímými, viz Obr.: 42. Jedná se pouze o vzhledovou nepřesnost, výrobní výkresy byly vytvořeny pro ozubení Klingelberg. Modely válcových kol s čelním šikmým ozubením geometricky přesně odpovídají výpočtům.

Na hřídele byla navazbena ložiska a ostatní díly. Ozubení pastorků je součástí hřídelů z kovaného materiálu 18CrNiMo6-7. Materiál ozubených kol je stejný, kovaný, šlechtěný. Kuželové kolo je na pastorek nalisováno (Obr.: 43).



Obrázek 43 : 3D model hřídele 2



Obrázek 44 : 3D model hřídele 3

Věnc s čelním ozubením je přišroubován lícovanými šrouby na disk svařené konstrukce (Obr.: 44). Konstrukce je svařena a přivařena na hřídel metodou MAG. Konstrukce i hřídel jsou z oceli ČSN 11 523.1

6.1.2 Rám

Jak již bylo uvedeno v zadání, převodová skříň měla být vytvořena jako odlitek i jako svařenec pro stejné přenosové prvky a stejné přípojovací rozměry. Rám je tvořen spodním dílem tělesa a víkem.

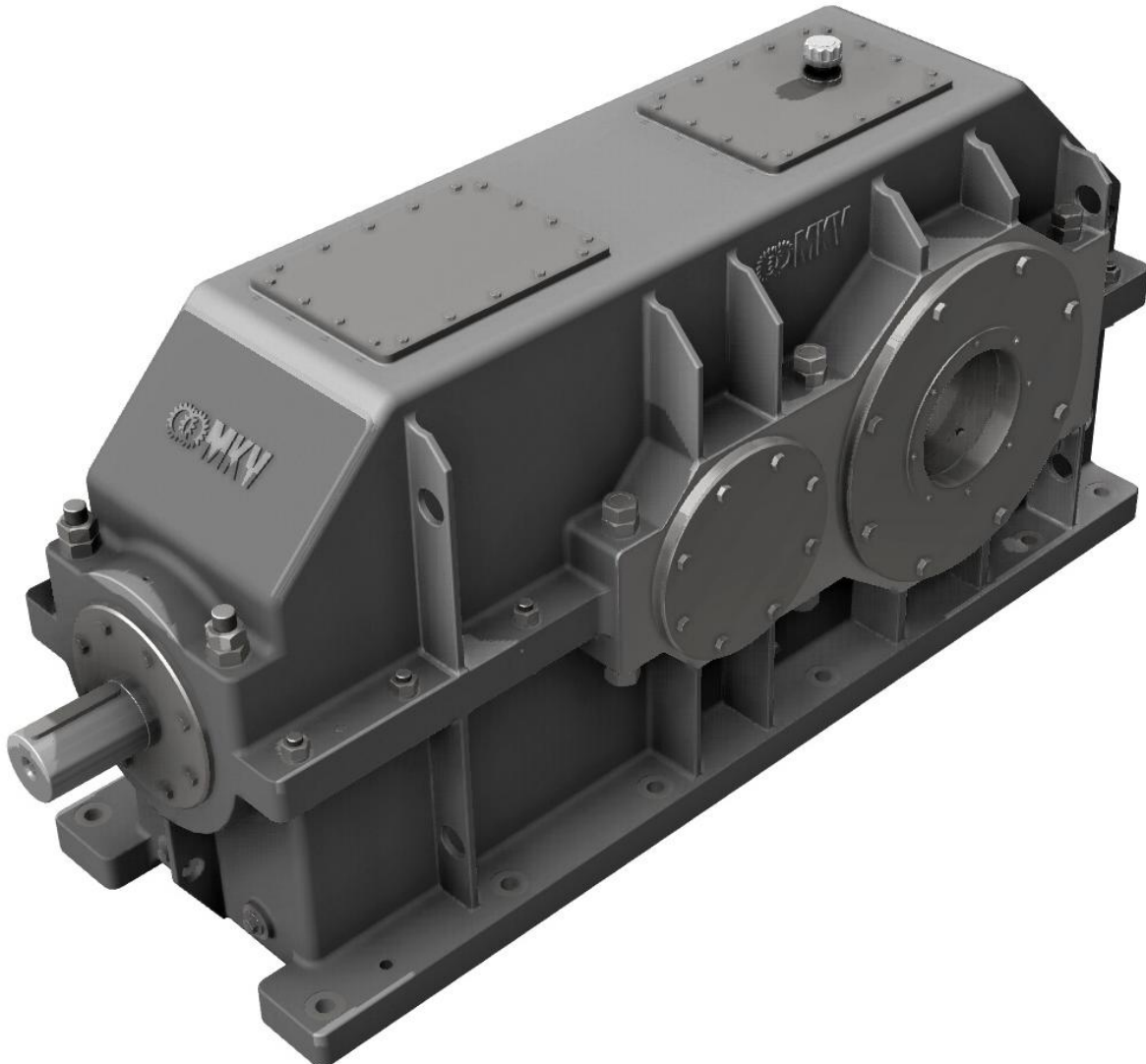
Spodní díl umožňuje ukotvení převodovky na rám stroje dostatečně tuhými patkami, je vybaven otvory pro topná tělesa, olejznak, magnetickou zátku a výpusť oleje. Dělicí rovina je také dostatečně tuhá a spojitelná kuželovými kolíky a šrouby. Do spodního dílu jsou připevněna ložiska kuželového pastorku krytá třmeny sešroubovanými se spodním dílem. Šroubový spoj je doplněn kolíky pro opakované přesné smontování. Materiál horního a spodního dílu třmenu musí být stejný z důvodu rovnoměrného opracování.

Horní díl je ke spodku připevněn kolíky a šrouby dělicí roviny. Tyto šrouby jsou nakupované i vyráběné, podle velikosti. Třmeny, kolíky a šrouby spojující obě poloviny skříňe jsou součástí sestavy skříňe, jelikož díly spojují již při obrábění. Víko skříňe je ve své stropní části opatřeno dvěma stejně velkými nahlížecími víčky. Jedno z víček je vybaveno odvodušňovačem s redukcí, jejíž vnitřní konstrukce zabraňuje průsaku maziva do okolí.

Do skříňe převodovky jsou vyvrtány tři díry pro čidla měření teploty v ložiskách kuželového pastorku, díra pro čidlo měření teploty oleje a díry pro čidla chvění.

6.1.2.1 Odlitek

Odlitek byl navržen z šedé litiny ČSN 42 2425 (GG-25) přesnost odlitku dle ČSN 014470.4. Model odlitku je opatřen technologickými radiusy pro dobré odformování. Odlitek je nutno odlít s technologickými přídávky pro obrábění, po odlití žíhat na snížení vnitřních pnutí a kontrolovat. Sestava převodovky s odlévanou skříní je na Obr.: 45.



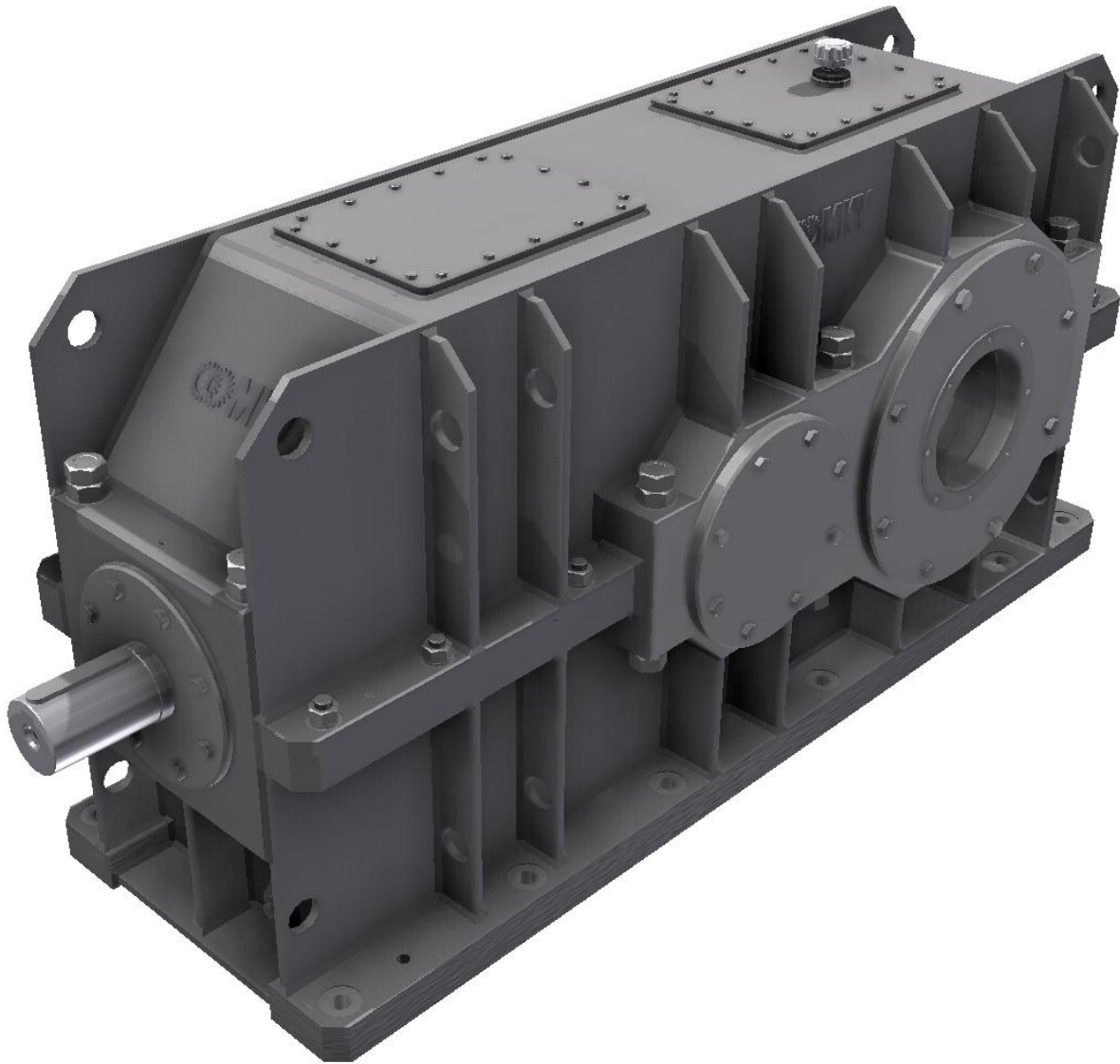
Obrázek 45 : 3D model převodovky s litou skříní

6.1.2.2 Svařenec

Svařenec je vyroben převážně z plechů tloušťky 18 mm a materiálu ČSN 11 373.1. Třmeny jsou z plechů příslušných tlouštěk a materiálu ČSN 11 523.1. Plechy je příznivější z hlediska pnutí a deformací napřed vypálit na příslušné tvary a poté žíhat a svařit, ale je i možné je vypálit z již žíhaného plechu z výroby a poté svařit. Výběr technologie záleží na aktuálních možnostech výroby.

Nejprve se svaří vnitřní svary, kontrolují se kapilární zkouškou na trhliny a průsak. Svary musejí být olejotěsné. Po kontrole vnitřních svarů se zavaří svary vnější a přivaří se žebra a ostatní díly. Svařování bylo předepsáno metodou MAG. Po svaření je nutné svařenec žíhat na snížení pnutí. Poté se stejně jako odlitek obrábí.

Převodovka se svařovanou skříní je na Obr.: 46.



Obrázek 46 : 3D model převodovky se svařovanou skříní

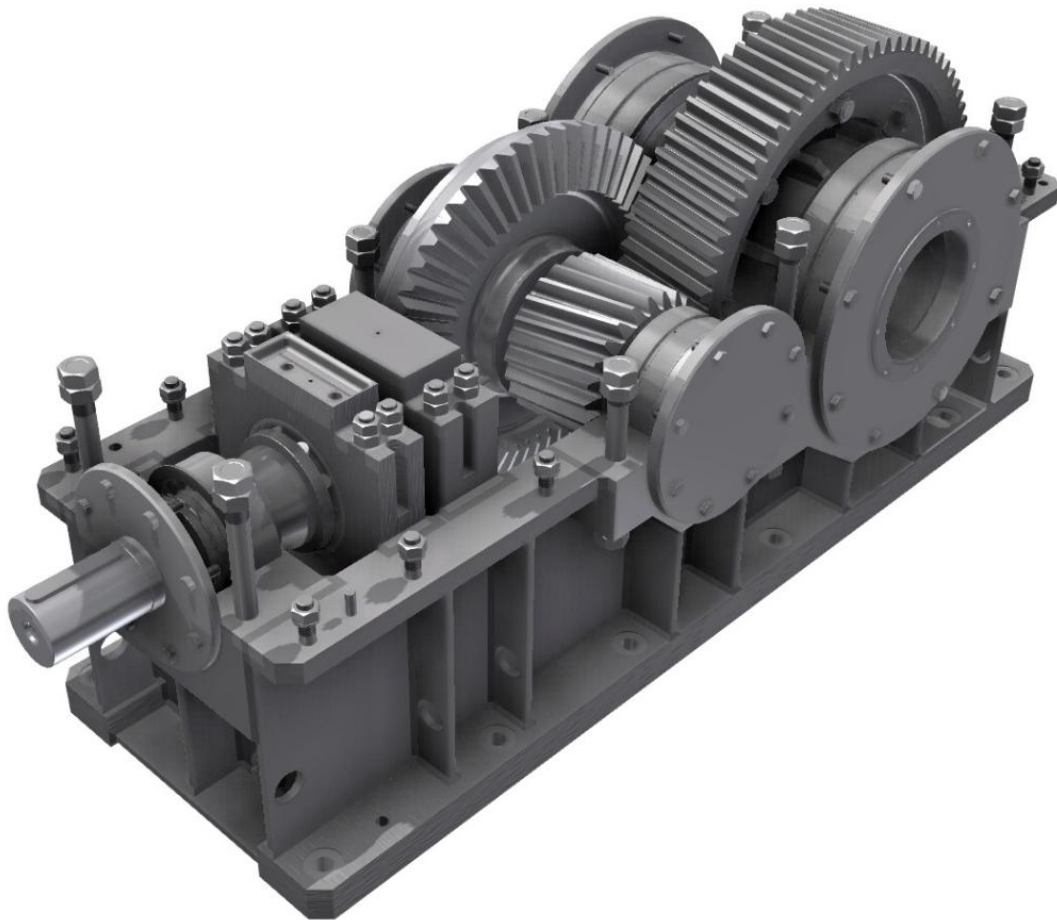
6.1.3 Umístění soumotí do skříně

Po vytvoření jednotlivých soumotí, rámu a doplňujících součástí došlo k celkovému sestavení modelů do jedné sestavy. Byly tak vyzkoušeny spojovací rozměry a celkové sezení.

Společně s vložením soumotí byla upevněna těsnící víčka, nahlížecí víčka, odvodušňovač a všechen spojovací materiál.

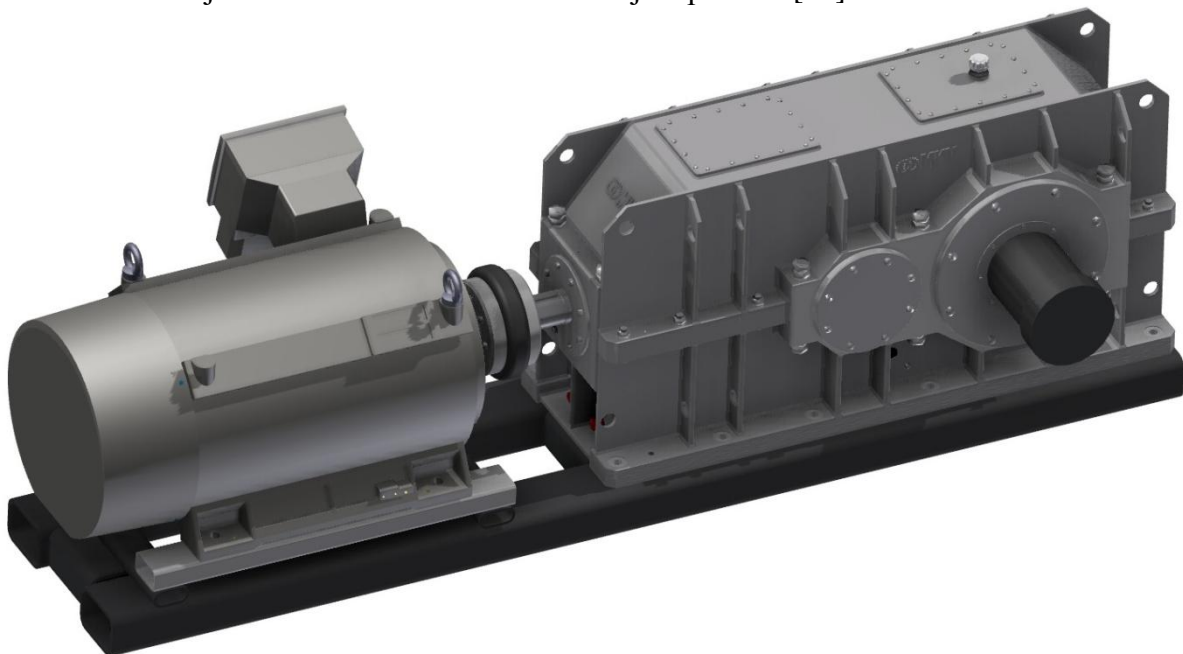
Ke každému modelu součásti byla přiřazena příslušná hustota pro zjištění hmotnosti. Převodovka se svařovanou skříní váží 7430 kg (z toho samotná svařovaná skříň 4134 kg) a převodovka s litou skříní 7112 kg (z toho samotná skříň jako odlitek 3717 kg).

Pohled do sestavené převodovky bez víka je na obrázku Obr.: 47.



Obrázek 47 : Pohled do převodovky bez víka

Následně byla převodovka upevněna na rám, připevněna spojka s motorem Siemens 1LA8453-6AB60 a vsunuta hřídel od hnaného stroje. Soustrojí motoru a převodovky ve svařované verzi je na Obr.: 48. Datasheet motoru je v příloze. [58]



Obrázek 48 : Přebodovka s motorem upevněná na rámu

6.2 Kontrola metodou konečných prvků (MKP) [57]

U převodovek běžných a jednoduchých konstrukcí se obvykle pevnostní analýza nedělá, protože konstrukce je sama o sobě dosti pevná a dosahovaná napětí jsou velmi malá. Dobré je ale udělat modální analýzu a vyvarovat se tak rezonanci. Jelikož jsou výpočtové modely pro modální a pevnostní analýzu velmi podobné, není na škodu ověřit, jestli převodovka vyhovuje i pevnostně, či se nějak více nedeformuje. Proto byla provedena pevnostní, tuhostní i modální analýza.

Podstatou těchto analýz je vytvoření výpočtového modelu a jeho sítě, určení okrajových podmínek, výpočet a vyhodnocení výsledků. V případě několika spojených těles se jedná o kontaktní úlohy. Kontaktní úlohy řeší interakci mezi spojenými tělesy z hlediska jejich vzájemného silového působení. Při řešení kontaktních úloh přibývají na hranici interakce těles podmínky kontaktu, tj. přídavné okrajové podmínky nepronikání těles, eventuálně okrajové podmínky respektující vliv tření v dotykových plochách. Nelineární úlohy jsou náročné na výpočtový čas i hardware.

Analýzy byly prováděny v programu Siemens NX 8 na výpočtovém jádře Nastran.

6.2.1 Pevnostní a tuhostní analýza

Výpočetní modely byly vytvořeny převodem stávajících modelů z programu Inventor. Modely byly zjednodušeny odstraněním některých radiusů a většiny děr. Zjednodušení vede k rychlému a bezproblémovému vytvoření sítě a výsledek nijak negativně neovlivňuje.

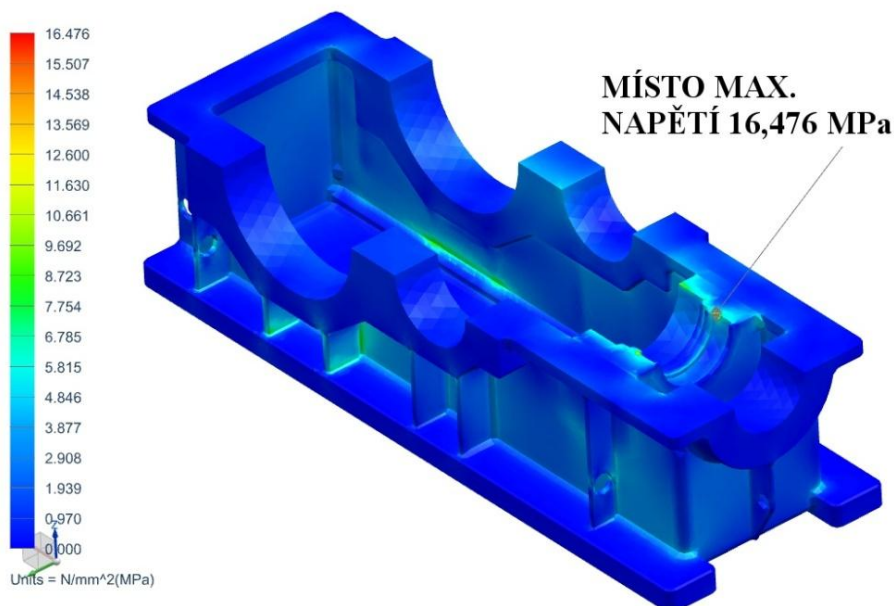
V rámci preprocesingu byla na zjednodušených modelech vytvořena 3D tetraedrová síť s meziuzly v dostatečné kvalitě a hustotě. Při kontrole korektnosti a kvality sítě nebyly nalezeny chybné elementy.

Následně byly obě poloviny spojeny metodou Surface to Surface Gluing, kterou vzniklo jednoduché propojení dvou těles pomocí fiktivního slepení dotýkajících se ploch jednotlivých modelů. Spojení a zpřesnění výpočtu bylo podpořeno funkcí Mesh Mating Condition, která jednotlivé uzly plochy rozmístí k sobě.

Poté byly na model aplikovány okrajové podmínky. Skříň byla upevněna (byly jí odebrány všechny stupně volnosti) ve spodní rovině patek. Pro simulaci ložisek byly vytvořeny tuhé Rigidové růžice v ložiskových průměrech, jejichž střed byl zatížen silami v příslušných směrech vypočtenými programem KissSoft pro jednotlivá ložiska.

Po bezchybném výpočtu řešiče Nastran proběhla analýza výsledků. Výpočtem došlo k diskretizační chybě způsobené nedostatečně jemnou sítí, která ale pozitivně ovlivnila výpočtový čas. Chybě vzhledem k povaze výsledků není třeba věnovat více pozornosti.

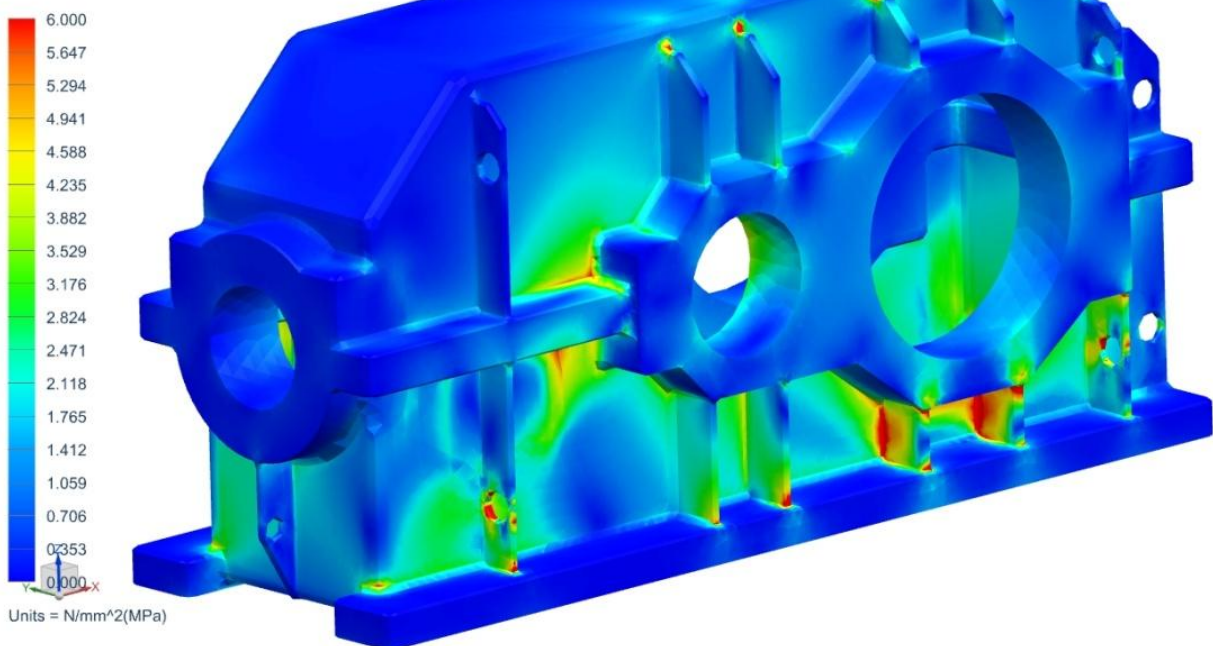
SPODEK LITA_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.000, Max : 16.476, Units = N/mm²(MPa)



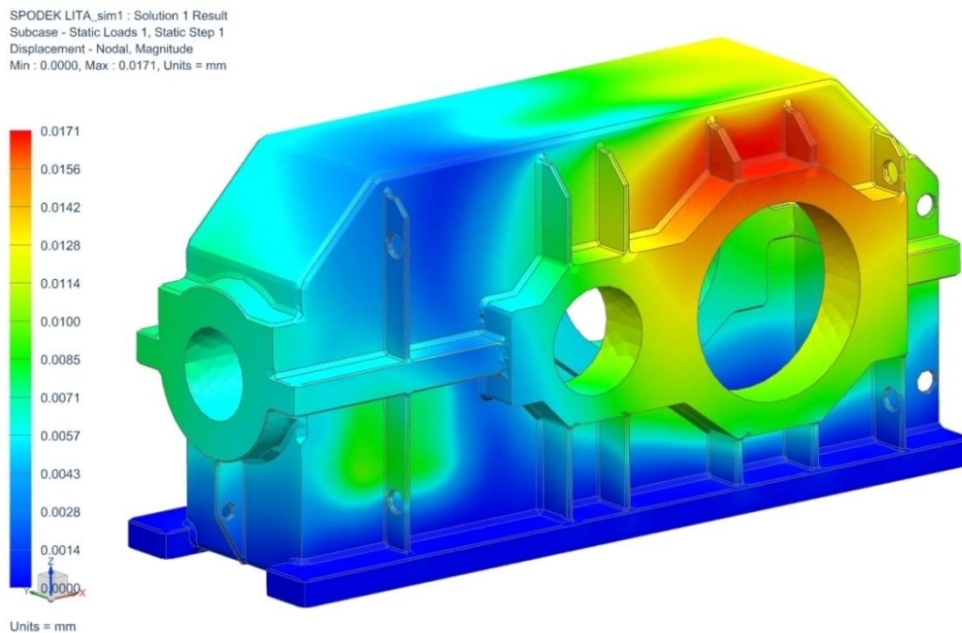
Obrázek 49 : Zobrazení maximálního napětí na spodku skříňě

Maximální zjištěné napětí bylo v místě uchycení axiálního ložiska kuželového pastorku (Obr.:49) a jeho hodnota byla 16,5 MPa. Při pevnosti litiny v tahu 250 MPa vychází bezpečnost $k=15$. Z pevnostního hlediska skříň vyhovuje. Pro zvýraznění a lepší představu průběhu napětí je na Obr.:50 napětí omezeno na 6 MPa. Kontrolována byla litá skříň s tím, že svařovaná by vzhledem k výsledným hodnotám taktéž vyhovovala.

SPODEK LITA_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.000, Max : 16.476, Units = N/mm²(MPa)



Obrázek 50 : Zobrazení omezeného napětí na 6 MPa



Obrázek 51 : Zobrazení maximální celkové deformace

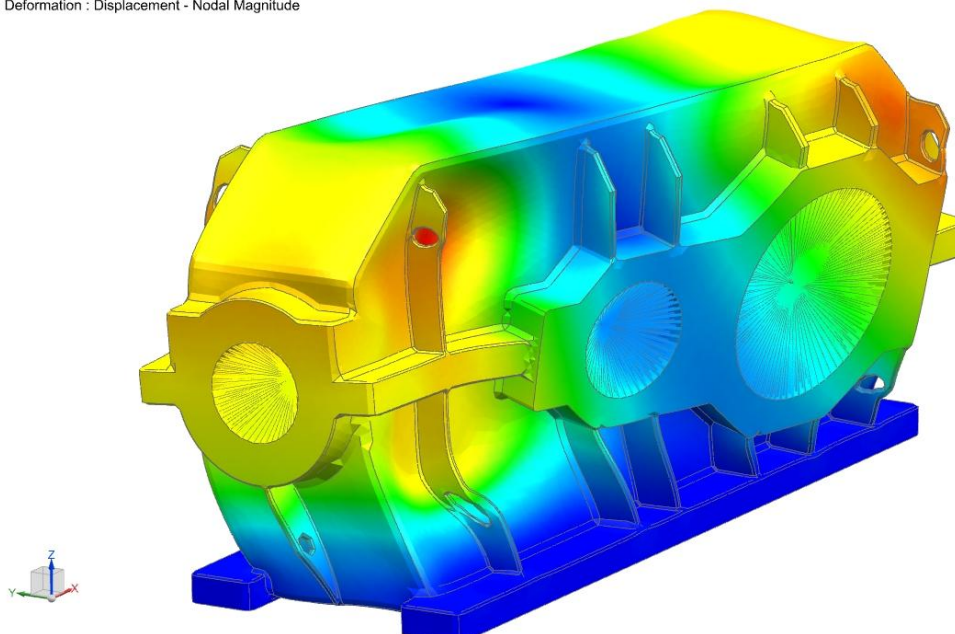
Maximální celková deformace je přípustných 0,0171 mm v místě nad ložiskem výstupního hřídele podle Obr.: 51 v případě, že bude montážní uspořádání P1 nebo L2. V případě uspořádání P2 nebo L1 působí výsledná síla opačným směrem a je v patkách lépe zachycena, proto je výsledná deformace menší.

6.2.2 Modální analýza

Modální analýza je druh dynamické analýzy bez budících sil sloužící k nalezení vlastních frekvencí a vlastních tvarů dané konstrukce bez tlumení.

Imported Result : result
SUBCASE - EIGENVALUE METHOD 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0307, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

SUBCASE 1, Mode 3, 2.739e+002 Hz



Obrázek 52 : Vlastní tvar kmitu

Analýza má stejný výpočtový model jako pevnostní analýza, ale není zatížena okrajovými podmínkami. Vnější zatížení systém ignoruje a není třeba definovat upevnění tělesa. Jedná se o lineární úlohu, kde jsou všechny nelinearity ignorovány. Vlastní výpočet proběhl iteračně normováním kmitů podle metody Block Lanczos taktéž programem NX8.

Vlastní frekvence jsou dány tvarem tělesa a jejich zjištění je výhodné pro porovnání s budícími frekvencemi stroje. Nejdůležitější je, aby se vlastní frekvence těles (nebo sestav) neshodovaly s budícími frekvencemi. Jestliže se budící a vlastní frekvence liší, dojde k útlumu vibrací a klidnému chodu. V případě, že se ale frekvence shodují, nastane jev zvaný rezonance. Při rezonanci je těleso silně vybuzeno budící frekvencí, dochází k výraznému nárůstu amplitudy (bez tlumení by byla nekonečně velká) a možnému poškození.

Třetí tvar vlastního kmitu je na Obr.:52.

6.3 Porovnání vlastních frekvencí

Porovnáním vlastních frekvencí lze zjistit, jestli se shodují s budícími frekvencemi. V tabulce Tabulka.:8 jsou v šedých polích v levé části budící frekvence ozubení vyjádřené v otáčkách a skutečné otáčky hřídelů v posledním pravém sloupci. V bílých polích jsou příslušné vlastní frekvence opět pro lepší představu vyjádřené v otáčkách. Z tabulky je patrné, že se vlastní a budící otáčky (ani ve svých intervalech) neshodují. Podle výpočtů k rezonanci nedojde.

POROVNÁNÍ BUDÍCÍCH A VLASTNÍCH FREKVENČÍ VYJÁDŘENÝCH V OTÁČKÁCH				
1 (ot/min) = 1 (Hz)*60	1. VL. OT/MIN	2. VL. OT/MIN	3. VL. OT/MIN	SKUTEČNÉ OT/MIN
HŘÍDEL 1	1,3	27 011	27 074	988 - 1000
HŘÍDEL 2	53 316	94 874	117 574	215,7 - 218,2
HŘÍDEL 3	46 250	57 407	73 552	49 - 100
TĚLESO SKŘÍNĚ	9 438	15 426	16 434	0
KUŽ. SOUKOLÍ	11856 - 12000	0	0	0
VÁLC. SOUKOLÍ	3871 - 6600	0	0	0

Tabulka 8 : Porovnání vlastních frekvencí

6.4 Doplnkové funkce

Doprovodné konstrukční prvky a funkce podporují správný a bezproblémový chod převodovky.

6.4.1 Mazání

Mazání ozubených kol a ložisek je řešeno rozstříkem. Olej je naplněn do olejové vany, která je tvořena spodní částí skříně. Hladina oleje je kontrolována olejoznakem. Skleněný průzor olejoznaku slouží k vizuální kontrole stavu oleje a jeho vhodného množství. Správná výška hladiny je mezi horním a spodním okrajem skleněného průzoru. Rozstřík je zajištěn ozubenými koly, která se svým ozubením (nebo alespoň jeho částí) dotýkají oleje a vlivem svého otáčení ho rozstříkují do celého prostoru skříně. Rozstřík musí mít takovou minimální intenzitu, aby se olej dostal na co největší vnitřní plochu skříně a mohl v dostatečném množství dotéct na ložiska a do sběrné kapsy oleje. Smáčení co největší vnitřní plochy tělesa skříně je důležité z hlediska odvodu tepla do okolí. Naopak moc velká intenzita rozstříku výrazně zvyšuje hydraulické ztráty vířením oleje a tím olej a celou převodovku velmi zahřívá. Vyšší teplotou se snižuje viskozita oleje (nepříznivé účinky na ozubení) a olej rychleji degraduje, ztrácí své mazací vlastnosti a snižuje se účinnost převodovky.

Jednotlivá ložiska jsou mazána stékajícím olejem po stěnách skříně. Dvouřadá soudečková ložiska na hřídelích 2 a 3 jsou mazána olejem, který k nim doteče po boku skříně. Nadměrný přísun oleje je částečně řízen plechovými odstříkovacími kroužky. Tyto kroužky pouští do ložiska jen tolik oleje, jak je velká mezera mezi kroužkem a vnějším kroužkem ložiska. Stékáním oleje po boku skříně by k přílišnému mazání ložiska dojít nemuselo, ale jestliže je ložisko přímo u některého pastorku (v případě této převodovky válcový pastorek hřídele 2) a průměr ozubení pastorku je stejně velký jako průměr v ložisku, na kterém jsou uloženy valivé elementy (prostor mezi kroužky), může dojít k přeplavení ložiska vystříknutým olejem ze zubového záběru.

Kuželový pastorek je uložen ve čtyřech ložiskách. Každé ložisko je mazáno trochu jiným způsobem. Válečkové ložisko nejbliže ozubení je mazáno olejem stékajícím po třmenu, ve kterém je uloženo a zároveň olejem vytlačeným ze zubového záběru kuželového soukolí. V případě tohoto ložiska není přeplavení možné, protože olej může volně procházet na obě strany. Toto ložisko je ze všech nejvíce tepelně zatíženo a proto větší přísun oleje, který ložisko ochladí, není na škodu.

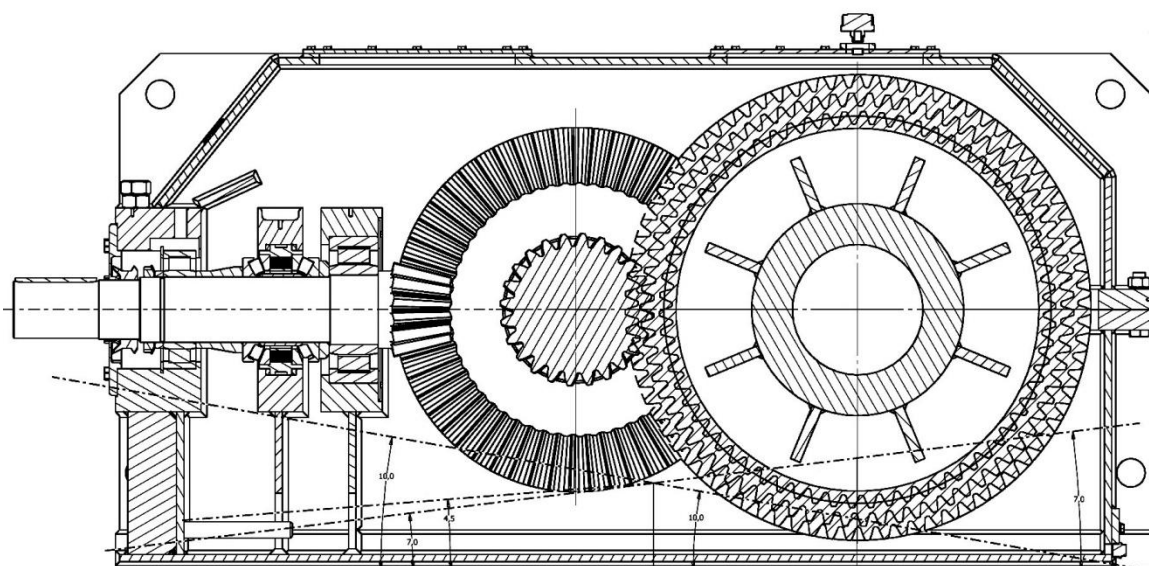
Dvojice axiálních soudečkových ložisek je mazána olejem sbíraným kapsou v horní části třmene a dopraveným dírami přímo do rozpěrného kroužku, který ložiska drží. Spolu s olejem jsou mazány rozpěrné pružiny. Další přísun oleje je zajištěn volným stékáním oleje po stěnách třmene přímo na soudečky.

K radiálnímu válečkovému ložisku nejdále od ozubení olej dotéká vyvrtaným kanálem s drážkou. Nejprve je olej nashromážděn ve sběrné kapse, odkud proteče kanálem do drážky. Ložisko nemá drážku s dírkami na přívod oleje, a proto je rozvodnou drážkou olej rozveden před a za ložisko.

U ložisek ve stěně skříně musí být odpadní kanál na odvod oleje za ložiskem. Jestliže by odpad chyběl nebo byl nevhodně nadimenzován, docházelo by k zanášení ložiska u slepých víček a průsaku oleje ze skříně u víček s dynamickým těsněním. U odpadních kanálů platí, že je lepší kanály raději předimenzovat, než aby k průsaku docházelo.

Pasové převodovky jsou často při provozu nakláněny, ať už umístěné na těžebním rypadle nebo na statické pohonné stanici. Běžný je náklon $\pm 5^\circ$. Ve verzi s topnými tělesy může být převodovka nakloněna podélně o $4,5^\circ$ (bez příčného náklonu) - vstupní hřídel výše a o 10° (s dalším možným příčným náklonem o $\pm 3^\circ$) - vstupní hřídel níže. Ve verzi bez topných těles může být převodovka nakloněna o 7° (s dalším možným příčným náklonem o $\pm 3^\circ$) - vstupní hřídel výše a o 10° (s dalším možným příčným náklonem o $\pm 3^\circ$) - vstupní hřídel níže. Ve větších náklonech nesmí být převodovka provozována, jelikož může dojít k průsaku oleje nebo destrukci topných těles (zapečení). Možné náklony jsou znázorněny na Obr.: 53.

Olejem brodí kuželové kolo nebo válcové kolo, podle toho, jak je převodovka nakloněna. Výška hladiny je vypočtena tak, aby vždy určitá část kuželového nebo čelního kola dostatečně rozstříkovala olej v celém prostoru skříně.



Obrázek 53 : Zobrazení hladiny oleje při náklonu

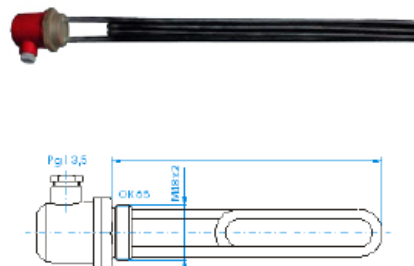
6.4.2 Topení [59]

Do prostoru oleje jsou v přední části umístěna topná tělesa, jsou-li ve vyráběné verzi požadována. Tělesa jsou připevněna závitem M48x2. Parametry topných těles jsou v Tab.: 9. Na výběr je z několika výkonových verzí, podle požadavků zákazníka a provozního prostředí. Konstrukce převodovky umožňuje použití libovolně dlouhých topných těles. Při absenci topných těles jsou otvory zaslepeny příslušnými zátkami s těsněním.

Typ: 14070, A4... - 1-tyčové provedení 230V

Topné těleso je složeno z jedné ocelové topné větve upravené do požadovaného tvaru o potřebné délce a připevněné k mosazné hlavici s víkem (krytí IP 54) s el. průchodkou PG13,5. Upevňovací šesti hran příruba je velikost OK 65. Topné těleso určené pro přímý ohřev oleje. Výkonové povrchové zatížení je voleno tak, aby nedocházelo ke karbonizaci oleje. Provozní tlak 0,6 MPa.

Topné tyče: ocel
Příruba: mosaz
Pmax: 6 bar



Typ	Napájení (V)	Výkon (W)	L (mm)	Závít
1407090020	A4546	1x230	500	M48x2 G6/4"
1407090010	A4545	1x230	750	
1407090040	A4544	1x230	1000	
1407090060	A4547	1x230	1250	
1407090050	A4621	1x230	1800	
1407090030	A4820	1x230	2250	

Tabulka 9 : Druhy topných těles [59]

6.4.3 Těsnění

Těleso převodovky je dostatečně utěsněno a opatřeno odvzdušňovačem od společnosti Eles a Ganter.

6.4.3.1 Plošné těsnění

Nejprve je nutno těsněný povrch očistit a odmastit například čističem Loctite 7063 a poté aplikovat tekuté těsnění. Do dělicí roviny nanést Loctite 518 a pod slepá, těsnící a nahlížecí víčka měkkí Loctite 5910.

6.4.3.2 Dynamické těsnění

Dynamické těsnění převodovky bylo navrženo šterbinové s odstřikovacím kroužkem díky svým výborným vlastnostem a vhodnosti použití v daném provozním prostředí.

6.4.4 Zajišťování šroubů lepením

Některé šrouby mohou být zajištěny proti uvolnění lepením pomocí Loctite 243. Zajišťovače šroubů jsou anaerobní lepidla na bázi akrylátu, která vytvrzují za nepřístupu vzduchu. Jsou určena pro dočasné nebo trvalé zajištění závitového spoje. Takový spoj odolává vibracím i zatížení. Zajišťovač závitů Loctite 243 velmi spolehlivě nahrazuje mechanické zajištění.

Loctite 243 zajišťuje závity, matice a šrouby proti samovolnému uvolnění. Je určen pro zajišťování a utěšňování závitových spojů, které mají být demontovatelné běžným ručním náradím. Produkt vytvrzuje bez přístupu vzduchu a zabraňuje uvolnění či prosakování spoje, způsobené vibracemi a rázy.

Loctite 243 je nejprodávanější zajišťovač na trhu. Je vhodný pro méně aktivní povrchy, jako je nerezová ocel nebo pokovené povrchy. Produkt nabízí zvýšenou odolnost vůči teplotě a větší toleranci k mírně zamaštěným povrchům. Tixotropní charakter zabraňuje jeho stékání z místa nanesení.

6.5 Připojovací prvky – kompatibilita připojení

Kompatibilita připojení převodovky zaručuje její bezproblémové připojení k hnanému i hnanému stroji. Pro připojení k motoru se s výhodami používají pružné spojky. Připojení k hřídeli hnaného bubnu závisí především na jeho tvaru. Způsob připojení si určuje zákazník.

6.5.1 Hřídelové spojky pružné – vstup [7]

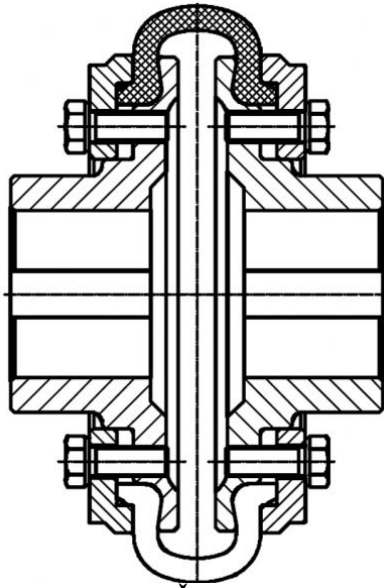
Pružné spojky pracující na principu pružných elementů umožňují odchylky vzájemné polohy spojovaných částí. Přenášejí točivý moment při umožnění současně axiální, radiální i úhlové odchylky. Jejich velkou výhodou je tlumení rázů a kmitů vyvolané jednotlivými částmi soustrojí. Části stroje se tudíž navzájem negativně neovlivňují. Pro připojení převodovky byly vybrány následující dva typy spojek. Spojky se dodávají i s brzdou.

6.5.1.1 S pryžovou obručí (Periflex)

Hřídelová spojka s gumovou obručí například od výrobce Rubena. Tyto spojky se běžně vyrábí do přenášeného výkonu 1MW. Jejich největší výhodou je tlumení rázů zajišťující klidný chod. Může pracovat v libovolné poloze při teplotě -20 až 50°C v prostředí bez kyselinotvorných plynů a ropných látek. Spojku tvoří dvě tělesa stejného tvaru, která svírají pomocí přitlačných kotoučů gumovou obruč. Přitlačná síla na obruč je vyvozena šrouby. Konstrukce spojek neumožňuje přenos axiálních sil.

Předností je minimální údržba, odizolování motoru od hnaného soustrojí, vyměnitelná obruč bez demontáže soustrojí, velké dovolené montážní úchytky (úhlově až 4°, radiálně až 8mm, axiálně až 4mm) a především tlumení vibrací a rázů. Výkonové charakteristiky spojky jsou dány tabulkou příslušného výrobce motoru. Nejvyšší dovolené otáčky bývají 3000 ot/min

a nejvyšší kroutící moment 18 kNm. Spojka Periflex byla namodelována a použita v modelu sestavy s motorem.



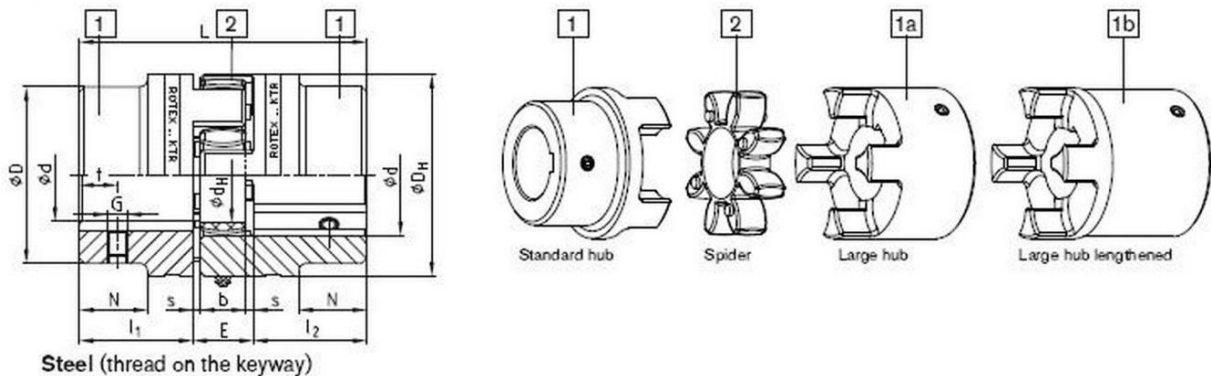
Obrázek 54 : Rez pružnou
spojkou Periflex [60]



Obrázek 55 : Pružná spojka Periflex [61]

6.5.1.2 Ozubcová spojka (Rotex) [62]

Ozubcová spojka Rotex má podobné vlastnosti jako spojka Periflex. Obecně neumožňuje tak velké vyosení, ale může pracovat ve větším rozsahu teplot (-50 až 120°C). Mohla by tak být výhodnějším řešením v oblastech s drsnějším klimatem. Spoluzabírající čelní ozubce 1, 1a, 1b přenáší kroutící moment přes vloženou pružnou část 2 (Obr.: 56). Pro použití do prostředí s nebezpečím výbuchu je certifikována podle EU směrnice 94/9/ES-ATEX.



Obrázek 56 : Spojka Rotex - schema a rozstřel [63]

6.5.2 Výstupní připojení

Připojení výstupu převodovky bývá zajištěno různými typy připojovacích systémů. Jednotlivé druhy jsou voleny podle požadavků zákazníka. Univerzální pohonná převodovka musí být svou konstrukcí přizpůsobena jednotlivým strojům, které pohání. Při návrhu převodovky je tedy nutné základní rozměry připojovacích prvků znát. Převodovka je navržena na připojení Ringfeder rozpěrnými kroužky s možností úpravy výstupního hřídele na další běžné způsoby připojení uvedené dále.

6.5.2.1 Pera

Pomocí per je možno převodovku připojit, jestliže z převodovky vystupuje výstupní hřídel. Na tento hřídel se nasadí buď přímo pohánějící stroj nebo příruba, která se ke stroji připojí šrouby podobně jako kotoučová spojka. Přenos kroutícího momentu je přenášen většinou dvěma pery umístěnými po 120°. Navržená velikost per musí být zkontrolována na otlacení. Výstupní napojení pomocí per se používá jen vyjímečně, protože jsou výhodnější způsoby spojení.

6.5.2.2 Evolventní drážkování

Dalším možným a velice běžným způsobem připojení převodovky je vnitřní evolventní drážkování dutého výstupního hřídele. Dutá hřídel může být vybavena jedním drážkováním na té straně převodovky, ze které se nasouvá hřídel stroje nebo adapter (o adapteru níže).

Hřídele s jedním drážkováním na jedné straně tak ale musejí být nakonstruovány dvě – pro kombinaci směru otáčení a strany ze které se adaptér vsouvá; a při výrobě daného provedení pak vybrat příslušnou hřídel (buď s drážkováním pod kolem nebo s drážkováním vedle kola). Výroba jednoho drážkování je levnější a jednodušší, nese však požadavek na dvě sady výkresů a jejich správně vybranou sadu pro realizaci zakázky.

V případě výroby dvojího drážkování – jak pod kolem, tak vedle kola; se hřídel stává univerzální ve smyslu jedné výkresové sady a univerzálního smyslu vsunutí. Výroba dvojího drážkování je dražší, ale sám zákazník si může vybrat, z jaké strany převodovky nakonec hřídel stroje zasune.

Běžně se používají obě zmíněné varianty.

6.5.2.3 Adapter

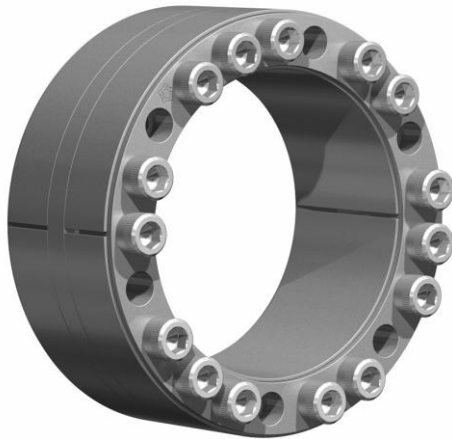
Adapter je připojovací součástka s evolventním drážkováním zakončena přírubou pro spojení šrouby jako u kotoučové spojky. Adapter se vsouvá do dutého výstupního hřídele s evolventním drážkováním a axiálně i radiálně se upevňuje pomocí litinových pouzder s kuželovou dírou stažených KM maticí.

6.5.2.4 Ringfeder kroužky

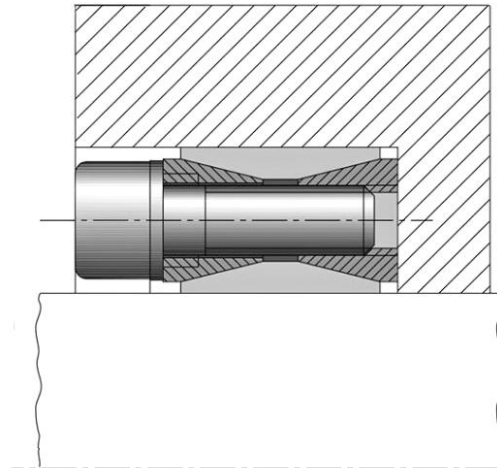
[64]

Svěrné Ringfeder kroužky se stále více používají pro své univerzální použití. Převodovka je proto navržena pro toto svěrné spojení. Vhodné je použití tří Ringfeder kroužků typu 260x325 RFN 7012 Hřídel stroje je vsunuta do duté výstupní hřídele převodovky a vystředěna opěrným litinovým pouzdem.

Jedná se o originální a vysoce kvalitní prvky pro přenos krouticího momentu, instalované uvnitř náboje. Tyto komponenty se nejčastěji používají u aplikací ve všeobecném strojírenství pro současný přenos vysokých krouticích momentů a osových zátěží. Mezi běžné typy patří 7012, 7013.0, 7013.1, 7014 a 7015. Jsou k dostání v metrických řadách pro průměry hřídelů Ø20 mm až Ø1000 mm a v palcových velikostech pro průměry hřídelů 3/4" až 7.875". [65]



Obrázek 58 : Model Ringfeder kroužku [66]



Obrázek 57 : Řez ringfeder kroužkem [67]

6.5.2.5 Stüwe stahovací kroužky

Stüwe kroužky se používají pro vyvození tlaku potřebného pro svěrné spojení dvou hřídelů. Hřídel stroje se vsune do duté hřídele převodovky a na jeho konci (na druhé straně než je stroj) je na vnější válcový povrch dutého hřídele nasazen Stüwe kroužek. Když jsou hřídele axiálně ustaveny, utáhnou se šrouby kroužku a vyvodí se tlak na vnější hřídelovou plochu. Dutá hřídel se deformuje (podobně jako tlaková nádoba s vnějším přetlakem) a svým vnitřním povrchem se přitlačí na vsunutý hřídel stroje. Tímto přitlačením se vyvine tlak potřebný pro přenos krouticího momentu. Jedná se prakticky o nalisovaný spoj.

Při použití Stüwe kroužku je nutné použít utěsnění hřídele i na straně kroužku a také zakrýt rotující kroužek vhodným krytem. Stüwe kroužky jsou finančně poměrně nákladné. [68]

6.6 Montáž [44]

6.6.1 Postup samotné montáže

K montáži je nutno mít připraveny veškeré podsestavy jednotlivých hřídelů tzn. pastorky s nalisovanými ložisky a kola nalisovaná na hřídelích včetně nalisovaných ložisek. U vstupního pastorku je nutno dbát nastavení vůle ve dvojici axiálních ložisek

Před montáží ložisek je nutno v přípravku zjistit délku rozpěrné trubky mezi ložisky. Po zjištění délky rozpěrné trubky lze provést smontování dané sestavy včetně nalisování všech ložisek a pouzder na hřídel.

Montáž jednotlivých smontovaných dílů se provede dle daného montážního provedení. Jednotlivé hřídele se naskládají do spodku skříně. Ustavení záběru ozubení se provádí od kuželového soukolí, kde se nastaví sezení ozubení a kontroluje vůle v zubech dle předpisu na

výkresu sestavy. Sezení se upravuje axiálním posunem pastorku a kola v tělese skříně. Po ustavení tohoto záběru se kontroluje záběr čelního soukolí a kontroluje se vůle v zubech.

Sedí-li všechna ozubení v pořádku, provede se přefrézování rozpěrných kroužků na potřebné hodnoty a utažení víček.

6.6.2 Montáž převodovky na stroj

Při montáži převodovky na stroj je nutno zajistit sousost osy výstupního hřídele převodovky se vstupní osou poháněného zařízení. Rozdíl sousostí výstupních hřídelů by neměl přesáhnout 0,05mm. Montáž se provede nasunutím adapteru do převodovky (v případě, že není již zasunut), ustavením v litinových pouzdech a zajištěním KM maticí. Šrouby spojovací adaptér s hnaným členem musí být dotaženy utahovacím momentem předepsaným pro použitou velikost šroubu.

Pro připojení vstupu převodovky je doporučena spojka s pružným elementem (Periflex, Fenaflex). Sousost a úhlová odchylka vstupní hřídele je dána typem a velikostí použité spojky.

Upevňovací šrouby převodovky na základ jsou utaženy utahovacím momentem předepsaným pro danou velikost šroubu. Konstrukce základu nosného rámu musí tuhostně a pevnostně odpovídat výkonové řadě převodovky.

Převodovka se musí na stroj ustavovat citlivě, bez rázů a zbytečně velké síly. Především při rázovém zatížení převodovky od montáže hrozí její poškození (které nemusí být na první pohled vidět).

6.7 Ekonomické zhodnocení

Tato nově navržená převodovka poskytuje především rozšíření sortimentu zadávající firmy a uspokojení poptávky a potřeb zákazníků. Jelikož převodovka zatím nebyla vyráběna, není možné přesně posoudit její výrobní náklady. Obecně se ale může říci, že oproti třístupňové variantě, kterou má firma ve své nabídce, dojde k poklesu o 5 - 10% nákladů. Je to způsobeno především menším počtem ložisek. Další výhodou dvoustupňové varianty může být její účinnost. Při rozdílu účinností cca 1,5 - 2% mezi dvou a třístupňovou variantou se při teoretickém plném zatížení může na elektrické energii ušetřit přibližně 500 000 Kč/rok.

Naopak doustupňová převodovka je o cca 10% těžší, což je způsobeno vlivem větších rozměrů ozubených kol a skříně. Vzhledem k rozměrným ozubeným dílům, je složitější její výroba. Vlivem těchto dílů se může výroba prodražit, neboť ozubení velkých rozměrů vyrábí menší množství firem na rozdíl od ozubení s menšími rozměry.

Náklady na materiál jsou nižší, především díky menšímu počtu ložisek. Celkové náklady na obrábění jsou přibližně stejně velké (dražší výroba jednotlivých kusů, ale jejich menší počet).

Vzhledem ke konkurenci je rozšíření nabízeného sortimentu firmy velmi důležité. Převodovka je univerzálně použitelná a díky své jednoduchosti může směle konkurovat podobným převodovkám jiných výrobců.

6.8 Závěr

Cílem práce bylo věnování se problematice převodovek, návrh, výpočet a poté samotné řešení kuželočelní převodovky. V části analýzy zadání byly podrobně popsány prvky vyskytující se v průmyslových kuželočelních převodovkách. Popsány byly postupně všechny prvky, ze kterých se převodovky skládají. V části převodových prvků to jsou kuželová a válcová kola, jejich výroba, poruchy a montáž. Popisovány byly i další prvky jako litý či svařovaný rám, jejich výhody a nevýhody. Spojovací a přenosové prvky a také uložení hřídelů v ložiskách. Část kapitoly byla věnována pomocným funkcím – montáži, opravám a mazání.

Po důkladném seznámení se s prvky průmyslových převodovek došlo na samotné zadání. Následně bylo zadání upřesněno, sestaveno kinematické schema a možné konstrukční varianty. Po návrhu a výpočtu jednotlivých převodových poměrů s počty zubů jednotlivých kol došlo ke geometrickému výpočtu a pevnostní kontrole ozubení. Po vyřešení ozubení následoval návrh a výpočet hřídelů a jejich uložení ve valivých ložiskách. Ložiska byla kontrolována na zatížení, oteplení a životnost. Podle výsledků výpočtu byla zjištěna účinnost a tepelné ztráty. Součástí výpočtů jsou i vypočtené spojovací prvky jako je nalisování, spoj perem a lícovanými šrouby.

Dle výpočtů byly vytvořeny 3D modely kol, hřídelů a rámu. Rám byl podle zadání vymodelován jako svařenec i jako odlitek pro zaměnitelnost jednotlivých dílů. Odlitý rám byl podroben pevnostní, tuhostí a modální analýze metodou konečných prvků. Výsledky vlastních frekvencí modální analýzy byly porovnány s vlastními frekvencemi jednotlivých hřídelů pro vyvarování se rezonančnímu jevu. Namodelovány byly všechny díly převodovky a byly vytvořeny výkresy a kusovníky. Součástí práce je výkres hlavní sestavy, kusovník a výrobní výkres.

V závěru práce je popis připojovacích prvků a způsobu mazání. Nechybí ani ekonomické zhodnocení. Práce přinesla autorovi mnoho nových informací i zkušeností a byla velkým přínosem do budoucí praxe.

6.9 Seznam zdrojů

6.9.1 Seznam literatury

- [1] STANĚK, J., NĚMEJC, J. Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací, Plzeň: ZČU, 2005
- [2] BRENÍK, Přemysl; PÍČ, Josef. Obráběcí stroje : Základy konstrukce a výpočtů. 1. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1970. 512 s.
- [3] BRENÍK, Přemysl; PÍČ, Josef. Obráběcí stroje : Konstrukce a výpočty. 2. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1986. 576 s.
- [11] KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy. 1. vyd.v Plzni: Západočeská univerzita, 2011
- [7] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J., Příručka strojního inženýra – strojní části 1., Praha, Computer Press, 1999
- [8] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J., Příručka strojního inženýra – strojní části 2., Praha, Computer Press, 2000
- [57] LAŠOVÁ, Václava. *Metoda konečných prvků ve výpočtech obráběcích strojů*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011, 165 s. ISBN 978-80-261-0008-9.

6.9.2 Ostatní zdroje

- [4] Příručka mazání ložisek firmy SKF
- [44] Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu
- [54] *KissSoft: návod*. [cit. 2014-03-12]
- [55] *KissSoft: výpočet, práce s programem*. [cit. 2014-03-12]
- [36] Dosud nepublikované katedrální podklady

6.9.3 Internetové zdroje

- [5] *MKV ozubená kola* [online]. 2014 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.mkv.cz/>
- [6] ČERNÝ, Jaroslav. *Oleje.cz* [online]. 2005-2009. Vlastnosti motorových olejů. Dostupné z WWW: http://oleje.cz/index.php?left=main&page=clanky_vlastnosti_oleju1
- [9] Vastoil: olej. [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.vastoil.cz/oleje/prevodoveastrojnioleje.php>
- [12] *VÍTKOVICE GEARWORKS a.s.* [online]. 2009 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.ozubarna.cz/>
- [13] *WIKOV* [online]. 2014 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.wikov.cz/cz/>
- [14] *SEW EURODRIVE* [online]. 2014 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.cz/>
- [15] *SG strojírna* [online]. 2009 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.sg-stroj.cz/>
- [16] *TOS Znojmo* [online]. 2013 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.tos-znojmo.cz/>
- [17] *BMC - TECH* [online]. 2013 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.bmc-tech.cz/>

- [18] TANDLER [online]. 2009-2014 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.tandler.de/>
- [19] OSTROJ a.s. [online]. 2012 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.ostroj.cz/pasove-dopravniky>
- [20] MITCalc: Příručka. *MITCalc* [online]. 2003-2014 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/gear2/help/cz/gear2txt.htm>
- [21] Feron: ocel. [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/index.php>
- [22] Fabory: spojovací materiál. [online]. [cit. 2012-04-30]. Dostupné z: http://www.fabory.cz/cs/categories/spojovac%C3%AD-materi%C3%A1l.html?catId=fabory_0000092195
- [23] DOC. ING. PRÁŠIL, CSC., Ludvík. *Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby* [online]. Liberec, 2010 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf. Skripta. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů.
- [24] SLOUKA, Radim. *MODERNÍ METODY VÝROBY KUŽELOVÝCH KOL* [online]. Brno, 2009 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/12338/Bakal%C3%A1%C5%99sk%C3%A1%20pr%C3%A1ce%20-%20Modern%C3%AD%20metody%20v%C3%BDroby%20ku%C5%BElov%C3%BDch%20kol,%20Slouka%20Radim.pdf?sequence=1>. Bakalářská práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ, ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE,.
- [25] MM Spektrum: Pětiosé frézování místo klasického obrábění ozubení. *Kód článku: 091225 Vyšlo v MM : 2009 / 12, 10.12.2009 v rubrice Trendy / Obrábění, Strana 38* [online]. 10.12.2009, roč. 2009, č. 12 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/petiose-frezovani-misto-klasickeho-obrabeni-ozubeni.html>
- [26] PROF. ING. DEJL, CSC., Zdeněk, Vladimír PROF. ING. MORAVEC, CSC. a Milena ING. HRUDIČKOVÁ. *Teoretický rozbor vlivu deformací na záběr ozubených kol a modifikace ozubení: Závěrečná zpráva dílčí etapy 3.4.1 řešené v rámci Výzkumného centra automobilů a spalovacích motorů Josefa Božka II* [online]. Ostrava, listopad 2006 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006_054_01.pdf. Zpráva. VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA Fakulta strojní katedra částí a mechanismů strojů.
- [27] Výroba ozubených kol. *STŘEDNÍ PRŮMYSLOVÁ ŠKOLA STROJÍRENSKÁ A JAZYKOVÁ ŠKOLA S PRÁVEM SJZ* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/documents/STT_obeslova/V%C3%BDroba%20ozuben%C3%BDch%20kol.pdf
- [28] Výroba ozubených kol. *Wikipedia* [online]. 22.9.2013 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%BDroba_ozuben%C3%BDch_kol

- [29] Tepelné zpracování oceli: teorie. *VŠCHT: Ústav kovových materiálů a korozního inženýrství* [online]. 2011 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: http://www.vscht.cz/met/stranky/vyuka/labcv/labor/fm_tepelne_zprac_oceli/teorie2.htm
- [30] *Tumlikovo: Technologie strojního obrábění* [online]. 2010 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/>
- [31] *Tribologie: Laserové kalení ozubených kol* [online]. 2008-2014 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-22013/laserove-kaleni-ozubenych-kol.html>
- [32] *TAKOMA* [online]. 2013 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: http://www.takoma.fi/uploads/pics/LKInduktiokarkaisu2_02.jpg
- [33] *Teoli: Iontová nitridace* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.teoli.eu/index.php?sekce=3-nitridace>
- [34] ŽÍHÁNÍ. *Střední průmyslová škola a vyšší odborná škola technická* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: http://spsbrno-sokolska.jakubsvestka.cz/files/nas_DROPBOX/STT/Ro%EDn%EDk%201%20-%204,%20kompletn%ED%20skripta%20-%20z%20nich%20u%ED%20ing.%20Zden%ECk%20Voj%E1%E8ek/R2/%8E%EDh%E1n%ED.pdf
- [35] *ZPS - Slévárna* [online]. 2006 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.sl.zps.cz/>
- [37] *Inpro Seal* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: www.bmpcoe.org
- [38] *Orbic Bearings: Nylos rings* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.orbic.co.uk/nylos-rings/4551793696>
- [39] *Temac a.s.: Těsnění* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.temac.cz/default.aspx>
- [40] *Hansanet s.r.o. - Řempe: Bezasbestové těsnící desky* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: [http://www.rempo.cz/oddeleni/71/Bezasbestove-tesnici-desky-\(nahradaklingerit\).aspx](http://www.rempo.cz/oddeleni/71/Bezasbestove-tesnici-desky-(nahradaklingerit).aspx)
- [41] *Loctite* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.loctite.as/>
- [42] *Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně - Ústav konstruování: KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ - převody, přednáška 4* [online]. Brno, 2007 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C2/prednasky/prednaska4_6c2.pdf. Podklady k přednášce 4. Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně.
- [43] *NOVEXA: Defects treated.* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.novexa.com/en/engrenage-defaults.php>
- [45] *Machinery Lubrication. Lubricant Failure = Bearing Failure* [online]. NORIA Corporation [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.machinerylubrication.com/Read/1863/lubricant-failure>
- [46] ING. HOUDKOVÁ ŠIMŮNKOVÁ, PH.D., Šárka, Radek ING. ENŽL, PH.D. a Olga ING. BLÁHOVÁ PH.D. *ŽÁROVÉ NÁSTŘIKY: Moderní technologie povrchových úprav* [online]. Katedra materiálu a strojírenské metalurgie, Fakulta Strojní, Západočeská univerzita v Plzni, 2003 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.kmm.zcu.cz/CD/content/4.html>

- [47] TIG, MIG navařování (svařování). *MEPAC CZ* [online]. 2014 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.mepac.cz/cz/presne-strojirenstvi/tig--mig-navarovani--svarovani->
- [48] *LASER THERM: Laserové navařování* [online]. 2014 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.lasertherm.cz/sluzby/laserove-navarovani/>
- [49] Asynchronní motor. *Wikipedia* [online]. 11.4.2014 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Asynchronn%C3%AD_motor
- [50] STÝSKALA, Vítězslav a Jan DUDEK. *Elektrické stroje, Úvod – Asynchronní motory* [online]. Ostrava, únor 2007 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/Bakalarske_FS/prednasky/1_AM_FS.pdf. Podklady k přednáškám. VŠB - TU Ostrava, Fakulta elektrotechniky a informatiky, Katedra elektrotechniky.
- [51] Viskozita. *Wikipedia* [online]. 27.4.2014 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Viskozita>
- [52] *SKF* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.skf.com/>
- [53] CARLÉN, Hugo. Hot applications run longer with graphite. *EVOLUTION: Bussines and technology magazine from SKF* [online]. 2012 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://evolution.skf.com/hot-applications-run-longer-with-graphite/>
- [56] PROCHÁZKA, Josef. *Teplotní analýzy násuvné převodovky s využitím CAx metod.: Zkrácená verze* [online]. 1. vyd. Brno: VUT, 2004 [cit. 2014-05-03]. 32 s. ISBN 80-214-2688-8; ISSN 1213-4198. Dostupné z: http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=482. Ph.D. Thesis. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Doc. Ing. Dušan Kolář, CSc.
- [58] *Siemens: Motors* [online]. 2014 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.industry.siemens.com/drives/global/en/motor/pages/default.aspx>
- [59] *Thermis: Topná tělesa* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.thermis.cz/soubory/pdf/h3-topna-telesa-pro-ohrev-oleju.pdf>
- [60] *European Transmission Company B.V.: Hitex* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.europeantransmissioncompany.eu/en/brands/stromag/periflex-pna>
- [61] *Stromag Periflex эластичная муфта* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://motor-reduktor.com.ua/stromag-periflex>
- [62] *KTR CR - ROTEX: Hřídelová spojka ROTEX® Standard* [online]. 2014 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.spojky-ktr.cz/rotex-standard>
- [63] *CHINABASE: Rotex Coupling* [online]. 2007 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.power-transmissions.com/Coupling/rotex-Coupling.htm>
- [64] *RINGFEDER: Locking Devices* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.ringfeder.com/en/international/products/ringfeder/>
- [65] *BIBUS: Ringfeder* [online]. 2011 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.bibus.cz/cs/prehled-produktu/mechatronika/prenos-krouciciho-momentu/sverna-hridelova-spojeni/sverna-hridelova-spojeni-a-krouzky-ringfeder/>
- [66] *DIPOSTEL: Elément de serrage* [online]. 2014 [cit. 2014-05-03]. Dostupné z: <http://www.dipostel.fr/fr/industrie-serrage/element-de-serrage>

- [67] *RINGFEDER: Locking Assembly RINGFEDER RfN 7012* [online]. [cit. 2014-05-03].
Dostupné z:
<http://www.ringfeder.com/en/international/products/ringfeder/Product/?p=10062>
- [68] *Stüwe GmbH & Co. KG* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z:
<http://www.stuewe.de/en/startseite/index.php>
- [69] *REMA TIP TOP* [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z:
<http://www.rematiptopbelts.com/>

6.10 Obsah Compact Disku

soubory:

Petr Holý_diplomová práce_2014.pdf

Petr Holý_prezentace diplomové práce_2014.ppt

6.11 Seznam příloh

[A] Příloha – Kusovník

[B] Příloha – Tabulka parametrů ozubení

[C] Příloha – Výkres VS 017-101 sestavy převodovky ve svařovaném provedení – papír formátu A1 vložen v kapse na přílohy

[D] Příloha – Výkres sestavy PQ 304 druhého souhmotí pro převodový poměr $i=14$ - papír formátu A3 vložen v kapse na přílohy

[E] Příloha – Výrobní výkres Q 301čelního pastorku pro převodový poměr $i=14$ – papír formátu A3 vložen v kapse na přílohy

[F] Příloha – Přehled vlastností jednotlivých typů ložisek

[G] Příloha – Přehled vlastností jednotlivých těsnění

[H] Příloha – Výpočet pera a nalisovaného spoje

[I] Příloha – Výpočet a kontrola lícovaných šroubů

[J] Příloha – Datasheet pohonného motoru 1LA8453-6AB60

[K] Příloha – Zadání diplomové práce společností MKV ozubená kola, požadavky na práci

[L] Příloha – Zprávy o výpočtech ozubení

[M] Příloha – Zprávy o výpočtech hřídelů s ložisky

[N] Příloha – Zpráva o tepelně přípustných otáčkách ložiska 4 kuželového pastorku

KUSOVNÍK VÝKRESU SESTAVY PŘEVODOVKY - SVAŘOVANÉ PŘEVODNÍKOVÉ

KUSOVNÍK						
POZICE	ČÍSLO VÝKRESU	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS	NORMA	HMOTNOST
1	PQ 306	1	SESTAVA HRÍDELE 1			311,723 kg
2	PQ 304	1	SESTAVA HRÍDELE 2			963,767 kg
3	PQ 307	1	SESTAVA HRÍDELE 3			1721,236 kg
4	Q 308	2	VYMEZOVACÍ KROUŽEK LOŽISKA			1,184 kg
5	PQ 309	1	SESTAVA TĚLESA			4134,800 kg
6	Q 310	1	PŘÍLOŽKA			2,532 kg
7	PQ 311	1	SESTAVA REDUKCE ODVZDUŠŇOVAČE			0,022 kg
8		1	ZÁTKA			0,080 kg
9		2	TOPNÉ TĚLESO 500W			4,030 kg
10	Q 312	1	LABYRINTOVÉ VÍČKO VSTUPNÍ			15,405 kg
11	Q 313	1	KROUŽEK			1,145 kg
12	Q 314	1	ODSTRÍKOVACÍ KROUŽEK VSTUPNÍ			5,387 kg
13	Q 315	1	NAHLÍŽECÍ VÍKO			17,351 kg
14	PQ 316	1	SESTAVA NAHLÍŽECÍHO VÍKA			17,521 kg
15	Q 317	2	VYMEZOVACÍ KROUŽEK			5,534 kg
16		16	DIN EN ISO 4018 - M24x70	Šrouby se šestihrannou hlavou se závitem k hlavě. Výrobní třída C	DIN EN ISO 4018	0,380 kg
17		32	DIN EN ISO 4018 - M20x60	Šrouby se šestihrannou hlavou se závitem k hlavě. Výrobní třída C	DIN EN ISO 4018	0,224 kg
18		36	DIN EN ISO 4018 - M12x25	Šrouby se šestihrannou hlavou se závitem k hlavě. Výrobní třída C	DIN EN ISO 4018	0,039 kg
19		1	DIN 910 - G 1 A	Šroubová zátka	DIN 910	0,212 kg
20		2	DIN 910 - G 0,5 A	Šroubová zátka	DIN 910	0,075 kg
21		2	DIN 910 - M48 x 2	Šroubová zátka	DIN 910	0,396 kg
22		1	DIN 910 - M20 x 1,5	Šroubová zátka	DIN 910	0,071 kg
23		2	DIN 7603 - A48 x 55	Kroužkové těsnění	DIN 7603	0,008 kg
24		1	DIN 7603 - A20 x 24	Kroužkové těsnění	DIN 7603	0,002 kg
25		8	DIN 128 - A8	Pružná podložka	DIN 128	0,001 kg
26		8	DIN 933 - M8 x 16	Šestihranný šroub	DIN 933	0,012 kg
27		3	DIN 913 - M10 x 20	Stavěcí šroub s vnitřním šestihranem	DIN 913	0,011 kg
28		8	DIN 912 - M12 x 35	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912	0,050 kg
29		1	OLEJOZNAK M52x1,5			0,270 kg
30		3	DIN 933 - M10 x 12	Šestihranný šroub	DIN 933	0,019 kg
31		1	DIN 6885 - A 36 x 20 x 200	Těsné pero	DIN 6885	1,088 kg
32	Q 318	2	SLEPÉ VÍČKO			36,974 kg
33		1	ODVZDUŠŇOVAČ ELESA GANTER			0,202 kg
34	Q 319	1	LABYRINTOVÉ VÍČKO VÝSTUPNÍ			68,481 kg
35	Q 320	1	VÝSTUPNÍ VÍČKO SLEPÉ			76,958 kg
36	Q 321	1	ZASLEPOVACÍ PLECH			10,716 kg
37		1	MAGNETICKÁ ZÁTKA			0,121 kg

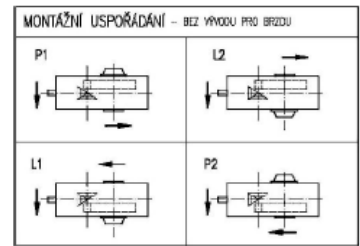
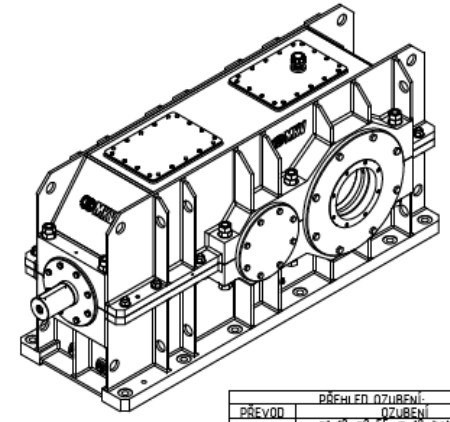
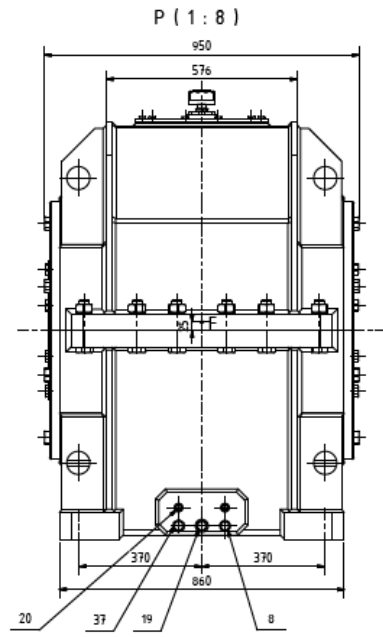
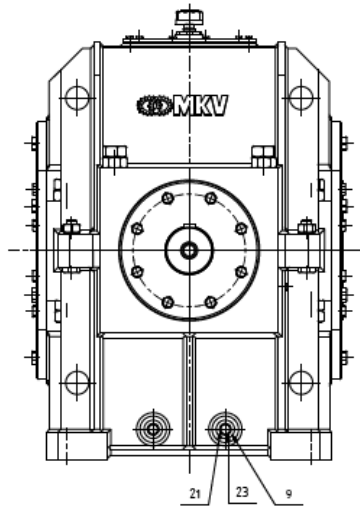
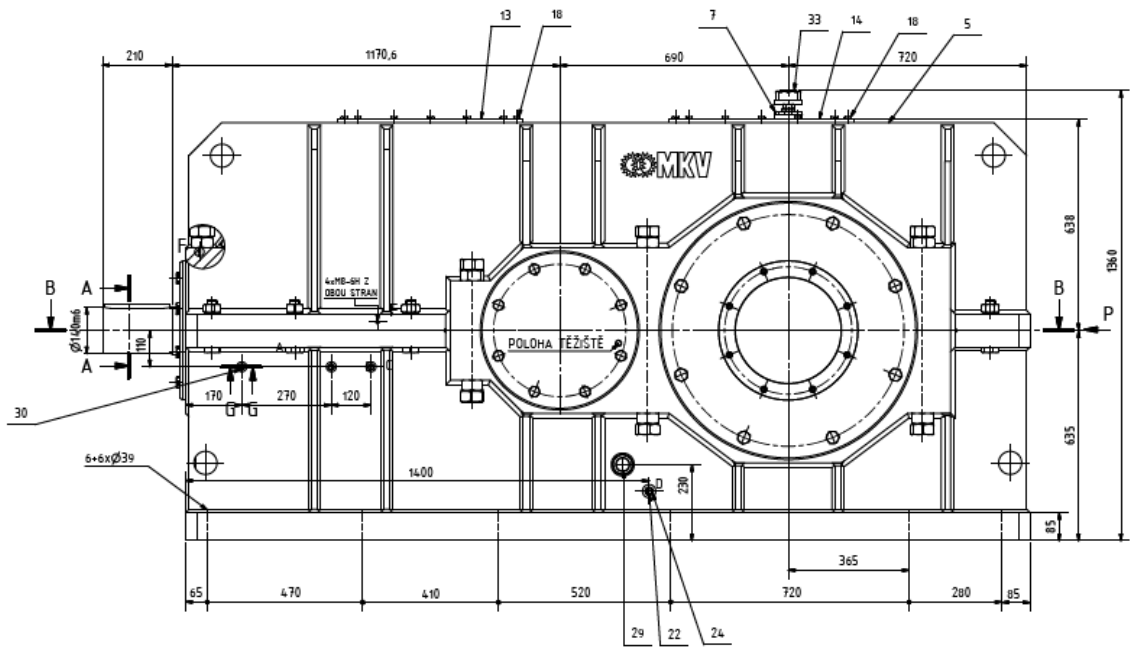
[A] Příloha – Kusovník

K=bezpečnost [-]	počet zubů	přev. poměr	n (ot/min)	M (kNm)	K paty k namáhání	K na tlak na bok z.	K proti odírání	tepelná ztráta (kW)	prům. hlavové kruž. (mm)	souč. trvání záběru	obvodová rychlost (m/s)
kuželové soukolí		4,583					2,83	4,286		2,29	
kuz. Pastorek	12		1000	6,089	1,80	1,14			230,85		12,09
kuz. Kolo	55		218	28	1,86	1,20			906,66		10,35
soukolí i=10		2,2					3,86	2,159		2,311	
pastorek	30		218	28	2,91	1,71			462,64		5,28
kolo	66		99	61	2,61	1,76			972,01		5,04
soukolí i=12		2,62					3,47	3,14		2,48	
pastorek	27		218	28	2,84	1,53			414,98		4,74
kolo	71		83	73	2,53	1,58			1020,93		4,44
soukolí i=14		3,08					3,28	3,696		2,452	
pastorek	24		218	28	2,58	1,40			374,01		4,27
kolo	74		70	86	2,29	1,45			1061,9		3,89
soukolí i=16		3,45					3,13	4,189		2,43	
pastorek	22		218	28	2,40	1,30			346,78		3,96
kolo	76		63	96,4	2,12	1,35			1089,13		3,59
soukolí i=18		3,9					2,94	4,825		2,403	
pastorek	20		218	28	2,21	1,20			319,63		3,65
kolo	78		56	108,8	1,93	1,25			1116,28		3,27
soukolí i=20		4,38					2,88	5,067		2,307	
pastorek	18		218	28	1,93	1,11			293,88		3,35
kolo	79		50	122,5	1,70	1,17			1141,92		2,99

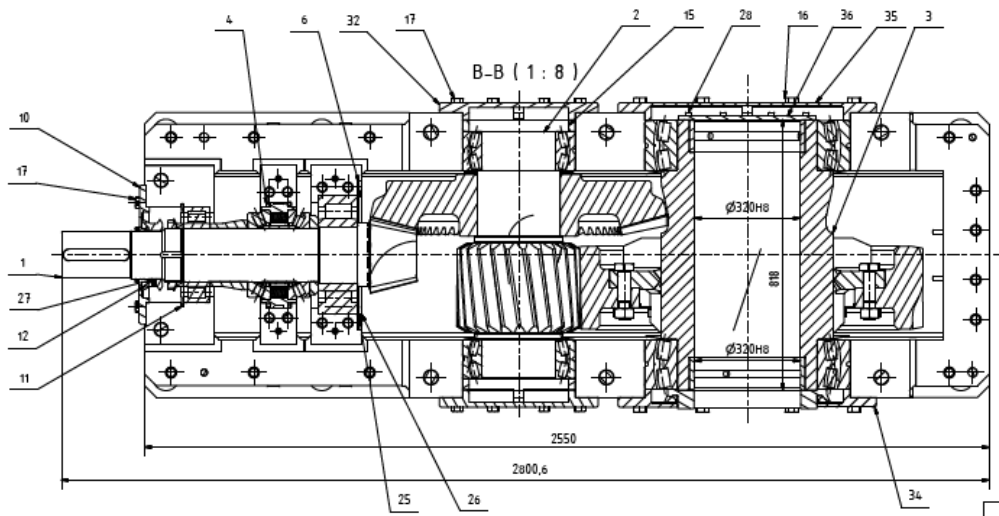
[B] Příloha – Tabulka parametrů ozubení

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



TECHNICKÉ POŽADAVKY:
 1. VŮLE V OZUBENÍ: KUŽ. SOUKOLÍ 0,20-0,30 mm
 ČELNÍ SOUKOLÍ 0,16-0,57 mm
 2. PÁSMO DOTYKU ZUBU ČELNÍHO SOUKOLÍ: 70% NA DĚLKU ZUBU
 50% NA VÝŠKU ZUBU
 3. PŘEVODOVKA PRACUJE: PŘI PODÉLNĚM SKLONU: MAX. 10° (VSTUP NÍŽE)
 MAX. 7° (VSTUP VÝŠE) - BEZ TOPNÝCH TĚLES
 MAX. 4,5° (VSTUP VÝŠE) - S TOPNÝMI TĚLESY
 PŘI PŘÍČNĚM SKLONU: MAX. ±3°
 4. SPOJOVACÍ ŠROUBY DĚLÍCÍ ROVINY I TRĚNĚ DOTÁHNOU
 TĚMITO UTAHOVACÍMI MOMENTY:
 M 20 - 157 Nm
 M 24 - 275 Nm
 M 30 - 1020 Nm
 M 36 - 1740 Nm
 M 42 - 2670 Nm

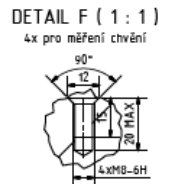
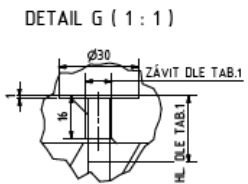
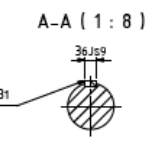


PŘEVOD	PŘEHLED OZUBENÍ
1.PŘEVOD	z1=12, z2=55, m=12, beta=30°, ozubení cementované, kalené, HPG m=14, beta=0°, ozubení pastorku cementované, kalené, broušené
2.PŘEVOD	ozubení kola povrchově kalené, broušené

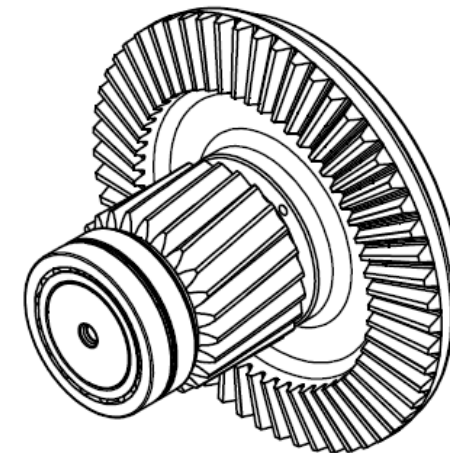
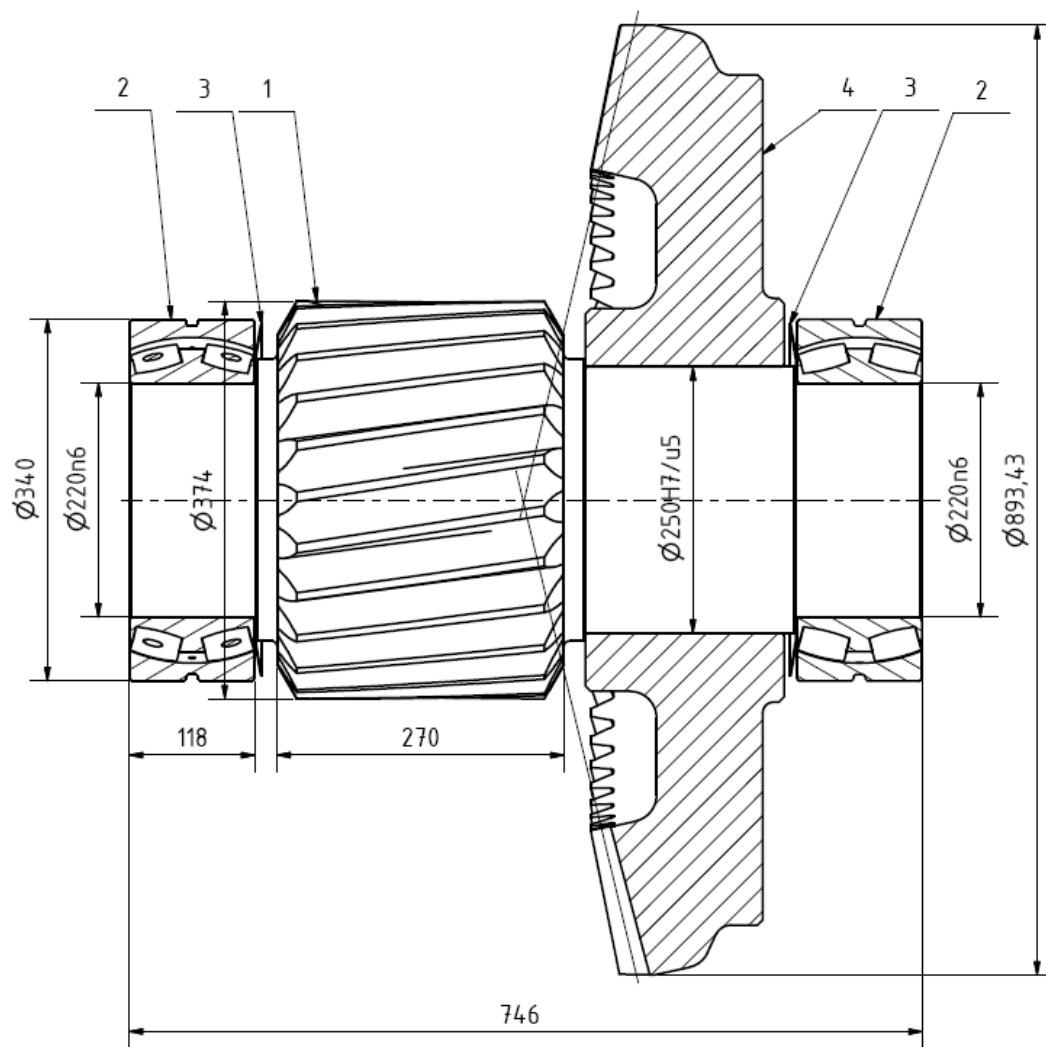
MÍSTO	HLoubKA	DIKRY	Typ ZÁVITU
A	50	M10x15	
B	50	M10x15	
C	110	M10x15	
D	PRŮCHOZÍ	M20x15	

HŘÍDEL	LOŽISKA
1.HŘÍDEL	1x NU 2232 ECMA, 2x 29332 E, 1x NU 2334 ECMA
2.HŘÍDEL	2x 24044 CC/w33
3.HŘÍDEL	2x 23084 CA/w33

PŘEVOD	i	10	12	14	16	18	20
VÝKON	P [kW]	93,05	12,05	14,53	15,83	17,85	20,11
VSTUP. OBROTĚ	n [min]	630	630	630	630	630	630
VÝSTUP. OBROTĚV	n [min]	1000	1000	1000	1000	1000	1000
TOK MOMENT VÝSTUPNÍ	M [Nm]	69,2	83	70,7	63,1	69,9	69,7
	M [Nm]	61,4	73,8	96	96,4	108,8	122,9
OLEJOVNA NAPLNĚN	Q [l]	150 VVG 220					
VISKOZITA OLEJE	mmc/s	1					
RUSOVNIK		KVS 017-101 F-10 KVS 017-101 F-12 KVS 017-101 F-14 KVS 017-101 F-16 KVS 017-101 F-18 KVS 017-101 F-20					
TECH. KODNÍ PŘEDPISY		104-000-00					



HMOTNOST 7430 kg			VS 017-101	1			
<table border="1"> <tr> <td>Číslo</td> <td>253.201</td> </tr> <tr> <td>Datum</td> <td>2017.05.07</td> </tr> </table>	Číslo				253.201	Datum	2017.05.07
Číslo	253.201						
Datum	2017.05.07						
Stav	1						



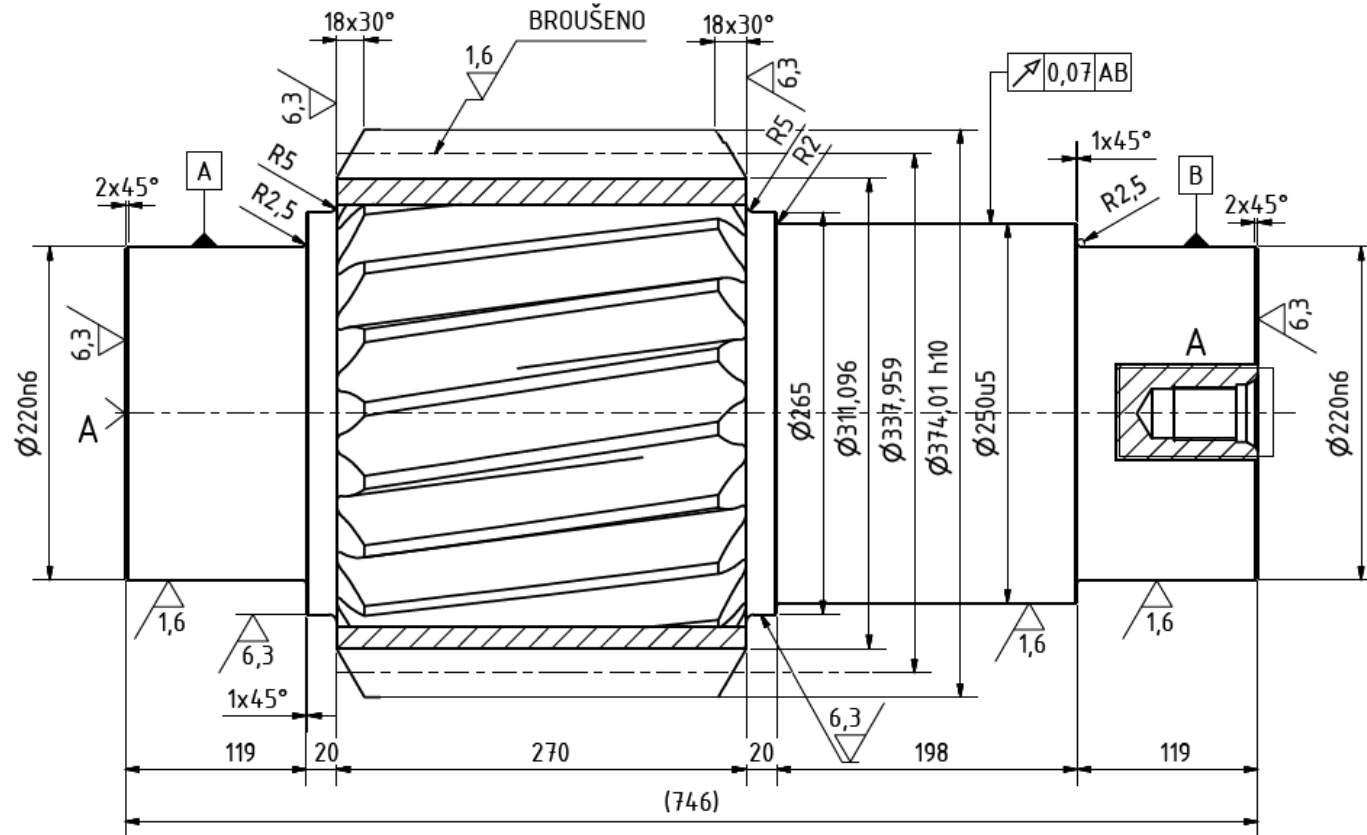
TECHNICKÉ POŽADAVKY:

1) KOLO NASLISOVAT NA HŘÍDEL PRI TEPLOTĚ 180°C

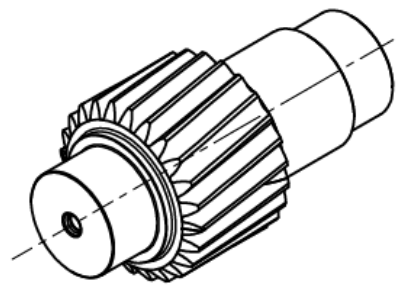
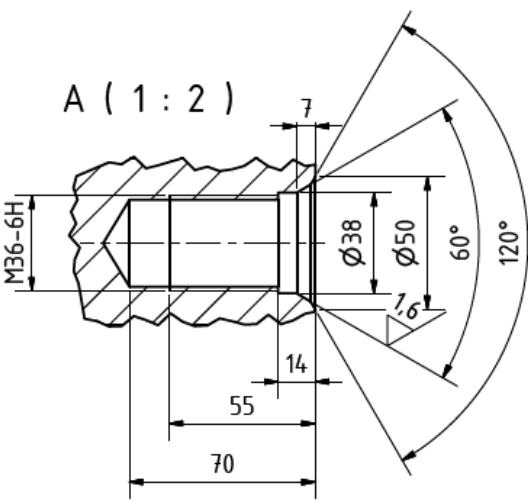
KUSOVNÍK

POZICE	ČÍSLO VÝKRESU	KS	POPIS, NORMA	HMOTNOST
4	Q 303	1	KUŽELOVÉ KOLO	532,083 kg
3	Q 302	2	ODSTŘIKOVACÍ KROUŽEK	0,357 kg
2		2	DIN 635 SKF - SKF 24044 CC/W33	36,423 kg
1	Q 301	1	ČELNÍ PASTOREK $i=14$	358,125 kg

		HMOTNOST 964 kg	
		1:5	
	Datum	Jméno	
	Návržen	9.5.2014 Petr Holý	
	Disponován		
	Norma		
PQ 304			1
			A3



Ozubení (ČELNÍ, KUŽELOVÉ)	ČELNÍ		
Zuby (PRÍMÉ, ŠIKMÉ, ŠÍPOVÉ...)	ŠIKMÉ		
Počet zubů	z = 24		
Náročj	Model	m = 14	
	Úhel profilu	$\alpha = 20^\circ$	
	penal	ČSN 014607	
Výška hlavy nástroje	$h_f = 1,25$		
Úhel odlohu boční křivky zuba	$f_{\alpha} = 8^\circ$		
Směr stožení boční křivky zuba	LEVÝ		
Jednotkové posunutí	x = 0,2426		
Jednotková změna tloušťky zuba	$x_s =$		
Stupeň přesnosti	ČSN 014602 7-6-G		
Křivčinai reznář	Tloušťka zuba na čtve	$s_c = 21,6$	
	Výška hlavy zuba nad čtvou	$h_a = 13,43$	
	Přes 4 zuby	W = 151,82	
	Přes vřetelky	M	
Model čelni	m = 14,1376		
Příměr základni hřeznice	$d_b = 318,472$		
Příměr přechodu svodveny do přech křivky	d		
Úhel odlohu boční křivky zuba na základním válci	$h_b =$		
Kolíční rozměry přes zuby	$F_{\alpha} =$		
Účtyka základní vřetelce	$f_{\alpha b} =$		
Účtyka profilu	$f_{\alpha} =$		
Rozdíl souosnic vřetelci	$f_{\alpha} =$		
Účtyka odlohu zuba	F		
Konstanta stoje	MD		
Číslo výpočtu			
Splazbijnjící kolo			
Číslo výkuru	Počet zubů	Vzděle- nost os 17r	Úhel os S
	74	690	0°



- TECHNICKÉ POŽADAVKY:**
- 1) ZUŠLECHTĚNO HB=250-285 PO OHRUBOVÁNÍ
 - 2) ZUBY CEMENTOVÁNY DO HL. 1,2-1,4 mm, KALENY HRC 55-60
 - 3) PO KALENÍ PROVEĎTE ZKOUŠKU OZUBENÍ NA TRHLINKY DLE ČSN 01 5015

		1: 3,5	17 CrNiMo6 DIN 1013	HMOTNOST 358kg
			VÝKOVEK	
			Q 301	1
				A3
Stav	Změny	Datum	Jméno	

VYTVORENO VE VYUKOVEM PRODUKTU SPOLECHNOSTI AUTODESK

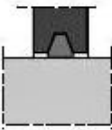
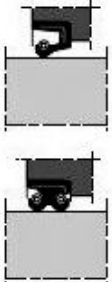


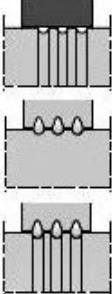

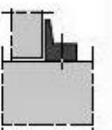
VYTVORENO VE VYUKOVEM PRODUKTU SPOLECHNOSTI AUTODESK



Types	Cross-section	Load capabilities radial			Load capabilities axial			Limiting speed of rotation			Permissible misalignment between shaft and housing	
		low	medium	good	low	medium	good	low	medium	good	low	good
Radial ball bearing		■	■		■			■	■	■	●	
Double-row radial ball bearing		■	■		■			■	■	■	●	
Angular-contact ball bearing		■			■			■	■	■	●	
4-point angular-contact ball bearing		■			■			■	■	■	●	
Double-row angular contact ball bearing		■			■			■	■	■	●	
TWINLINE angular contact ball bearing		■			■			■	■	■	●	
Double-row self-aligning ball bearing		■			■			■	■	■		●
Cylindrical roller bearing (1)		■			■			■	■	■	●	
Tapered roller bearing		■			■			■	■	■	●	
TWINLINE tapered roller bearing		■			■			■	■	■	●	
Double-row spherical roller bearing		■			■			■	■	■		●
Single-direction ball thrust bearing											●	
Spherical roller thrust bearing												●

(1) Types NJ and NUP accept low axial loads

[F] Příloha – Přehled vlastností jednotlivých typů ložisek

		Devices with friction				Devices without friction		
		Radial effect		Axial effect				
Type								
		Felt	Metal-plastic seal	Mechanical seal	Front-lip seal	Grooves	Labyrinth seal	Shield
Maximum linear speed (m/sec)		4	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Acrylic nitrile NBR: 15 ▶ Polyacrylate ACM: 18 ▶ Fluoroelastomer FKM: 20 	16	7			
Maximum service temperature °C (°F)		-40 +110 (-40) (+230)	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Acrylic nitrile NBR -30 (-22) +110 (230°) ▶ Polyacrylate ACM -10 (14) +170 (+338) ▶ Fluoroelastomer FKM -40 (-40) +200 (+392) 	-40 +150 (-40) (+302)	-40 +110 (-40) (+230)			
Maximum misalignment		0.01 rad 0.5°	0.01 rad 0.5°	0.01 rad 0.5°	0.02 rad 1°	0.001 rad 0.06°	0.001 rad 0.06°	0.001 rad 0.06°
Seal seat	Hardness	Min 30HRc or 300 HV	Min 40HRc or 450 HV	Seat integrated in seal				
	Surface condition (seating) (Ra max)	3.2 µm	0.8 µm		3.2 µm	0.8 µm (shaft)	0.8 µm (shaft)	
Particular points		<ul style="list-style-type: none"> ▶ Soak the felt in oil at 80°C (176°F) before fitting ▶ Standard grooves 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Provide a chamfer on the shaft to ease entry of the lips ▶ Grease seat and seals before fitting 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ This seal can withstand relatively high pressures 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ The use of fluoroelastomer seals increases the operating temperature capability and speed range 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ 3 grooves minimum ▶ Clearance between shaft and housing of 0.3 to 0.5 mm for Ø < 50 0.8 to 1.2 mm for Ø > 50 ▶ Axial clearance of 1 to 2 mm for Ø < 50 2 to 4 mm for Ø > 50 		
Applications		<ul style="list-style-type: none"> ▶ Split pillow blocks 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ General 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Fluid-tight 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Reinforced sealing against contaminants 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Precision component ▶ High speed ▶ Poorly contaminated environments 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Precision component ▶ High speed ▶ Poorly contaminated environments 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Used to reinforce another type of sealing against contamination ▶ Acts by centrifuging
Recommended lubrication		<ul style="list-style-type: none"> ▶ Grease 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Grease ▶ Oil 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Grease ▶ Oil 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Grease 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Grease ▶ Oil 		

[G] Příloha – Přehled vlastností jednotlivých těsnění

Výpočet pera : hřídel Ø140 mm

Zatížení:

Výkon P = 630 kW

Otáčky n = 988 1/min

Točivý moment Mk = 6089.132 Nm

Rozměry:

Počet per = 1

Koef. snížení únosnosti = 1

Průměr hřídele d = 140.00 mm

Pero 36x20

Činná délka pera L = 184 mm

Materiál: 150 MPa - Ocel (Rm=600 MPa)

Výsledky výpočtu:

Min dop. délka pera = 57.992 mm

Výsledný redukovaný tlak = 47.276 MPa

Pevnostní kontrola - Vyhovuje

Výpočet pera : hřídel Ø 120 mm

Zatížení:

Výkon P = 630 kW

Otáčky n = 988 1/min

Točivý moment Mk = 6089.132 Nm

Rozměry:

Počet per = 1

Koef. snížení únosnosti = 1

Průměr hřídele d = 120.00 mm

Pero 32x18

Činná délka pera L = 78 mm

Materiál: 150 MPa - Ocel (Rm=600 MPa)

Výsledky výpočtu:

Min dop. délka pera = 75.174 mm

Výsledný redukovaný tlak = 144.566 MPa

Pevnostní kontrola - Vyhovuje

Výpočet nalisovaného spoje : 1

Zatížení:

Požadovaný svěrný moment [Nm] = 27907

Souč.bezpečnosti = 3 -

Souč.oroštění = 4 -

Souč.sevření při lisování = 0.055 -

Koeficient sevření = 0.13 -

Souč.montážní vůle = 0.152 -

Materiál :	Náboj:	Hřídel:
Materiál součásti	Vlastní	Vlastní
Modul pružn.: 2.1×10^5 MPa	2.1×10^5 MPa	2.1×10^5 MPa
Dovolené namáhání:	1000 MPa	1000 MPa
Poissonovo číslo:	0.3 -	0.3 -
	při ohřevu:	při ochlazení:
Souč.tep. roztaž.	11×10^{-6} °C	-8.5×10^{-6} °C

Rozměry :	Náboj:	Hřídel:
Vnější průměr	380 mm	250 mm
Vnitřní průměr	250 mm	0 mm
Drsnost	1.6×10^{-6} m	1.6×10^{-6} m

Délka spáry = 183 mm

Uložení : H7/u5

Nejmenší možný účinný přesah = 0.238 mm

Největší možný účinný přesah = 0.304 mm

Nejmenší možný účinný přesah = 0.164 mm

Výsledky výpočtu:

	Minimální:	Maximální:
Lisovací síla:	424070.484 N	548354.018 N
Stykový tlak:	53.646 MPa	69.368 MPa
Zvětšení d2:	0.148 mm	0.192 mm
Zmenšení d3:	0 mm	0 mm

Max. vypočtený svěrný mom. = 41764.517 Nm

Max. vypočtená svěrná síla = 334116.139 N

Dovolený tlak v díře náboje = 317.689 MPa

Dovolený tlak na hřídeli = 1000 MPa

Minimální délka spáry = 122.28 mm

Teplota ohřevu náboje = 165.818 °C

Teplota ochlazení hřídele = -214.588 °C

[H] Příloha – Výpočet pera a nalisovaného spoje

Výpočet a kontrola lícovaných šroubů

součást	materiál	mez kluzu Re [MPa]	mez pevnosti Rm [MPa]
disk	ČSN 11 523.1	333	510
šroub	ČSN 13 240.6	540	780 - 930

$r = 370 \text{ mm} = 0,37 \text{ m}$ – poloměr na kterém jsou šrouby

$l_1 = 50 \text{ mm}$ – šířka plochy disku (nejmenší délka) = tloušťka disku

$\varnothing d_k = 38 \text{ mm}$ – průměr šroubu

$M_t = 122,5 \text{ kNm}$ – kroutící moment

$i = 8$ – počet šroubů

síla působící na 1 šroub:

$$F_k = \left(\frac{M_t}{r} \right) \div i = \left(\frac{122,5}{0,37} \right) \div 8 = 41,39 \text{ kN} = 41\,390 \text{ N}$$

Výpočet otláčení:

S – nejmenší styčná plocha šroubu a disku

p – otláčovací tlak na jeden šroub

$$S = d_k \cdot l_1 = 38 \cdot 50 = 1900 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F_k}{S} = \frac{41\,390}{1\,900} = 2\,178 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 21,78 \text{ MPa}$$

Kontrola otláčení:

$k = 15$

$$\sigma_{dov} = \frac{Re_{disku}}{k} = \frac{333}{15} = 22,2 \text{ MPa}$$

σ_{dov} – dovolené napětí

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov}$$
$$21,78 \leq 22,2 - \text{VYHOVUJE}$$

Výpočet střihu:

$$\tau_{MAX} = \frac{F_k}{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} = \frac{41\,390}{1134} = 36,49 \text{ MPa}$$

τ_{MAX} – smykové napětí

Kontrola střihu:

dle hypotézy Guest (τ_{MAX}) pro rovinnou napjatost platí:

$k = 7$

τ_{dov} – dovolené smykové napětí

σ_{dov} – dovolené napětí

$$\tau_{dov} = \sigma_{dov} / 2$$

$$\sigma_{dov} = \frac{Re_{disku}}{k} = \frac{540}{7} = 77,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{dov} = 77,1 / 2 = 38,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{MAX} \leq \tau_{dov}$$

$$36,49 \leq 38,5 - \text{VYHOVUJE}$$

[I] Příloha – Výpočet a kontrola lícovaných šroubů



Data sheet for three-phase motors

Ordering data: 1LA8453-6AB60

Client order no.:
Order no.:
Offer no.:
Remarks:

Item no.:
Consignment no.:
Project:

Electrical data:		General data:		
Type data:		Frame size	450	
Motor power P	630 kW	Method of cooling	IC411 - self ventilated open-circuit cooled	
Thermal class / utilisation	155(F) to 130(B)	Duty type	Line	
Rated motor voltage U D/Y	400/690 VD/Y 50 Hz	Type of construction	IM B3	
Frequency f	50 Hz	Degree of protection	IP55	
Speed n	993 1/min	Total weight	4000 kg	
Motor torque M	6059 Nm	Coating	Standard paint finish	
Current I	VD 1111 A	Color	RAL 7030	
	VY 644 A	Type of protection	none	
Ratings:		Standards/specifications	IEC, DIN, ISO, VDE, EN	
Rated motor power P _r	630 kW	Terminal box:		
Thermal class / utilisation	155(F) to 130(B)	Type of terminal box	1XB1 631	
Service factor	1.00	Max. cross-sectional area	240 mm ²	
Rated motor speed n _r	993 1/min	Contact screw thread	M16	
Rated motor torque M _r	6059 Nm	Cable diameter from ... to ...	56,0 ... 68,5	
Rated motor current I _r	VD 1111 A	Cable entry	4 x M80x2 + 2 x M25x1,5	
Starting / rated motor current	6,50	Special design:		
Breakdown-/rated motor torque M _b /M _r	2,60			
Starting / rated motor torque	2,00			
IE Efficiency class in acc. to 60034-30	none			
Partial load P/P _r				
	5/4	4/4	3/4	2/4
Efficiency η in % in acc. to IEC 60034-2-1	95,9 %	96,3 %	96,4 %	96,2 %
Power factor cos φ	0,85	0,85	0,80	0,72
Mechanical data:				
Moment of inertia J _{tot}	35,0 kg*m ²			
Rotor winding material	Al			
Bearing design	Roller bearing			
DE/NDE bearing design	6226 C3 / 6226 C3			
Direction of rotation				
Relubrication interval/quantity	6000 h / 40 g			
Environmental conditions:				
Coolant temperature K _v	40 °C			
Installation altitude	1.000 m			

Technical data are subject to change! There may be discrepancies between calculated and rating plate values.

generated: 12.01.2014 11:03:02

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra konstruování strojů

Akad. rok: 2013/2014

PŘÍLOHA ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Bc. Petr Holý
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Téma diplomové práce:

Konstrukční návrh kuželočelní převodovky o výkonu 630 kW

Zadané parametry:

- dva převodové stupně (jeden kuželový a jeden čelní), jedna převodová rychlost (bez řazení)
- maximální rozměry: výška 1730 mm
šířka 1474 mm
délka vstupní víčko-osa výstupního hřídele 1930 mm
délka osa výstupního hřídele-konec skříně 900 mm
- maximální hmotnost 11 000kg (ideálně do 8 000kg)
- rozměr vstupního hřídele Ø120 m6 nebo Ø140 m6 – délka 210 mm
- rozměr výstupního hřídele uzpůsobit připojení Ringfeder kroužků 260x325 RFN 7012, ponechat možnost úprav pro jiné typy připojení
- možnost pravého i levého výstupu pro oba směry otáčení (P1, L1, P2, L2)
- vstupní parametry: 630 kW, 6089 Nm, 988-1000 ot/min
- požadovaný převodový poměr do pomala v řadě: $i=10, 12, 14, 16, 18, 20$
- výpočtová životnost ozubení 100 000 hodin
- teplota provozního prostředí -30°C až 40°C

Požadované výstupy:

- návrh převodů a přenosových prvků
- návrh a kontrola ozubení a ložisek
- provedení rámu: svařenec i odlitek – požadavek na zachování přenosových částí převodovky při změně skříně
- tvorba modelů, sestav
- výkres sestavení, kusovník
- možnost vložení topných těles
- jednoduché, ekonomické a komplexní řešení

V Plzni dne

.....

MKV ozubená kola s.r.o

[K] Příloha – Zadání diplomové práce, požadavky na práci

PŘÍLOHA [C]

**Výkres VS 017-101 sestavy převodovky ve svařovaném provedení
– papír formátu A1 vložen v kapse na přílohy**

PŘÍLOHA [D]

Výkres sestavy PQ 304 druhého souhmotí pro převodový poměr $i=14$ - papír formátu A3 vložen v kapse na přílohy

PŘÍLOHA [E]

**Výrobní výkres Q301 čelního pastorku pro převodový poměr $i=14$
– papír formátu A3 vložen v kapse na přílohy**

PŘÍLOHA [L]

Zprávy o výpočtech ozubení

BEVEL-GEAR-CALCULATION (BEVEL-GEAR-PAIR)

Drawing or article number:
Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0

Calculation method Bevel gear ISO 10300:2001, Method B
Geometry calculation according ISO 23509:2006, method 3

Uniform depth, fig 3 (Klingelnberg)
(ISO 10300-1,-2,-3:2001)
Manufacture process: grinded/hard toothed
Spiral toothing
Face hobbing
Number of cutter blade groups [z0] 5.00
Facing head tip diameter (mm) [rc0] 300.00

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Power (kW)	[P]		630.00
Speed (1/min)	[n]	1000.0	218.2
Rotation direction, wheel 1, viewed on cone tip:		left	
Torque (Nm)	[T]	6016.1	27573.6
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Application factor	[KA]		2.00
Required service life	[H]		100000.00

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Offset (Center dist.) (mm)	[a]		0.000
Axis angle (°)	[Sigma]		90.000
Normal module (in middle) (mm)	[mmn]		12.0000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.000
Helix angle in the middle (°)	[betm]		30.0000
Hand of gear		left	right
Number of teeth	[z]	12	55
Facewidth (mm)	[b]	145.00	145.00
Assumed and measured contact pattern width (mm)	[be]	123.25	123.25
be/b = 0.850			
Accuracy grade	[Q-ISO17485]	6	6
Internal diameter gearbody (mm)	[di]	0.00	0.00
Pitch apex to front of gear blank (mm)	[yi]	0.00	0.00
Pitch apex to back of gear blank (mm)	[yo]	0.00	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 1 -----	----- GEAR 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Yield point (N/mm ²)	[sigs]	850.00	850.00
Material treatment 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
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Tool or reference profile of gear 1 :
Reference profile 1.25 / 0.30 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil B
Dedendum coefficient [hFP*] 1.250
Root radius factor [rhofP*] 0.300
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 / 0.30 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil B

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.300
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 (module)	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)			
	[rofP*]	0.300	0.300
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:

Tip relief (µm)	none (only running-in)		
	[Ca]	2.0	2.0

No modification at tip circle

Lubrication type	oil bath lubrication	
Type of oil	Oil: ISO-VG 220	
Lubricant base	Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm²/s)	[nu40]	220.00
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm²/s)	[nu100]	17.50
FZG-Test A/8.3/90 step	[FZGtestA]	12
Specific density at 15 °C (kg/dm³)	[roOil]	0.895
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----	
Overall transmission ratio	[itot]		-4.583	
Gear ratio	[u]		4.583	
Helix angle outside (°)	[bete]	40.658	40.658	
Helix angle in the middle (°)	[betm]	30.000	30.000	
Helix angle in inside (°)	[beti]	18.726	18.726	
Pinion offset angle in axial plane (°)	[zetm]		0.000	
Pinion offset angle in pitch plane (°)	[zetmp]		0.000	
Offset in pitch plane (mm)	[ap]		0.000	
Normal module outside (mm)	[men]		12.4657	
Transverse module outside (mm)	[met]	16.4322	16.4322	
Normal module (in middle) (mm)	[mmn]		12.0000	
Transverse module middle (mm)	[mmt]	13.8564	13.8564	
Normal module inside (mm)	[min]		10.6835	
Transverse module inside (mm)	[mit]	11.2806	11.2806	
Sum of profile shift coefficients	[xhm1+xhm2]		0.0000	
Profile shift coefficient	[xhm]	0.4358	-0.4358	
Undercut boundary	[xhmin]	0.0355	-21.2620	
Tooth thickness modification factor	[xsmn]	0.0000	-0.0000	
Reference diameter Outside (mm)	[de]	197.186	903.770	
Tip diameter outside (mm)	[dae]	230.854	906.656	
Root diameter Outside (mm)	[dfe]	178.095	895.145	
Reference diameter Middle (mm)	[dm]	166.277	762.102	
Tip diameter Middle (mm)	[dam]	199.945	764.989	
Root diameter Middle (mm)	[dfm]	147.186	753.478	
Reference diameter Inside (mm)	[di]	135.368	620.435	
Tip diameter Inside (mm)	[dai]	169.036	623.321	
Root diameter Inside (mm)	[dfi]	116.277	611.810	
Addendum (mm)	[hae]	17.230	6.770	
	(mm)	[ham]	17.230	6.770
	(mm)	[hai]	17.230	6.770
Dedendum (mm)	[hfe]	9.770	20.230	
	(mm)	[hfm]	9.770	20.230
	(mm)	[hfi]	9.770	20.230
Tooth height (mm)	[he]	27.000	27.000	
	(mm)	[hm]	27.000	27.000
	(mm)	[hi]	27.000	27.000

Working depth (mm)	[whe]	24.000	
(mm)	[whm]	24.000	
(mm)	[whi]	24.000	
Tip clearance (mm)	[ce]	3.000	3.000
(mm)	[cm]	3.000	3.000
(mm)	[ci]	3.000	3.000
Length of reference cone outside (mm)	[Re]	462.515	462.515
Length of reference cone middle (mm)	[Rm]	390.015	390.015
Length of reference cone inside (mm)	[Ri]	317.515	317.515
Reference cone angle (°)	[delta]	12.308	77.692
Additional angles (°):	[dela]	12.308	77.692
	[thea=dela-delta]	0.000	0.000
	[delf]	12.308	77.692
	[thef=delta-delf]	0.000	0.000
Distance along axis to crossing point (mm)	[txo]	448.212	91.979
(mm)	[txi]	306.545	61.069
Distance apex to crossing point (mm)	[tz]	-0.000	-0.000
(mm)	[tzF]	80.829	6.929
(mm)	[tzR]	-45.833	-20.706
Distance in axial direction to the cone tip (mm)	[ye]	451.885	98.593
(mm)	[yae]	448.212	91.979
(mm)	[yai]	306.545	61.069
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.000	3.000
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	3.000 / 3.010	3.000 / 3.010
Overlap ratio, ISO 23509:2006 (B.8)	[epsb]		1.893
***** Virtual spur gear toothing *****			
Pressure angle at normal section (°)	[alfnv]	20.000	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alftv]	22.796	
Base helix angle (°)	[betbv]	28.024	
Virtual centre distance (mm)	[av]	1872.665	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwtv]	22.796	
Number of teeth	[zv]	12.282	258.014
Gear ratio	[uv]	21.007	
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.000	3.000
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	3.000 / 3.010	3.000 / 3.010
Reference diameter (mm)	[dv]	170.189	3575.141
Base diameter (mm)	[dbv]	156.895	3295.890
Tip diameter (mm)	[dav]	204.649	3588.681
Tip form diameter (mm)	[dFav]	204.649	3588.681
Operating pitch diameter (mm)	[dwv]	170.189	3575.141
Root diameter (mm)	[dfv]	150.649	3534.681
Active root diameter (mm)	[dNfv]	159.998	3550.293
Root form diameter (mm)	[dFfv]	159.328	3540.439
Virtual gear no. of teeth	[znv]	18.200	382.330
Maximum sliding speed at tip (m/s)	[vga]	3.508	1.853
Pitch on reference circle (mm)	[ptv]		43.531
Base pitch (mm)	[pbtv]		40.131
Transverse pitch on contact-path (mm)	[petv]		40.131
Length of path of contact (mm)	[gav]		50.019
Virtual cylindrical gear (ISO 10300:2001, Annex A):			
Referenced to facewidth	[bveff]	145.000	
Transverse contact ratio	[epsva]	1.246	
Overlap ratio	[epsvb]	1.923	
Total contact ratio	[epsvb]	2.292	
Auxiliary values for the tooth flank:			
Distance from center (mm)	[ft, fm, fr]	35.426	0.000 -35.426
Length of contact line (mm)	[lbt, lbm, lbr]	43.616	89.336 43.616
Contact area (mm ²)	[At, Am, Ar]	6.328	70.164 6.328
Fractions of line load (%)	[flct, flcm, flcr]	7.640	84.719 7.640
Auxiliary values for the tooth root:			
Distance from center (mm)	[ft, fm, fr]	35.426	0.000 -35.426
Length of contact line (mm)	[lbt, lbm, lbr]	43.616	89.336 43.616
Angle of contact lines (°)	[betB]		11.170
Characteristic values for sizing	[Re2/b2]	3.190	
	[b2/mmn]	12.083	

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Fmt]	72361.9	72361.9
	Drive side		
Axial force (N)	[Fa]	47300.8	20807.3
Radial force (N)	[Fr]	20807.3	47300.8
Normal force (N)	[Fnorm]	88918.8	88918.8

Axial force (%)	[Fa/Ft]	65.367	28.754
Radial force (%)	[Fr/Ft]	28.754	65.367
Remarks:			
Forces if rotation goes in opposite direction (coast side):			
Axial force (N)	[Fa]	-34335.1	38618.8
Radial force (N)	[Fr]	38618.8	-34335.1
Normal force (N)	[Fnorm]	88918.8	88918.8
Axial force (%)	[Fa/Ft]	-47.449	53.369
Radial force (%)	[Fr/Ft]	53.369	-47.449
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)	[w]	587.11	
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	8.71	8.71
Singular tooth stiffness (N/mm*µm)	[c']	14.00	
Meshing stiffness (N/mm*µm)	[cg]	20.00	
Single pitch deviation (µm)	[fp]	18.00	22.00
Running-in value y.a (µm)	[ya]	1.65	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.092	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	11739	
Under critical range - reference speed	[N]	0.085	
Dynamic factor	[KV]	1.03	
Facing head tip diameter (mm)	[rc0]	300.00	
Coefficient	[KF0]	1.06	
Bearing application factor	[KHbbe]	1.25	
Face load factor - flank	[KHb]	1.88	
- Tooth root	[KFb]	1.77	
- Scuffing	[KBb]	1.88	
Transverse load factor - flank	[KHa]	1.00	
- Tooth root	[KFa]	1.00	
- Scuffing	[KBa]	1.00	
Helical load factor scuffing	[Kbg]	1.00	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	6000.000	1309.091

3. TOOTH ROOT STRENGTH

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Calculation of Tooth form coefficients according method: B1 (ISO 10300:2001, Part 3)			
(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)			
Manufacture process: hobbing			
Tooth form factor	[YF]	2.30	2.14
Stress correction factor	[YS]	1.82	1.96
Bending lever arm (mm)	[hF]	24.23	23.22
Working angle (grd)	[alfh]	34.44	20.33
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	25.81	27.93
Tooth root radius (mm)	[roF]	4.60	4.45
(hF* = 2.019/1.935 sFn* = 2.151/2.327 roF* = 0.383/0.371)			
Contact ratio factor	[Yeps]		0.63
Load distribution coefficient	[YLS]		0.85
Effective facewidth (mm)	[b]	145.00	145.00
Bevel gear factor (root)	[YK]		1.096
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	100.83	100.96
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	366.60	367.08
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[Ydrel]	1.003	1.006
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.930	0.930
Finite life factor	[YNT]	0.859	0.885
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress-Correction-Factor reference gear Y-st	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	658.96	681.34
Permissible tooth root stress (N/mm ²) [sigFP=sigFG/SFmin]		470.69	486.67
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.80	1.86

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Zone factor	[ZH]		2.22
Elasticity coefficient (N.5/mm)	[ZE]	189.81	
Load distribution coefficient	[ZLS]	0.920	
Helix angle factor	[Zbet]	0.931	
Bevel gear factor (flank)	[ZK]	0.800	

Medium length of contact lines (mm)	[lbm]	89.34	
Projected m. length of contact lines (mm)	[lbm']	78.86	
Effective facewidth (mm)	[b=lbm]	89.34	
Mid-zone factor	[ZM-B]	0.905	
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]	584.50	
Effective flank pressure (N/mm ²)	[sigH]	1146.46	
Lubrication factor	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor	[ZV]	0.996	0.996
Roughness factor	[ZR]	0.996	0.996
Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.863	0.905
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1311.12	1373.80
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1311.12	1373.80
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety for surface pressure on flank	[SH=sigHG/sigH]	1.14	1.20

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Calculation method according to
ISO TR 13989:2000

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.000	
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)			
	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	49.90	
Effective facewidth (mm)	[beff]	123.250	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	2258.739	
(Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 2258.739)			
Pressure angle factor (eps1: 0.816, eps2: 0.431)	[Xalfbet]	0.992	
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.830	
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	111.54	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	88.39	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	348.87	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	0.977	
[Gamma.A]= -0.524 [Gamma.E]= 0.993			
Highest contact temp. (°C)	[theB]	320.41	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.000	
Load sharing factor	[XGam]	0.962	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	41.68	
Coefficient of friction	[mym]	0.062	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]	1.114	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	88.23	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	26.05	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	360.78	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.310	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	41.68	
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.046	
Geometry factor	[XBE]	0.415	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.668	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	127.31	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	2.834	
Safety referring to transferred torque	[SSL]	5.074	

6. ALLOWANCES FOR TOOTH THICKNESS

	----- GEAR 1 ----- GEAR 2 -----
Tooth thickness deviation	ISO 23509:2006 Q4-7 (Ta ISO 23509:2006 Q4-7 (Ta
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i] -0.130 / -0.195 -0.130 / -0.195

The following data apply on the middle of the facewidth:

Tooth thickness (chordal) in pitch diameter (mm)	[smnc]	22.616	15.042
(mm)	[smnc.e/i]	22.487 / 22.422	14.912 / 14.847
Reference chordal height from dam (mm)	[hamc]	17.804	6.773
Circumferential backlash (mm)	[jmt]	0.450 / 0.300	
(mm)	[jet]	0.534 / 0.356	
Normal backlash (mm)	[jmn]	0.366 / 0.244	
(mm)	[jen]	0.381 / 0.254	

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According to			
ISO 17485:2006:			
Accuracy grade	[Q-ISO17485]	6	6
(Diameter (mm))	[dT]	181.31	758.82)
Single pitch deviation (µm)	[fpT]	18.00	22.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	54.00	83.00
Concentricity deviation (µm)	[FrT]	43.00	67.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)			
	[fisTmax/fisTmin]	45.00/6.50	45.00/6.50
(fisTmax, fisTmin: ISO 17485:2006, Table B1, q=2)			
Total tangential composite deviation (µm)			
	[FisT]	99.00	128.00

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

10. ADDITIONAL DATA

Input data for calculating the gear measurements according to			
			ISO 23509:2006
Data of type 1 (according to table 3,			
			ISO 23509:2006):
xhml= 0.4358 khap= 1.0000 khfp= 1.2500 xsmn= 0.0000			
Data of type 2 (according to table 3,			
			ISO 23509:2006):
cham= 0.2821 kd= 2.0000 kc= 0.1250 kt= 0.0000			
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.048
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.657
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]		4.924
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.218)
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	35.106	112.509

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
- KV, KHb, KHa according to method B
- KHb, KFb according method C
- Ydrel, YR according to method B1
- ZL, ZV, ZR according to method B

End report lines: 469

----- KISSsoft - Release 03-2012F -----
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

----- File -----
Name : i10 primy prevod a690mm
Changed by : pholy on: 24.04.2014 at: 08:10:07

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:
Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	630.000	
Speed (1/min)	[n]	200.0	90.9
Torque (Nm)	[T]	30080.3	66176.6
Application factor	[KA]	2.00	
Required service life	[H]	100000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to
ISO 21771:2007)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	690.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	14.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	8.0000	
Number of teeth	[z]	30	66
Facewidth (mm)	[b]	270.00	250.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	7
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	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 1 -----	----- GEAR 2 --
Surface hardness		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 ²)			
	[sigFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)			
	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	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

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile (module)	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:

Tip relief (µm)	none (only running-in) [Ca]	2.0	2.0
-----------------	--------------------------------	-----	-----

Lubrication type

Type of oil	oil bath lubrication	
Lubricant base	Oil: ISO-VG 220	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu40]	220.00
FZG test A/8.3/90 ([nu100]	17.50
ISO 14635-1:2006)	[FZGtestA]	12
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.895
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Overall transmission ratio	[itot]	-2.200	
Gear ratio	[u]	2.200	
Transverse module (mm)	[mt]	14.138	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	20.181	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	22.615	
	[alfwt.e/i]	22.623 / 22.607	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	22.411	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	8.133	
Base helix angle (°)	[betab]	7.515	
Reference centre distance (mm)	[ad]	678.604	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.8619	
Profile shift coefficient	[x]	0.4234	0.4385
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.8790	1.8900
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.671	-0.671
Reference diameter (mm)	[d]	424.128	933.081
Base diameter (mm)	[db]	398.090	875.798
Tip diameter (mm)	[da]	462.640	972.017
(mm)	[da.e/i]	462.640 / 462.630	972.017 / 972.007
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[hK]	0.000	0.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	462.640	972.017
(mm)	[dFa.e/i]	462.640 / 462.630	972.017 / 972.007
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	462.640 / 462.630	972.017 / 972.007
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	431.250	948.750
(mm)	[dw.e/i]	431.275 / 431.225	948.805 / 948.695
Root diameter (mm)	[df]	400.982	910.359
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4106 / 0.4047	0.4214 / 0.4135
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	400.625 / 400.460	909.879 / 909.659
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.500	3.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	3.896 / 3.701	3.806 / 3.639
Active root diameter (mm)	[dNf]	412.746	924.133
(mm)	[dNf.e/i]	412.807 / 412.691	924.206 / 924.067
Root form diameter (mm)	[dFf]	410.341	918.357
(mm)	[dFf.e/i]	410.091 / 409.976	917.938 / 917.748
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	1.415 / 1.300	3.229 / 3.064
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP**x)]	19.256	19.468
(mm)	[ha.e/i]	19.256 / 19.251	19.468 / 19.463
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP**-x)]	11.573	11.361
(mm)	[hf.e/i]	11.751 / 11.834	11.601 / 11.711
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	33.925 / 33.922	27.585 / 27.584
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	33.925 / 33.922	27.585 / 27.584
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	15.723 / 15.660	19.311 / 19.283
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	14.174 / 14.106	17.987 / 17.945
Tooth height (mm)	[H]	30.829	30.829
Virtual gear no. of teeth	[zn]	30.822	67.808
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[san]	9.351	10.781
(mm)	[san.e/i]	9.215 / 9.144	10.604 / 10.516
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[efn]	10.868	9.831
(mm)	[efn.e/i]	10.940 / 10.974	9.862 / 9.876
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.064	0.866

Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.431	0.431
Specific sliding at the root	[zetaaf]	-0.758	-0.758
Sliding factor on tip	[Kga]	0.236	0.192
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.192	-0.236
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		44.415
Base pitch (mm)	[pbt]		41.688
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		41.688
Lead height (mm)	[pz]	9480.775	20857.706
Axial pitch (mm)	[px]		316.026
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	63.351	(63.455 / 63.225)
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	54.505 (54.401/54.621)	210.829 (210.829/210.818)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	76.168 (76.168/76.158)	189.167 (189.063/189.280)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	82.917 (82.885/82.950)	182.418 (182.346/182.489)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	96.193 (96.089/96.309)	169.141 (169.141/169.130)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	117.856 (117.856/117.846)	147.479 (147.375/147.593)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	265.335	(265.231 / 265.439)
Diameter of single contact point B (mm)			
	[d-B]	426.242 (426.242/426.235)	954.022 (953.939/954.112)
Diameter of single contact point D (mm)			
	[d-D]	442.140 (442.050/442.241)	938.859 (938.859/938.851)
Addendum contact ratio	[eps]	0.838 (0.839/ 0.837)	0.682 (0.683/ 0.680)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		351.210
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.520
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.522 / 1.519 / 1.517	
Overlap ratio	[eps_b]		0.791
Total contact ratio	[eps_g]		2.311
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	2.313 / 2.310 / 2.308	

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

	----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)		
	[Ft]	141845.5
Axial force (N)	[Fa]	19935.1
Radial force (N)	[Fr]	52134.9
Normal force (N)	[Fnorm]	152432.2
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)		
	[w]	567.38
Only as information: Forces at operating pitch circle:		
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	139502.8
Axial force (N)	[Faw]	19935.1
Radial force (N)	[Frw]	58113.3
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	4.44
Running-in value (µm)	[yp]	1.6
Running-in value (µm)	[yf]	2.1
Correction coefficient	[CM]	0.800
Gear body coefficient	[CR]	1.000
Reference profile coefficient	[CBS]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	15.242
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]	21.182
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	18.005
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.55546
Resonance speed (min-1)	[nE1]	1966
Nominal speed (-)	[N]	0.102
Subcritical range		
Running-in value (µm)	[ya]	2.1
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	540.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	54.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	270.000
Load according to figure 16, ISO 6336-1:2006[-]		4
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)		
Coefficient K' according figure 13, ISO 6336-1:2006 [K']		-1.00
Without support effect		
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]	9.78
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	5.49
Tooth without tooth trace modification Position of Contact pattern: favorable from production tolerances (µm)	[fma*B2]	27.46
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]	11.50
Running-in value (µm)	[yb]	1.7
Dynamic factor	[KV]	1.032
Face load factor - flank	[KHb]	1.075
- Tooth root	[KFb]	1.066
- Scuffing	[KBb]	1.075

Transverse load factor - flank	[KH _a]		1.086
- Tooth root	[KF _a]		1.086
- Scuffing	[KB _a]		1.086
Helical load factor scuffing	[K _{βg}]		1.183
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	1200.000	545.455

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B
(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Tooth form factor	[YF]	1.18	1.23
Stress correction factor	[YS]	2.27	2.30
Working angle (°)	[alfFen]	22.86	21.96
Bending lever arm (mm)	[hF]	14.01	15.35
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	31.25	32.19
Tooth root radius (mm)	[roF]	6.05	5.75
(hF* = 1.001/1.097 sFn* = 2.232/2.300 roF* = 0.432/0.411 dsFn = 405.86/915.51 alfsFn = 30.00/30.00)			
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000
Helical load factor	[Ybet]		0.947
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.000	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	270.00	250.00
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	95.55	108.44
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	228.07	258.85
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	1.001	1.003
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.910	0.910
Finite life factor	[YNT]	0.887	0.901
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.773	0.787
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	664.56	676.47
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	474.68	483.19
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	2.91	2.61
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1311.25	1176.01

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.324
Elasticity coefficient (N ^{.5} /mm)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.833
Helix angle factor	[Zbet]		1.005
Effective facewidth (mm)	[beff]		250.00
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]		514.96
Surface pressure at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		799.15
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.01	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sigH]	803.25	799.15
Lubrication factor	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor	[ZV]	0.979	0.979
Roughness factor	[ZR]	1.009	1.009
Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.907	0.929
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.914	0.937
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1371.44	1405.01
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sigHP=sigHG/SHmin]		1371.44	1405.01
Safety for surface pressure at operating pitch circle	[SHw]	1.72	1.76
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1836.48	1947.35
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigH]	1.71	1.76
(Safety regarding nominal torque)	[(SHBD)^2]	2.92	3.09

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

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]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	53.57	
Effective facewidth (mm)	[beff]	250.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	1366.430	
(Kbg = 1.183, wBt*Kbg = 1616.243)			
Pressure angle factor (eps1: 0.838, eps2: 0.682)	[Xalfbet]	1.014	
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.830	
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	79.74	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	20.73	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	348.87	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	-0.343	
[Gamma.A]= -0.343 [Gamma.E]= 0.421			
Highest contact temp. (°C)	[theB]	128.12	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.093	
Load sharing factor	[XGam]	0.814	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	41.68	
Coefficient of friction	[mym]	0.057	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]	4.798	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	77.50	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	10.71	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	360.78	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.259	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	41.68	
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.040	
Geometry factor	[XBE]	0.212	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.088	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	93.56	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	3.856	
Safety referring to transferred torque	[SSL]	12.341	

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
		DIN 3967:1978 cd25	DIN 3967:1978 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.130 / -0.190	-0.175 / -0.255
Number of teeth spanned	[k]	5.000	9.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	196.088	368.811
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	195.965 / 195.909	368.646 / 368.571
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	442.956	948.984
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	25.768	24.469
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	28.000	25.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	239.925	490.546
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]	239.795 / 239.735	490.339 / 490.244
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	439.112	945.941
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	479.851	981.092
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	479.590 / 479.470	980.678 / 980.488

Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	479.851	981.092
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	479.590 / 479.470	980.678 / 980.488
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	26.290	26.457
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	26.160 / 26.100	26.282 / 26.202
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	19.654	19.650
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	26.306	26.460
(mm)	[sn.e/i]	26.176 / 26.116	26.285 / 26.205
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	689.624	/689.450
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.376	/ -0.550
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.040	/ -0.040
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.033	/ -0.033
Radial clearance (mm)	[j_r]	0.590	/ 0.336
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.490	/ 0.280
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0602	/0.0344
Normal backlash (mm)	[j_n]	0.456	/ 0.260

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According to			
ISO 1328:1995:			
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	7
Single pitch deviation (µm)	[fpt]	14.00	22.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]	14.00	21.00
Cumulative circular pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8]	26.00	52.00
Profile form deviation (µm)	[ffa]	18.00	28.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	15.00	23.00
Total profile deviation (µm)	[Fa]	23.00	36.00
Helix form deviation (µm)	[ffb]	18.00	23.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	18.00	23.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	25.00	32.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	50.00	90.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	40.00	72.00
Total radial composite deviation (µm)	[Fi"]	101.00	158.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi"]	60.00	85.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi']	74.00	127.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi']	24.00	37.00
Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality 6)			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	23.76	(Fb=22.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	47.52	

8. ADDITIONAL DATA

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	209.8	1015.4
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.040
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.655
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]		2.480
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.606)
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	355.387	1452.579
Total weight (kg)	[Mass]		1807.966
Moment of inertia (System referenced to wheel 1):			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	7.20121	150.61147
System ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]		38.31928

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..
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1 / (\cos(\beta))^{0.5}$
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
KHa, KFa according to method B

End report

lines: 502

----- KISSsoft - Release 03-2012F -----
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

----- File -----
Name : i12 primy prevod a690mm
Changed by : pholy on: 24.04.2014 at: 08:14:36

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:
Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	630.000	
Speed (1/min)	[n]	200.0	76.1
Torque (Nm)	[T]	30080.3	79100.0
Application factor	[KA]	2.00	
Required service life	[H]	100000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to
ISO 21771:2007)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	690.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	14.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	8.0000	
Number of teeth	[z]	27	71
Facewidth (mm)	[b]	270.00	250.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	7
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	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 1 -----	----- GEAR 2 --
Surface hardness		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 ²)			
	[sigFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)			
	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	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

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile (module)	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:

Tip relief (µm)	none (only running-in) [Ca]	2.0	2.0
-----------------	--------------------------------	-----	-----

Lubrication type	oil bath lubrication	
Type of oil	Oil: ISO-VG 220	
Lubricant base	Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	220.00
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	17.50
FZG test A/8.3/90 (ISO 14635-1:2006)	[FZGtestA]	12
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.895
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Overall transmission ratio	[itot]	-2.630	
Gear ratio	[u]	2.630	
Transverse module (mm)	[mt]	14.138	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	20.181	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	19.552	
	[alfwt.e/i]	19.561 / 19.543	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	19.377	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	7.969	
Base helix angle (°)	[betab]	7.515	
Reference centre distance (mm)	[ad]	692.742	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	-0.1929	
Profile shift coefficient	[x]	0.1910	-0.3839
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.7098	1.2914
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.041	-0.041
Reference diameter (mm)	[d]	381.715	1003.769
Base diameter (mm)	[db]	358.281	942.146
Tip diameter (mm)	[da]	414.980	1020.938
(mm)	[da.e/i]	414.980 / 414.970	1020.938 / 1020.928
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[hK]	0.000	0.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	414.980	1020.938
(mm)	[dFa.e/i]	414.980 / 414.970	1020.938 / 1020.928
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	414.980 / 414.970	1020.938 / 1020.928
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	380.204	999.796
(mm)	[dw.e/i]	380.226 / 380.182	999.854 / 999.738
Root diameter (mm)	[df]	352.062	958.020
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.1782 / 0.1723	-0.4074 / -0.4172
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	351.704 / 351.539	957.361 / 957.086
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.500	3.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	4.012 / 3.790	3.806 / 3.639
Active root diameter (mm)	[dNf]	364.779	975.381
(mm)	[dNf.e/i]	364.829 / 364.734	975.448 / 975.319
Root form diameter (mm)	[dFf]	364.313	970.762
(mm)	[dFf.e/i]	364.127 / 364.042	970.303 / 970.113
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.393 / 0.303	2.668 / 2.508
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP**x)]	16.632	8.585
(mm)	[ha.e/i]	16.632 / 16.627	8.585 / 8.580
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP**-x)]	14.827	22.874
(mm)	[hf.e/i]	15.005 / 15.088	23.204 / 23.341
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	33.485 / 33.482	23.917 / 23.916
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	33.485 / 33.482	23.917 / 23.916
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	11.004 / 10.923	15.368 / 15.338
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	10.393 / 10.316	14.112 / 14.064
Tooth height (mm)	[H]	31.459	31.459
Virtual gear no. of teeth	[zn]	27.740	72.945
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[san]	9.483	11.648
(mm)	[san.e/i]	9.348 / 9.277	11.408 / 11.302
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[efn]	0.000	12.135
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	12.236 / 12.279
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.187	0.848

Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.542	0.542
Specific sliding at the root	[zetaaf]	-1.182	-1.181
Sliding factor on tip	[Kga]	0.298	0.213
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.213	-0.298
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		44.415
Base pitch (mm)	[pbt]		41.688
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		41.688
Lead height (mm)	[pz]	8532.698	22437.835
Axial pitch (mm)	[px]		316.026
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	70.421	(70.540 / 70.278)
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	34.273 (34.153/34.405)	196.644 (196.644/196.631)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	63.005 (63.005/62.996)	167.911 (167.791/168.040)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	63.620 (63.587/63.653)	167.297 (167.210/167.383)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	75.961 (75.841/76.093)	154.956 (154.956/154.943)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	104.693 (104.693/104.683)	126.223 (126.103/126.352)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	230.916	(230.797 / 231.036)
Diameter of single contact point B (mm)			
	[d-B]	379.795 (379.795/379.788)	1000.208 (1000.128/1000.295)
Diameter of single contact point D (mm)			
	[d-D]	389.160 (389.066/389.263)	991.809 (991.809/991.801)
Addendum contact ratio	[eps]	0.985 (0.986/ 0.984)	0.704 (0.706/ 0.702)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		405.271
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.689
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.692	/ 1.689 / 1.686
Overlap ratio	[eps_b]		0.791
Total contact ratio	[eps_g]		2.480
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	2.483	/ 2.480 / 2.477

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

	----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)		
	[Ft]	157606.1
Axial force (N)	[Fa]	22150.1
Radial force (N)	[Fr]	57927.7
Normal force (N)	[Fnorm]	169369.2
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)		
	[w]	630.42
Only as information: Forces at operating pitch circle:		
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	158232.3
Axial force (N)	[Faw]	22150.1
Radial force (N)	[Frw]	56194.5
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	4.00
Running-in value (µm)	[yp]	1.7
Running-in value (µm)	[yf]	2.3
Correction coefficient	[CM]	0.800
Gear body coefficient	[CR]	1.000
Reference profile coefficient	[CBS]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	13.591
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgal]	20.617
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	17.524
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.44828
Resonance speed (min-1)	[nE1]	2399
Nominal speed (-)	[N]	0.083
Subcritical range		
Running-in value (µm)	[ya]	2.3
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	540.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	54.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	270.000
Load according to figure 16, ISO 6336-1:2006[-]		4
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)		
Coefficient K' according figure 13, ISO 6336-1:2006 [K']		-1.00
Without support effect		
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]	10.20
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	5.08
Tooth without tooth trace modification Position of Contact pattern: favorable from production tolerances (µm)	[fma*B2]	28.30
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]	12.00
Running-in value (µm)	[yb]	1.8
Dynamic factor	[KV]	1.022
Face load factor - flank	[KHb]	1.069
- Tooth root	[KFb]	1.060
- Scuffing	[KBb]	1.069

Transverse load factor - flank	[KH _a]		1.088
- Tooth root	[KF _a]		1.088
- Scuffing	[KB _a]		1.088
Helical load factor scuffing	[K _{bg}]		1.220
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	1200.000	456.338

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B
(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Tooth form factor	[YF]	1.15	1.39
Stress correction factor	[YS]	2.17	1.90
Working angle (°)	[alfFen]	19.44	18.27
Bending lever arm (mm)	[hF]	12.16	14.65
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	29.81	29.88
Tooth root radius (mm)	[roF]	6.92	8.18
(hF* = 0.869/1.046 sFn* = 2.129/2.135 roF* = 0.494/0.584 dsFn = 357.28/964.29 alfsFn = 30.00/30.00)			
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000
Helical load factor	[Ybet]		0.947
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.000	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	270.00	250.00
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	98.89	112.59
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	233.01	265.29
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.997	0.993
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.910	0.910
Finite life factor	[YNT]	0.887	0.904
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.770	0.782
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	661.81	672.46
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	472.72	480.33
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	2.84	2.53
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1278.12	1140.69

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.517
Elasticity coefficient (N ^{.5} /mm)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.793
Helix angle factor	[Zbet]		1.005
Effective facewidth (mm)	[beff]		250.00
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]		575.10
Surface pressure at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		886.51
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sigH]	887.07	886.51
Lubrication factor	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor	[ZV]	0.977	0.977
Roughness factor	[ZR]	1.003	1.003
Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.907	0.934
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.907	0.934
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1360.48	1401.43
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sigHP=sigHG/SHmin]		1360.48	1401.43
Safety for surface pressure at operating pitch circle	[SHw]	1.53	1.58
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1481.88	1574.43
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigH]	1.53	1.58
(Safety regarding nominal torque)	[(SHBD)^2]	2.35	2.50

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

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]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]		61.16
Effective facewidth (mm)	[beff]		250.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]		1498.018
(Kbg = 1.220, wBt*Kbg = 1827.614)			
Pressure angle factor (eps1: 0.985, eps2: 0.704)	[Xalfbet]		0.969
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]		0.830
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]		83.72
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]		29.20
Scuffing temperature (°C)	[theS]		348.87
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]		0.646
[Gamma.A]= -0.461 [Gamma.E]= 0.646			
Highest contact temp. (°C)	[theB]		154.48
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]		50.058
Approach factor	[XJ]		1.000
Load sharing factor	[XGam]		0.732
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]		41.68
Coefficient of friction	[mym]		0.064
Required safety	[SBmin]		2.000
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]		3.301
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]		1.000
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]		80.83
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]		15.48
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]		360.78
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]		50.058
Running-in factor (well run in)	[XE]		1.000
Contact ratio factor	[Xeps]		0.228
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]		41.68
Averaged coefficient of friction	[mym]		0.047
Geometry factor	[XBE]		0.299
Meshing factor	[XQ]		1.000
Tip relief factor	[XCa]		1.106
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]		104.05
Required safety	[SSmin]		1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]		3.467
Safety referring to transferred torque	[SSL]		8.540

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
		DIN 3967:1978 cd25	DIN 3967:1978 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.130 / -0.190	-0.240 / -0.340
Number of teeth spanned	[k]	4.000	8.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	151.927	320.613
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	151.805 / 151.749	320.388 / 320.294
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	388.597	994.235
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	24.746	23.252
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	25.000	25.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	211.291	515.341
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]	211.149 / 211.083	515.015 / 514.879
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	387.174	996.543
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	421.909	1030.435
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	421.625 / 421.494	1029.784 / 1029.511

Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	422.582	1030.681
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	422.297 / 422.166	1030.030 / 1029.757
Dimensions over 3 rolls without clearance (mm)	[Md3R]	422.582	1030.681
Actual dimensions over 3 rolls (mm)	[Md3R.e/i]	422.297 / 422.166	1030.030 / 1029.757
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	23.922	18.078
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	23.792 / 23.732	17.838 / 17.738
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	16.998	8.662
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	23.937	18.079
(mm)	[sn.e/i]	23.807 / 23.747	17.839 / 17.739
Backlash free center distance (mm) [aControl.e/i]		689.475 / 689.246	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.525 / -0.754	
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.040 / -0.040	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.028 / -0.028	
Radial clearance (mm)	[jr]	0.794 / 0.485	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.562 / 0.344	
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0641 / 0.0392	
Normal backlash (mm)	[jn]	0.523 / 0.320	

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According to			
ISO 1328:1995:			
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	7
Single pitch deviation (µm)	[fpt]	14.00	24.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]	14.00	23.00
Cumulative circular pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8]	26.00	54.00
Profile form deviation (µm)	[ffa]	18.00	31.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	15.00	25.00
Total profile deviation (µm)	[Fa]	23.00	40.00
Helix form deviation (µm)	[ffb]	18.00	24.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	18.00	24.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	25.00	33.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	50.00	111.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	40.00	88.00
Total radial composite deviation (µm)	[Fi"]	101.00	166.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi"]	60.00	85.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi']	73.00	148.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi']	23.00	38.00
Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality 6)			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	25.92 (Fb=24.00)	
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	51.84	

8. ADDITIONAL DATA

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	165.4	1143.8
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.045
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.915
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]		3.607
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.428)
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	285.936	1602.472
Total weight (kg)	[Mass]	1888.408	
Moment of inertia (System referenced to wheel 1):			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	4.47994	183.91788
System ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	31.07707	

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..
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1 / (\cos(\beta))^{0.5}$
- Details of calculation method:
 - cg according to method B
 - KV according to method B
 - KHb, KFb according method C
 - fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
 - KHa, KFa according to method B

End report

lines: 505

KISSsoft - Release 03-2012F
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File
Name : i14 primy prevod a690mm
Changed by : pholy on: 24.04.2014 at: 08:15:56

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:
Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	630.000	
Speed (1/min)	[n]	200.0	64.9
Torque (Nm)	[T]	30080.3	92747.5
Application factor	[KA]	2.00	
Required service life	[H]	100000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to
ISO 21771:2007)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	690.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	14.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	8.0000	
Number of teeth	[z]	24	74
Facewidth (mm)	[b]	270.00	250.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	7
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	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 1 -----	GEAR 2 --
Surface hardness		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 ²)	[sigFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	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

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile (module)	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:

Tip relief (µm)	none (only running-in) [Ca]	2.0	2.0
-----------------	--------------------------------	-----	-----

Lubrication type

Type of oil	oil bath lubrication	
Lubricant base	Oil: ISO-VG 220	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu40]	220.00
FZG test A/8.3/90 ([nu100]	17.50
ISO 14635-1:2006)	[FZGtestA]	12
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.895
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Overall transmission ratio	[itot]		-3.083
Gear ratio	[u]		3.083
Transverse module (mm)	[mt]		14.138
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]		20.181
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]		19.552
	[alfwt.e/i]	19.561 / 19.543	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]		19.377
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]		7.969
Base helix angle (°)	[betab]		7.515
Reference centre distance (mm)	[ad]		692.742
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]		-0.1929
Profile shift coefficient	[x]	0.2426	-0.4356
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.7474	1.2537
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.041	-0.041
Reference diameter (mm)	[d]	339.302	1046.181
Base diameter (mm)	[db]	318.472	981.955
Tip diameter (mm)	[da]	374.014	1061.903
(mm)	[da.e/i]	374.014 / 374.004	1061.903 / 1061.893
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[hK]	0.000	0.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	374.014	1061.903
(mm)	[dFa.e/i]	374.014 / 374.004	1061.903 / 1061.893
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	374.014 / 374.004	1061.903 / 1061.893
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	337.959	1042.041
(mm)	[dw.e/i]	337.979 / 337.940	1042.101 / 1041.980
Root diameter (mm)	[df]	311.096	998.985
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.2299 / 0.2240	-0.4591 / -0.4689
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	310.739 / 310.574	998.326 / 998.051
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.500	3.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	4.012 / 3.790	3.806 / 3.639
Active root diameter (mm)	[dNf]	323.639	1017.271
(mm)	[dNf.e/i]	323.686 / 323.597	1017.338 / 1017.209
Root form diameter (mm)	[dFf]	323.287	1011.913
(mm)	[dFf.e/i]	323.110 / 323.030	1011.453 / 1011.263
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.328 / 0.243	3.038 / 2.878
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP**x)]	17.356	7.861
(mm)	[ha.e/i]	17.356 / 17.351	7.861 / 7.856
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP**-x)]	14.103	23.598
(mm)	[hf.e/i]	14.282 / 14.364	23.928 / 24.065
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	35.283 / 35.280	23.586 / 23.585
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	35.283 / 35.280	23.586 / 23.585
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	10.411 / 10.320	15.519 / 15.490
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	9.814 / 9.728	14.149 / 14.103
Tooth height (mm)	[H]	31.459	31.459
Virtual gear no. of teeth	[zn]	24.658	76.028
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[san]	8.978	11.697
(mm)	[san.e/i]	8.840 / 8.769	11.457 / 11.352
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[efn]	0.000	12.200
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	12.300 / 12.343
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.151	0.770

Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.561	0.561
Specific sliding at the root	[zetaf]	-1.276	-1.276
Sliding factor on tip	[Kga]	0.325	0.217
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.217	-0.325
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		44.415
Base pitch (mm)	[pbt]		41.688
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		41.688
Lead height (mm)	[pz]	7584.620	23385.913
Axial pitch (mm)	[px]		316.026
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	69.258	(69.378 / 69.116)
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	28.801(28.681/28.933)	202.116(202.116/202.102)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	56.371(56.371/56.361)	174.545(174.426/174.674)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	56.551(56.522/56.580)	174.365(174.275/174.456)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	70.489(70.369/70.621)	160.428(160.428/160.415)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	98.059(98.059/98.049)	132.857(132.738/132.987)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	230.916	(230.797 / 231.036)
Diameter of single contact point B (mm)			
	[d-B]	337.839(337.839/337.833)	1042.161(1042.081/1042.248)
Diameter of single contact point D (mm)			
	[d-D]	348.280(348.183/348.387)	1033.046(1033.046/1033.038)
Addendum contact ratio	[eps]	0.996(0.996/ 0.995)	0.666(0.668/ 0.663)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		396.382
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.661
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.664	/ 1.661 / 1.658
Overlap ratio	[eps_b]		0.791
Total contact ratio	[eps_g]		2.452
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	2.455	/ 2.452 / 2.449

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)			
	[Ft]	177306.8	
Axial force (N)	[Fa]	24918.8	
Radial force (N)	[Fr]	65168.6	
Normal force (N)	[Fnorm]	190540.3	
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)			
	[w]	709.23	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	178011.3	
Axial force (N)	[Faw]	24918.8	
Radial force (N)	[Frw]	63218.8	
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	3.55	
Running-in value (µm)	[yp]	1.7	
Running-in value (µm)	[yf]	2.3	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient	[CR]	1.000	
Reference profile coefficient	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	13.521	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]	20.228	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	17.194	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.37402	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	2926	
Nominal speed (-)	[N]	0.068	
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]	2.3	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	540.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	54.000	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	270.000	
Load according to figure 16, ISO 6336-1:2006[-]		4	
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)			
Coefficient K' according figure 13, ISO 6336-1:2006 [K']		-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]	10.20	
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	6.63	
Tooth without tooth trace modification Position of Contact pattern: favorable from production tolerances (µm)	[fma*B2]	28.30	
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]	12.00	
Running-in value (µm)	[yb]	1.8	
Dynamic factor	[KV]	1.017	
Face load factor - flank	[KHb]	1.061	
- Tooth root	[KFb]	1.053	
- Scuffing	[KBb]	1.061	

Transverse load factor - flank	[KH _a]		1.065
- Tooth root	[KF _a]		1.065
- Scuffing	[KB _a]		1.065
Helical load factor scuffing	[K _{βg}]		1.215
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	1200.000	389.189

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B
(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Tooth form factor	[YF]	1.16	1.45
Stress correction factor	[YS]	2.19	1.86
Working angle (°)	[alfFen]	19.94	18.29
Bending lever arm (mm)	[hF]	12.21	15.16
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	29.78	29.81
Tooth root radius (mm)	[roF]	6.78	8.32
(hF* = 0.872/1.083 sFn* = 2.127/2.130 roF* = 0.484/0.594 dsFn = 316.15/1005.33 alfsFn = 30.00/30.00)			
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000
Helical load factor	[Ybet]		0.947
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.000	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	270.00	250.00
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	112.38	129.22
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	256.28	294.69
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.997	0.993
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.910	0.910
Finite life factor	[YNT]	0.887	0.907
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.770	0.784
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	662.09	674.36
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	472.92	481.69
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	2.58	2.29
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1162.57	1029.77

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.517
Elasticity coefficient (N ^{.5} /mm)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.799
Helix angle factor	[Zbet]		1.005
Effective facewidth (mm)	[beff]		250.00
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]		638.65
Surface pressure at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		968.02
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sigH]	968.24	968.02
Lubrication factor	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor	[ZV]	0.975	0.975
Roughness factor	[ZR]	1.001	1.001
Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.907	0.939
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.903	0.935
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1354.28	1401.87
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sigHP=sigHG/SHmin]		1354.28	1401.87
Safety for surface pressure at operating pitch circle	[SHw]	1.40	1.45
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1232.51	1321.26
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigH]	1.40	1.45
(Safety regarding nominal torque)	[(SHBD)^2]	1.96	2.10

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

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]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]		70.12
Effective facewidth (mm)	[beff]		250.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]		1629.409
(Kbg = 1.215, wBt*Kbg = 1979.271)			
Pressure angle factor (eps1: 0.996, eps2: 0.666)	[Xalfbet]		0.969
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]		0.830
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]		85.92
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]		33.88
Scuffing temperature (°C)	[theS]		348.87
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]		0.722
[Gamma.A]= -0.491 [Gamma.E]= 0.734			
Highest contact temp. (°C)	[theB]		162.08
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]		50.058
Approach factor	[XJ]		1.000
Load sharing factor	[XGam]		0.677
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]		41.68
Coefficient of friction	[mym]		0.067
Required safety	[SBmin]		2.000
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]		3.029
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]		1.000
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]		82.70
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]		18.14
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]		360.78
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]		50.058
Running-in factor (well run in)	[XE]		1.000
Contact ratio factor	[Xeps]		0.230
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]		41.68
Averaged coefficient of friction	[mym]		0.051
Geometry factor	[XBE]		0.322
Meshing factor	[XQ]		1.000
Tip relief factor	[XCa]		1.104
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]		109.90
Required safety	[SSmin]		1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]		3.283
Safety referring to transferred torque	[SSL]		7.287

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
		DIN 3967:1978 cd25	DIN 3967:1978 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.130 / -0.190	-0.240 / -0.340
Number of teeth spanned	[k]	4.000	8.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	151.817	320.723
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	151.695 / 151.639	320.498 / 320.404
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	352.184	1032.070
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	25.230	23.240
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	28.000	25.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	195.320	535.830
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]	195.191 / 195.132	535.500 / 535.363
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	349.937	1037.593
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	390.641	1071.660
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	390.383 / 390.264	1071.001 / 1070.725

Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	390.641	1071.660
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	390.383 / 390.264	1071.001 / 1070.725
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	24.444	17.551
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	24.314 / 24.254	17.311 / 17.211
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	17.786	7.931
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	24.464	17.552
(mm)	[sn.e/i]	24.334 / 24.274	17.312 / 17.212
Backlash free center distance (mm) [aControl.e/i]		689.475 / 689.246	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.525 / -0.754	
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.040 / -0.040	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.028 / -0.028	
Radial clearance (mm)	[j_r]	0.794 / 0.485	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.562 / 0.344	
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0615 / 0.0377	
Normal backlash (mm)	[j_n]	0.523 / 0.320	

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According to			
ISO 1328:1995:			
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	7
Single pitch deviation (µm)	[fpt]	14.00	24.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]	14.00	23.00
Cumulative circular pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8]	26.00	56.00
Profile form deviation (µm)	[ffa]	18.00	31.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	15.00	25.00
Total profile deviation (µm)	[Fa]	23.00	40.00
Helix form deviation (µm)	[ffb]	18.00	24.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	18.00	24.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	25.00	33.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	50.00	111.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	40.00	88.00
Total radial composite deviation (µm)	[Fi"]	101.00	168.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi"]	60.00	85.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi']	73.00	149.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi']	23.00	38.00
Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality 6)			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	25.92 (Fb=24.00)	
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	51.84	

8. ADDITIONAL DATA

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	128.2	1219.1
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.050
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.931
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]		4.246
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.326)
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	232.269	1733.651
Total weight (kg)	[Mass]		1965.920
Moment of inertia (System referenced to wheel 1):			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	2.85049	216.33359
System ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	25.60581	

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..
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1 / (\cos(\beta))^{0.5}$
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
KHa, KFa according to method B

End report

lines: 502

----- KISSsoft - Release 03-2012F -----
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

----- File -----
Name : i16 primy prevod a690mm
Changed by : pholy on: 24.04.2014 at: 08:20:40

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:
Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	630.000	
Speed (1/min)	[n]	200.0	57.9
Torque (Nm)	[T]	30080.3	103913.7
Application factor	[KA]	2.00	
Required service life	[H]	100000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to
ISO 21771:2007)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	690.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	14.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	8.0000	
Number of teeth	[z]	22	76
Facewidth (mm)	[b]	270.00	250.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	7
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	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 1 -----	----- GEAR 2 --
Surface hardness		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 ²)			
	[sigFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)			
	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	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
Summary of reference profile gears:			
Dedendum reference profile (module)	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:			
Tip relief (µm)	none (only running-in) [Ca]	2.0	2.0
Lubrication type		oil bath lubrication	
Type of oil		Oil: ISO-VG 220	
Lubricant base		Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	220.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	17.50	
FZG test A/8.3/90 (ISO 14635-1:2006)	[FZGtestA]	12	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.895	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	
		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Overall transmission ratio	[itot]	-3.455	
Gear ratio	[u]	3.455	
Transverse module (mm)	[mt]	14.138	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	20.181	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	19.552	
	[alfwt.e/i]	19.561 / 19.543	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	19.377	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	7.969	
Base helix angle (°)	[betab]	7.515	
Reference centre distance (mm)	[ad]	692.742	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	-0.1929	
Profile shift coefficient	[x]	0.2799	-0.4728
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.7745	1.2266
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.041	-0.041
Reference diameter (mm)	[d]	311.027	1074.457
Base diameter (mm)	[db]	291.933	1008.494
Tip diameter (mm)	[da]	346.781	1089.136
(mm)	[da.e/i]	346.781 / 346.771	1089.136 / 1089.126
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[hK]	0.000	0.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	346.781	1089.136
(mm)	[dFa.e/i]	346.781 / 346.771	1089.136 / 1089.126
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	346.781 / 346.771	1089.136 / 1089.126
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	309.796	1070.204
(mm)	[dw.e/i]	309.814 / 309.778	1070.266 / 1070.142
Root diameter (mm)	[df]	283.863	1026.218
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.2671 / 0.2612	-0.4964 / -0.5062
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	283.506 / 283.341	1025.559 / 1025.284
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.500	3.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	4.012 / 3.790	3.806 / 3.639
Active root diameter (mm)	[dNf]	296.276	1045.228
(mm)	[dNf.e/i]	296.322 / 296.236	1045.295 / 1045.165
Root form diameter (mm)	[dFf]	295.992	1039.293
(mm)	[dFf.e/i]	295.823 / 295.746	1038.833 / 1038.642
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.288 / 0.206	3.327 / 3.166
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP**x)]	17.877	7.340
(mm)	[ha.e/i]	17.877 / 17.872	7.340 / 7.335
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP**-x)]	13.582	24.119
(mm)	[hf.e/i]	13.760 / 13.843	24.449 / 24.586
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	36.735 / 36.731	23.366 / 23.365
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	36.735 / 36.731	23.366 / 23.365
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	9.973 / 9.874	15.619 / 15.591
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	9.385 / 9.291	14.159 / 14.114
Tooth height (mm)	[H]	31.459	31.459
Virtual gear no. of teeth	[zn]	22.603	78.082
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[san]	8.554	11.726
(mm)	[san.e/i]	8.415 / 8.343	11.487 / 11.382
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[efn]	0.000	12.256
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	12.356 / 12.398
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.127	0.717

Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.575	0.575
Specific sliding at the root	[zetaf]	-1.355	-1.354
Sliding factor on tip	[Kga]	0.348	0.221
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.221	-0.348
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		44.415
Base pitch (mm)	[pbt]		41.688
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		41.688
Lead height (mm)	[pz]	6952.569	24017.964
Axial pitch (mm)	[px]		316.026
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	68.312	(68.431 / 68.170)
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	25.273 (25.154/25.406)	205.643 (205.643/205.630)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	51.897 (51.897/51.888)	179.019 (178.900/179.148)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	51.838 (51.812/51.865)	179.078 (178.985/179.171)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	66.961 (66.842/67.094)	163.955 (163.955/163.942)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	93.585 (93.585/93.576)	137.331 (137.212/137.460)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	230.916	(230.797 / 231.036)
Diameter of single contact point B (mm)			
	[d-B]	309.835 (309.835/309.829)	1070.165 (1070.085/1070.251)
Diameter of single contact point D (mm)			
	[d-D]	321.185 (321.085/321.296)	1060.465 (1060.465/1060.457)
Addendum contact ratio	[eps]	1.001 (1.002/ 1.001)	0.637 (0.639/ 0.635)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		389.146
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.639
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.642	/ 1.638 / 1.635
Overlap ratio	[eps_b]		0.791
Total contact ratio	[eps_g]		2.430
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	2.433	/ 2.429 / 2.426

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)			
	[Ft]	193425.6	
Axial force (N)	[Fa]	27184.2	
Radial force (N)	[Fr]	71093.0	
Normal force (N)	[Fnorm]	207862.1	
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)			
	[w]	773.70	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	194194.2	
Axial force (N)	[Faw]	27184.2	
Radial force (N)	[Frw]	68966.0	
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	3.26	
Running-in value (µm)	[yp]	1.7	
Running-in value (µm)	[yf]	2.3	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient	[CR]	1.000	
Reference profile coefficient	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	13.459	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgal]	19.905	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	16.919	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.32595	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	3392	
Nominal speed (-)	[N]	0.059	
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]	2.3	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	540.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	54.000	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	270.000	
Load according to figure 16, ISO 6336-1:2006[-]		4	
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)			
Coefficient K' according figure 13, ISO 6336-1:2006 [K']		-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]	10.20	
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	10.94	
Tooth without tooth trace modification Position of Contact pattern: favorable from production tolerances (µm)	[fma*B2]	28.30	
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]	12.00	
Running-in value (µm)	[yb]	1.8	
Dynamic factor	[KV]	1.014	
Face load factor - flank	[KHb]	1.055	
- Tooth root	[KFb]	1.048	
- Scuffing	[KBb]	1.055	

Transverse load factor - flank	[KH _a]		1.050
- Tooth root	[KF _a]		1.050
- Scuffing	[KB _a]		1.050
Helical load factor scuffing	[K _{bg}]		1.210
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	1200.000	347.368

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B
(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Tooth form factor	[YF]	1.16	1.49
Stress correction factor	[YS]	2.20	1.83
Working angle (°)	[alfFen]	20.39	18.31
Bending lever arm (mm)	[hF]	12.29	15.56
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	29.77	29.76
Tooth root radius (mm)	[roF]	6.68	8.42
(hF* = 0.878/1.112 sFn* = 2.126/2.126 roF* = 0.477/0.601 dsFn = 288.78/1032.61 alfsFn = 30.00/30.00)			
Contact ratio factor	[Yeps]	1.000	
Helical load factor	[Ybet]	0.947	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.000	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	270.00	250.00
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	123.67	143.22
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	275.85	319.45
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.997	0.993
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.910	0.910
Finite life factor	[YNT]	0.887	0.909
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.770	0.786
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	662.31	675.72
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	473.08	482.66
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	2.40	2.12
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1080.45	951.88

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.517
Elasticity coefficient (N ^{.5} /mm)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.804
Helix angle factor	[Zbet]		1.005
Effective facewidth (mm)	[beff]		250.00
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]		691.86
Surface pressure at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		1036.78
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sigH]	1036.78	1036.78
Lubrication factor	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor	[ZV]	0.973	0.973
Roughness factor	[ZR]	0.999	0.999
Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.907	0.942
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.900	0.935
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1349.66	1401.97
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sigHP=sigHG/SHmin]		1349.66	1401.97
Safety for surface pressure at operating pitch circle	[SHw]	1.30	1.35
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1067.63	1151.99
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigH]	1.30	1.35
(Safety regarding nominal torque)	[(SHBD)^2]	1.69	1.83

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

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]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	77.74	
Effective facewidth (mm)	[beff]	250.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	1737.412	
(Kbg = 1.210, wBt*Kbg = 2102.601)			
Pressure angle factor (eps1: 1.001, eps2: 0.637)	[Xalfbet]	0.969	
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.830	
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	88.02	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	38.34	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	348.87	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	0.805	
[Gamma.A]= -0.512 [Gamma.E]= 0.805			
Highest contact temp. (°C)	[theB]	182.18	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.000	
Load sharing factor	[XGam]	0.755	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	41.68	
Coefficient of friction	[mym]	0.070	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]	2.486	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	84.41	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	20.59	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	360.78	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.233	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	41.68	
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.054	
Geometry factor	[XBE]	0.341	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.103	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	115.30	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	3.129	
Safety referring to transferred torque	[SSL]	6.419	

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
		DIN 3967:1978 cd25	DIN 3967:1978 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.130 / -0.190	-0.240 / -0.340
Number of teeth spanned	[k]	3.000	8.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	110.441	320.770
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	110.319 / 110.262	320.544 / 320.450
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	311.738	1057.366
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	25.665	23.236
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	28.000	25.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	181.420	549.446
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]	181.295 / 181.236	549.114 / 548.976
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	321.888	1064.875
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	362.841	1098.892
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	362.589 / 362.473	1098.228 / 1097.951

Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	362.841	1098.892
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	362.589 / 362.473	1098.228 / 1097.951
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	24.818	17.172
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	24.688 / 24.628	16.932 / 16.832
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	18.361	7.405
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	24.843	17.173
(mm)	[sn.e/i]	24.713 / 24.653	16.933 / 16.833
Backlash free center distance (mm) [aControl.e/i]		689.475 / 689.246	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.525 / -0.754	
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.040 / -0.040	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.028 / -0.028	
Radial clearance (mm)	[j_r]	0.794 / 0.485	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.562 / 0.344	
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0599 / 0.0367	
Normal backlash (mm)	[j_n]	0.523 / 0.320	

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According to			
ISO 1328:1995:			
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	7
Single pitch deviation (µm)	[fpt]	14.00	24.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]	14.00	23.00
Cumulative circular pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8]	22.00	56.00
Profile form deviation (µm)	[ffa]	18.00	31.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	15.00	25.00
Total profile deviation (µm)	[Fa]	23.00	40.00
Helix form deviation (µm)	[ffb]	18.00	24.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	18.00	24.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	25.00	33.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	50.00	111.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	40.00	88.00
Total radial composite deviation (µm)	[Fi"]	101.00	169.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi"]	60.00	85.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi']	74.00	149.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi']	23.00	38.00
Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality 6)			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	25.92 (Fb=24.00)	
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	51.84	

8. ADDITIONAL DATA

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	106.0	1265.3
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.053
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.943
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]		4.812
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.236)
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	199.676	1823.711
Total weight (kg)	[Mass]		2023.387
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]	2.04607	240.13501
System ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]		22.16818

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..
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1 / (\cos(\beta))^{0.5}$
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
KHa, KFa according to method B

End report

lines: 502

KISSsoft - Release 03-2012F
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File
Name : i18 primy prevod a690mm
Changed by : pholy on: 24.04.2014 at: 08:23:53

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:
Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P] 630.000	
Speed (1/min)	[n] 200.0	51.3
Torque (Nm)	[T] 30080.3	117313.1
Application factor	[KA] 2.00	
Required service life	[H] 100000.00	
Gear driving (+) / driven (-)	+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to
ISO 21771:2007)

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a] 690.000	
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn] 14.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn] 20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta] 8.0000	
Number of teeth	[z] 20	78
Facewidth (mm)	[b] 270.00	250.00
Hand of gear	left	right
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995] 6	7
Inner diameter (mm)	[di] 0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi] 0.00	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 1 -----	----- GEAR 2 --
Surface hardness	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 ²)	[sigFlim] 430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[sigHlim] 1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm] 1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp] 850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E] 206000	206000
Poisson's ratio	[ny] 0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH] 0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH] 4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF] 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

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile (module)	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:

Tip relief (µm)	none (only running-in) [Ca]	2.0	2.0
-----------------	--------------------------------	-----	-----

Lubrication type

Type of oil	oil bath lubrication	
Lubricant base	Oil: ISO-VG 220	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu40]	220.00
FZG test A/8.3/90 (ISO 14635-1:2006)	[nu100]	17.50
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[FZGtestA]	12
Oil temperature (°C)	[roOil]	0.895
	[TS]	70.000

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Overall transmission ratio	[itot]	-3.900	
Gear ratio	[u]	3.900	
Transverse module (mm)	[mt]	14.138	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	20.181	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	19.552	
	[alfwt.e/i]	19.561 / 19.543	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	19.377	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	7.969	
Base helix angle (°)	[betab]	7.515	
Reference centre distance (mm)	[ad]	692.742	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	-0.1929	
Profile shift coefficient	[x]	0.3201	-0.5131
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.8038	1.1973
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.041	-0.041
Reference diameter (mm)	[d]	282.752	1102.732
Base diameter (mm)	[db]	265.393	1035.034
Tip diameter (mm)	[da]	319.634	1116.284
(mm)	[da.e/i]	319.634 / 319.624	1116.284 / 1116.274
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[hK]	0.000	0.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	319.634	1116.284
(mm)	[dFa.e/i]	319.634 / 319.624	1116.284 / 1116.274
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	319.634 / 319.624	1116.284 / 1116.274
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	281.633	1098.367
(mm)	[dw.e/i]	281.649 / 281.616	1098.431 / 1098.304
Root diameter (mm)	[df]	256.716	1053.366
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.3074 / 0.3015	-0.5366 / -0.5464
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	256.359 / 256.194	1052.706 / 1052.431
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.500	3.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	4.012 / 3.790	3.806 / 3.639
Active root diameter (mm)	[dNf]	268.975	1073.210
(mm)	[dNf.e/i]	269.018 / 268.936	1073.278 / 1073.147
Root form diameter (mm)	[dFf]	268.754	1066.613
(mm)	[dFf.e/i]	268.593 / 268.519	1066.153 / 1065.962
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.249 / 0.172	3.658 / 3.497
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP**x)]	18.441	6.776
(mm)	[ha.e/i]	18.441 / 18.436	6.776 / 6.771
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP**-x)]	13.018	24.683
(mm)	[hf.e/i]	13.197 / 13.279	25.013 / 25.150
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	38.458 / 38.454	23.144 / 23.142
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	38.458 / 38.454	23.144 / 23.142
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	9.502 / 9.393	15.719 / 15.691
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	8.923 / 8.820	14.155 / 14.111
Tooth height (mm)	[H]	31.459	31.459
Virtual gear no. of teeth	[zn]	20.548	80.137
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[san]	8.034	11.754
(mm)	[san.e/i]	7.893 / 7.819	11.515 / 11.410
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[efn]	0.000	12.324
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	12.424 / 12.466
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.104	0.664

Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.592	0.592
Specific sliding at the root	[zetaf]	-1.450	-1.449
Sliding factor on tip	[Kga]	0.374	0.225
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.225	-0.374
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		44.415
Base pitch (mm)	[pbt]		41.688
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		41.688
Lead height (mm)	[pz]	6320.517	24650.016
Axial pitch (mm)	[px]		316.026
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	67.193	(67.313 / 67.051)
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	21.874 (21.755/22.007)	209.042 (209.042/209.029)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	47.380 (47.380/47.371)	183.537 (183.417/183.665)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	47.126 (47.101/47.150)	183.791 (183.695/183.886)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	63.562 (63.443/63.695)	167.354 (167.354/167.341)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	89.068 (89.068/89.059)	141.849 (141.729/141.977)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	230.916	(230.797 / 231.036)
Diameter of single contact point B (mm)			
	[d-B]	281.803 (281.803/281.797)	1098.197 (1098.118/1098.283)
Diameter of single contact point D (mm)			
	[d-D]	294.269 (294.166/294.384)	1087.807 (1087.807/1087.799)
Addendum contact ratio	[eps]	1.006 (1.007/ 1.005)	0.606 (0.608/ 0.603)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		380.593
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.612
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.615 /	1.612 / 1.608
Overlap ratio	[eps_b]		0.791
Total contact ratio	[eps_g]		2.403
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	2.406 /	2.403 / 2.399

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)			
	[Ft]	212768.2	
Axial force (N)	[Fa]	29902.6	
Radial force (N)	[Fr]	78202.3	
Normal force (N)	[Fnorm]	228648.4	
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)			
	[w]	851.07	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	213613.6	
Axial force (N)	[Faw]	29902.6	
Radial force (N)	[Frw]	75862.6	
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	2.96	
Running-in value (µm)	[yp]	1.7	
Running-in value (µm)	[yf]	2.3	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient	[CR]	1.000	
Reference profile coefficient	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	13.380	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]	19.520	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	16.592	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.27987	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	3987	
Nominal speed (-)	[N]	0.050	
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]	2.3	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	540.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	54.000	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	257.000	
Load according to figure 16, ISO 6336-1:2006[-]		4	
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)			
Coefficient K' according figure 13, ISO 6336-1:2006 [K']		-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]	10.20	
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	14.41	
Tooth without tooth trace modification Position of Contact pattern: favorable from production tolerances (µm)	[fma*B2]	28.30	
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]	12.00	
Running-in value (µm)	[yb]	1.8	
Dynamic factor	[KV]	1.011	
Face load factor - flank	[KHb]	1.050	
- Tooth root	[KFb]	1.044	
- Scuffing	[KBb]	1.050	

Transverse load factor - flank	[KH _a]		1.034
- Tooth root	[KF _a]		1.034
- Scuffing	[KB _a]		1.034
Helical load factor scuffing	[K _{bg}]		1.205
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	1200.000	307.692

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B
(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Tooth form factor	[YF]	1.17	1.54
Stress correction factor	[YS]	2.21	1.81
Working angle (°)	[alfFen]	20.98	18.33
Bending lever arm (mm)	[hF]	12.40	16.02
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	29.75	29.69
Tooth root radius (mm)	[roF]	6.56	8.53
(hF* = 0.886/1.145 sFn* = 2.125/2.121 roF* = 0.469/0.609 dsFn = 261.48/1059.82 alfsFn = 30.00/30.00)			
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000
Helical load factor	[Ybet]		0.947
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.000	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	270.00	250.00
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	137.50	160.43
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	300.10	350.15
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.998	0.992
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.910	0.910
Finite life factor	[YNT]	0.887	0.911
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.770	0.787
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	662.57	677.16
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	473.26	483.68
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	2.21	1.93
Transmittable power (kW)	[kWRating]	993.52	870.26

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.517
Elasticity coefficient (N ^{.5} /mm)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.811
Helix angle factor	[Zbet]		1.005
Effective facewidth (mm)	[beff]		250.00
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]		756.96
Surface pressure at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		1121.71
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sigH]	1121.71	1121.71
Lubrication factor	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor	[ZV]	0.971	0.971
Roughness factor	[ZR]	0.998	0.998
Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.907	0.946
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.896	0.935
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1344.60	1401.92
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sigHP=sigHG/SHmin]		1344.60	1401.92
Safety for surface pressure at operating pitch circle	[SHw]	1.20	1.25
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power (kW)	[kWRating]	905.24	984.07
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigH]	1.20	1.25
(Safety regarding nominal torque)	[(SHBD)^2]	1.44	1.56

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

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]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]		87.20
Effective facewidth (mm)	[beff]		250.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]		1868.898
(Kbg = 1.205, wBt*Kbg = 2251.243)			
Pressure angle factor (eps1: 1.006, eps2: 0.606)	[Xalfbet]		0.969
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]		0.830
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]		90.63
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]		43.89
Scuffing temperature (°C)	[theS]		348.87
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]		0.876
[Gamma.A]= -0.536 [Gamma.E]= 0.890			
Highest contact temp. (°C)	[theB]		189.07
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]		50.058
Approach factor	[XJ]		1.000
Load sharing factor	[XGam]		0.687
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]		41.68
Coefficient of friction	[mym]		0.074
Required safety	[SBmin]		2.000
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]		2.342
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]		1.000
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]		86.71
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]		23.88
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]		360.78
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]		50.058
Running-in factor (well run in)	[XE]		1.000
Contact ratio factor	[Xeps]		0.236
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]		41.68
Averaged coefficient of friction	[mym]		0.058
Geometry factor	[XBE]		0.363
Meshing factor	[XQ]		1.000
Tip relief factor	[XCa]		1.101
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]		122.53
Required safety	[SSmin]		1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]		2.944
Safety referring to transferred torque	[SSL]		5.536

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
		DIN 3967:1978 cd25	DIN 3967:1978 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.130 / -0.190	-0.240 / -0.340
Number of teeth spanned	[k]	3.000	8.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	110.423	320.787
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	110.301 / 110.245	320.562 / 320.468
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	287.029	1082.713
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	26.235	23.234
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	28.000	25.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	167.517	563.015
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]	167.395 / 167.338	562.681 / 562.541
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	293.798	1092.067
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	335.035	1126.031
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	334.789 / 334.676	1125.362 / 1125.083

Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	335.035	1126.031
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	334.789 / 334.676	1125.362 / 1125.083
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	25.222	16.762
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	25.092 / 25.032	16.522 / 16.422
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	18.992	6.836
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	25.254	16.762
(mm)	[sn.e/i]	25.124 / 25.064	16.522 / 16.422
Backlash free center distance (mm) [aControl.e/i]		689.475 / 689.246	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.525 / -0.754	
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.040 / -0.040	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.028 / -0.028	
Radial clearance (mm)	[j_r]	0.794 / 0.485	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.562 / 0.344	
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0583 / 0.0357	
Normal backlash (mm)	[j_n]	0.523 / 0.320	

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According to			
ISO 1328:1995:			
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	7
Single pitch deviation (µm)	[fpt]	14.00	24.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]	14.00	23.00
Cumulative circular pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8]	22.00	56.00
Profile form deviation (µm)	[ffa]	18.00	31.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	15.00	25.00
Total profile deviation (µm)	[Fa]	23.00	40.00
Helix form deviation (µm)	[ffb]	18.00	24.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	18.00	24.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	25.00	33.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	50.00	111.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	40.00	88.00
Total radial composite deviation (µm)	[Fi"]	101.00	169.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi"]	60.00	85.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi']	74.00	149.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi']	23.00	39.00
Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality 6)			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	25.92 (Fb=24.00)	
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	51.84	

8. ADDITIONAL DATA

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	85.9	1307.0
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.058
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.954
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]		5.543
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.120)
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	169.637	1915.758
Total weight (kg)	[Mass]		2085.396
Moment of inertia (System referenced to wheel 1):			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	1.42695	265.76493
System ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	18.89999	

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..
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1 / (\cos(\beta))^{0.5}$
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
KHa, KFa according to method B

End report

lines: 502

KISSsoft - Release 03-2012F
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File
Name : i20 primy prevod a690mm
Changed by : pholy on: 24.04.2014 at: 08:25:17

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:
Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	630.000	
Speed (1/min)	[n]	200.0	45.6
Torque (Nm)	[T]	30080.3	132019.0
Application factor	[KA]	2.00	
Required service life	[H]	100000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to
ISO 21771:2007)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	690.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	14.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	8.0000	
Number of teeth	[z]	18	79
Facewidth (mm)	[b]	270.00	250.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	7
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	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 1 -----	----- GEAR 2 --
Surface hardness		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 ²)			
	[sigFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)			
	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	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

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile (module)	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:

Tip relief (µm)	none (only running-in) [Ca]	2.0	2.0
-----------------	--------------------------------	-----	-----

Lubrication type	oil bath lubrication	
Type of oil	Oil: ISO-VG 220	
Lubricant base	Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	220.00
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	17.50
FZG test A/8.3/90 (ISO 14635-1:2006)	[FZGtestA]	12
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.895
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

Overall transmission ratio	[itot]	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Gear ratio	[u]	-4.389	
Transverse module (mm)	[mt]	4.389	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	14.138	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	20.181	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwt.e/i]	21.137	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[alfwn]	21.145 / 21.128	
Base helix angle (°)	[betaw]	8.050	
Reference centre distance (mm)	[betab]	7.515	
Sum of profile shift coefficients	[ad]	685.673	
Profile shift coefficient	[Summexi]	0.3161	
Tooth thickness (Arc) (module)	[x]	0.4143	-0.0981
Tip alteration (mm)	[sn*]	1.8724	1.4994
Reference diameter (mm)	[k*mn]	-0.099	-0.099
Base diameter (mm)	[d]	254.477	1116.869
Tip diameter (mm)	[db]	238.854	1048.303
Tip diameter (mm)	[da]	293.878	1141.924
Tip diameter allowances (mm)	[da.e/i]	293.878 / 293.868	1141.924 / 1141.914
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Tip form diameter (mm)	[hK]	0.000	0.000
Active tip diameter (mm)	[dFa]	293.878	1141.924
Operating pitch diameter (mm)	[dFa.e/i]	293.878 / 293.868	1141.924 / 1141.914
Root diameter (mm)	[dNa.e/i]	293.878 / 293.868	1141.924 / 1141.914
Generating Profile shift coefficient	[dw]	256.082	1123.918
Manufactured root diameter with xE (mm)	[dw.e/i]	256.097 / 256.068	1123.983 / 1123.852
Theoretical tip clearance (mm)	[df]	231.076	1079.122
Effective tip clearance (mm)	[xE.e/i]	0.4049 / 0.4000	-0.1217 / -0.1315
Active root diameter (mm)	[df.e/i]	230.815 / 230.678	1078.463 / 1078.188
Root form diameter (mm)	[c]	3.500	3.500
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[c.e/i]	4.012 / 3.790	3.744 / 3.591
Addendum (mm)	[dNf]	243.018	1097.945
Dedendum (mm)	[dNf.e/i]	243.064 / 242.977	1098.016 / 1097.879
Roll angle at dFa (°)	[dFf]	242.222	1089.340
Roll angle to dNa (°)	[dFf.e/i]	242.097 / 242.033	1088.821 / 1088.606
Roll angle to dNf (°)	[cF.e/i]	0.516 / 0.440	4.705 / 4.529
Roll angle at dFf (°)	[ha = mn * (haP**x)]	19.701	12.527
Tooth height (mm)	[ha.e/i]	19.701 / 19.696	12.527 / 12.522
Virtual gear no. of teeth	[hf = mn * (hfP**x)]	11.700	18.874
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[hf.e/i]	11.831 / 11.899	19.203 / 19.341
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[xsi_dFa.e/i]	41.070 / 41.065	24.749 / 24.748
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[xsi_dNa.e/i]	41.070 / 41.065	24.749 / 24.748
	[xsi_dNf.e/i]	10.805 / 10.692	17.853 / 17.828
	[xsi_dFf.e/i]	9.474 / 9.379	16.083 / 16.040
	[H]	31.401	31.401
	[zn]	18.493	81.165
	[san]	7.095	11.413
	[san.e/i]	6.992 / 6.928	11.172 / 11.065
	[efn]	0.000	10.856
	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	10.922 / 10.950
	[vga]	1.014	0.611

Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.566	0.566
Specific sliding at the root	[zetaaf]	-1.303	-1.302
Sliding factor on tip	[Kga]	0.378	0.228
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.228	-0.378
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		44.415
Base pitch (mm)	[pbt]		41.688
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		41.688
Lead height (mm)	[pz]	5688.465	24966.042
Axial pitch (mm)	[px]		316.026
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	63.207	(63.318 / 63.075)
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	22.398 (22.287/22.521)	226.412 (226.412/226.400)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	43.917 (43.917/43.909)	204.893 (204.782/205.012)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	46.171 (46.150/46.192)	202.639 (202.549/202.729)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	64.086 (63.975/64.209)	184.724 (184.724/184.712)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	85.605 (85.605/85.597)	163.205 (163.094/163.324)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	248.810	(248.699 / 248.921)
Diameter of single contact point B (mm)			
	[d-B]	254.492 (254.492/254.486)	1125.551 (1125.470/1125.638)
Diameter of single contact point D (mm)			
	[d-D]	271.070 (270.965/271.187)	1111.500 (1111.500/1111.492)
Addendum contact ratio	[eps]	0.946 (0.946/ 0.945)	0.570 (0.572/ 0.568)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		350.116
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.516
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.519 /	1.516 / 1.513
Overlap ratio	[eps_b]		0.791
Total contact ratio	[eps_g]		2.307
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	2.310 /	2.307 / 2.304

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)			
	[Ft]	236409.1	
Axial force (N)	[Fa]	33225.1	
Radial force (N)	[Fr]	86891.5	
Normal force (N)	[Fnorm]	254053.7	
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)			
	[w]	945.64	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	234926.5	
Axial force (N)	[Faw]	33225.1	
Radial force (N)	[Frw]	90823.5	
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	2.66	
Running-in value (µm)	[yp]	1.7	
Running-in value (µm)	[yf]	2.3	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient	[CR]	1.000	
Reference profile coefficient	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	14.048	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgal]	19.487	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	16.564	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.24131	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	4767	
Nominal speed (-)	[N]	0.042	
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]	2.3	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	540.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	54.000	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	231.300	
Load according to figure 16, ISO 6336-1:2006[-]		4	
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)			
Coefficient K' according figure 13, ISO 6336-1:2006 [K']		-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]	10.20	
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	14.43	
Tooth without tooth trace modification Position of Contact pattern: favorable from production tolerances (µm)	[fma*B2]	28.30	
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]	12.00	
Running-in value (µm)	[yb]	1.8	
Dynamic factor	[KV]	1.010	
Face load factor - flank	[KHb]	1.050	
- Tooth root	[KFb]	1.044	
- Scuffing	[KBb]	1.050	

Transverse load factor - flank	[KH _a]		1.019
- Tooth root	[KF _a]		1.019
- Scuffing	[KB _a]		1.019
Helical load factor scuffing	[K _{bg}]		1.182
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	1200.000	273.418

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B
(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Tooth form factor	[YF]	1.23	1.47
Stress correction factor	[YS]	2.20	1.99
Working angle (°)	[alfFen]	23.43	20.19
Bending lever arm (mm)	[hF]	13.55	16.90
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	30.11	31.04
Tooth root radius (mm)	[roF]	6.24	7.02
(hF* = 0.968/1.207 sFn* = 2.151/2.217 roF* = 0.446/0.501 dsFn = 235.57/1084.88 alfsFn = 30.00/30.00)			
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000
Helical load factor	[Ybet]		0.947
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.000	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	270.00	250.00
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	160.02	187.01
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	343.64	401.58
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.999	0.997
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.910	0.910
Finite life factor	[YNT]	0.887	0.914
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.771	0.793
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	663.49	682.11
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	473.92	487.22
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.93	1.70
Transmittable power (kW)	[kWRating]	868.85	764.35

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.413
Elasticity coefficient (N ^{.5} /mm)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.833
Helix angle factor	[Zbet]		1.005
Effective facewidth (mm)	[beff]		250.00
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]		819.38
Surface pressure at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		1204.41
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sigH]	1209.36	1204.41
Lubrication factor	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor	[ZV]	0.969	0.969
Roughness factor	[ZR]	0.998	0.998
Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.907	0.949
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.895	0.936
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1341.95	1404.24
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sigHP=sigHG/SHmin]		1341.95	1404.24
Safety for surface pressure at operating pitch circle	[SHw]	1.11	1.17
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power (kW)	[kWRating]	775.72	856.40
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigH]	1.11	1.17
(Safety regarding nominal torque)	[(SHBD)^2]	1.23	1.36

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

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]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]		97.05
Effective facewidth (mm)	[beff]		250.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]		2043.147
(Kbg = 1.182, wBt*Kbg = 2414.848)			
Pressure angle factor (eps1: 0.946, eps2: 0.570)	[Xalfbet]		0.992
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]		0.830
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]		91.94
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]		46.68
Scuffing temperature (°C)	[theS]		348.87
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]		0.840
[Gamma.A]= -0.515 [Gamma.E]= 0.854			
Highest contact temp. (°C)	[theB]		196.70
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]		50.058
Approach factor	[XJ]		1.000
Load sharing factor	[XGam]		0.733
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]		41.68
Coefficient of friction	[mym]		0.075
Required safety	[SBmin]		2.000
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]		2.201
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]		1.000
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]		87.59
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]		25.13
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]		360.78
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]		50.058
Running-in factor (well run in)	[XE]		1.000
Contact ratio factor	[Xeps]		0.250
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]		41.68
Averaged coefficient of friction	[mym]		0.059
Geometry factor	[XBE]		0.343
Meshing factor	[XQ]		1.000
Tip relief factor	[XCa]		1.091
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]		125.29
Required safety	[SSmin]		1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]		2.880
Safety referring to transferred torque	[SSL]		5.259

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
		DIN 3967:1978 cd25	DIN 3967:1978 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.240 / -0.340
Number of teeth spanned	[k]	3.000	9.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	110.921	366.293
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	110.832 / 110.785	366.067 / 365.973
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	262.906	1109.333
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	27.484	23.464
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	28.000	25.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	154.075	575.749
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]	153.989 / 153.943	575.438 / 575.308
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	266.510	1116.950
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	308.150	1151.276
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	307.977 / 307.886	1150.653 / 1150.393

Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	308.150	1151.498
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	307.977 / 307.886	1150.876 / 1150.616
Dimensions over 3 rolls without clearance (mm)	[Md3R]	0.000	1151.498
Actual dimensions over 3 rolls (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 / 0.000	1150.876 / 1150.616
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	26.168	20.990
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	26.073 / 26.023	20.750 / 20.650
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	20.360	12.622
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	26.213	20.991
(mm)	[sn.e/i]	26.118 / 26.068	20.751 / 20.651
Backlash free center distance (mm) [aControl.e/i]		689.559	/689.361
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.441	/ -0.639
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.040	/ -0.040
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.031	/ -0.031
Radial clearance (mm)	[jr]	0.679	/ 0.401
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.524	/ 0.309
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0537	/0.0318
Normal backlash (mm)	[jn]	0.487	/ 0.288

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According to			
ISO 1328:1995:			
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	7
Single pitch deviation (µm)	[fpt]	13.00	24.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]	13.00	23.00
Cumulative circular pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8]	21.00	56.00
Profile form deviation (µm)	[ffa]	17.00	31.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	13.00	25.00
Total profile deviation (µm)	[Fa]	21.00	40.00
Helix form deviation (µm)	[ffb]	17.00	24.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	17.00	24.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	24.00	33.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	39.00	111.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	32.00	88.00
Total radial composite deviation (µm)	[Fi"]	92.00	170.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi"]	60.00	85.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi']	62.00	150.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi']	22.00	40.00
Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality 6)			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	25.92	(Fb=24.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	51.84	

8. ADDITIONAL DATA

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	69.5	1338.4
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.061
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.858
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]		5.821
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.076)
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	143.400	2004.777
Total weight (kg)	[Mass]		2148.177
Moment of inertia (System referenced to wheel 1):			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	0.98261	291.86672
System ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	16.13480	

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..
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1 / (\cos(\beta))^{0.5}$
- Details of calculation method:
 - cg according to method B
 - KV according to method B
 - KHb, KFb according method C
 - fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
 - KHa, KFa according to method B

End report

lines: 505

PŘÍLOHA [M]

Zprávy o výpočtech hřídelů s ložisky

----- KISSsoft - Release 03-2012F -----
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

----- File -----
Name : HRIDEL 1
Changed by : pholy on: 03.03.2014 at: 15:41:49

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

1-> Shaft('Shaft 1'): Parts of gear 'Bevel gear / hypoid gear' are not one shaft. Masses and moments of inertia of the gear are not taken into account there.

2-> Shaft 1 ('Shaft 1'): Parts of gear 'Bevel gear / hypoid gear' are parameterized wrong on at least one shaft section. Masses and moments of inertia of the gear are not taken into account there.

3-> In the calculation of eigenfrequencies with spinning effect, no rigid-body rotation is admitted. Therefore a little rotation stiffness for at least one shaft is added.

4-> The thermally admissible service speed of bearing 'Shaft 'Shaft 1', Roller bearing 'Roller bearing 4'' could be critical.
You can check this by calculating the thermally permissible operating speed in the 'Roller bearings [W050]' module.

5-> Shaft 'Shaft 1', Roller bearing 'Roller bearing 3':
The axial minimal load of the bearing is not achieved!
(Fa = 0.0 N, Famind = 1.1 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)	1068.000
Speed (1/min)	1000.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	163.831
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.536
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	21.041
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Position in space (°)	0.000
Regard gears as masses and stiffness	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is not considered	
Reference temperature (°C)	20.000

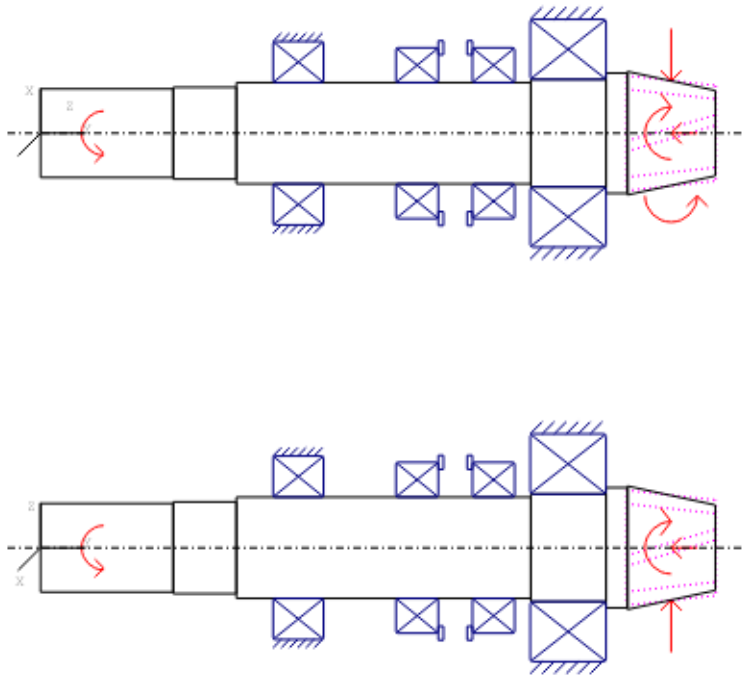


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)	y= 0.00...210.00 (mm)
d=140.00 (mm), l=210.00 (mm), Rz=32.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 210.00...310.00 (mm)
d=145.00 (mm), l=100.00 (mm), Rz=32.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Radius right (Radius right)	
r=5.00 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 310.00...776.00 (mm)
d=160.00 (mm), l=466.00 (mm), Rz=32.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Radius right (Radius right)	
r=2.00 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 776.00...895.00 (mm)
d=170.00 (mm), l=119.00 (mm), Rz=32.0	
Radius right (Radius right)	
r=2.00 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 895.00...929.00 (mm)
d=190.00 (mm), l=34.00 (mm), Rz=32.0	
Taper (Cone)	y= 929.00...1068.00 (mm)
dl=195.00 (mm), dr=135.00 (mm), l=139.00 (mm), Rz= 8.0	

Inner contour

Forces

Bevel gear (Bevel gear / hypoid gear)			y= 998.00 (mm)
Operating pitch diameter	(mm)	166.2769	
Helix angle	(°)	30.0000	left
Half angle of cone	(°)	12.3080	Tip to the right
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Face width	(mm)	145.0000	
Power	(kW)	630.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-6016.0568	
Axial force	(N)	-47300.7750	
Shearing force X	(N)	-20807.2944	
Shearing force Z	(N)	72361.9175	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-3932.5126	

Coupling (Coupling / Motor)			y= 100.00 (mm)
Eff. Diameter	(mm)	140.0000	
Radial force coefficient	(-)	0.0000	
Direction of radial force	(°)	0.0000	
Axial force coefficient	(-)	0.0000	
Length of load application	(mm)	200.0000	
Power	(kW)	630.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	6016.0568	
Mass	(kg)	0.0000	

Bearing

Cylindrical roller bearing (single row) SKF NU 2334 ECMA (Roller bearing 4) y= 835.00 (mm)
 Free bearing
 d = 170.000 (mm), D = 360.000 (mm), B = 120.000 (mm), r = 4.000 (mm)
 C = 1450.000 (kN), C0 = 2040.000 (kN), Cu = 204.000 (kN)
 Bearing clearance 0.00 µm

Cylindrical roller bearing (single row) SKF *NU 2232 ECMA (Roller bearing 1) y= 408.00 (mm)
 Free bearing
 d = 160.000 (mm), D = 290.000 (mm), B = 80.000 (mm), r = 3.000 (mm)
 C = 930.000 (kN), C0 = 1200.000 (kN), Cu = 129.000 (kN)
 Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (95.00 µm)

Axial spherical roller bearings SKF *29332E (Roller bearing 2) y= 717.00 (mm)
 Set axial bearing left
 d = 160.000 (mm), D = 270.000 (mm), B = 67.000 (mm), r = 3.000 (mm)
 C = 1180.000 (kN), C0 = 3450.000 (kN), Cu = 375.000 (kN)
 The bearing pressure angle will not be considered in the calculation

Axial spherical roller bearings SKF *29332E (Roller bearing 3) y= 596.00 (mm)
 Set axial bearing right
 d = 160.000 (mm), D = 270.000 (mm), B = 67.000 (mm), r = 3.000 (mm)
 C = 1180.000 (kN), C0 = 3450.000 (kN), Cu = 375.000 (kN)
 The bearing pressure angle will not be considered in the calculation

maximum deflection 109.84 µm (Shaft 1, 1068.00 (mm))

Center of mass

Shaft 1 493.1 mm

Deformation due to torsion

Shaft 1 [phi.t] -0.06 °

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[uA]	10.00	µm
Lubricant	Oil: ISO-VG 220		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests			
Oil lubrication with filtration, ISO4406 -/19/16			
Lubricant - service temperature[TB]		70.00	°C
Limit for factor aISO	[aISOmax]	50.00	
Oil level	[h]	0.00	mm
oil bath lubrication			

Roller bearings, classical calculation (contact angle not considered)

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing 4'

Position (Y-coordinate)	[y]	835.00	mm
Equivalent load	[P]	101.26	kN
Equivalent load	[P0]	101.26	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life modification factor[aISO]		50.000	
Service life	[Lnh]	118820.55	h
Service life	[Lnmh]	5941027.67	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nul]	8.74	mm ² /s
static safety factor	[S0]	20.15	
Bearing reaction force	[Fx]	19.540	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-99.361	kN
Bearing reaction force	[Fr]	101.264	kN (-78.87°)
Torque of friction	[Mloss]	18.977	Nm
Power loss	[Ploss]	1987.273	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.011	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	0.363	mrاد (1.25')
Misalignment of bearing	[ry]	-1.001	mrاد (-3.44')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.014	mrاد (-0.05')
Misalignment of bearing	[rr]	0.363	mrاد (1.25')

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing 1'

Position (Y-coordinate)	[y]	408.00	mm
Equivalent load	[P]	28.64	kN
Equivalent load	[P0]	28.64	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life modification factor[aISO]		50.000	
Service life	[Lnh]	1820838.76	h
Service life	[Lnmh]	91041938.07	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nul]	9.49	mm ² /s
static safety factor	[S0]	41.90	
Bearing reaction force	[Fx]	1.267	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	28.611	kN
Bearing reaction force	[Fr]	28.639	kN (87.46°)
Torque of friction	[Mloss]	8.256	Nm
Power loss	[Ploss]	864.580	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.001	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.047	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.048	mm (-91.12°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.007	mrاد (0.02')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.512	mrاد (-1.76')
Misalignment of bearing	[rz]	0.003	mrاد (0.01')
Misalignment of bearing	[rr]	0.007	mrاد (0.02')

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing 2'

Position (Y-coordinate)	[y]	717.00	mm
Equivalent load	[P]	47.30	kN
Equivalent load	[P0]	47.30	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life modification factor[aISO]		50.000	
Service life	[Lnh]	756068.69	h
Service life	[Lnmh]	37803434.50	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nul]	9.70	mm ² /s
static safety factor	[S0]	72.94	
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	47.301	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN
Torque of friction	[Mloss]	10.150	Nm
Power loss	[Ploss]	1062.884	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.001	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.031	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.031	mm (-92°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.203	mrاد (0.7')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.877	mrاد (-3.01')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.006	mrاد (-0.02')
Misalignment of bearing	[rr]	0.203	mrاد (0.7')

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing 3'

Position (Y-coordinate)	[y]	596.00	mm
Equivalent load	[P]	0.00	kN
Equivalent load	[P0]	0.00	kN
Life modification factor for reliability	[a1]	1.000	
Service life modification factor	[aISO]	50.000	
Service life	[Lnh]	200000000.00	h
Service life	[Lnmh]	10000000000.00	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nu1]	9.70	mm ² /s
static safety factor	[S0]	10000000000.00	
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
Torque of friction	[Mloss]	0.030	Nm
Power loss	[Ploss]	3.193	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.001	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.045	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.045	mm (-91.76°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.079	mrاد (0.27')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.734	mrاد (-2.52')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.001	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rr]	0.079	mrاد (0.27')

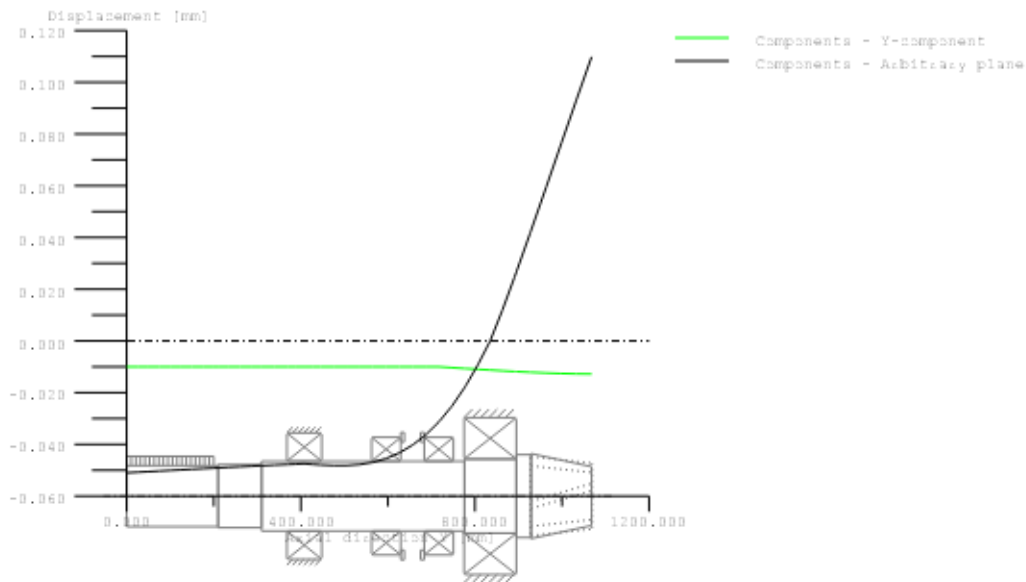
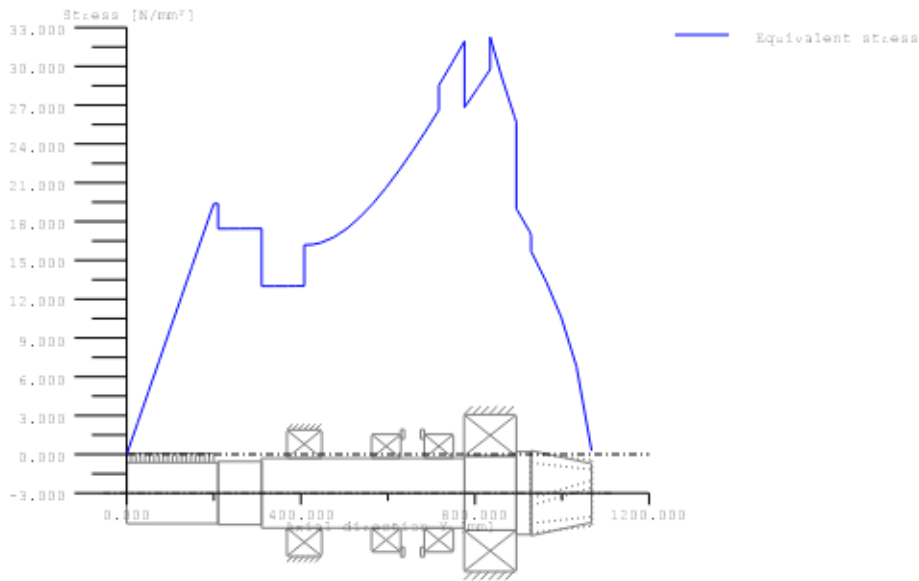


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 87.19347699 °)



GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Eigenfrequencies/Critical speeds

1. Eigenfrequency:	0.02 Hz,	Critical speed:	1.30 1/min	Rigid body rotation Y 'Shaft 1'
2. Eigenfrequency:	0.02 Hz,	Critical speed:	1.30 1/min	Rigid body rotation Y 'Shaft 1'
3. Eigenfrequency:	450.18 Hz,	Critical speed:	27010.79 1/min	Bending XY 'Shaft 1', Backward whirl, Bending YZ 'Shaft 1'
4. Eigenfrequency:	450.18 Hz,	Critical speed:	27010.79 1/min	Bending YZ 'Shaft 1', Backward whirl, Bending XY 'Shaft 1'
5. Eigenfrequency:	451.23 Hz,	Critical speed:	27073.85 1/min	Bending XY 'Shaft 1', Forward whirl
6. Eigenfrequency:	451.23 Hz,	Critical speed:	27073.85 1/min	Bending YZ 'Shaft 1', Forward whirl
7. Eigenfrequency:	1029.20 Hz,	Critical speed:	61752.29 1/min	Bending XY 'Shaft 1', Backward whirl
8. Eigenfrequency:	1029.21 Hz,	Critical speed:	61752.30 1/min	Bending YZ 'Shaft 1', Backward whirl
9. Eigenfrequency:	1032.90 Hz,	Critical speed:	61974.05 1/min	Bending XY 'Shaft 1', Forward whirl
10. Eigenfrequency:	1032.90 Hz,	Critical speed:	61974.07 1/min	Bending YZ 'Shaft 1', Forward whirl
11. Eigenfrequency:	1537.84 Hz,	Critical speed:	92270.52 1/min	Torsion 'Shaft 1'
12. Eigenfrequency:	1537.84 Hz,	Critical speed:	92270.62 1/min	Torsion 'Shaft 1'
13. Eigenfrequency:	1929.71 Hz,	Critical speed:	115782.78 1/min	Axial 'Shaft 1'
14. Eigenfrequency:	1929.71 Hz,	Critical speed:	115782.85 1/min	Axial 'Shaft 1'
15. Eigenfrequency:	2170.02 Hz,	Critical speed:	130201.33 1/min	Bending YZ 'Shaft 1', Backward whirl
16. Eigenfrequency:	2170.03 Hz,	Critical speed:	130201.58 1/min	Bending XY 'Shaft 1', Backward whirl
17. Eigenfrequency:	2174.21 Hz,	Critical speed:	130452.66 1/min	Bending YZ 'Shaft 1', Forward whirl
18. Eigenfrequency:	2174.22 Hz,	Critical speed:	130452.92 1/min	Bending XY 'Shaft 1', Forward whirl
19. Eigenfrequency:	2758.58 Hz,	Critical speed:	165514.58 1/min	Bending YZ 'Shaft 1', Backward whirl
20. Eigenfrequency:	2758.58 Hz,	Critical speed:	165515.01 1/min	Bending XY 'Shaft 1', Backward whirl

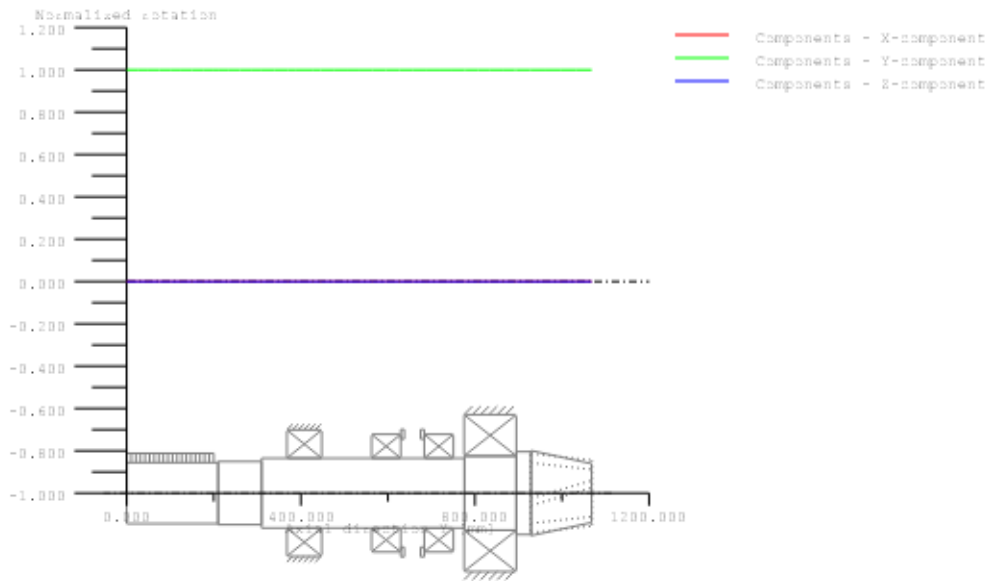


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

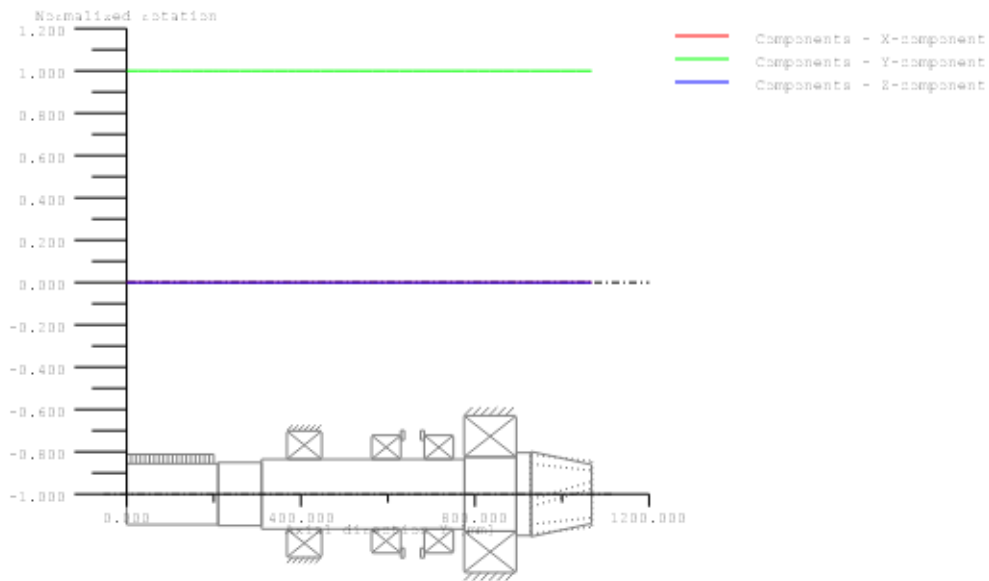


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

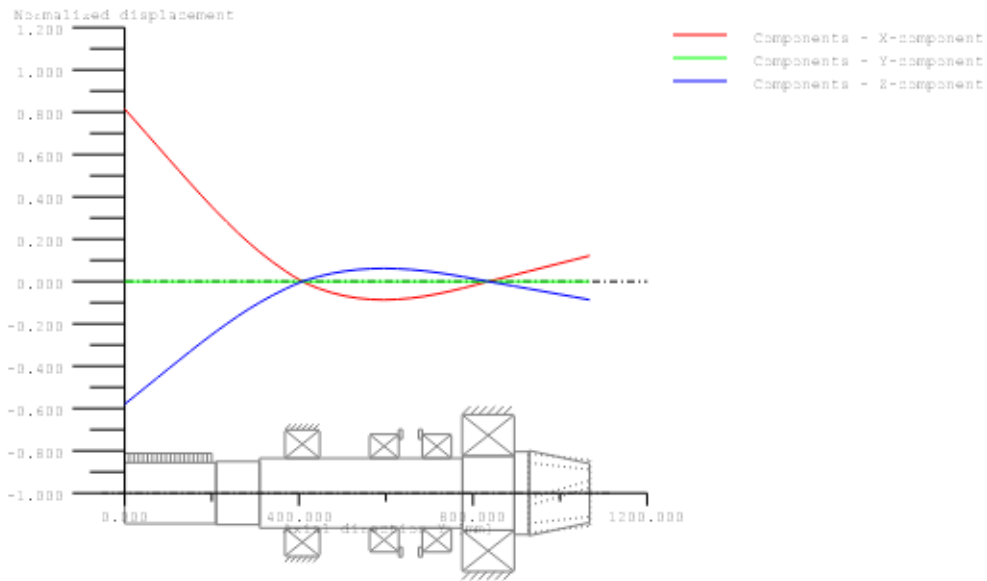


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

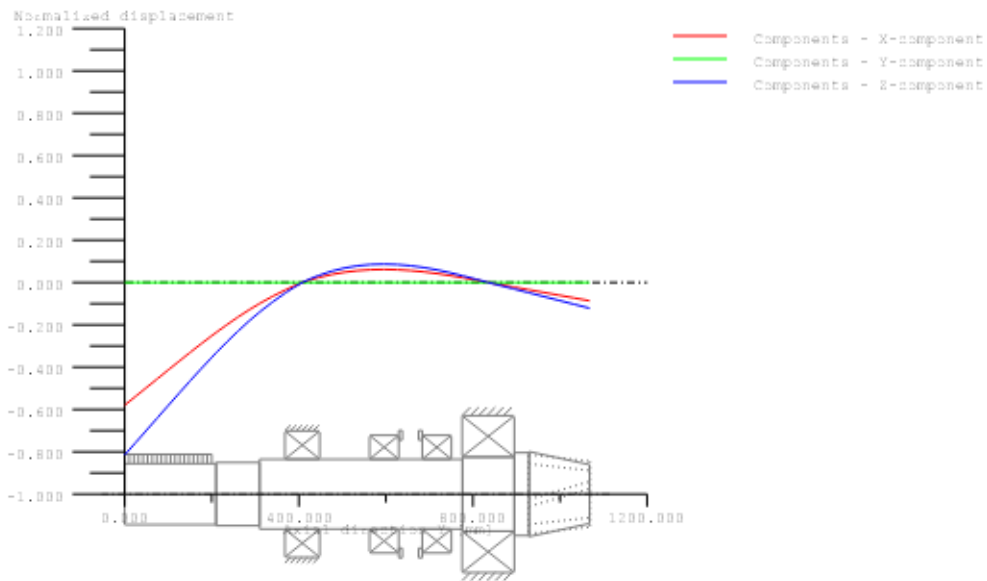


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

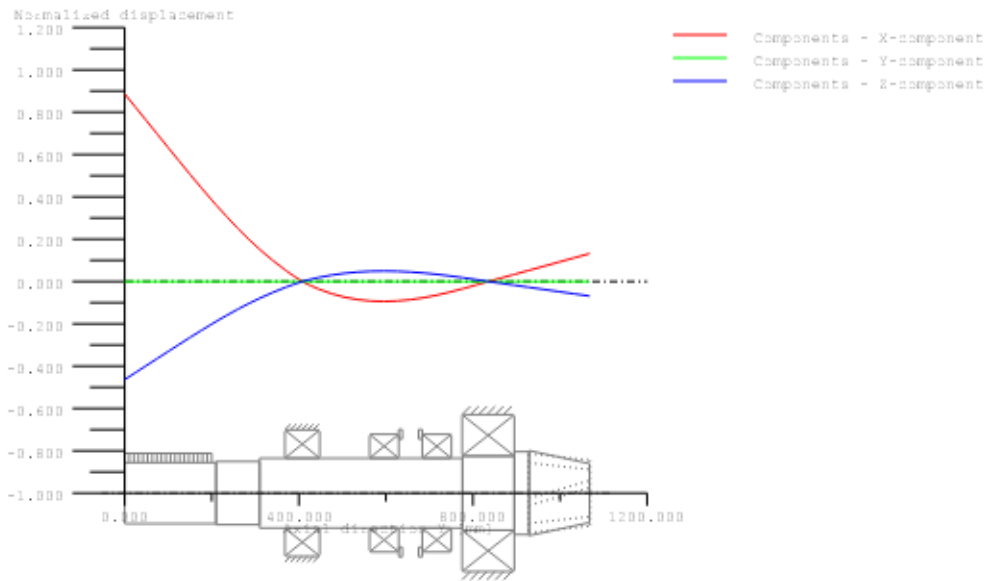


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

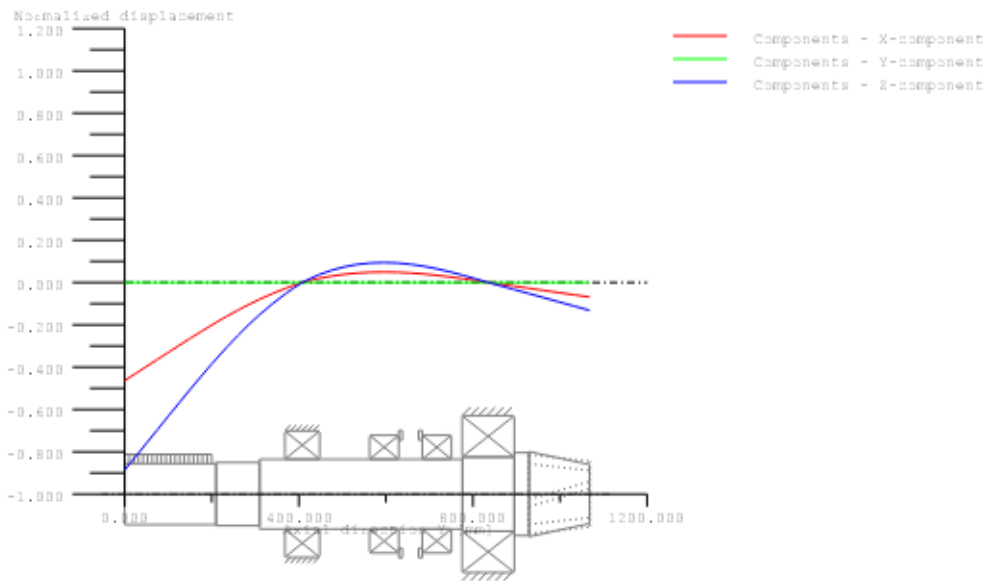


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

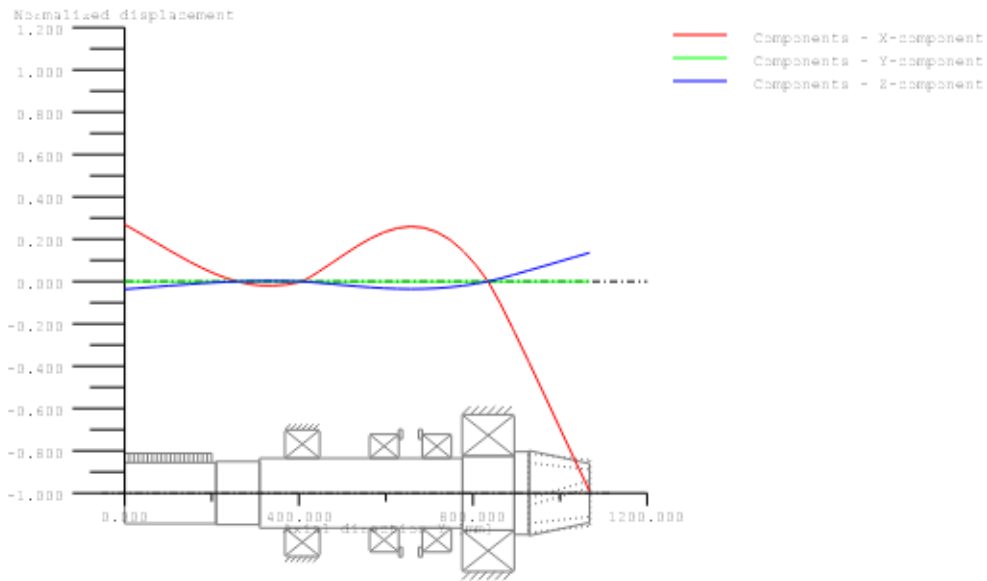


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

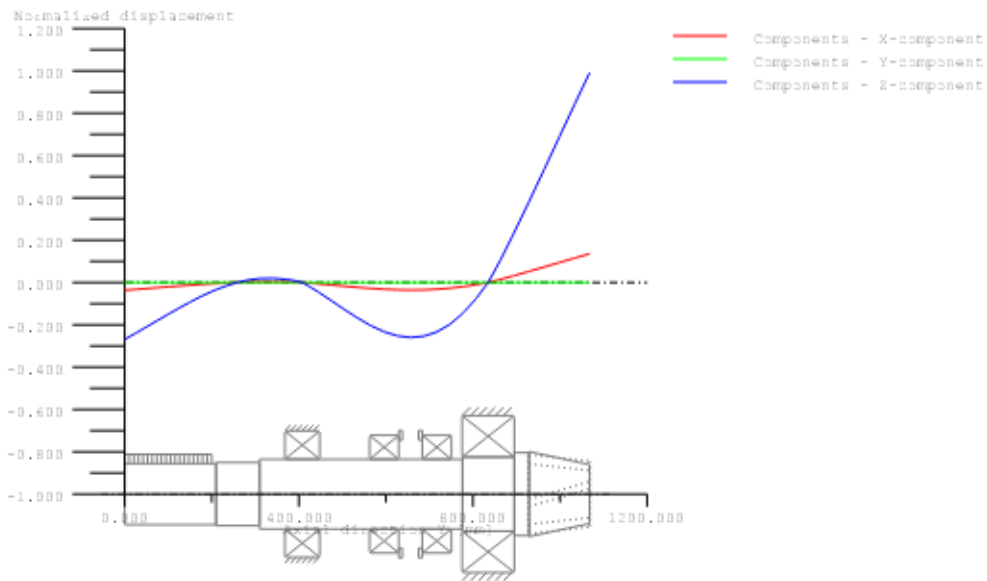


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

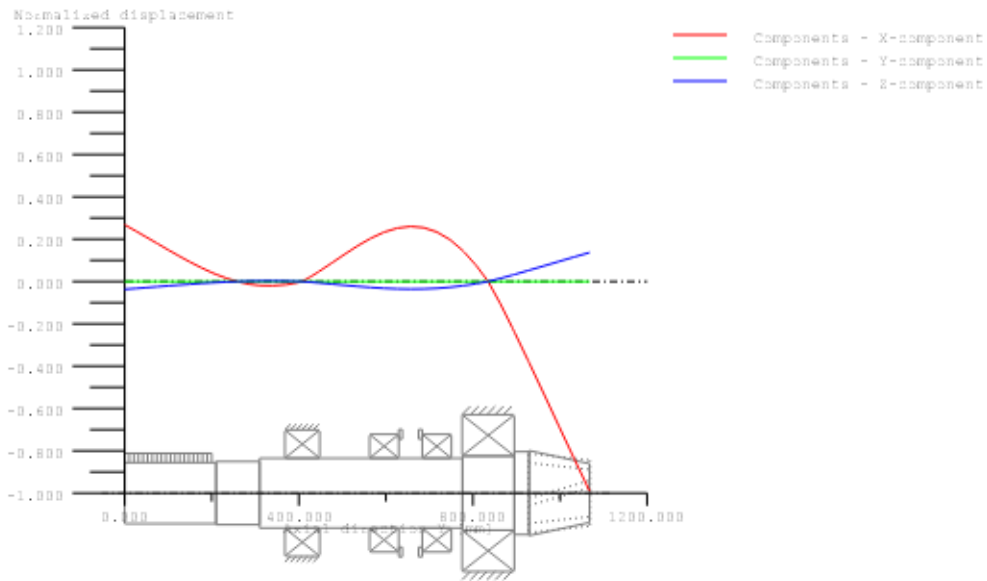


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

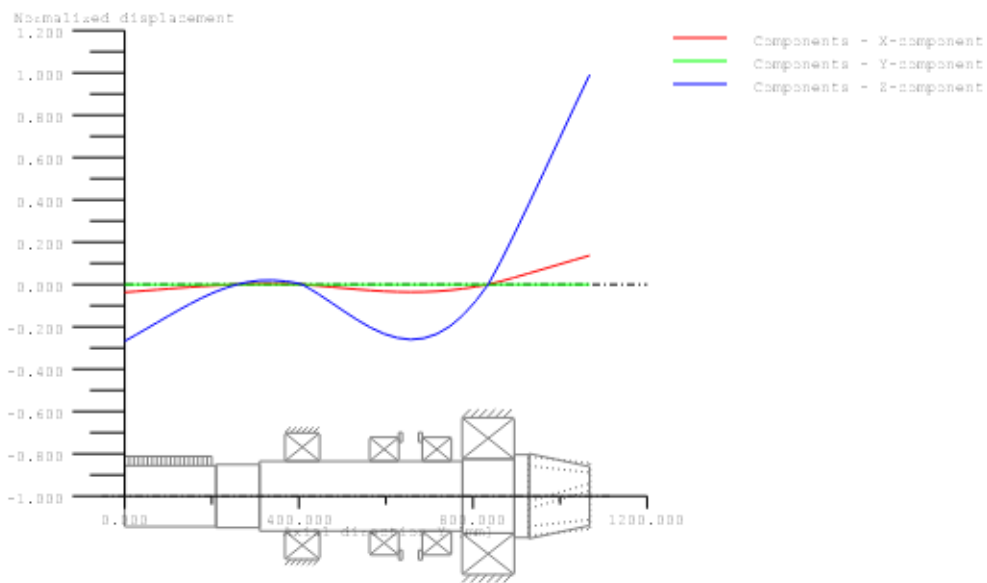


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

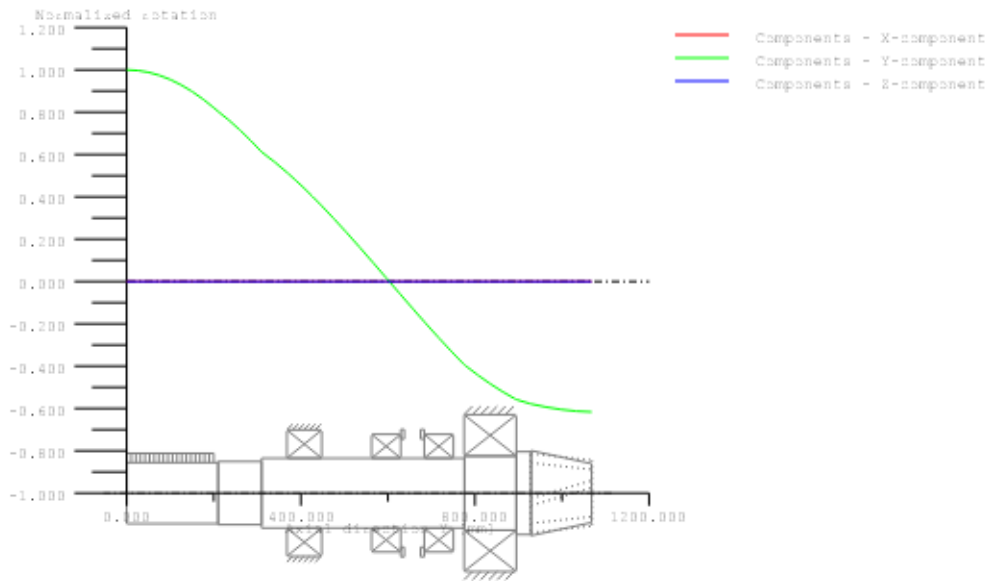


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

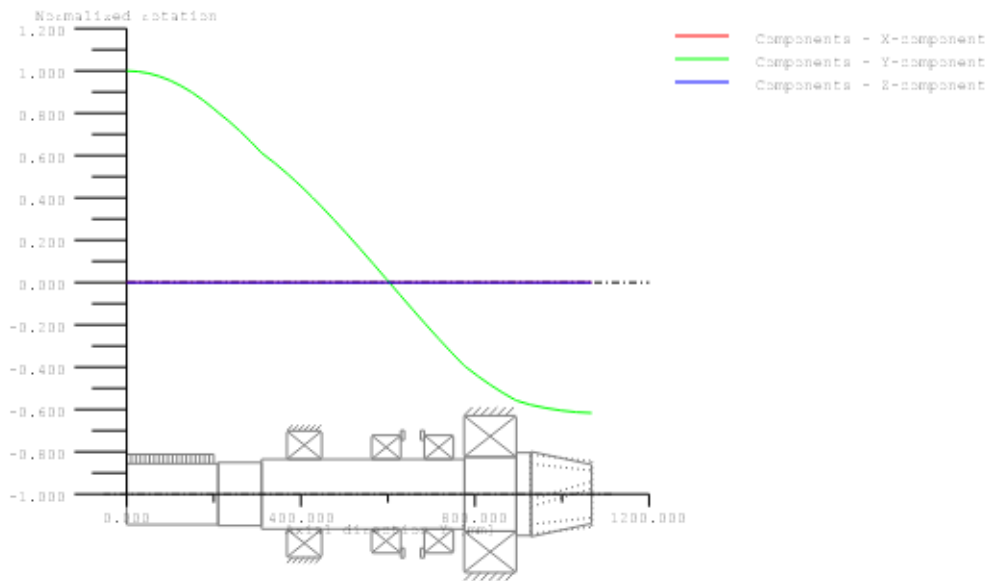


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

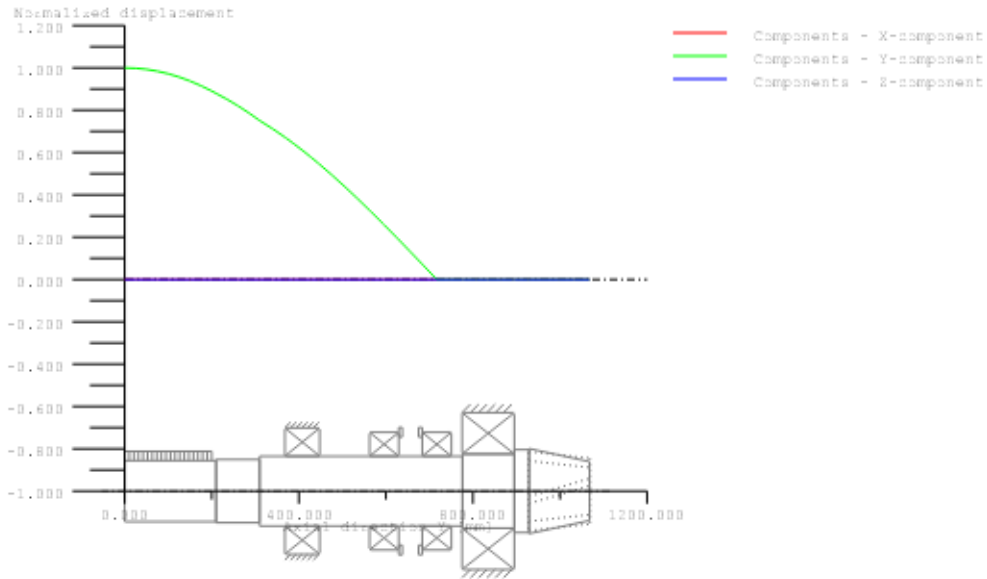


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

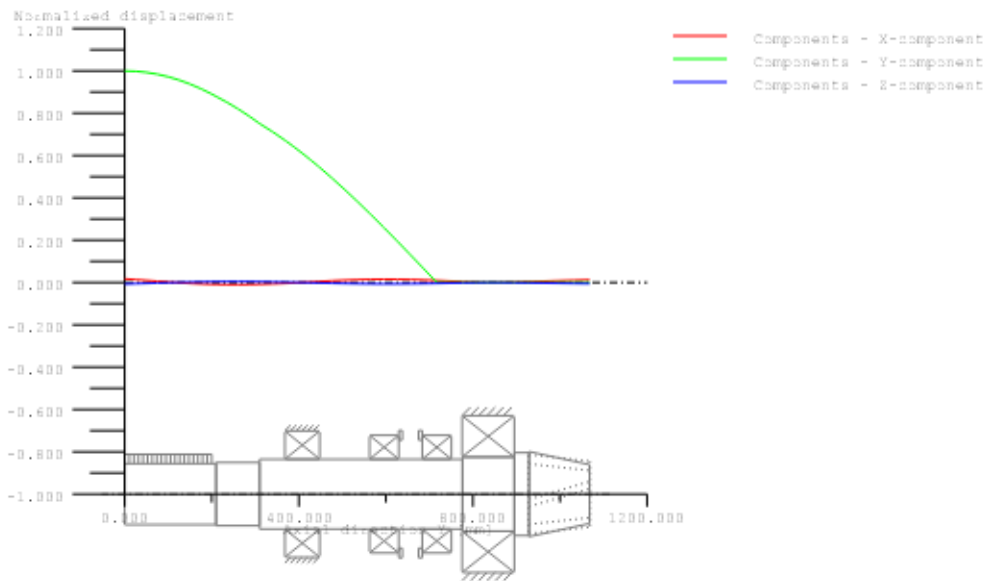


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

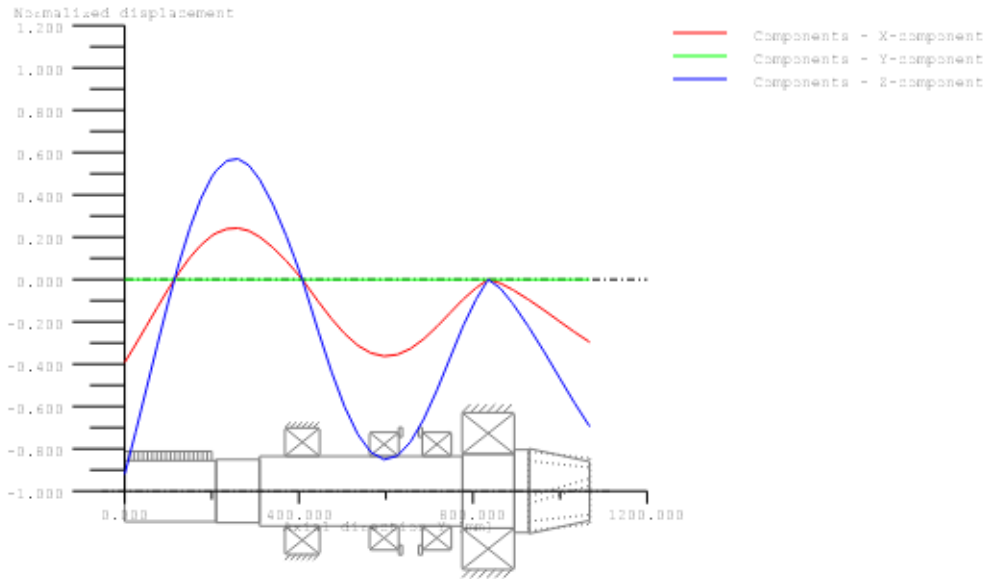


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

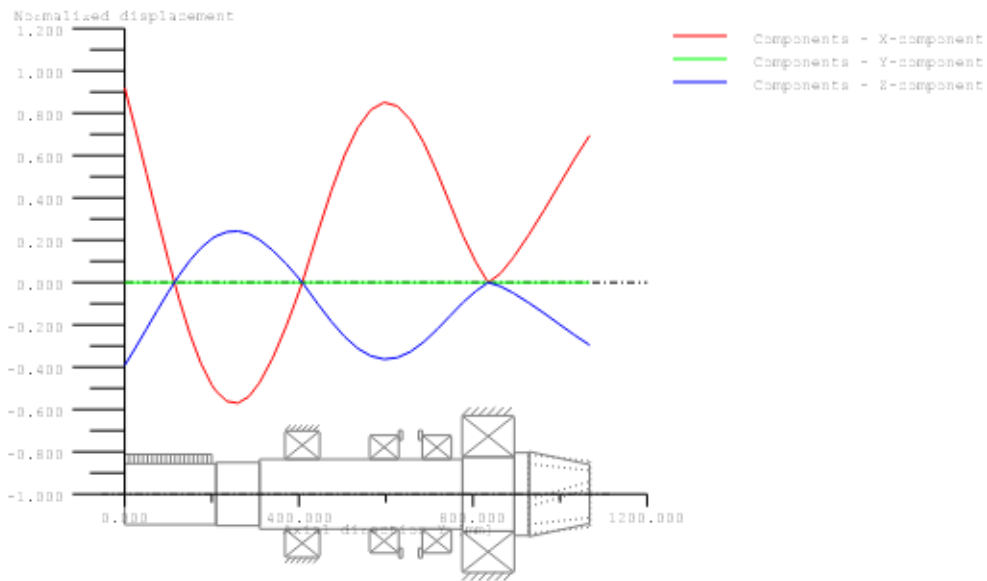


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

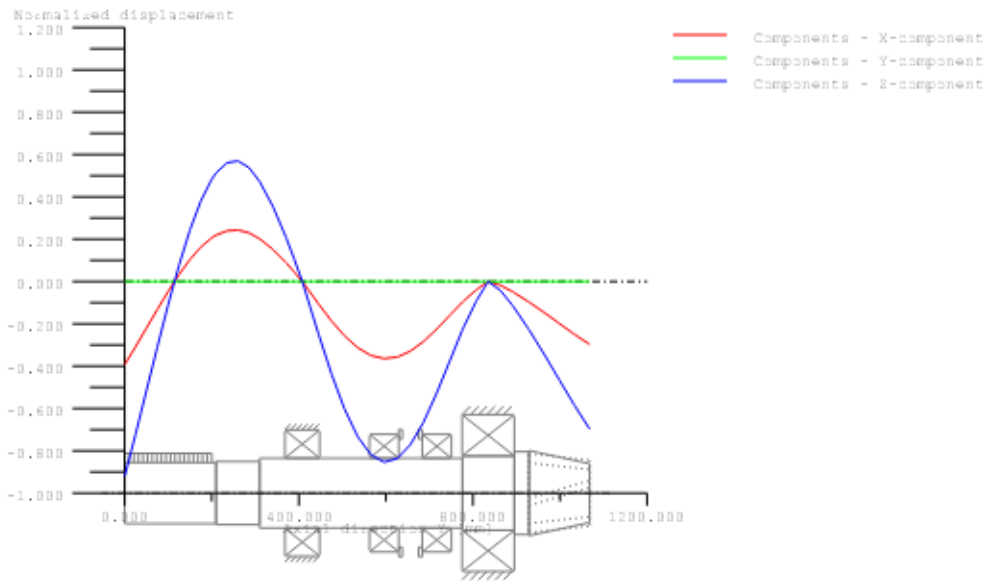


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

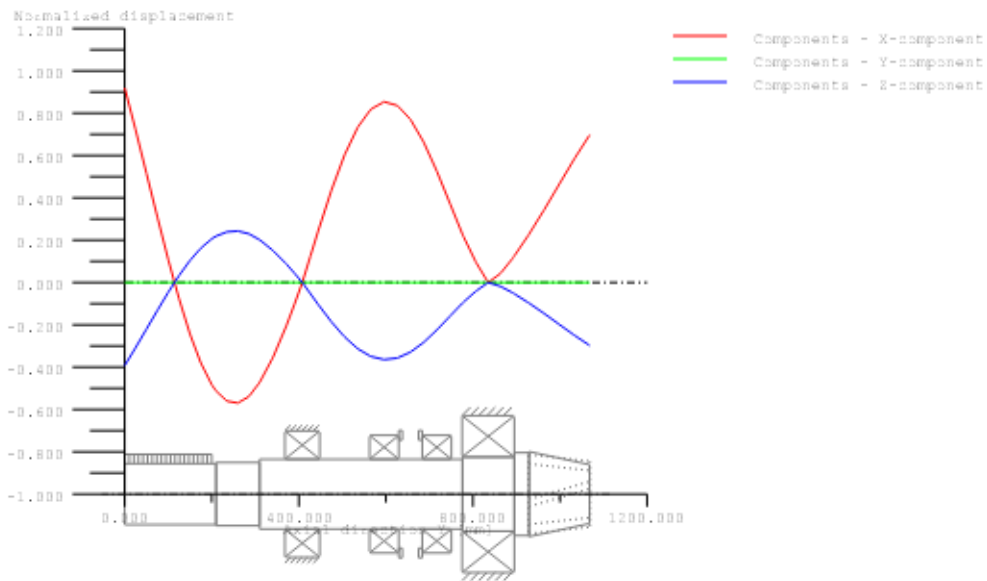


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

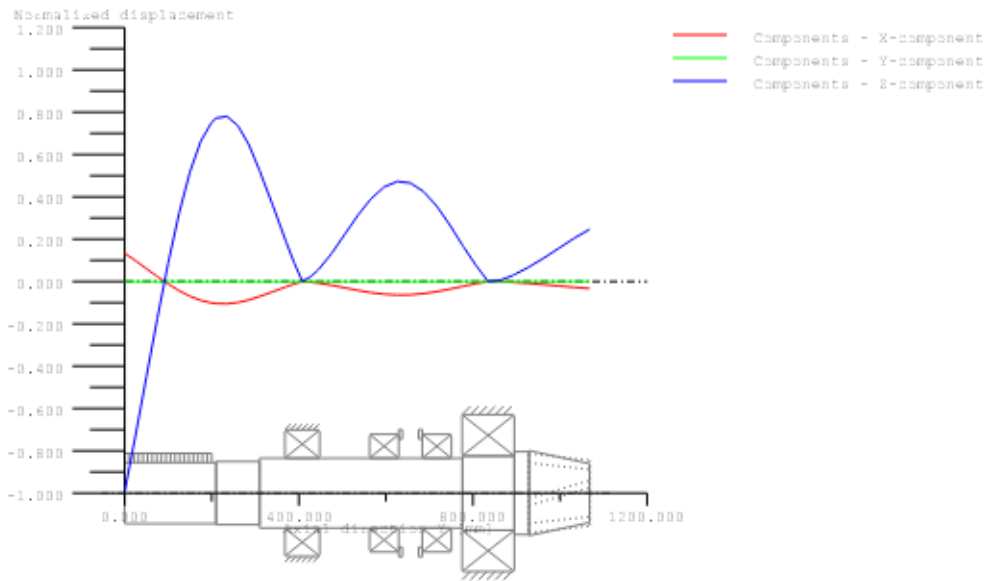


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

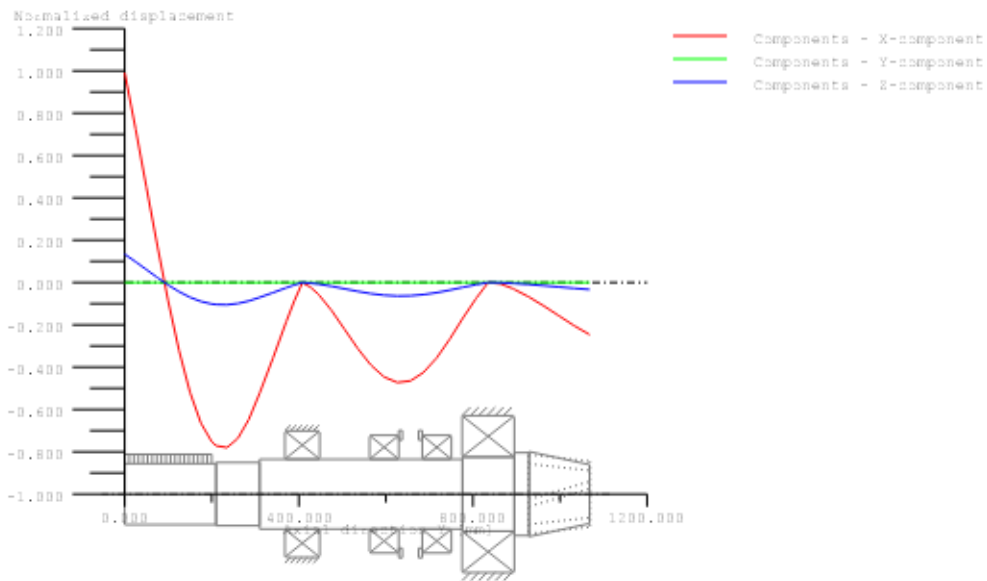


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

End report

lines: 333

KISSsoft - Release 03-2012F
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File
Name : hridel 2 i20 FINAL
Changed by : pholy on: 03.03.2014 at: 16:03:20

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:
1-> Shaft 1 ('Shaft 2'): Parts of gear 'Cylindrical gear' are parameterized wrong on at least one shaft section. Masses and moments of inertia of the gear are not taken into account there.

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 2
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	746.000
Speed (1/min)	214.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	280.818
Mass moment of inertia (kg*m ²)	10.537
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	413.453
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Position in space (°)	0.000
Regard gears as masses and stiffness	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is not considered	
Reference temperature (°C)	20.000

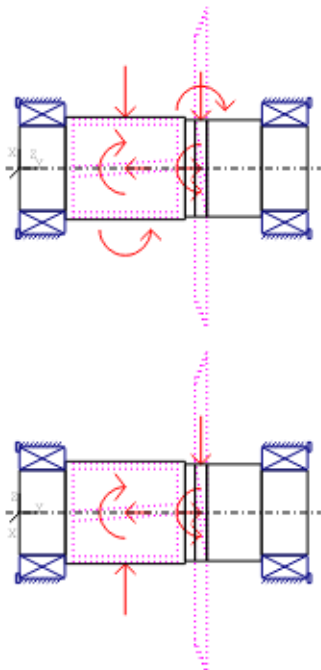


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 2)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)	y= 0.00...119.00 (mm)
d=220.00 (mm), l=119.00 (mm), Rz=32.0	
Radius right (Radius right)	
r=2.00 (mm), Rz=32.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=5.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 119.00...429.00 (mm)
d=265.00 (mm), l=310.00 (mm), Rz=32.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 429.00...627.00 (mm)
d=250.00 (mm), l=198.00 (mm), Rz=32.0	
Radius left (Radius left)	
r=2.00 (mm), Rz=32.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 627.00...746.00 (mm)
d=220.00 (mm), l=119.00 (mm), Rz=32.0	
Radius left (Radius left)	
r=2.00 (mm), Rz=32.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=5.00 (mm), alpha=45.00 (°)	

Inner contour

Forces

Cylindrical gear (Cylindrical gear)	y= 274.00 (mm)	
Operating pitch diameter	(mm)	256.0825
Helix angle	(°)	8.0498 left

Working pressure angle at normal section(°)	20.9466	
Position of contact point (°)	0.0000	
Length of load application (mm)	270.0000	
Power (kW)	630.0000	driving (Output)
Torque (Nm)	-28112.4152	
Axial force (N)	-31051.5238	
Shearing force X (N)	-84881.7899	
Shearing force Z (N)	219557.5099	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	-3975.8755	

Bevel gear (Bevel gear / hypoid gear) y= 470.00 (mm)

Operating pitch diameter (mm)	762.1024	
Helix angle (°)	30.0000	right
Half angle of cone (°)	77.6920	Tip to the left
Working pressure angle at normal section(°)	20.0000	
Position of contact point (°)	0.0000	
Face width (mm)	145.0000	
Power (kW)	630.0000	driven (Input)
Torque (Nm)	28112.4152	
Axial force (N)	21213.8942	
Shearing force X (N)	-48225.0891	
Shearing force Z (N)	-73775.9567	
Bending moment X (Nm)	-0.0000	
Bending moment Z (Nm)	8083.5794	

Bearing

Spherical roller bearings SKF *24044CC/W33 (Roller bearing 1) y= 59.00 (mm)

Set fixed bearing left
d = 220.000 (mm), D = 340.000 (mm), B = 118.000 (mm), r = 3.000 (mm)
C = 1560.000 (kN), C0 = 2600.000 (kN), Cu = 212.000 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (180.00 µm)

Spherical roller bearings SKF *24044CC/W33 (Roller bearing 2) y= 687.00 (mm)

Set fixed bearing right
d = 220.000 (mm), D = 340.000 (mm), B = 118.000 (mm), r = 3.000 (mm)
C = 1560.000 (kN), C0 = 2600.000 (kN), Cu = 212.000 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (180.00 µm)

Shaft 'Shaft 2': Bevel gear 'Bevel gear / hypoid gear' (y= 470.0000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.

EI (y= 454.5454 (mm)): 39500005.2881 (Nm²), EI (y= 485.4546 (mm)): 39500005.2881 (Nm²), m (yS= 471.0696 (mm)): 98.8371 (kg)

Jp: 8.0608 (kg*m²), Jxx: 4.0382 (kg*m²), Jzz: 4.0382 (kg*m²)

maximum deflection 104.99 µm (Shaft 2, 307.75 (mm))

Center of mass

Shaft 2 367.8 mm

Deformation due to torsion

Shaft 2 [phi.t] 0.01 °

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

Roller bearings, classical calculation (contact angle not considered)

Shaft 'Shaft 2' Roller bearing 'Roller bearing 1'

Position (Y-coordinate) [y]	59.00	mm
Equivalent load [P]	154.12	kN
Equivalent load [P0]	154.12	kN
Life modification factor for reliability[a1]	1.000	
Service life [Lnh]	174705.99	h
Operating viscosity [nu]	48.88	mm ² /s
Reference viscosity [nul]	0.00	mm ² /s
static safety factor [S0]	16.87	
Bearing reaction force [Fx]	65.945	kN
Bearing reaction force [Fy]	9.838	kN
Bearing reaction force [Fz]	-117.162	kN
Bearing reaction force [Fr]	134.446	kN (-60.63°)
Torque of friction [Mloss]	25.898	Nm
Power loss [Ploss]	580.376	W
Displacement of bearing [ux]	-0.043	mm

Displacement of bearing	[uy]	-0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.079	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.090	mm (118.41°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.002	mrاد (-0.01')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.113	mrاد (0.39')
Misalignment of bearing	[rr]	0.113	mrاد (0.39')

Shaft 'Shaft 2' Roller bearing 'Roller bearing 2'

Position (Y-coordinate)	[y]	687.00	mm
Equivalent load	[P]	71.63	kN
Equivalent load	[P0]	71.63	kN
Life modification factor for reliability[al]		1.000	
Service life	[Lnh]	2247111.79	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nu1]	0.00	mm ² /s
static safety factor	[S0]	36.30	
Bearing reaction force	[Fx]	67.162	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-24.889	kN
Bearing reaction force	[Fr]	71.626	kN (-20.33°)
Torque of friction	[Mloss]	14.017	Nm
Power loss	[Ploss]	314.115	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.084	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.033	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.090	mm (158.41°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.121	mrاد (-0.42')
Misalignment of bearing	[ry]	0.137	mrاد (0.47')
Misalignment of bearing	[rz]	0.017	mrاد (0.06')
Misalignment of bearing	[rr]	0.123	mrاد (0.42')

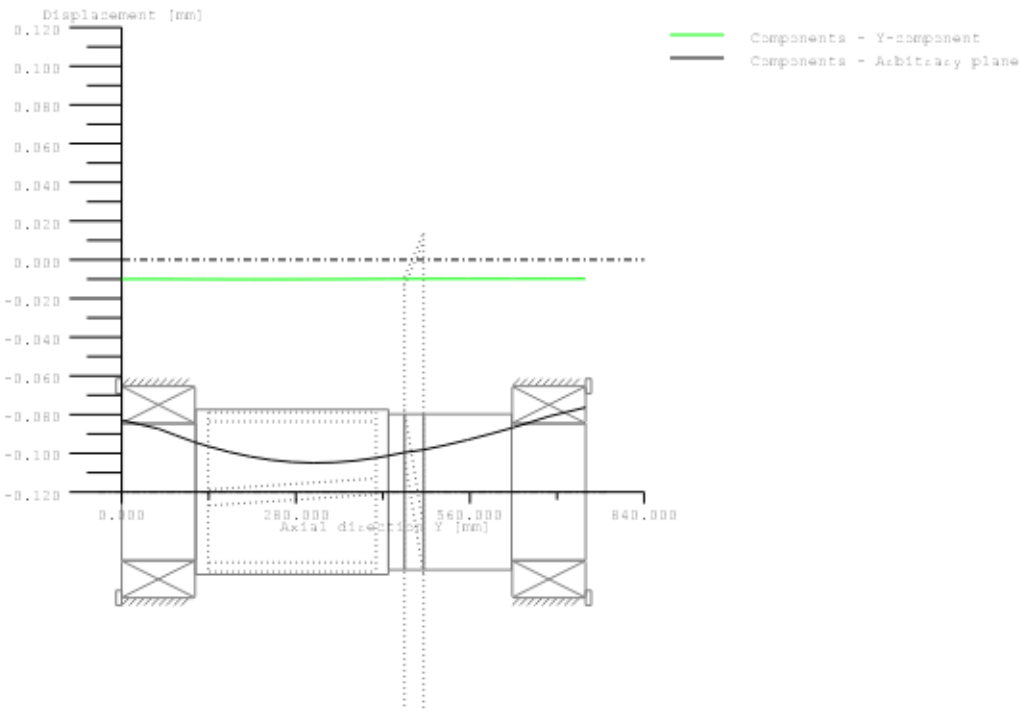
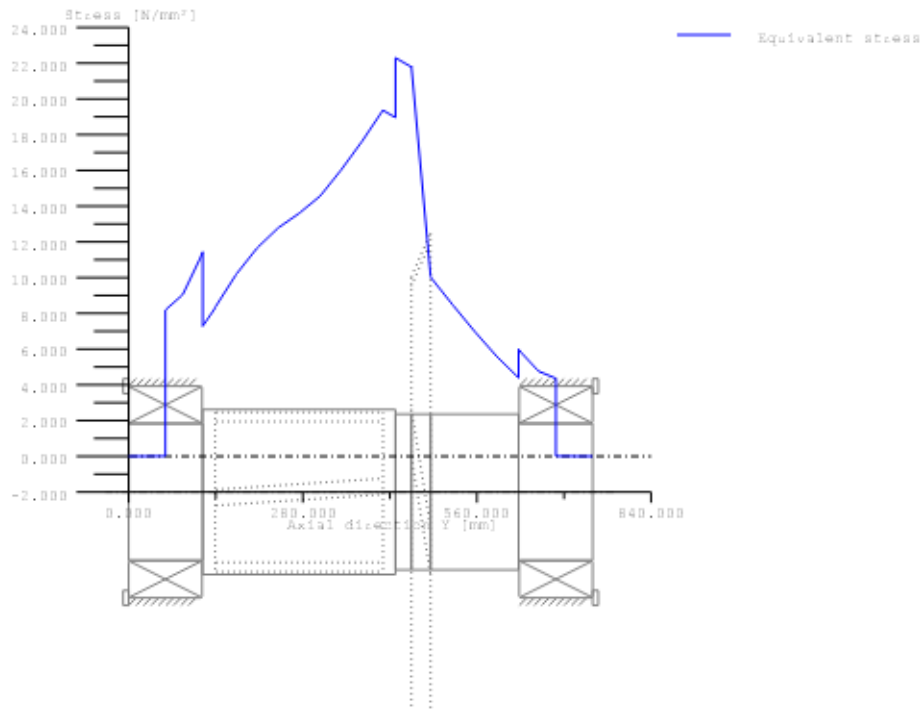


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane -47.52642788 °)



$$\text{GEH(von Mises): } \sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_Z, D)^2 + 3 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$$

Figure: Equivalent stress

Eigenfrequencies/Critical speeds

1. Eigenfrequency:	0.00 Hz,	Critical speed:	0.00 1/min	Rigid body rotation Y 'Shaft 2'
2. Eigenfrequency:	888.60 Hz,	Critical speed:	53316.25 1/min	Bending XY 'Shaft 2'
3. Eigenfrequency:	888.60 Hz,	Critical speed:	53316.25 1/min	Bending YZ 'Shaft 2'
4. Eigenfrequency:	1581.24 Hz,	Critical speed:	94874.20 1/min	Axial 'Shaft 2'
5. Eigenfrequency:	1959.57 Hz,	Critical speed:	117573.94 1/min	Bending XY 'Shaft 2'
6. Eigenfrequency:	1959.57 Hz,	Critical speed:	117573.94 1/min	Bending YZ 'Shaft 2'
7. Eigenfrequency:	2098.98 Hz,	Critical speed:	125938.52 1/min	Torsion 'Shaft 2'
8. Eigenfrequency:	3344.69 Hz,	Critical speed:	200681.61 1/min	Bending YZ 'Shaft 2'
9. Eigenfrequency:	3344.69 Hz,	Critical speed:	200681.62 1/min	Bending XY 'Shaft 2'
10. Eigenfrequency:	3643.78 Hz,	Critical speed:	218626.92 1/min	Torsion 'Shaft 2'

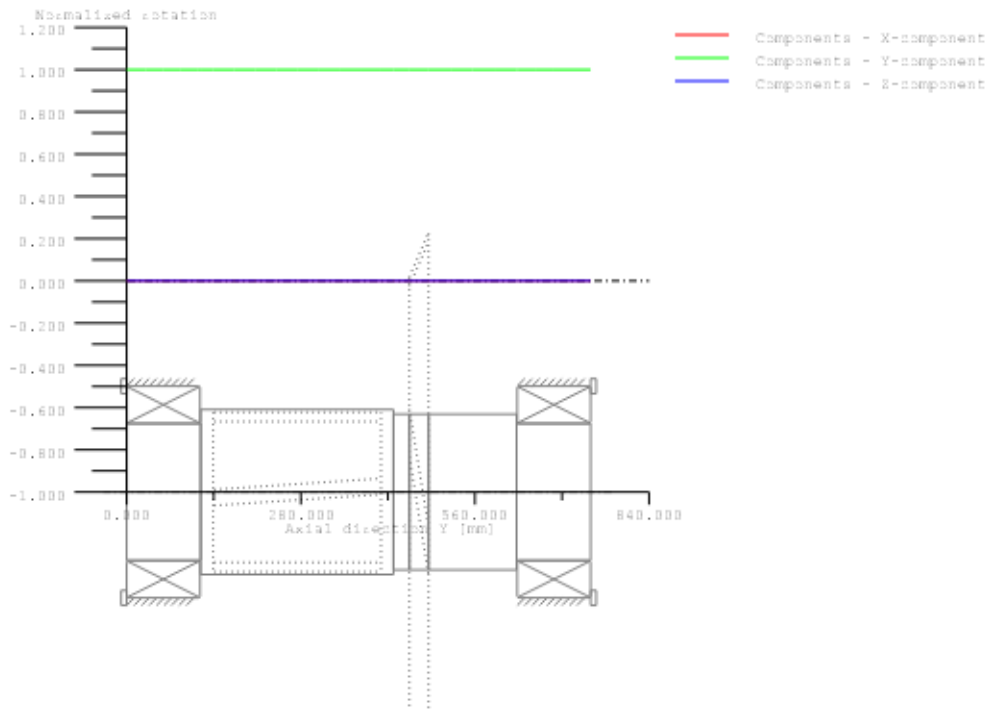


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

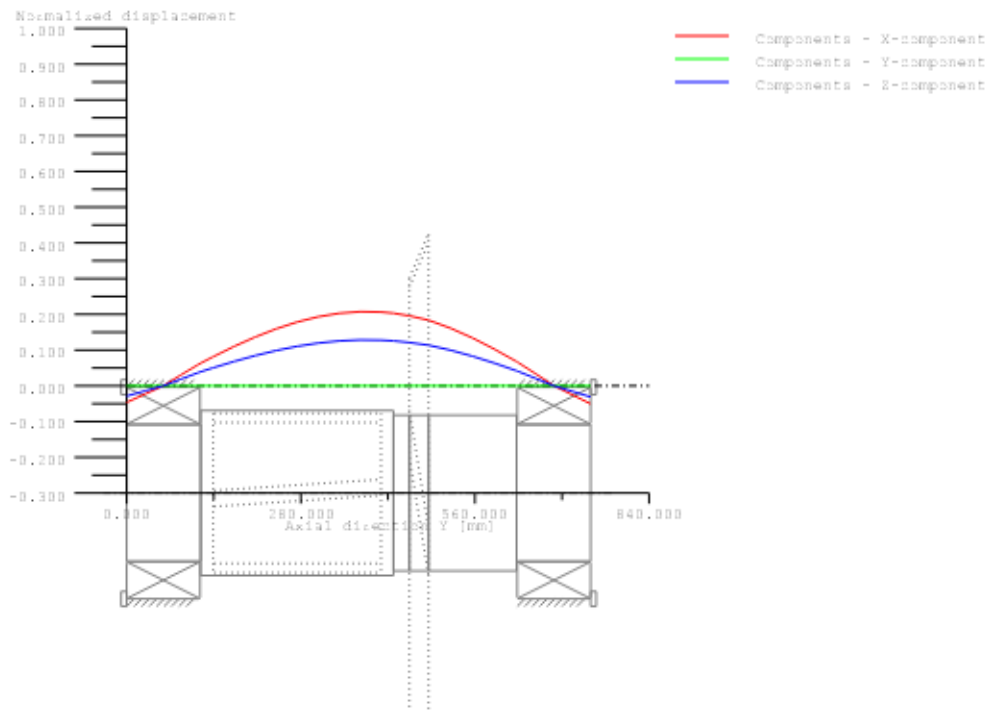


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

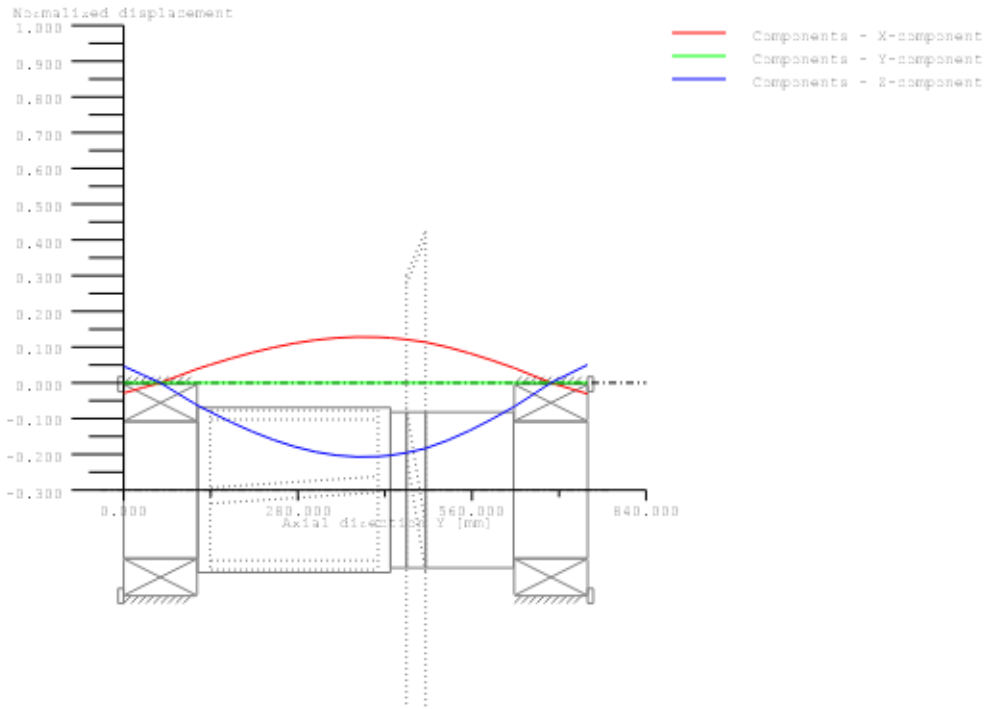


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

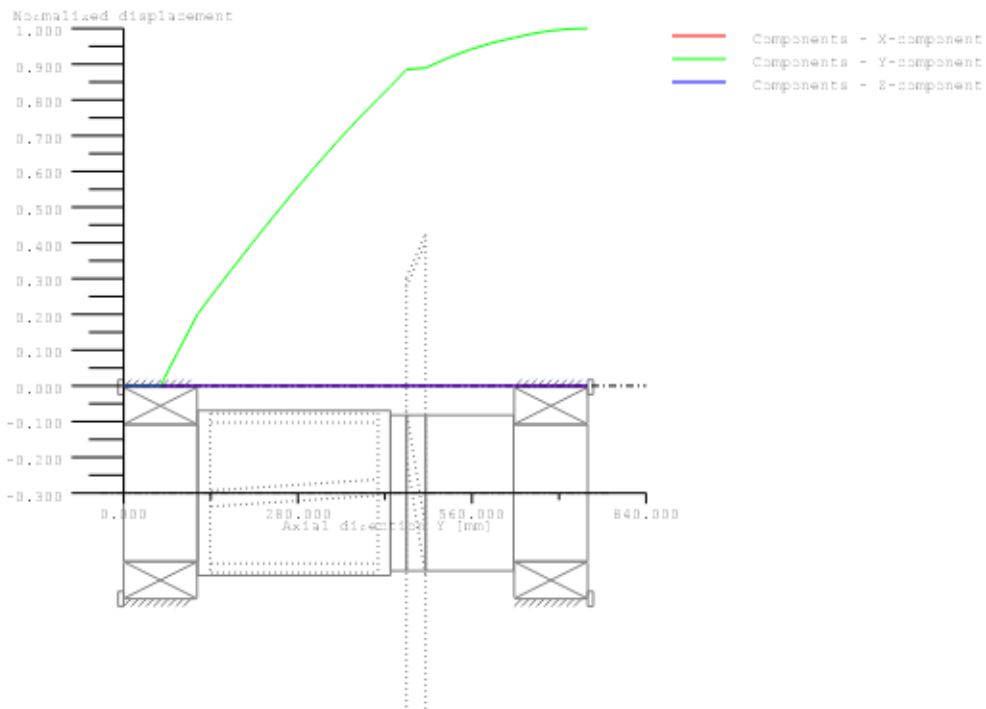


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

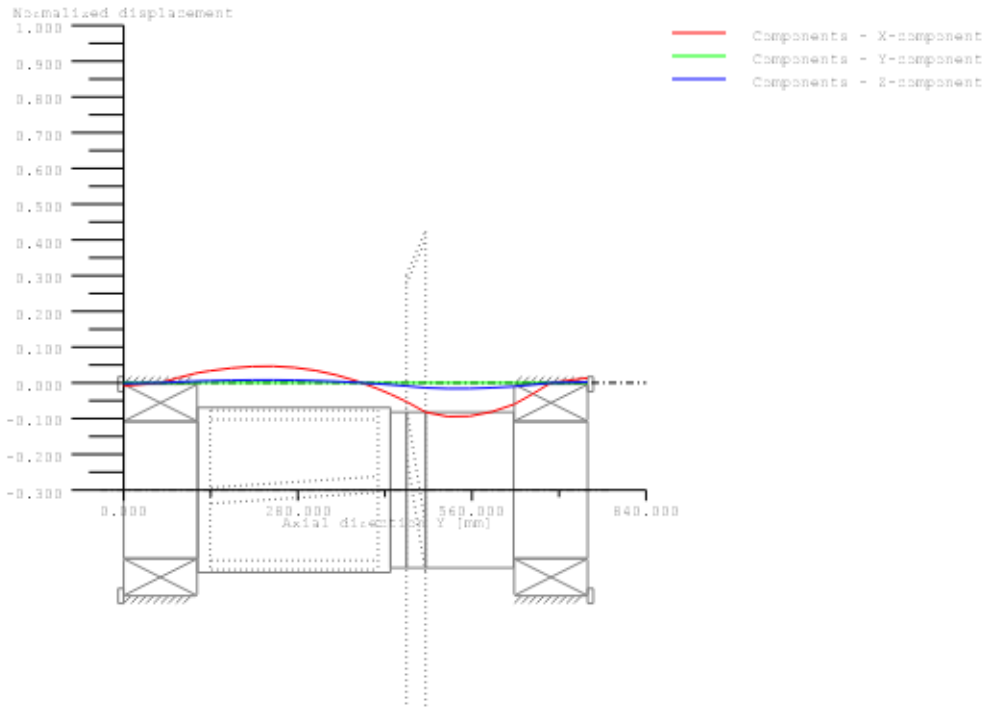


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

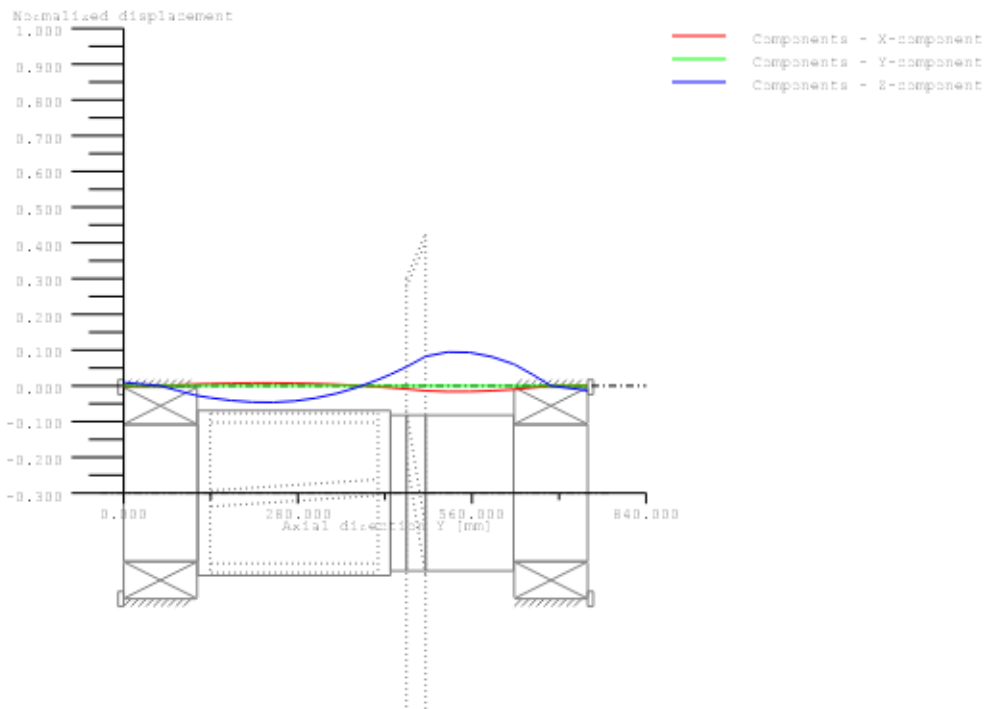


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

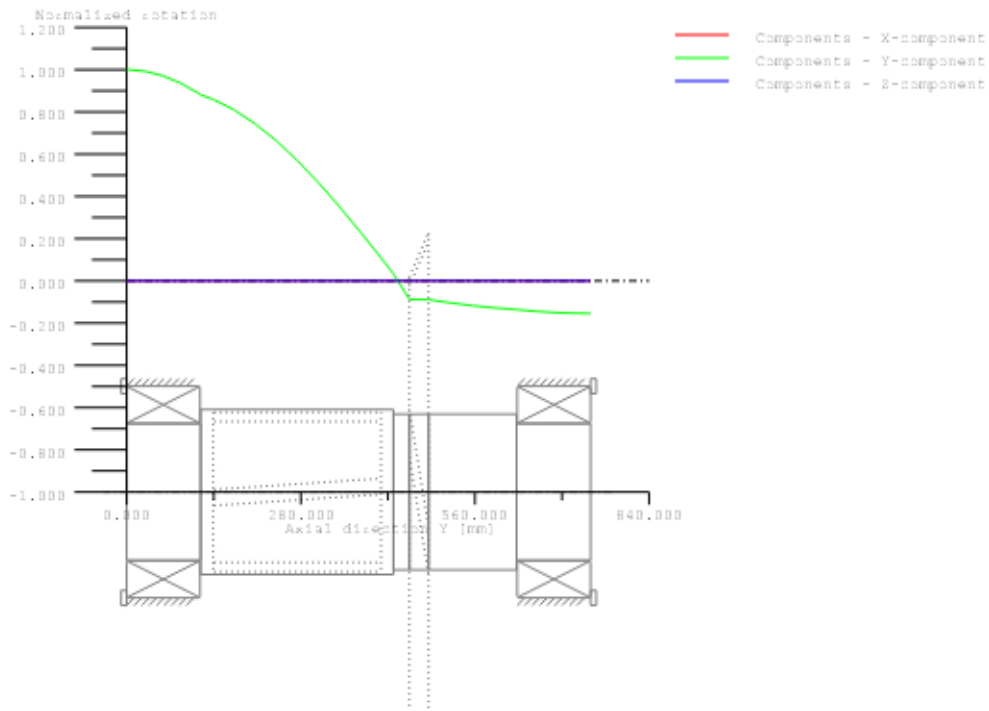


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

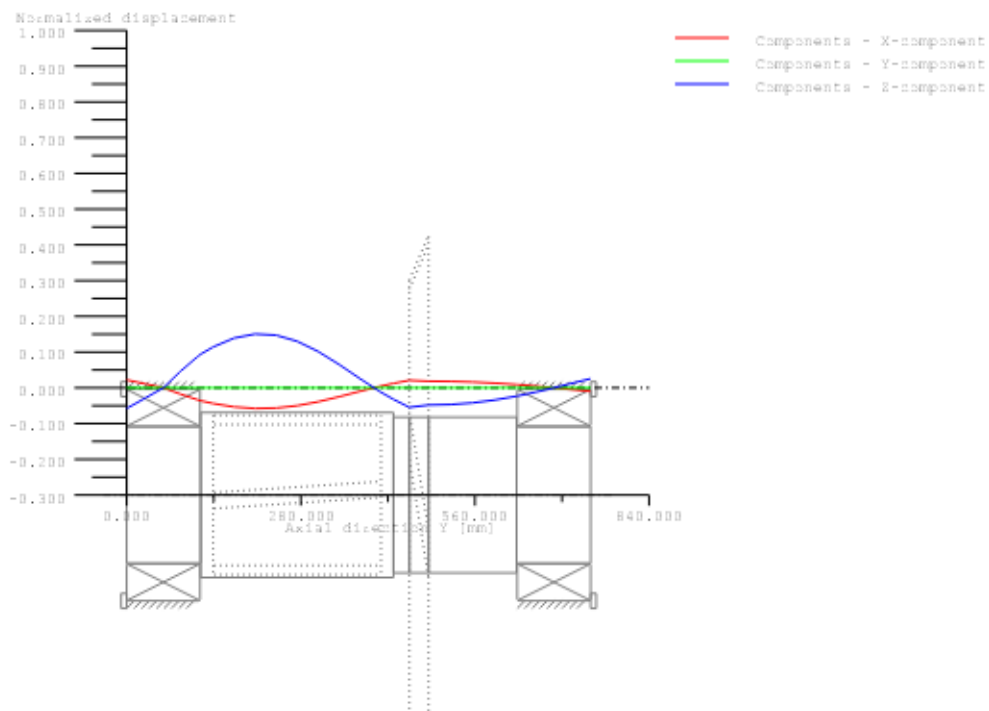


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

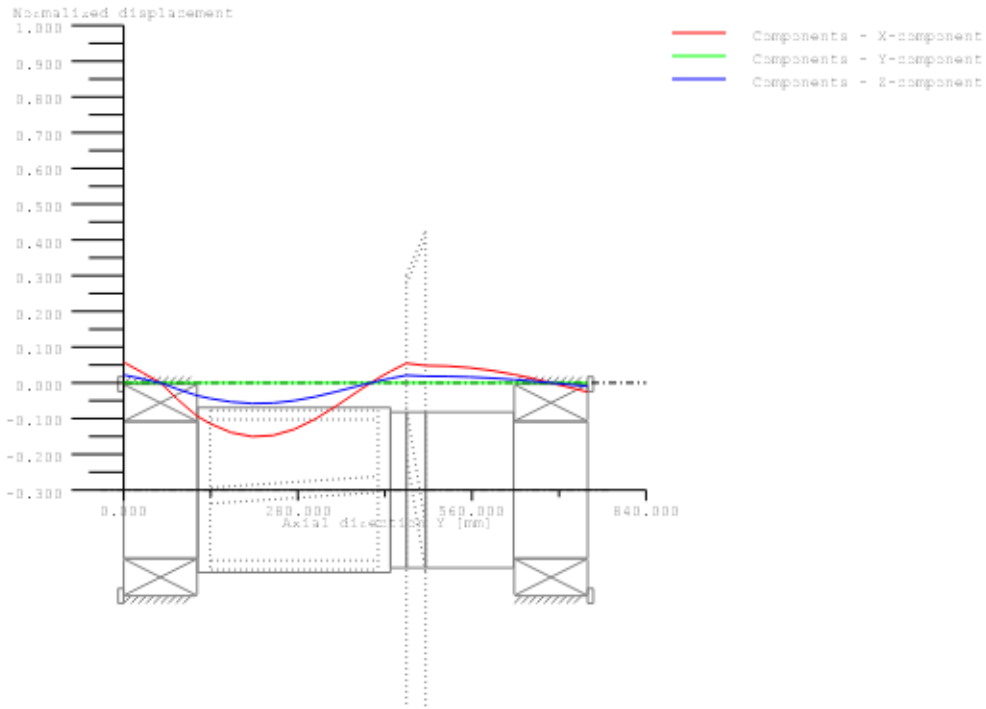


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

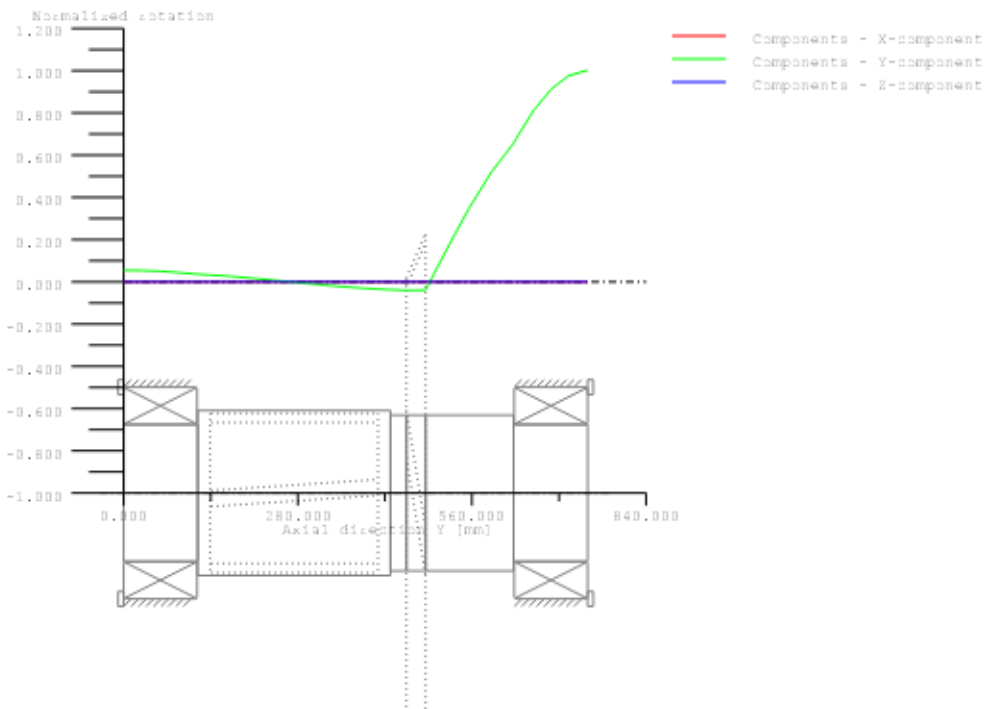


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

End report

lines: 237

_____ KISSsoft - Release 03-2012F _____
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

_____ File _____
Name : HRIDEL 3 i20 FINAL
Changed by : pholy on: 03.03.2014 at: 17:38:35

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 3
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	818.000
Speed (1/min)	50.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (2)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	636.261
Mass moment of inertia (kg*m ²)	320.122
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	12561.596
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Position in space (°)	0.000
Regard gears as masses and stiffness	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is not considered	
Reference temperature (°C)	20.000

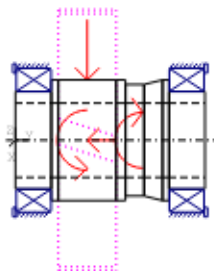
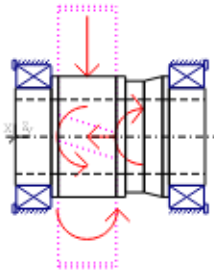


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 3)

Outer contour

<u>Cylinder (Cylinder)</u>	<u>y= 0.00...155.00 (mm)</u>
d=420.00 (mm), l=155.00 (mm), Rz=32.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=5.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Radius right (Radius right)	
r=3.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	<u>y= 155.00...475.00 (mm)</u>
d=520.00 (mm), l=320.00 (mm), Rz=32.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	<u>y= 475.00...555.00 (mm)</u>
d=480.00 (mm), l=80.00 (mm), Rz=32.0	
Radius left (Radius left)	
r=15.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius right (Radius right)	
r=25.00 (mm), Rz= 8.0	
<u>Taper (Cone)</u>	<u>y= 555.00...635.00 (mm)</u>
d1=480.00 (mm), dr=520.00 (mm), l=80.00 (mm), Rz= 8.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	<u>y= 635.00...663.00 (mm)</u>
d=520.00 (mm), l=28.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	<u>y= 663.00...818.00 (mm)</u>
d=420.00 (mm), l=155.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=5.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Radius left (Radius left)	
r=3.00 (mm), Rz= 8.0	

Inner contour

<u>Cylinder inside (Cylindrical bore)</u>	<u>y= 0.00...818.00 (mm)</u>
d=320.00 (mm), l=818.00 (mm)	

Forces

<u>Cylindrical gear (Cylindrical gear)</u>	<u>y= 310.00 (mm)</u>		
Operating pitch diameter	(mm)	1123.9175	
Helix angle	(°)	8.0498	right
Working pressure angle at normal section(°)		20.9466	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	250.0000	
Power	(kW)	630.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	120321.1370	
Axial force	(N)	-30281.1316	
Shearing force X	(N)	-82775.8619	
Shearing force Z	(N)	-214110.2603	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-17016.7472	
<u>Coupling (Coupling / Motor)</u>	<u>y= 550.00 (mm)</u>		
Eff. Diameter	(mm)	320.0000	
Radial force coefficient	(-)	0.0000	
Direction of radial force	(°)	0.0000	
Axial force coefficient	(-)	0.0000	
Length of load application	(mm)	200.0000	
Power	(kW)	630.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-120321.1370	
Mass	(kg)	0.0000	

Bearing

Spherical roller bearings SKF *23084CA/W33 (Roller bearing 1) y= 79.00 (mm)

Set fixed bearing left
d = 420.000 (mm), D = 620.000 (mm), B = 150.000 (mm), r = 5.000 (mm)
C = 3400.000 (kN), C0 = 6000.000 (kN), Cu = 415.000 (kN)
Bearing clearance 0.00 µm

Spherical roller bearings SKF *23084CA/W33 (Roller bearing 2) y= 739.00 (mm)

Set fixed bearing right
d = 420.000 (mm), D = 620.000 (mm), B = 150.000 (mm), r = 5.000 (mm)
C = 3400.000 (kN), C0 = 6000.000 (kN), Cu = 415.000 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (305.00 µm)

Shaft 'Shaft 3': Cylindrical gear 'Cylindrical gear' (y= 310.0000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.
EI (y= 185.0000 (mm)): 633318689.5854 (Nm²), EI (y= 435.0000 (mm)): 633318689.5854 (Nm²), m (y= 310.0000 (mm)): 1526.3331 (kg)
Jp: 292.5963 (kg*m²), Jxx: 154.2478 (kg*m²), Jzz: 154.2478 (kg*m²)

maximum deflection 170.31 µm (Shaft 3, 818.00 (mm))

Center of mass

Shaft 3 623.4 mm

Deformation due to torsion

Shaft 3 [phi.t] -0.00 °

Probability of failure [n] 10.00 %
Axial clearance [uA] 10.00 µm
Roller bearings, classical calculation (contact angle not considered)

Shaft 'Shaft 3' Roller bearing 'Roller bearing 1'

Position (Y-coordinate)	[y]	79.00	mm
Equivalent load	[P]	262.49	kN
Equivalent load	[P0]	256.43	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life	[Lnh]	1701245.35	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nu1]	0.00	mm ² /s
static safety factor	[S0]	23.40	
Bearing reaction force	[Fx]	79.587	kN
Bearing reaction force	[Fy]	30.281	kN
Bearing reaction force	[Fz]	152.080	kN
Bearing reaction force	[Fr]	171.646	kN (62.38°)
Torque of friction	[Mloss]	33.132	Nm
Power loss	[Ploss]	173.477	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
Misalignment of bearing	[rx]	-0.237	mrاد (-0.81')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.005	mrاد (0.02')
Misalignment of bearing	[rr]	0.237	mrاد (0.81')

Shaft 'Shaft 3' Roller bearing 'Roller bearing 2'

Position (Y-coordinate)	[y]	739.00	mm
Equivalent load	[P]	83.30	kN
Equivalent load	[P0]	83.30	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life	[Lnh]	78028063.47	h
Operating viscosity	[nu]	48.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nu1]	0.00	mm ² /s
static safety factor	[S0]	72.03	
Bearing reaction force	[Fx]	3.189	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	83.243	kN
Bearing reaction force	[Fr]	83.304	kN (87.81°)
Torque of friction	[Mloss]	14.100	Nm
Power loss	[Ploss]	73.828	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.004	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.152	mm

Displacement of bearing	[ur]	0.153	mm (-91.52°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.225	mrاد (-0.77')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.037	mrاد (-0.13')
Misalignment of bearing	[rz]	0.003	mrاد (0.01')
Misalignment of bearing	[rr]	0.225	mrاد (0.77')

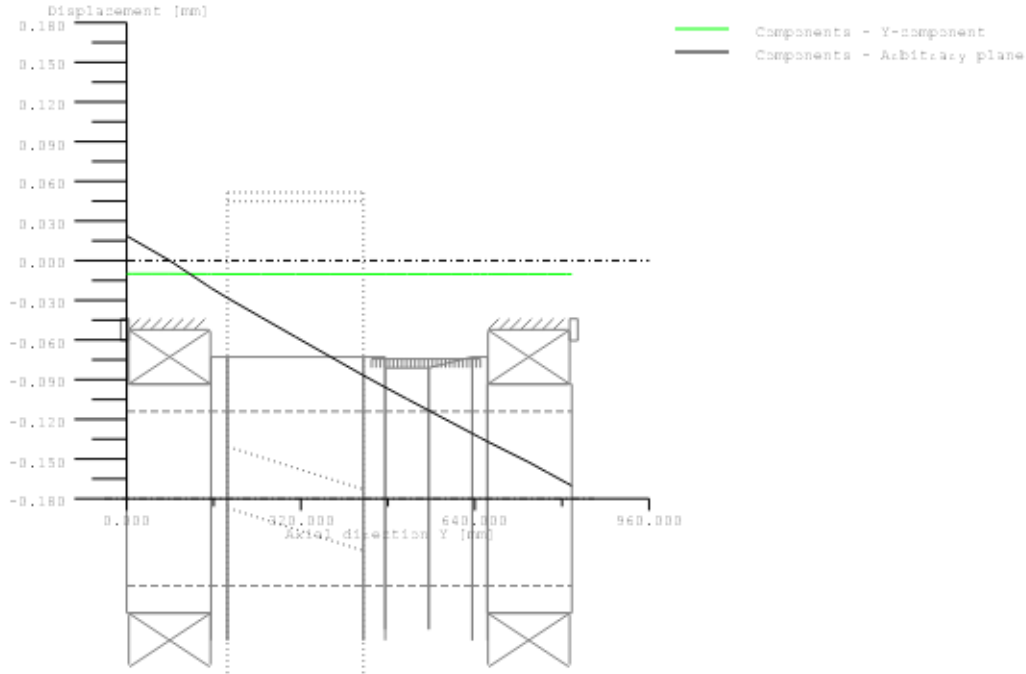
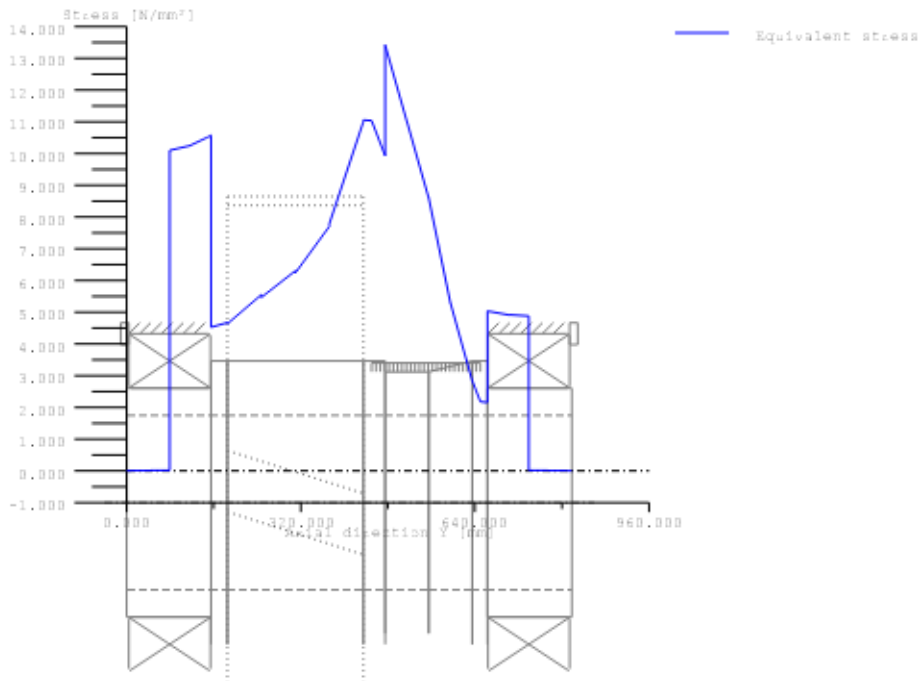


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 88.54983193 °)



$$GEH(\text{von Mises}): \text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$$

Figure: Equivalent stress

Eigenfrequencies/Critical speeds

1. Eigenfrequency:	0.00 Hz,	Critical speed:	0.00 1/min	Rigid body rotation Y 'Shaft 3'
2. Eigenfrequency:	770.83 Hz,	Critical speed:	46249.84 1/min	Bending YZ 'Shaft 3'
3. Eigenfrequency:	770.83 Hz,	Critical speed:	46249.84 1/min	Bending XY 'Shaft 3'
4. Eigenfrequency:	956.78 Hz,	Critical speed:	57406.75 1/min	Bending YZ 'Shaft 3'
5. Eigenfrequency:	956.78 Hz,	Critical speed:	57406.75 1/min	Bending XY 'Shaft 3'
6. Eigenfrequency:	1225.87 Hz,	Critical speed:	73552.29 1/min	Axial 'Shaft 3'
7. Eigenfrequency:	2552.37 Hz,	Critical speed:	153142.32 1/min	Torsion 'Shaft 3'
8. Eigenfrequency:	4069.10 Hz,	Critical speed:	244145.91 1/min	Bending YZ 'Shaft 3'
9. Eigenfrequency:	4069.15 Hz,	Critical speed:	244149.03 1/min	Bending XY 'Shaft 3'
10. Eigenfrequency:	4076.46 Hz,	Critical speed:	244587.42 1/min	Axial 'Shaft 3'

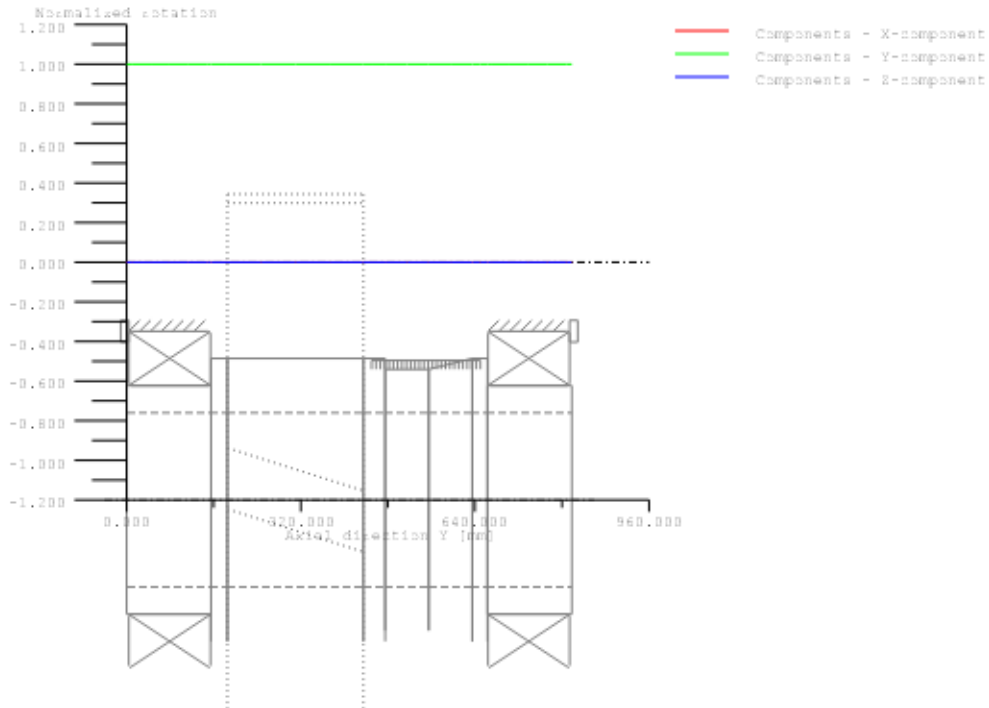


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

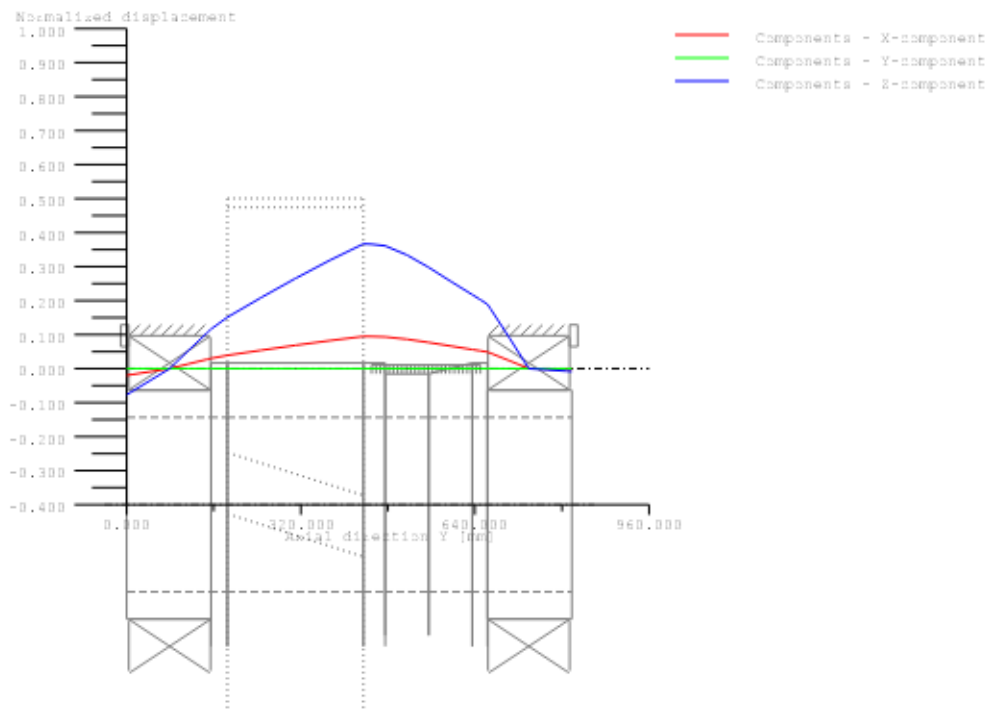


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

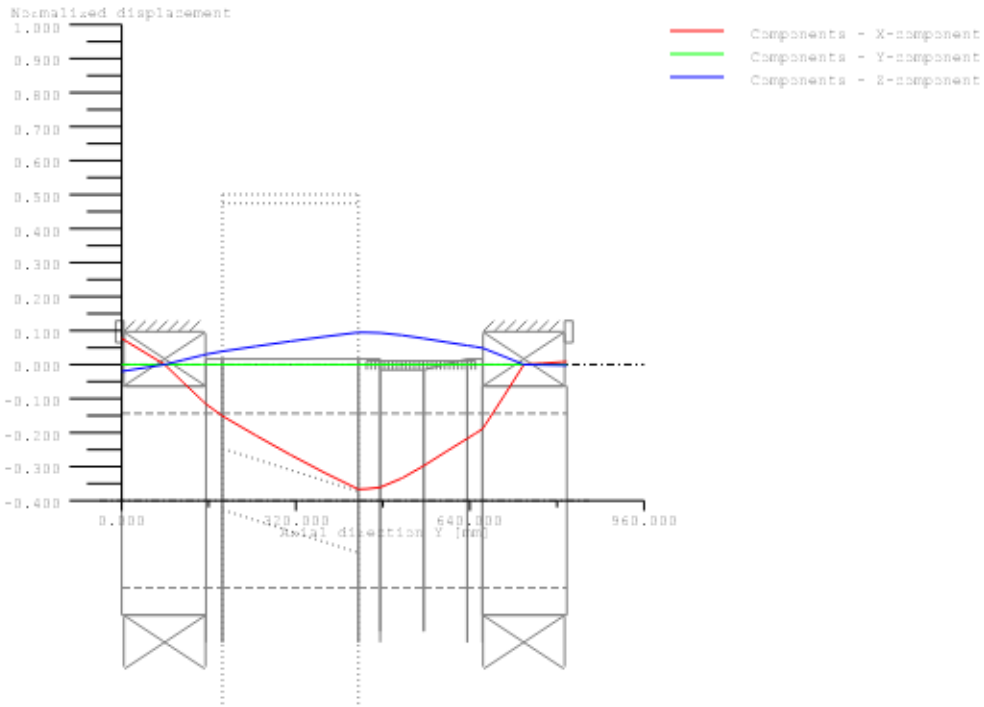


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

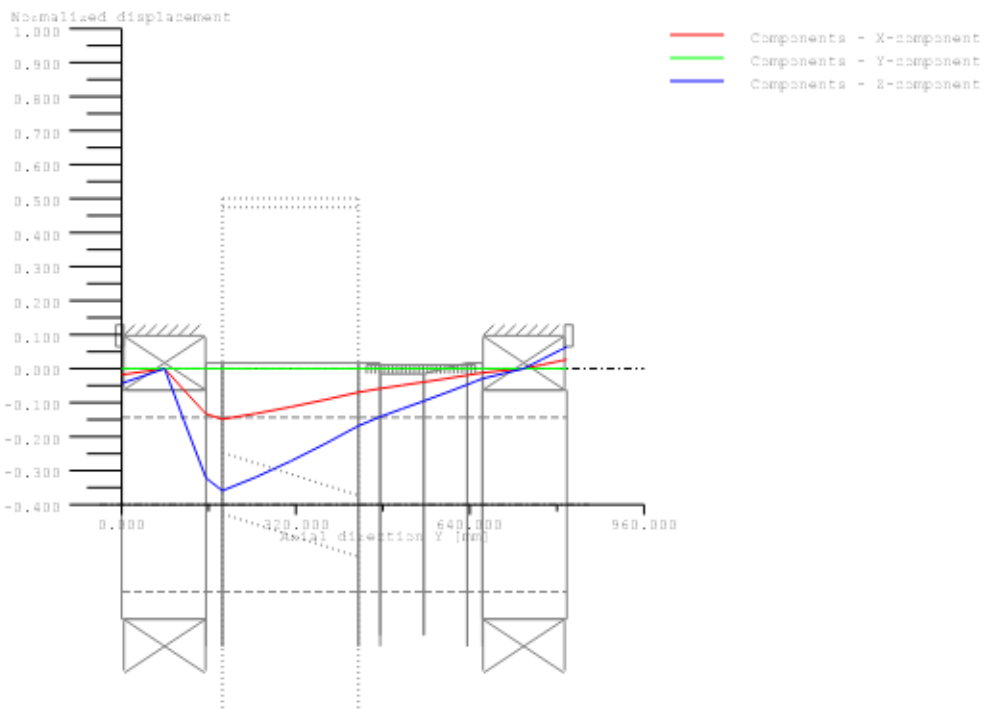


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

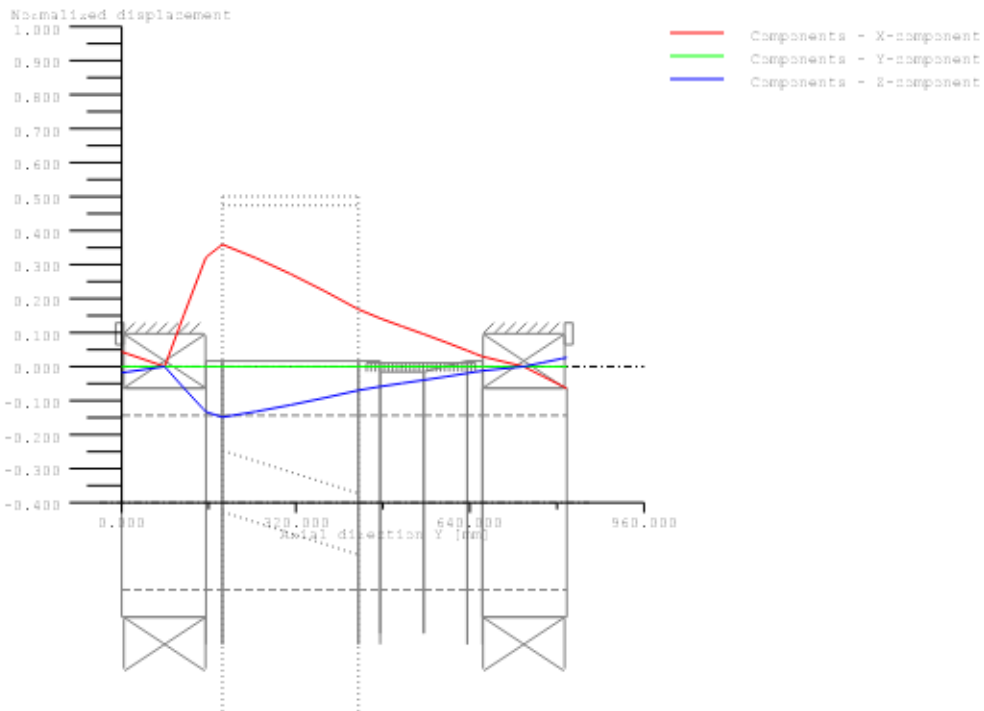


Figure: Eigenfrequenzies (Normalized rotation)

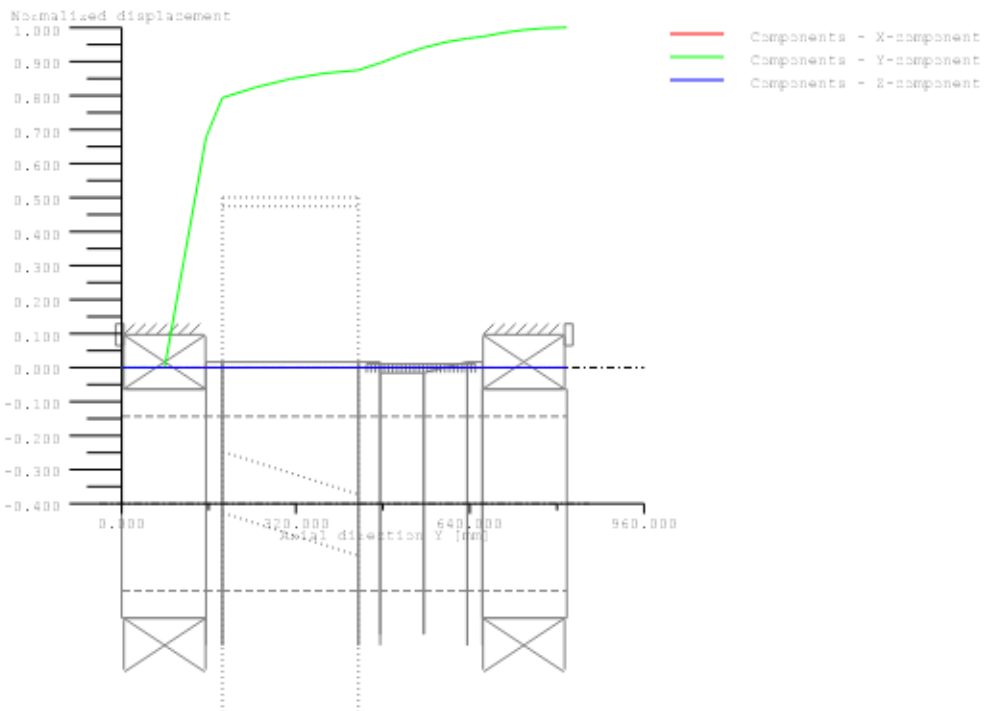


Figure: Eigenfrequenzies (Normalized rotation)

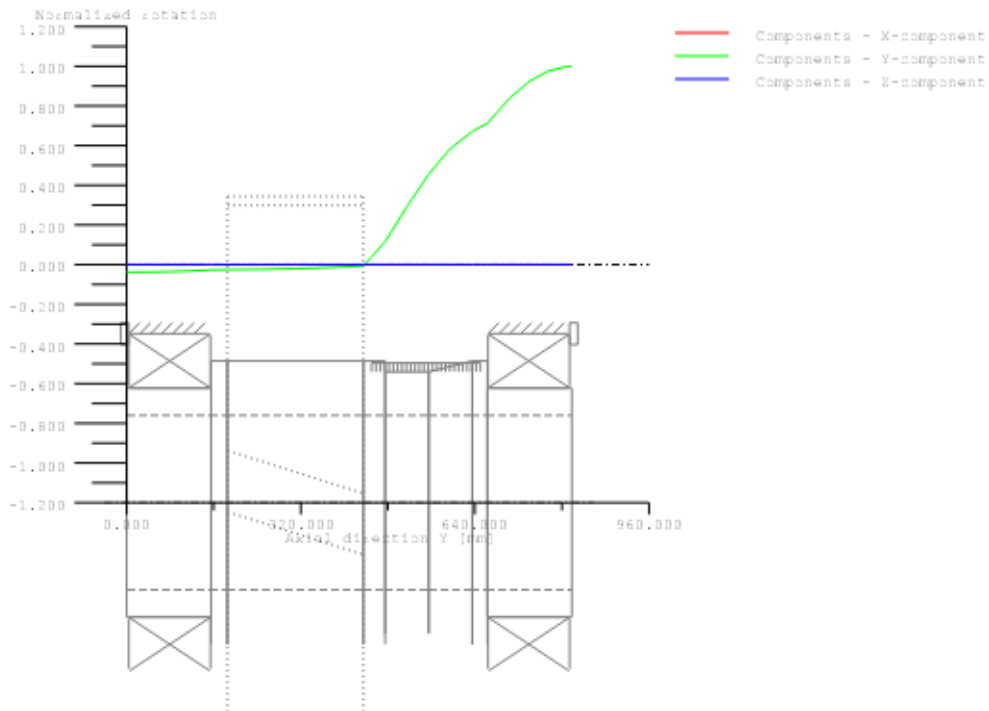


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

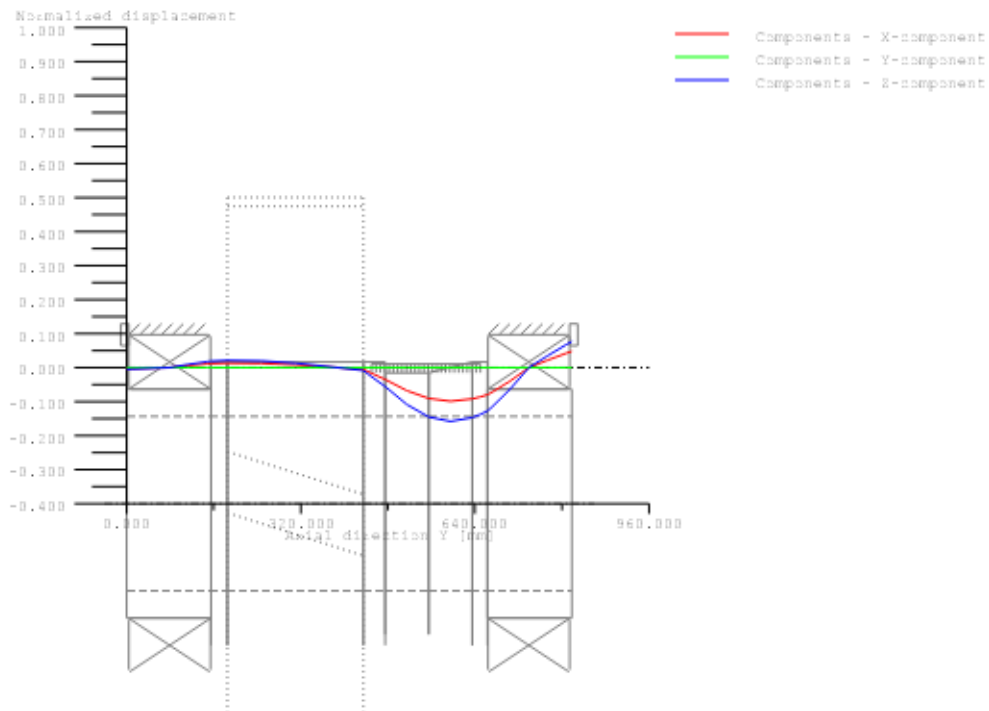


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

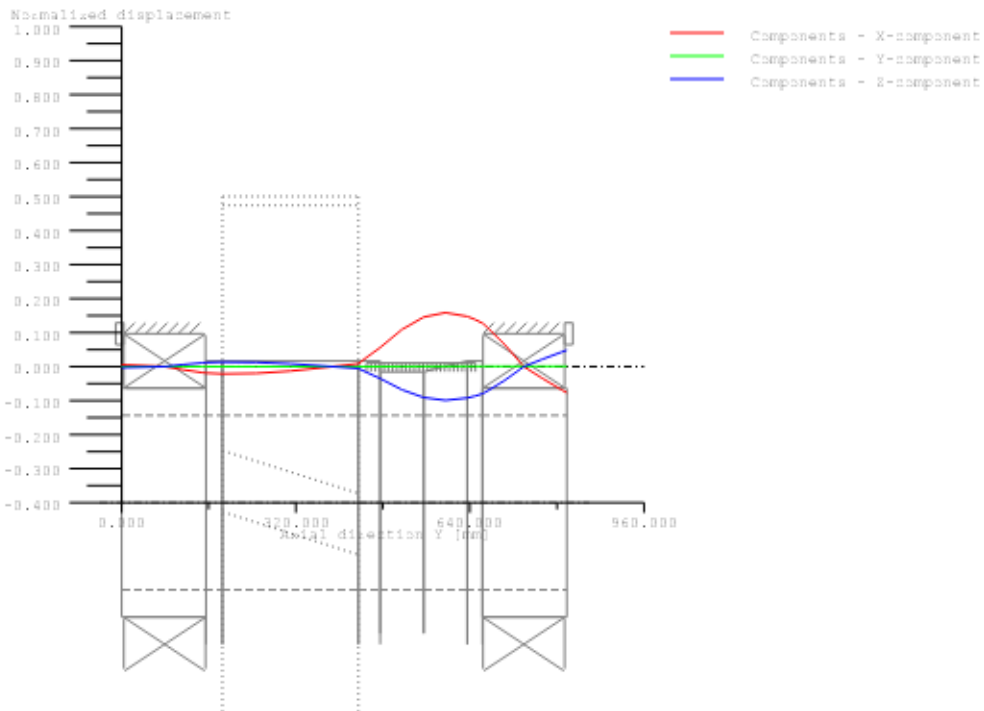


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

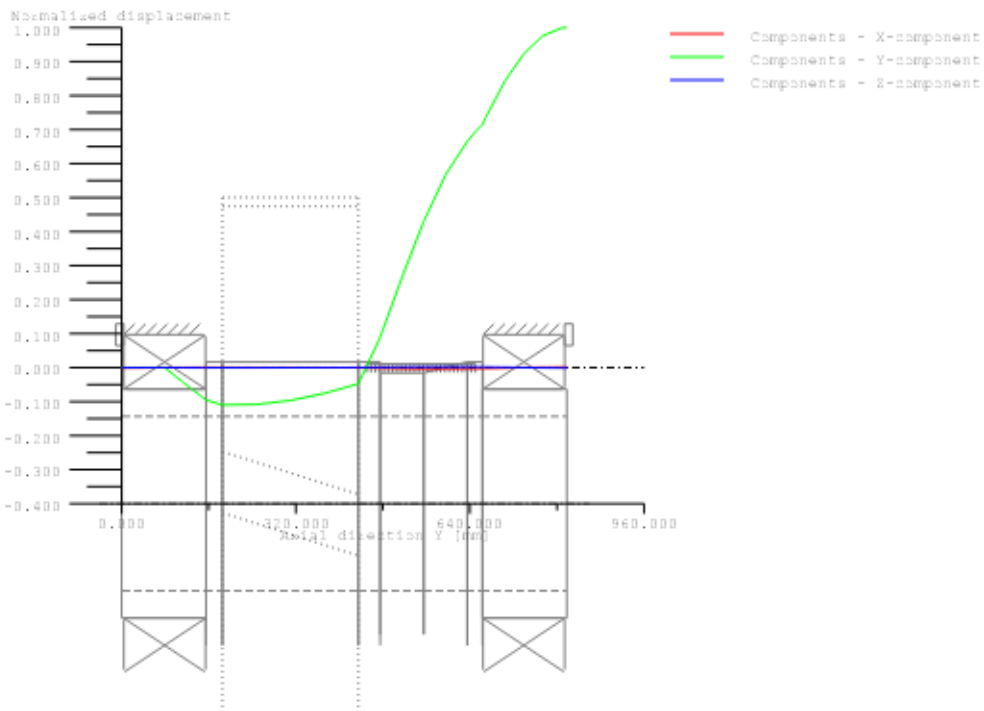


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

End report

lines: 248

PŘÍLOHA [N]

**Zpráva o tepelně přípustných otáčkách ložiska 4
kuželového pastorku**

KISSsoft - Release 03-2012F
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File
Name : lozisko 4
Changed by : pholy on: 03.03.2014 at: 15:47:33

ROLLER BEARING ANALYSIS

**Calculation method: ISO 281:2007 und Herstellerangaben
- With constant a23-factor (1.0)**

General data:
Speed (1/min) 1000.000
Axial force (N) 0.000
Required service life (h) 100000.000

Roller bearing No. 1:

Bearing type SKF NU 2334 ECMA
Type Cylindrical roller bearing (single row)
Only radial load
Radial force (N) [Fr] 101264.000
Axial force (N) [Fa] 0.000

Inner diameter (mm) [d] 170.000
External diameter (mm) [D] 360.000
Width (mm) [B] 120.000
Dynamic load number (kN) [C] 1450.000
Static load number (kN) [C0] 2040.000
Speed limit (oil) (1/min) [n.max] 3000
Dynamic equivalent load (N) [P] 101264.000
Static equivalent load (N) [P0] 101264.000
Torque of friction (Nmm) [M] 65302.482

Service life (h) [Lh] 118820.624
Static safety factor [S0] 20.145

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

End report lines: 46

----- KISSsoft - Release 03-2012F -----
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

----- File -----
Name : lozisko 4
Changed by : pholy on: 03.03.2014 at: 15:50:37

THERMAL ADMISSIBLE SERVICE SPEED CALCULATION

(according to DIN ISO 15312 and DIN 732)

Lubricant	Oil: ISO-VG 220		
Lubrication type:			
Oil-groove lubrication			
Mean bearing temperature	[Tm]	75.000	°C
Temperature of bearing environment	[T]	20.000	°C
Lubricant - service temperature	[TOil]	75.000	°C
Speed	[n]	1000.000	1/min

Bearing 1:

Thermal nominal speed according to DIN ISO 15312:

Type of support	Cylindrical roller bearing (single row)		
Bearing number	SKF NU 2334 ECMA		
Design series	23		
Coefficient	[f0r]	4.000	
(Depends upon type of design and lubrication at reference conditions)			
Coefficient	[f1r]	0.000400	
(Depends upon type of design and load at reference conditions)			
Heat sink reference surface	[As]	199805.293	mm ²
Reference load	[Plr]	102.000	kN
Bearing mean diameter	[dm]	265.000	mm
Bearing-specific reference heat flow density	[qr]	9.990	kW/m ²
kinematic viscosity (for reference conditions)	[nyr]	12.000	mm ² /s
Thermal nominal speed	[ntr]	2587.922	1/min

Thermal admissible service speed according to DIN 732:

Coefficient	[f0]	4.000	
(Depends upon type of design and lubrication)			
Coefficient	[f1]	0.000400	
(Depends upon type of design and load)			
Temperature difference	[deltaT]	5.000	°C
Lubricant Oil-volume	[VOil]	0.500	dm ³ /min
Heat flow (dissipated by the lubricant)	[QL]	0.071	kW
Heat flow (dissipated by the bearing support surface)	[QS]	2.196	kW
Total heat flow	[Q]	2.267	kW
Dynamic equivalent load	[Pl]	101264.000	N
kinematic viscosity at service temperature	[ny]	40.104	mm ² /s
Lubricant film parameter	[KL]	1.965	
Charge parameter	[KP]	1.283	
Speed ratio	[fn]	0.417	
Thermal admissible service speed	[nt]	1080.407	1/min

End report lines: 57
