

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Čelní řaditelné převodovky pro pohon lodního navijáku

Autor: **Bc. Zuzana Baslová**

Vedoucí práce: **Ing. Eva KRÓNEROVÁ, Ph.D.**

Akademický rok 2012/2013

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Zuzana BASLOVÁ**
Osobní číslo: **S11N0027K**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Čelní řaditelné převodovky pro pohon lodního navijáku**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Vypracovat konstrukční návrh pro čelní řaditelnou převodovku pro pohon lodního navijáku a provést příslušné výpočty.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování konstrukčního návrhu včetně systematické specifikace požadavků a koncepčních variant návrhů, výběr optimálního řešení.
2. Zjištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu s potřebnými technickými výpočty.
3. Vypracování potřebné výkresové dokumentace.
4. Komplexní zhodnocení.



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

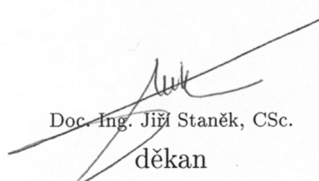
KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie*. Vyd 1. Praha: Computer Press, 1999

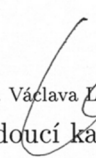
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Eva Krónerová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Michal Bouda**
WIKOW GEAR, s.r.o., Plzeň

Datum zadání diplomové práce: **24. září 2012**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2013**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 24. září 2012

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 vypracovala samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Baslová	Jméno Zuzana	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Krónerová, Ph.D.	Jméno Eva	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Čelní řaditelné převodovky pro pohon lodního navijáku		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	137	TEXTOVÁ ČÁST	56	GRAFICKÁ ČÁST	4
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje teoretickou část, popisující jednotlivé komponenty převodovek, a dále návrh dvoustupňové řaditelné převodovky s příslušnými výpočty a výkresovou dokumentací.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Převodovka, soukolí, ozubená kola, hřídele, ložiska, spojka, řazení, extrémní podmínky, lodní naviják

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Baslová	Name Zuzana	
FIELD OF STUDY	2302T019 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Krónerová, Ph.D.	Name Eva	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	The gearboxes with spur gears for drive of rig winch		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	-------------------------------	-------------------	-----------------------	---------------------	-------------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	137	TEXT PART	56	GRAPHICAL PART	4
----------------	------------	------------------	-----------	-----------------------	----------

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis includes an theoretic piece of components of gearboxes and design of shiftable gearbox with two ratios with calculations and drawings.
KEY WORDS	Gearbox, gears, shafts, bearings, clutch, gear shifting, extreme conditions, rig winch

Poděkování

Zde bych chtěla poděkovat vedoucí mé diplomové práce Ing. Evě Krónerové Ph.D. a Ing. Martinu Kosnarovi za rady a připomínky a dále Ing. Michalu Boudovi za cenné informace z praxe.

Obsah

1	Úvod.....	14
1.1	Zadávající firma.....	14
1.2	Upřesnění zadání	14
2	Převodovky.....	17
2.1	Převodové mechanismy s využitím tvarových elementů.....	18
2.1.1	Ozubené převody.....	18
2.1.2	Řetězové převody	23
2.1.3	Převody s využitím tření	23
2.1.4	S přímou vazbou.....	23
2.1.5	S nepřímou vazbou - řemenové převody	24
2.2	Ložiska	26
2.2.1	Valivá ložiska	26
2.2.2	Kluzná ložiska	27
2.3	Mazání.....	28
2.4	Hřídelové zubové spojky.....	30
2.4.1	Výsuvné válcové zubové spojky	30
2.5	Skříň převodovky.....	31
3	Lodě, pokládající kabely, lodní navijáky	32
4	Další významní výrobci převodovek.....	33
4.1	ZF Engineering	33
4.2	Vítkovice MKV s.r.o.....	34
5	Softwary pro řešení převodovek	35
5.1	Autodesk Inventor.....	35
5.2	Prev	35
5.3	MitCalc.....	35
5.4	Kissoft.....	35
6	Návrh orgánové struktury TS	36
6.1	Specifikace požadavků na TS.....	36
6.1.1	Požadavky na vnější vlastnosti TS vztažené k transformačním procesům všech etap životního cyklu TS.....	36
6.1.2	Požadavky na vnější vlastnosti TS vztažené k operátorům transformačních procesů všech etap životního cyklu TS	38
6.1.3	Požadavky na vnitřní/reaktivní vlastnosti TS	39
6.1.4	Požadavky na strukturní/deskriptivní vlastnosti TS.....	39
6.2	Požadované cíle	40
6.3	Morfologická matice.....	41

6.4	Varianty řešení.....	42
6.4.1	Varianta A	42
6.4.2	Varianta B	43
6.5	Hodnocení variant TS	44
7	Konstrukční návrh.....	45
7.1	Hrubá stavební struktura	45
7.2	Konstrukční řešení	46
7.2.1	Řešení ozubených kol a hřídelů.....	46
7.2.2	Ložiska	49
7.2.3	Řešení spojky	50
7.2.4	Další elementy	51
7.2.5	Řešení teploty	53
7.2.6	Problematika mazání.....	54
7.2.7	Řešení připevnění převodovky k podkladu.....	54
7.3	Shrnutí parametrů	55
7.4	Výrobní postup pro Pastorkovou hřídel 2	56
8	Výpočty pomocí metody MKP	57
8.1	Pevnostní výpočet skříně převodovky	57
8.2	Modální analýza převodovky	59
8.3	Technicko - ekonomické hodnocení	61
9	Závěr.....	62
10	Bibliografie	63

Seznam použitých veličin a jednotek

d	[mm]	poloměr roztečné kružnice
d _a	[mm]	poloměr hlavové kružnice
d _f	[mm]	poloměr patní kružnice
e	[mm]	šířka zubové mezery
i	[-]	převod
h	[mm]	výška zubu
h _a	[mm]	výška hlavy zubu
h _f	[mm]	výška paty zubu
m	[mm]	hmotnost
M _k	[Nm]	krouticí moment
n ₁	[min ⁻¹]	vstupní otáčky
n ₂	[min ⁻¹]	výstupní otáčky
η	[%]	účinnost
ω	[min ⁻¹]	úhlová rychlost
p	[mm]	rozteč
P ₁	[W]	vstupní výkon
P ₂	[W]	výstupní výkon
s	[mm]	tloušťka zubu
t	[°C]	teplota
v	[ms ⁻¹]	rychlost, obvodová rychlost
z	[-]	počet zubů

Seznam obrázků

Obr. 1-1 Znárodnění základních rozměrů převodovky dle Tab. 1-1	15
Obr. 2-1 Základní schéma převodovky.....	17
Obr. 2-2 Kinematické schéma převodu [10]	17
Obr. 2-3 Přímé zuby [5]	20
Obr. 2-4 Šikmé zuby [5].....	20
Obr. 2-5 Kola s dvojité šikmými zuby [5]	20
Obr. 2-6 Hřeben a pastorek [5].....	20
Obr. 2-7 Kolo s vnitřním ozubením s pastorkem [5].....	20
Obr. 2-8 Kuželová kola s přímými zuby [5]	20
Obr. 2-9 Kuželová kola se šikmými zuby [5].....	20
Obr. 2-10 Kuželová kola se zakřivenými zuby [5].....	20
Obr. 2-11 Kola se šroubovými zuby [5].....	20
Obr. 2-12 Šnekové soukolí [5]	21
Obr. 2-13 Planetový převod [7].....	21
Obr. 2-14 Profil ozubení [7].....	21
Obr. 2-15 Profil ozubení (KRÁTKÝ, a další, 2002)	22
Obr. 2-16 profil ozubení [12]	22
Obr. 2-17 Řetězový převod [5].....	23
Obr. 2-18 Řetězový převod s přidavným kolem [5]	23
Obr. 2-19 Řetězy pouzdrové rychloběžné [4]	23
Obr. 2-20 Třecí převody s přímou vazbou [4].....	24
Obr. 2-21 Třecí převody s přímou vazbou [4].....	24
Obr. 2-22 Tvarovaná třecí kola [4]	24
Obr. 2-23 Schéma převodu [2]	25
Obr. 2-24 Překřížené opásání [2].....	25
Obr. 2-25 Kruhový průměr [3]	25
Obr. 2-26 Řemeny klínové: a) klasický b) úzký c) široký [3].....	25
Obr. 2-27 Ozubený řemen [3]	25
Obr. 2-28 Řemenový převod ozubeným řemenem [3]	25
Obr. 2-29 Kuličkové ložisko [7].....	26
Obr. 2-30 Válečkové ložisko [7]	26
Obr. 2-31 Soudečkové ložisko [9].....	26
Obr. 2-32 Kuželíkové ložisko [7]	26
Obr. 2-33 Jehličkové ložisko [9]	26
Obr. 2-34 Hydrostatické ložisko [6]	27
Obr. 2-35 Hydrodynamické ložisko [6].....	28
Obr. 2-36 Hydrodynamické ložisko s oválnou pánví [2].....	28
Obr. 2-37 Mazání rozstřikovacím způsobem [3].....	29
Obr. 2-38 Mazání oběhovým způsobem [3].....	29
Obr. 2-39 Způsob mazání broděním [13].....	29
Obr. 2-40 Vstřikování oleje do záběru [14]	29
Obr. 2-41 Výsuvná válcová zubová spojka [1]	30
Obr. 3-1 Loď k pokládání kabelů [15].....	32
Obr. 4-1 Řešení převodovky ZF typ BW 106 [34].....	33
Obr. 4-2 Schéma řešení převodovky ZF typ BW 106 [34].....	33
Obr. 4-3 Znárodnění rozměrů převodovky C3H-xxx [21]	34
Obr. 6-1 Kinematické schéma převodovky – varianta A.....	43
Obr. 6-2 Kinematické schéma převodovky – varianta B.....	44

Obr. 7-1 Kinematické schéma převodovky se znázorněním převodových parametrů	45
Obr. 7-2 Znázornění zadání pevnostního výpočtu 3. pastorkové hřídele v prog. Kisssoft	48
Obr. 7-3 Soudečkové ložisko SKF *23248CC/W33	50
Obr. 7-4 Použití ložiska SKF *23248CC/W33	50
Obr. 7-5 Konstrukční návrh řazení	51
Obr. 7-6 Konstrukční návrh řazení	51
Obr. 7-7 Konstrukční návrh řazení	51
Obr. 7-8 Konstrukční návrh řazení	51
Obr. 7-9 Labyrintové těsnění [22]	52
Obr. 7-10 Těsnění řešené guferem a v-kroužkem	52
Obr. 7-11 Nord-Lock podložka [20].....	53
Obr. 7-12 Nord-Lock podložka [20].....	53
Obr. 7-13 Umístění topného tělesa	53
Obr. 7-14 Kanálky pro rozvod maziva k ložiskům.....	53
Obr. 7-15 Plechy k brodění ozubených kol č. 1 a 4.....	53
Obr. 7-16 Plechy k brodění ozubených kol č. 1 a 4.....	53
Obr. 7-17 Celkový konstrukční návrh převodovky	54
Obr. 8-1 Zadání úlohy pevnostního výpočtu skříně	57
Obr. 8-2 Výsledné redukované napětí dle hypotézy von Mises [MPa]	58
Obr. 8-3 Výsledná deformace se zobrazeným maximem [mm].....	58
Obr. 8-4 Zadání okrajových podmínek	59
Obr. 8-5 Výsledné vlastní frekvence	59
Obr. 8-6 Tvar kmitu při 1. vlastní frekvenci	60

Seznam tabulek

Tab. 1-1 Základní rozměry převodovky (varianta Big), jejich znázornění je na Obr.1.1.....	14
Tab. 1-2 Tabulka požadovaných parametrů (varianta Big).....	16
Tab. 4-1 Rozměry převodovek C3H-xxx.....	34
Tab. 6-1 Požad. na vnější vlastnosti TS vztaž. k trans. procesům všech etap živ. cyklu TS ...	37
Tab. 6-2 Požad. na vnější vl. TS vztaž. k operátorům trans. procesů všech etap cyklu TS.....	38
Tab. 6-3 Požadavky na vnitřní/reaktivní vlastnosti TS.....	39
Tab. 6-4 Požadavky na strukturní/deskriptivní vlastnosti TS	39
Tab. 6-5 Tabulka požadovaných cílů.....	40
Tab. 6-6 Morfologická matice s navrženými orgány ke stanoveným funkcím TS	42
Tab. 7-1 Parametry na ozubených kolech při zařazení 1. nebo 2. převodového stupně.....	46
Tab. 7-2 Parametry jednotlivých ozubených kol.....	47
Tab. 7-3 Parametry jednotlivých ozubených kol.....	47
Tab. 7-4 Teploty a tolerance pro nalisování jednotlivých ozubených kol na hřídele.....	48
Tab. 7-5 Shrnutí maximálních průhybů a maximálních napětí hřídelí	49
Tab. 7-6 Tabulka vypočtených životností jednotlivých ložisek převodovky.....	49
Tab. 7-7 Shrnutí parametrů	55
Tab. 7-8 Výrobní postup 2. hřídele.....	56
Tab. 8-1 Tabulka výsledných hodnot pevnostní analýzy skříně převodovky	58
Tab. 8-2 Tabulka výsledných hodnot modální analýzy převodovky.....	60
Tab. 8-3 Otáčky hřídelí při zařazení 1. a 2. stupně pro srovnání s budícími frekvencemi	60

1 Úvod

Cílem této diplomové práce je navrhnout převodovku dle zadaných parametrů a požadavků, vyplývajících z prostředí, zvyklostí, případně zkušeností. Je určena pro lodní průmysl. Má sloužit k pohonu lodního navijáku lana, navijáku na kotvu nebo na buben k pokládání kabelů do oceánu. Musí být tedy hlavně uzpůsobena pro trvalé umístění na lodi v oceánu.

1.1 Zadávající firma

Zadávající firmou je Wikov gear, významná firma zabývající se výrobou různých druhů mechanických převodovek. Firma má tradici ve strojírenství více než 125 let a ve výrobě ozubených kol a převodovek více než 80 let. Současný sortiment tvoří například rychloběžné nebo průmyslové převodovky, převodovky pro energetiku, pro těžbu a zpracování surovin, nebo pro kolejová vozidla.



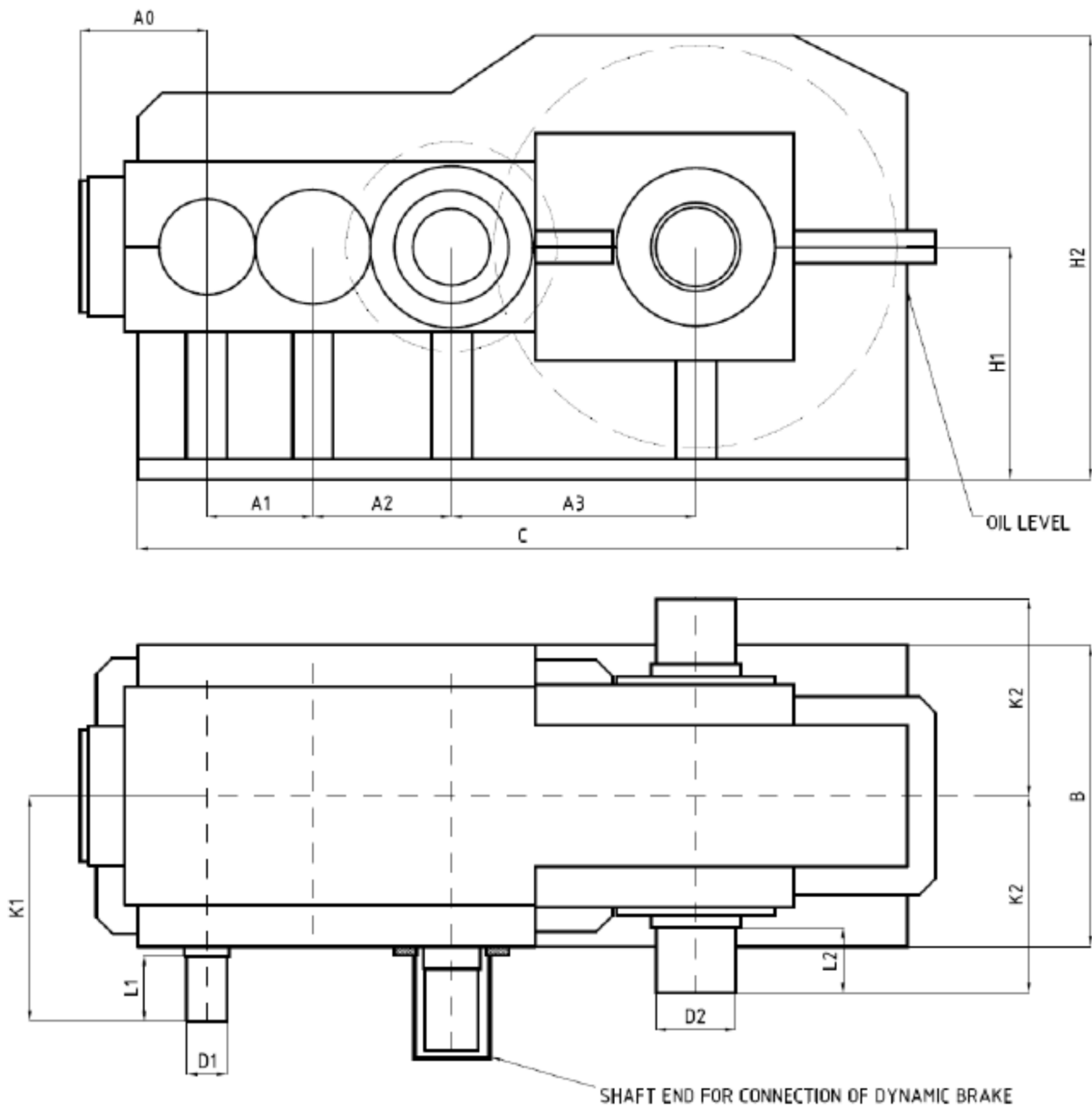
1.2 Upřesnění zadání

Úkolem práce je dle zadavatelské firmy konstrukce převodovky pro lodní naviják lana, naviják na kotvu nebo na buben k pokládání kabelů do oceánu. Nyní je již zkonstruován typ 'medium' a požadován je typ 'big', zadaných rozměrů viz Tab. 1-1, s tím, že tyto rozměry jsou orientační a není nutno je dodržet.

	A0	A1	A2	A3	B	C	H1	H2	K1	K2	D1	L1	D2	L2
Small	310	260	340	600	730	2130	590	1130	550	510	100	160	200x5x38	180
Medium	340	300	465	750	780	2615	720	1380	580	570	100	160	260x5x50	200
Big	350	330	540	830	870	2900	810	1540	620	650	100	160	280x5x54	220

Tab. 1-1 Základní rozměry převodovky (varianta Big), jejich znázornění je na Obr. 1-1 Znázornění základních rozměrů převodovky dle Tab. 1-1

Schematické znázornění typu převodovky a některých jejích rozměrů je na Obr. 1-1.



Obr. 1-1 Znárodnění základních rozměrů převodovky dle Tab. 1-1

Konstrukce musí být provedena podle technologických možností a musí splňovat normy EN a ČSN. Konstrukce převodů musí splňovat limity ISO/AGMA norem a zatěžovací podmínky musí být podle DNV norem. Samotná převodovka musí podléhat 3.2 přejímce DNV. To znamená, že i veškerý materiál, použitý na řídicí prvky včetně skříně převodovky a také testování převodovky musí podléhat normám DNV. V opačném případě by převodovka nebyla zákazníkem přijata. DNV znamená Det Norske Veritas a je to společnost zabývající se poradenstvím, certifikací, testováním a řízením rizik. V podstatě se jedná o vybudování důvěry mezi dodavatelem a konečným zákazníkem. Historie společnosti sahá až do roku 1864.

Obecně maximální dovolený výkon P_N převodovky, který může být přenášen méně než 24 hodin činnosti zařízení, s 5ti pohyby denně a 20ti lety životnosti. Dle DNV norem je požadována celková doba provozu převodové skříně 2400 hodin. Platí, že 20% doby životnosti je převodovka zatížena 100% maximálního zatížení, a 80% doby životnosti je převodovka zatížena 70% maximálního zatížení.

Vlevo se nachází hřídel pro připojení pohonu elektromotorem (s brzdou). Na pravé straně obrázku je znázorněna výstupní hřídel, kterou je možno využívat jak z jedné, tak i obou stran současně k připojení navíjecího zařízení. Je ale nutné zajistit pomocí řídicího systému hnacího zařízení, aby maximální krouticí moment nebyl nikdy na obou koncích hřídele zároveň.

Varianta znázorněná na Obr. 1-1 má možnost připojení bezpečnostní hydrodynamické brzdy např. pro případ náhlého rychlého odvíjení lana. Požadavkem pro tuto diplomovou práci je ale převodovka bez této hydrodynamické brzdy.

A jelikož je převodovka určena pro použití na lodi, je vhodné použít odlehčenou konstrukci. Hmotnost převodovky je předpokládána přibližně 9 tun. Materiály musejí zároveň splňovat normy pro práci v extrémních podmínkách, tzn. v tomto případě je nutné zajistit materiál vhodný pro práci až při -40°C . Konstrukce převodovky bude svařovaná, použité ozubení cementované, případně kalené. Dalším požadavkem je, že skříň převodovky musí být symetrická, aby bylo možné ji použít jak pro pravý, tak po levý typ převodovky.

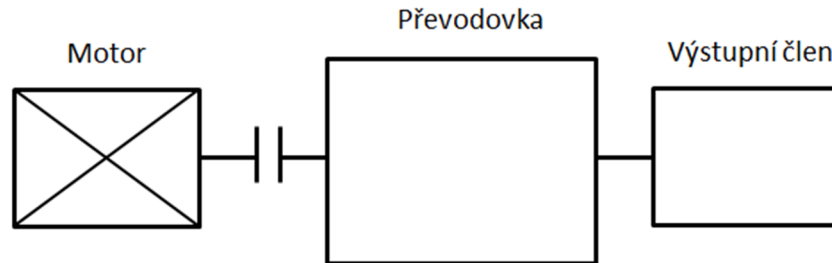
Type of box	Name / Max torque out [kNm]	Input load Static [Nm]	Max dynamic load [Nm@rpm]	Max speed [kW@rpm]
Small	275	8 750	6900@800	580@2200
Medium	550	10 000	7520@800	630@2200
Big	850	12 750	9550@800	800@2200

Tab. 1-2 Tabulka požadovaných parametrů (varianta Big)

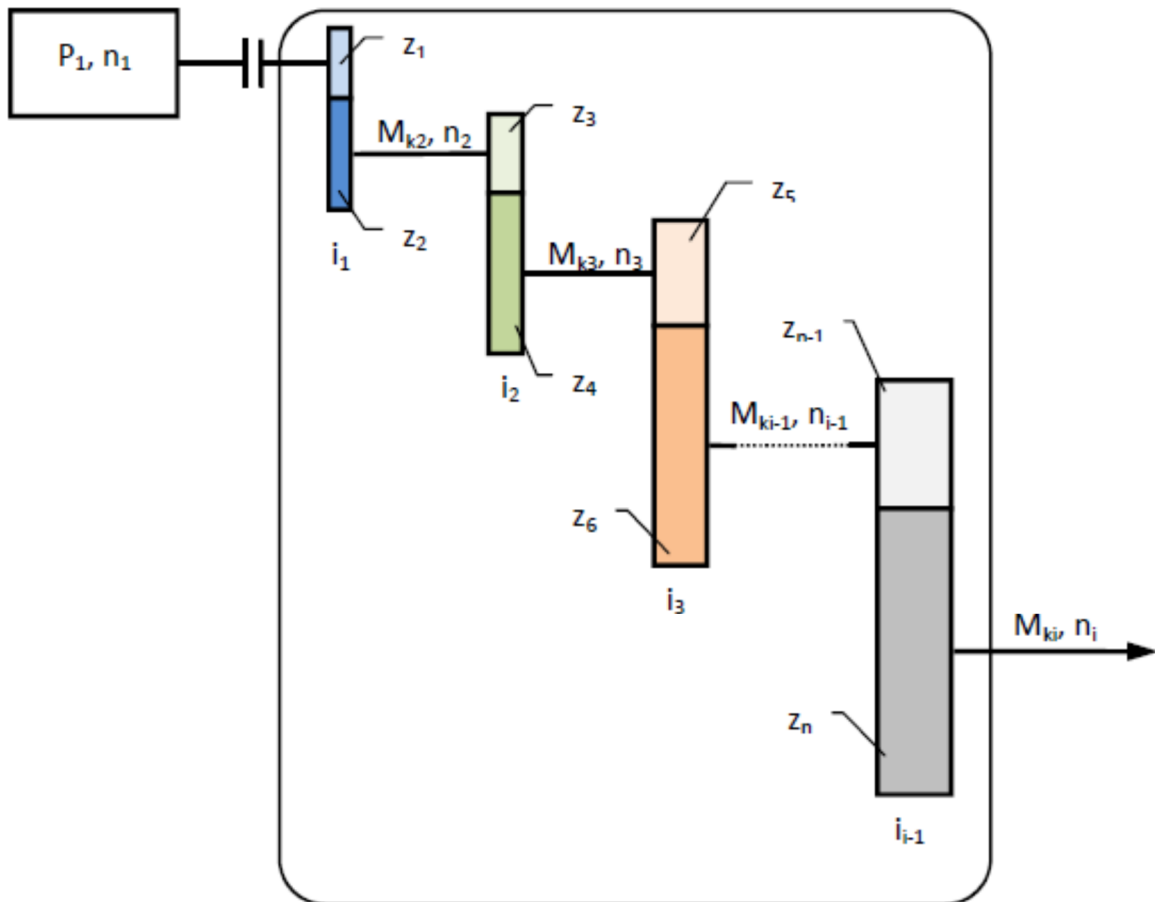
Zatěžovací podmínky mají být řízeny dle kritérií v Tab. 1-2.

2 Převodovky

Převodovky obecně jsou mechanismy, které slouží pro vytvoření kinematické vazby mezi hnacím (vstupním) a hnaným (výstupním) členem. Základní schéma převodovky je na Obr. 2-1. Kinematické schéma znázornění jednotlivých možných převodů se změnou krouticích momentů a otáček je na Obr. 2-2.



Obr. 2-1 Základní schéma převodovky



Obr. 2-2 Kinematické schéma převodu [10]

Většinou se jedná o převod rotačního pohybu na rotační, s jinou vstupní a výstupní úhlovou rychlostí a krouticím momentem. Převodovky jsou využívány nejvíce u motorových vozidel, ale i u různých strojů.

Pohony

Pro pohon převodovek je obecně možné využívat tyto hnací elementy:

- Elektromotor
- Hydromotor
- Spalovací motor
- Turbomotor
- Ruční pohon kliky

V případě využití převodovky pro průmyslové účely se v převážné většině používají elektromotory.

Části

- převody
- hřídele
- ložiska
- mazání
- skříň převodovky
- víčka
- kolíky - zajištění přesné polohy částí skříně převodovky vůči sobě při montáži
- šrouby, spojovací materiál - zajišťují pevné spojení částí převodové skříně

2.1 Převodové mechanismy s využitím tvarových elementů

2.1.1 Ozubené převody

Ozubené převody jsou převody, které se skládají minimálně ze dvou ozubených kol. Jedná se o nejčastěji používaný typ převodů, využívaných ve strojírenství, a to hlavně pro svoji přesnost a únosnost.

Převodový poměr i

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Obecné označení: 1 ... hnací hřídel
2 ... hnáný hřídel

n_1 [min⁻¹]..... vstupní otáčky
 n_2 [min⁻¹]..... výstupní otáčky
 ω_1 [min⁻¹]..... vstupní úhlová rychlost
 ω_2 [min⁻¹]..... výstupní úhlová rychlost

Účinnost η :

$$\eta = \frac{P_1}{P_2}$$

P_1 [W] příkon

P_2 [W] výkon

Obecně platné vztahy mezi výkonem, krouticím momentem a úhlovou rychlostí

$$P = M \cdot \omega$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1$$

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_2$$

ω_1 [min^{-1}]..... vstupní úhlová rychlost

ω_2 [min^{-1}]..... výstupní úhlová rychlost

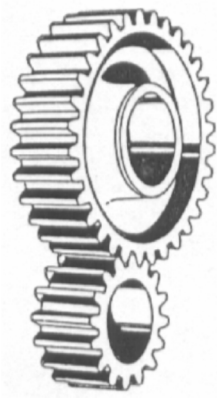
M_1 [Nm]..... vstupní krouticí moment

M_2 [Nm]..... výstupní krouticí moment

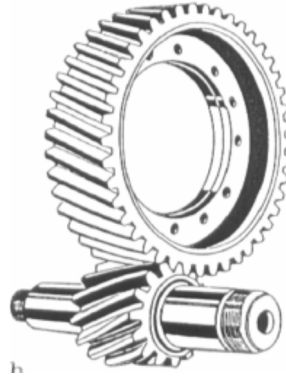
$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{M_2 \cdot \omega_2} = \frac{M_1}{M_2} \cdot i = \frac{1}{\eta}$$

$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta$$

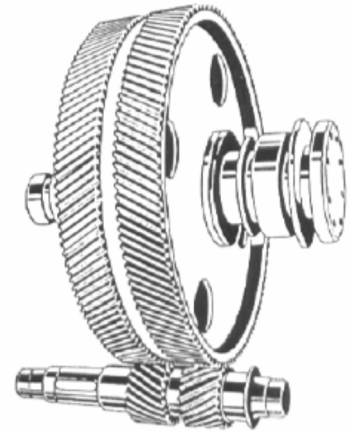
- Kola s přímými zuby (osy rovnoběžné) viz Obr. 2-3
- Kola s šikmými zuby (osy rovnoběžné) viz Obr. 2-4
- Kola s dvojitě šikmými zuby (osy rovnoběžné) viz Obr. 2-5
- Záběr kola s vnějším přímým ozubením s hřebenem - tzn. s kolem nekonečného poloměru (osy rovnoběžné) viz Obr. 2-6
- Záběr kola s vnitřním ozubením s kolem s vnějším ozubením (osy rovnoběžné) viz Obr. 2-7
- Kuželová kola s přímými zuby (osy různoběžné) viz Obr. 2-8
- Kuželová kola se šikmými zuby (osy různoběžné) viz Obr. 2-9
- Kuželová kola se zakřivenými zuby (osy různoběžné) viz Obr. 2-10
- Kola se šroubovými zuby (osy mimoběžné) viz Obr. 2-11
- Šnekové soukolí (osy mimoběžné) viz Obr. 2-12
- Planetový převod viz Obr. 2-13
Planetový převod je tvořen centrálním kolem, satelity, unašečem satelitů a korunovým kolem. Centrální kolo, korunové kolo a unašeč satelitů mají společnou osu. Satelity jsou uloženy na unašeči a jsou v záběru s centrálním i korunovým kolem.



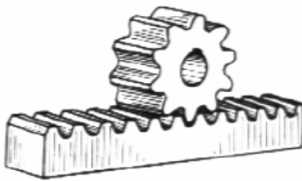
Obr. 2-3 Přímé zuby [5]



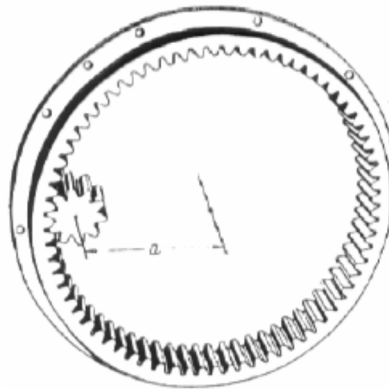
Obr. 2-4 Šikmé zuby [5]



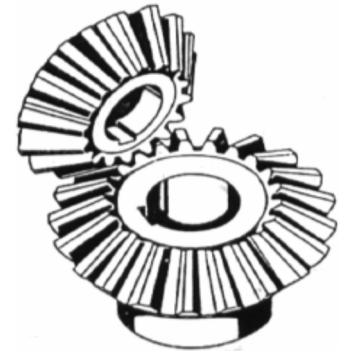
Obr. 2-5 Kola s dvojitě šikmými zuby [5]



Obr. 2-6 Hřeben a pastorek [5]



Obr. 2-7 Kolo s vnitřním ozubením s pastorkem [5]



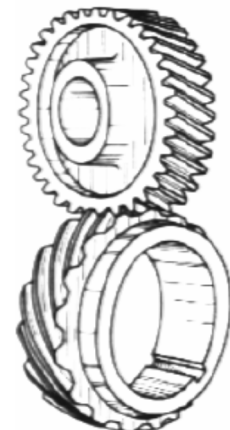
Obr. 2-8 Kuželová kola s přímými zuby [5]



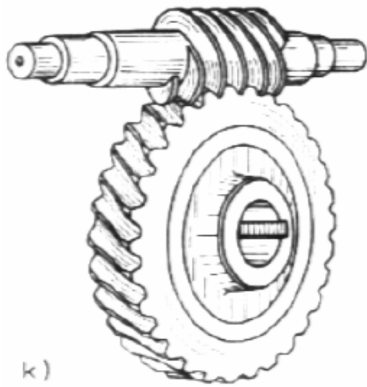
Obr. 2-9 Kuželová kola se šikmými zuby [5]



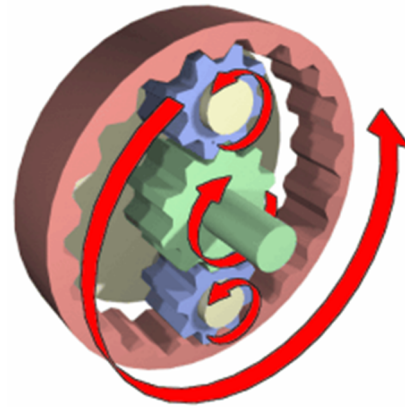
Obr. 2-10 Kuželová kola se zakřivenými zuby [5]



Obr. 2-11 Kola se šroubovými zuby [5]



Obr. 2-12 Šnekové soukolí [5]



Obr. 2-13 Planetový převod [7]

Rozdělení ozubení - dle profilů boků zubů:

- Evolventní - nejčastější typ
- Cykloidní
- Hypoidní
- Kruhový oblouk

Obecná geometrie zubu evolventního ozubení:

Hlavová kružnice: $d_a = d + 2 \cdot h_a$

Roztečná kružnice: $d = m \cdot z$

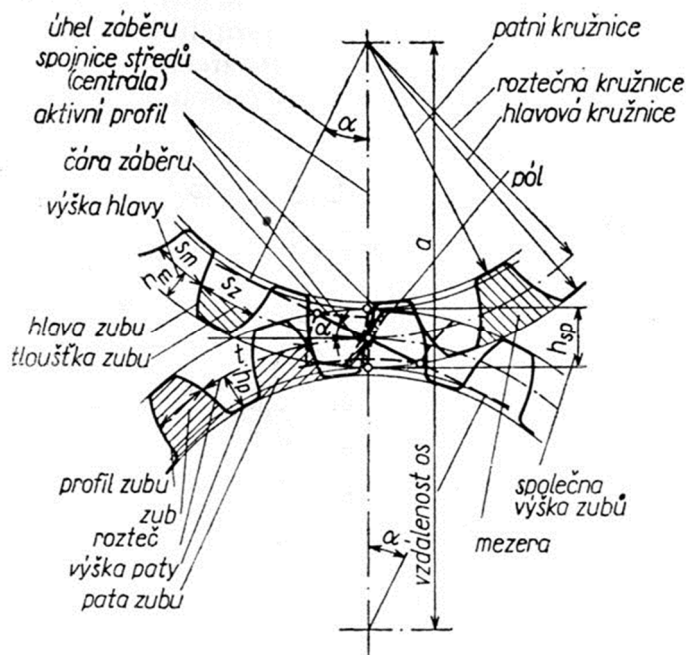
Patní kružnice $d_f = d - 2 \cdot h_f$

Výška hlavy zubu $h_a = 0.5 \cdot (d_a - d) = h_a^* \cdot m$

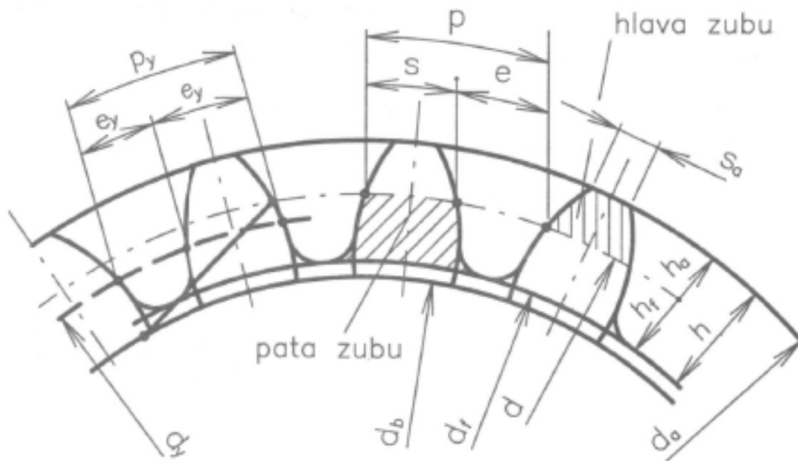
Výška paty zubu $h_f = 0.5 \cdot (d - d_f) = h_f^* \cdot m$

Výška zubu $h = h_a + h_f = 0,5 \cdot (d_a - d_f)$

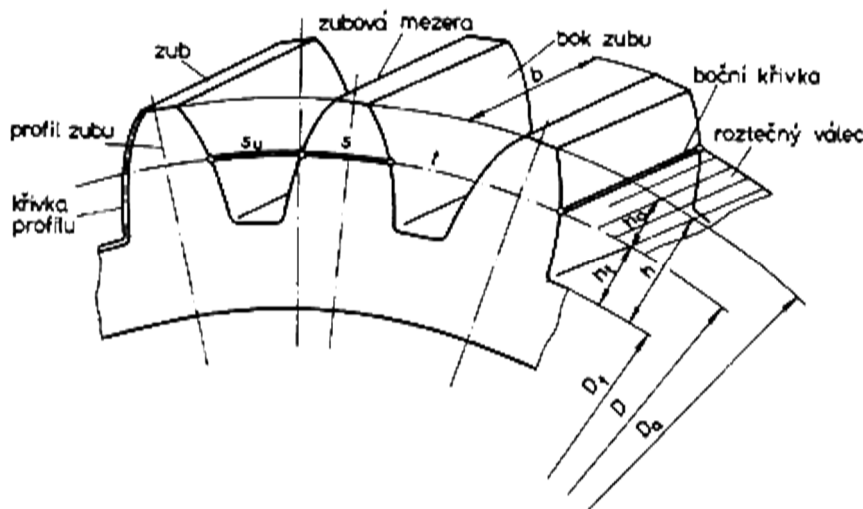
Tloušťka zubu s a šířka mezery e , rozteč p ... $s + e = p$



Obr. 2-14 Profil ozubení [7]



Obr. 2-15 Profil ozubení [2]



Obr. 2-16 profil ozubení [12]

Materiály pro výrobu čelních ozubených kol:

- ocel
 - uhlíková ocel tř. 12
 - šlechtěné oceli např. 13 240.7, 15 241.7
- šedá litina - pro málo zatížená kola
- neželezné slitiny - mědi (bronz) nebo hliníku (dural)
- plasty

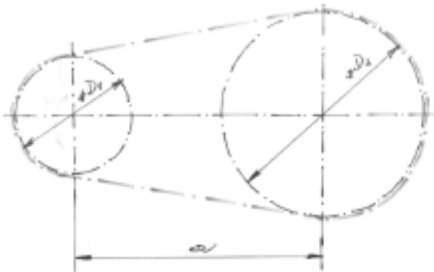
Obecně platí, že spolu nesmí zabírat kola se stejnou pevností, jinak hrozí jejich zadření.

Pastorky

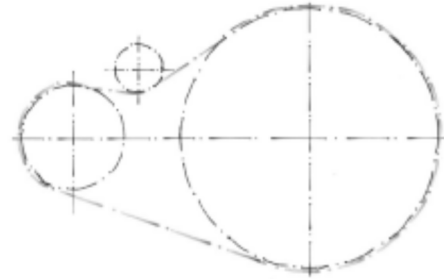
Pastorek je malé ozubené kolo s malým počtem zubů. Může být konstrukčně řešen jako samostatné malé ozubené kolo, nebo může s hřídelí tvořit jeden kus. Platí, že počet zubů spoluzabírajícího kola nesmí být celým násobkem počtu zubů pastorku, aby docházelo k rovnoměrnému opotřebování zubů.

2.1.2 Řetězové převody

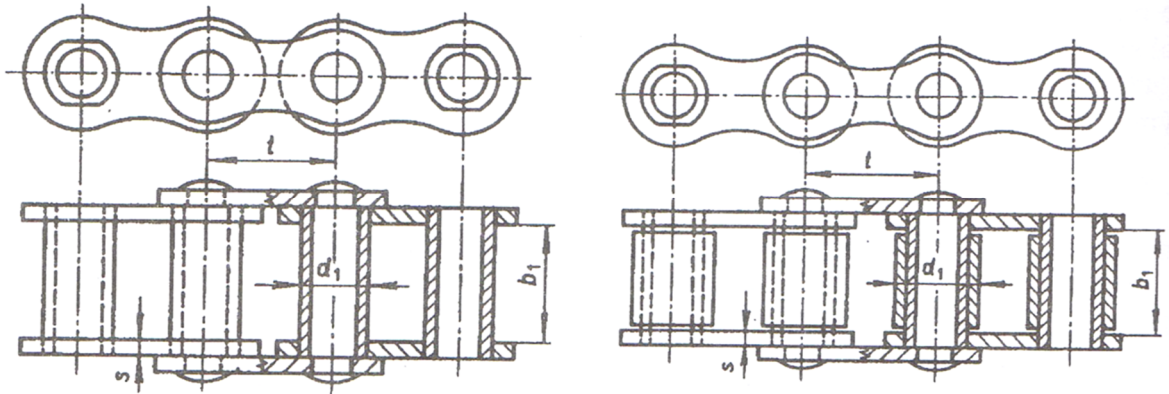
- řetězové převody slouží k přenosu zatížení pomocí tvarových prvků bez skluzu
- převod tvořený dvěma řetězovými koly (hacím a hnaným) a řetězem viz Obr. 2-17
- pro zvětšení úhlu opásání je možno přidat přídavné řetězové kolo, viz Obr. 2-18



Obr. 2-17 Řetězový převod [5]



Obr. 2-18 Řetězový převod s přídavným kolem [5]



Obr. 2-19 Řetězy pouzdrové rychloběžné [4]

2.1.3 Převody s využitím tření

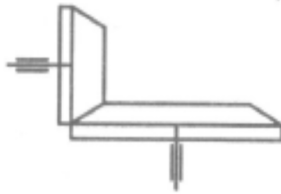
2.1.4 S přímou vazbou

Obvodová síla je zde přenášena třením mezi vzájemně přitlačovanými koly nebo kotouči. Jsou možná různá jejich uspořádání dle Obr. 2-20, Obr. 2-21. Jsou charakteristické tím, že nemají přesný převodový poměr, tzn. je umožněno jejich proklouznutí.

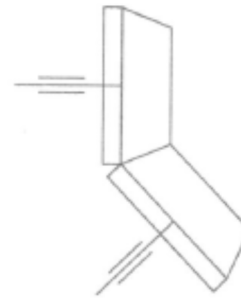
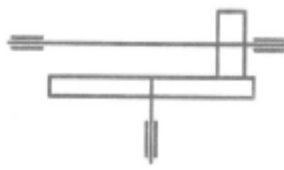
Vlastnosti:

- tlumení rázů
- tichý chod
- ložiska jsou více namáhaná vlivem přitlačných sil

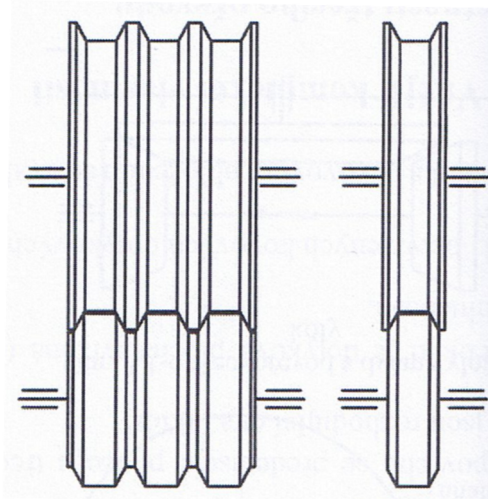
Pro lepší vlastnosti je také možné použít kola tvarovaná s drážkami, jak je ukázáno na Obr. 2-22.



Obr. 2-20 Třecí převody s přímou vazbou [4]



Obr. 2-21 Třecí převody s přímou vazbou [4]



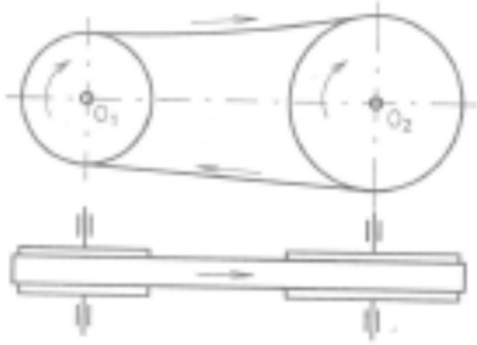
Obr. 2-22 Tvarovaná třecí kola [4]

Používané materiály:

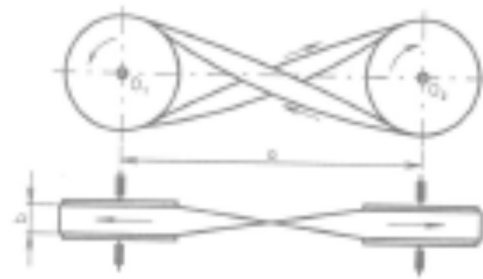
- Kola - ocel kalená
- ocel žíhaná
- šedá litina
- bronz
- Obložení - bez obložení
- pryž
- lisovaná tkanina
- kůže
- dřevo
- plasty
- korek
- xylolit
- fibr

2.1.5 S nepřímou vazbou - řemenové převody

Hlavními částmi řemenového převodu jsou dvě řemenice a tažný člen (řemen). Tento převod má velmi tichý chod, má možnost proklouznutí, dále tlumí kmitání a má nízké náklady na provoz. Je ale nutné předepnutí, převod má nízkou tuhost, dále je nutné počítat s tím, že se řemeny vytáhnou a převod není příliš odolný vůči vysokým teplotám, nečistotám a prachu. Schéma řemenového převodu je na Obr. 2-23. Horní část řemenu by měla být ochablá a spodní část napjatá. Je možné použít provedení s překříženým řemenem, viz Obr. 2-24.

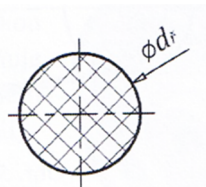


Obr. 2-23 Schéma převodu [2]

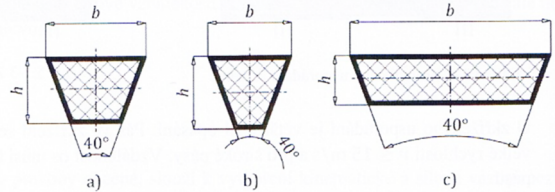


Obr. 2-24 Překřížené opásání [2]

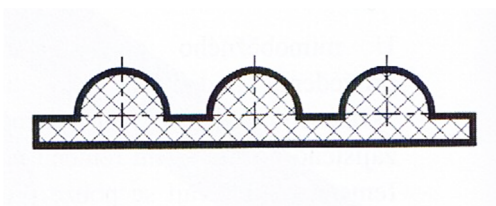
Řemeny mohou být různých profilů dle požadovaných vlastností. Dále mohou být použity také ozubené řemeny, jejichž vlastnosti jsou kombinací výhod řetězových převodů a převodů řemenových.



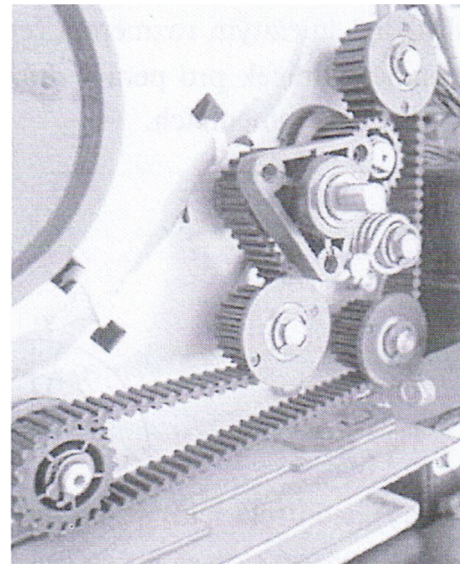
Obr. 2-25 Kruhový průměr [3]



Obr. 2-26 Řemeny klínové: a) klasický b) úzký c) široký [3]



Obr. 2-27 Ozubený řemen [3]



Obr. 2-28 Řemenový převod ozubeným řemenem [3]

2.2 Ložiska

2.2.1 Valivá ložiska

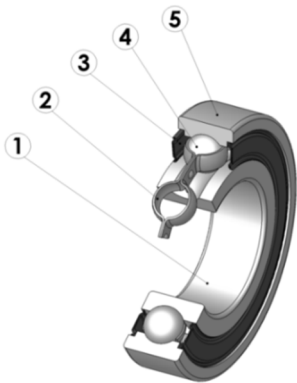
Ložiska slouží k rotačnímu uložení hřídelí a k přenosu sil od nich do skříně převodovky.

Vlastnosti :

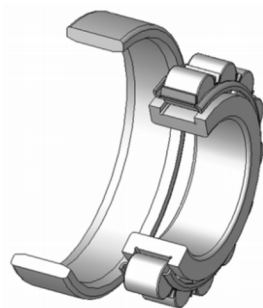
- Vysoká tuhost, vysoká přesnost – předepnutí, vymezení vůle
- Malé oteplování
- Vysoké otáčky
- Přesná výroba
- Menší tlumení
- Citlivost na rázy

Rozdělení podle tvaru valivých těles:

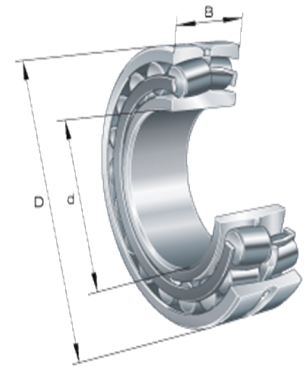
- Kuličková - viz Obr. 2-29
Radiální kuličkové ložisko (utěsněné)
 1. Vnitřní kroužek
 2. Klec
 3. Těsnění (většina kuličkových ložisek je nemá)
 4. Kuličky
 5. Vnější kroužek
- Válečková - viz Obr. 2-30
- Soudečková - viz Obr. 2-31
- Kuželíková - viz Obr. 2-32
- Jehličková - viz Obr. 2-33



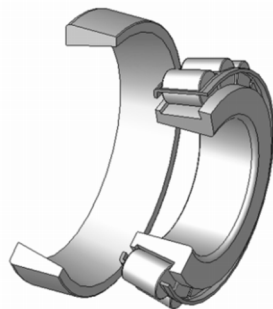
Obr. 2-29 Kuličkové ložisko [7]



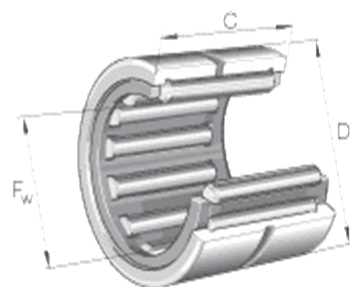
Obr. 2-30 Válečkové ložisko [7]



Obr. 2-31 Soudečkové ložisko [9]



Obr. 2-32 Kuželíkové ložisko [7]



Obr. 2-33 Jehličkové ložisko [9]

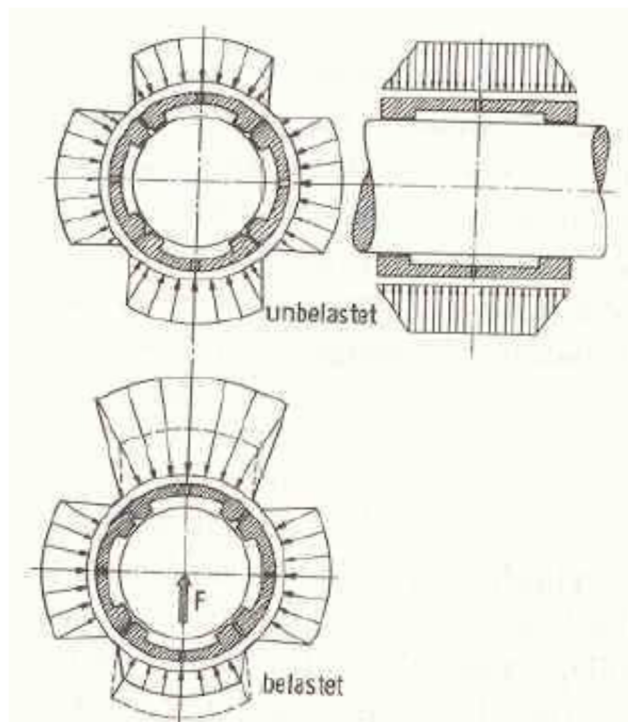
2.2.2 Kluzná ložiska

- **Hydrostatická, aerostatická**

- tlak v mazací olejové vrstvě se vytvoří pomocí externího zdroje tlaku (nejčastěji zubovým čerpadlem), tato ložiska jsou tedy plně zatížitelná i při nulových otáčkách
- Vyznačují se velkou tuhostí uložení (to závisí na reduktoru tlaku)
- Jelikož nedochází k žádnému kontaktu hřídele a pouzdra, nedochází k opotřebení

Vlastnosti:

- Vysoká tuhost, klidný chod a malý součinitel tření
- Nákladný provoz

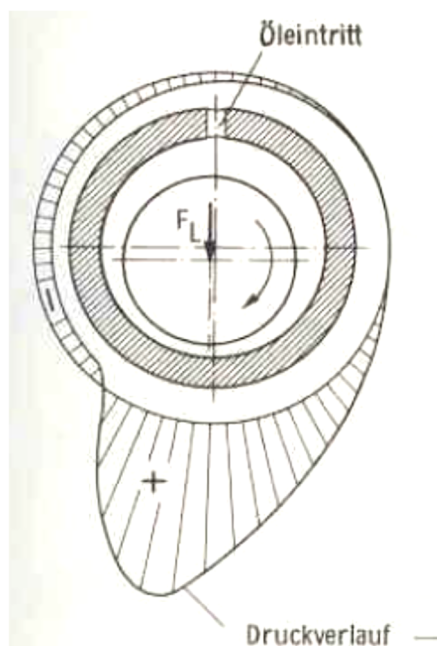


Obr. 2-34 Hydrostatické ložisko [6]

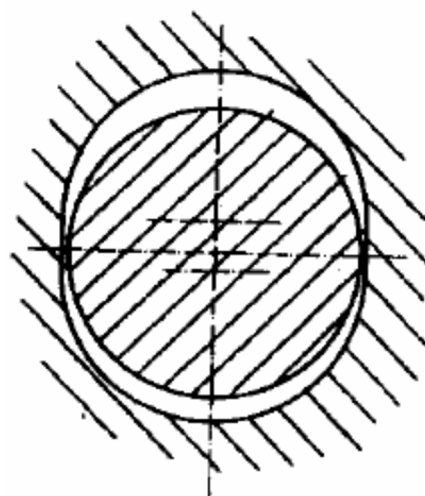
- **Hydrodynamická**

Vlastnosti:

- Levné, jsou méně citlivé na výrobní nepřesnost
- Silně se oteplují, čímž se mění vůle
- Nevhodné pro velký rozsah otáček
- Konstrukční úpravy pro zamezení pohybu vřetene:
 - Oválná pánev
 - Segmentové ložisko



Obr. 2-35 Hydrodynamické ložisko [6]



Obr. 2-36 Hydrodynamické ložisko s oválnou pávní [2]

2.3 Mazání

Pro provoz převodovky je nutné mazání z důvodu zajištění přenosu síly v třecím uzlu, minimalizování ztráty mechanické energie, minimalizace opotřebení, k odvodu tepla, ochrany proti korozi. Mazivo také chrání proti vnikání nečistot, nebo tlumí kmity. Mazání je možné provádět následujícími způsoby:

- **plastickým mazivem**

Tento způsob se používá do rychlostí do 20 ms^{-1} např. u frézovacích hlav.

- **broděním** (neboli rozstřikovací mazání)

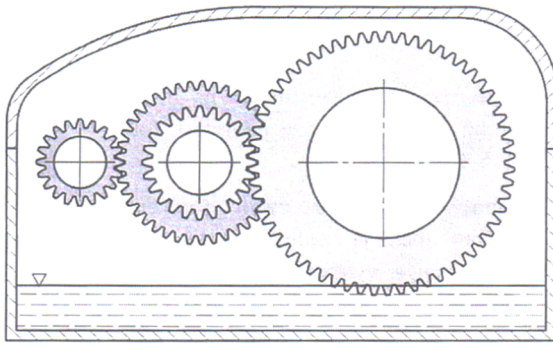
Mazání broděním spočívá v tom, že ozubená kola jsou částečně ponořena do mazací kapaliny, která se při jejich rotaci dostává do jednotlivých záběrů. Viz Obr. 2-37 Mazání rozstřikovacím způsobem. Nesmí být ale ponořena příliš velká část kol, v opačném případě dochází k nárůstu ztrátového výkonu. Jde o nejčastější způsob mazání a zároveň i chlazení. Používá se pro rychlosti do 20 ms^{-1} .

- **oběhovým mazáním**

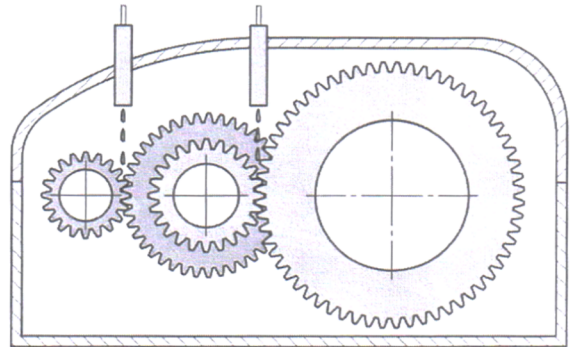
Při oběhovém mazání je olej vháněn čerpadlem do trysek, ze kterých je vstřikován do záběru. Dále je ze spodní části přes filtr odváděn zpět do nádrže. Je možno vybavit obvod chladničkou a používat mazací médium zároveň jako chlazení. Tento způsob mazání je vhodný pro vyšší obvodové rychlosti. Je ukázán na Obr. 2-38, Obr. 2-40.

- **olejovou mlhou**

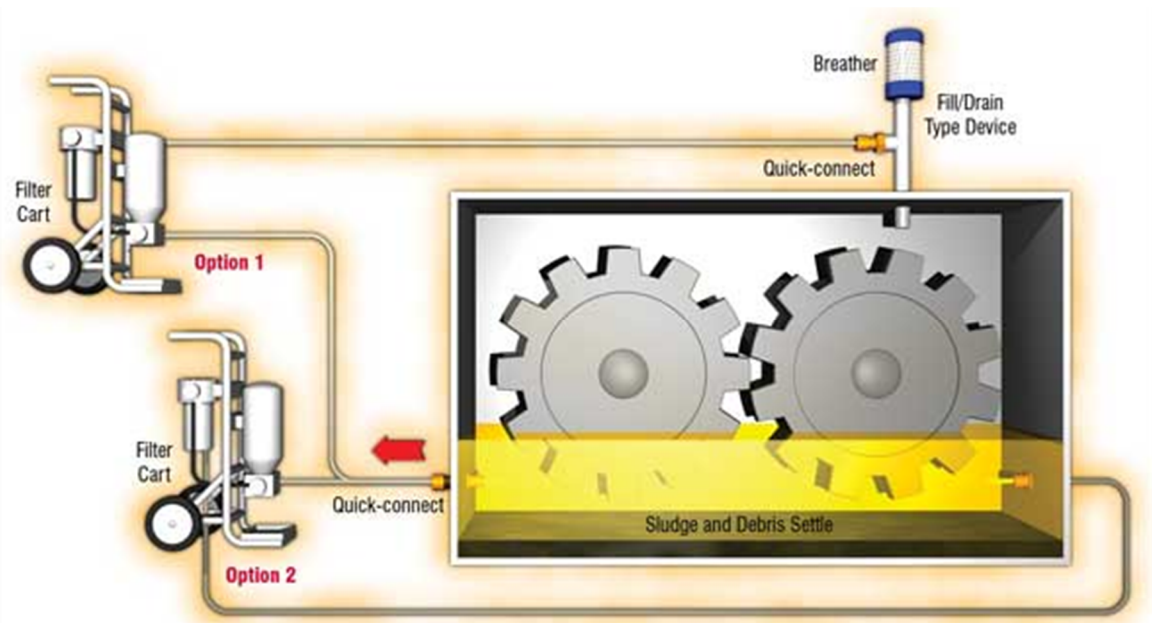
Do trysek je vháněna směs oleje se vzduchem, tato směs je dále vstřikována do záběru jako olejová mlha. Tenhle způsob je vhodný pro velmi vysoké rychlosti.



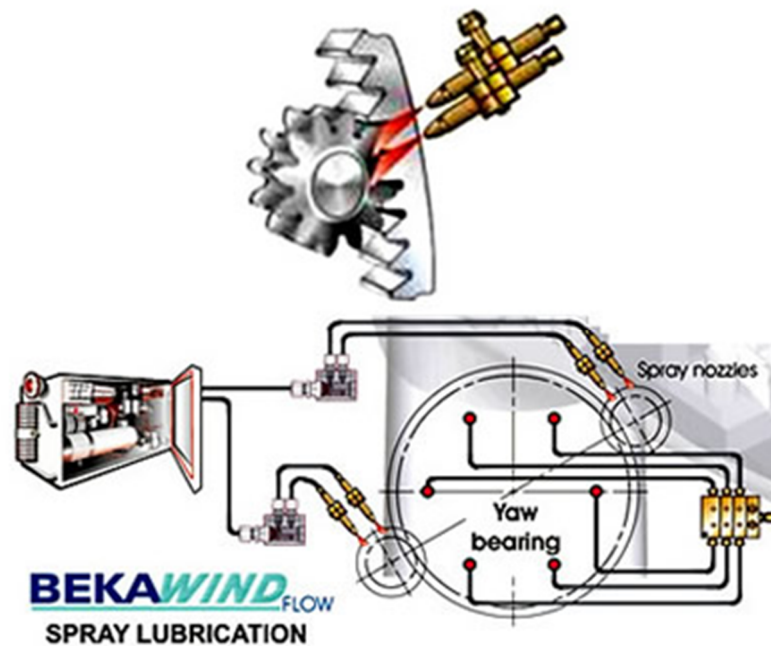
Obr. 2-37 Mazání roztříkovacím způsobem [3]



Obr. 2-38 Mazání oběhovým způsobem [3]



Obr. 2-39 Způsob mazání broděním [13]



Obr. 2-40 Vstříkování oleje do záběru [14]

2.4 Hřídelové zubové spojky

Jedná se o spojky s posuvným spoluzabírajícím ozubením.

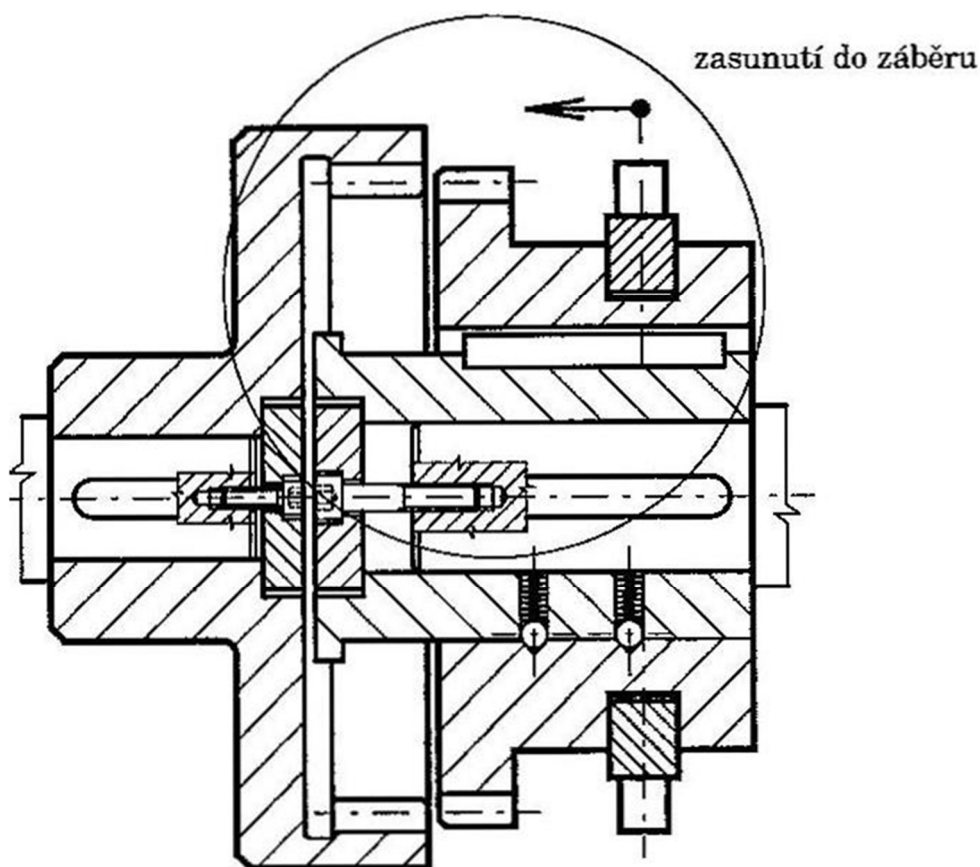
Spojka může být řízena:

- Mechanicky
- Elektromagneticky
- Hydraulicky
- Pneumaticky

Vypínání a zapínání může probíhat jak za klidu, tak i za chodu, pokud nejsou velké rozdíly obvodových rychlostí spojovaných a rozpojovaných částí. Pro snazší řazení za chodu slouží náběhové hrany zubů. Pro vyrovnání rychlostí je možno použít i synchronizační spojku s přídatnou třecí spojkou.

2.4.1 Výsuvné válcové zubové spojky

Provedení těchto spojek je na základě posuvného spoluzabírajícího vnějšího a vnitřního ozubení na válcových plochách. Obvykle se u tohoto druhu spojek používají evolventní zuby s již zmíněnými střechovitými náběhy na čelech zubů pro snazší řazení.



Obr. 2-41 Výsuvná válcová zubová spojka [1]

2.5 Skříň převodovky

- Rozdělení dle technologie výroby
 - odlitek
 - svařenec

Zde obecně platí, že technologie výroby bývá zvolena podle předpokládaného množství kusů k výrobě. Pro kusovou výrobu je z důvodu nákladů na výrobu vhodné volit svařence, naopak pro velkosériovou výrobu odlitky.

Skříň převodovky musí mít takovou konstrukci, aby umožňovala montáž, demontáž a případné opravy částí uvnitř převodovky. Bývá dělená dělicí rovinou, má zhotoveny montážní otvory pro spojovací prvky, a musí umožňovat manipulaci s převodovkou zhotovenými manipulačními oky, případně otvory pro našroubování samostatných manipulačních ok. Dále převodovka musí umožňovat kontrolu stavu maziva, to bývá řešeno vhodně umístěným olejoznakem, případně měrkou oleje.

Volba samotné převodovky pro určitou aplikaci obvykle probíhá dle následujících požadovaných parametrů:

- vstupní výkon (příkon), resp. krouticí moment
- otáčky, resp. posuvová rychlost na výstupu
- celkový převod
- rozměrové (vč. přípevňovacích rozměrů na základ a poloh vstupních a výstupních členů)
- provozní
- celková účinnost
- životnost
- přípevňovací rozměry na základ
- poloha vstupního a výstupního členu
- provozní teplota
- počet zapnutí (rozběhů) za hodinu

Dále převodovky obsahují ostatní potřebné komponenty ke svému provozu, jako jsou pojistné kroužky, těsnění, aby nedocházelo k úniku maziva, víčka, ustavovací a spojovací prvky.

3 Lodě, pokládající kabely, lodní navijáky

Tato kapitola obsahuje ukázky aplikací lodních navijáků, případně přímo lodí, pokládajících kabely na dno oceánu. Jedná se především o optické kabely, potrubí. V dnešní době dochází vlivem zvyšující se potřeby a důležitosti těchto podvodních kabelů k rozšiřování zařízení k jejich pokládání na mořské dno. Jelikož ale v tuzemsku nemají tyto aplikace uplatnění, bylo zde čerpáno výhradně ze zahraničních pramenů. Vzhledem k rozsahu obrazových materiálů je většina z nich obsažena v přílohách.

Lodě, pokládající kabely, v angličtině označovány jako "cable laying ships", "cable layers", nebo "cable ships" jsou lodě, vytvořené speciálně pro pokládání tras kabelů pod vodou. V době, kdy v průběhu roku nemohou být tyto práce prováděny, jsou tyto lodě používány jako výzkumné lodě ke sledování různých dějů na mořích a oceánech. Tyto lodě jsou vybaveny moderní technikou, která umožňuje velmi přesnou práci. Je umožněno dynamické polohování a dynamické sledování. Tato technika tak umožňuje určit přesnou polohu lodi v oceánu.

Kvůli povaze samotné práce jsou trupy těchto lodí oproti jiným mohutné. Většina z nich má nosnost větší než 11 000 tun a je schopna pokládat ne jen jednu, ale třeba 3 až 4 trasy kabelů najednou. Obsahují mnohé nástroje pro zjišťování případných poškození kabelů, zařízení k jejich opravě, která využívají pneumatický nebo hydraulický princip. Lodě, určené pro pokládání kabelů do velkých hloubek, jsou větších rozměrů a naopak.

Podvodní kabely mají oproti kabelům na pevnině tu výhodu, že v podstatě nemají větší překážky a mohou tak být celistvé po větší délce, nelze je tak snadno poškodit např. přírodními katastrofami a různými klimatickými podmínkami.

I tak ale k určitým jejich poškozením dochází, nejčastěji vlivem rybolovu, nebo se jedná o řezná poškození od kotev lodí.

Další související obrázky jsou zařazeny v Příloze 1.



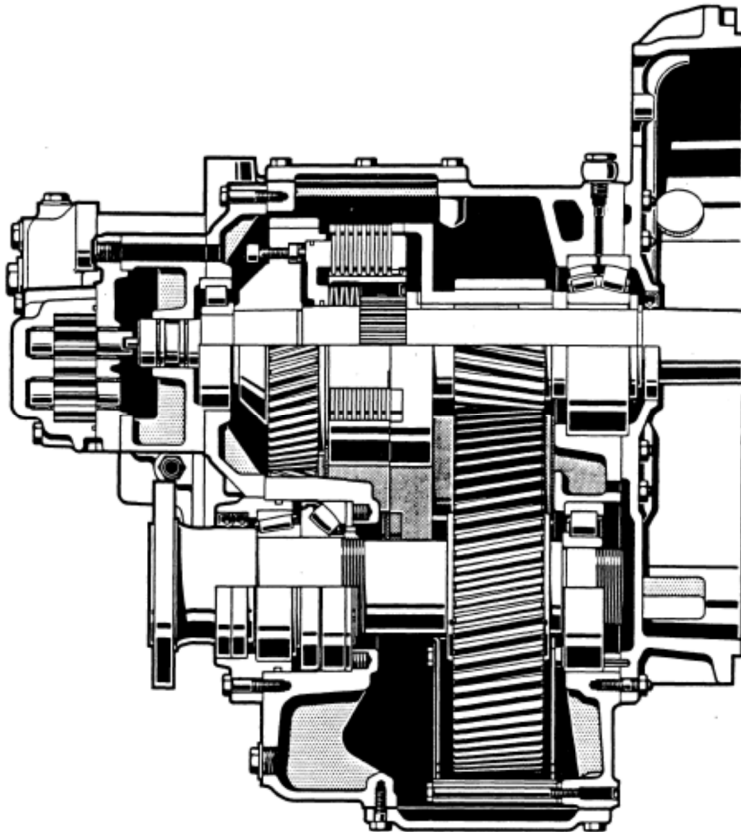
Obr. 3-1 Lodě k pokládání kabelů [15]

4 Další významní výrobci převodovek

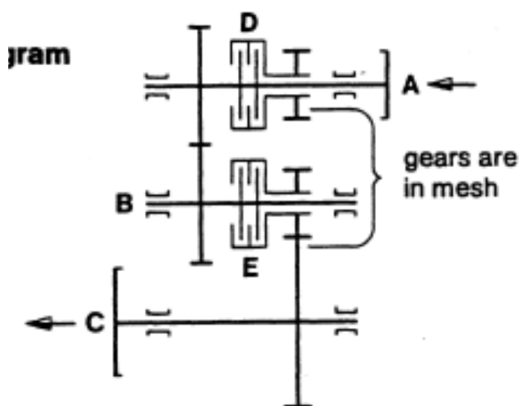
Kromě firmy Wikov gear se na výrobu převodovek specializují i některé další firmy, a to včetně převodovek větších rozměrů.

4.1 ZF Engineering

ZF Engineering se zabývá především řešením převodovek pro automobilový průmysl. Jako příklad řešení převodovky je zde uveden typ **BW 106**, který je určen pro loďařský průmysl.



Obr. 4-1 Řešení převodovky ZF typ BW 106 [34]

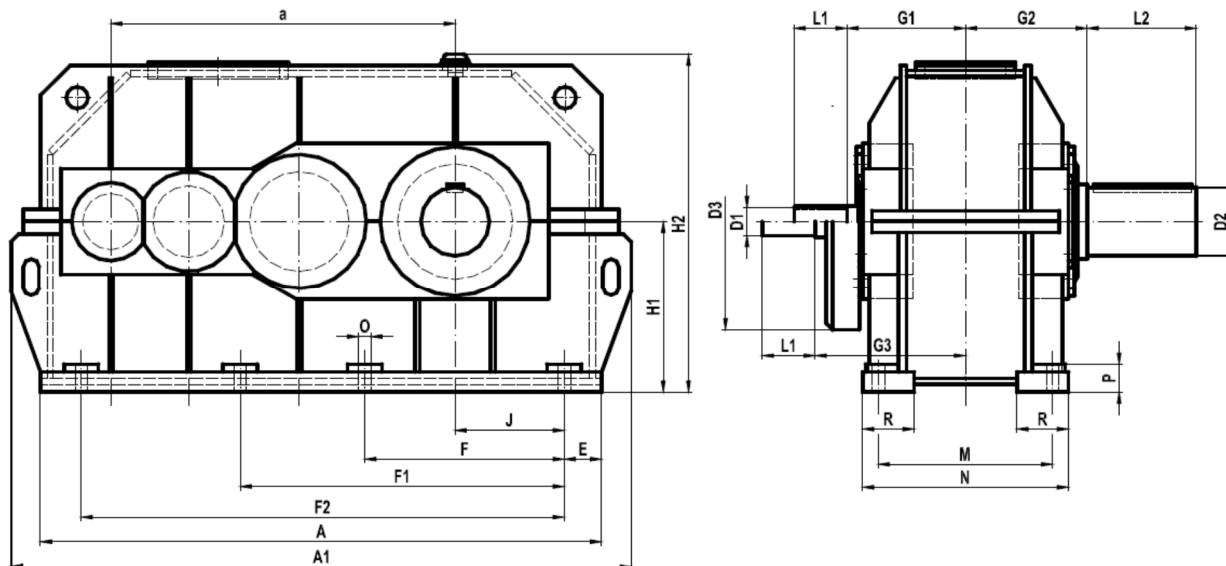


Obr. 4-2 Schéma řešení převodovky ZF typ BW 106 [34]

4.2 Vítkovice MKV s.r.o.

Jako samostatná firma se od roku 2006 zabývá výrobou převodovek a ozubených kol pro náročné aplikace. Jejím vzniku předcházela zkušenost ze Škodových závodů v Holdingu VÍTKOVICE Heavy Machinery. Je to významná firma, provádějící převážně zakázkovou výrobu dle požadovaných parametrů.

Zde je příkladem třístupňová převodovka C3H-xxx.



Obr. 4-3 Znáznornění rozměrů převodovky C3H-xxx [21]

Velikost a	Konce hřídelí						Hlavní rozměry [mm]																Chladič	Hmot- nost [kg]	Olejová náplň [l]	
	Rychloběžné				Pomaluběžné																					
	i ≤ 71		i > 71		D2	L2	A	A1	E	F	F1	F2	J	H1	H2	G1	G2	M	N	O	P	R				G3
352	25	60	20	50	70	140	600	665	50	210	-	500	120	180	430	140	150	210	260	18	30	70	-	-	170	10
395	30	80	25	60	80	170	670	740	50	240	-	570	140	200	470	155	165	230	280	18	35	80	-	-	220	16
440	35	80	30	80	90	170	750	830	65	250	-	620	150	225	520	170	180	250	310	23	40	85	-	-	320	20
497	45	110	35	80	100	210	840	930	70	290	-	700	170	250	570	185	195	270	330	23	45	90	-	-	430	25
555	50	110	40	110	110	210	930	1030	75	310	-	780	180	280	620	205	215	310	380	27	50	100	310	300	560	35
620	55	110	45	110	120	210	1040	1150	80	350	-	880	200	315	690	230	240	340	410	27	55	110	350	350	770	50
700	60	140	50	110	140	250	1160	1285	85	400	650	990	220	355	780	260	270	380	460	33	60	125	380	400	1060	75
785	70	140	55	110	160	300	1280	1415	85	450	730	1110	250	400	860	280	290	410	490	33	65	135	420	500	1370	100
880	75	140	60	140	170	300	1420	1570	90	510	830	1240	280	45	960	300	310	460	540	33	70	145	440	590	1940	140
990	85	170	70	140	190	350	1600	1770	100	570	930	1400	320	500	1060	340	350	510	610	39	80	160	480	590	2600	200
1105	95	170	80	170	220	350	1800	1990	120	640	1040	1560	350	560	1180	380	390	560	660	39	90	170	520	650	3680	270
1240	105	210	90	170	250	410	1980	2190	125	710	1160	1730	390	630	1320	410	420	640	770	45	100	180	550	650	4960	370
1395	115	210	95	170	300	470	2260	2500	135	800	1310	1990	450	710	1480	450	460	690	820	45	110	190	590	650	6980	480
1565	125	250	110	210	340	550	2550	2820	160	900	1480	2230	500	800	1660	480	490	770	920	45	120	210	-	-	9600	700

Tab. 4-1 Rozměry převodovek C3H-xxx [21]

5 Softwary pro řešení převodovek

5.1 Autodesk Inventor

Autodesk Inventor od verze 2011 obsahuje mimo jiného modul pro návrh soukolí. Po zadání požadovaných parametrů je možné jednoduše v tomto modulu vytvořit hřídele s ozubenými koly, dopočítat ostatní parametry, zadat na příslušná místa zátěžné síly a dále provést analýzu k získání výsledného napětí a deformací. Výsledky se zobrazují také graficky. Mimo to jsou výstupem i modely těchto převodů, k nim je dále možno pomocí knihovny komponentů vložit např. příslušná ložiska, případně vlastní modely ostatních částí sestavy. Tento způsob je vhodný pro jednoduché a orientační výpočty.

5.2 Prev

Program Prev slouží k výpočtu reakcí a deformací v ložiscích po zadání příslušných zátěžných sil. Byl hojně používán hlavně v minulosti k přesným výpočtům. Pro nynější použití je již, přes přesnost jeho výpočtů, jeho prostředí zastaralé a jeho obsluha v porovnání s ostatními možnostmi složitá bez možnosti např. jednoduše opravit chybně zadané jednotlivé hodnoty.

5.3 MitCalc

Program MitCalc obsahuje sadu technických strojírenských výpočtů, například výpočty ložisek nebo ozubených kol. Pracuje v prostředí Excelu, jeho ovládání je poměrně jednoduché, uživatelé provede výpočtem krok po kroku. Je zde také možnost vykreslení výsledného řešení.

5.4 KISSsoft

Program KISSsoft je výpočtový a návrhový program s širokým polem využití. Právě tento program je využíván k řešení převodovek ve firmě Wikov. Je stále udržován v souladu s platnými normami (DIN, ISO, AGMA). Je určen např. pro dimenzování různých strojních součástí, určení jejich únosnosti. Program je uživatelsky příjemný s relativně intuitivním ovládáním. Nadstavbou je program KISSsys, který je schopen řešit daný problém komplexně, jeho ovládání je ale poměrně složitě. Pro daný technický problém je schopen nabídnout více variant řešení, z nichž je možno vybrat nejlepší. Řešené komponenty je těmito softwary možné rovnou generovat a uložit ve formátu step, takže je možné je dále použít v sestavách spolu s namodelovanými komponenty.

6 Návrh orgánové struktury TS

6.1 Specifikace požadavků na TS

6.1.1 Požadavky na vnější vlastnosti TS vztažené k transformačním procesům všech etap životního cyklu TS

Požadavky na vnější/reflektivní vlastnosti a chování TS vztažené k transformačním procesům všech etap životnosti cyklu TS	Požadovaná hodnota	Váha 0-5
Požadavky na hlavní provozní funkce		
Technický systém:		
• Umožnit pohon navijáku požadovaných parametrů		
- Počet stupňů	3	3
- Počet řaditelných převodů	2	4
- Maximální výstupní krouticí moment	850 kNm	3
- Maximální zatížení při nominálních vstupních otáčkách	9550 Nm/800 min ⁻¹	3
- Mezní vstupní statické zatížení	12750 Nm	5
- Výkon převodovky při maximálních vstupních otáčkách	800 kW/220 min ⁻¹	4
- 20% celkové životnosti při 100% zatížení:	9550 Nm/1920 h	4
- 80% celkové životnosti při 70% zatížení:	6685 Nm/480 h	2
- Rozměry (typ Big)	viz Obr. 1-1, Tab. 1-1	3
- Skříň levá X pravá strana	symetrická	5
- Převodový poměr HS1	19,81	3
- Převodový poměr LS2	65	3
- Průměr konce výstupní hřídele	max. 100 mm	4
- Zakončení vstupní hřídele dle DIN5480	W300x5x58 mm	4
- Hmotnost převodovky	max. 9 t	2
Požadavky na ostatní provozní funkce		
• Prostředí:		
- Souhrnná charakteristika	mokrý, slaná voda	5
• Četnost použití:		
- Souhrnná charakteristika	vysoká	3
• Životnost:		
- Souhrnná charakteristika	2400 h	4
• Rozvod oleje:		
- Souhrnná charakteristika	bez použití čerpadla	4
• Údržba, kontrola, doplnění a výměna oleje:		
- Souhrnná charakteristika	jednoduchá	4
• Náklady na práci, provoz:		
- Souhrnná charakteristika	nízké	3

Požadavky na předvýrobní procesy a výrobu		
• Vhodnost pro konstruování, Tg. a Org. přípr. Výroby:		
- Souhrnná charakteristika	vysoká	2
- Tloušťka použitých plechů	max. 150 mm	
• Náročnost na výrobu a montáž:		
- Souhrnná charakteristika	nízká	4
• Typ výroby:		
- Souhrnná charakteristika	kusová	4
Požadavky k vlastnostem pro distribuci a montáž		
• Náročnost na skladovací prostor		
- Souhrnná charakteristika	nízká	1
• Montáž		
- Souhrnná charakteristika	jednoduchá	2
• Manipulace		
- Souhrnná charakteristika	mechanizovaná	3
Požadavky na vlastnosti k renovaci		
• Stupeň unifikace		
- Souhrnná charakteristika	maximální	2
• Použité komponenty		
- Souhrnná charakteristika	normalizované	2
Požadavky k vlastnostem pro likvidaci		
• Demontovatelnost		
- Souhrnná charakteristika	jednoduchá	3
• Recyklovatelnost		
- Souhrnná charakteristika	vysoká	4
• Likvidace		
- Souhrnná charakteristika	ekologická	4

Tab. 6-1 Požadavky na vnější vlastnosti TS vztažené k transform. procesům všech etap živ. cyklu TS

6.1.2 Požadavky na vnější vlastnosti TS vztažené k operátorům transformačních procesů všech etap životního cyklu TS

Požadavky na vnější/reflektivní vlastnosti a chování TS vztažené k operátorům transformačních procesů všech etap životnosti cyklu TS	Požadovaná hodnota	Váha 0-5
Požadavky na věcný manažerský systém předvýrobních, výrobních a servisních procesů		
• Konkurenceschopnost k ostatním produktům na trhu		
- Souhrnná charakteristika	vysoká	3
• Možné budoucí inovace		
- Souhrnná charakteristika	vysoká	1
Požadavky k člověku a ostatním živým bytostem		
• Bezpečnost ve všech životních etapách, ergonomie:		
- Zajištění proti nežádoucímu pohybu	vysoké	5
- Přístupnost	vysoká	4
- Bezpečnost při manipulaci	vysoká	5
Požadavky k aktivnímu materiálovému a energetickému okolí		
• Ekologická nezávadnost		
- Ekologická nezávadnost použ. materiálů (vč. maziv)	maximální	4
- Zabránění úniku maziv	maximální	4
Požadavky k aktivnímu informačnímu okolí		
• Patentová a licenční práva		
- Souhrnná charakteristika	dodrženy	3
• Ostatní normy		
- EN, ČSN, ISO/AGMA, zatěž. podm. dle DNV	dodrženy	2
Požadavky k technickým prostředkům (ostatním TS)		
• Náročnost na technické prostředky v životních etapách		
- Souhrnná charakteristika	nízká	2

Tab. 6-2 Požadavky na vnější vlastnosti TS vztažené k operátorům transform. procesů všech etap živ. cyklu TS

6.1.3 Požadavky na vnitřní/reaktivní vlastnosti TS

Požadavky na vnitřní/reaktivní vlastnosti a chování TS	Požadovaná hodnota	Váha
Požadavky na obecné konstrukční vlastnosti a chování TS		
• Odolnost TS proti poškození		
- odolnost vůči korozi	vysoká	4
- odolnost vůči slanému prostředí	vysoká	4
- odolnost vůči rázům	vysoká	3
- odolnost vůči ztíženým povětrnostním podmínkám	vysoká	3
- odolnost vůči nízkým teplotám	-40°C	5

Tab. 6-3 Požadavky na vnitřní/reaktivní vlastnosti TS

6.1.4 Požadavky na strukturní/deskriptivní vlastnosti TS

Požadavky na strukturní/deskriptivní vlastnosti TS	Požadovaná hodnota	Váha
Požadavky na konstrukční vlastnosti		
• Funkční princip		
- Pohon	elektromotor	3
- Řazení	řaditelné při cca 10 ot/s	4
- Ovládání brzdy	hydraulicky	3

Tab. 6-4 Požadavky na strukturní/deskriptivní vlastnosti TS

6.2 Požadované cíle

počet stupňů	3
počet řaditelných převodů	2
způsob řazení	za chodu, při cca 10 ot/min
maximální výstupní krouticí moment	850 kNm
maximální zatížení při nominálních vstupních otáčkách	9550 Nm/800 min ⁻¹
mezní vstupní statické zatížení	12750 Nm
výkon převodovky při maximálních vstupních otáčkách	800 kW/220 min ⁻¹
životnost - celková	2400 h
- 20% celkové životnosti při 100% zatížení:	9550 Nm/1920 h
- 80% celkové životnosti při 70% zatížení:	6685 Nm/480 h
rozměry (typ Big)	viz Obr. 1-1, Tab. 1-1
skříň pravá X levá strana	symetrická
převodový poměr HS1	19,81
převodový poměr LS2	65
průměr konce výstupní hřídele	100 mm
zакončení vstupní hřídele dle DIN5480	W300x5x58 mm
hmotnost převodovky	max. 9 t
odolnost vůči slané vodě	ano
odolnost vůči teplotám	- 40°C
tloušťka použitých plechů	max. 150 mm
rozvod maziva	bez použití čerpadla

Tab. 6-5 Tabulka požadovaných cílů

6.3 Morfologická matice

Požadované funkce	Funkční principy		
Převod UMOŽNIT	Přímé čelní zuby	Šikmé čelní ozubení	Šnekový převod
Zachycení axiálních a radiálních sil ZAJISTIT	Soudečková ložiska	Radiálně axiální kuličková ložiska	Válečková
Těsnost ložisek ZAJISTIT	Gufera + v-kroužky	Labyrintová těsnění	
Řazení ZAJISTIT	Neřaditelná	Řaditelná - 2 převody	Řaditelná - 3 převody
Řazení UMOŽNIT	Posuvná spojka	Posuvná ozubená kola	
Kontrolu stavu oleje UMOŽNIT	Olejoznak	Čidla	Zasouvací měrka
Spojení převodovky a navijáku ZAJISTIT	Drážkovaná hřídel	Drážka a pero	Rozpěrné kroužky
Technologie výroby skříně ZAJISTIT	Svařenec	Odlitek	
Počet dílů skříně ZAJISTIT	1	2	3
Těsnost v dělicí rovině ZAJISTIT	Anaerobní tmel	Pryžové těsnění	Kovové těsnění
Spojení dílů skříně ZAJISTIT	Šroub + matice	Šroub + závit ve skříní převodovky	
Přenos kroutícího momentu z ozubených kol na hřídele ZAJISTIT	Nalisování ozubených kol	Spojení pomocí per	
Prvky pro manipulaci ZAJISTIT	Tvarový prvek odlitý se skříní	Vyvrtné díry	Našroubovaná oka
Korozivzdornost a odolnost vůči slanému prostředí ZAJISTIT	Korozivzdorný nátěr	Pozinkování	Nerezový materiál skříně

Odolnost teplotám do -40°C ZAJISTIT	Použití materiálů (KCU/KCV) a olejů do nízkých teplot		
Nízkou hmotnost ZAJISTIT	Odlehčená ocelová konstrukce skříně i kol	Odlehčená ocelová konstrukce skříně i kol, odvíтанé hřídele	Použití slitin o nízké hustotě
Spojení převodovky a pohonu ZAJISTIT	Drážkovaná hřídel	Drážka a pero	
Odstranění kovových částeczek uvnitř skříně ZAJISTIT	Magnetická tyč		

Tab. 6-6 Morfologická matice s navrženými orgány ke stanoveným funkcím TS

6.4 Varianty řešení

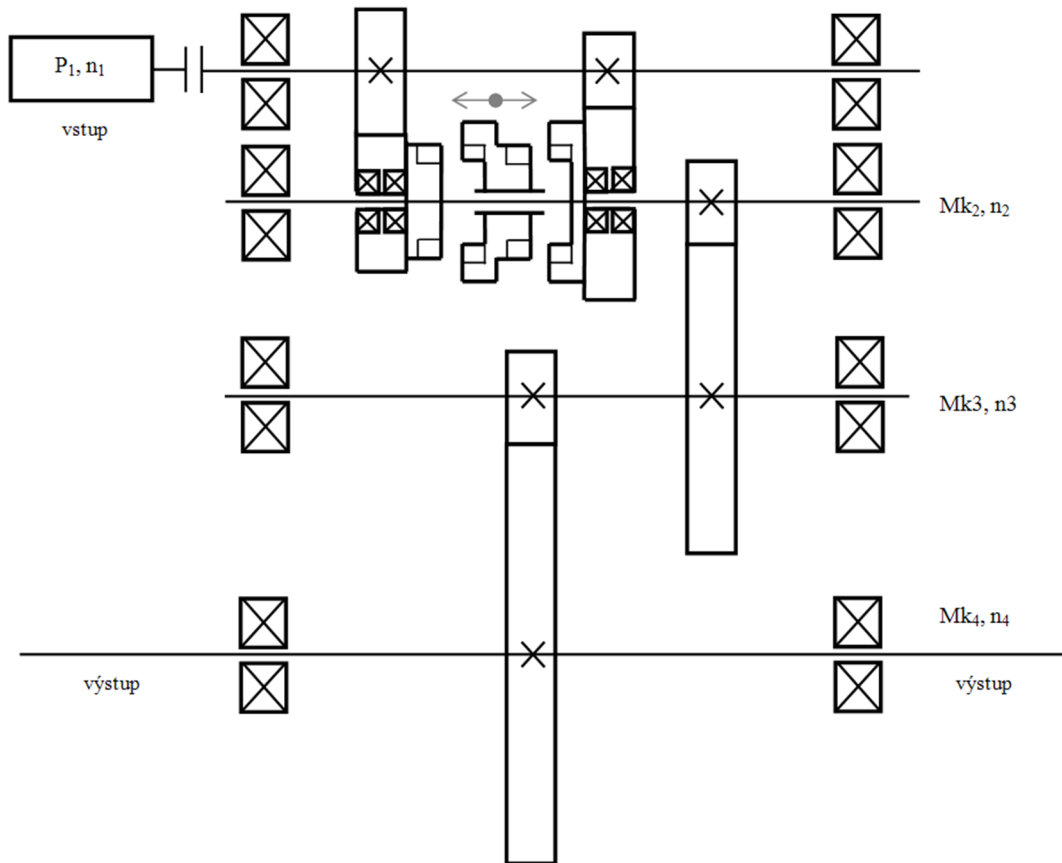
6.4.1 Varianta A

Ve variantě A je přenos krouticího momentu řešen pomocí čelních kol se šikmým ozubením. K zachycení radiálních i axiálních sil slouží soudečková ložiska, vždy pro uchycení konců dané hřídele dvě stejná ložiska. Těsnost ložisek proti vytékání maziva do okolí nebo naopak proti vnikání vody do vnitřku převodovky je u hřídelí, přesahujících z převodovky, zajištěna gufery, ochranu proti prachu zajišťují v-kroužky. V případě, že by se jednalo o převodovku určenou výhradně pro provoz na ropné plošině, tzn. nehrozilo by žádné naklápění převodovky, je možno zde použít labyrintové těsnění.

Jedná se o převodovku se dvěma řaditelnými stupni. Řazení je řešeno pomocí posuvné spojky, ovládané hydraulickým válcem. Hladinu oleje lze kontrolovat na olejovému. Spojení výstupní hřídele s navijákem je řešeno pomocí drážkování a spojení vstupní hřídele s pohonem převodovky pomocí drážky a pera, jak bylo požadavkem.

Skříň převodovky je složena ze dvou kusů, horní a spodní části. U obou těchto částí se jedná o svařence. Těsnění mezi nimi je zajištěno anaerobním tmelem, který je mezi ně aplikován. Spojení dílů skříně je zajištěno jak pomocí šroubů přímo do spodního dílu převodovky v místě třmenů pro ložiska, tak i šrouby s maticemi v ostatních místech. Spojení ozubených kol s hřídelemi bude řešeno nalisováním. Pro manipulaci s převodovkou budou sloužit díry ve spodní i horní části skříně.

Korozivzdornost a odolnost slané vodě bude zajištěna korozivzdorným nátěrem. Použitelnost ve velmi nízkých teplotách až v -40°C bude zajištěna použitím materiálů vhodných pro tyto teploty. Nízká hmotnost v rámci možností bude dosažena odlehčením skříně a velkých ozubených kol převodovky. Odstranění případných kovových částeczek vzniklých postupným opotřebením ozubených kol je řešeno umístěním magnetické tyče ve spodním díle skříně převodovky.



Obr. 6-1 Kinematické schéma převodovky – varianta A

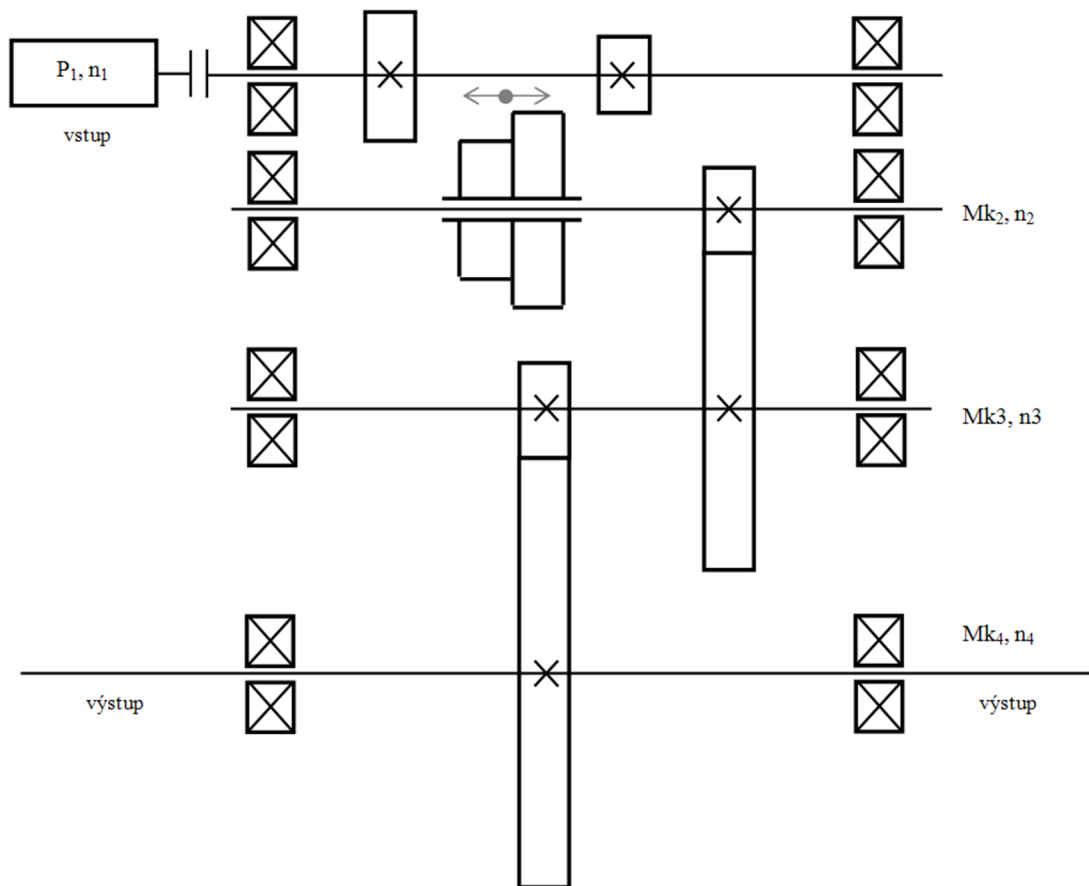
6.4.2 Varianta B

Ve variantě B je přenos krouticího momentu řešen pomocí čelních kol se šikmým ozubením. K uchycení hřídelí slouží radiálně axiální kuličková ložiska, vždy pro každou hřídel dvě stejná. Těsnost ložisek proti vytékání maziva do okolí nebo naopak proti vnikání vody do vnitřku převodovky je u hřídelí, přesahujících z převodovky, zajištěna gufery, ochranu proti prachu zajišťují v-kroužky.

Jedná se o převodovku se dvěma řaditelnými stupni. Řazení je řešeno pomocí posuvných řaditelných ozubených kol. Hladina oleje je kontrolována pomocí čidel. Spojení výstupní hřídele s navijákem je řešeno pomocí drážkování a spojení vstupní hřídele s pohonem převodovky pomocí drážky a pera, jak bylo požadavkem.

Skříň převodovky je složena ze dvou kusů, horní a spodní části. Těsnění mezi nimi je zajištěno anaerobním tmelem, který je mezi ně aplikován. Spojení dílů skříně je zajištěno pomocí šroubů přímo do spodního dílu převodovky. Spojení ozubených kol s hřídelemi bude řešeno pomocí spojení pery. Pro manipulaci s převodovkou budou sloužit díry ve spodní i horní části skříně.

Korozivzdornost a odolnost slané vodě bude zajištěna pozinkováním. Použitelnost ve velmi nízkých teplotách až v -40°C bude zajištěna použitím materiálů vhodných pro tyto teploty. Nízká hmotnost v rámci možností bude dosažena odlehčením skříně, velkých ozubených kol převodovky a odvrtáním hřídelů. Odstranění případných kovových částecek vzniklých postupným opotřebením ozubených kol je řešeno umístěním magnetické tyče ve spodním díle skříně převodovky.



Obr. 6-2 Kinematické schéma převodovky – varianta B

6.5 Hodnocení variant TS

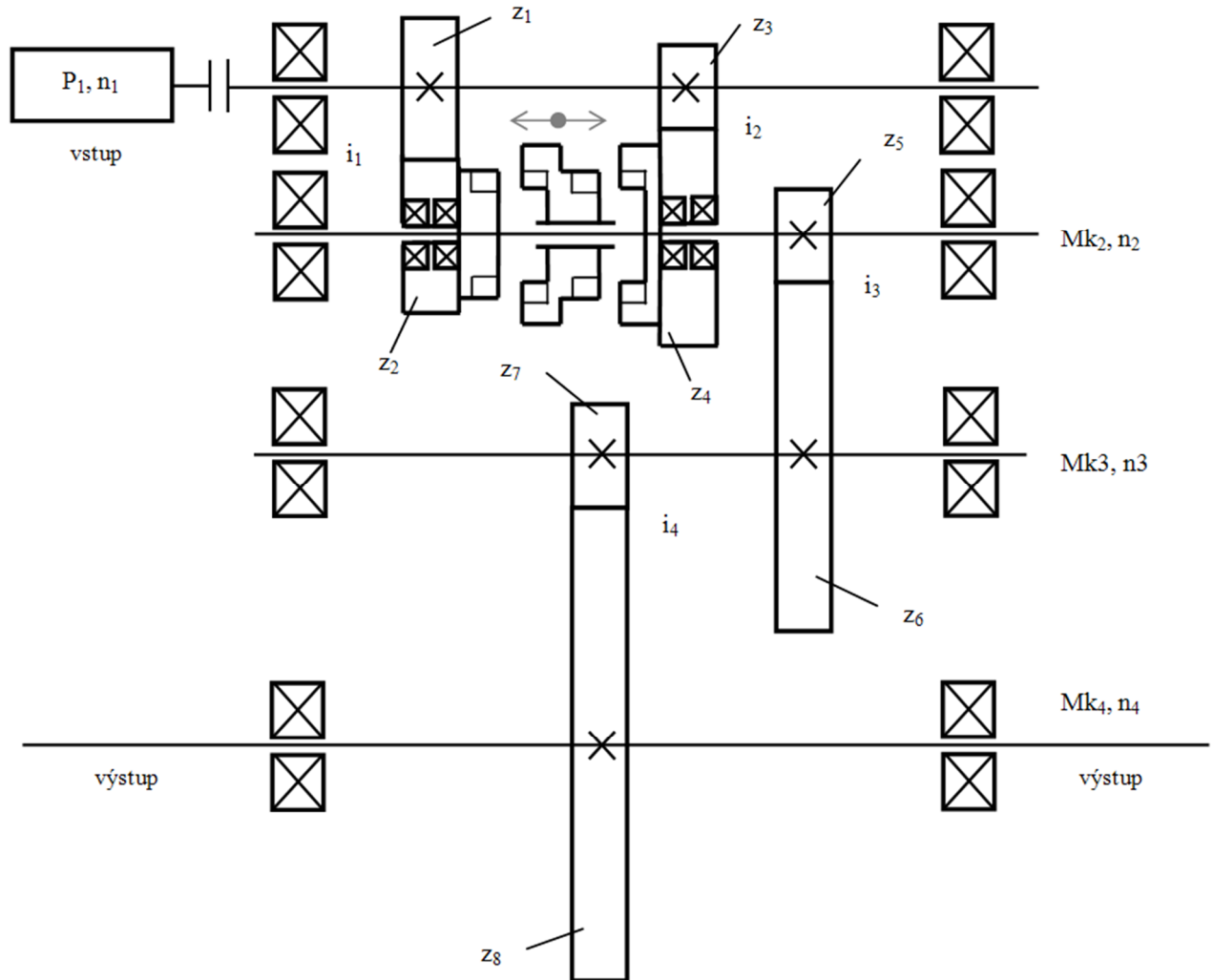
Vybrána byla varianta A, protože se jeví vhodnější pro dané náročné podmínky určení převodovky. Skříň bude navržena jako svařenec, protože potom je možné dosáhnout nižší hmotnosti, což je vhodné vzhledem k možnému určení převodovky na loď. K uchycení hřídelů byla zvolena soudečková ložiska kvůli jejich dostatečně velké únosnosti vzhledem k velkým přenášeným silám. Také vybraný způsob pomocí posuvné spojky je zde vhodnější, jelikož není tak rozměrově náročný jako by byla varianta s posuvnými koly.

Dále je ve vybrané variantě A zahrnutý způsob kontroly hladiny oleje pomocí olejoznaku, což je klasický způsob bez větší energetické náročnosti a vhodný do daných extrémních podmínek. Taktéž pro spojení hřídelů s ozubenými koly je díky své spolehlivosti vhodnější způsob nalisování než spojení pomocí per a drážek. Také nalakování povrchu komponentů, které budou umístěny vně převodovky je pro tento případ vhodnější než pozinkování jejich povrchu, opět kvůli extrémním podmínkám, pro které je převodovka určena, především k předpokládané velké vlhkosti a slané vodě.

7 Konstrukční návrh

7.1 Hrubá stavební struktura

Kinematické schéma převodovky:



Obr. 7-1 Kinematické schéma převodovky se znázorněním převodových parametrů

7.2 Konstrukční řešení

7.2.1 Řešení ozubených kol a hřídelů

Ozubené kolo č.	Zátěžný stav	Doba životnosti [%]	Výkon P [%]	Výkon P [kW]	Otáčky n [1/min]	Krouticí moment Mk [Nm]
Zařazení 1. převodového stupně i_1						
1	1	20	100	800	800,0	9 549,3
	2	80	70	560	800,0	6 684,5
2	1	20	100	800	784,6	9 736,5
	2	80	70	560	784,6	6 815,6
5	1	20	100	800	784,6	9 736,5
	2	80	70	560	484,6	6 815,6
6	1	20	100	800	177,2	43 111,9
	2	80	70	560	177,2	30 178,3
7	1	20	100	800	177,2	43 111,9
	2	80	70	560	177,2	30 178,3
8	1	20	100	800	39,9	191 464,6
	2	80	70	560	39,9	134 025,2
Zařazení 2. převodového stupně i_2						
3	1	20	100	800	800,0	9 549,3
	2	80	70	560	800,0	6 684,5
4	1	20	100	800	250,7	30 466,8
	2	80	70	560	250,7	21 326,8
5	1	20	100	800	250,7	30 466,8
	2	80	70	560	250,7	21 326,8
6	1	20	100	800	56,6	134 938,3
	2	80	70	560	56,6	94 456,8
7	1	20	100	800	56,6	134 938,3
	2	80	70	560	56,6	94 456,8
8	1	20	100	800	12,7	599 664,3
	2	80	70	560	12,7	419 765,0

Tab. 7-1 Parametry na ozubených kolech při zařazení 1. nebo 2. převodového stupně

V Tab. 7-1 jsou shrnuty hodnoty parametrů na všech hřídelích. Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.2, platí, že 20% doby životnosti je převodovka zatížena 100% maximálního zatížení (zátěžný stav 1), a 80% doby životnosti je převodovka zatížena 70% maximálního zatížení (zátěžný stav 2).

Je nutno upozornit, že dle zvyklostí v zadavatelské firmě zde nejsou zahrnuty účinnosti. Jednak by byly ztráty u výkonů takto vysokých hodnot při daném typu ozubených

kol zanedbatelné, a jednak je zde již dané zátěžné spektrum, viz Tab. 1-2, nebo dále v diplomové práci viz Tab. 7-7.

Všechna ozubená kola jsou vyrobena z materiálu 18CrNiMo 7-6, a jsou cementována a kalena, jak je vidět i spolu s dalšími parametry v Tab. 7-2, Tab. 7-3. Koefficient bezpečnosti v dotyku má dovolenou minimální hodnotu 1,2. Koefficient bezpečnosti v ohybu minimálně 1,4. Z Tab. 7-3 je tedy patrné, že ozubená kola dle výpočtu vyhověla. Výstupní hřídel a spojka i s jejími dvěma protikusy jsou vyrobeny z materiálu 42CrMo4 a jsou šlechtěny.

Označení soukolí	Kolo	Počet zubů	Normálový modul [mm]	Materiál	Normálový úhel β [°]
1B	1	51	6	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno	11
	2	52	6	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno	11
1A	3	21	7	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno	12
	4	67	7	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno	12
2	5	21	10	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno	13
	6	93	10	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno	13
3	7	18	16	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno	12
	8	80	16	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno	12

Tab. 7-2 Parametry jednotlivých ozubených kol

Označení soukolí	Kolo	\varnothing roztečné kružnice [mm]	Šířka ozubení [mm]	Koefficient bezpečnosti v dotyku	Koefficient bezpečnosti v ohybu
1B	1	311,727	80	1,85	2,53
	2	317,840	80	1,86	2,53
1A	3	150,284	130	1,36	2,25
	4	479,478	130	1,46	2,16
2	5	215,524	170	1,47	1,93
	6	954,463	170	1,60	2,11
3	7	294,434	250	1,25	1,46
	8	1308,596	250	1,42	1,85

Tab. 7-3 Parametry jednotlivých ozubených kol

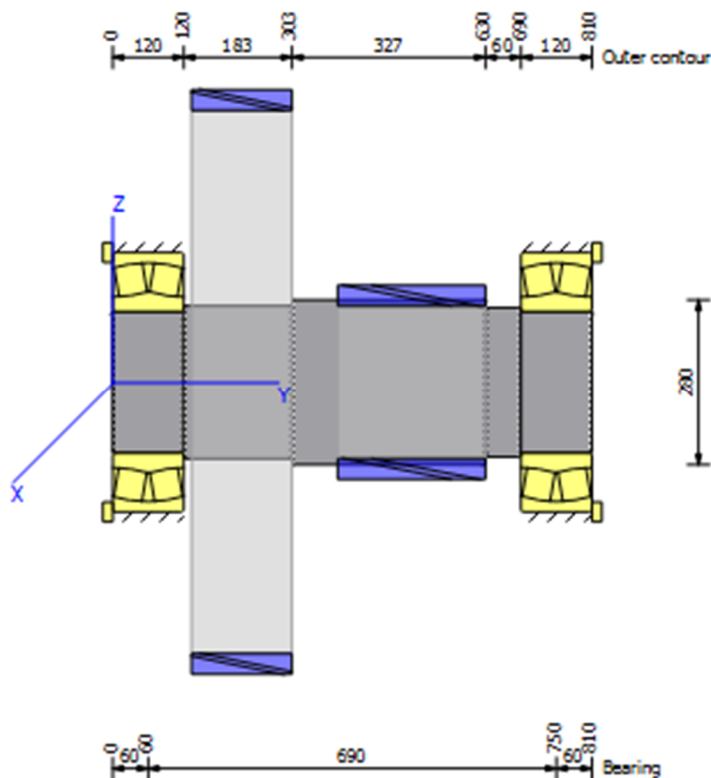
Ozubená kola jsou zde spojena s hřídelemi nalisováním. A to díky spolehlivosti tohoto spojení bez nutnosti dalšího jeho mechanického zajištění. Je nutné zkontrolovat únosnost tohoto spojení vzhledem k použitým krouticím momentům na kolech. Pastorky (ozubená kola označena zde v tabulkách jako číslo 3, 5 a 7) jsou vyfrézovány přímo na hřídeli.

Hřídele jsou z plného materiálu. Byla zde zvažována možnost odvrtných hřídelí pro snížení celkové hmotnosti převodovky, tato možnost by ale byla neúměrně finančně náročná z důvodu potřeby speciálních nástrojů pro tento účel. Byla by vhodná pouze v případě, kdy by bylo nutné např. z důvodu únosnosti dané lože, pro kterou by byla převodovka určena, dodržet co možná nejnižší hmotnost převodovky. Výpočty nalisování a hřídelů v Příloze č. 5, konzultovány a schváleny konstruktérem.

Dále jsou všechna ozubená kola a hřídele opatřeny normalizovanými dírami se závity pro závěsná oka k manipulaci.

Ozubené kolo č.	Teplota nalisování - 1. možnost [°C]		Teplota nalisování - 2. možnost [°C]		Uložení	
	hřídel	kolo	hřídel	kolo	hřídel	kolo
1	20	228	-150	102	u6	H6
6	20	223	-150	97	u6	H6
8	20	218	-150	93	u6	H6

Tab. 7-4 Teploty a tolerance pro nalisování jednotlivých ozubených kol na hřídele



Obr. 7-2 Znárodnění zadání pevnostního výpočtu 3. pastorkové hřídele v programu KISSsoft

Na Obr. 7-2 je vidět způsob zadání pevnostního výpočtu 3. pastorkové hřídele. Stejným způsobem byly zadány i výpočty ostatních hřídelí. Do řešiče byly vždy zadány otáčky a výkon na dané hřídeli, a dále parametry ozubení ozubených kol. Výsledky maximálních průhybů a maximálních napětí na hřídelích jsou shrnuty v Tab. 7-5, jde o případ zařazení 2. převodového poměru, kdy jsou v záběru ozubená kola č. 3 a 4, a kdy působí větší zatížení, viz Tab. 7-1. Platí, že maximální průhyb na hřídeli je vždy pod ozubeným kolem. Nebyly požadovány žádné konkrétní mezní hodnoty průhybů hřídelí, ale po konzultaci byly ze zkušenosti konstruktéra zadavatelské firmy tyto hodnoty vyhodnoceny jako vyhovující.

Hřídel č.	Maximální průhyb [mm]	Materiál
1	0,283	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno
2	0,155	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno
3	0,192	18CrNiMo7-6 cementováno, kaleno
4	0,175	42CrMo4

Tab. 7-5 Shrnutí maximálních průhybů a maximálních napětí hřídelí

7.2.2 Ložiska

Na základě výpočtů z programu Kisssoft - viz příloha č. 1 byla pro uchycení hřídelí ve třmenech skříně převodovky vybrána tato soudečková ložiska:

	Označení ložiska	Životnost [h]
Ložiska k uložení hřídelů	SKF *23224CC/W33	5 600,269
	SKF *23224CC/W33	82 700,512
	SKF *23234CC/W33	4 964,838
	SKF *23234CC/W33	252 246,052
	SKF *23248CC/W33	13 471,033
	SKF *23248CC/W33	74 784,127
	SKF *23060CC/W33	289 136,305
	SKF *23060CC/W33	6 511,274
Ložiska k uložení řaditelných ozubených kol na 2. hřídeli	SKF *61934 MA	5 091,225
	SKF *61934 MA	3 438,655
	SKF *61938 MA	3 519,839
	SKF *61938 MA	2 502,886

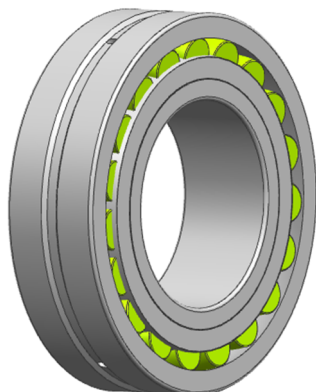
Tab. 7-6 Tabulka vypočtených životností jednotlivých ložisek převodovky

Z Tab. 7-6 je patrné, že všechna použitá ložiska z hlediska životnosti vyhovují požadované době běhu 2 400 hodin. Zprávy z výpočtů ložisek v programu Kisssoft se nachází v Příloze č. 4.

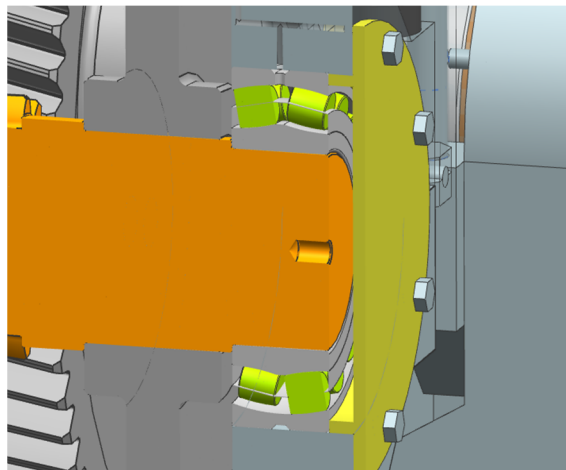
K uložení 3. hřídele bylo nakonec použito ložisko 2 x SKF *22248CC/W33 o šířce 120 mm, po konzultaci s výpočtářem ze zadavatelské firmy diplomové práce, jímž bylo potvrzeno, že toto ložisko uvedené zátěži také ještě vyhoví, namísto ložiska SKF *23248CC/W33 o šířce 150 mm. A to právě z důvodu těchto uvedených rozměrů. Jelikož, jak již bylo výše uvedeno, svařované díly převodovky nemohou být vyrobeny z plechů o tloušťce přesahující 150 mm. V opačném případě by bylo nutné zajistit certifikát pro svařování silnějších plechů, což by bylo mimo jiné finančně náročné.

Ložiska pro uchycení hřídelů jsou axiálně zajištěna pomocí víček, jejichž šrouby jsou opatřeny speciálním průmyslovým lepidlem Loctite jako ochrana proti jejich povolování.

Dále jsou třmeny ložisek z horní strany vybaveny u každého ložiska dírou se závitem M12 pro možné umístění teplotního čidla. Tyto díry jsou shora uzavřeny šrouby s krytkami.



Obr. 7-3 Soudečkové ložisko SKF *23248CC/W33



Obr. 7-4 Použití ložiska SKF *23248CC/W33

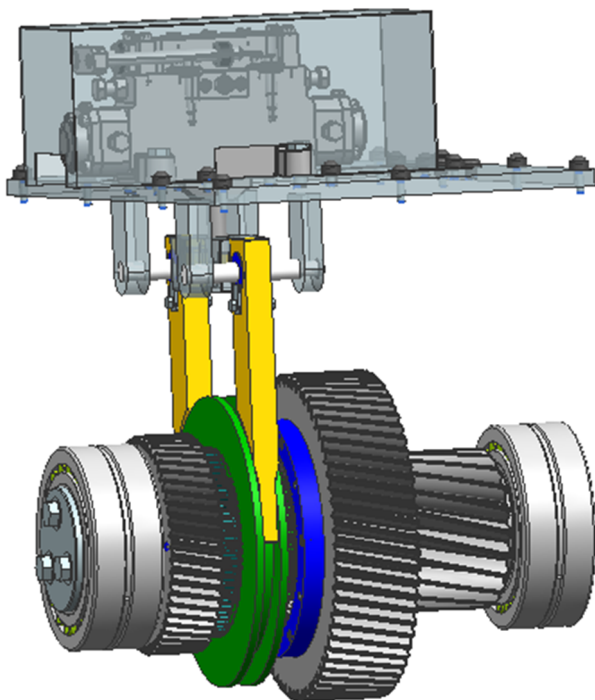
7.2.3 Řešení spojky

Hřídelová spojka je řešena evolventním drážkováním středěným na hlavu a patu s jejími dvěma protikusy. Ty jsou připevněny k ozubeným kolům pomocí šroubů z důvodu nutnosti jejich snadné vyměnitelnosti kvůli jejich rychlejšímu opotřebení. Spojka bude totiž dle požadavku řazena i za chodu, a to při cca 10 ot.min^{-1} , při čemž bude samozřejmě docházet k většímu opotřebení daných komponentů, než při případném řazení za klidu. Pro snadnější řazení byly také vytvořeny náběžné hrany na zubech spojky i jejích protikusů.

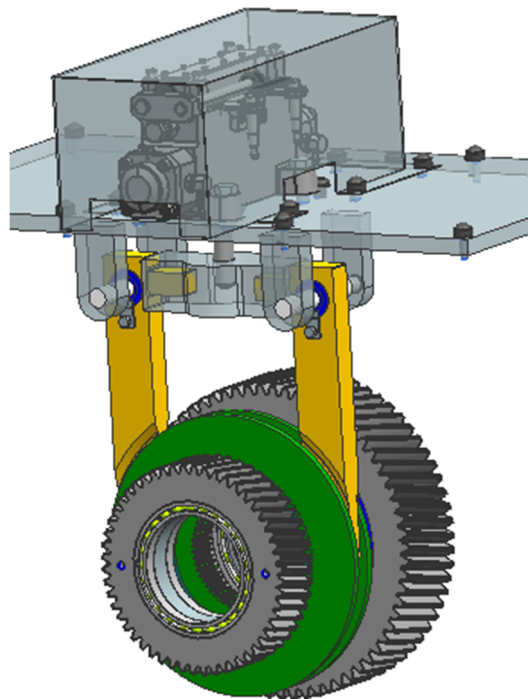
Pohon spojky je řešen pomocí hydraulického válce se zdvihem 70 mm. Ten je umístěn na víku převodovky na odnímatelném plechu připevněném pomocí šroubů. A to z důvodu možnosti jednoduché výměny jednak samotného hydraulického zařízení, a jednak hlavně výměny dalších elementů pro přenos pohybu od hydraulického válce na spojku. Dále je také díky symetričnosti umístění řazení vzhledem k odnímatelnému plechu možné při výměně vnitřních komponentů podle podélné osy symetrie tento plech s řazením také otočit. Konstrukční návrh řazení je zobrazen na Obr.7-5, 6, 7, 8.

Na odnímatelném plechovém víku jsou přivařena oka pro upevnění vodících tyčí. Ty jsou jimi z jedné strany protaženy a ze strany druhé zajištěny pojistnými kroužky. Po těchto vodících tyčích se pohybují tzv. bronzové kameny (na zmíněných obrázcích označeny žlutou barvou). Jak je nejlépe vidět na Obr. 7-6, Obr. 7-7, bronzové kameny jsou proti nežádoucím pohybům zajištěny vsunutím jejich části do otvoru stejného tvaru v mezikusu řazení. Jsou navrženy z materiálu 44 3223.21. Tento materiál je výhodné použít kvůli jeho otěruvzdornosti. Přímo jimi je totiž při řazení pohybováno spojkou, a jelikož zde nemohou být příliš velké vůle, je velmi pravděpodobný jejich dotyk se spojkou za běhu převodovky.

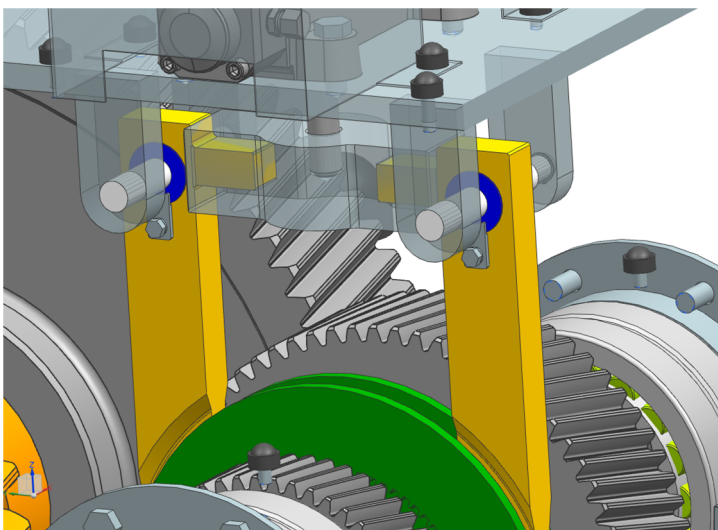
V místech, kde zmíněnými bronzovými kameny prochází vodící tyč, jsou opatřeny kluznými pouzdry, která jsou zajištěna proti samovolnému pohybu pomocí tvarových elementů se šrouby.



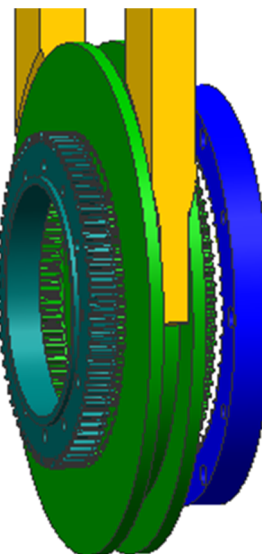
Obr. 7-5 Konstrukční návrh řazení



Obr. 7-6 Konstrukční návrh řazení



Obr. 7-7 Konstrukční návrh řazení



Obr. 7-8 Konstrukční návrh řazení

7.2.4 Další elementy

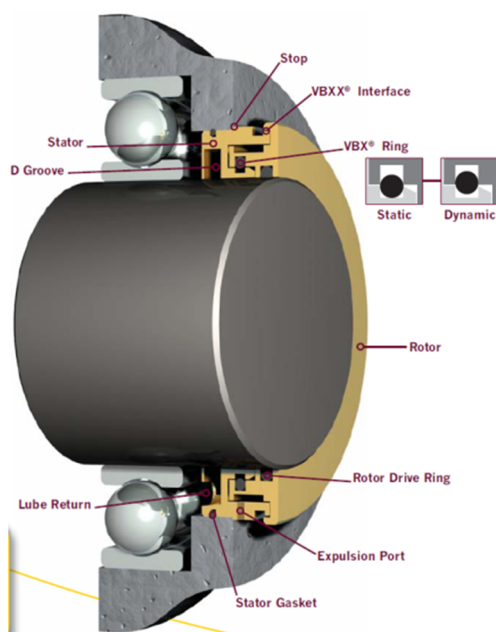
Pro konstrukci skříňové převodovky byly použity převážně plechy tloušťky 25 mm, pro třmeny ložisek potom plechy o tloušťce 150 mm. Byla tak dodržena již výše zmíněná podmínka použití plechů právě do tloušťky 150 mm.

Skříň převodovky je vyrobena z materiálu 11 523, který je dle Evropské normy označen S355 J2. Část označení J2 znamená, že je zajištěna jeho vhodnost pro teploty až -20°C . Jelikož samotná převodovka má být určena pro teploty až -40°C , bylo použití tohoto materiálu konzultováno a schváleno ze zkušenosti konstruktéra zadavatelské firmy.

Dále jsou ve víku převodovky nahlížeční otvory pro případ závady uvnitř převodovky, jsou zakrytovány plechy, připevněnými k víku převodovky pomocí šroubů. Utěsněny jsou pomocí speciálního průmyslového lepidla Lotite. Dále je ve víku převodovky umístěn odvodušňovací ventil pro případ vytvoření podtlaku uvnitř skříně převodovky.

Horní i dolní část převodovky je také vpředu a vzadu opatřena dírami sloužícími pro manipulaci. Dále je spodní díl převodovky opatřen olejoznakem pro kontrolu hladiny oleje a otvorem s vypouštěcím ventilem. Dále jsou nad otvory s vyvedenými konci 4. hřídele umístěny a připevněny pomocí šroubů plechové stříšky k omezení negativních vlivů povětrnostních podmínek a okolního prostředí. Převodovka je také opatřena magnetickou tyčí pro zachycování kovových částeczek vzniklých opotřebením ozubených kol. Otvor pro magnetickou tyč je ve spodním díle skříně převodovky.

Dále 1. a 4. hřídel jsou opatřeny gufery pro utěsnění převodovky jak proti úniku maziva, tak proti vniknutí např. vody do vnitřku převodovky a také v-kroužky, které jsou ochranou proti prachu. V případě umístění této převodovky výhradně např. na ropnou plošinu je možno místo gufer použít labyrintová těsnění, protože v tom případě nehrozí naklánění převodovky a tím pádem ani případný únik oleje z převodovky. V případě umístění převodovky na loď ale nelze naklánění převodovky vyloučit, je tedy nutné její těsnost zajistit právě pomocí gufer.



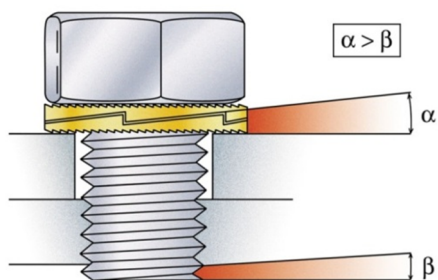
Obr. 7-9 Labyrintové těsnění [22]



Obr. 7-10 Těsnění řešené guferem a v-kroužkem

Těsnění dělicí roviny je řešeno opět pomocí přípravku Loctite, dále v místě osazení spojení šrouby M36 s maticemi a pérovými podložkami. Třmeny ložisek jsou spojovány pomocí závitových tyčí M48 a M36 s maticemi, viz výkres sestavy. Tyto závitové tyče M48 a M36 jsou zavrtány přímo do spodního dílu skříně převodovky a opatřeny speciálními Nord-Lock podložkami, viz Obr. 7-11, Obr. 7-12. Všechny tyto šrouby v dělicí rovině jsou stejně jako i všechny ostatní vnější plochy a prvky převodovky opatřeny silnou vrstvou voděodolného laku a dále plastovými krytkami.

Platí, že bylo vycházeno z interních předpisů zadavatelské firmy, podle nichž všechny použité šrouby M10 a nižší mají být nerezové, od M12 a výše jsou žárově zinkované, kdy i tyto jsou dále ještě lakovány voděodolným lakem.



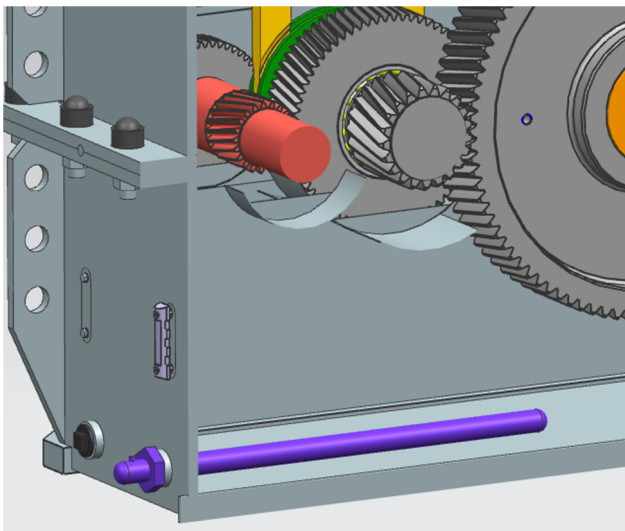
Obr. 7-11 Nord-Lock podložka [20]



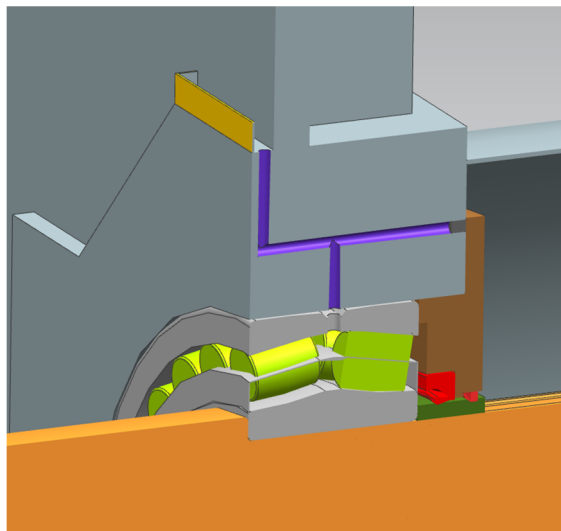
Obr. 7-12 Nord-Lock podložka [20]

7.2.5 Řešení teploty

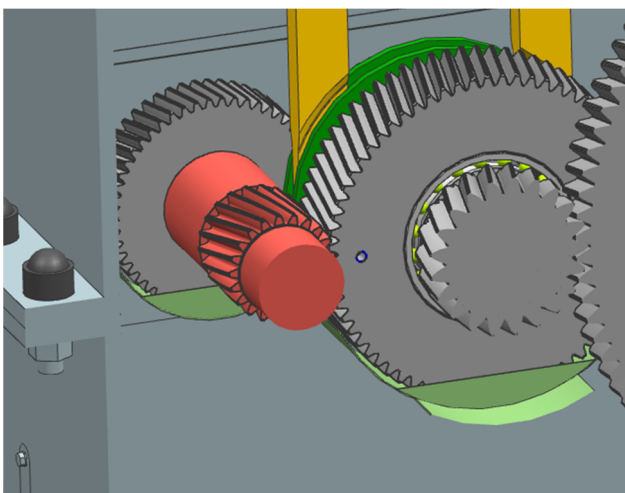
U této převodovky, jak bylo zjištěno ze zkušenosti zadavatele diplomové práce, potažmo z provozu ostatních převodovek, pracujících ve srovnatelných podmínkách, není potřeba žádného chlazení. Ale naopak je nutné ji opatřit topnými tělesy pro ohřev maziva. Pro umístění topného tělesa jsou ve spodním dílu skříně zhotoveny čtyři otvory. Je tedy možno použít jedno topné těleso, a zbylé otvory opatřit krytkami. Umístění topného tělesa (označeno fialovou barvou) je ukázáno na Obr. 7-13. V případě potřeby je možné přidat topných těles více.



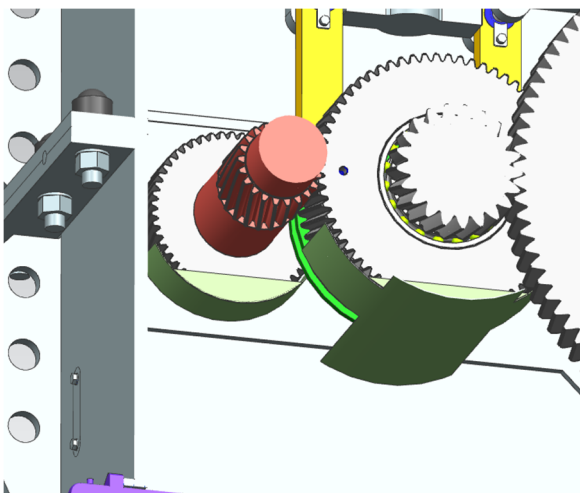
Obr. 7-13 Umístění topného tělesa



Obr. 7-14 Kanálky pro rozvod maziva k ložiskům



Obr. 7-15 Plechy k brodění ozubených kol č. 1 a 4



Obr. 7-16 Plechy k brodění ozubených kol č. 1 a 4

7.2.6 Problematika mazání

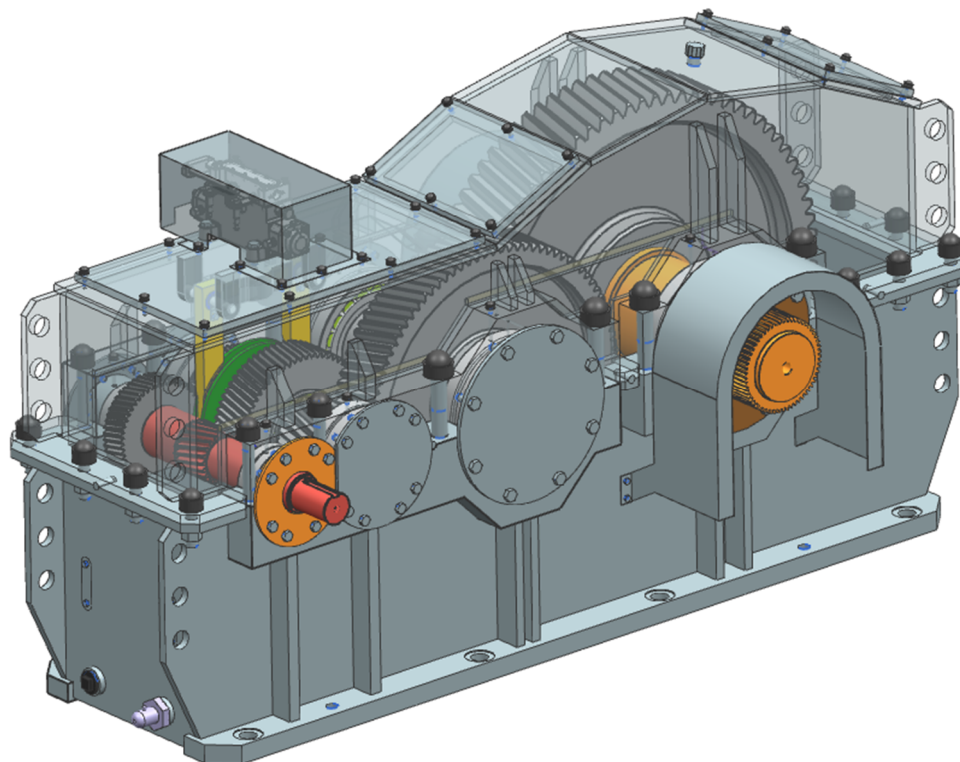
Jako mazivo je zde použitý olej Loadway 150. Jedná se o minerální převodový olej vhodný pro všechny typy převodovek, který je pro své vlastnosti vhodný i pro takto extrémní podmínky, při použití s již výše zmíněnými topnými tělesy pro jeho ohřev.

Samotný systém mazání funguje na principu brodění ozubených kol, s tím, že brodění menších ozubených kol, která svým obvodem nedosahují hladiny oleje, je řešeno pomocí jednoduché konstrukce plechových oblouků, svařených s boky spodní části skříně pod ložiskovými třmeny. Ty jsou ukázány na Obr. 7-15, Obr. 7-16, označeny světle zelenou barvou. Plechový oblouk pod 1. pastorkovou hřídelí je proveden ještě symetricky na druhé straně převodovky pro případ potřeby symetrického přesunutí všech vnitřních částí převodovky podle podélné roviny. Oblouk pod 2. pastorkovou hřídelí je průběžný po celé šířce převodovky a svařený po obou bocích k spodní části skříně, u něho nebyla možná symetrická varianta kvůli okolním částem převodovky, tudíž by v případě potřeby musel být odstraněn a přivařen opačně. Do těchto plechů se dostává olej, stříkající od větších kol v chodu, která dosahují hladiny oleje. Tento způsob mazání byl zvolen hlavně vzhledem k požadavku na způsob mazání bez použití čerpadla.

7.2.7 Řešení připevnění převodovky k podkladu

Jelikož se jedná o převodovku určenou k připevnění na palubu lodi, předpokládá se zde možné naklopení, kterému musí systém upevnění vyhovovat. Skříň převodovky je připravena k připevnění k podkladu pomocí 8mi děr v dolním osazení spodní části skříně pro šrouby M52, dále jsou tam 4 díry se závitem pro vyrovnávací šrouby M36 sloužící k ustavení převodovky do požadované polohy v horizontální rovině.

Celkový návrh převodovky je zobrazen na Obr. 7-17.



Obr. 7-17 Celkový konstrukční návrh převodovky

7.3 Shrnutí parametrů

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální výstupní krouticí moment (Max torque out)	850 000	Nm
Vstupní statické zatížení (Input load static)	12 750	Nm
Maximální dynamické zatížení (Max dynamic load)	9550	Nm
při otáčkách	800	min ⁻¹
Maximální výkon (Max speed)	800	kW
při otáčkách	2200	min ⁻¹
Počet řaditelných stupňů	2	-
Celkový převodový poměr při zařazení 1. převodového stupně	18,132	-
Celkový převodový poměr při zařazení 2. převodového stupně	62,787	-
Průměr zakončení 1. hřídele	100	mm
Zakončení 4. Hřídele, s drážkováním DIN 5480	W300 x 5 x 58	mm
Celková hmotnost převodovky	9 142,0	kg

Tab. 7-7 Shrnutí parametrů

Platí následující rozložení výkonu po dobu životnosti:

20% životnosti 100% zatížení..... (9 550 Nm)
80% životnosti 70% zatížení..... (6 685 Nm)

Vysvětlení některých parametrů:

Max torque out - maximální krouticí moment na výstupní hřídeli při 100% zatížení

Input load static – maximální vstupní přetížení, dáno motorem

Max dynamic load - maximální zatížení převodovky při nominálních vstupních otáčkách 800 min⁻¹ na vstupním hřídeli, jedná se o 100% zatížení

Max speed - výkon převodovky 800kW při maximálních vstupních otáčkách 2200 ot/min, jedná se o případ spouštění kotvy, toto maximum je zajištěno brzdami

7.4 Výrobní postup pro Pastorkovou hřídel 2

V Tab. 7-8 je vypsán výrobní postup pro 2. hřídel, její výrobní výkres se dále nachází v Příloze 8 a je označen číslem DP KKS-13-03.

Číslo operace	Výrobní postup	
	Název součásti: PASTORKOVÁ HŘÍDEL 2	Číslo výkresu: DP KKS-13-03
	Materiál: 18CrNiMo 7-6	Počet kusů: 1
	Polotovary: výkovek	Hmotnost: 168,6 kg
1	Kontrola, označit místo pro navrtání středících důlků	
2	Navrtání středících důlků	
3	Soustružit - hrubovat s přídavkem na plochu 2 mm (- kuželovou plochu válcově po maximálním průměru)	
4	(Ultrazvuková zkouška)	
5	Frézování ozubení nahrubo	
6	Zarovnání čela s přídavkem 1 mm	
7	Soustružení středících důlků načisto	
8	Soustružení s přídavkem (např. 0,3 mm)	
9	Frézování zubů s přídavkem (např. 0,2 mm)	
10	Tepelná úprava - povrchové kalení	
11	Broušení načisto	
12	Broušení ozubení načisto	
13	Soustružení zápichů, radiusů a sražení hran	
14	Kapilární zkouška - rozpoznání povrchových defektů materiálu	
15	Broušení	
16	Cementování	
17	Kalení	
18	Broušení	
19	Kontrola	

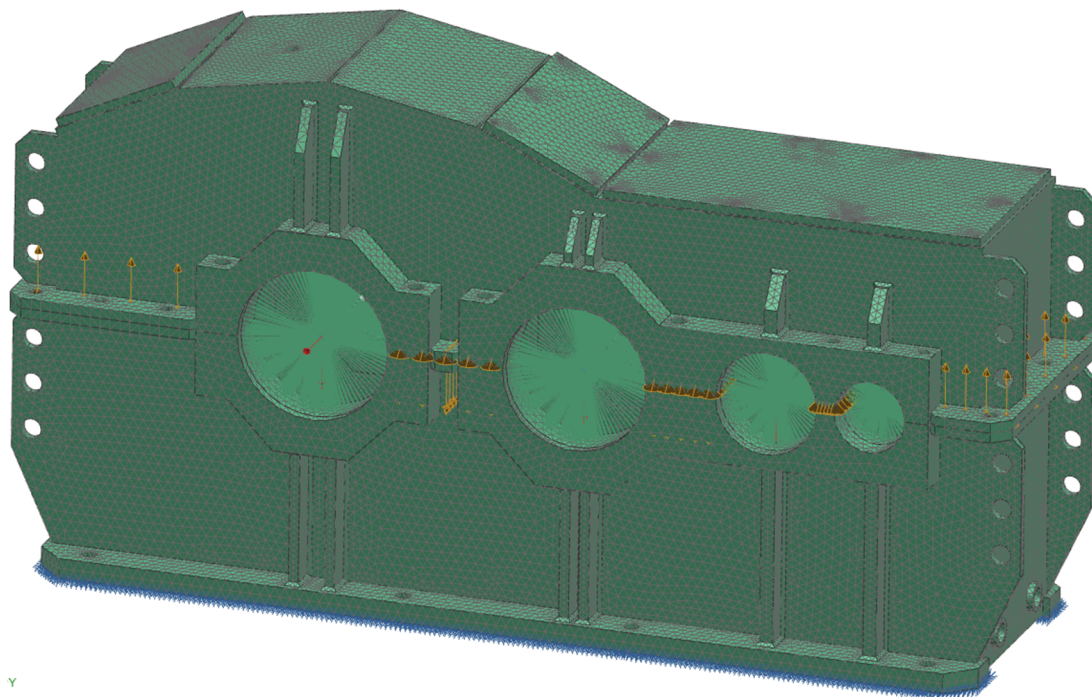
Tab. 7-8 Výrobní postup 2. hřídele

8 Výpočty pomocí metody MKP

8.1 Pevnostní výpočet skříně převodovky

Pro pevnostní výpočet skříně převodovky byly použity zjednodušené modely její spodní i horní části. Pro tento účel byly zanedbány např. kanálky pro rozvod maziva k ložiskům a další drobné elementy. Dále vzhledem k hodnotám a umístění maxim napětí z předběžných výpočtů bylo potřeba vytvořit v místech budoucích svarů zkosení. Tím bylo dosaženo přiblížení se skutečnému stavu a reálnějšímu rozložení napětí.

Těmito dvěma díly byl zadán materiál, zde u částí skříně převodovky se jedná o materiál 11 523 (dle Evropské normy S355 J2), a byly zasítovány tetraedrickou sítí o maximálním rozměru stěny elementu 25 mm. Tyto dva díly byly během přípravy pro výpočet vzájemně pevně spojeny pomocí příkazu Glue, dále byly dvě spodní plochy dolního dílu skříně pevně uchyceny vazbou Fixed se zamezením všech posuvů i rotací. Tyto okrajové podmínky jsou zobrazeny na Obr. 8-1. Ve třmenech pro ložiska byly vytvořeny oddělené plochy o rozměrech zvolených ložisek, které byly pomocí rigidových růžic spojeny se středovým bodem. K těmto středovým bodům byly následně vztaženy všechny síly, působící na skříně od ložisek, viz výpočty z programu Kisssoft v Příloze č. 4.

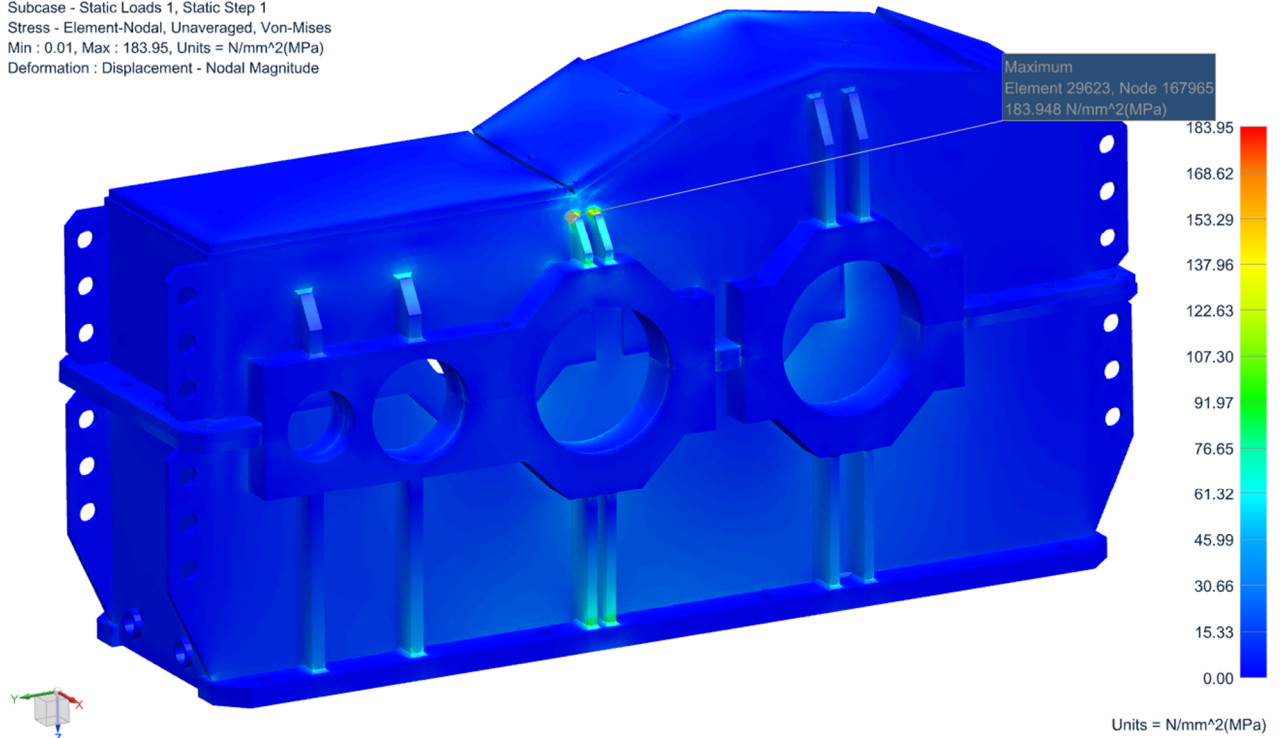


Obr. 8-1 Zadání úlohy pevnostního výpočtu skříně

Výsledné redukované napětí dle hypotézy von Mises je ukázáno na Obr. 8-2. Na daném obrázku je vidět zároveň i maximální hodnota 183,948 MPa. Umístění maxima v daném místě je zřejmě způsobeno malou délkou ploch žebra, tudíž nebylo možné, aby se zde napětí tak rozložilo, jako v místě nad 4. hřídelí. Vzhledem k umístění tohoto maxima v místě budoucího svaru je pravděpodobné, že i přes vytvořené zkosení by byla reálná hodnota napětí v tomto místě nižší. Výsledná deformace je ukázána na Obr. 8-3, maximum v místě 4. hřídele je způsobeno největšími silami od ložisek v tomto místě, viz Příloha č. 4.

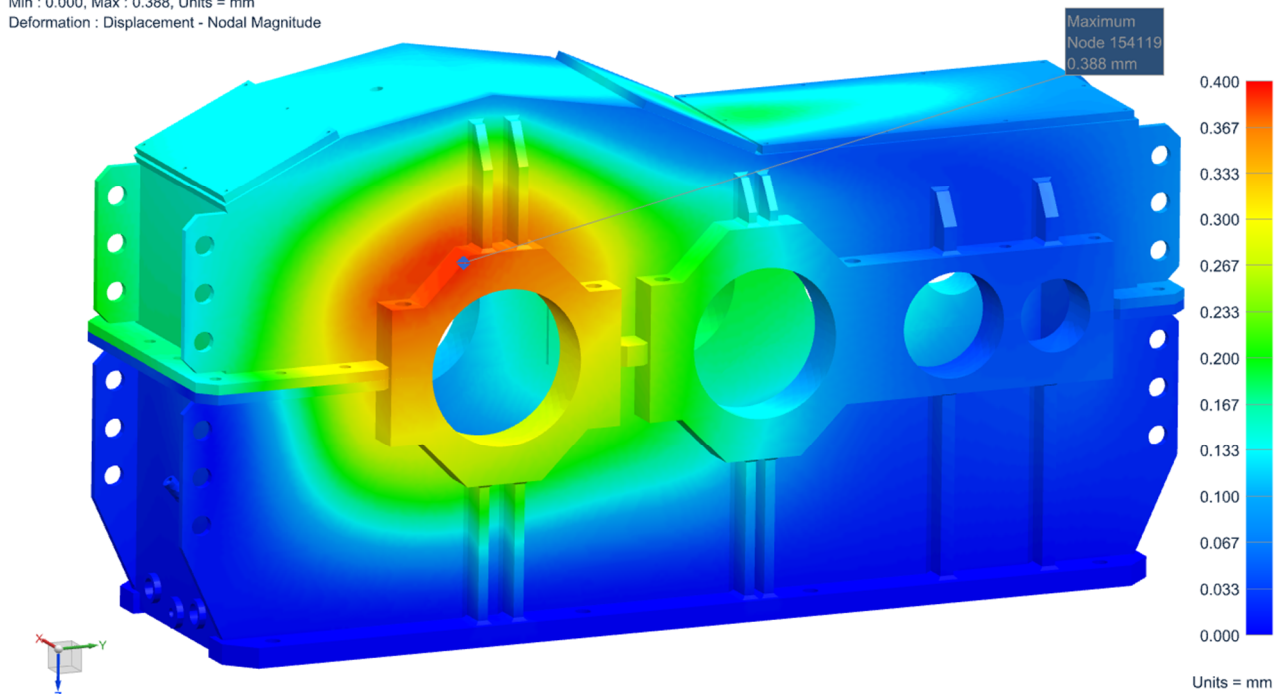
V Tab. 8-1 jsou ukázány maximální vypočtené hodnoty redukovaného napětí dle hypotézy von Mises a deformace. Tyto výsledné hodnoty byly po konzultaci ze zkušenosti konstruktéra ze zadavatelské firmy vyhodnoceny jako vyhovující. Další obrázky ukazující výsledky pevnostního výpočtu skříně včetně detailů jsou umístěny v Příloze č. 6.

skrin_prevodovky_tuhostni_analyza_sim2 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.01, Max : 183.95, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 8-2 Výsledné redukované napětí dle hypotézy von Mises [MPa]

skrin_prevodovky_tuhostni_analyza_sim2 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.388, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 8-3 Výsledná deformace se zobrazeným maximem [mm]

veličina	Napětí [MPa]	Deformace [mm]	materiál
hodnota	183,948	0,388	S355 J2

Tab. 8-1 Tabulka výsledných hodnot pevnostní analýzy skříně převodovky

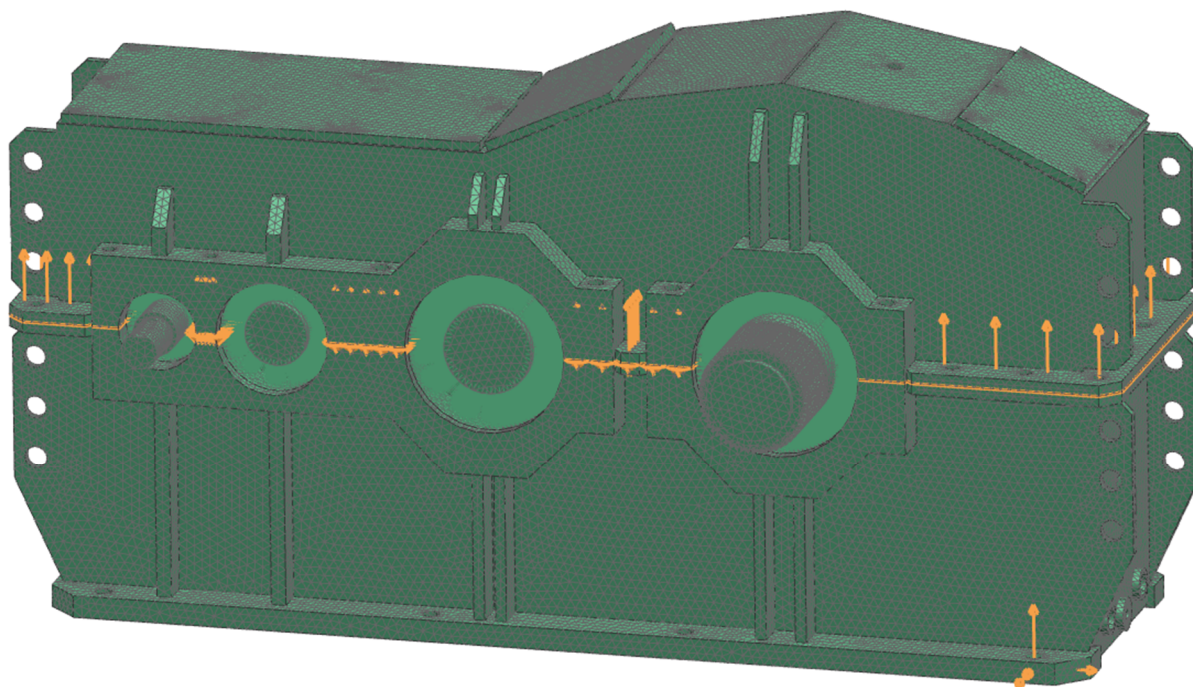
8.2 Modální analýza převodovky

Pro modální analýzu převodovky byly použity opět zjednodušené modely její spodní i horní části, v tomto případě i s hřídelemi. Opět byl těmto dílům zadán příslušný materiál a byly zasít'ovány tetraedrickou sítí o maximálním rozměru stěny elementu 25 mm.

Dva díly skříně převodovky opět byly vzájemně pevně spojeny pomocí příkazu Glue. Dále byl spodní díl skříně uchycen přes díry pro šrouby k upevnění k podkladu vazbou Fixed. Tyto okrajové podmínky jsou zobrazeny na Obr. 8-4. Ve třmenech pro ložiska byly opět vytvořeny oddělené plochy o rozměrech zvolených ložisek, spojené rigidovými růžicemi se středovým bodem. Stejně rigidové růžice byly vytvořeny také na hřídelích v místech umístění daných ložisek. Středový bod rigidové růžice na hřídeli byl vždy spojen se středovým bodem příslušné rigidové růžice skříně převodovky.

Dále byly na hřídelích vytvořeny další rigidové růžice v místech umístění ozubených kol. Do středových bodů těchto růžic byly vztaheny hmotnosti příslušných ozubených kol.

Před samotným výpočtem byly nastavením v řešiči omezeny výsledné frekvence, a to rozsahem 1 – 200 Hz.

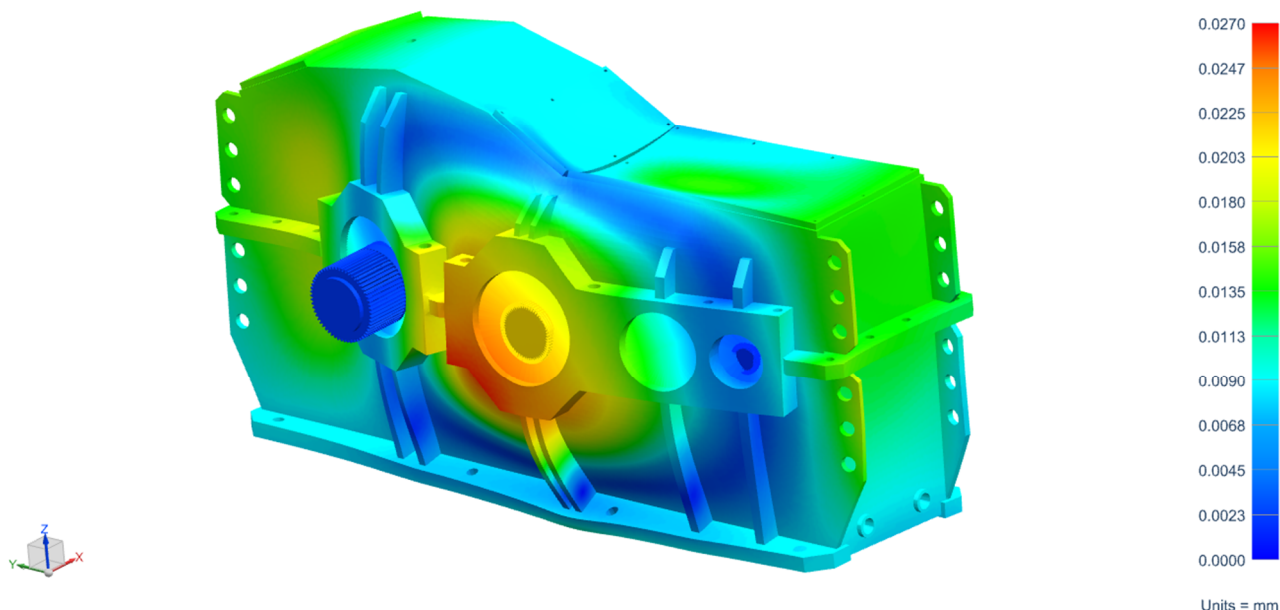


Obr. 8-4 Zadání okrajových podmínek

Post Processing Navigator	
Name	Description
prevodovka_sim1	
[-] Solution 1	NX NASTRAN
[-] Mode 1, 1.472e+002 Hz	
[-] Mode 2, 1.656e+002 Hz	
Imported Results	
Viewports	
Templates	

Obr. 8-5 Výsledné vlastní frekvence

prevodovka_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Eigenvalue Method 1, Mode 1, 1.472e+002 Hz
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0265, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 8-6 Tvar kmitu při 1. vlastní frekvenci

	Vlastní frekvence	
	v Hz	v ot/min
1. hodnota	$1,472e^2$	8832
2. hodnota	$1,656e^2$	9936

Tab. 8-2 Tabulka výsledných hodnot modální analýzy převodovky

	Hřídel	Standardní otáčky	Maximální otáčky
Případ zařazeného 1. stupně	1	800	2200
	2	784,6	2156,9
	3	177,1	487
	4	39,9	109,6
Případ zařazeného 2. stupně	1	800	2200
	2	250,7	689,7
	3	56,6	155,7
	4	12,7	35

Tab. 8-3 Otáčky hřídelí při zařazení 1. a 2. stupně pro srovnání s budícími frekvencemi

Z výše uvedených tabulek Tab. 8-2, Tab. 8-3 je patrné, že se v žádném případě otáčky žádné z hřídelí převodovky nepřiblíží daným budícím frekvencím převodovky, ani v případě dosažení maximálních vstupních otáček. Tudíž zde nehrozí možnost nebezpečného rozkmitání převodovky.

Další obrázky výsledků modální analýzy převodovky jsou obsaženy v Příloze č. 7.

8.3 Technicko - ekonomické hodnocení

Převodovka se skládá jak z dílů vyráběných, tak i z dílů nakupovaných. Mezi vyráběné díly patří dvoudílná skříň převodovky, 4. hřídel, tři pastorkové hřídele, čtyři ozubená kola, spojka a její protikusy. Dále jsou to elementy umožňující řazení, jako bronzové kameny, komponent spojující bronzové kameny se štefem hydraulického válce. Vyráběnými elementy budou také vodící tyče, víčka ložisek, víka nahlížecích otvorů, příložka 2. pastorkové hřídele, případně potom menší součástky jako jsou různé kroužky.

Mezi díly nakupované patří ložiska k uložení zmiňovaných hřídelí a dvou řaditelných ozubených kol na druhé hřídeli. Patří sem i samotný hydraulický válec pro umožnění řazení. Dále je tam obsažen vypouštěcí ventil, odvodušňovací ventil, těsnění a veškerý spojovací materiál.

Z výše nastíněných vyráběných a kupovaných dílů převodovky je zřejmé, že největší roli zde budou hrát náklady na výrobu. Byla snaha tyto náklady minimalizovat, ovšem ne na úkor výsledných vlastností. Například, jak již bylo zmíněno, byla konstrukce uzpůsobena tak, aby nebylo nutné svařování plechů o tloušťce větší než 150 mm. Jelikož výrobce má certifikát právě pro svařování plechů do 150 mm, bylo by nutné při použití tlustších plechů získat nový certifikát pro svařování větší tloušťky plechu, což by bylo mimo jiné finančně náročné. Dále zde byla možnost použít ke konstrukci hřídele odlehčené, vnitřně odvrтанé. Tato možnost by sice přinesla určité snížení celkové hmotnosti, ale náklady na jejich výrobu by byly příliš vysoké kvůli nutnosti použití speciálních nástrojů, tudíž byla tato možnost zamítnuta.

Bohužel nebylo možné od zadavatelské firmy této diplomové práce zjistit ani přibližné náklady na výrobu jednotlivých dílů převodovky. Je známo pouze to, že náklady na předchozí, tzn. střední variantu (viz Tab. 1-1) činily přibližně 70 000 Euro. Jelikož nedošlo k výrazným změnám z hlediska výrobních technologií jednotlivých dílů převodovky, lze vycházet z porovnání rozměrů této střední a nové velké varianty řešení a odhadnout, že se náklady na tuto novou variantu mohou pohybovat kolem 80 000 – 90 000 Euro.

9 Závěr

V úvodu této diplomové práce se nachází krátké představení zadavatelské firmy Wikov gear spolu s rozbořením zadání a požadavků na konstrukční řešení převodovky pro pohon lodního navijáku.

Následující část je teoretická, zabývá se představením převodovek obecně, a popisem jejich komponentů. Jedná se o převodové mechanismy, především o ozubené převody, dále ložiska, nebo druhy mazání. Jsou zde jejich různá rozdělení, vhodnost použití a názorné obrázky. Následuje krátké představení prostředí, pro které je určena požadovaná převodovka. Jedná se o extrémní podmínky na moři na lodích nebo ropných plošinách, a to při teplotách až -40°C .

Další částí diplomové práce je již vlastní návrh převodovky pro pohon lodního navijáku. Základem tohoto návrhu je návrh orgánové struktury technického systému. V něm jsou v tabulkách podrobně vypsány jednotlivé funkce technického systému včetně jejich požadované hodnoty. Tyto funkce jsou zde seříděny podle toho, zda jsou vztaženy k samotným transformačním procesům, ostatním provozním funkcím, k operátorům, apod. Každé toto kritérium je ohodnoceno vahou důležitosti. Nejdůležitější kritéria jsou potom shrnuty. Byla vytvořena morfologická tabulka s danými požadavky a možnostmi, jak docílit jejich splnění. Z nich byly vytvořeny dvě možné varianty s kinematickými schémata, z nichž jedna byla vybrána jako vhodnější vzhledem podmínkám určení a k požadovaným hodnotám.

Dále následuje postupné konstrukční řešení převodovky, kdy jsou napřed řešeny ozubená kola jejich rozměry a parametry, následně hřídele a vhodná ložiska. K rozměrům ozubených kol, maximálním průhybům hřídelí, nalisování ozubených kol a k volbě ložisek a jejich životnosti jsou v přílohách č. 2-5 obsaženy zprávy z výpočtů v programu Kisssoft. Dále je zde popis řešení spojky, kdy se jedná o přesuvnou spojku a její dva protikusy s evolventním ozubením středěným na hlavu a patu. Spojka je přesouvána za běhu při cca 10ot/min pomocí hydraulického řadícího válce přes tzv. bronzové kameny.

Je také popsán způsob utěsnění převodovky. Vstupní a výstupní hřídel jsou utěsněny pomocí gufer a v – kroužků. Dělicí rovina a všechna víčka převodovky nebo např. olejznak jsou utěsněny pomocí přípravku Loctite. Jím jsou opatřeny také šrouby víček ložisek také jako pojistka proti povolení. Závitové tyče s maticemi v dělicí rovině ve třmenech ložisek jsou opatřeny speciálními nord-lock podložkami. Tyto závitové tyče i ostatní šrouby vně převodovky jsou opatřeny plastovými krytkami.

Kvůli podmínkám, do kterých je převodovka určena nebylo řešeno chlazení, naopak zde bylo nutno použít topné těleso k ohřevu maziva na cca 5°C . Ve spodní skříni převodovky jsou celkem čtyři otvory pro možné přidání topných těles. Dále kvůli požadavku na mazání bez použití čerpadla byly navrženy na spodním dílu skříně brodicí plechy pro menší kola, nedosahující hladiny maziva, a také kanálky ve víku skříně pro umožnění mazání ložisek. Jako mazivo je použit převodový olej Loadway 150.

Jedním z požadavků byla také symetrie skříně převodovky, aby bylo možno vnitřní díly převodovky symetricky vyměnit dle podélné středové roviny symetrie. Tato podmínka byla splněna, i hydraulický řadící válec je s plechem připevněným k víku převodovky možno symetricky vyměnit. Použité materiály na skříně, ozubená kola i hřídele byly konzultovány, a ze zkušenosti konstruktéra zadavatelské firmy vyhoví daným podmínkám. Vnější plochy převodovky jsou lakovány silnou vrstvou voděodolného laku.

Všechna kritéria, jak požadovaná i stanovená, byla dodržena. Také vzhledem k provedeným výpočtům lze říci, že konstrukční řešení požadavkům vyhovuje.

10 Bibliografie

Knižní publikace:

- [1] KRÁTKÝ, J., HOSNEDL S. *Příručka strojního inženýra 1*. Praha: Computer press, 1999.
- [2] KRÁTKÝ, J., HOSNEDL S. *Příručka strojního inženýra 2*. Praha: Computer press, 2002.
- [3] KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E., HOSNEDL S. *Obecné strojní části 2*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011.
- [4] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů - Mechanické převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.

Internetové zdroje:

- [5] Materiály předmětu KKS/CMS2; <http://portal.zcu.cz> (10.01.2013)
- [6] Materiály předmětu KKS/ZSVS; <http://portal.zcu.cz> (10.01.2013)
- [7] <http://cs.wikipedia.org> (20.10.2012)
- [8] <http://www.mmspektrum.com> (20.10.2012)
- [9] <http://www.loziskapraha.cz> (20.10.2012)
- [10] Materiály předmětu KKS/KP; <http://portal.zcu.cz> (25.11.2012)
- [11] <http://www.fabory.cz> (12.05.2013)
- [12] <http://www.ozubeni.cz/ozubeni/celni.html> (15.01.2013)
- [13] http://media.noria.com/sites/archive_images/Backup_200201_Contamination-Control-Fig1.jpg (25.11.2012)
- [14] <http://www.beka-lube.com/images/BEKAwind-Flow-Pic1.jpg> (25.11.2012)
- [15] <http://www.marinebuzz.com/2008/12/22/undersea-cable-cut-disrupts-internet-connectivity-in-europe-middle-east-and-asia/> (29.11.2012)
- [16] <http://www.wikov.com> (10.02.2013)
- [17] <http://www.skf.com> (10.05.2013)
- [18] <http://www.dnv.com> (10.02.2013)
- [19] <http://www.hennlich.cz> (12.05.2013)
- [20] <http://www.nord-lock.com> (15.04.2013)
- [21] <http://www.vitkovicemkv.cz> (15.01.2013)
- [22] <http://www.inpro-seal.com> (15.04.2013)
- [23] <http://www.solidcomponents.com> (15.04.2013)
- [24] <http://www.grampianfasteners.com> (15.04.2013)
- [25] <http://www.tatasteelnz.com/?reload> (15.04.2013)
- [26] http://ports.co.za/news/article_2009_02_22_0344.html (25.11.2012)
- [27] <http://www.marineinsight.com/marine/types-of-ships-marine/what-is-a-cable-laying-ship> (25.11.2012)
- [28] <http://www.polytechna.eu> (15.03.2013)
- [29] <http://www.worldoils.com/marketplace/equipdetails.php?id=385&100%20Tonne%20Marine%20Winch%20-%20Unused%20B.%20&%20Lotz%20Marine> (25.11.2012)
- [30] <http://www.ecvv.com/product/3913344.html> (25.11.2012)
- [31] <http://visual.ly> (25.11.2012)

- [32] materiály od zadavatelské firmy Wikov gear
- [33] materiály firmy ZF Engineering Plzeň

Použitý software:

NX 7
NX 8.5
Pro/Engineer Wildfire 4.0
Kissoft
Microsoft World 2010
Microsoft Excel 2010
PDFTools1.3

Seznam příloh

Příloha č. 1 - Lodní navijáky, lodě pokládající kabely a ropné plošiny
Příloha č. 2 - Výsledky výpočtů k volbě rozměrů ozubených kol a spojky i jejich protikusů
v programu Kissoft
Příloha č. 3 - Výsledky pevnostních výpočtů hřídelů, v programu Kissoft
Příloha č. 4 - Výsledky výpočtů k volbě ložisek v programu Kissoft
Příloha č. 5 - Výsledky výpočtů nalisování ozubených kol na hřídele v programu Kissoft
Příloha č. 6 - Výsledky pevnostního výpočtu skříně převodovky v programu NX
Příloha č. 7 - Výsledky modální analýzy převodovky v programu NX

Výkresová dokumentace:

DP KKS-13-01 Převodovka
DP KKS-13-02 Hřídel 2 podsestava
DP KKS-13-03 Pastorková hřídel 2

PŘÍLOHA č. 1

**Lodní navijáky, lodě pokládající kabely
a ropné plošiny**

Lodě pokládající kabely:



Obrázek 1 Lod' k pokládání kabelů [29]



Obrázek 2 Lod' k pokládání kabelů [27]



Obrázek 3 Lod' k pokládání kabelů [27]



Obrázek 4 Lod' k pokládání kabelů [15]

Ropná plošina



Obrázek 5 Ropná plošina [28]

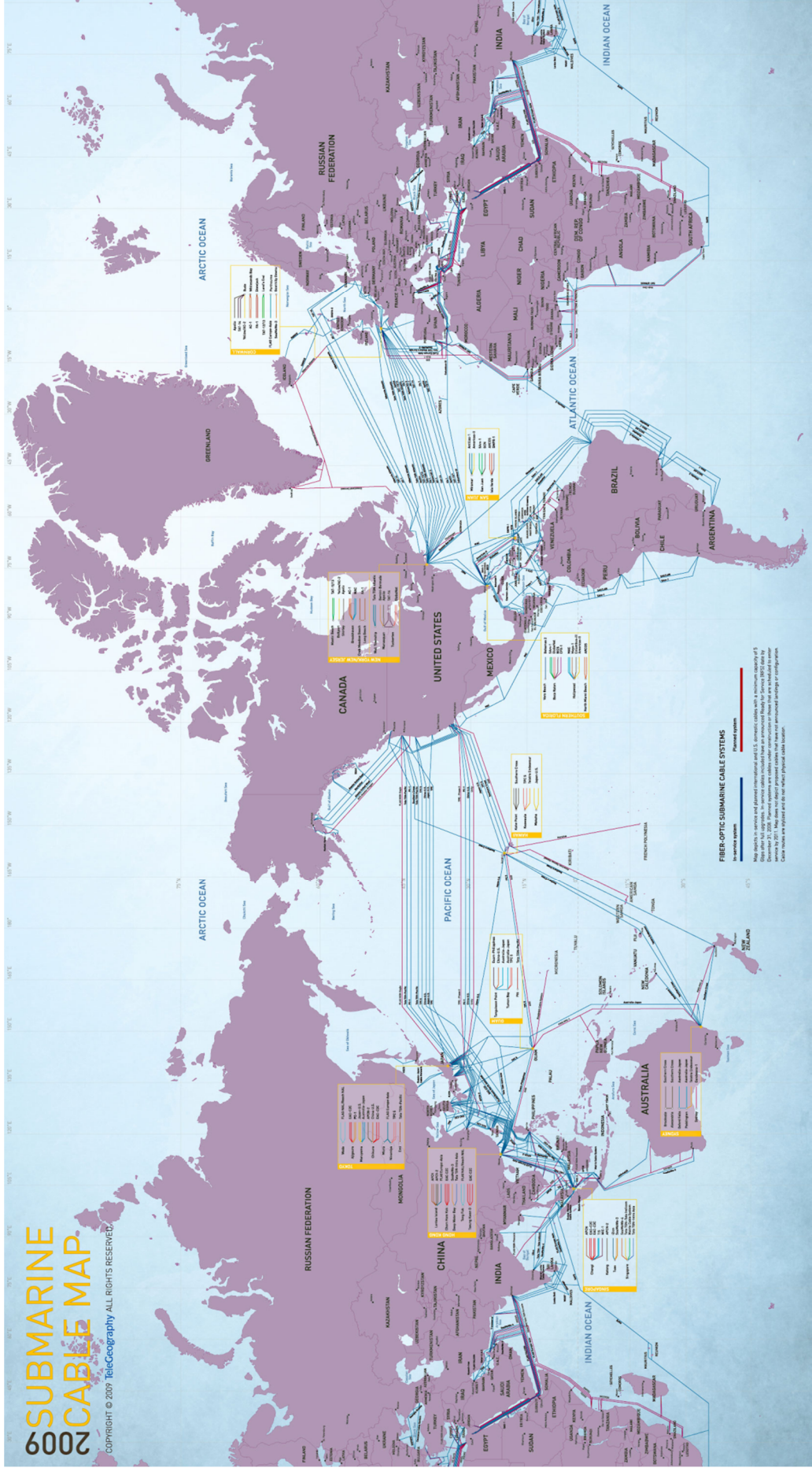
Lodní navijáky:



Obrázek 6 Lodní naviják [29]



Obrázek 7 Lodní naviják [30]



Obrázek 8 Mapa kabelů na mořském a oceánském dně, k roku 2009 [30]

PŘÍLOHA č. 2

**Výsledky výpočtů k volbě rozměrů ozubených kol
a spojky i jejích protikusů v programu Kisssoft**

----- KISSsoft - Release 03-2012E -----
Wikov Gear, Plzen, #1384, ext

----- File -----
Name : Stupen 1A
Changed by : pelikanz on: 17.01.2013 at: 14:07:59

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

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

Strength calculation with load spectrum
Required service life (h): 2400.00

Load spectrum

Nominal Power [P] 800.0000 kW
Application factor [KA] 1.00

Load spectrum : Belastungskollektiv DNV
Number of element in the Load spectrum: 2
Reference gear: 2

i	[%]	[kW]	[1/min]	[Nm]	KHb	Kgam	YM1	YM2
1	20.00000	800.0000	250.7463	30466.8034	1.1198	1.0000	1.0000	1.0000
2	80.00000	560.0000	250.7463	21326.7624	1.1704	1.0000	1.0000	1.0000

Woehler line (S-N curve) at the fatigue stress according: according to standard

Notice:

Calculation-method according to:
- ISO 6336, part 6

During the calculation all the load-coefficients (ISO6336: KV, KHb, KFb; AGMA2001: Knu, Km, ..) for each load spectrum element are calculated separately.

Safety root: 2.25 2.16
Safety flank: 1.36 1.46

Safety scuffing (Integral) 2.39
Safety scuffing (Flash) 1.94
(Safety against scuffing/micropitting/EHT is indicated for the weakest element of the load spectrum.)

ONLY AS INFORMATION: CALCULATION WITH REFERENCE POWER

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	800.000	
Speed (1/min)	[n]	800.0	250.7
Torque (Nm)	[T]	9549.3	30466.8
Application factor	[KA]		1.00
Required service life	[H]		2400.00

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(Geometry calculation according ISO 21771)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	315.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	7.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	12.0000	
Number of teeth	[z]	21	67
Facewidth (mm)	[b]	130.00	130.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6

Material
 Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC
 Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC
 Surface hardness HRC 61 HRC 61

Tool or reference profile of gear 1 :
 Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.250
 Tool or reference profile of gear 2 :
 Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.250

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Gear ratio	[u]	3.190	
Transverse module (mm)	[mt]	7.156	
Base helix angle (°)	[betab]	11.267	
Profile shift coefficient	[x]	0.3037	-0.2867
Reference diameter (mm)	[d]	150.284	479.478
Base diameter (mm)	[db]	140.849	449.376
Tip diameter (mm)	[da]	168.536	489.464
(mm)	[da.e/i]	168.536 / 168.526	489.464 / 489.454
Root diameter (mm)	[df]	137.036	457.964
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	136.775 / 136.638	457.607 / 457.442
Active root diameter (mm)	[dNf]	143.284	467.182
(mm)	[dNf.e/i]	143.316 / 143.257	467.228 / 467.142
Root form diameter (mm)	[dFf]	142.410	463.153
(mm)	[dFf.e/i]	142.301 / 142.246	462.906 / 462.793

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Tooth thickness deviation		DIN 3967:1978	DIN 3967:1978
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.130 / -0.190
Number of teeth spanned	[k]	3.000	8.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	55.310	160.610
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	55.220 / 55.173	160.488 / 160.432
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	14.000	12.000
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	175.959	492.202
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	175.777 / 175.680	491.848 / 491.685
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	12.530	9.534
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	12.435 / 12.385	9.404 / 9.344
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	9.374	5.036
Normal backlash (mm)	[jn]	0.333 / 0.194	

7. GEAR ACCURACY

According DIN 3961:
 Accuracy grade [Q-DIN3961] 6 6
 Concentricity deviation (µm) [Fr] 28.00 32.00

----- KISSsoft - Release 03-2012E -----
Wikov Gear, Plzen, #1384, ext

----- File -----
Name : Stupen 1B
Changed by : pelikanz on: 17.01.2013 at: 14:05:43

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

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

Strength calculation with load spectrum

Required service life (h): 2400.00

Load spectrum

Nominal Power [P] 800.0000 kW
Application factor [KA] 1.00

Load spectrum : Belastungskollektiv DNV
Number of element in the Load spectrum: 2
Reference gear: 1

i	[%]	[kW]	[1/min]	[Nm]	KHb	Kgam	YM1	YM2
1	20.00000	800.0000	800.0000	9549.2966	1.0554	1.0000	1.0000	1.0000
2	80.00000	560.0000	800.0000	6684.5076	1.0781	1.0000	1.0000	1.0000

Woehler line (S-N curve) at the fatigue stress according: according to standard

Notice:

Calculation-method according to:
- ISO 6336, part 6

During the calculation all the load-coefficients (ISO6336: KV, KHb, KFb; AGMA2001: Knu, Km, ..) for each load spectrum element are calculated separately.

Safety root: 2.53 2.53
Safety flank: 1.85 1.86

Safety scuffing (Integral) 3.28
Safety scuffing (Flash) 5.51
(Safety against scuffing/micropitting/EHT is indicated for the weakest element of the load spectrum.)

ONLY AS INFORMATION: CALCULATION WITH REFERENCE POWER

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	800.000	
Speed (1/min)	[n]	800.0	784.6
Torque (Nm)	[T]	9549.3	9736.5
Application factor	[KA]		1.00
Required service life	[H]		2400.00

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(Geometry calculation according ISO 21771)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	315.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	6.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	11.0000	
Number of teeth	[z]	51	52
Facewidth (mm)	[b]	80.00	80.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6

Material
 Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC
 Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC

Surface hardness HRC 61 HRC 61

Tool or reference profile of gear 1 :
 Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.250
 Tool or reference profile of gear 2 :
 Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.250

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Gear ratio	[u]	1.020	
Transverse module (mm)	[mt]	6.112	
Base helix angle (°)	[betab]	10.329	
Profile shift coefficient	[x]	0.0219	0.0143
Reference diameter (mm)	[d]	311.727	317.840
Base diameter (mm)	[db]	292.283	298.014
Tip diameter (mm)	[da]	323.988	330.009
(mm)	[da.e/i]	323.988 / 323.978	330.009 / 329.999
Root diameter (mm)	[df]	296.990	303.011
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	296.633 / 296.468	302.654 / 302.489
Active root diameter (mm)	[dNf]	302.605	308.651
(mm)	[dNf.e/i]	302.649 / 302.566	308.696 / 308.612
Root form diameter (mm)	[dFf]	300.939	306.949
(mm)	[dFf.e/i]	300.696 / 300.585	306.705 / 306.593

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Tooth thickness deviation		DIN 3967:1978	DIN 3967:1978
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.130 / -0.190	-0.130 / -0.190
Number of teeth spanned	[k]	7.000	7.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	119.742	119.799
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	119.619 / 119.563	119.677 / 119.621
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	10.500	10.500
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	326.888	333.073
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	326.564 / 326.414	332.747 / 332.596
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	9.519	9.486
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	9.389 / 9.329	9.356 / 9.296
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	6.198	6.151
Normal backlash (mm)	[jn]	0.375 / 0.227	

7. GEAR ACCURACY

According DIN 3961:

Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	28.00	28.00

----- KISSsoft - Release 03-2012E -----
Wikov Gear, Plzen, #1384, ext

----- File -----
Name : Stupen 2
Changed by : pelikanz on: 17.01.2013 at: 14:02:01

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

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

Strength calculation with load spectrum

Required service life (h): 2400.00

Load spectrum

Nominal Power [P] 800.0000 kW
Application factor [KA] 1.00

Load spectrum : Belastungskollektiv DNV
Number of element in the Load spectrum: 2
Reference gear: 1

i	[%]	[kW]	[1/min]	[Nm]	KHb	Kgam	YM1	YM2
1	20.00000	800.0000	250.7463	30466.7996	1.1305	1.0000	1.0000	1.0000
2	80.00000	560.0000	250.7463	21326.7597	1.1862	1.0000	1.0000	1.0000

Woehler line (S-N curve) at the fatigue stress according: according to standard

Notice:

Calculation-method according to:
- ISO 6336, part 6

During the calculation all the load-coefficients (ISO6336: KV, KHb, KFb; AGMA2001: Knu, Km, ..) for each load spectrum element are calculated separately.

Safety root: 1.93 2.11
Safety flank: 1.47 1.60

Safety scuffing (Integral) 2.74
Safety scuffing (Flash) 2.43

(Safety against scuffing/micropitting/EHT is indicated for the weakest element of the load spectrum.)

ONLY AS INFORMATION: CALCULATION WITH REFERENCE POWER

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	800.000	
Speed (1/min)	[n]	250.7	56.6
Torque (Nm)	[T]	30466.8	134924.4
Application factor	[KA]		1.00
Required service life	[H]		2400.00

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(Geometry calculation according ISO 21771)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	585.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	10.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	25.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	13.0000	
Number of teeth	[z]	21	93
Facewidth (mm)	[b]	170.00	170.00
Hand of gear		right	left
Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6

Material
 Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC
 Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC

Surface hardness HRC 61 HRC 61

Tool or reference profile of gear 1 :
 Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.250
 Tool or reference profile of gear 2 :
 Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.250

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Gear ratio	[u]		4.429
Transverse module (mm)	[mt]		10.263
Base helix angle (°)	[betab]		11.764
Profile shift coefficient	[x]	0.2344	-0.2338
Reference diameter (mm)	[d]	215.524	954.463
Base diameter (mm)	[db]	194.408	860.949
Tip diameter (mm)	[da]	240.213	969.787
(mm)	[da.e/i]	240.213 / 240.203	969.787 / 969.777
Root diameter (mm)	[df]	195.213	924.787
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	195.009 / 194.902	924.412 / 924.241
Active root diameter (mm)	[dNf]	203.081	934.735
(mm)	[dNf.e/i]	203.135 / 203.035	934.805 / 934.672
Root form diameter (mm)	[dFf]	201.418	929.362
(mm)	[dFf.e/i]	201.295 / 201.230	929.035 / 928.885

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Tooth thickness deviation		DIN 3967:1978	DIN 3967:1978
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.175 / -0.255
Number of teeth spanned	[k]	4.000	14.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	107.766	409.555
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	107.680 / 107.635	409.396 / 409.323
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	20.000	18.000
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	250.964	976.517
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	250.803 / 250.717	976.148 / 975.979
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	17.876	13.527
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	17.781 / 17.731	13.352 / 13.272
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	12.694	7.705
Normal backlash (mm)	[jn]	0.392 / 0.215	

7. GEAR ACCURACY

According DIN 3961:

Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	28.00	35.00

----- KISSsoft - Release 03-2012E -----
Wikov Gear, Plzen, #1384, ext

----- File -----
Name : Stupen 3
Changed by : pelikanz on: 17.01.2013 at: 13:59:48

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

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

Strength calculation with load spectrum
Required service life (h): 2400.00

Load spectrum

Nominal Power [P] 800.0000 kW
Application factor [KA] 1.00

Load spectrum : Belastungskollektiv DNV
Number of element in the Load spectrum: 2
Reference gear: 2

i	[%]	[kW]	[1/min]	[Nm]	KHb	Kgam	YM1	YM2
1	20.00000	800.0000	12.7395	599664.3334	1.0749	1.0000	1.0000	1.0000
2	80.00000	560.0000	12.7395	419765.0334	1.1070	1.0000	1.0000	1.0000

Woehler line (S-N curve) at the fatigue stress according: according to standard

Notice:

Calculation-method according to:
- ISO 6336, part 6

During the calculation all the load-coefficients (ISO6336: KV, KHb, KFb; AGMA2001: Knu, Km, ..) for each load spectrum element are calculated separately.

Safety root: 1.46 1.85
Safety flank: 1.25 1.42

Safety scuffing (Integral) 2.14
Safety scuffing (Flash) 1.27

(Safety against scuffing/micropitting/EHT is indicated for the weakest element of the load spectrum.)

ONLY AS INFORMATION: CALCULATION WITH REFERENCE POWER

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	800.000	
Speed (1/min)	[n]	56.6	12.7
Torque (Nm)	[T]	134924.5	599664.3
Application factor	[KA]		1.00
Required service life	[H]		2400.00

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(Geometry calculation according ISO 21771)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	800.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js7	
Normal module (mm)	[mn]	16.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	25.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	12.0000	
Number of teeth	[z]	18	80
Facewidth (mm)	[b]	250.00	250.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6

Material
 Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC
 Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC

Surface hardness HRC 61 HRC 61

Tool or reference profile of gear 1 :
 Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.250
 Tool or reference profile of gear 2 :
 Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.250

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Gear ratio	[u]		4.444
Transverse module (mm)	[mt]		16.357
Base helix angle (°)	[betab]		10.861
Profile shift coefficient	[x]	0.2551	-0.3494
Reference diameter (mm)	[d]	294.434	1308.596
Base diameter (mm)	[db]	265.778	1181.234
Tip diameter (mm)	[da]	334.585	1329.404
(mm)	[da.e/i]	334.585 / 334.575	1329.404 / 1329.394
Root diameter (mm)	[df]	262.597	1257.416
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	262.318 / 262.190	1256.901 / 1256.687
Active root diameter (mm)	[dNf]	275.578	1274.850
(mm)	[dNf.e/i]	275.633 / 275.529	1274.927 / 1274.780
Root form diameter (mm)	[dFf]	273.247	1265.808
(mm)	[dFf.e/i]	273.098 / 273.029	1265.379 / 1265.200

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Tooth thickness deviation		DIN 3967:1978	DIN 3967:1978
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.130 / -0.190	-0.240 / -0.340
Number of teeth spanned	[k]	3.000	12.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	125.658	556.141
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	125.541 / 125.486	555.923 / 555.833
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	35.000	28.000
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	360.641	1337.770
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	360.433 / 360.337	1337.257 / 1337.042
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	28.897	19.919
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	28.767 / 28.707	19.679 / 19.579
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	20.753	10.474
Normal backlash (mm)	[jn]	0.513 / 0.301	

7. GEAR ACCURACY

According DIN 3961:
 Accuracy grade [Q-DIN3961] 6 6
 Concentricity deviation (µm) [Fr] 36.00 43.00

_____ KISSsoft - Release 03-2012E _____
Wikov Gear, Plzen, #1384, ext

_____ File _____
Name : Spojka hridel
Changed by : pelikanz on: 17.01.2013 at: 14:42:46

SPLINED JOINTS DIN 5480:2005

Shaft W - 183.30*3.00*20*60*8-
Hub N - 183.30*3.00*20*60*9-

Drawing or article number:
Shaft: 0.000.0
Hub: 0.000.0

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Normal module (mm)	[mn]	3.0000	
Nominal diameter DIN (mm)	[dB]	183.30	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.000	
		----- SHAFT ----- HUB -----	
Number of teeth	[z]	60	-60
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Facewidth (mm)	[b]	50.00	50.00
Hand of gear		Spur gear	

Material
Shaft: 34 CrNiMo 6 (1), Through hardened steel, alloyed, through hardened
ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)
Hub: 34 CrNiMo 6 (1), Through hardened steel, alloyed, through hardened
ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

		----- SHAFT ----- HUB -----	
Surface hardness		HBW 240	HBW 240

Tool or reference profile of gear 1 :

Reference profile (Own input)		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.167
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Root radius factor	[rhofP*]	0.160
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 (Own input)		
Addendum coefficient	[haP*]	0.800
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Root radius factor	[rhofP*]	0.160
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*]	1.167	1.000
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.160	0.160
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	0.800
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
Transverse module (mm)	[mt]	3.000	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	20.000	
Base helix angle (°)	[betab]	0.000	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.0000	

	SHAFT	HUB
Profile shift coefficient	[x] 0.0000	0.0000
Profile shift (x*m) (mm)	[x*m] 0.0000	0.0000
Reference diameter (mm)	[d] 180.000	-180.000
Base diameter (mm)	[db] 169.145	-169.145
Tip diameter (mm)	[da] 186.000	-175.200
Effective tip diameter (mm)	[da.e/i] 186.000 / 186.000	-175.200 / -175.200
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i] 0.000 / 0.000	0.000 / 0.000
Root diameter (mm)	[df] 173.000	-186.000
Effective root diameter (mm)	[df.e/i] 172.807 / 172.615	-186.495 / -186.687
Root diameter allowances (mm)	[Adf.e/i] -0.192 / -0.385	-0.495 / -0.687
Root diameter allowances Adf.e/i and df.e/i only as indication.		
In accordance to DIN5 480 other allowances are valid according to the manufacturing process..		
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i] -0.0321 / -0.0641	-0.0824 / -0.1145
Root form diameter (mm)	[dFf.e/i] 174.373 / 174.238	-185.784 / -185.989
(dFf2 calculated with virtual pinion type cutter (circa): z= 39 x=0.000 rhoaP0*=0.1)		
Tooth height (mm)	[H] 6.500	5.400
Theoretical tip clearance (mm)	[c] -0.000	1.100
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i] 0.343 / 0.247	1.292 / 1.196
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[san] 2.357	3.077
(mm)	[san.e/i] 2.285 / 2.212	2.902 / 2.833
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[efn] 2.506	2.357
(mm)	[efn.e/i] 2.530 / 2.555	2.322 / 2.307
Pitch on reference circle (mm)	[pt] 9.425	
Base pitch (mm)	[pbt] 8.856	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet] 8.856	

2. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

	SHAFT	HUB
	8	9
Accuracy grade	Own Input	Own Input
Tooth thickness deviation		
Number of teeth spanned	[k] 7.000	-8.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk] 60.088	-68.944
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m] 179.485	-182.688
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[dm] 3.895	3.923
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff] 4.000	4.000
Theor. dimension over two balls (mm)	[MRe/Mri-ball] 182.712	-177.221
Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MRe/Mri-pin] 182.712	-177.221

Data for Actual Dimensions (DIN 5480:2005)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Smax/Smin, Emax/Emin] 4.642 / 4.572	4.962 / 4.892
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Smax/min] -0.070 / -0.140	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Emax/min] 0.250 / 0.180	
Base tangent length (mm)	[Wk.Smax/Smin] 60.022 / 59.956	-69.179 / -69.113
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball] 182.508 / 182.301	177.868 / 177.689
Diametral measurement over rolls (mm)	[MRe/Mri-pin] 182.508 / 182.301	177.868 / 177.689

Data for Effective Dimensions (DIN 5480:2005)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Svmax/min, Evmax/min] 4.684 / 4.642	4.892 / 4.712
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Svmax/min] -0.028 / -0.070	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Evmax/min] 0.180 / 0.000	
Base tangent length (mm)	[Wk.Svmax/min] (60.061 / 60.022)	(-69.113 / -68.944)
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball] (182.631 / 182.508)	(-177.689 / -177.221)
Diametral measurement over rolls (mm)	[MRe/Mri-pin] (182.631 / 182.508)	(-177.689 / -177.221)

Circumferential backlash (transverse section):

-Theoretical (without form errors) (mm)	[jt.th] 0.390 / 0.250
-Effective (with form errors) (mm)	[jt.eff] 0.250 / 0.028
Normal backlash theoretical (mm)	[jn.th] 0.366 / 0.235
Normal backlash (mm)	[jn.eff] 0.235 / 0.026

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

3. GEAR ACCURACY

	SHAFT	HUB
According to		
DIN 5480:2005:		

Accuracy grade	[Q-DIN5480]	8	9
Total profile deviation (µm)	[Fa]	21.00	28.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	11.00	14.00
Single pitch deviation (µm)	[fp]	17.00	24.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	40.00	56.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	60.00	60.00

5. ADDITIONAL DATA

Moment of inertia (System referenced to wheel 1):
 calculation without consideration of the exact tooth shape
 single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²) [TraeghMom] 0.03977 0.10898
 System ((da+df)/2...di) (kg*m²) [TraeghMom] 0.14875

Remark regarding mounting with clamping using small helix angle on shaft
 (Clamping at the earliest at
 0.33*b, spätestens bei 0.66*b)
 Helix angle difference (°) [beta.min/max] 0.0486...0.8681

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

Data not available.

End report lines: 187

----- KISSsoft - Release 03-2012E -----
Wikov Gear, Plzen, #1384, ext

----- File -----
Name : Spojka kolo
Changed by : pelikanz on: 17.01.2013 at: 14:44:03

SPLINED JOINTS DIN 5480:2005

Shaft W - 284.40*4.00*20*70*8-
Hub N - 284.40*4.00*20*70*9-

Drawing or article number:
Shaft: 0.000.0
Hub: 0.000.0

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Normal module (mm)	[mn]	4.0000	
Nominal diameter DIN (mm)	[dB]	284.40	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.000	
		----- SHAFT -----	HUB -----
Number of teeth	[z]	70	-70
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Facewidth (mm)	[b]	20.00	20.00
Hand of gear		Spur gear	

Material
Shaft: 34 CrNiMo 6 (1), Through hardened steel, alloyed, through hardened
ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)
Hub: 34 CrNiMo 6 (1), Through hardened steel, alloyed, through hardened
ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

		----- SHAFT -----	HUB -----
Surface hardness		HBW 240	HBW 240

Tool or reference profile of gear 1 :

Reference profile (Own input)		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.167
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Root radius factor	[rhofP*]	0.160
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 (Own input)		
Addendum coefficient	[haP*]	0.800
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Root radius factor	[rhofP*]	0.160
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*]	1.167	1.000
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.160	0.160
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	0.800
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
Transverse module (mm)	[mt]	4.000	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	20.000	
Base helix angle (°)	[betab]	0.000	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.0000	

	SHAFT	HUB
Profile shift coefficient	[x] 0.0000	0.0000
Profile shift (x*m) (mm)	[x*m] 0.0000	0.0000
Reference diameter (mm)	[d] 280.000	-280.000
Base diameter (mm)	[db] 263.114	-263.114
Tip diameter (mm)	[da] 288.000	-273.600
Effective tip diameter (mm)	[da.e/i] 288.000 / 288.000	-273.600 / -273.600
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i] 0.000 / 0.000	0.000 / 0.000
Root diameter (mm)	[df] 270.666	-288.000
Effective root diameter (mm)	[df.e/i] 270.447 / 270.227	-288.714 / -288.934
Root diameter allowances (mm)	[Adf.e/i] -0.220 / -0.440	-0.714 / -0.934
Root diameter allowances Adf.e/i and df.e/i only as indication.		
In accordance to DIN5 480 other allowances are valid according to the manufacturing process..		
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i] -0.0275 / -0.0549	-0.0893 / -0.1168
Root form diameter (mm)	[dFf.e/i] 272.343 / 272.177	-287.258 / -287.501
(dFf2 calculated with virtual pinion type cutter (circa): z= 23 x=0.000 rhoaP0*=0.1)		
Tooth height (mm)	[H] 8.667	7.200
Theoretical tip clearance (mm)	[c] -0.000	1.467
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i] 0.467 / 0.357	1.687 / 1.577
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[san] 3.173	4.078
(mm)	[san.e/i] 3.090 / 3.008	3.824 / 3.746
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[efn] 3.265	3.173
(mm)	[efn.e/i] 3.287 / 3.310	3.128 / 3.113
Pitch on reference circle (mm)	[pt] 12.566	
Base pitch (mm)	[pbt] 11.809	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet] 11.809	

2. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

	SHAFT	HUB
	8	9
Accuracy grade	Own Input	Own Input
Tooth thickness deviation		
Number of teeth spanned	[k] 8.000	-9.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk] 92.485	-104.294
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m] 278.878	-283.075
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[dm] 5.170	5.314
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff] 5.250	5.500
Theor. dimension over two balls (mm)	[MRe/Mri-ball] 283.284	-275.664
Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MRe/Mri-pin] 283.284	-275.664

Data for Actual Dimensions (DIN 5480:2005)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Smax/Smin, Emax/Emin] 6.203 / 6.123	6.623 / 6.543
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Smax/min] -0.080 / -0.160	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Emax/min] 0.340 / 0.260	
Base tangent length (mm)	[Wk.Smax/Smin] 92.410 / 92.335	-104.614 / -104.538
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball] 283.050 / 282.815	276.560 / 276.351
Diametral measurement over rolls (mm)	[MRe/Mri-pin] 283.050 / 282.815	276.560 / 276.351

Data for Effective Dimensions (DIN 5480:2005)

Tooth thickness / Spacewidth (mm)	[Svmax/min, Evmax/min] 6.251 / 6.203	6.543 / 6.283
Tooth thickness tolerance, normal section (mm)	[Tol.Svmax/min] -0.032 / -0.080	
Tooth space tolerance, normal section (mm)	[Tol.Evmax/min] 0.260 / 0.000	
Base tangent length (mm)	[Wk.Svmax/min] (92.455 / 92.410)	(-104.538 / -104.294)
Diametral two ball measure (mm)	[MRe/Mri-ball] (283.190 / 283.050)	(-276.351 / -275.664)
Diametral measurement over rolls (mm)	[MRe/Mri-pin] (283.190 / 283.050)	(-276.351 / -275.664)

Circumferential backlash (transverse section):

-Theoretical (without form errors) (mm)	[jt.th] 0.500 / 0.340
-Effective (with form errors) (mm)	[jt.eff] 0.340 / 0.032
Normal backlash theoretical (mm)	[jn.th] 0.470 / 0.319
Normal backlash (mm)	[jn.eff] 0.319 / 0.030

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

3. GEAR ACCURACY

According to
DIN 5480:2005:

Accuracy grade	[Q-DIN5480]	8	9
Total profile deviation (µm)	[Fa]	23.00	31.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	12.00	15.00
Single pitch deviation (µm)	[fp]	19.00	27.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	45.00	63.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	60.00	60.00

5. ADDITIONAL DATA

Moment of inertia (System referenced to wheel 1):
 calculation without consideration of the exact tooth shape
 single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²) [TraeghMom] 0.09338 0.13456
 System ((da+df)/2...di) (kg*m²) [TraeghMom] 0.22794

Remark regarding mounting with clamping using small helix angle on shaft
 (Clamping at the earliest at
 0.33*b, spätestens bei 0.66*b)
 Helix angle difference (°) [beta.min/max] 0.1389...2.9490

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

Calculation of Gear 1

Tooth form, Shaft, Step 1: automatic (final treatment)
 haP*= 1.019, hfP*= 1.167, rofP*= 0.160

Calculation of Gear 2

Tooth form, Hub, Step 1: automatic (final treatment)
 mn= 4.000 mm, alfn=20.000°, da= -273.600 mm, df= -288.824 mm, xE=-0.045, rf= 0.640 mm

End report lines: 196

PŘÍLOHA č. 3

Výsledky pevnostních výpočtů hřídelů, v programu Kisssoft

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

----- File -----
Name : hridellA
Changed by : Zuzana on: 17.05.2013 at: 21:22:07

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:
1-> The thermally admissible service speed of bearing 'Shaft 'Shaft 1', Roller bearing 'Roller bearing'' could be critical.
You can check this by calculating the thermally permissible operating speed in the 'Roller bearings [W050]' module.

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)	981.000
Speed (1/min)	800.00
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)	101.040
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.228
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	8.948
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is considered	
Housing material	18CrNiMo7-6
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature of housing (°C)	20.000

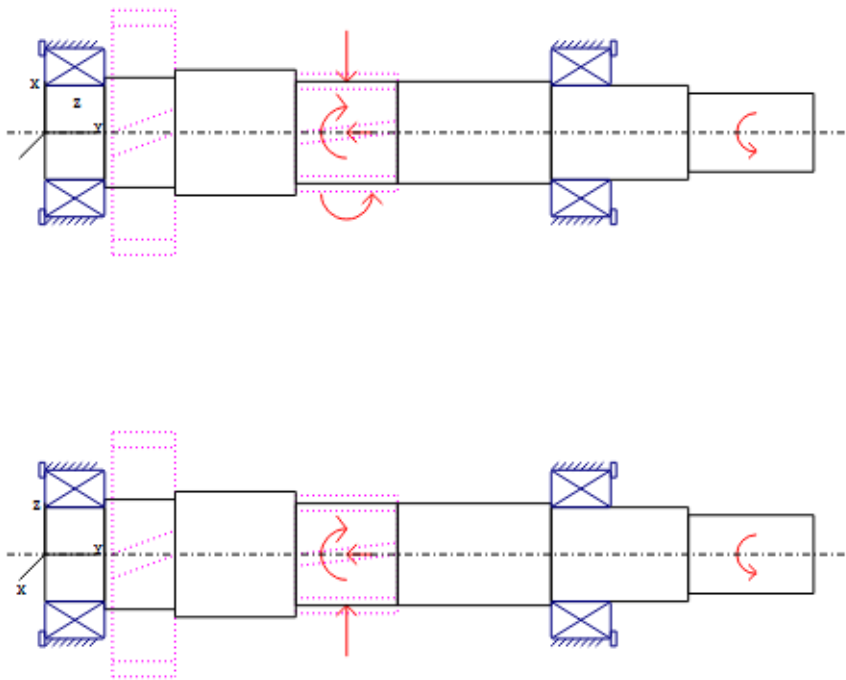


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)	y= 0.00...76.00 (mm)
d=120.00 (mm), l=76.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius right (Radius right)	
r=2.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 76.00...166.00 (mm)
d=140.00 (mm), l=90.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius right (Radius right)	
r=2.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 166.00...320.00 (mm)
d=160.00 (mm), l=154.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 320.00...450.00 (mm)
d=130.00 (mm), l=130.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius left (Radius left)	
r=2.00 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 450.00...646.00 (mm)
d=130.00 (mm), l=196.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 646.00...821.00 (mm)

d=120.00 (mm), l=175.00 (mm), Rz= 8.0

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz= 8.0

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) y= 821.00...981.00 (mm)

d=100.00 (mm), l=160.00 (mm), Rz= 8.0

Key way (Key way) y= 835.00...981.00 (mm)
l=146.00 (mm), Rz= 8.0

Interference fit (Interference fit) y= 835.00...981.00 (mm)
l=146.00 (mm), Typ= 0

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz= 8.0

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Inner contour

Forces

Coupling (Coupling / Motor) y= 908.00 (mm)

Eff. Diameter	(mm)	100.0000	
Radial force coefficient	(-)	0.0000	
Direction of radial force	(°)	0.0000	
Axial force coefficient	(-)	0.0000	
Length of load application	(mm)	146.0000	
Power	(kW)	800.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	9549.2966	
Mass	(kg)	0.0000	

Cylindrical gear (Cylindrical gear) y= 126.00 (mm)

Operating pitch diameter	(mm)	311.7270	
Helix angle	(°)	11.0000	left
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	80.0000	
Torque	(Nm)	-0.0000	

Cylindrical gear (Cylindrical gear) y= 385.00 (mm)

Operating pitch diameter	(mm)	150.2840	
Helix angle	(°)	11.2670	left
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	130.0000	
Power	(kW)	800.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-9549.2966	
Axial force	(N)	-25317.6493	
Shearing force X	(N)	-47163.5201	
Shearing force Z	(N)	127083.3433	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-1902.4188	

Bearing

Spherical roller bearings SKF *23224CC/W33 (Roller bearing) y= 38.00 (mm)

Set fixed bearing left
d = 120.000 (mm), D = 215.000 (mm), B = 76.000 (mm), r = 2.100 (mm)
C = 695.000 (kN), CO = 930.000 (kN), Cu = 93.000 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (97.50 µm)

Spherical roller bearings SKF *23224CC/W33 (Roller bearing) y= 684.00 (mm)

Set fixed bearing right
d = 120.000 (mm), D = 215.000 (mm), B = 76.000 (mm), r = 2.100 (mm)
C = 695.000 (kN), CO = 930.000 (kN), Cu = 93.000 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (97.50 µm)

maximum deflection 282.68 µm (Shaft 1, 385.00 (mm))

Center of mass

Shaft 1 436.0 mm

Deformation due to torsion

Shaft 1 [phi.t] 0.18 °

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

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	38.00	mm
Equivalent load	[P]	115.95	kN
Equivalent load	[P0]	109.05	kN
Service life	[Lnh]	8149.88	h
static safety factor	[S0]	8.53	
Bearing reaction force	[Fx]	24.774	kN
Bearing reaction force	[Fy]	25.318	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-58.440	kN
Bearing reaction force	[Fr]	63.474	kN (-67.03°)
Torque of friction	[Mloss]	16.115	Nm

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	684.00	mm
Equivalent load	[P]	71.26	kN
Equivalent load	[P0]	71.26	kN
Service life	[Lnh]	41292.42	h
static safety factor	[S0]	13.05	
Bearing reaction force	[Fx]	22.389	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-67.652	kN
Bearing reaction force	[Fr]	71.261	kN (-71.69°)
Torque of friction	[Mloss]	10.756	Nm

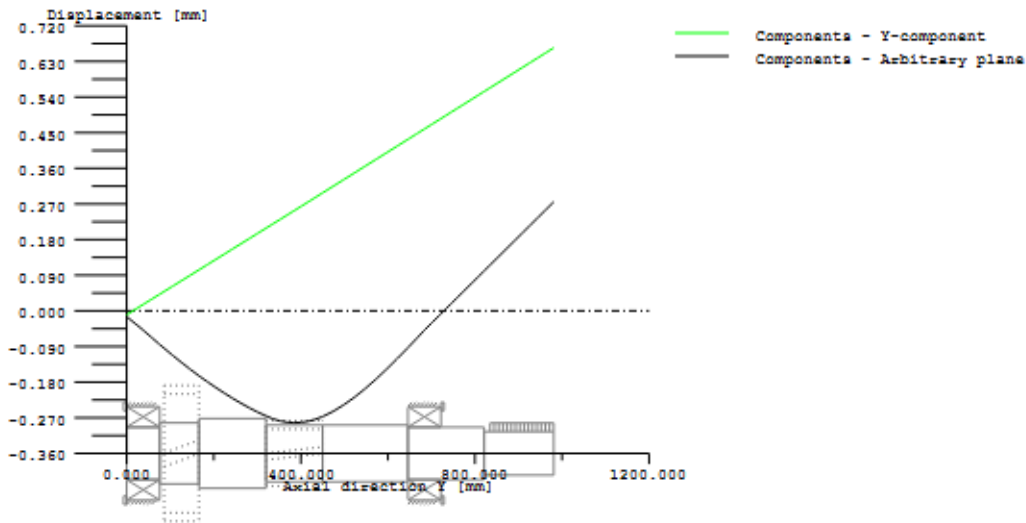
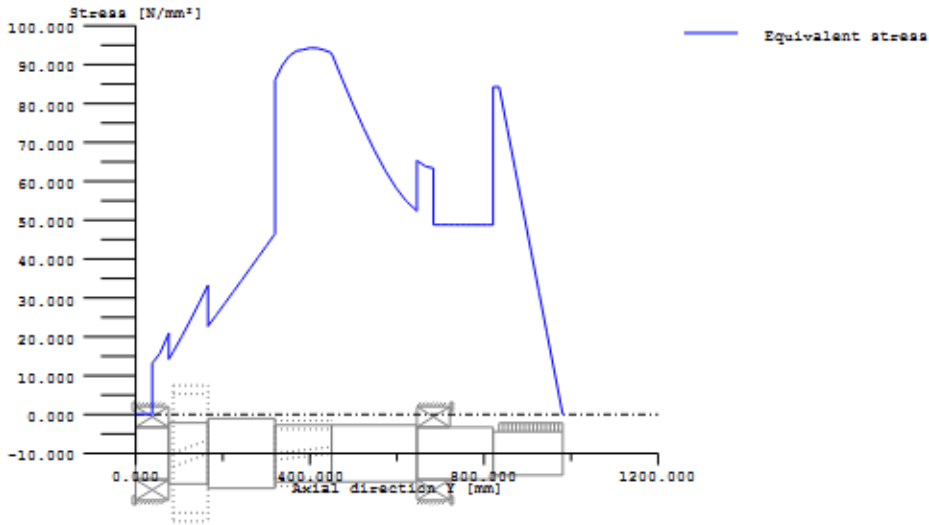


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane -69.63788009 °)



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

Figure: Equivalent stress

End report

lines: 219

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)	870.000
Speed (1/min)	250.70
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)	172.817
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.706
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	27.720
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is considered	
Housing material	18CrNiMo7-6
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature of housing (°C)	20.000

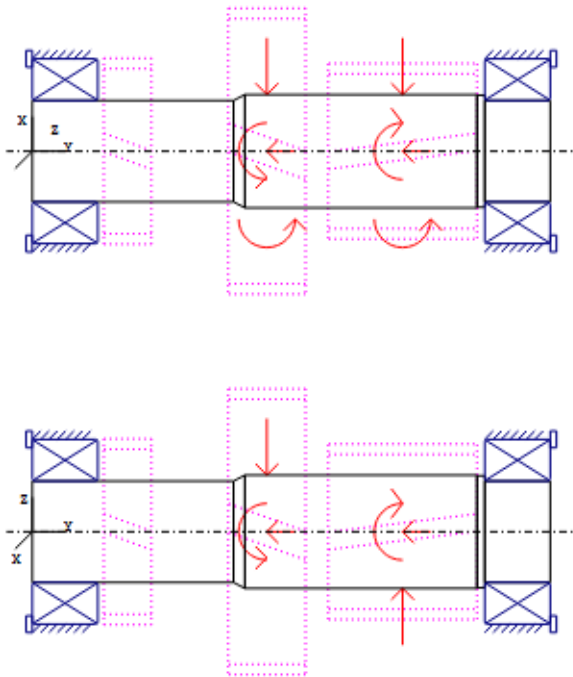


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)	y= 0.00...338.00 (mm)
d=170.00 (mm), l=338.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius right (Radius right)	
r=2.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Taper (Cone)	y= 338.00...357.00 (mm)
dl=170.00 (mm), dr=190.00 (mm), l=19.00 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 357.00...747.00 (mm)
d=190.00 (mm), l=390.00 (mm), Rz= 8.0	
Cylinder (Cylinder)	y= 747.00...760.00 (mm)
d=188.00 (mm), l=13.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 760.00...870.00 (mm)
d=170.00 (mm), l=110.00 (mm), Rz= 8.0	

Inner contour

Forces

Cylindrical gear (Cylindrical gear)	y= 160.00 (mm)		
Operating pitch diameter	(mm)	311.7270	
Helix angle	(°)	11.0000	right
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	80.0000	
Torque	(Nm)	-0.0000	
Cylindrical gear (Cylindrical gear)	y= 394.00 (mm)		
Operating pitch diameter	(mm)	479.4780	
Helix angle	(°)	11.2670	right
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	130.0000	
Power	(kW)	800.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	30472.4263	
Axial force	(N)	-25322.2967	
Shearing force X	(N)	-47172.1777	
Shearing force Z	(N)	-127106.6713	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-6070.7421	
Cylindrical gear (Cylindrical gear)	y= 622.00 (mm)		
Operating pitch diameter	(mm)	294.4340	
Helix angle	(°)	12.0000	left
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	250.0000	
Power	(kW)	800.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-30472.4263	
Axial force	(N)	-43997.0530	
Shearing force X	(N)	-77021.2470	
Shearing force Z	(N)	206989.8604	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-6477.1142	

Bearing

Spherical roller bearings SKF *23234CC/W33 (Roller bearing)	y= 55.00 (mm)
Set fixed bearing left	
d = 170.000 (mm), D = 310.000 (mm), B = 110.000 (mm), r = 4.000 (mm)	
C = 1400.000 (kN), C0 = 1930.000 (kN), Cu = 173.000 (kN)	
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (150.00 µm)	
Spherical roller bearings SKF *23234CC/W33 (Roller bearing)	y= 815.00 (mm)
Set fixed bearing right	

d = 170.000 (mm), D = 310.000 (mm), B = 110.000 (mm), r = 4.000 (mm)
 C = 1400.000 (kN), C0 = 1930.000 (kN), Cu = 173.000 (kN)
 Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (150.00 μm)

maximum deflection 155.38 μm (Shaft 1, 408.00 (mm))

Center of mass

Shaft 1 449.1 mm

Deformation due to torsion

Shaft 1 [phi.t] -0.04 °

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

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate) [y] 55.00 mm
 Equivalent load [P] 244.54 kN
 Equivalent load [P0] 189.72 kN
 Service life [Lnh] 22317.32 h
 static safety factor [S0] 10.17
 Bearing reaction force [Fx] 62.201 kN
 Bearing reaction force [Fy] 69.319 kN
 Bearing reaction force [Fz] 18.666 kN
 Bearing reaction force [Fr] 64.941 kN (16.7°)
 Torque of friction [Mloss] 38.905 Nm

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate) [y] 815.00 mm
 Equivalent load [P] 114.99 kN
 Equivalent load [P0] 114.99 kN
 Service life [Lnh] 275970.62 h
 static safety factor [S0] 16.78
 Bearing reaction force [Fx] 61.993 kN
 Bearing reaction force [Fy] 0.000 kN
 Bearing reaction force [Fz] -96.854 kN
 Bearing reaction force [Fr] 114.995 kN (-57.38°)
 Torque of friction [Mloss] 17.646 Nm

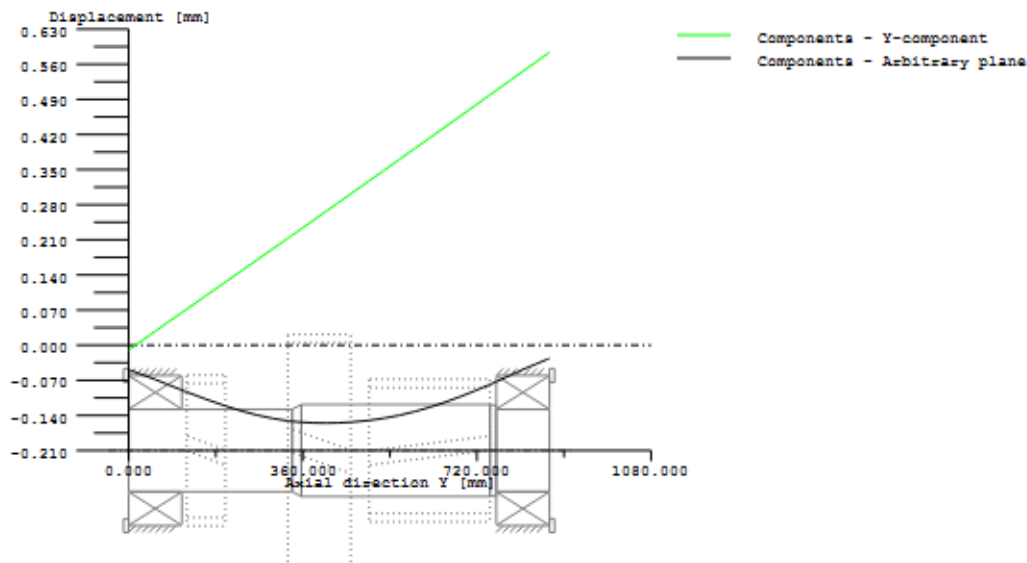
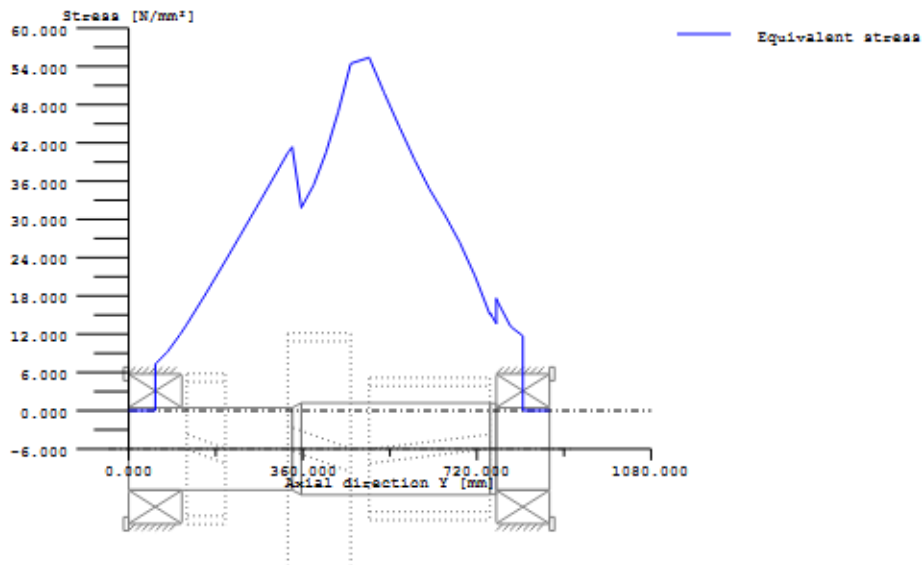


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane -7.603892191 °)



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

Figure: Equivalent stress

End report

lines: 184

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

————— File —————
Name : hridel3
Changed by : Zuzana on: 17.05.2013 at: 21:31:53

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)	810.000
Speed (1/min)	56.60
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)	342.552
Mass moment of inertia (kg*m ²)	2.992
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	117.405
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is considered	
Housing material	S355J2G3 (St52.3 N)
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature of housing (°C)	20.000

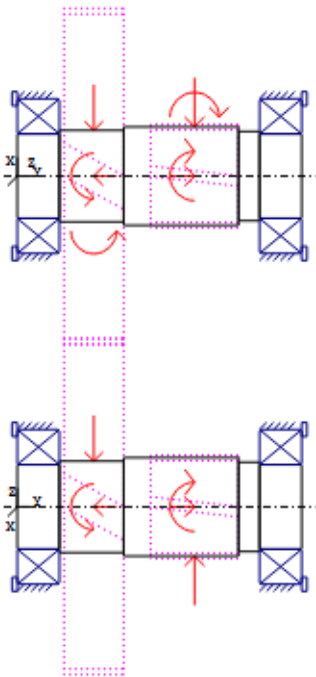


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)	y= 0.00...120.00 (mm)
d=240.00 (mm), l=120.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius right (Radius right)	
r=2.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 120.00...303.00 (mm)
d=260.00 (mm), l=183.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius right (Radius right)	
r=2.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 303.00...630.00 (mm)
d=280.00 (mm), l=327.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 630.00...690.00 (mm)
d=254.00 (mm), l=60.00 (mm), Rz= 8.0	
Radius left (Radius left)	
r=2.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Cylinder (Cylinder)	y= 690.00...810.00 (mm)
d=240.00 (mm), l=120.00 (mm), Rz= 8.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	

Inner contour

Forces

Cylindrical gear (Cylindrical gear)	y= 218.00 (mm)		
Operating pitch diameter	(mm)	954.4630	
Helix angle	(°)	11.2670	right
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	170.0000	
Power	(kW)	800.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	134972.3899	
Axial force	(N)	-56344.3773	
Shearing force X	(N)	-104962.3187	
Shearing force Z	(N)	-282823.7237	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-26889.3117	
Cylindrical gear (Cylindrical gear)	y= 505.00 (mm)		
Operating pitch diameter	(mm)	294.4340	
Helix angle	(°)	10.8610	right
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	250.0000	
Power	(kW)	800.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-134972.3899	
Axial force	(N)	175905.7601	
Shearing force X	(N)	-339783.8967	

Shearing force Z	(N)	916826.1132
Bending moment X	(Nm)	-0.0000
Bending moment Z	(Nm)	25896.3183

Bearing

Spherical roller bearings SKF *22248CC/W33 (Roller bearing) y= 60.00 (mm)

Set fixed bearing left
d = 240.000 (mm), D = 440.000 (mm), B = 120.000 (mm), r = 4.000 (mm)
C = 2000.000 (kN), CO = 3000.000 (kN), Cu = 245.000 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (195.00 µm)

Spherical roller bearings SKF *22248CC/W33 (Roller bearing) y= 750.00 (mm)

Set fixed bearing right
d = 240.000 (mm), D = 440.000 (mm), B = 120.000 (mm), r = 4.000 (mm)
C = 2000.000 (kN), CO = 3000.000 (kN), Cu = 245.000 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (195.00 µm)

maximum deflection	192.17	µm (Shaft 1, 473.75 (mm))
--------------------	--------	---------------------------

Center of mass

Shaft 1	408.1	mm
---------	-------	----

Deformation due to torsion

Shaft 1	[phi.t]	-0.05	°
---------	---------	-------	---

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

Roller bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	60.00	mm
Equivalent load	[P]	228.94	kN
Equivalent load	[P0]	228.94	kN
Service life	[Lnh]	404349.14	h
static safety factor	[S0]	13.10	
Bearing reaction force	[Fx]	203.014	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-105.813	kN
Bearing reaction force	[Fr]	228.935	kN (-27.53°)
Torque of friction	[Mloss]	15.437	Nm

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	750.00	mm
Equivalent load	[P]	876.73	kN
Equivalent load	[P0]	876.73	kN
Service life	[Lnh]	4601.70	h
static safety factor	[S0]	3.42	
Bearing reaction force	[Fx]	241.732	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-119.561	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-524.829	kN
Bearing reaction force	[Fr]	577.823	kN (-65.27°)
Torque of friction	[Mloss]	45.286	Nm

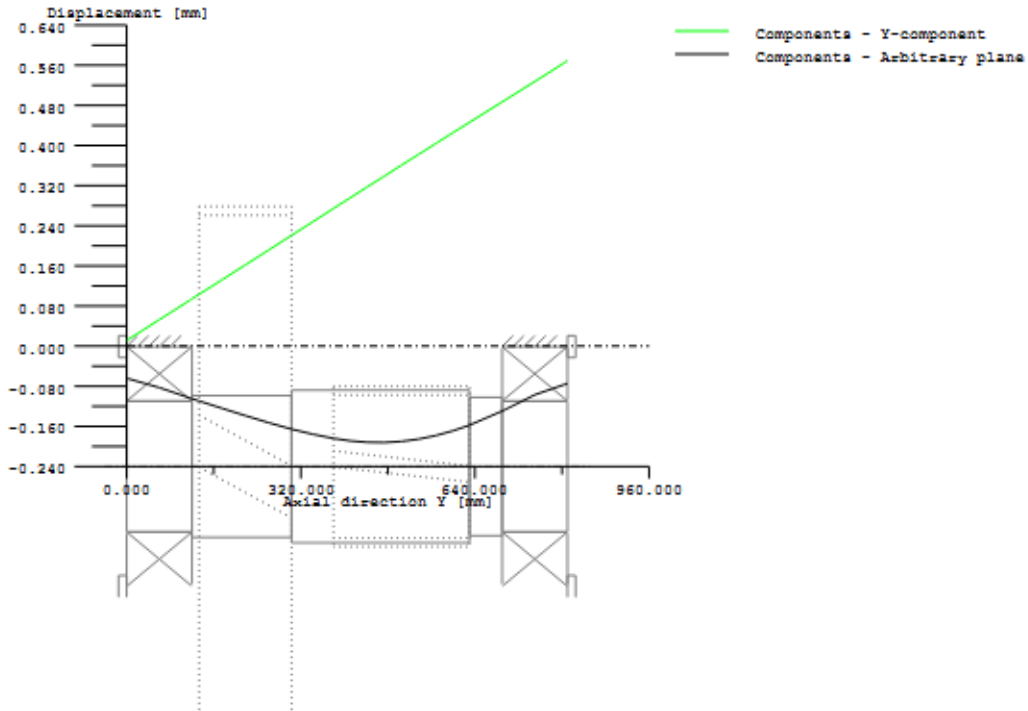
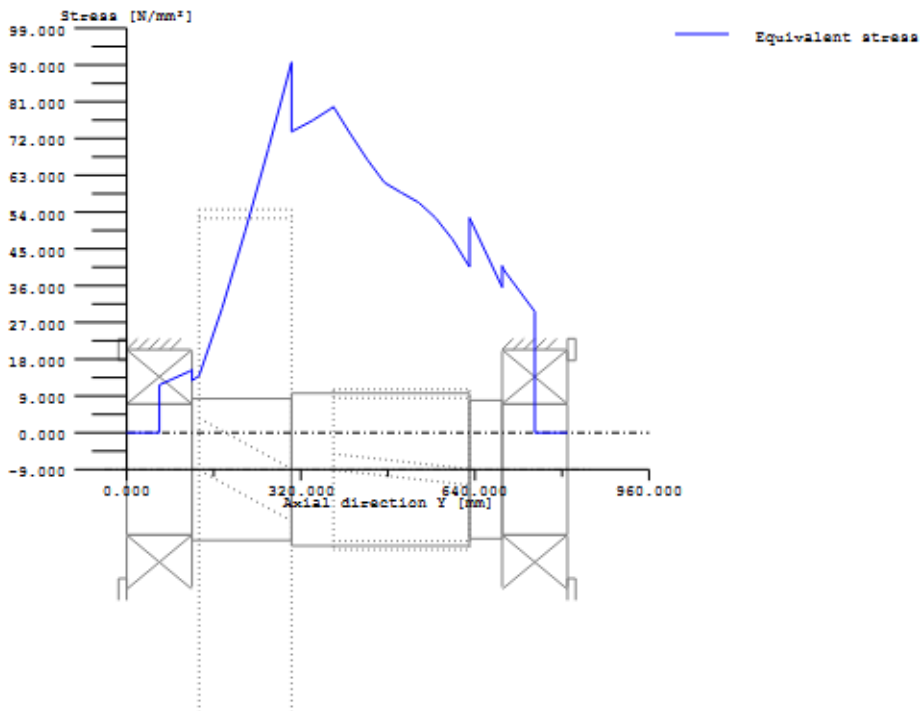
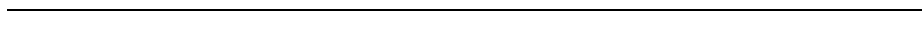


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane -59.48835174 °)



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

Figure: Equivalent stress



End report

lines: 200

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

————— File —————
Name : hridel4
Changed by : Zuzana on: 17.05.2013 at: 21:33:40

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)	1360.000
Speed (1/min)	12.70
Sense of rotation: clockwise	
Material	42 CrMo 4 (1)
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)	818.027
Mass moment of inertia (kg*m ²)	10.208
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	400.565
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is considered	
Housing material	S355J2G3 (St52.3 N)
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature of housing (°C)	20.000

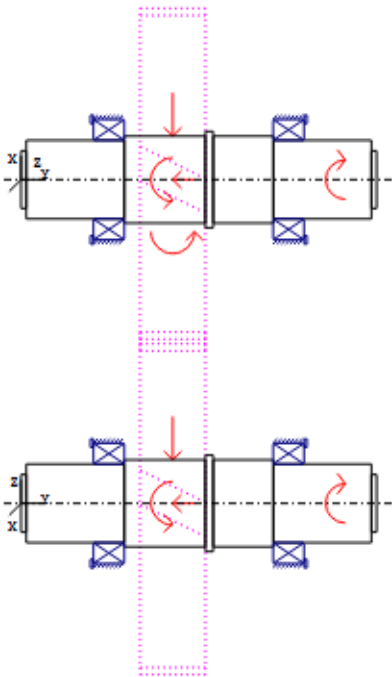


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) y= 0.00...20.00 (mm)
d=220.00 (mm), l=20.00 (mm), Rz= 8.0

Radius right (Radius right)
r=2.00 (mm), Rz= 8.0

Chamfer left (Chamfer left)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) y= 20.00...395.00 (mm)
d=300.00 (mm), l=375.00 (mm), Rz= 8.0

Radius right (Radius right)
r=2.00 (mm), Rz= 8.0

Chamfer left (Chamfer left)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) y= 395.00...705.00 (mm)
d=332.00 (mm), l=310.00 (mm), Rz= 8.0

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer left (Chamfer left)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) y= 705.00...735.00 (mm)
d=368.00 (mm), l=30.00 (mm), Rz= 8.0

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz= 8.0

Chamfer left (Chamfer left)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) y= 735.00...965.00 (mm)
d=332.00 (mm), l=230.00 (mm), Rz= 8.0

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz= 8.0

Cylinder (Cylinder) y= 965.00...1340.00 (mm)
d=300.00 (mm), l=375.00 (mm), Rz= 8.0

Interference fit (Interference fit) y= 1140.00...1340.00 (mm)
l=200.00 (mm), Typ= 0

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz= 8.0

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) y= 1340.00...1360.00 (mm)
d=220.00 (mm), l=20.00 (mm), Rz= 8.0

Inner contour

Forces

Coupling (Coupling / Motor) y= 1240.00 (mm)		
Eff. Diameter	(mm)	300.0000
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)	800.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-601530.4936	
Mass	(kg)	0.0000	

Cylindrical gear (Cylindrical gear)			y= 580.00 (mm)
Operating pitch diameter	(mm)	1308.5960	
Helix angle	(°)	10.8610	right
Working pressure angle at normal section(°)		25.0000	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	250.0000	
Power	(kW)	800.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	601530.4936	
Axial force	(N)	-176390.4798	
Shearing force X	(N)	-436520.4087	
Shearing force Z	(N)	-919352.4871	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-115411.9382	

Bearing

Spherical roller bearings SKF *23060CC/W33 (Roller bearing)			y= 336.00 (mm)
Set fixed bearing left			
d = 300.000 (mm), D = 460.000 (mm), B = 118.000 (mm), r = 4.000 (mm)			
C = 2120.000 (kN), C0 = 3450.000 (kN), Cu = 265.000 (kN)			
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (235.00 µm)			

Spherical roller bearings SKF *23060CC/W33 (Roller bearing)			y= 1023.00 (mm)
Set fixed bearing right			
d = 300.000 (mm), D = 460.000 (mm), B = 118.000 (mm), r = 4.000 (mm)			
C = 2120.000 (kN), C0 = 3450.000 (kN), Cu = 265.000 (kN)			
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (235.00 µm)			

maximum deflection	174.59	µm (Shaft 1, 642.50 (mm))
--------------------	--------	---------------------------

Center of mass

Shaft 1	680.2	mm
---------	-------	----

Deformation due to torsion

Shaft 1	[phi.t]	-0.29	°
---------	---------	-------	---

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

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	336.00	mm
Equivalent load	[P]	1276.71	kN
Equivalent load	[P0]	1241.05	kN
Service life	[Lnh]	7115.24	h
static safety factor	[S0]	2.78	
Bearing reaction force	[Fx]	449.477	kN
Bearing reaction force	[Fy]	176.390	kN
Bearing reaction force	[Fz]	596.832	kN
Bearing reaction force	[Fr]	747.153	kN (53.02°)
Torque of friction	[Mloss]	20.560	Nm

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	1023.00	mm
Equivalent load	[P]	330.80	kN
Equivalent load	[P0]	330.80	kN
Service life	[Lnh]	641634.41	h
static safety factor	[S0]	10.43	
Bearing reaction force	[Fx]	-12.956	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	330.544	kN
Bearing reaction force	[Fr]	330.798	kN (92.24°)
Torque of friction	[Mloss]	8.035	Nm

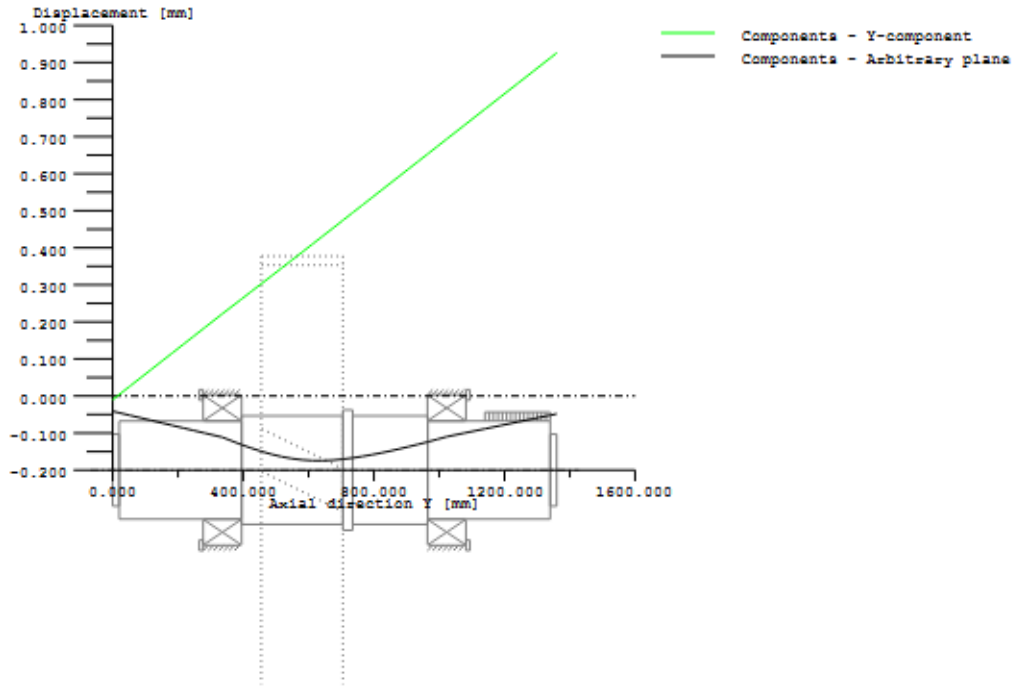
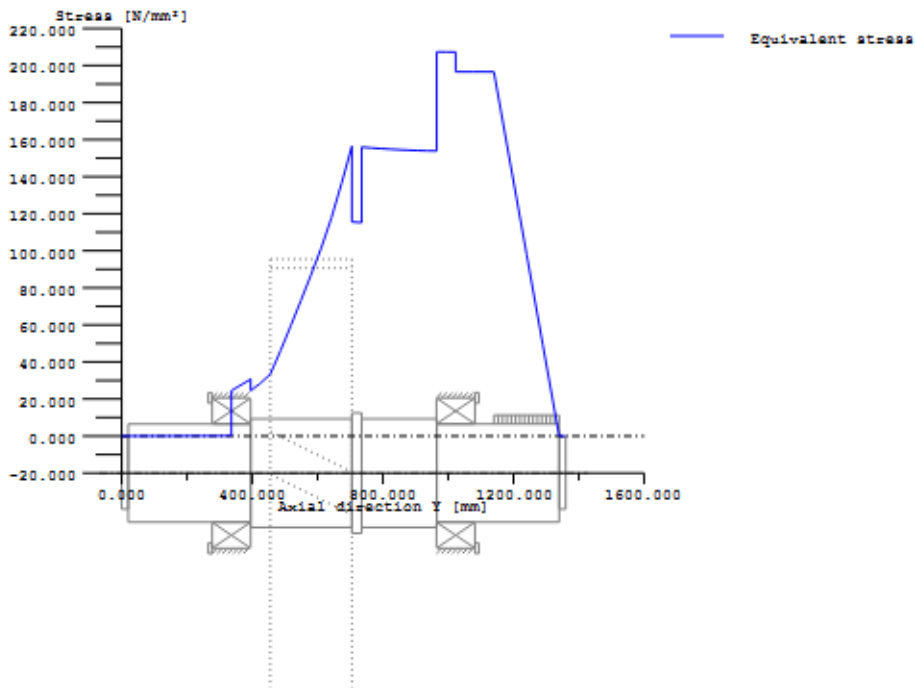
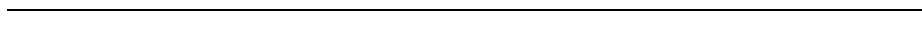


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 71.57703426 °)



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

Figure: Equivalent stress



End report

lines: 214

PŘÍLOHA č. 4

Výsledky výpočtů k volbě ložisek v programu Kisssoft

----- KISSsoft - Release 03-2012E -----
Wikov Gear, Plzen, #1384, ext

----- File -----
Name : Hridel 1
Changed by : pelikanz on: 17.01.2013 at: 14:29:58

Roller bearing calculation according to ISO 281:2007

Shaft 'Welle 1' Roller bearing 'Wälzlager'
Spherical roller bearings (SKF *23224CC/W33)

Bearing clearance		DIN 620:1988 C0	(97.50 µm)
Inner diameter	[d]	120.000	mm
Outer diameter	[D]	215.000	mm
Width	[B]	76.000	mm
Dynamic load rating	[C]	695.000	kN
Static load rating	[C0]	930.000	kN
Fatigue load limit	[Cu]	93.000	kN
Life modification factor for reliability[al]		1.000	
Equivalent load	[P]	129.763	kN
Equivalent load	[P0]	125.379	kN
Effective speed	[n]	800.000	l/min
Service life	[Lnh]	5600.269	h
static safety factor	[S0]	7.418	
Bearing reaction force	[Fx]	29.524	kN
Bearing reaction force	[Fy]	27.012	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-70.851	kN
Bearing reaction force	[Fr]	76.756	kN (-67.38°)
Torque of friction	[Mloss]	16.035	Nm
Power loss	[Ploss]	1343.337	W
Displacement of bearing	[ux]	-17.393	µm
Displacement of bearing	[uy]	-10.000	µm
Displacement of bearing	[uz]	45.560	µm
Displacement of bearing	[ur]	48.767	µm (110.9°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.948	mrad (3.26')
Misalignment of bearing	[ry]	-1.586	mrad (-5.45')
Misalignment of bearing	[rz]	0.357	mrad (1.23')
Misalignment of bearing	[rr]	1.013	mrad (3.48')

Shaft 'Welle 1' Roller bearing 'Wälzlager'
Spherical roller bearings (SKF *23224CC/W33)

Bearing clearance		DIN 620:1988 C0	(97.50 µm)
Inner diameter	[d]	120.000	mm
Outer diameter	[D]	215.000	mm
Width	[B]	76.000	mm
Dynamic load rating	[C]	695.000	kN
Static load rating	[C0]	930.000	kN
Fatigue load limit	[Cu]	93.000	kN
Life modification factor for reliability[al]		1.000	
Equivalent load	[P]	57.858	kN
Equivalent load	[P0]	57.858	kN
Effective speed	[n]	800.000	l/min
Service life	[Lnh]	82700.512	h
static safety factor	[S0]	16.074	
Bearing reaction force	[Fx]	17.892	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-55.021	kN
Bearing reaction force	[Fr]	57.858	kN (-71.99°)
Torque of friction	[Mloss]	8.129	Nm
Power loss	[Ploss]	681.045	W
Displacement of bearing	[ux]	-13.724	µm
Displacement of bearing	[uy]	-12.845	µm
Displacement of bearing	[uz]	46.791	µm
Displacement of bearing	[ur]	48.763	µm (106.35°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.730	mrad (-2.51')
Misalignment of bearing	[ry]	-2.743	mrad (-9.43')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.267	mrad (-0.92')
Misalignment of bearing	[rr]	0.777	mrad (2.67')

End report lines: 76

KISSsoft - Release 03-2012E
Wikov Gear, Plzen, #1384, ext

File
Name : Hridel 2
Changed by : pelikanz on: 17.01.2013 at: 14:26:39

Roller bearing calculation according to ISO 281:2007

Shaft 'Welle 1' Roller bearing 'Wälzlager'

Spherical roller bearings (SKF *23234CC/W33)

Bearing clearance		DIN 620:1988 C0	(150.00 µm)
Inner diameter	[d]	170.000	mm
Outer diameter	[D]	310.000	mm
Width	[B]	110.000	mm
Dynamic load rating	[C]	1400.000	kN
Static load rating	[C0]	1930.000	kN
Fatigue load limit	[Cu]	173.000	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Equivalent load	[P]	383.832	kN
Equivalent load	[P0]	380.006	kN
Effective speed	[n]	250.746	l/min
Service life	[Lnh]	4964.838	h
static safety factor	[S0]	5.079	
Bearing reaction force	[Fx]	97.907	kN
Bearing reaction force	[Fy]	38.259	kN
Bearing reaction force	[Fz]	295.333	kN
Bearing reaction force	[Fr]	311.139	kN (71.66°)
Torque of friction	[Mloss]	46.592	Nm
Power loss	[Ploss]	1223.417	W
Displacement of bearing	[ux]	-22.567	µm
Displacement of bearing	[uy]	-10.000	µm
Displacement of bearing	[uz]	-71.533	µm
Displacement of bearing	[ur]	75.008	µm (-107.51°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.594	mrad (-2.04')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.012	mrad (0.04')
Misalignment of bearing	[rr]	0.594	mrad (2.04')

Shaft 'Welle 1' Roller bearing 'Wälzlager'

Spherical roller bearings (SKF *23234CC/W33)

Bearing clearance		DIN 620:1988 C0	(150.00 µm)
Inner diameter	[d]	170.000	mm
Outer diameter	[D]	310.000	mm
Width	[B]	110.000	mm
Dynamic load rating	[C]	1400.000	kN
Static load rating	[C0]	1930.000	kN
Fatigue load limit	[Cu]	173.000	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Equivalent load	[P]	118.131	kN
Equivalent load	[P0]	118.131	kN
Effective speed	[n]	250.746	l/min
Service life	[Lnh]	252246.052	h
static safety factor	[S0]	16.338	
Bearing reaction force	[Fx]	-10.013	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	117.706	kN
Bearing reaction force	[Fr]	118.131	kN (94.86°)
Torque of friction	[Mloss]	15.724	Nm
Power loss	[Ploss]	412.894	W
Displacement of bearing	[ux]	7.128	µm
Displacement of bearing	[uy]	-10.573	µm
Displacement of bearing	[uz]	-74.664	µm
Displacement of bearing	[ur]	75.003	µm (-84.55°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.602	mrad (2.07')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.213	mrad (-0.73')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.024	mrad (-0.08')
Misalignment of bearing	[rr]	0.602	mrad (2.07')

End report lines: 76

----- KISSsoft - Release 03-2012E -----
Wikov Gear, Plzen, #1384, ext

----- File -----
Name : Hridel 3
Changed by : pelikanz on: 17.01.2013 at: 14:23:58

Roller bearing calculation according to ISO 281:2007

Shaft 'Welle 1' Roller bearing 'Wälzlager'
Spherical roller bearings (SKF *23248CC/W33)

Bearing clearance		DIN 620:1988 C0	(195.00 µm)
Inner diameter	[d]	240.000	mm
Outer diameter	[D]	440.000	mm
Width	[B]	160.000	mm
Dynamic load rating	[C]	2900.000	kN
Static load rating	[C0]	4300.000	kN
Fatigue load limit	[Cu]	345.000	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Equivalent load	[P]	920.961	kN
Equivalent load	[P0]	908.007	kN
Effective speed	[n]	56.620	l/min
Service life	[Lnh]	13471.033	h
static safety factor	[S0]	4.736	
Bearing reaction force	[Fx]	179.205	kN
Bearing reaction force	[Fy]	129.536	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-650.613	kN
Bearing reaction force	[Fr]	674.842	kN (-74.6°)
Torque of friction	[Mloss]	54.478	Nm
Power loss	[Ploss]	323.014	W
Displacement of bearing	[ux]	-24.556	µm
Displacement of bearing	[uy]	-10.000	µm
Displacement of bearing	[uz]	94.362	µm
Displacement of bearing	[ur]	97.505	µm (104.59°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.529	mrad (1.82')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.111	mrad (0.38')
Misalignment of bearing	[rr]	0.540	mrad (1.86')

Shaft 'Welle 1' Roller bearing 'Wälzlager'
Spherical roller bearings (SKF *23248CC/W33)

Bearing clearance		DIN 620:1988 C0	(195.00 µm)
Inner diameter	[d]	240.000	mm
Outer diameter	[D]	440.000	mm
Width	[B]	160.000	mm
Dynamic load rating	[C]	2900.000	kN
Static load rating	[C0]	4300.000	kN
Fatigue load limit	[Cu]	345.000	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Equivalent load	[P]	550.704	kN
Equivalent load	[P0]	550.704	kN
Effective speed	[n]	56.620	l/min
Service life	[Lnh]	74784.127	h
static safety factor	[S0]	7.808	
Bearing reaction force	[Fx]	118.744	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-537.750	kN
Bearing reaction force	[Fr]	550.704	kN (-77.55°)
Torque of friction	[Mloss]	38.690	Nm
Power loss	[Ploss]	229.404	W
Displacement of bearing	[ux]	-19.700	µm
Displacement of bearing	[uy]	-13.647	µm
Displacement of bearing	[uz]	95.493	µm
Displacement of bearing	[ur]	97.504	µm (101.66°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.660	mrad (-2.27')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.366	mrad (-1.26')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.171	mrad (-0.59')
Misalignment of bearing	[rr]	0.682	mrad (2.34')

End report lines: 76

KISSsoft - Release 03-2012E
Wikov Gear, Plzen, #1384, ext

File
Name : Hridel 4
Changed by : pelikanz on: 17.01.2013 at: 14:21:37

Roller bearing calculation according to ISO 281:2007

Shaft 'Welle 1' Roller bearing 'Wälzlager'
Spherical roller bearings (SKF *23060CC/W33)

Bearing clearance		DIN 620:1988 C0	(235.00 µm)
Inner diameter	[d]	300.000	mm
Outer diameter	[D]	460.000	mm
Width	[B]	118.000	mm
Dynamic load rating	[C]	2120.000	kN
Static load rating	[C0]	3450.000	kN
Fatigue load limit	[Cu]	265.000	kN
Life modification factor for reliability[al]		1.000	
Equivalent load	[P]	419.772	kN
Equivalent load	[P0]	419.772	kN
Effective speed	[n]	12.740	l/min
Service life	[Lnh]	289136.305	h
static safety factor	[S0]	8.219	
Bearing reaction force	[Fx]	-51.886	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-416.554	kN
Bearing reaction force	[Fr]	419.772	kN (-97.1°)
Torque of friction	[Mloss]	7.389	Nm
Power loss	[Ploss]	9.858	W
Displacement of bearing	[ux]	15.653	µm
Displacement of bearing	[uy]	11.430	µm
Displacement of bearing	[uz]	116.454	µm
Displacement of bearing	[ur]	117.502	µm (82.34°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.034	mrad (-0.12')
Misalignment of bearing	[ry]	-3.102	mrad (-10.67')
Misalignment of bearing	[rz]	0.221	mrad (0.76')
Misalignment of bearing	[rr]	0.224	mrad (0.77')

Shaft 'Welle 1' Roller bearing 'Wälzlager'
Spherical roller bearings (SKF *23060CC/W33)

Bearing clearance		DIN 620:1988 C0	(235.00 µm)
Inner diameter	[d]	300.000	mm
Outer diameter	[D]	460.000	mm
Width	[B]	118.000	mm
Dynamic load rating	[C]	2120.000	kN
Static load rating	[C0]	3450.000	kN
Fatigue load limit	[Cu]	265.000	kN
Life modification factor for reliability[al]		1.000	
Equivalent load	[P]	1309.921	kN
Equivalent load	[P0]	1221.230	kN
Effective speed	[n]	12.740	l/min
Service life	[Lnh]	6511.274	h
static safety factor	[S0]	2.825	
Bearing reaction force	[Fx]	485.146	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-194.809	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-470.418	kN
Bearing reaction force	[Fr]	675.766	kN (-44.12°)
Torque of friction	[Mloss]	15.953	Nm
Power loss	[Ploss]	21.283	W
Displacement of bearing	[ux]	-82.840	µm
Displacement of bearing	[uy]	10.000	µm
Displacement of bearing	[uz]	83.333	µm
Displacement of bearing	[ur]	117.502	µm (134.83°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.099	mrad (-0.34')
Misalignment of bearing	[ry]	-4.187	mrad (-14.39')
Misalignment of bearing	[rz]	0.198	mrad (0.68')
Misalignment of bearing	[rr]	0.221	mrad (0.76')

End report lines: 76

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

----- File -----
Name : lozisko_SKF_61934_MA
Changed by : Zuzana on: 17.05.2013 at: 21:36:34

ROLLER BEARING ANALYSIS

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

General data:
Speed (1/min) 784.600
Axial force (N) 5492.560
Required service life (h) 2400.000

Roller bearing No. 1:

Bearing type SKF 61934 MA
Type Deep groove ball bearing (single row)
Bearing clearance: normal
Only radial load
Radial force (N) [Fr] 15068.450
Axial force (N) [Fa] 0.000

Inner diameter (mm) [d] 170.000
External diameter (mm) [D] 230.000
Width (mm) [B] 28.000
Dynamic load number (kN) [C] 93.600
Static load number (kN) [CO] 106.000
Speed limit (oil) (1/min) [n,max] 4800
Dynamic equivalent load (N) [P] 15068.450
Static equivalent load (N) [PO] 15068.450
Torque of friction (Nmm) [M] 1743.892

Service life (h) [Lh] 5091.225
Static safety factor [S0] 7.035

Roller bearing No. 2:

Bearing type SKF 61934 MA
Type Deep groove ball bearing (single row)
Bearing clearance: normal
Radial and axial load
Radial force (N) [Fr] 15068.450
Axial force (N) [Fa] 5492.560

Inner diameter (mm) [d] 170.000
External diameter (mm) [D] 230.000
Width (mm) [B] 28.000
Dynamic load number (kN) [C] 93.600
Static load number (kN) [CO] 106.000
Speed limit (oil) (1/min) [n,max] 4800
Dynamic equivalent load (N) [P] 17174.330
Static equivalent load (N) [PO] 15068.450
Torque of friction (Nmm) [M] 3540.065

Service life (h) [Lh] 3438.655
Static safety factor [S0] 7.035

End report lines: 70

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

----- File -----
Name : lozisko_SKF_61938_MA
Changed by : Zuzana on: 17.05.2013 at: 21:37:58

ROLLER BEARING ANALYSIS

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

General data:
Speed (1/min) 250.700
Axial force (N) 12414.520
Required service life (h) 2400.000

Roller bearing No. 1:

Bearing type SKF 61938 MA
Type Deep groove ball bearing (single row)
Bearing clearance: normal
Only radial load
Radial force (N) [Fr] 31158.490
Axial force (N) [Fa] 0.000

Inner diameter (mm) [d] 190.000
External diameter (mm) [D] 260.000
Width (mm) [B] 33.000
Dynamic load number (kN) [C] 117.000
Static load number (kN) [CO] 134.000
Speed limit (oil) (1/min) [n,max] 4300
Dynamic equivalent load (N) [P] 31158.490
Static equivalent load (N) [PO] 31158.490
Torque of friction (Nmm) [M] 2973.292

Service life (h) [Lh] 3519.839
Static safety factor [S0] 4.301

Roller bearing No. 2:

Bearing type SKF 61938 MA
Type Deep groove ball bearing (single row)
Bearing clearance: normal
Radial and axial load
Radial force (N) [Fr] 31158.490
Axial force (N) [Fa] 12414.520

Inner diameter (mm) [d] 190.000
External diameter (mm) [D] 260.000
Width (mm) [B] 33.000
Dynamic load number (kN) [C] 117.000
Static load number (kN) [CO] 134.000
Speed limit (oil) (1/min) [n,max] 4300
Dynamic equivalent load (N) [P] 34908.965
Static equivalent load (N) [PO] 31158.490
Torque of friction (Nmm) [M] 5835.527

Service life (h) [Lh] 2502.886
Static safety factor [S0] 4.301

End report lines: 70

PŘÍLOHA č. 5

**Výsledky výpočtů nalisování ozubených kol na hřídele
v programu Kisssoft**

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

----- File -----
Name : nalisovani_lhridelB
Changed by : Zuzana on: 14.04.2013 at: 19:44:32

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

l-> For the raw diameter (150 mm) of the material (18CrNiMo7-6)
the database has no values
for tensile stress and yield point !
Guessed values are assumed.
For the input of material data:
Call the KISSsoft database tool in the menu Extras

Cylindrical interference fit [M01a]

Calculation method: According DIN 7190:2001 (elastic range)
with additions (Centrifugal force, Micro sliding, Assembly, etc.)
for shrunken or pressed fits

Diameter shaft (mm)	[DiA]/[DiI]	140.00/ 0.00
Diameter hub (mm)	[DaA]/[DaI]	296.99/140.00
Length of Interference fit (mm)	[l]	80.00
Diameter of joint (mm)	[DF]	140.00
Tolerance Shaft	u6	
Upper allowance Shaft (µm)	[AoI]	195.0
Lower allowance Shaft (µm)	[AuI]	170.0
Tolerance measure Shaft (µm)	[TI]	25.0
Tolerance hub	H6	
Upper allowance Hub (µm)	[AoA]	25.0
Lower allowance Hub (µm)	[AuA]	0.0
Tolerance measure Hub (µm)	[TA]	25.0
Largest oversize (µm)	[Po]	195.0
Smallest oversize (µm)	[Pu]	145.0
Nominal torque (Nm)	[T]	9549.30
Application factor	[KA]	1.00
Service torque (Nm)	[Tb]	9549.30
Axial force (N)	[FA]	0.00
Bending moment (Nm)	[Mb]	0.00
Radial force (N)	[Fr]	0.00
Circumferential force (N)	[Fu]	136418.57
Speed (1/min)	[n]	800.00
Oversize (µm)	[P]	170.0 (145.0.. 195.0)
Embedding (µm)	[s]	7.68
Working oversize at 20°C(68°F) (µm)	[Pw]	162.32 (137.3.. 187.3)
Working oversize at working temp.. (µm)	[PwTh]	162.32 (137.3.. 187.3)
Service temperature shaft (°C)	[ThB]	0
Service temperature hub (°C)	[ThB]	0
Pressure stress by		
- Oversize (after mounting) (N/mm²)	[pM]	92.88 (78.58..107.19)
- Oversize (working) (N/mm²)	[p]	92.50 (78.19..106.80)
- Bending moment (N/mm²)	[pb]	0.00
- Radial force (N/mm²)	[pr]	0.00
Coefficient of friction, axial	[mya]	0.100
Coefficient of friction, circumferential	[myu]	0.100
Safety against sliding	[Sr]	2.39 (2.02.. 2.75)
Required safety against sliding	[SSr]	1.20

Equivalent stress according to von Mises

Shaft

Material	18CrNiMo7-6		
Young's modulus (N/mm²)	[EI]	206000.00	
Poisson's ratio (-)	[nyI]	0.30	
Density (kg/m³)	[rho]	7830.00	
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	[alpha]	11.50	
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	600.00	(d= 0- 0mm)
Yield point (N/mm²)	[Rp]	425.00	(d= 0- 0mm)

Surface class of roughness N6 Rz=4.8 (Grinding)

Surface roughness (µm)	[Rz]	4.80
External diameter (mm)	[DiA]	140.00
Diameter increase (µm)	[deltaD]	-76.17 (-69.36..-82.98)
Diameter increase (o/oo)	[deltaD]	-0.54 (-0.50..-0.59)
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[sigVa]	92.47 (78.17..106.78)
- Radial stress (N/mm²)	[sigRa]	-92.50 (-78.19..-106.80)
- Tangential stress (N/mm²)	[sigTa]	-92.45 (-78.14..-106.75)
- With outside load (N/mm²)	[sigVaMF]	92.47 (78.17..106.78)
Inner diameter (mm)	[DiI]	0.00
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[sigVi]	92.38 (78.08..106.69)
- Radial stress (N/mm²)	[sigRi]	-92.38 (-78.08..-106.69)
- Tangential stress (N/mm²)	[sigTi]	-92.38 (-78.08..-106.69)
Safety against fracture	[SiRm]	6.49 (7.68.. 5.62)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50
Safety against yield point	[Si.Rp]	4.60 (5.44.. 3.98)
Required safety against yield point	[SSi.Rp]	1.00

Hub

Material	18CrNiMo7-6	
Young's modulus (N/mm²)	[EA] 206000.00	
Poisson's ratio (-)	[nyA] 0.30	
Density (kg/m³)	[rho] 7830.00	
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	[alpha] 11.50	
Tensile strength (N/mm²)	[Rm] 900.00 (d= 40- 100mm)	
Yield point (N/mm²)	[Rp] 640.00 (d= 40- 100mm)	
Surface class of roughness	N6 Rz=4.8 (Grinding)	
Surface roughness (µm)	[Rz] 4.80	
External diameter (mm)	[DaA] 296.99	
Diameter increase (µm)	[deltaD] 44.62 (32.84.. 56.41)	
Diameter increase (o/oo)	[deltaD] 0.15 (0.11.. 0.19)	
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[sigVa]	53.29 (45.11.. 61.46)
- Radial stress (N/mm²)	[sigRa]	-0.00 (-0.00.. 0.00)
- Tangential stress (N/mm²)	[sigTa]	53.29 (45.11.. 61.46)
Inner diameter (mm)	[DaI]	140.00
Diameter increase (µm)	[deltaD]	86.15 (67.96..104.34)
Diameter increase (o/oo)	[deltaD]	0.62 (0.49.. 0.75)
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[sigVi]	208.63 (176.51..240.75)
- Radial stress (N/mm²)	[sigRi]	-92.50 (-78.19..-106.80)
- Tangential stress (N/mm²)	[sigTi]	146.39 (123.91..168.87)
- With outside load (N/mm²)	[sigViMF]	208.63 (176.51..240.75)
Safety against fracture	[Si.Rm]	4.31 (5.10.. 3.74)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50
Safety against yield point	[Si.Re]	3.07 (3.63.. 2.66)
Required safety against yield point	[SSi.Re]	1.00

Mere elastic stress, no verification of elastic plastic interference fit according to DIN 7190.

Service / Mounting / Remounting

Transverse-interference-fit:	
Mounting clearance (mm)	[PsTh] 0.140
Temperature difference for mounting:	
Shaft temperature: (°C)	20
Hub temperature: [ThA] (°C)	228
	-150
	102
(calculated using coefficient of thermal expansion)	
shaft according to DIN 7190 (10 ⁻⁶ /K)	[alpha] 8.50
Longitudinal pressure fit:	
Assembly temperature shaft (°C)	[ThM] 20.00
Assembly temperature hub (°C)	[ThM] 20.00
Coefficient. of friction (Longitudinal)	
	[mye=mya*1.3] 0.13
Press on (force) (kN)	[Fpress] 424.87 (359.43..490.30)
Coefficient. of friction (Longitudinal)	
	[myll=mya*1.6] 0.16
Press out (force) (kN)	[Fpress] 522.91 (442.38..603.45)

Notice:

Micro sliding can occur in Interference fit!

=> Risk of contact corrosion.
Coefficient. of friction [my] 0.16
Max. torque to avoid Micro sliding (Nm) [Tlimit] 9931.83 (8395.73..11467.93)

Notice concerning the display: Number-1 (Number-2.. Number-3):
Number-1: Value calculated with the mean allowance
Number-2: Value of the smallest possible allowance
Number-3: Value of the largest possible allowance

Notice: All strains and stresses are calculated for the purely elastic case.

End report lines: 164

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

----- File -----
Name : nalisovani_2hridelA
Changed by : Zuzana on: 14.04.2013 at: 21:55:24

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

1-> For the raw diameter (270 mm) of the material (18CrNiMo7-6) the database has no values for tensile stress and yield point !
Guessed values are assumed.
For the input of material data:
Call the KISSsoft database tool in the menu Extras

Cylindrical interference fit [M01a]

Calculation method: According DIN 7190:2001 (elastic range)
with additions (Centrifugal force, Micro sliding, Assembly, etc.)
for shrunken or pressed fits

Diameter shaft (mm)	[DiA]/[DiI]	260.00/ 0.00
Diameter hub (mm)	[DaA]/[DaI]	457.96/260.00
Length of Interference fit (mm)	[l]	66.00
Diameter of joint (mm)	[DF]	260.00
Tolerance Shaft	u6	
Upper allowance Shaft (µm)	[AoI]	347.0
Lower allowance Shaft (µm)	[AuI]	315.0
Tolerance measure Shaft (µm)	[TI]	32.0
Tolerance hub	H6	
Upper allowance Hub (µm)	[AoA]	32.0
Lower allowance Hub (µm)	[AuA]	0.0
Tolerance measure Hub (µm)	[TA]	32.0
Largest oversize (µm)	[Po]	347.0
Smallest oversize (µm)	[Pu]	283.0
Nominal torque (Nm)	[T]	30466.80
Application factor	[KA]	1.00
Service torque (Nm)	[Tb]	30466.80
Axial force (N)	[FA]	0.00
Bending moment (Nm)	[Mb]	0.00
Radial force (N)	[Fr]	0.00
Circumferential force (N)	[Fu]	234360.00
Speed (1/min)	[n]	250.70
Oversize (µm)	[P]	315.0 (283.0.. 347.0)
Embedding (µm)	[s]	7.68
Working oversize at 20°C(68°F) (µm)	[Pw]	307.32 (275.3.. 339.3)
Working oversize at working temp.. (µm)	[PwTh]	307.32 (275.3.. 339.3)
Service temperature shaft (°C)	[ThB]	0
Service temperature hub (°C)	[ThB]	0
Pressure stress by		
- Oversize (after mounting) (N/mm²)	[pM]	82.51 (73.91.. 91.10)
- Oversize (working) (N/mm²)	[p]	82.43 (73.84.. 91.02)
- Bending moment (N/mm²)	[pb]	0.00
- Radial force (N/mm²)	[pr]	0.00
Coefficient of friction, axial	[mya]	0.100
Coefficient of friction, circumferential	[myu]	0.100
Safety against sliding	[Sr]	1.90 (1.70.. 2.09)
Required safety against sliding	[SSr]	1.20

Equivalent stress according to von Mises

Shaft

Material	18CrNiMo7-6		
Young's modulus (N/mm²)	[EI]	206000.00	
Poisson's ratio (-)	[nyI]	0.30	
Density (kg/m³)	[rho]	7830.00	
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	[alpha]	11.50	
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	600.00	(d= 0- 0mm)
Yield point (N/mm²)	[Rp]	425.00	(d= 0- 0mm)

Surface class of roughness N6 Rz=4.8 (Grinding)

Surface roughness (µm)	[Rz]	4.80
External diameter (mm)	[DiA]	260.00
Diameter increase (µm)	[deltaD]	-132.60 (-125.01..-140.19)
Diameter increase (o/oo)	[deltaD]	-0.51 (-0.48.. -0.54)
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[sigVa]	82.42 (73.83.. 91.01)
- Radial stress (N/mm²)	[sigRa]	-82.43 (-73.84..-91.02)
- Tangential stress (N/mm²)	[sigTa]	-82.41 (-73.82..-91.00)
- With outside load (N/mm²)	[sigVaMF]	82.42 (73.83.. 91.01)
Inner diameter (mm)	[DiI]	0.00
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[sigVi]	82.39 (73.80.. 90.98)
- Radial stress (N/mm²)	[sigRi]	-82.39 (-73.80..-90.98)
- Tangential stress (N/mm²)	[sigTi]	-82.39 (-73.80..-90.98)
Safety against fracture	[SiRm]	7.28 (8.13.. 6.59)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50
Safety against yield point	[Si.Rp]	5.16 (5.76.. 4.67)
Required safety against yield point	[SSi.Rp]	1.00

Hub

Material	18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm²)	[EA] 206000.00
Poisson's ratio (-)	[nyA] 0.30
Density (kg/m³)	[rho] 7830.00
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	[alpha] 11.50
Tensile strength (N/mm²)	[Rm] 900.00 (d= 40- 100mm)
Yield point (N/mm²)	[Rp] 640.00 (d= 40- 100mm)

Surface class of roughness	N6 Rz=4.8 (Grinding)	
Surface roughness (µm)	[Rz] 4.80	
External diameter (mm)	[DaA] 457.96	
Diameter increase (µm)	[deltaD] 114.78 (96.62..132.95)	
Diameter increase (o/oo)	[deltaD] 0.25 (0.21.. 0.29)	
Equivalent stress outsideø (N/mm²)	[sigVa]	78.53 (70.36.. 86.70)
- Radial stress (N/mm²)	[sigRa]	0.00 (0.00.. 0.00)
- Tangential stress (N/mm²)	[sigTa]	78.53 (70.36.. 86.70)
Inner diameter (mm)	[DaI]	260.00
Diameter increase (µm)	[deltaD]	174.72 (150.31..199.13)
Diameter increase (o/oo)	[deltaD]	0.67 (0.58.. 0.77)
Equivalent stress insideø (N/mm²)	[sigVi]	214.52 (192.19..236.85)
- Radial stress (N/mm²)	[sigRi]	-82.43 (-73.84..-91.02)
- Tangential stress (N/mm²)	[sigTi]	161.08 (144.32..177.84)
- With outside load (N/mm²)	[sigViMF]	214.52 (192.19..236.85)
Safety against fracture	[Si.Rm]	4.20 (4.68.. 3.80)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50
Safety against yield point	[Si.Re]	2.98 (3.33.. 2.70)
Required safety against yield point	[SSi.Re]	1.00

Mere elastic stress, no verification of elastic plastic interference fit according to DIN 7190.

Service / Mounting / Remounting

Transverse-interference-fit:	
Mounting clearance (mm)	[PsTh] 0.260
Temperature difference for mounting:	
Shaft temperature: (°C)	20
Hub temperature: [ThA] (°C)	223
	-150
	97
(calculated using coefficient of thermal expansion)	
shaft according to DIN 7190 (10 ⁻⁶ /K)	[alpha] 8.50
Longitudinal pressure fit:	
Assembly temperature shaft (°C)	[ThM] 20.00
Assembly temperature hub (°C)	[ThM] 20.00
Coefficient. of friction (Longitudinal)	
	[mye=mya*1.3] 0.13
Press on (force) (kN)	[Fpress] 578.22 (518.01..638.43)
Coefficient. of friction (Longitudinal)	
	[myll=mya*1.6] 0.16
Press out (force) (kN)	[Fpress] 711.65 (637.55..785.75)
Coefficient. of friction	[my] 0.16
Max. torque to avoid Micro sliding (Nm)	[Tlimit] 49845.58 (44650.38..55040.78)

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

----- File -----
Name : nalisovani_3hridel
Changed by : Zuzana on: 14.04.2013 at: 19:37:28

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

1-> For the raw diameter (270 mm) of the material (18CrNiMo7-6)
the database has no values
for tensile stress and yield point !
Guessed values are assumed.
For the input of material data:
Call the KISSsoft database tool in the menu Extras

2-> For the raw diameter (340 mm) of the material (18CrNiMo7-6)
the database has no values
for tensile stress and yield point !
Guessed values are assumed.
For the input of material data:
Call the KISSsoft database tool in the menu Extras

Cylindrical interference fit [M01a]

Calculation method: According DIN 7190:2001 (elastic range)
with additions (Centrifugal force, Micro sliding, Assembly, etc.)
for shrunken or pressed fits

Diameter shaft (mm)	[DiA]/[DiI]	260.00/ 0.00
Diameter hub (mm)	[DaA]/[DaI]	924.79/260.00
Length of Interference fit (mm)	[l]	170.00
Diameter of joint (mm)	[DF]	260.00
Tolerance Shaft	u6	
Upper allowance Shaft (µm)	[AoI]	347.0
Lower allowance Shaft (µm)	[AuI]	315.0
Tolerance measure Shaft (µm)	[TI]	32.0
Tolerance hub	H6	
Upper allowance Hub (µm)	[AoA]	32.0
Lower allowance Hub (µm)	[AuA]	0.0
Tolerance measure Hub (µm)	[TA]	32.0
Largest oversize (µm)	[Po]	347.0
Smallest oversize (µm)	[Pu]	283.0
Nominal torque (Nm)	[T]	134924.40
Application factor	[KA]	1.00
Service torque (Nm)	[Tb]	134924.40
Axial force (N)	[FA]	0.00
Bending moment (Nm)	[Mb]	0.00
Radial force (N)	[Fr]	0.00
Circumferential force (N)	[Fu]	1037880.00
Speed (1/min)	[n]	56.60
Oversize (µm)	[P]	315.0 (283.0.. 347.0)
Embedding (µm)	[s]	7.68
Working oversize at 20°C(68°F) (µm)	[Pw]	307.32 (275.3.. 339.3)
Working oversize at working temp.. (µm)	[PwTh]	307.32 (275.3.. 339.3)
Service temperature shaft (°C)	[ThB]	0
Service temperature hub (°C)	[ThB]	0
Pressure stress by		
- Oversize (after mounting) (N/mm²)	[pM]	112.12 (100.45..123.80)
- Oversize (working) (N/mm²)	[p]	112.10 (100.43..123.78)
- Bending moment (N/mm²)	[pb]	0.00
- Radial force (N/mm²)	[pr]	0.00
Coefficient of friction, axial	[mya]	0.100
Coefficient of friction, circumferential	[myu]	0.100
Safety against sliding	[Sr]	1.50 (1.34.. 1.66)
Required safety against sliding	[SSr]	1.20

Equivalent stress according to von Mises

Shaft

Material 18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm²) [EI] 206000.00

Poisson's ratio (-)	[nyI]	0.30		
Density (kg/m ³)	[rho]	7830.00		
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	[alpha]	11.50		
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	600.00	(d= 0- 0mm)	
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	425.00	(d= 0- 0mm)	
Surface class of roughness	N6 Rz=4.8	(Grinding)		
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.80		
External diameter (mm)	[DiA]	260.00		
Diameter increase (µm)	[deltaD]	-158.84	(-148.52..-169.15)	
Diameter increase (o/oo)	[deltaD]	-0.61	(-0.57.. -0.65)	
Equivalent stress outsideø (N/mm ²)	[sigVa]	112.10	(100.43..123.77)	
- Radial stress (N/mm ²)	[sigRa]	-112.10	(-100.43..-123.78)	
- Tangential stress (N/mm ²)	[sigTa]	-112.10	(-100.42..-123.77)	
- With outside load (N/mm ²)	[sigVaMF]	112.10	(100.43..123.77)	
Inner diameter (mm)	[DiI]	0.00		
Equivalent stress insideø (N/mm ²)	[sigVi]	112.10	(100.42..123.77)	
- Radial stress (N/mm ²)	[sigRi]	-112.10	(-100.42..-123.77)	
- Tangential stress (N/mm ²)	[sigTi]	-112.10	(-100.42..-123.77)	
Safety against fracture	[SiRm]	5.35	(5.97.. 4.85)	
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50		
Safety against yield point	[Si.Rp]	3.79	(4.23.. 3.43)	
Required safety against yield point	[SSi.Rp]	1.00		

Hub

Material	18CrNiMo7-6			
Young's modulus (N/mm ²)	[EA]	206000.00		
Poisson's ratio (-)	[nyA]	0.30		
Density (kg/m ³)	[rho]	7830.00		
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	[alpha]	11.50		
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	600.00	(d= 0- 0mm)	
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	425.00	(d= 0- 0mm)	
Surface class of roughness	N6 Rz=4.8	(Grinding)		
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.80		
External diameter (mm)	[DaA]	924.79		
Diameter increase (µm)	[deltaD]	26.65	(17.65.. 35.64)	
Diameter increase (o/oo)	[deltaD]	0.03	(0.02.. 0.04)	
Equivalent stress outsideø (N/mm ²)	[sigVa]	19.26	(17.25.. 21.26)	
- Radial stress (N/mm ²)	[sigRa]	-0.00	(-0.00.. -0.00)	
- Tangential stress (N/mm ²)	[sigTa]	19.26	(17.25.. 21.26)	
Inner diameter (mm)	[DaI]	260.00		
Diameter increase (µm)	[deltaD]	148.48	(126.80..170.17)	
Diameter increase (o/oo)	[deltaD]	0.57	(0.49.. 0.65)	
Equivalent stress insideø (N/mm ²)	[sigVi]	211.09	(189.11..233.07)	
- Radial stress (N/mm ²)	[sigRi]	-112.10	(-100.43..-123.78)	
- Tangential stress (N/mm ²)	[sigTi]	131.39	(117.71..145.07)	
- With outside load (N/mm ²)	[sigViMF]	211.09	(189.11..233.07)	
Safety against fracture	[Si.Rm]	2.84	(3.17.. 2.57)	
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50		
Safety against yield point	[Si.Re]	2.01	(2.25.. 1.82)	
Required safety against yield point	[SSi.Re]	1.00		

Mere elastic stress, no verification of elastic plastic interference fit according to DIN 7190.

Service / Mounting / Remounting

Transverse-interference-fit:			
Mounting clearance (mm)	[PsTh]	0.260	
Temperature difference for mounting:			
Shaft temperature: (°C)	Hub temperature: [ThA] (°C)		
20	223		
-150	97		
(calculated using coefficient of thermal expansion)			
shaft according to DIN 7190 (10 ⁻⁶ /K)	[alpha]	8.50	
Longitudinal pressure fit:			
Assembly temperature shaft (°C)	[ThM]	20.00	
Assembly temperature hub (°C)	[ThM]	20.00	
Coefficient. of friction (Longitudinal)	[mye=mya*1.3]	0.13	

Press on (force) (kN) [Fpress] 2024.00 (1813.25..2234.75)
Coefficient. of friction (Longitudinal) [myll=mya*1.6] 0.16
Press out (force) (kN) [Fpress] 2491.07 (2231.69..2750.46)

Notice:

Micro sliding can occur in Interference fit!
=> Risk of contact corrosion.
Coefficient. of friction [my] 0.16
Max. torque to avoid Micro sliding (Nm) [Tlimit] 83930.93 (75189.80..92672.07)

Notice concerning the display: Number-1 (Number-2.. Number-3):
Number-1: Value calculated with the mean allowance
Number-2: Value of the smallest possible allowance
Number-3: Value of the largest possible allowance

Notice: All strains and stresses are calculated for the purely elastic case.

End report lines: 164

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

----- File -----
Name : nalisovani_4hridel
Changed by : Zuzana on: 14.04.2013 at: 20:13:39

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

1-> For the raw diameter (370 mm) of the material (18CrNiMo7-6)
the database has no values
for tensile stress and yield point !
Guessed values are assumed.
For the input of material data:
Call the KISSsoft database tool in the menu Extras

2-> For the raw diameter (450 mm) of the material (18CrNiMo7-6)
the database has no values
for tensile stress and yield point !
Guessed values are assumed.
For the input of material data:
Call the KISSsoft database tool in the menu Extras

Cylindrical interference fit [M01a]

Calculation method: According DIN 7190:2001 (elastic range)
with additions (Centrifugal force, Micro sliding, Assembly, etc.)
for shrunken or pressed fits

Diameter shaft (mm)	[DiA]/[DiI]	368.00/ 0.00
Diameter hub (mm)	[DaA]/[DaI]	1257.42/368.00
Length of Interference fit (mm)	[l]	350.00
Diameter of joint (mm)	[DF]	368.00
Tolerance Shaft	u6	
Upper allowance Shaft (µm)	[AoI]	471.0
Lower allowance Shaft (µm)	[AuI]	435.0
Tolerance measure Shaft (µm)	[TI]	36.0
Tolerance hub	H6	
Upper allowance Hub (µm)	[AoA]	36.0
Lower allowance Hub (µm)	[AuA]	0.0
Tolerance measure Hub (µm)	[TA]	36.0
Largest oversize (µm)	[Po]	471.0
Smallest oversize (µm)	[Pu]	399.0
Nominal torque (Nm)	[T]	599664.30
Application factor	[KA]	1.00
Service torque (Nm)	[Tb]	599664.30
Axial force (N)	[FA]	0.00
Bending moment (Nm)	[Mb]	0.00
Radial force (N)	[Fr]	0.00
Circumferential force (N)	[Fu]	3259045.11
Speed (1/min)	[n]	12.70
Oversize (µm)	[P]	435.0 (399.0.. 471.0)
Embedding (µm)	[s]	7.68
Working oversize at 20°C(68°F) (µm)	[Pw]	427.32 (391.3.. 463.3)
Working oversize at working temp.. (µm)	[PwTh]	427.32 (391.3.. 463.3)
Service temperature shaft (°C)	[ThB]	0
Service temperature hub (°C)	[ThB]	0
Pressure stress by		
- Oversize (after mounting) (N/mm ²)	[pM]	109.36 (100.15..118.57)
- Oversize (working) (N/mm ²)	[p]	109.36 (100.14..118.57)
- Bending moment (N/mm ²)	[pb]	0.00
- Radial force (N/mm ²)	[pr]	0.00
Coefficient of friction, axial	[mya]	0.100
Coefficient of friction, circumferential	[myu]	0.100
Safety against sliding	[Sr]	1.36 (1.24.. 1.47)
Required safety against sliding	[SSr]	1.20

Equivalent stress according to von Mises

Shaft

Material 18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm²) [EI] 206000.00

Poisson's ratio (-)	[nyI]	0.30	
Density (kg/m ³)	[rho]	7830.00	
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	[alpha]	11.50	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	600.00 (d=	0- 0mm)
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	425.00 (d=	0- 0mm)
Surface class of roughness	N6 Rz=4.8 (Grinding)		
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.80	
External diameter (mm)	[DiA]	368.00	
Diameter increase (µm)	[deltaD]	-221.39 (-209.87..-232.91)	
Diameter increase (o/oo)	[deltaD]	-0.60 (-0.57.. -0.63)	
Equivalent stress outsideø (N/mm ²)	[sigVa]	109.36 (100.14..118.57)	
- Radial stress (N/mm ²)	[sigRa]	-109.36 (-100.14..-118.57)	
- Tangential stress (N/mm ²)	[sigTa]	-109.36 (-100.14..-118.57)	
- With outside load (N/mm ²)	[sigVaMF]	109.36 (100.14..118.57)	
Inner diameter (mm)	[DiI]	0.00	
Equivalent stress insideø (N/mm ²)	[sigVi]	109.36 (100.14..118.57)	
- Radial stress (N/mm ²)	[sigRi]	-109.36 (-100.14..-118.57)	
- Tangential stress (N/mm ²)	[sigTi]	-109.36 (-100.14..-118.57)	
Safety against fracture	[SiRm]	5.49 (5.99.. 5.06)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50	
Safety against yield point	[Si.Rp]	3.89 (4.24.. 3.58)
Required safety against yield point	[SSi.Rp]	1.00	

Hub

Material	18CrNiMo7-6		
Young's modulus (N/mm ²)	[EA]	206000.00	
Poisson's ratio (-)	[nyA]	0.30	
Density (kg/m ³)	[rho]	7830.00	
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	[alpha]	11.50	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	600.00 (d=	0- 0mm)
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	425.00 (d=	0- 0mm)
Surface class of roughness	N6 Rz=4.8 (Grinding)		
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.80	
External diameter (mm)	[DaA]	1257.42	
Diameter increase (µm)	[deltaD]	40.43 (29.89.. 50.96)
Diameter increase (o/oo)	[deltaD]	0.03 (0.02.. 0.04)
Equivalent stress outsideø (N/mm ²)	[sigVa]	20.49 (18.76.. 22.22)
- Radial stress (N/mm ²)	[sigRa]	-0.00 (-0.00.. -0.00)
- Tangential stress (N/mm ²)	[sigTa]	20.49 (18.76.. 22.22)
Inner diameter (mm)	[DaI]	368.00	
Diameter increase (µm)	[deltaD]	205.93 (181.45..230.41)
Diameter increase (o/oo)	[deltaD]	0.56 (0.49.. 0.63)
Equivalent stress insideø (N/mm ²)	[sigVi]	207.41 (189.94..224.89)
- Radial stress (N/mm ²)	[sigRi]	-109.36 (-100.14..-118.57)	
- Tangential stress (N/mm ²)	[sigTi]	129.85 (118.91..140.79)
- With outside load (N/mm ²)	[sigViMF]	207.41 (189.94..224.89)
Safety against fracture	[Si.Rm]	2.89 (3.16.. 2.67)
Required safety against fracture	[SSi.Rm]	1.50	
Safety against yield point	[Si.Re]	2.05 (2.24.. 1.89)
Required safety against yield point	[SSi.Re]	1.00	

Mere elastic stress, no verification of elastic plastic interference fit according to DIN 7190.

Service / Mounting / Remounting

Transverse-interference-fit:		
Mounting clearance (mm)	[PsTh]	0.368
Temperature difference for mounting:		
Shaft temperature: (°C)	Hub temperature: [ThA] (°C)	
20	218	
-150	93	
(calculated using coefficient of thermal expansion)		
shaft according to DIN 7190 (10 ⁻⁶ /K)	[alpha]	8.50
Longitudinal pressure fit:		
Assembly temperature shaft (°C)	[ThM]	20.00
Assembly temperature hub (°C)	[ThM]	20.00
Coefficient. of friction (Longitudinal)	[mye=mya*1.3]	0.13

Press on (force) (kN) [Fpress] 5752.59 (5267.95..6237.22)
Coefficient. of friction (Longitudinal) [myll=mya*1.6] 0.16
Press out (force) (kN) [Fpress] 7080.11 (6483.64..7676.58)

Notice:

Micro sliding can occur in Interference fit!
=> Risk of contact corrosion.
Coefficient. of friction [my] 0.16
Max. torque to avoid Micro sliding (Nm) [Tlimit] 231525.45 (212019.99..251030.92)

Notice concerning the display: Number-1 (Number-2.. Number-3):
Number-1: Value calculated with the mean allowance
Number-2: Value of the smallest possible allowance
Number-3: Value of the largest possible allowance

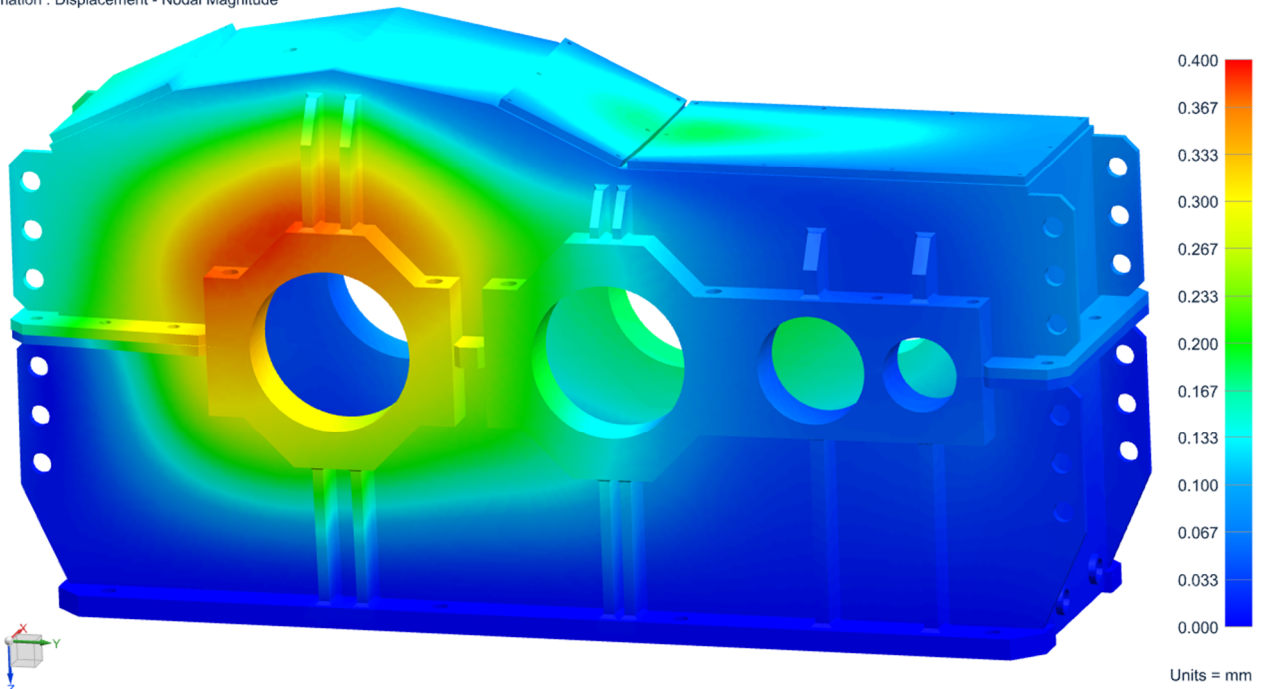
Notice: All strains and stresses are calculated for the purely elastic case.

End report lines: 164

PŘÍLOHA č. 6

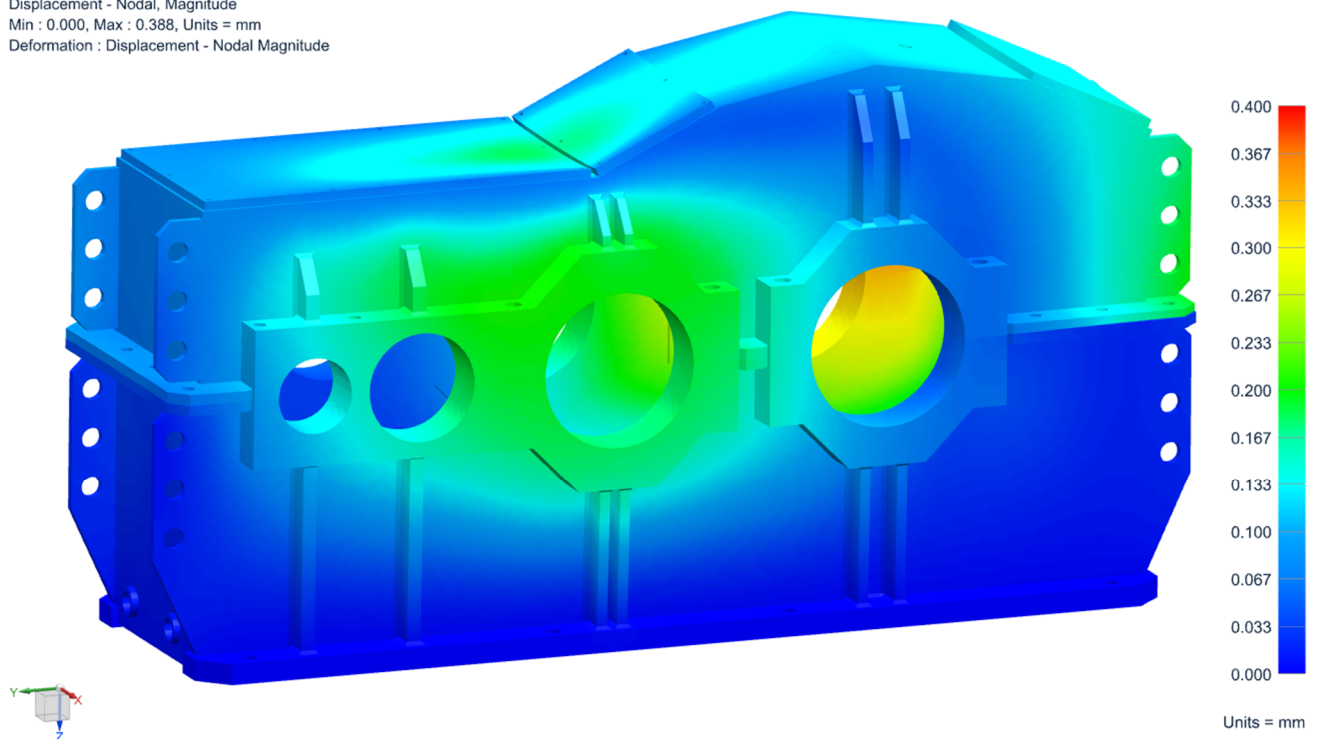
Výsledky pevnostního výpočtu skříně převodovky v programu NX

skrin_prevodovky_tuhostni_analyza_sim2 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.388, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

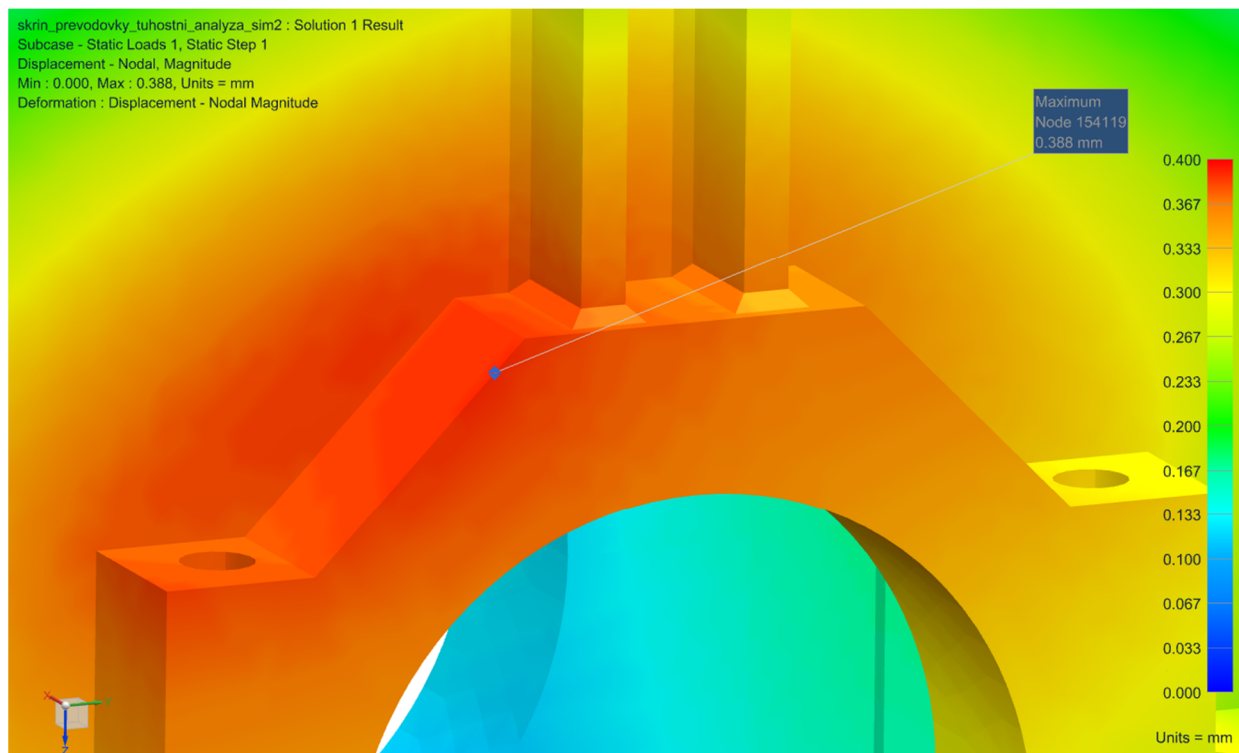


Obrázek 9 Celková deformace[mm]

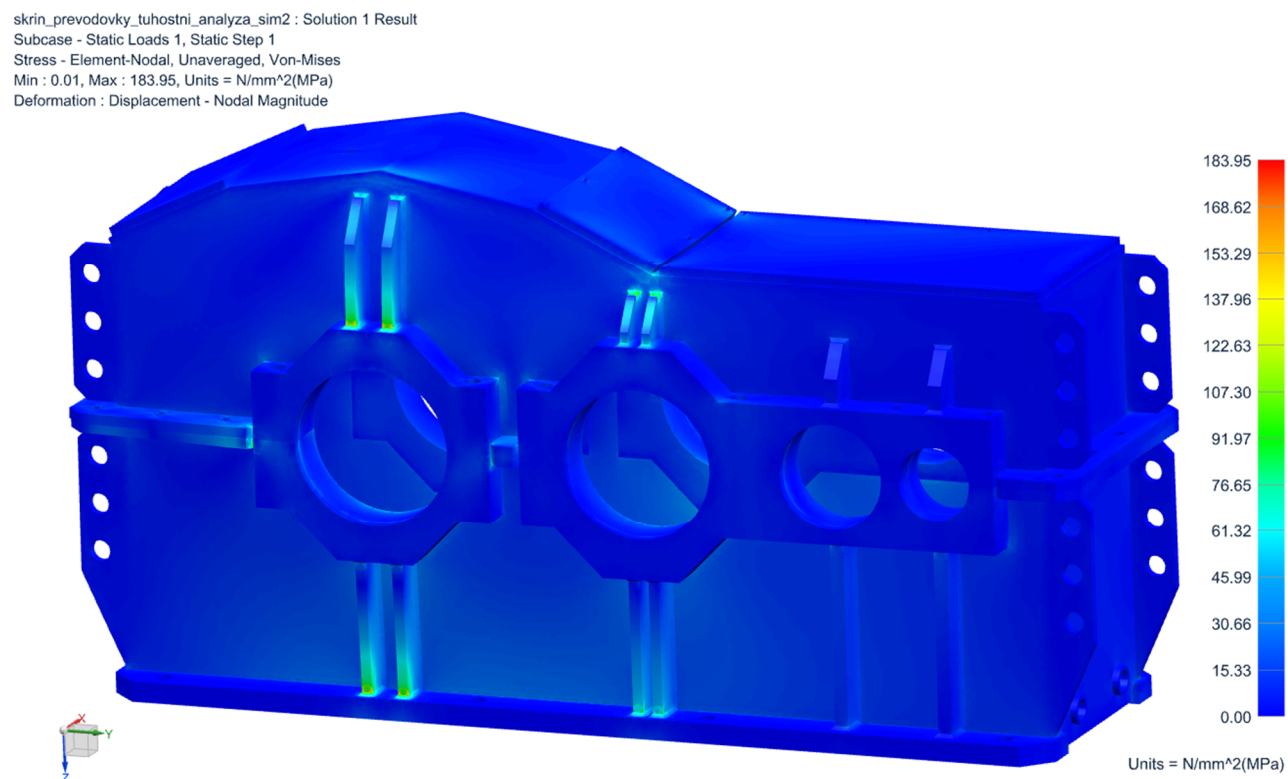
skrin_prevodovky_tuhostni_analyza_sim2 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.388, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 10 Celková deformace [mm]

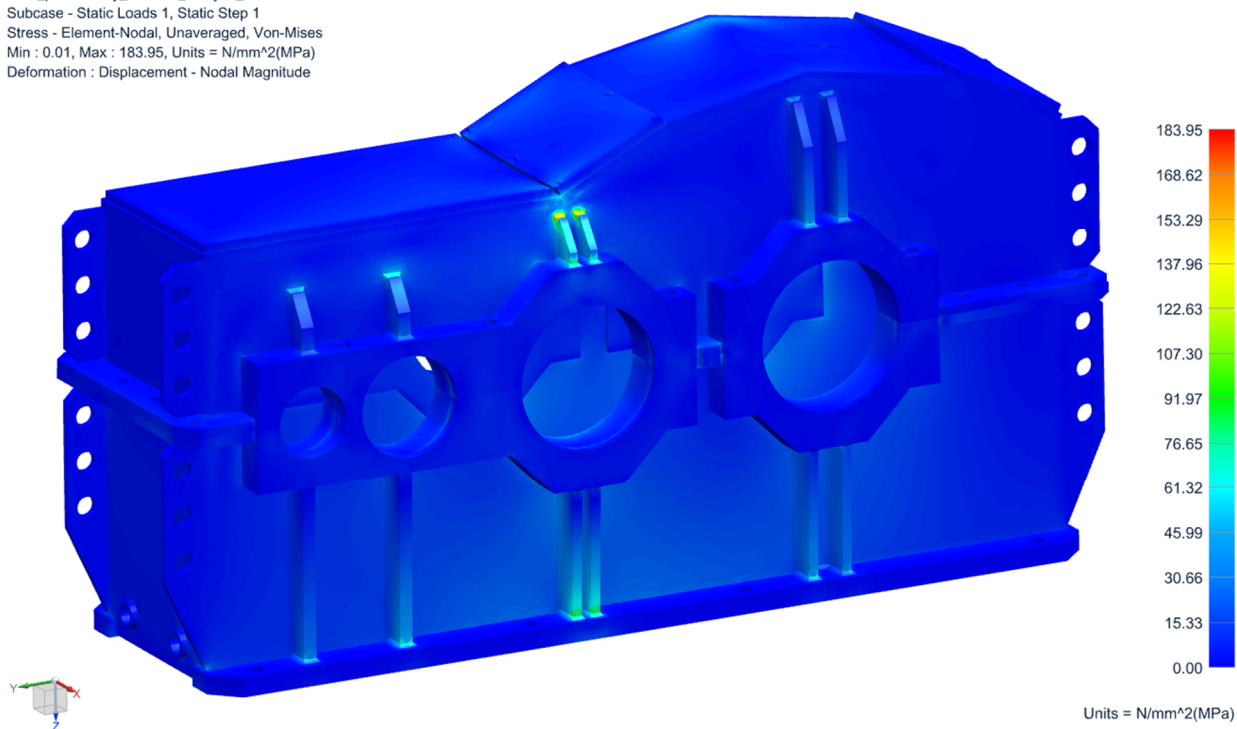


Obrázek 11 Celková deformace – maximum na třmenu pro ložisko nad 4. hřídelí [mm]



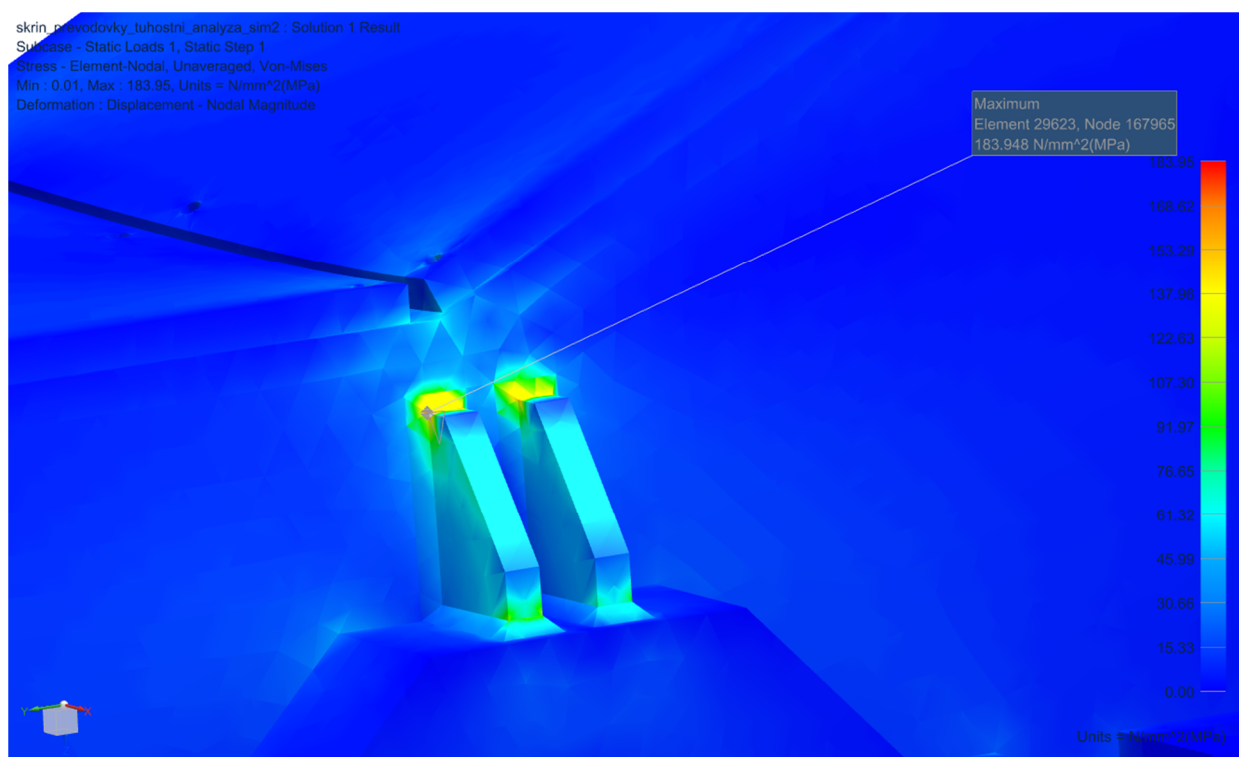
Obrázek 12 Výsledné redukované napětí dle hypotézy von Mises [MPa]

skrin_prevodovky_tuhostni_analyza_sim2 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.01, Max : 183.95, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 13 Výsledné redukované napětí dle hypotézy von Mises [MPa]

skrin_prevodovky_tuhostni_analyza_sim2 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.01, Max : 183.95, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

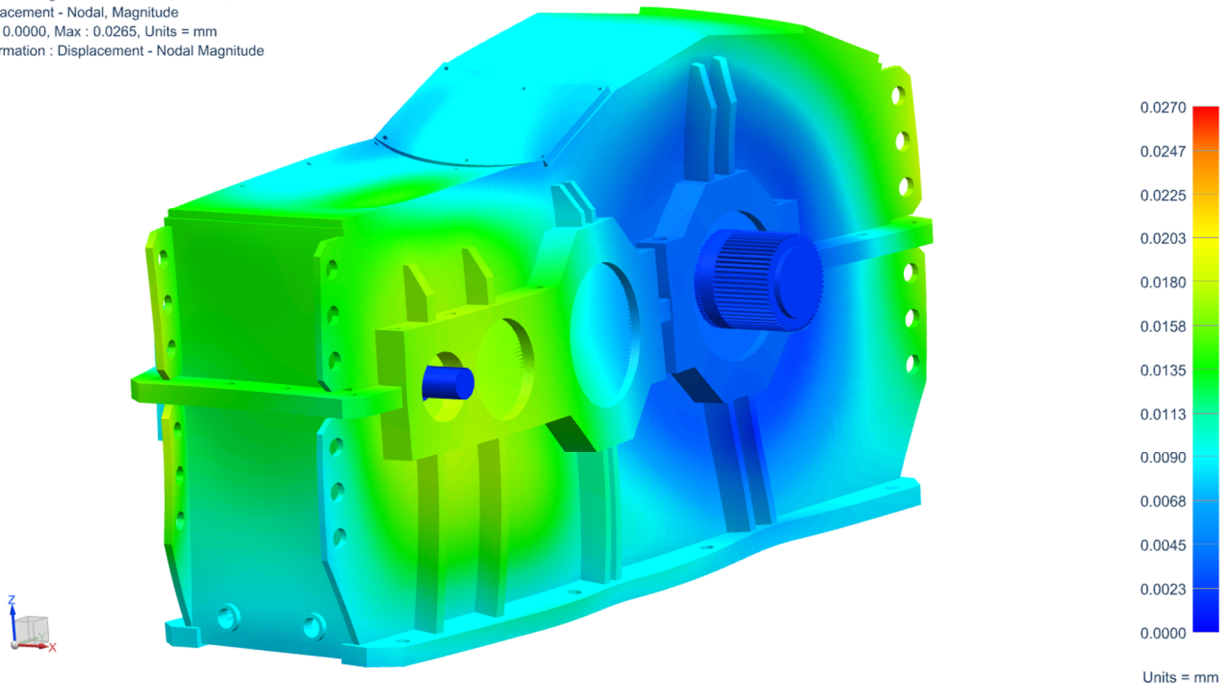


Obrázek 14 Výsledné redukované napětí dle hypotézy von Mises –maximum nad 3. pastorkovou hřídelí [MPa]

PŘÍLOHA č. 7

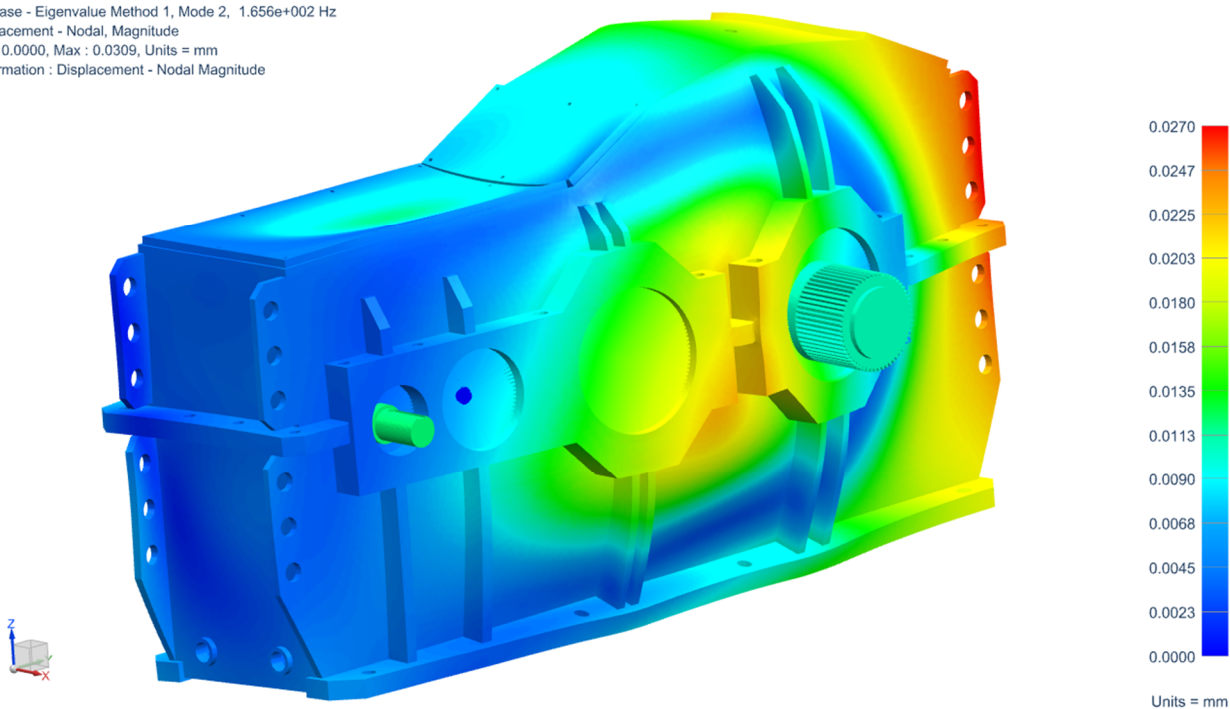
Výsledky modální analýzy převodovky v programu NX

prevodovka_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Eigenvalue Method 1, Mode 1, 1.472e+002 Hz
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0265, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

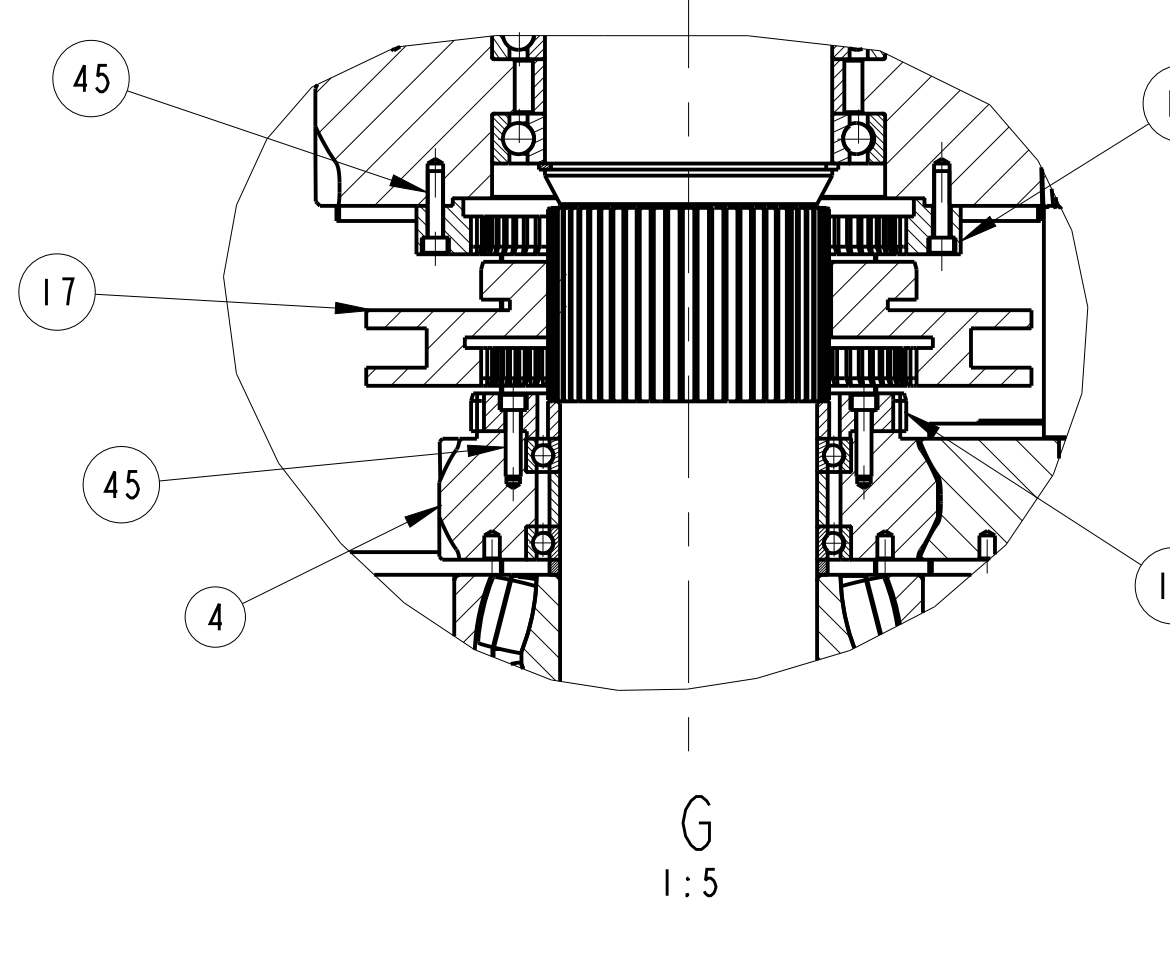
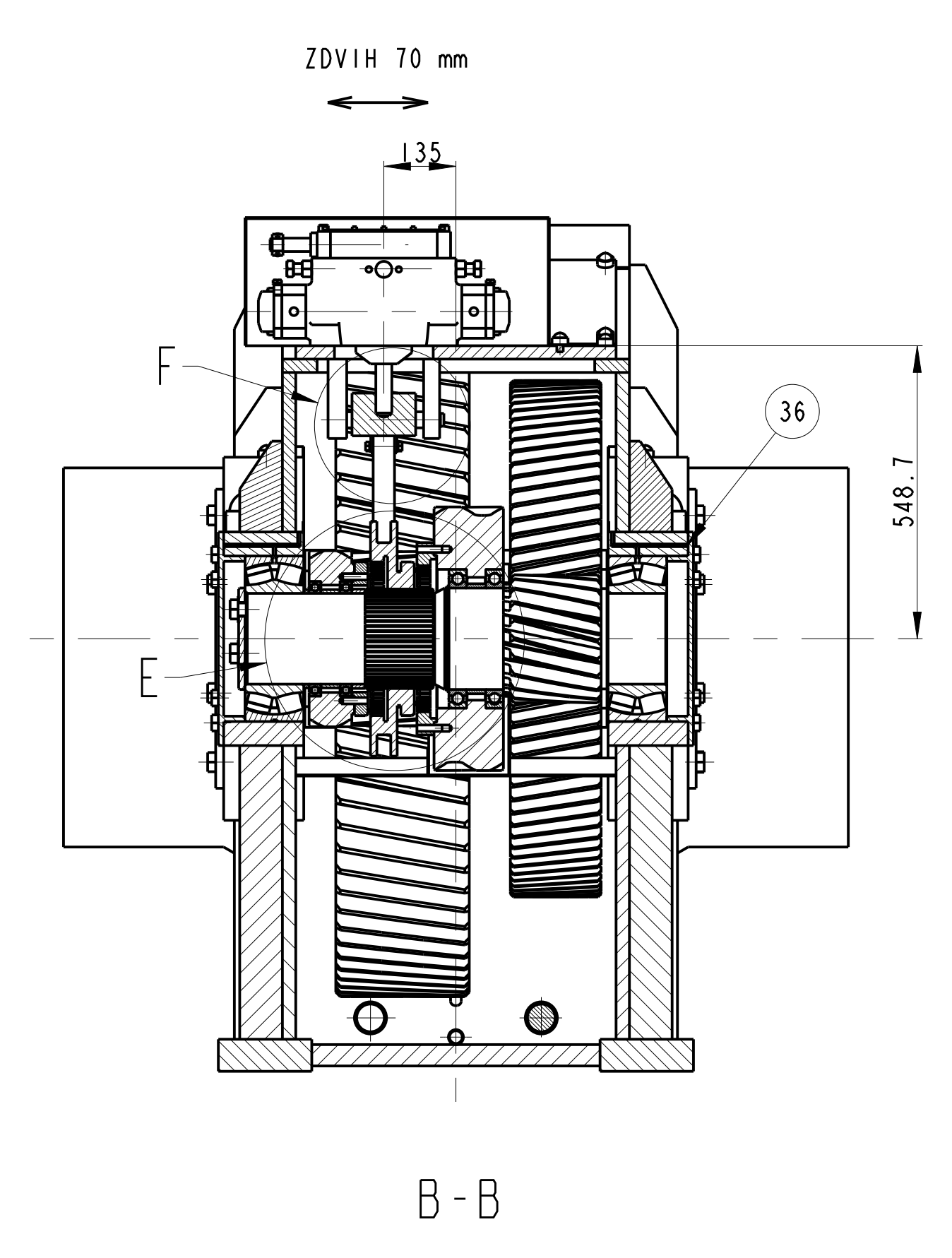
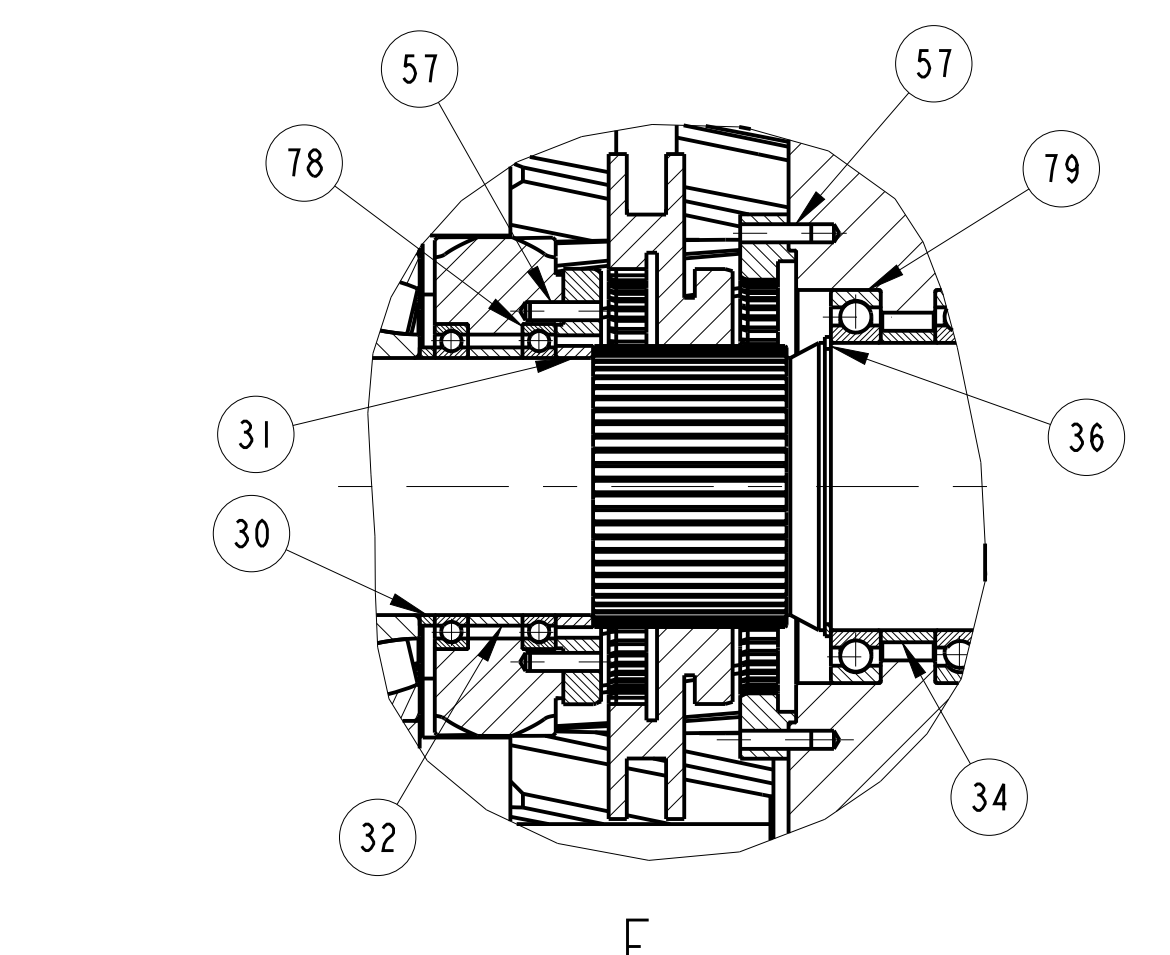
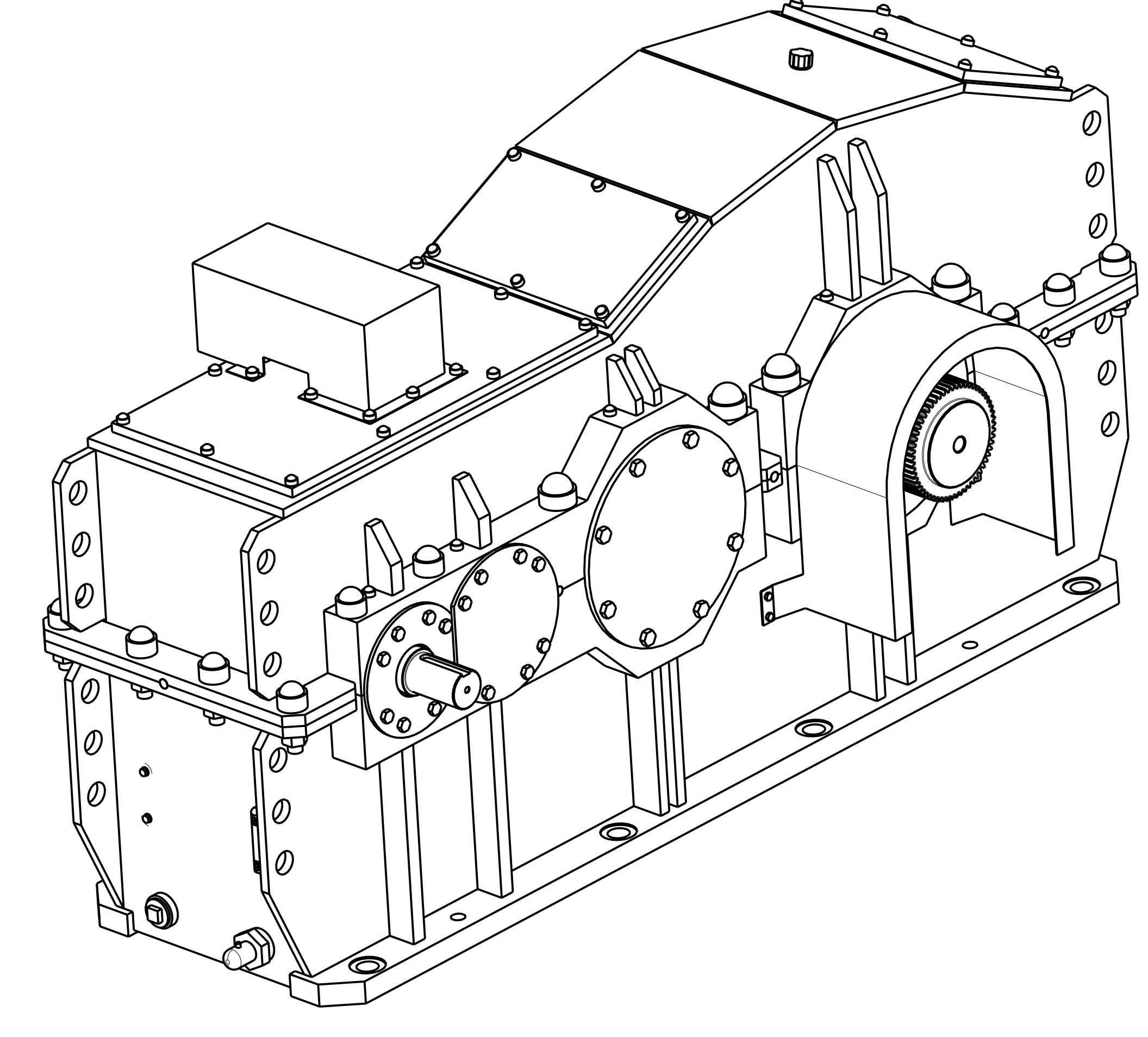
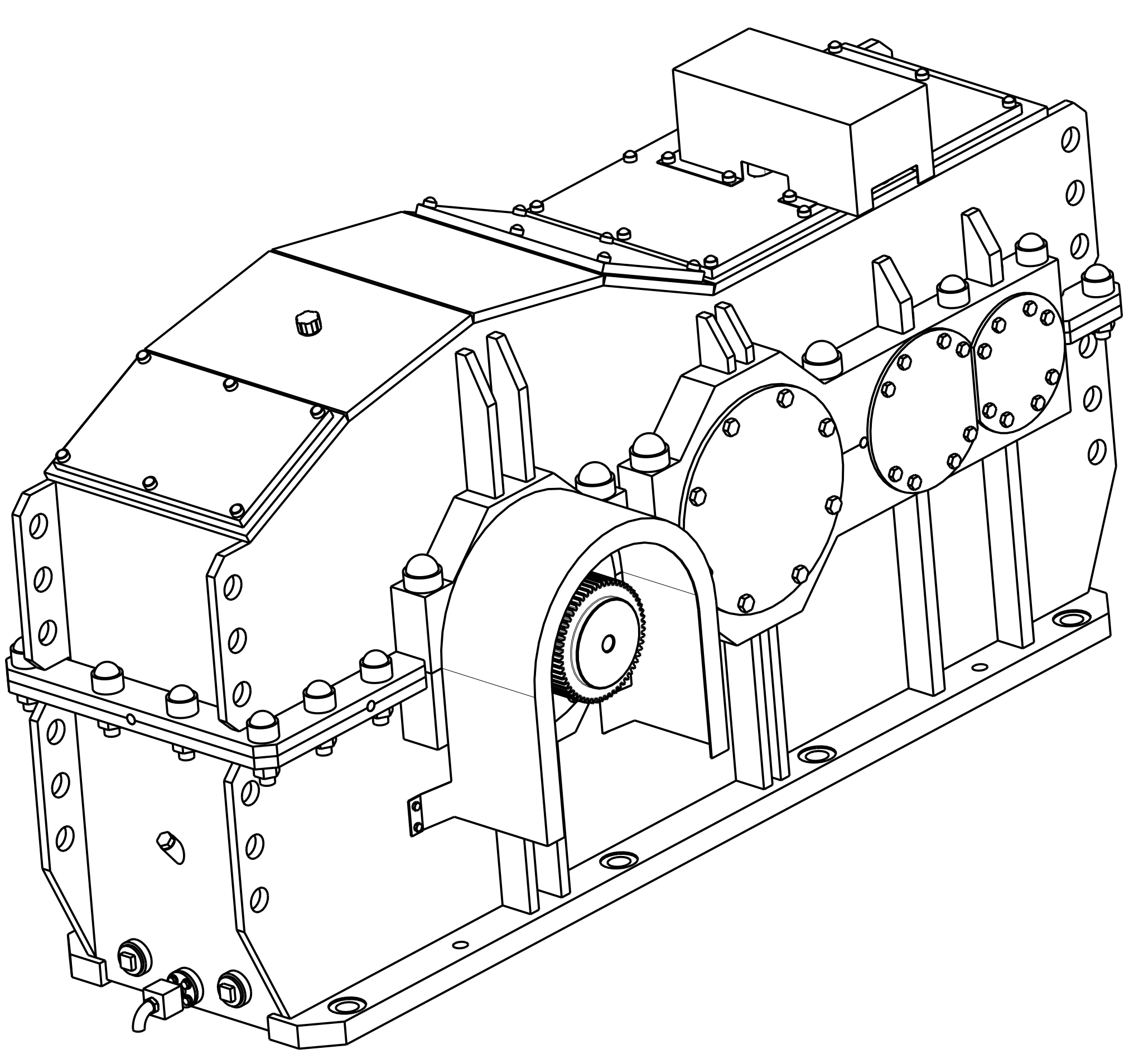
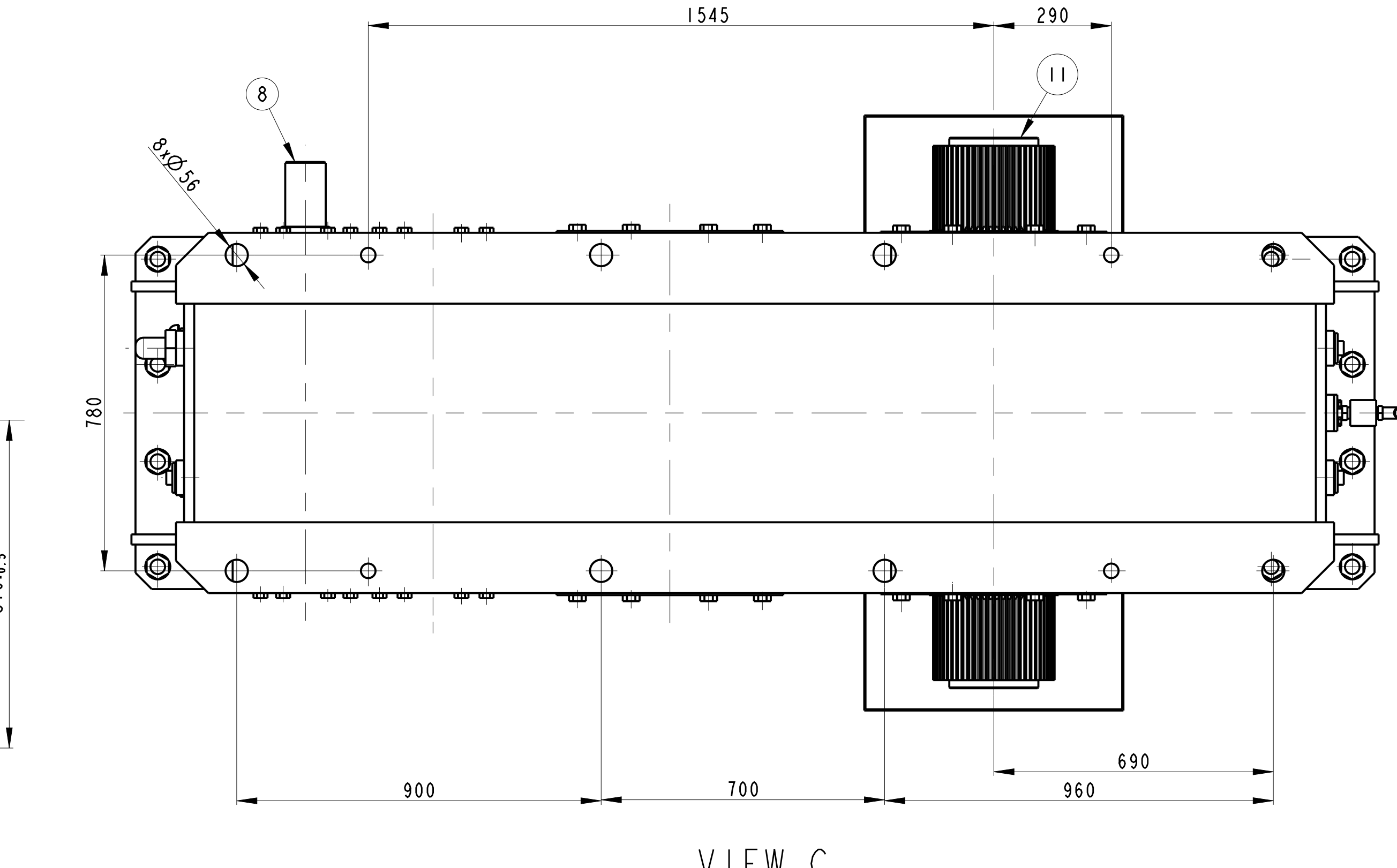
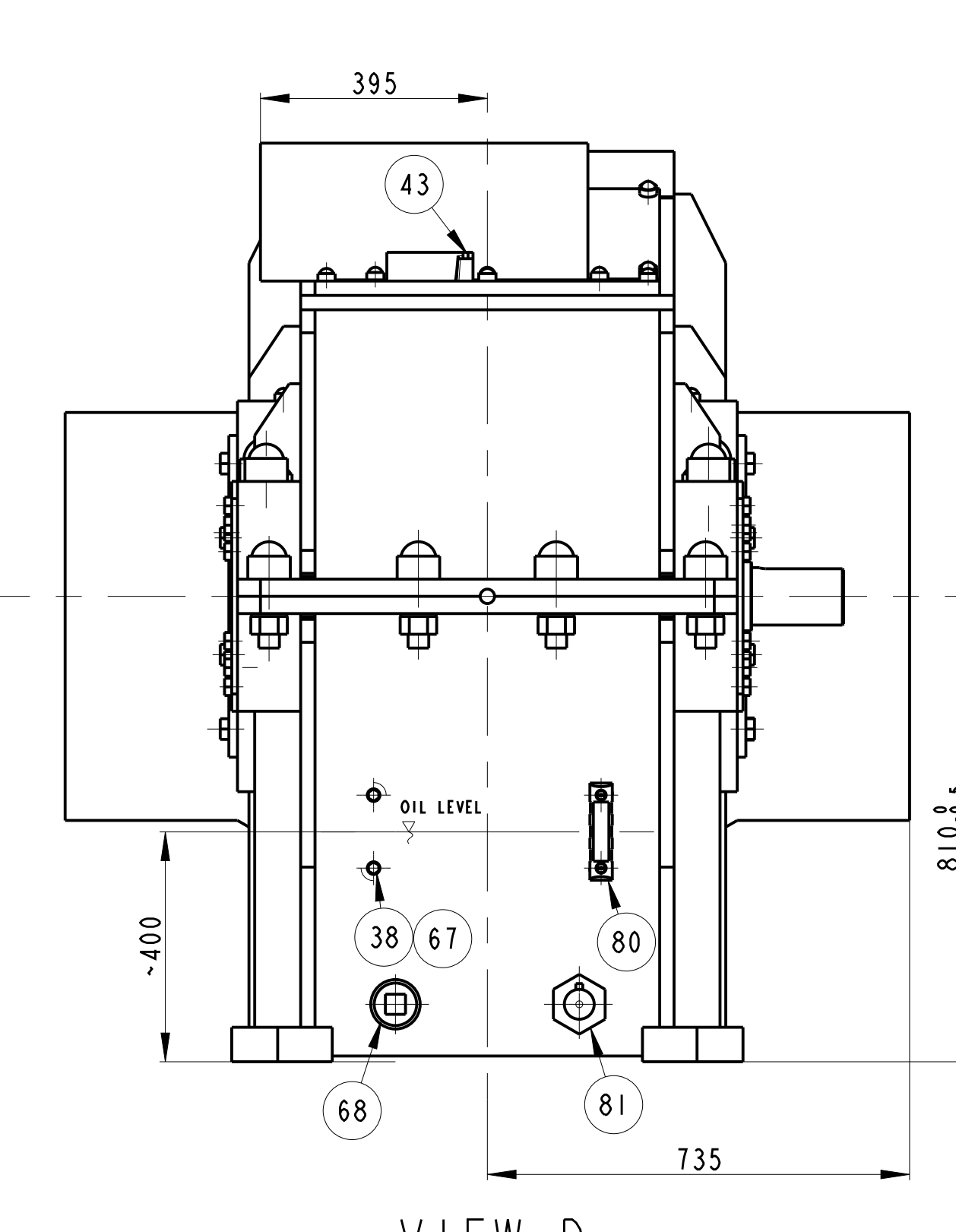
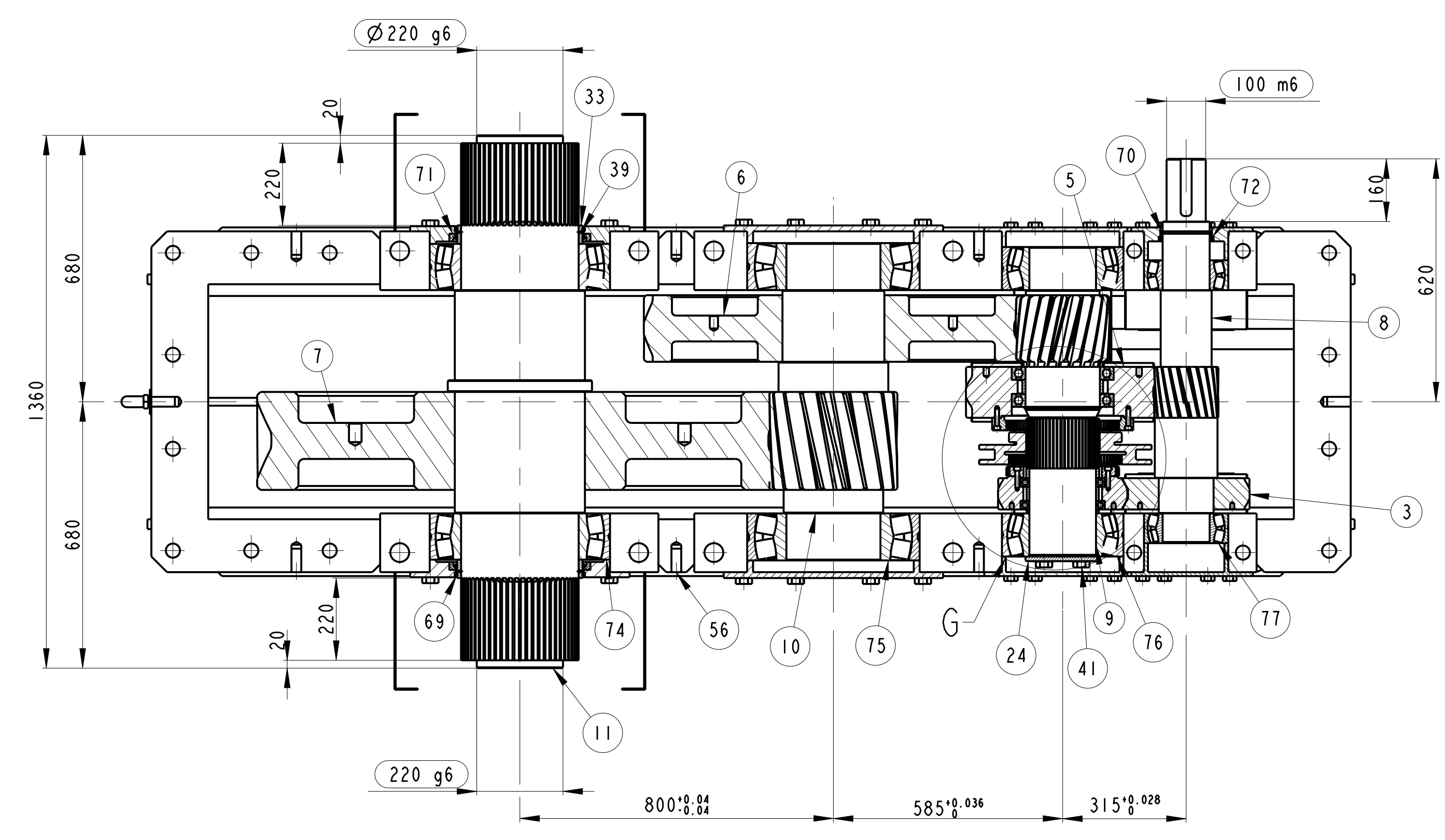
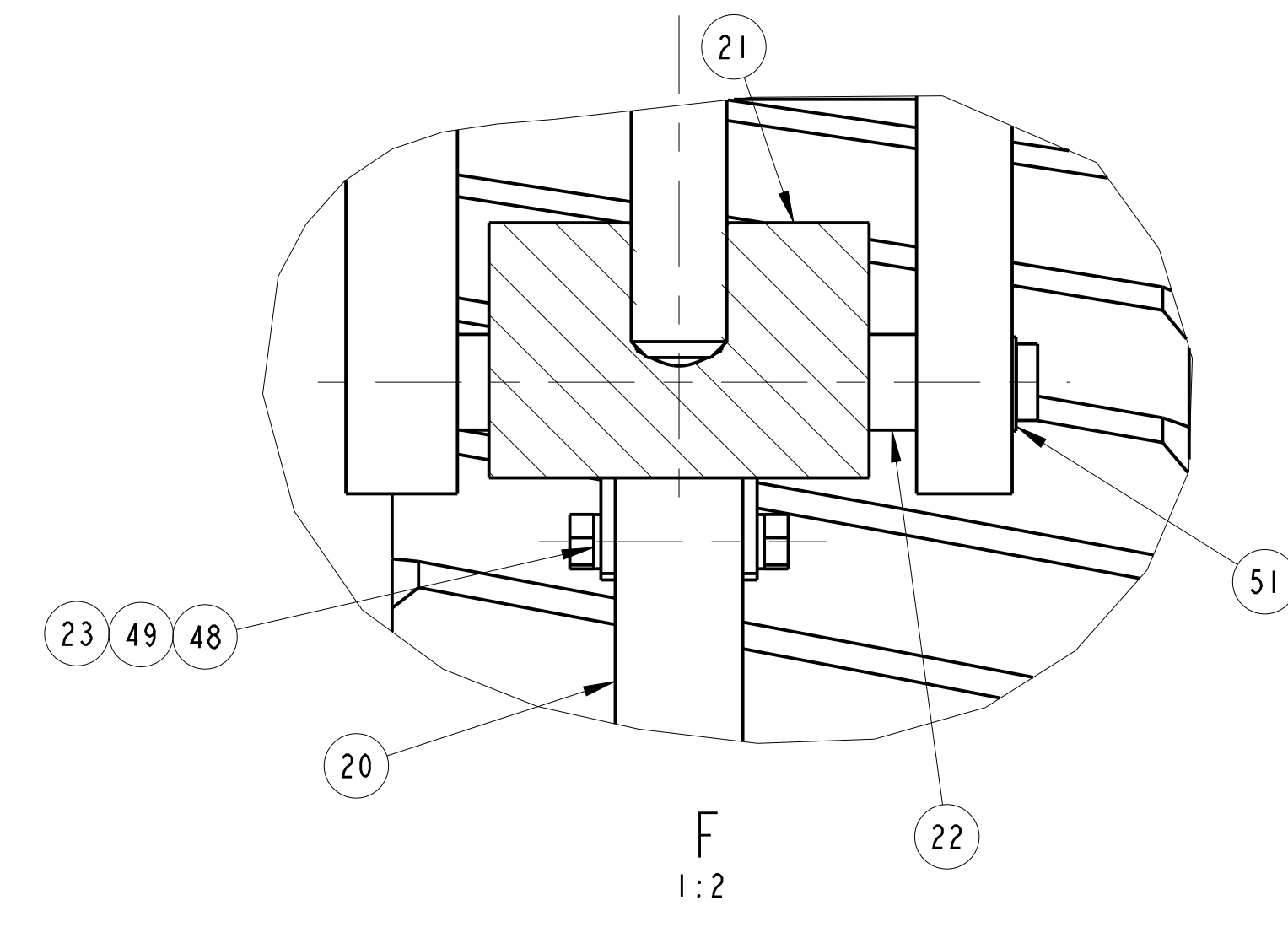
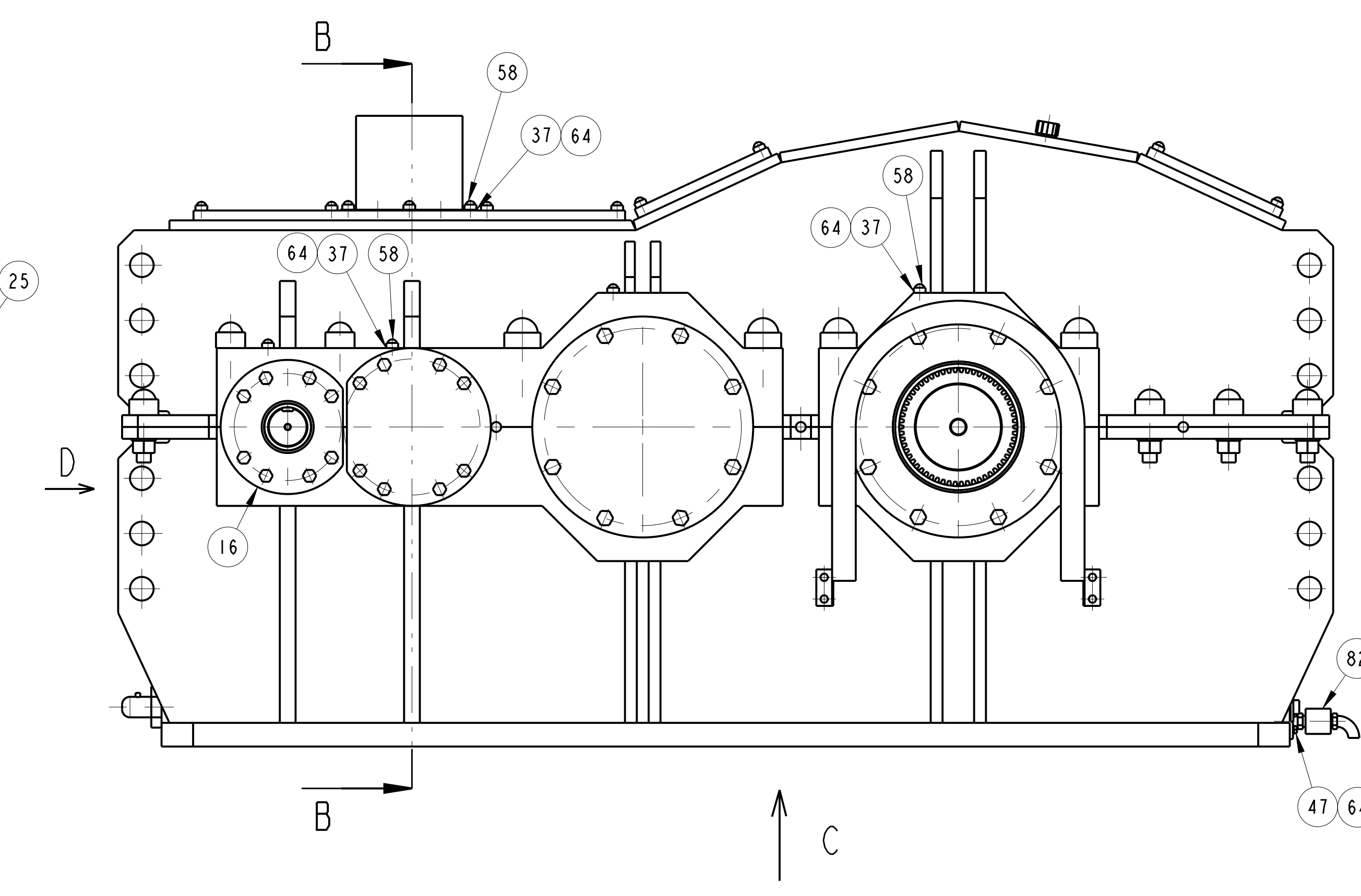
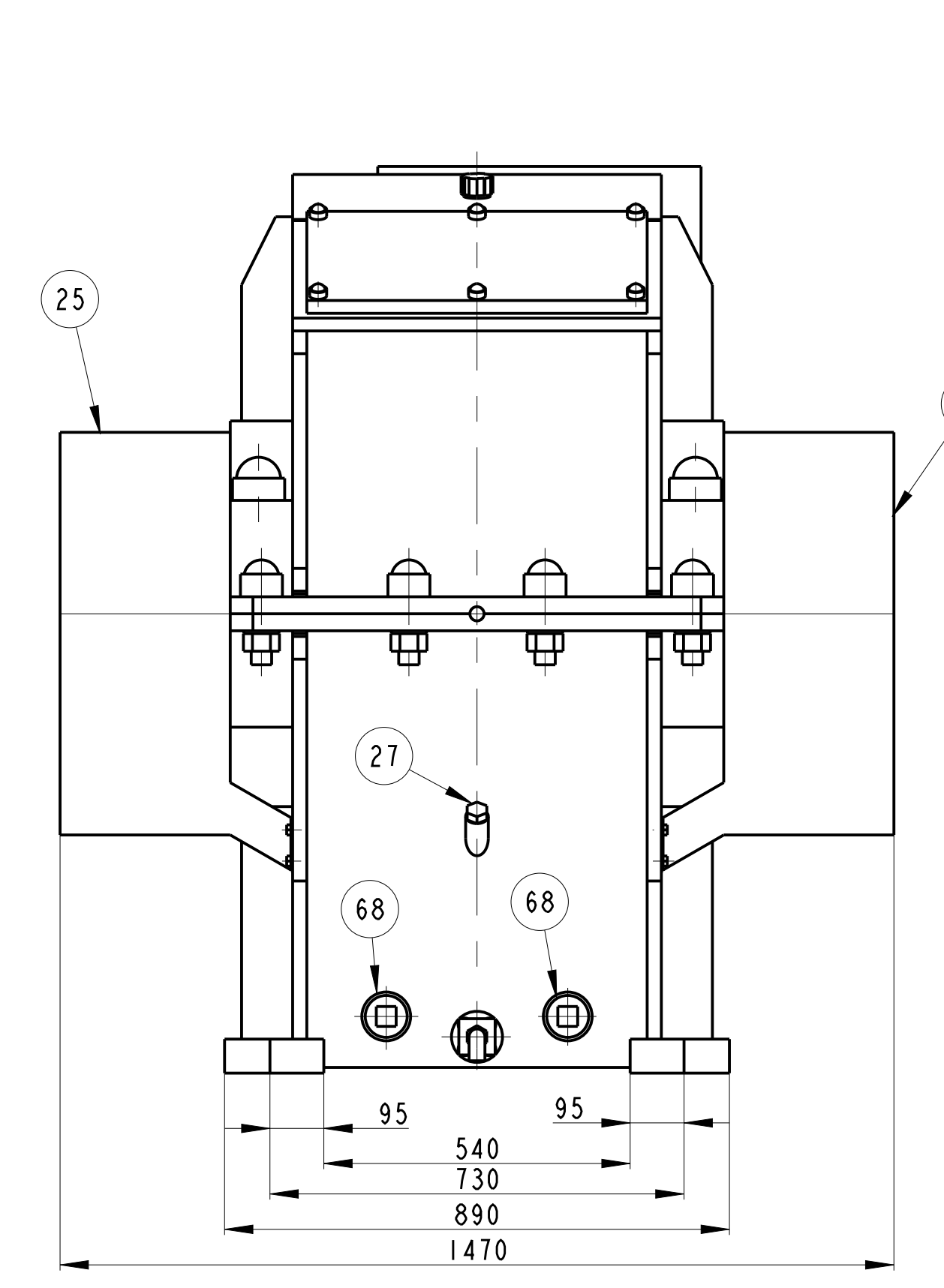
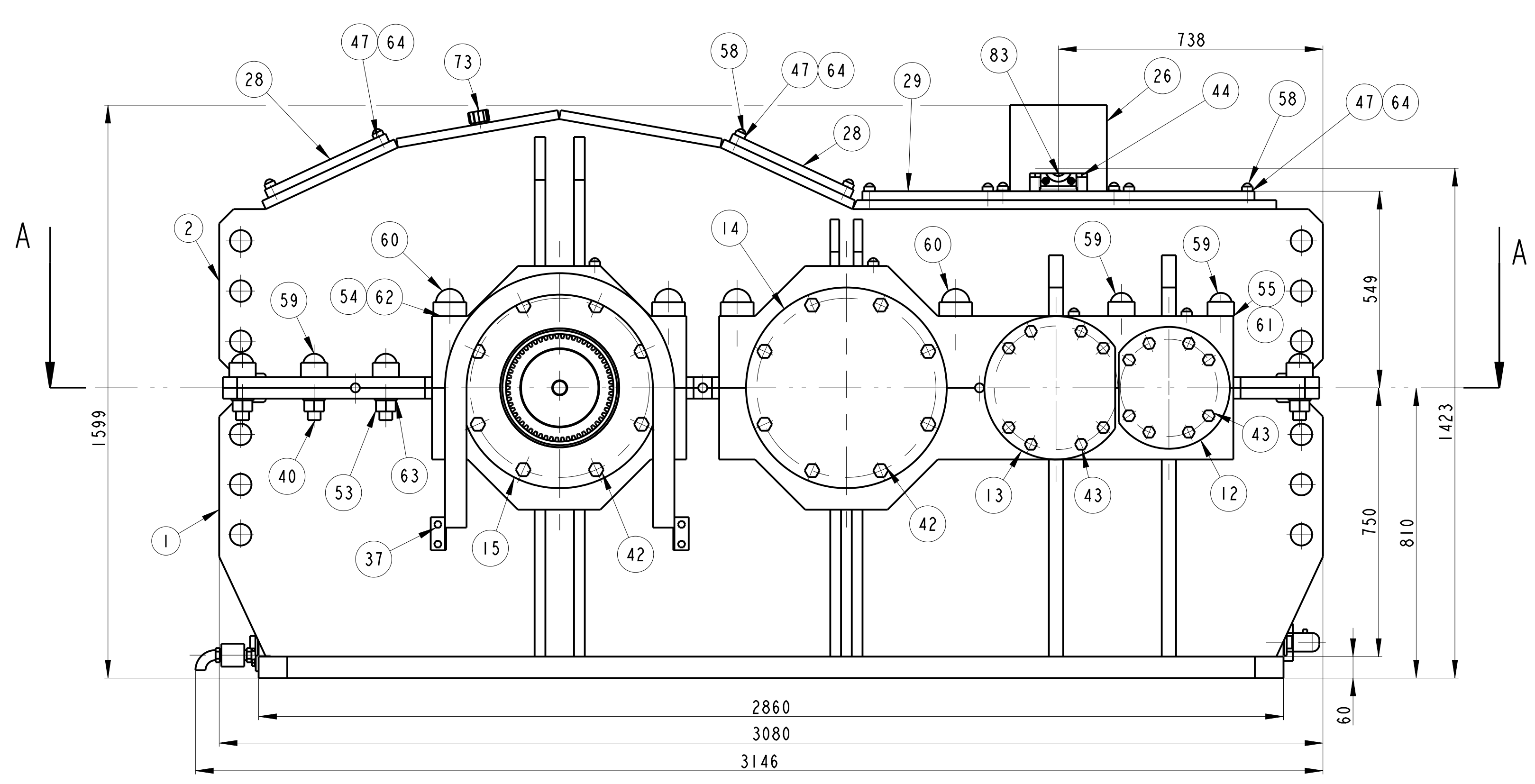


Obrázek 15 Tvar kmitu při 1. vlastní frekvenci

prevodovka_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Eigenvalue Method 1, Mode 2, 1.656e+002 Hz
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0309, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



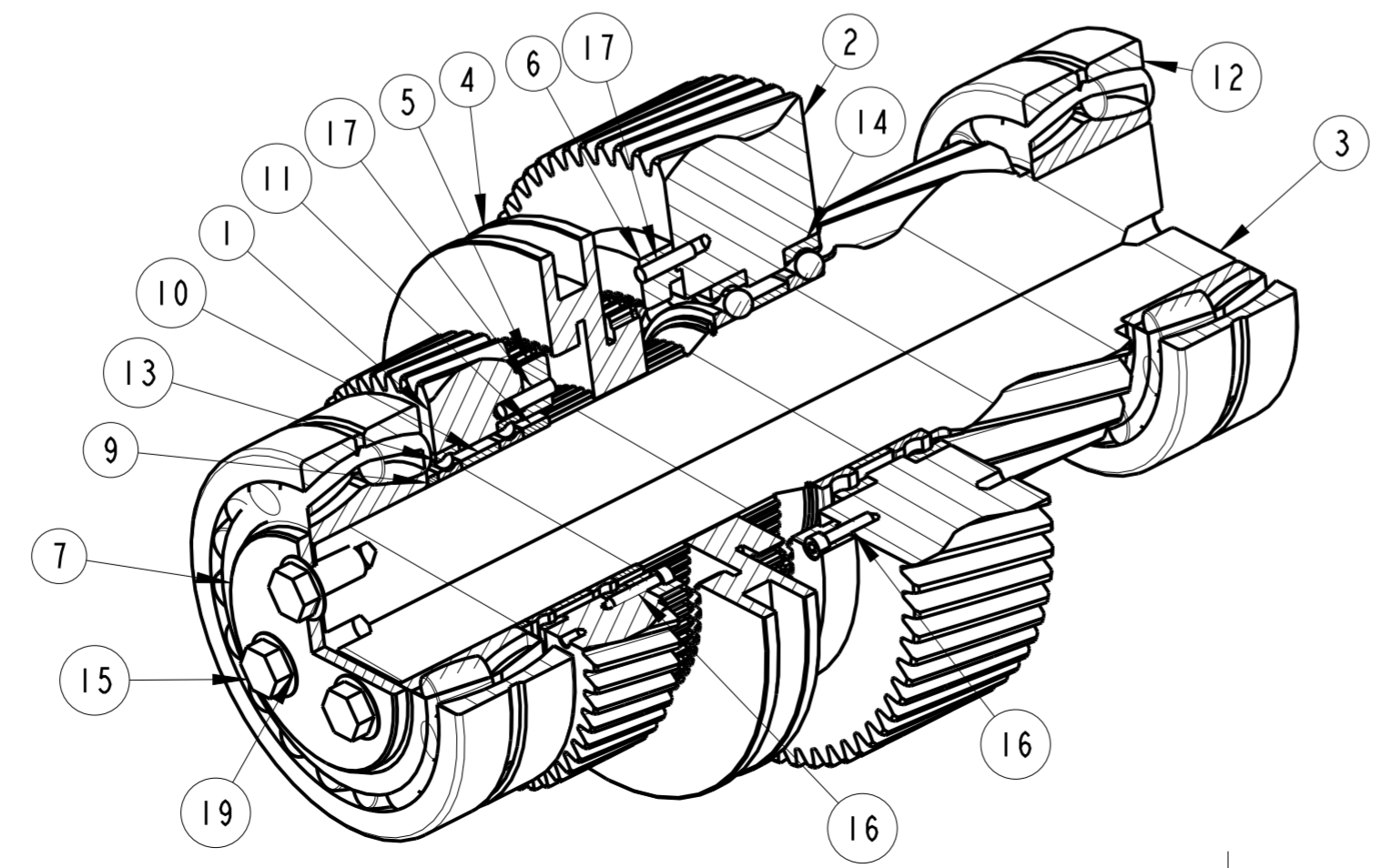
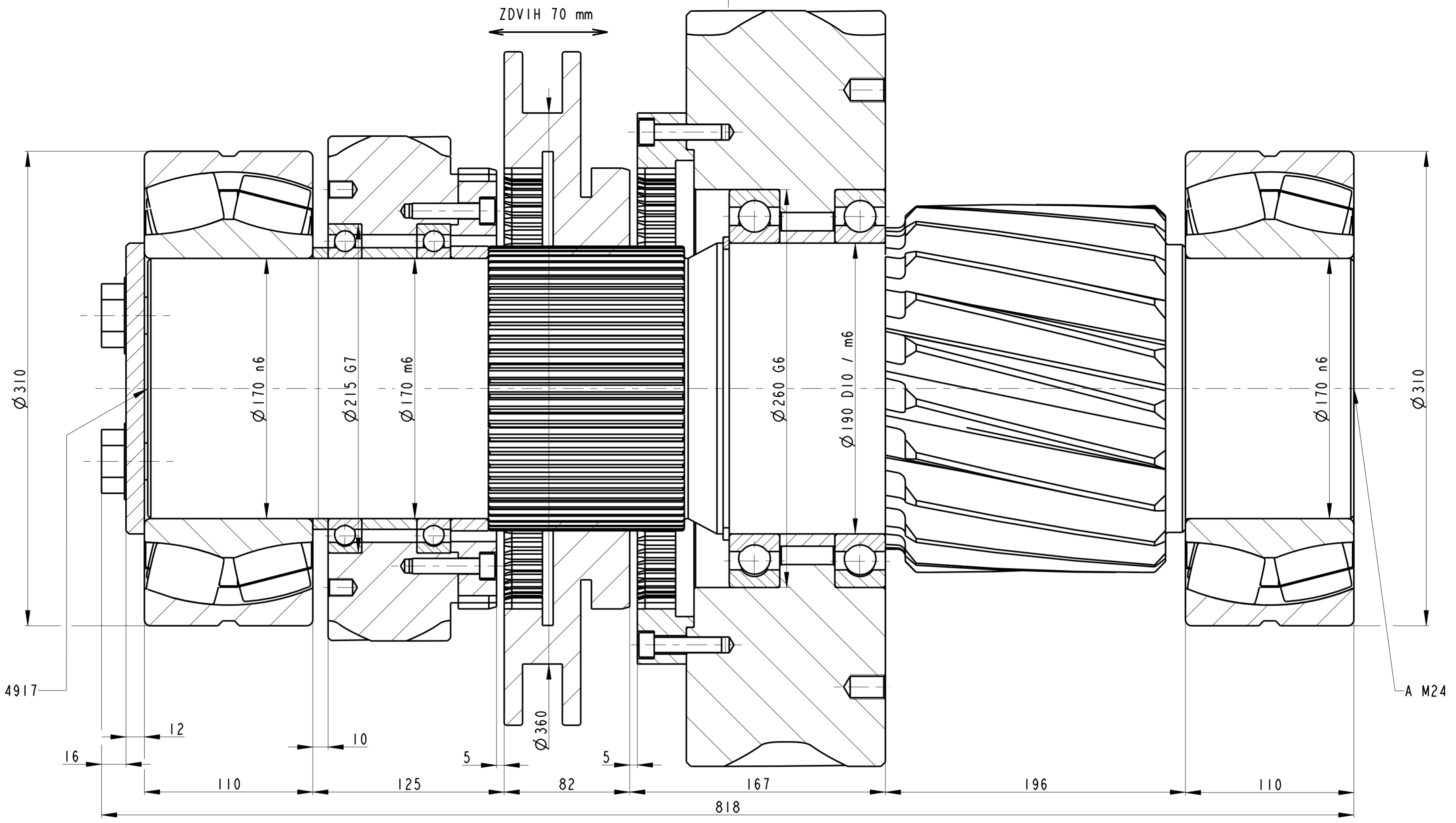
Obrázek 16 Tvar kmitu při 2. budící frekvenci



Č. pol.	Název - označení	Výkres-norma	Materiál	Ks	Hmot. (kg)
83	HYDRAULICKÝ ŘADIČÍ VÁLEC	ZDVH 70 mm		1	17.8
82	KOHOUT KH42171-NEREZ	KH42171		1	1.1
81	TOPNÉ TĚLESO OM100 2500W	NUGA		1	7.0
80	OLEJOVNÁK SLOUPCOVÝ HCX. 127-M12	ELESA+GANTER		1	0.6
79	LOŽISKO SKF 61938MA	SKF		2	4.3
78	LOŽISKO SKF 61834MA	SKF		2	1.5
77	LOŽISKO SKF 2324ACC/W33	SKF		2	11.5
76	LOŽISKO SKF 2324ACC/W33	SKF		2	34.9
75	LOŽISKO SKF 22248CC/W33	SKF		2	76.0
74	LOŽISKO SKF 23060CC/W33	SKF		2	67.5
73	ODVZDUŠŇOVACÍ VENTIL SFP. 57	ELESA+GANTER		1	0.1
72	GUFERO 120x140x12	SKF		1	0.1
71	GUFERO 320x360x20	SKF		2	0.3
70	V-KROUŽEK Ø120	SKF		1	0.1
69	V-KROUŽEK Ø320	SKF		2	0.3
68	ZÁTKA G2''-A4	DIN 910		3	0.4
67	TĚSNĚNÍ 12x22x2	PTFE		4	0.0
66	VODÍČÍ POUZDRO Ø30x16	HENNLICH		4	0.0
65	PODLOŽKA 25	ČSN 02 1753		3	0.1
64	PODLOŽKA 12	DIN 1278-A4 NEREZ		41	0.0
63	PODLOŽKA 36	DIN 1278-A4 NEREZ		12	0.1
62	PODLOŽKA NORD LOCK 48	DIN 25201		8	0.1
61	PODLOŽKA NORD LOCK 36	DIN 25201		4	0.1
60	KRYTKA ČERNÁ M48 GPN 1000	1000/8638		8	0.3
59	KRYTKA ČERNÁ M36 GPN 1000	1000/1811		16	0.2
58	KRYTKA ČERNÁ M12 GPN 1000	1000/0857		37	0.1
57	KOLÍK Ø12x45	DIN 6325		12	0.0
56	KOLÍK Ø25x60	DIN 6325		8	0.2
55	ZÁVITOVÁ TYČ M36	DIN 975		4	2.9
54	ZÁVITOVÁ TYČ M48	DIN 975		8	5.2
53	MATICE M36	DIN 934		16	0.4
52	MATICE M48	DIN 934		8	0.6
51	POJISTNÝ KROUŽEK Ø24x1.3	ČSN 02 2930		2	0.0
50	POJISTNÝ KROUŽEK Ø190x4	ČSN 02 2930		1	0.1
49	PODLOŽKA 10	DIN 1278-A4 NEREZ		4	0.0
48	ŠROUB M10x10	ISO 4017		4	0.0
47	ŠROUB M12x38-A4	ISO 4017		26	0.0
46	PODLOŽKA 20	DIN 1278-A4 NEREZ		2	0.0
45	ŠROUB M10x44	DIN 912		12	0.0
44	ŠROUB M20x38	ISO 4014-A4		4	2.9
43	ŠROUB M20x54	ISO 4017-H.O.G		32	3.2
42	ŠROUB M24x55	ISO 4017-H.O.G		32	0.4
41	ŠROUB M24x50-8.8	ISO 4017		3	0.3
40	ŠROUB M36x120	ISO 4017-H.O.G		12	1.0
39	ŠROUB BEZ HLAVY M4x14	DIN 553		4	0.0
38	ŠROUB M12x25	ISO 4017-A4 NEREZ		2	0.0
37	ŠROUB M12x16-A4	ISO 4017		23	0.0
36	ZÁTKA M5x8	A4 NEREZ		4	0.0
35	ZÁTKA M8x10	A4 NEREZ		4	0.0
34	KROUŽEK Ø190x36	11 353		1	1.4
33	KROUŽEK Ø300x47	11 353		2	3.6
32	KROUŽEK Ø170x36	11 353		1	1.1
31	KROUŽEK Ø170x25	11 353		1	0.7
30	KROUŽEK Ø170x10	11 353		1	0.3
29	VÍČKO	S355 J2		1	127.9
28	VÍČKO	S355 J2		2	43.5
27	MAGNETICKÁ TYČ			1	1.2
26	KRYT RAZENÍ	17 240		1	8.8
25	KRYT 4. HRÍDEL	17 240		2	15.4
24	PŘILOŽKA	14 220		1	2.5
23	TVAROVÝ ELEMENT	11 353		4	0.0
22	VODÍČÍ TYČ	12 050		2	1.1
21	MEZIKUS RAZENÍ	42C/M4		1	12.0
20	BRONZOVÉ KAMENY	42 3223.21		2	8.7
19	PROTIKUS SPOJKY 2	42C/M4		1	9.4
18	PROTIKUS SPOJKY 1	42C/M4		1	5.6
17	SPOJKA	42C/M4		1	37.7
16	VÍČKO	S355 J2		1	12.3
15	VÍČKO	S355 J2		2	30.9
14	VÍČKO	S355 J2		2	33.2
13	VÍČKO	S355 J2		2	12.1
12	VÍČKO	S355 J2		1	10.3
11	HRÍDEL 4	42C/M4		1	798.5
10	PASTOROVÁ HRÍDEL 3	18C/M167-6		1	352.6
9	PASTOROVÁ HRÍDEL 2	18C/M167-6		1	168.8
8	PASTOROVÁ HRÍDEL 1	18C/M167-6		1	104.9
7	OZUBENÉ KOLO 4	18C/M167-6		1	1498.4
6	OZUBENÉ KOLO 3	18C/M167-6		1	527.0
5	OZUBENÉ KOLO 2A	18C/M167-6		1	131.0
4	OZUBENÉ KOLO 2B	18C/M167-6		1	28.7
3	OZUBENÉ KOLO 1B	18C/M167-6		1	37.8
2	VÍČKO SKRÍNE	S355 J2		1	1638.6
1	SPODNÍ DÍL SKRÍNE	S355 J2		1	2707.0

Datum	Jmeno/Name	Datum	Verze
13.5.2015	BASLOVA		
13.5.2015	BASLOVA		
13.5.2015	BASLOVA		
13.5.2015	BASLOVA		


KKS PREVEDOVKA 62.787 / 18.132 DP KKS-13-01
 1:10
 18.132

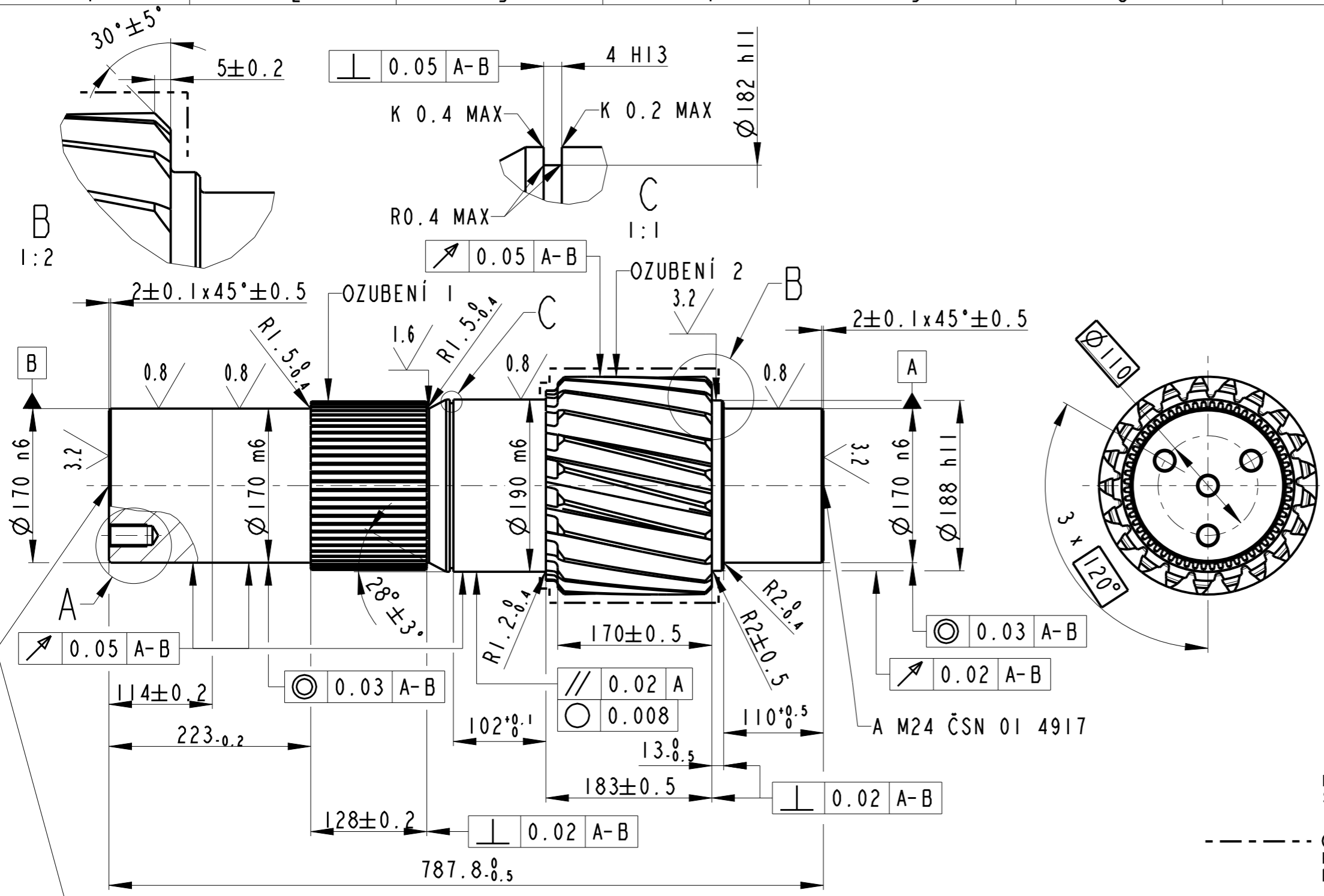


Datum	Jmeno/Name	Datum	Name
Kreslil / DWN. 15.5.2013	BASLOVÁ	Techno- log/IST	
Prezk. /CHK		Prezk. /CHK	
Schvál. /APP		Schvál. /APP	
index/No		Schválil/Appr.	popis zmeny/change
Datum		Podpis/Name	
Methode 1			
ISO 128	VSEOBECNÉ TOLERANCE ISO 80015 ISO 2768mK	Poznamka/Note:	
	GENERAL TOLERANCES ISO 80015 ISO 2768mK	C.hmotnost sestavy / Asm. weight	428.4 kg
Soubor-model /ASM-file	PREVODOVKA	Meritko / Scale	C.sestavy / Assembly No.
Soubor-vykres /DRW -file	PODSESTAVA	1:2	DP KKS-13-01
Nazev / Title	KKS		Formal SIZE
HŘÍDEL 2 PODSESTAVA	CISLO VYKRESU /DRAWING NO.		2
	DP KKS-13-02	líst/sheet 1	počet listů/ no.sheets 2

19	PODLOŽKA 25	ČSN 02 1753		3	0.1
18	POJISTNÝ KROUŽEK Ø190x4	ČSN 02 2930		1	0.1
17	KOLÍK Ø12x45	DIN 6325		12	0.0
16	ŠROUB M10x44	DIN 912		12	0.0
15	ŠROUB M24x50-8.8	ISO 4017		3	0.3
14	LOŽISKO SKF 61938 MA	SKF		2	4.3
13	LOŽISKO SKF 61834 MA	SKF		2	1.5
12	LOŽISKO SKF 23234CC/W33	SKF		2	34.9
11	KROUŽEK Ø170x25		11 353	1	0.7
10	KROUŽEK Ø170x36		11 353	1	1.1
9	KROUZEK Ø170x10		11 353	1	0.3
8	KROUŽEK Ø190x36		11 353	1	1.4
7	PŘÍLOŽKA		14 220	1	2.5
6	PROTIKUS SPOJKY 2		42CrMo4	1	9.4
5	PROTIKUS SPOJKY 1		42CrMo4	1	5.6
4	SPOJKA		42CrMo4	1	37.7
3	PASTORKOVÁ HŘÍDEL 2		18CrNiMo 7-6	1	168.8
2	OZUBENÉ KOLO 2A		18CrNiMo 7-6	1	131.0
1	OZUBENÉ KOLO 2B		18CrNiMo 7-6	1	28.7
Č.pol.	Název - označení	Výkres-norma	Materiál	Ks	Hmot. [kg]

	Datum	Jmeno/Name		Datum	Name					
Kreslil /DWN.	15.5.2013	BASLOVÁ	Techno-log/isl							
Prezk. /CHK			Prezk. /CHK							
Schval. /APP			Schval. /APP							
				index/No	Schvalil/Appr.		popis zmeny/change	Datum	Podpis/Name	

Methode 1 ISO 128 		VSEOBECNÉ TOLERANCE ISO 80015 ISO 2768mK GENERAL TOLERANCES ISO 80015 ISO 2768mK		Poznamka/Note:		C.hmotnosti sestavy/ Asm. weight 428.4 kg	
Soubor-model/ASM-file		Soubor-vykres/DRW-file		PREVODOVKA	Meritko / Scale 1:2	C.sestavy / Assembly No.	DP KKS-13-01
Název / Title		KUSOVNÍK		CISLO VYKRESU /DRAWING NO.		Formal SIZE	
KKS				DP KKS-13-02		4	
				list/sheet 2		pocet listu/ no.sheets 2	

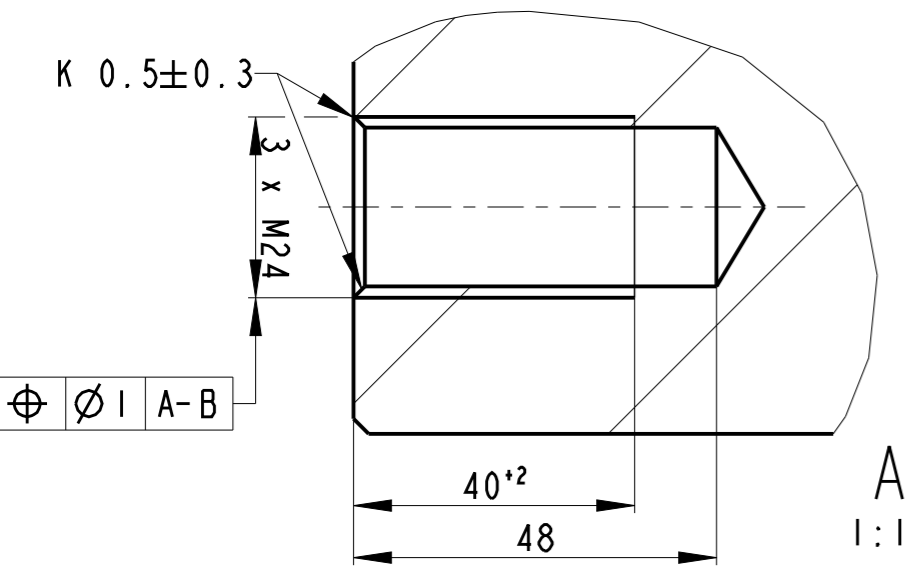


		OZUBENÍ 1	OZUBENÍ 2
Modul	m	3	10
Počet zubů	z	60	21
Normální základní profil	-	ISO 21771	ISO 21771
Úhel sklonu boční linky zubu	β	0	13
Smysl sloup. boční linky zubu	-	-	PRAVÝ
Jednotkové posunutí	x	0	0
Slupeň přesnosti podle	-	6-E ČSN 01 4682	6-E ČSN 01 4682
Kontrolované mezní úchytky	doubokého odvalu za oláčku	$F_{r,i}$	-
	doubokého odvalu za rozleč	$f_{r,i}$	-
	sklon zubů	F_{β}	-
	vzdálenost os	f_o	-
Kontrolní rozměr	mezní úchytko jm. vzdál. os	$E_{a,i}$ / $E_{a,i}$	-
	pres válečky	-	182.508 / 175.777
Spoluzobírající kolo	číslo výkresu	-	-
	počet zubů	z	60 / 93
	vzdálenost os	a_w	0 / 1169.99
Modul	m_1	3	10.263
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	-
Průměr základní kružnice	d_b	169.145	194.408
Průměr rozlečné kružnice	d	180.000	215.524
Průměr polní kružnice	d_f	173.000	195.213
Úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	β_b	0	11.764
Úhel os	Σ	-	-

MATERIÁL: 18CrNiMo 7-6
ŠLECHTĚNO

----- CEMENTOVÁNO A POVRCHOVĚ
KALENO NA 58-63 HRC
DO HLoubKY 0.8 - 1.3 mm

NEKÓTOVANÉ ROZMĚRY
TOLEROVÁNY DLE
ISO 2768 - m6



I		PASTORKOVÁ HŘÍDEL 2		VÝKOVEK	18CrNiMo 7-6	168.6 kg	DP KKS-01/1	
Pocet kusu	Název - rozmer	Polotovar	Material konečný/výchozí	T.odp.	C.hmot.	Hr.hmot.	C.výkr.sestavy	Poz.
	Datum	Jmeno/Name	Technolog/ist	Datum	Name			
Kreslil/DWN.	13.5.2013	BASLOVÁ	Technolog/ist					
Prezk./CHK			Prezk./CHK					
Schvál./APP			Schvál./APP					
Methode 1 ISO 128							Poznámka/Note:	
VŠEOBECNÉ TOLERANCE ISO 80015 ISO 2768mK GENERAL TOLERANCES ISO 80015 ISO 2768mK								
Soubor-model/ASM-file Soubor-vykres/DRW-file					PASTORKOVA_HRIDEL_2 PASTORK_HRIDEL_2_VYROBNI_VYKR	Meritko / Scale 1:5	C.sestavy / Assembly No.	DP KKS-13-01
KKS					Název / Title PASTORKOVÁ HŘÍDEL 2	ČÍSLO VÝKRESU / DRAWING NO. DP KKS-13-03		Formal SIZE 3
					list/sheet 1	pocet listu/ no.sheets 1		