

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Kuželové převodovky pro pohon hasícího čerpadla

Autor: **Bc. Miroslav HAJM**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav KRÁTKÝ, Ph.D.**

Akademický rok 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Bc. Miroslav HAJM
Osobní číslo: S11N0070P
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba výrobních strojů a zařízení
Název tématu: Kuželové převodovky pro pohon hasícího čerpadla
Zadávací katedra: Katedra konstruování strojů

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

Základní požadavky:

Navrhnout a provést konstrukční výpočty kuželové převodovky pro pohon hasícího čerpadla.
Navržené řešení musí splňovat specifikované požadavky zadavatele.

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 spotřebními 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:

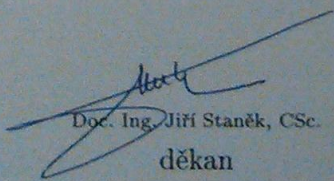
HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra: obecné strojí části 1.
Praha: Computer Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra: obecné strojí části 2.
Praha: Computer Press, 2000

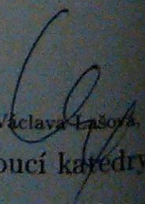
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Robert Pač, DiS.**
Wikov 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 Lašova, 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 vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Autorská práva

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

Poděkování

Zde bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce, kterým je pan Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D. z katedry konstruování strojů ZČU a dále konzultantovi z firmy Wikov Gear s.r.o., kterým je pan Robert Pač, DiS., za cenné rady a připomínky týkajících se diplomové práce, kterými značně přispěly k vytvoření této diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Hajm	Jméno Miroslav	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Jméno Jaroslav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU – FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Kuželové převodovky pro pohon hasícího čerpadla		

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

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	67		TEXTOVÁ ČÁST	57		GRAFICKÁ ČÁST	10
---------------	----	--	---------------------	----	--	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Tématem této práce jsou kuželové převodovky pro pohon hasícího čerpadla. Prvním cílem je provést stručnou rešerši převodovek a konkrétně jednotlivých prvků (ozubených kol, hřídelí, prvků pro přenos zatížení z ozubeného kola na hřídel, ložisek, rámu, systému mazání a chlazení). Dalším cílem je provést specifikaci požadavků, a na základě této specifikace provést výběr nevhodnější varianty převodovky. Posledním cílem je konstrukční návrh převodovky dle zadání (návrh jednotlivých částí převodovky, pevnostní kontrola a modální analýza převodové skříně pomocí MKP, výrobní výkres jednoho dílu a výkres sestavy).</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>kuželová převodovka, ozubené kola, hřídele, ložiska, rámy, mazání, chlazení, specifikace požadavků, výběr varianty, konstrukční návrh, pevnostní kontrola, modální analýza</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Hajm	Name Miroslav	
FIELD OF STUDY	2302T019 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU – FST – KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Bevel gearboxes for drive fire pump		

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	67	TEXT PART	57	GRAPHICAL PART	10
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>The theme of this work are bevel gearboxes for drive fire pump. The first objective is to do brief introduce of gearboxes and specifically individual parts (bevel gears, shafts, elements for load transmission from the gear to the shaft, bearings, frames, lubrication and cooling system). Next objective is to do requirements specification and then select the best variant of gearbox. The last objective is engineering design of gearbox for given parameters (design of individual components, strenght test and modal analyze of gearbox with FEM, production drawing and drawing of assembly).</p>
KEY WORDS	<p>bevel gearbox, bevel gears, shafts, bearings, frames, lubrication system, cooling system, requirements specification, choice of variant, engineering design, strenght test, modal analyze</p>

OBSAH

1.	ÚVOD	5
1.1.	Doplnění zadání	5
1.2.	Zadavatel – Wikov Gear s.r.o.....	7
2.	REŠERŠE PŘEVODOVEK.....	9
2.1.	Prvky pro přenos pohybu (zatížení) – ozubené kola	9
2.1.1.	Druhy kuželových kol.....	9
2.1.2.	Materiály ozubených kol	9
2.2.	Prvky pro přenos pohybu (zatížení) – hřídele	11
2.3.	Prvky pro přenos pohybu (zatížení) z ozubeného kola na hřídel	11
2.3.1.	Spojení tvarovými elementy.....	11
2.3.2.	Spoje silové.....	11
2.4.	Prvky pro ustavení hřídelí v rámu – ložiska	12
2.5.	Rámy převodovek (převodové skříně)	13
2.6.	Mazání	13
2.6.1.	Kapalná maziva – oleje	13
2.6.2.	Olejová čerpadla.....	14
2.6.3.	Těsnící prvky	14
2.7.	Chlazení	15
2.7.1.	Deskové výměníky	15
2.7.2.	Trubkové výměníky	15
2.7.3.	Porovnání deskových a trubkových výměníků	15
3.	SPECIFIKACE POŽADAVKŮ, VÝBĚR VARIANTY	18
3.1.	Specifikace požadavků.....	18
3.1.1.	Reflektivní vlastnosti TS.....	18
3.1.2.	Reaktivní vlastnosti TS.....	21
3.1.3.	Deskriptivní vlastnosti TS.....	21
3.2.	Varianty převodovky	22
4.	KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEVODOVKY	23
4.1.	Návrh kuželového soukolí	24
4.1.1.	Varianta 1	24
4.1.2.	Varianta 2	26
4.2.	Návrh horizontální hřídele.....	27

4.2.1.	Varianta 1	28
4.2.2.	Varianta 2	31
4.2.3.	Technologický postupy výroby horizontální hřídele - varianta 1	35
4.3.	Návrh vertikální hřídele	40
4.3.1.	Varianta 1	40
4.3.2.	Varianta 2	45
4.4.	Návrh olejového čerpadla	50
4.4.1.	Varianta 1	50
4.4.2.	Varianta 2	51
4.5.	Návrh chladiče	52
4.5.1.	Varianta 1	52
4.5.2.	Varianta 2	53
4.6.	Návrh filtru	53
5.	PEVNOSTNÍ KONTROLA PŘEVODOVKY	54
5.1.	Varianta 1	54
5.2.	Varianta 2	58
6.	KONTROLA VLASTNÍCH KMITŮ PŘEVODOVKY	61
7.	ROZBOR NÁKLADŮ	64
8.	ZÁVĚR	65
9.	POUŽITÁ LITERATURA	66

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Schéma uspořádání hasícího systému [1]	5
Obr. 2 – Okótované hlavní rozměry převodové skříně [2]	6
Obr. 3 – Struktura holdingu Wikov [1]	7
Obr. 4 – Paloidní ozubení (KlingelInberg) [21]	9
Obr. 5 – Kuželové soukolí s přímými zuby [22]	9
Obr. 6 – Drážkovaná hřídel s nábojem [23]	12
Obr. 7 – Hřídel s drážkou a perem	12
Obr. 8 – Kuželíkové ložisko [20]	12
Obr. 9 – Válečkové ložisko [19]	12
Obr. 10 – Elektrický hydrogenerátor [18]	14
Obr. 11 – Mechanický hydrogenerátor [11]	14
Obr. 12 – Deskový výměník [17]	17
Obr. 13 – Trubkový výměník [10]	17
Obr. 14 – Schémata uspořádání soukolí v převodovce [1]	23

Obr. 15 – Model navrženého soukolí varianty 1	25
Obr. 16 – Model navrženého soukolí varianty 2	27
Obr. 17 - Navržená horizontální hřídel v programu KISSsoft pro variantu 1	28
Obr. 18 - Řez 3D modelem horizontální hřídele varianty 1.....	30
Obr. 19 – Systém labyrintového těsnění varianty 1	31
Obr. 20 – Navržená horizontální hřídel v programu KISSsoft pro variantu 2	31
Obr. 21 - Řez 3D modelem horizontální hřídele varianty 2.....	34
Obr. 22 - 3D model horizontální hřídele pro variantu 1.....	35
Obr. 23 - Navržená vertikální hřídel v programu KISSsoft pro variantu 1	40
Obr. 24 - Detail 3D řezu modelem vertikální hřídele varianty 1	43
Obr. 25 - Řez 3D modelem vertikální hřídele varianty 1	44
Obr. 26 - Navržená vertikální hřídel v programu KISSsoft pro variantu 2	45
Obr. 27 – Řez 3D modelem vertikální hřídele varianty 2	49
Obr. 28 - Zjednodušené schéma převodovky pro výpočet olejového čerpadla (varianta 1)	50
Obr. 29 - Zjednodušené schéma převodovky pro výpočet olejového čerpadla (varianta 2)	51
Obr. 30 - Model převodové skříně pro pevnostní simulace	54
Obr. 31 – Výpočtový model převodové skříně s okrajovými podmínkami	55
Obr. 32 - Detail radiální síly od ložiska působící na převodovou skříň.....	56
Obr. 33 - Detail způsobu vytvoření šroubů spojujících horní a dolní díl skříně.....	57
Obr. 34 - Rozložení napětí v převodové skříně podle hypotézy HMM (varianta 1)	57
Obr. 35 - Místo špičkového napětí (vlevo) a deformace převodové skříně (vpravo).....	58
Obr. 36 - Rozložení napětí v převodové skříně podle hypotézy HMM (varianta 2)	59
Obr. 37 - Místo špičkového napětí varianty 2	59
Obr. 38 - Deformace převodové skříně (varianta 2)	60
Obr. 39 – Výpočtový model převodové skříně se síťovými prvky	61

SEZNAM TABULEK

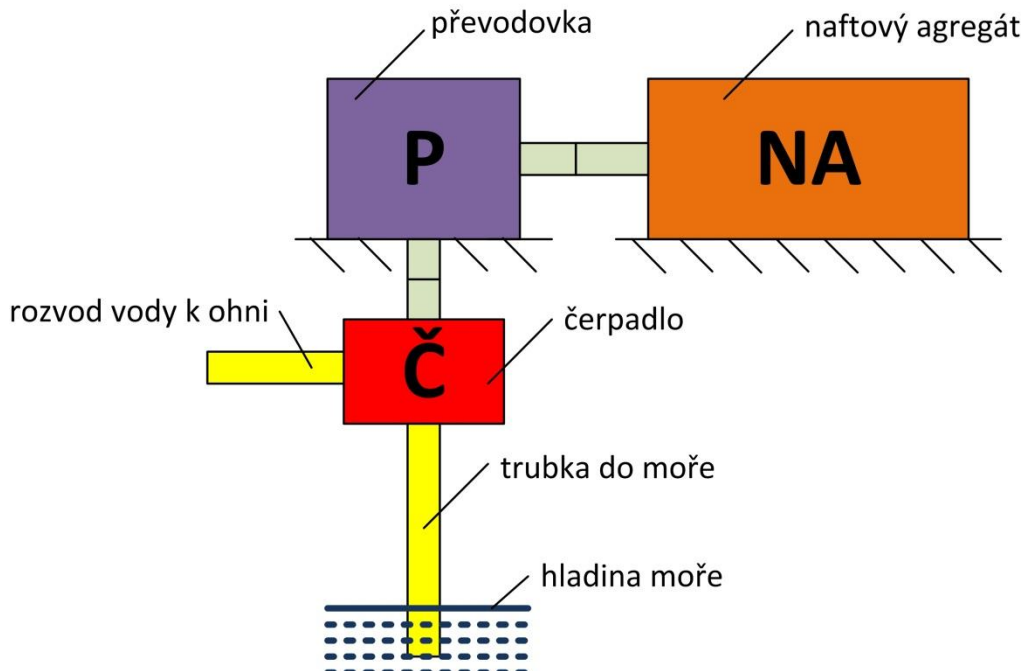
Tab. 1 – Doporučené základní rozměry převodové skříně [1].....	5
Tab. 2 – Materiály ozubených kol [4] [5].....	10
Tab. 3 – Deskové výměníky konkrétních výrobců [13] [10] [15]	16
Tab. 4 – Trubkové výměníky konkrétních výrobců [10] [15] [16]	16
Tab. 5 – Vlastnosti TS k jeho (hlavním i podpůrným) funkcím	18
Tab. 6 – Vhodnost TS pro provoz v požadovaném místě	18
Tab. 7 – Vhodnost TS pro provoz v požadovaném časovém rozmezí	19
Tab. 8 – Vhodnost TS pro procesy servisu operátoru	20
Tab. 9 – Vhodnost TS pro zdraví člověka a ekologii	20
Tab. 10 – Obecné konstrukční vlastnosti TS.....	21
Tab. 11 – Elementární konstrukční vlastnosti TS.....	21
Tab. 12 – Tabulka variant převodovky	22
Tab. 13 - Hodnoty točivých momentů a otáček jednotlivých hřídelí	23
Tab. 14 – Hodnoty a koeficienty uvažované při návrhu soukolí varianty 1 [1]	24
Tab. 15 – Zjištěné hodnoty součinitelů bezpečnosti a záběru soukolí varianty 1 [1].....	25
Tab. 16 – Hodnoty a koeficienty uvažované při návrhu soukolí varianty 2 [1]	26

Tab. 17 – Zjištěné hodnoty součinitelů bezpečnosti a záběru soukolí varianty 2 [1].....	27
Tab. 18 – Zjištěné hodnoty horizontální hřídele a ložisek varianty 1.....	29
Tab. 19 – Zjištěné hodnoty horizontální hřídele varianty 2	32
Tab. 20 - Technologický postup výroby horizontální hřídele pro variantu 1 [2]	35
Tab. 21 - Zjištěné hodnoty vertikální hřídele varianty 1.....	41
Tab. 22 - Zjištěné hodnoty vertikální hřídele varianty 2.....	46
Tab. 23 - Ztrátové výkony v převodovce [20].....	52
Tab. 24 - Hodnoty silových účinků působících na rám od ložisek (varianta 1).....	56
Tab. 25 - Hodnoty silových účinků působících na rám od ložisek (varianta 2).....	58
Tab. 26 – Vlastní tvary kmitů převodové skříně	62
Tab. 27 - Přehled vlastních frekvencí hlavních součástí převodovky	63

1. ÚVOD

1.1. Doplnění zadání

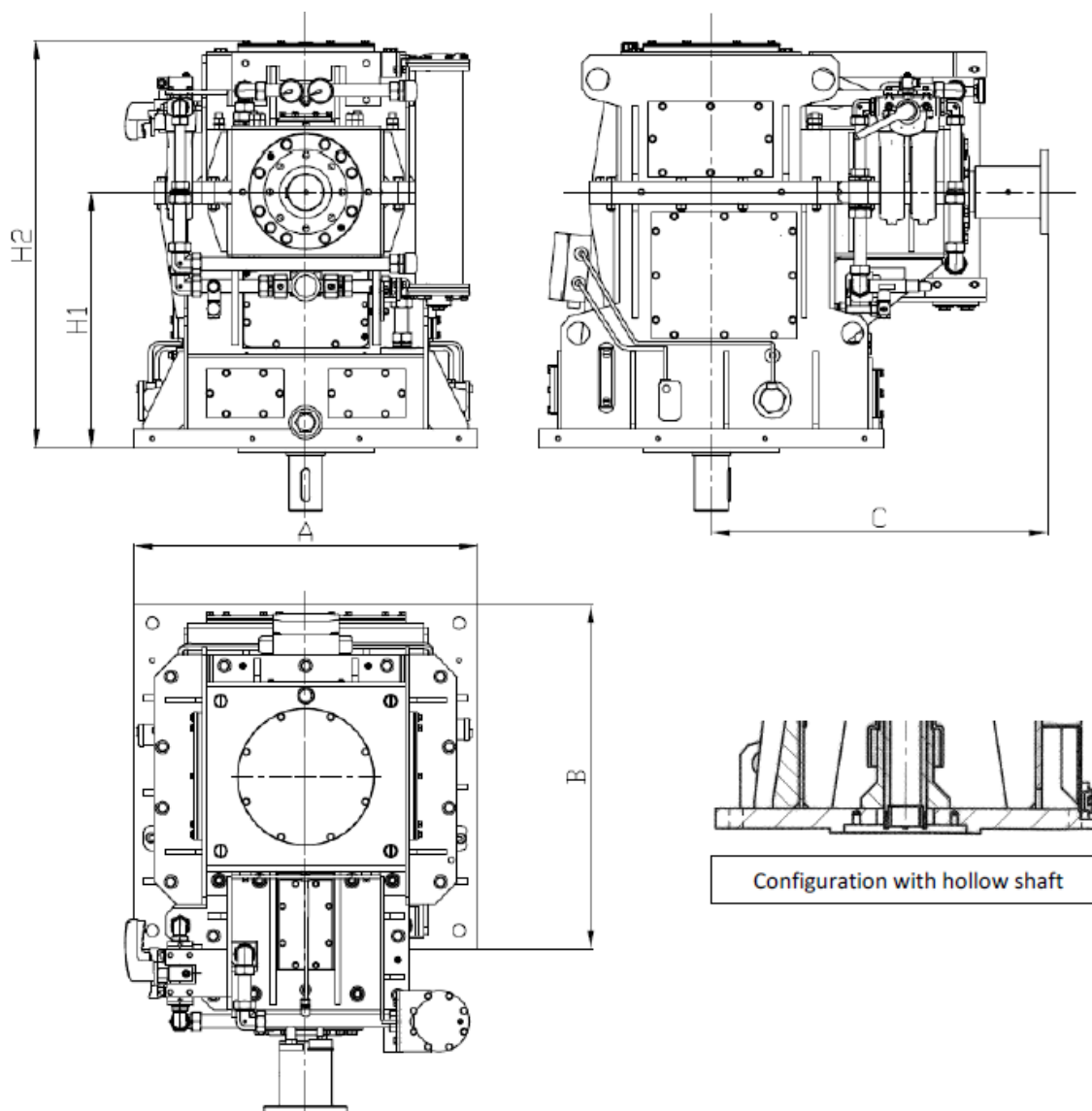
Zadaná kuželová převodovka slouží pro pohon vodního čerpadla hasicího zařízení na ropné věži. Přebodovka je umístěna mezi naftovým agregátem a vodním čerpadlem a má funkci reduktoru (tzn., že snižuje otáčky mezi naftovým agregátem a vodním čerpadlem). Jednou z vlastností převodovky je to, že osy hnací a hnané hřídele jsou vzájemně kolmé. Schéma uspořádání naftového agregátu, převodovky a čerpadla je znázorněno na obrázku níže (Obr. 1).



Portfolio firmy Wikov Gear s.r.o. obsahuje čtyři velikosti převodových skříní pro hasicí zařízení. Jedná se o převodovky velikosti 36, 50, 63 a 80. Přebodové skříně velikostí 36 a 50 jsou již firmou navrženy a v minulosti už byly vyráběny. Přebodovou skřín velikosti 63 bude kvůli poptávce firma navrhovat v nedaleké době a velikost 80 zatím není navržena. Zadáním mé diplomové práce je z tohoto důvodu navrhnout převodovou skřín velikosti 80 pro pohon hasicího čerpadla. Při návrhu se budu snažit dodržet maximální rozměry skříně dle zadání (Obr. 2, Tab. 1). Skřín je pevně ustavena v místnosti, která jí chrání před povětrnostními vlivy a dešti. Skřín musí být navržena tak, aby se do ní daly namontovat hřídele s ozubenými koly jak pro parametry s indexem 1, tak pro parametry s indexem 2. Zároveň musí být skřín navržena tak, aby se daly kuželové kola v případě potřeby montovat obráceně (aby se docílilo změny smyslu otáčení). [1]

Tab. 1 – Doporučené základní rozměry převodové skříně [1]

Kóta	H1 [mm]	H2 [mm]	A [mm]	B [mm]	C [mm]	Hmotnost
Rozměr	1 000	1 720	1 720	1 720	1 625	8 471



Obr. 2 – Okótované hlavní rozměry převodové skříně [2]

Hodnoty hnacího členu (naftového agregátu):

Otáčky – $n = 1\,000$ ot/min

Výkon 1 – $P_1 = 3\,909$ kW

Výkon 2 – $P_2 = 1\,059$ kW

Smysl otáčení – proti směru hodinových ručiček

Hodnoty poháněného členu (vodního čerpadla):

Otáčky 1 – $n_1 = 1\,000$ ot/min

Otáčky 2 – $n_2 = 283,3$ ot/min

Smysl otáčení – proti směru hodinových ručiček

Vstupní hřídel – plná hřídel s drážkou pro pero

Výstupní hřídel – dutá hřídel s vnitřní drážkou

Skříň – svařovaná

Soukolí – kuželové paloidní (Klingelberg)

Mazací systém:

- rozvod tlakového oleje k mazaným místům

- minimální tlak oleje $p = 3 \text{ bar}$

1.2. Zadavatel – Wikov Gear s.r.o.

Firma Wikov se věnuje mechanickému strojírenství již přes 125 let a přes 80 let je tradičním výrobcem ozubených kol a převodovek. Strategií firmy je vyrábět kvalitní výrobky, které mají vysoce užitnou hodnotu a k jejich návrhu a výrobě jsou použity ty nejmodernější technologie. Struktura holdingu Wikov je vidět na obrázku (Obr. 3) kde Wikov Industry a.s. je mateřskou společností skupiny Wikov. [1]



Výrobní závod Wikov MGI a.s. sídlí v Hronově, má okolo 450 zaměstnanců a specializuje se na design a výrobu převodovek pro větrné, vodní a přílivové elektrárny, kolejová vozidla a průmyslové obory (gumárenství, metalurgie, potravinářský průmysl atd.). [1]

Wikov Wind a.s. je společnost sídlící v Hradci Králové, jejíž hlavní činností je kompletní dodávka zařízení větrných elektráren, včetně výstavby a servisu. [1]

Orbital 2 Ltd je vývojová a konstrukční kancelář ve Velké Británii, zabývající se vývojem a konstrukcí převážně planetových převodových zařízení. [1]

Obchodní a nákupní kanceláři skupiny Wikov v Číně je Wikov China. [1]

Wikov Sázavan s.r.o. patří do skupiny Wikov krátce. Stalo se tak na přelomu května a června roku 2012, kdy skupina Wikov koupila Sázavan Strojírny s.r.o. a přejmenovala tento závod na již zmiňovaný Wikov Sázavan. Wikov Sázavan s.r.o. sídlí ve Zruči nad Sázavou, zaměstnává přes 60 lidí a zabývá se výrobou různých malých, až středně velkých strojních částí a komponent. [1]

Výrobní závod Wikov Gear s.r.o. má sídlo v Plzni, zaměstnává kolem 150 zaměstnanců a specializuje se na design a výrobu převodovek pro tepelné elektrárny, povrchové doly, cementárny a zpracování materiálů, průmysl těžby ropy a plynu, cukrovary a chemický průmysl. Dále se zabývá výrobou rychloběžných převodovek, výrobou kuželových kol s ozubením Klingelberg do průměru 1150 mm, výrobou profilově broušených ozubených kol s přímým vnitřním a vnějším ozubením do průměru 2500 mm a výrobou frézovaných

ozubených dílů do průměru 3500 mm. Firma je držitelem certifikátu řízení jakosti ISO 9001:2008, který zvyšuje konkurenceschopnost firmy. [1]

2. REŠERŠE PŘEVODOVEK

2.1. Prvky pro přenos pohybu (zatížení) – ozubené kola

Vzhledem k požadavku, aby navržená převodovka nepřesahovala svými rozměry zadané rozměry, uvažují převodovku jako jednostupňovou. To znamená, že převod bude uskutečněn pouze soukolím kuželových ozubených kol. Převodový poměr nám to dovoluje. Použitím převodu pouze dvojicí kuželových kol docílíme vyšší účinnosti (každé soukolí má ztráty), a menších rozměrů skříně (nebudou použity předlohové hřídele). [2] [3]

2.1.1. Druhy kuželových kol

Kuželová kola se dělí na kola s přímými, šikmými a zakřivenými zuby. Kola se zakřivenými zuby jsou málo hlučné, mají menší citlivost na přesnost výroby a deformace od zatížení. [2]

Kuželová kola s přímými zuby (Obr. 5) mají v porovnání s kuželovými koly se šikmými zuby výhodu ve výrobních nákladech, které jsou díky relativně jednoduché výrobě nižší. Nevýhodami těchto soukolí jsou vyšší hlučnost, nižší únosnost a méně plynulý chod. [2]

U kuželových kol se šikmými zuby je to přesně naopak. To znamená, že jedinou nevýhodou je složitější a nákladnější výroba a výhodami jsou nižší hlučnost, vyšší únosnost a plynulejší chod. [2]

Kuželová kola se zakřivenými zuby ve tvaru kruhového oblouku se nazývají tzv. Gleason. [2]

Kuželová kola se zakřivenými zuby ve tvaru prodloužené epicykloidy se nazývají tzv. Oerlikon (eloidní ozubení). [2]

Kuželová kola se zakřivenými zuby ve tvaru prodloužené evolventy (Obr. 4) se nazývají tzv. Klingelberg (paloidní ozubení). [2]



Obr. 5 – Kuželové soukolí s přímými zuby [22]



Obr. 4 – Paloidní ozubení (Klingelberg) [21]

2.1.2. Materiály ozubených kol

Ozubená kola se vyrábějí z různých materiálů, jako například oceli, litiny, mosazu, bronzu a různých plastů. Pro strojní převodovky se vyrábějí ozubená kola zásadně z oceli nebo litiny.

Ideálním materiálem je takový, který je na povrchu tvrdý a v jádru houževnatý. Proto při výběru materiálu ozubených kol musíme znát i možnosti tepelného zpracování materiálu. [2]

V následující tabulce (Tab. 2) jsou běžně používané materiály pro výrobu ozubených kol. Ve sloupci stavu jsou použity následující zkratky: Z – zušlechťeno, NŽ – normalizačně žhánáno a TN – tepelně nezpracováno. Většinu těchto materiálů je možno dále tepelně zpracovat a zvýšit tak mechanické vlastnosti. [4] [5]

Tab. 2 – Materiály ozubených kol [4] [5]

Materiál	Označení dle ČSN	Označení dle EN	Stav	Mez pevnosti v tahu Rm [MPa]	Mez kluzu v tahu Re [MPa]
tvárná litina	42 2306	GJS-600-3	-	600	370
	42 2307	GJS-700-2	-	700	420
	42 2308	GJS-800-2	Z	800	480
ocel na odlitky	42 2650	1.0552	NŽ	500	260
	42 2660	1.0558	NŽ	590	300
	42 2719	-	NŽ	700	340
	42 2719	-	Z	750	400
	42 2750	-	NŽ	650	380
	42 2750	-	Z	800	550
	42 2767	-	Z	1 150	875
konstrukční ocel	11 500	1.0050	TN	490	265
	11 523	1.0553	TN	510	333
	11 600	1.0060	TN	588	314
	11 700	1.0070	TN	686	363
konstrukční ocel ušlechtilá uhlíková	12 050	1.0503	NŽ	540	325
	12 050	1.1191	Z	640	390
	12 061	1.0601	NŽ	660	380
	12 061	1.1221	Z	740	440
konstrukční ocel ušlechtilá legovaná	13 242	1.5223	Z	932	686
	14 140	1.7034	Z	883	637
	15 241	1.7707	Z	980	850
	16 440	1.5755	Z	932	785

2.2. Prvky pro přenos pohybu (zatížení) – hřídele

Hlavní funkcí hřídele je přenášet točivý pohyb, točivý moment a také silové působení radiální i axiální (např. od ozubených kol se šikmými zuby). Hřídele bývají zpravidla rotačně symetrické a podle provozních vlastností se navrhují z vhodných materiálů. Materiály hřídelí převodovek jsou obdobné jako materiály ozubených kol (Tab. 2). [6] [7]

2.3. Prvky pro přenos pohybu (zatížení) z ozubeného kola na hřídel

Spojení hřídele s ozubeným kolem musí přenášet krouticí moment z hřídele na ozubené kolo (nebo naopak). Podle charakteristiky zatížení nebo krouticího momentu musíme vybrat ten nejvhodnější typ spojení. Podle způsobu přenosu sil můžeme rozlišovat spojení tvarovými elementy a spojení silová (spojení třením). [6] [8]

2.3.1. Spojení tvarovými elementy

U spojení tvarovými elementy se krouticí moment přenáší tvarovými prvky vytvořenými na hřídeli nebo v náboji (ozubeném kole), nebo pomocí vloženého členu (klíny, pera). Jedná se o spojení perem, klínem a spojení drážkami. [6] [8]

Jedním z nejpoužívanějších způsobů spojení tohoto typu je spojení perem (Obr. 7). Spojení tohoto typu přenáší zatížení (krouticí moment) pomocí vloženého členu (pera). Pero má hranolovitý tvar a vkládá se do drážky pro pero vytvořené na hřídeli, následně se na hřídel s perem nasune náboj s drážkou. Pera i drážky pro pera jsou normalizované, v případě potřeby atypického spojení perem se dá vyrobit pero nenormalizovaného rozměru a stejně tak vytvořit drážku pro pero nenormalizovaného rozměru. Výhodou tohoto typu spojení je jeho relativně nízká cena, snadnost montáže a demontáže spojení a fakt, že v případě vysokého zatížení je možno použít více per po obvodě hřídele a tím zvýšit únosnost spoje. [6] [7] [8]

Spojení klínem je podobné jako spojení perem, místo pera se však vkládá do drážky klín. Zatížení se pak přenáší třecí silou vzniklou zaražením klínu do drážky s opačným smyslem úkosu. [6] [8]

Drážkové spoje přenáší zatížení (krouticí moment) pomocí přímých drážek po obvodě hřídele, které zabírají s drážkami náboje (Obr. 6). Výhodou tohoto spojení je jednoduchá montáž, demontáž spoje a vysoká únosnost spoje. Nevýhodou je finanční nákladnost tohoto spoje, která spočívá v drahé výrobě tolerovaných drážek na hřídeli a v náboji. Používají se tři typy drážkových spojů podle tvaru drážek. Prvním typem je rovnoboké drážkování (lehká, střední a těžká řada), dále evolventní drážkování a drážkování jemné. [6] [8]

2.3.2. Spoje silové

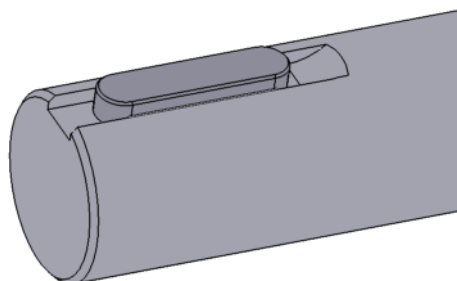
Krouticí moment se přenáší pomocí třecího odporu, vzniklého v součástech po nalisování nebo sevření kuželovou plochou. Jedná se o spojení nalisováním a sevřením. [6] [8]

Nalisované spoje přenáší zatížení z hřídele na náboj (nebo naopak) pomocí stálého předpětí spojených částí vzniklého v přesahu jejich stykové ploše. Mezi hlavní výhody tohoto spojení patří možnost použití i pro velmi vysoké zatížení, dále možnost použití pro rázová a střídavá namáhání. Dalšími výhodami jsou schopnost spojení zachycovat mimo jiné i klopný moment, vysoká spolehlivost spojení a v neposlední řadě fakt, že spojení nepotřebuje téměř žádnou údržbu. Hlavní nevýhodou je obtížná rozebíratelnost spojení, která je i v některých případech téměř nemožná. [6] [8]

Princip spojení sevřením spočívá v sevření (resp. vzezření) spojovaných částí ve stykové ploše pomocí určitých elementů. Existují různé konstrukční typy provedení tohoto spoje, avšak pro spojení ozubeného kola s hřídelí se používají výhradně svěrné spoje s kuželovou stykovou plochou. Tento typ spojení se nejčastěji používá ke spojení ozubeného kola s hřídelí na konci hřídeli. [6] [8]



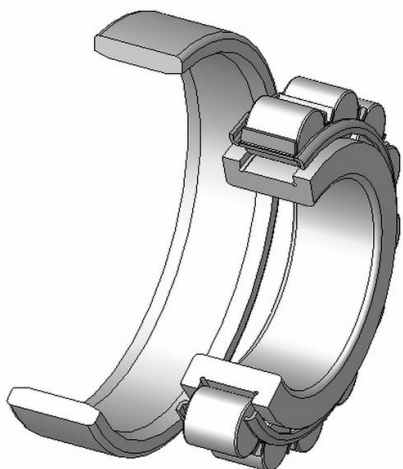
Obr. 6 – Drážkovaná hřídel s nábojem [23]



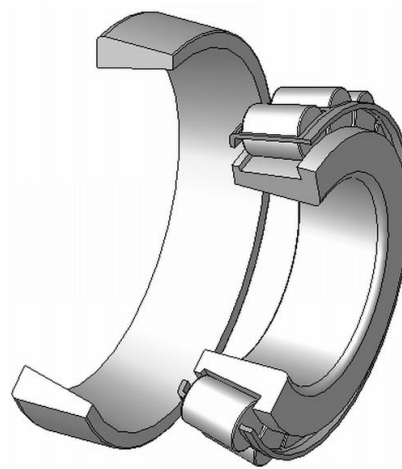
Obr. 7 – Hřídel s drážkou a perem

2.4. Prvky pro ustavení hřídelí v rámu – ložiska

Úkolem ložiska je ustavení rotující hřídele v nerotujícím rámu (nebo naopak) a umožnit rotaci jednoho členu vůči druhému. Snahou je, aby ložisko kladlo co nejmenší odpor vůči rotačnímu pohybu, tzn. tření vznikající v ložisku, bylo co nejmenší. Ložiska rozdělujeme podle několika hledisek. Hlavním hlediskem je, jakým způsobem se přenáší pohyb (rotace). Zda-li třením mezi ložiskem a pohybujícím se členem (kluzná ložiska), nebo valením valivých tělísek mezi vnitřním a vnějším kroužkem (valivá ložiska). Dále se ložiska rozdělují na axiální a radiální. Axiální ložiska jsou určena pro zachycování axiálních sil. Radiální ložiska zachycují radiální síly a některé radiální ložiska zachycují i síly axiální. Valivá ložiska rozdělujeme podle typu valivých tělísek na kuličková, válečková, soudečková, kuželíková a jehlová ložiska. Jehlová ložiska se u převodových skříní téměř nepoužívají kvůli schopnosti přenášet pouze malé rychlosti otáčení. Kuličková ložiska jsou také používána méně kvůli nepříznivému kontaktu valivého tělíska s vnitřním a vnějším kroužkem. Nastává zde tzv. bodový kontakt, ložisko má nízkou únosnost (v porovnání s ložisky s přímkovým kontaktem) a dochází k rychlejšímu opotřebování těchto ložisek. Nejvíce užívané ložiska u převodovek jsou ložiska kuželíková (Obr. 8), soudečková a válečková (Obr. 9). [8] [6]



Obr. 9 – Válečkové ložisko [19]



Obr. 8 – Kuželíkové ložisko [20]

2.5. Rámy převodovek (převodové skříně)

Rám převodovky se vyrábí jako odlitek nebo svařenec. Pro výběr varianty rámu vycházíme z ekonomického hlediska. Pro sériovou výrobu je ekonomicky výhodnější zvolit odlévanou skříň, pro kusovou výrobu je naopak výhodné zvolit svařovanou skříň. Odlévaná skříň je typická svými oblými tvary a rádiusy. Oproti tomu svařovaná skříň má ostré hrany. Pro zvýšení tuhosti skříně se většinou skříně konstruuji se žebry, zvolenými na vhodných místech. Skříň převodovky musí být navržena tak, aby bylo možné provést montáž, demontáž, opravy převodovky, manipulaci s převodovkou a ustavení převodovky na svém místě. Z tohoto důvodu musí mít skříň různé montážní a kontrolní otvory a prvky pro manipulaci s převodovkou. [2]

2.6. Mazání

Mazání ozubených kol má několik hlavních důvodů. První význam je snížení tření v místech dotyku při záběru ozubených kol, tím pádem zvýšení účinnosti a snížení opotřebování kol. Druhým významem mazání je chlazení ozubených kol. Při záběru ozubených kol se část mechanické energie přeměňuje na energii tepelnou, a pokud k tomu přičteme fakt, že v místě záběru dochází ke tření boků zubů, vzniká v místě záběru teplo. Vzniklé teplo je potřeba odvádět a tuto funkci plní olej. Třetím významem mazání ozubených kol je odvod nečistot a částic vzniklých opotřebením z místa záběru. Při záběru kol se zuby opotřebují a vznikají malé špony. Kdyby špony nebyly odváděny z místa dotyku zubů, docházelo by k odírání boku zubů šponami. Dalšími významy mazání je chránit mazané komponenty před korozí, tlumit rázy a tlumit hluk. Ve výše uvedeném je pojednáváno pouze o mazání ozubených kol, princip je ale stejný i u mazání ložisek. [8] [2]

Maziva můžeme rozdělit na plastická, kapalná a pevné mazací látky. Vzhledem k provozním podmínkám převodovek se používá jako mazivo u převodovek výhradně kapalně mazivo (olej). Kvůli požadavku na kvalitu mazání ložisek a ozubených kol budu u navrhované převodovky uvažovat mazání tlakově olejovým čerpadlem s rozvodem tlakového oleje k mazaným místům pomocí potrubí. [8] [2]

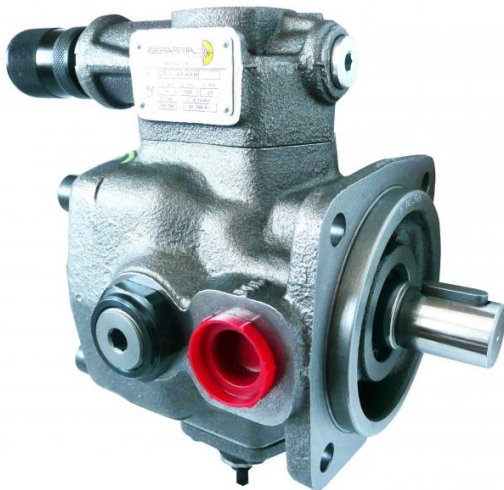
2.6.1. Kapalná maziva – oleje

Na trhu existuje mnoho druhů průmyslových maziv podle oblasti použití. Klasifikují se podle výkonové normy a podle viskózní třídy. Výkonová klasifikace podle DIN 51502 a ISO 6743 udává mazivu několik symbolů ve formě písmen. První symbol výkonové klasifikace značí oblast použití oleje. Pro oleje používané pro ozubené převody je prvním symbolem výkonové klasifikace písmeno C. Dalšími symboly se značí, jaké zušlechťující přísady olej musí mít. Pro náš případ převodovky bude druhý symbol výkonové klasifikace písmeno L, což značí, že do maziva je přidána zušlechťující přísada proti korozi. Třetím symbolem výkonové klasifikace bude písmeno P neboli mazivo se zušlechťujícími přísadami protiotěrovými, protizadíracími a vysokotlakými. Po písmenných symbolech výkonové klasifikace následuje číselný symbol viskózní třídy podle normy ISO VG 51519. V našem případě je ideální viskózní třída ISO VG 150. Označení oleje pro převodovku je tedy CLP 150 (v případě minerálního oleje) a CLP PG 150 (v případě syntetického oleje na bázi polyglykolů). Z výše uvedeného vyplývá, jakých parametrů bude použitý olej. [9] [3]

2.6.2. Olejová čerpadla

Olejová čerpadla neboli hydrogenerátory, mají za úkol dodávat olej o určitém tlaku a v určitém množství do mazaných míst. Podle konstrukce je můžeme rozdělit na čerpadla pístová, zubová, lamelová, čerpadla s vnitřním ozubením a čerpadla rotační. Tyto čerpadla jsou poháněna vnější energií a podle toho, o jakou energii se jedná, rozdělujeme čerpadla na elektrická a mechanická. Výhodou elektrického olejového čerpadla je jeho vysoká účinnost, avšak zásadní nevýhodou tohoto čerpadla je to, že musí být napájeno elektrickým proudem. V případě požáru se v častých případech vypíná rozvod elektrického proudu z bezpečnostních důvodů. Pokud by se tak v našem případě stalo, nebylo by čerpadlo funkční a nedodávalo by olej do ložisek a ozubených kol a hrozilo by poškození samotné převodovky. [8] [3] [10] [11]

Na následujících obrázcích je vidět hydrogenerátor mechanický lamelový (Obr. 11) a elektrický zubový (Obr. 10).



Obr. 11 – Mechanický hydrogenerátor [11]



Obr. 10 – Elektrický hydrogenerátor [18]

2.6.3. Těsnící prvky

Těsnící prvky v převodovce mají za úkol zabránit úniku oleje z převodovky do okolí a nebo vniknutí nečistot z vnějšího okolí do převodovky. V podstatě se dají rozdělit na těsnění statická, neboli pro nepohybující se díly (např. víka převodovek) a na těsnění dynamická, určená pro pohybující se členy (hřídele). Podle toho, zda-li se používají pro pohybující nebo nepohybující se členy se liší svým provedením. [8] [12]

Jako statická těsnění se používají například kovová těsnění (neboli těsnění přímým stykem), které však vyžadují vysokou jakost dosedacích povrchů a relativně vysoké přitlačné síly. Nejčastěji používanými statickými těsněními jsou těsnění tvarová, které jsou vyrobeny z měkkých materiálů a jejich princip těsnění je v deformaci a zformování těsnícího členu mezi těsněnými plochami. Jedná se například o tzv. O-kroužky, plochá těsnění nebo ucpávkové šňůry. Výhodou těchto typů těsnění v porovnání s těsněním přímým stykem je potřeba malých přitlačných sil a vysoká těsnící schopnost. [8] [12]

Nejčastěji používaným dynamickým těsněním pro rotující hřídele je hřídelový těsnící kroužek (tzv. gufero), což je vlastně gumový kroužek s břitem určitého profilu, který je přitlačen šroubovitou pružinkou k hřídeli, a tím plní těsnící funkci. Jeho výhodou je jednoduchost

montáže a nízké pořizovací náklady gufera. Dalším typem dynamického těsnění je tzv. labyrintové těsnění, které se používá všude tam, kde vyžadujeme nízké ztráty a tam, kde by se gufero nedalo použít (např. pro velké rozměry hřídele). [8] [12]

2.7. Chlazení

Při chodu převodovky vzniká teplo a toto teplo je potřeba odvádět. První důvod je omezená pracovní teplota olejů a jejich degradace a ztráta mazacích účinků vlivem překročení této teploty. Dalšími důvody chlazení jsou omezené odolnosti různých částí převodovky vůči teplu. Chlazení převodovky obstarává olej v převodovce, který cirkuluje přes chladič a ten drží teplotu oleje v přípustných mezích. [8] [3]

2.7.1. Deskové výměníky

Deskový výměník je tvořen, jak již název napovídá, deskami. Tyto desky jsou poskládány za sebou a podle konstrukce výměníku mohou být spájeny (v tomto případě se jedná o nerozebíratelný výměník) nebo odděleny těsněním (rozebíratelný výměník). V každé desce jsou ve většině případů čtyři otvory, umístěné v rozích desky. Vhodným spájením nebo utěsněním nám vzniknout oddělené prostory mezi deskami, do kterých je pomocí otvorů v deskách přivedena primární nebo sekundární kapalina. Dva otvory v deskách slouží k přívodu a odvodu primární kapaliny a zbylé dva otvory slouží k přívodu a odvodu sekundární kapaliny. Jedním prostorem mezi deskami protéká vždy primární kapalina a dalším prostorem mezi deskami protéká sekundární kapalina. Tímto způsobem se nám přenáší teplo ze sekundární kapaliny do primární kapaliny a dochází ke chlazení sekundární kapaliny (oleje). [13] [14] [10] [15]

2.7.2. Trubkové výměníky

Trubkový výměník je tvořen pláštěm ve formě trubky, do kterého se přivádí primární kapalina jedním otvorem a druhým otvorem tato kapalina vystupuje. Uvnitř pláště je další trubka, kterou prochází sekundární kapalina. Sekundární kapalina (olej) procházející vnitřní trubkou předává svou tepelnou energii primární kapalině v trubkovém plášti a tím dochází k ochlazení sekundární kapaliny. Vzhledem k tomu, že předané teplo závisí na ploše, která předává tepelnou energii, nemusí být sekundárním členem pouze trubka, ale svazek trubek (který má vyšší činnou plochu). [14] [10] [15]

2.7.3. Porovnání deskových a trubkových výměníků

V následujících tabulkách (Tab. 3, Tab. 4) jsou vidět základní parametry výměníků konkrétních výrobců. Jedná se o výrobce Universal Hraulik, Olaer a Alfa Laval pro deskové výměníky a o výrobce Universal Hydraulik, Olaer a Emmegi pro trubkové výměníky. Pro oba typy výměníků (trubkový i deskový) jsem vybral od konkrétních výrobců výměníky s chladícím výkonem 10 kW, 50 kW a 100 kW. Následně jsem uvedl základní vnější rozměry deskového výměníku (A – délka výměníku, C – šířka výměníku, E – tloušťka výměníku) a základní vnější rozměry trubkového výměníku (A – délka výměníku, C – výška výměníku, E – šířka výměníku). Dále výkon výměníku a hmotnost výměníku. [13] [10] [15] [16]

Tab. 3 – Deskové výměníky konkrétních výrobců [13] [10] [15]

Výrobce	Typ	Rozměry [mm] A – C – E	Výkon [kW]	Hmotnost [kg]
Univrsal Hydraulik	PWT-10	203 – 73 – 107	10	2,1
Univrsal Hydraulik	PWT-50	529 – 124 – 122	50	12,2
Univrsal Hydraulik	PWT-100	870 – 383 – 143	100	21,4
Olaer	PWO B8-20	310 – 73 – 56	13	2
Olaer	PWO B10-54	278 – 117 – 137	40	8
Olaer	PWO B16-80	376 – 120 – 192	93	10,6
Alfa Laval	CBH 10	192 – 74 – 116	10	2,3
Alfa Laval	CB 52	526 – 111 – 130	52	13,4
Alfa Laval	CB110	616 – 190 – 140	110	18,8

Tab. 4 – Trubkové výměníky konkrétních výrobců [10] [15] [16]

Výrobce	Typ	Rozměry [mm] A – C – E	Výkon [kW]	Hmotnost [kg]
Olaer	Tp-A 3	349 – 105 – 115	9	4
Olaer	Tp-C 4	744 – 150 – 155	48	14,5
Olaer	Tp-D5	1 160 – 180 – 195	108	38
Universal Hydraulik	EKM-524-T	672 – 89 – 98	10	6
Universal Hydraulik	EKM-1018-T	549 – 165 – 194	50	19,8
Universal Hydraulik	EKM-1048-T	1 307 – 165 – 194	100	39,8
Emmegi	MG 81-310	448 – 123 – 110	10	5,7
Emmegi	MG 131-521	685 – 174 – 164	50	23
Emmegi	MG 131-1131	1 295 – 174 – 164	100	36

Z předchozích tabulek je vidět, že deskové výměníky disponující stejným výkonem jako trubkové výměníky a jsou v porovnání s trubkovými výměníky menší v rozměrech i ve váze. Konkrétně váhový rozdíl je značný (deskové výměníky mají zhruba poloviční hmotnost než trubkové výměníky stejného chladicího výkonu). Výhodou trubkových výměníků oproti výměníkům deskovým je však jejich snadná a jednoduchá údržba a robustní konstrukce, která nám zaručuje vysokou spolehlivost a odolnost proti poškození. Desky deskových výměníků jsou z tenkého plechu po obvodě spájených nebo utěsněných těsněním, k poškození tak stačí působení malé vnější síly nebo rázu. [13] [10] [15] [16]

Na následujících obrázcích je vidět deskový a trubkový výměník (Obr. 12, Obr. 13).



Obr. 12 – Deskový výměník [17]



Obr. 13 – Trubkový výměník [10]

3. SPECIFIKACE POŽADAVKŮ, VÝBĚR VARIANTY

K výběru neoptimálnějšího řešení převodové skříně je použita specifikace požadavků s přiřazením relativní váhy ke konkrétním požadovaným vlastnostem. Relativní váha má rozmezí hodnot 1 až 4, kdy relativní váha hodnoty 1 značí nízkou důležitost a relativní váha hodnoty 4 značí vysokou důležitost. [17]

3.1. Specifikace požadavků

3.1.1. Reflektivní vlastnosti TS

Vlastnosti TS k jeho (hlavním i podpůrným) funkcím

Tab. 5 – Vlastnosti TS k jeho (hlavním i podpůrným) funkcím

Požadované vlastnosti	Požadované hodnocení	Váha
Krouticí moment na vstupní hřídeli	3 909 kW (1 059 kW)	4
Max. axiální síla působící na vstupní hřídel	0 kN	4
Max. axiální síla působící na výstupní hřídel	70,3 kN (43 kN)	4
Úhel mezi vstupní a výstupní hřídeli	90°	4
Smysl otáčení vstupní a výstupní hřídele	shodný	4
Otáčky vstupní hřídele	1 000 min ⁻¹	4
Otáčky výstupní hřídele	1 000 min ⁻¹ (283,3 min ⁻¹)	4

V předchozí tabulce (Tab. 5) jsou uvedeny požadované vlastnosti technického systému (převodovky) k jeho (hlavním i podpůrným) funkcím. Každá požadovaná vlastnost v této tabulce má nevyšší relativní váhu, tj. váhu 4. To znamená, že uvedené požadované vlastnosti jsou velmi důležité a to nejen z hlediska funkčnosti zařízení, ale i z hlediska splnění zadání. Proto musí být všechny uvedené vlastnosti bezpodmínečně splněny. [17]

Vhodnost TS pro provoz v požadovaném místě

Tab. 6 – Vhodnost TS pro provoz v požadovaném místě

Požadované vlastnosti	Požadované hodnocení	Váha
Druh základu	rovný povrch	3
Max. zástavbové rozměry (VxŠxH)	1 720 x 1 720 x 2 485mm	3
Max. hmotnost převodovky	8 471 kg	3
Způsob připevnění k základu	šrouby	3
Charakter provozního prostředí	nečisté	2
Korozivzdornost v používaném prostředí	velká	3
Odolnost vůči vnikání cizích látek do vnitřního prostoru	velmi vysoká	4
Teplota provozního prostředí	0 – 50°	4

V tabulce (Tab. 6) jsou uvedeny požadované vlastnosti technického systému (převodovky) pro provoz v požadovaném místě. Požadované hodnocení druhu základu je rovný povrch s relativní váhou požadované vlastnosti 3. To znamená, že požadujeme rovný povrch základu, ale vzhledem k relativní váze 3 zde mohou být malé odchylky (mírně nakloněný povrch, mírně nerovný povrch), které nemají na funkčnost zařízení vliv. Požadované vlastnosti maximálních zástavbových rozměrů a maximální hmotnosti převodovky mají relativní váhu 3, což znamená, že tyto vlastnosti také nemusí být přesně dodrženy (v případě potřeby je dovoleno tyto maximální hodnoty nepatrně přesáhnout). Požadované vlastnosti s relativní váhou 4 (odolnost vůči vnikání cizích látek do vnitřního prostoru, teplota provozního prostředí) musí být striktně dodrženy, protože mají zásadní vliv na funkčnost a životnost zařízení. Při teplotě provozního prostředí mimo požadované hodnoty by mohlo docházet například k degradaci oleje s následným zhoršením či úplnou ztrátou mazacích schopností oleje, což by vedlo ke zvýšenému tření, nárůstu teploty uvnitř převodovky a kritickému snižování životnosti převodovky. Odolnost vůči vnikání cizích látek do vnitřního prostoru převodové skříně má také zásadní vliv na funkčnost a životnost zařízení. V případě proniknutí cizích látek do vnitřku převodovky by mohlo dojít k tomu, že se tyto cizí látky dostanou do činných míst převodovky (ložiska, místo záběru ozubených kol) a způsobí vysokou abrazi (opotřebení) těchto činných míst. Tím by došlo k výraznému zkrácení životnosti převodovky. [17]

Vhodnost TS pro provoz v požadovaném časovém rozmezí

Tab. 7 – Vhodnost TS pro provoz v požadovaném časovém rozmezí

Požadované vlastnosti	Požadované hodnocení	Váha
Intenzita používání	malá	3
Stupeň spolehlivosti	velký	4
Doba provozování	18 měsíců	4

V tabulce (Tab. 7) jsou uvedeny požadované vlastnosti technického systému pro provoz v požadovaném časovém rozmezí. Je zde uvažována malá intenzita používání, což vychází z faktu, že se jedná o převodovku pro pohon hasícího čerpadla a z předpokladu, že bude tato převodovka v provozu pouze v případě požáru na ropné věži. Předpokladem je, že požár na ropné věži není běžná událost a vypukne ojediněle. Další požadovanou vlastností je velký stupeň spolehlivosti. Tato vlastnost má relativní váhu 4 a to z důvodu, že pokud by na ropné věži vypukl požár, došlo by k ohrožení lidských životů. Převodovka proto musí mít vysokou spolehlivost, aby nedošlo k selhání nebo rozbití převodovky s následkem nefunkčnosti převodovky. V takové případě by nebylo možné pohánět čerpadlo, čerpat vodu z moře a hasit požár. Doba provozování do pravidelné kontroly převodovky je dána v technicko-dodacích podmínkách firmy Wikov a musí být dodržena, proto má relativní váhu 4. [17]

Vhodnost TS pro procesy servisu operátoru

Tab. 8 – Vhodnost TS pro procesy servisu operátoru

Požadované vlastnosti	Požadované hodnocení	Váha
Náročnost výměny oleje	velmi malá	4
Náročnost výměny olejového filtru	velmi malá	4
Náročnost vizuální kontroly vnitřního prostoru převodovky	velmi malá	4
Náročnost výměny ložisek	střední	4

V tabulce (Tab. 8) jsou uvedeny vlastnosti technického systému pro procesy servisu operátoru. Je kladen požadavek na snadný servis zařízení a z tohoto důvodu je převodovka řešena s konstrukčními prvky, které usnadňují servis. Velmi malé náročnosti výměny oleje je možné dosáhnout konstrukčním řešením skříně, a to konkrétně výpustným šroubem oleje na dně skříně a víky ve skříně. Pak by při výměně oleje stačilo pouze povolit výpustný šroub, vypustit olej a demontováním některého z vík převodové skříně nalít do skříně olej nový. Velmi malé náročnosti výměny olejového filtru je možné dosáhnout systémem dvojitého filtru, kdy by se při výměně jednoho filtru přepnul průtok oleje na průtok druhým filtrem, a první filtr by se dal vyměnit bez nutnosti vypuštění oleje. Velmi malé náročnosti vizuální kontroly vnitřního prostoru převodovky se dá dosáhnout konstrukčními otvory ve skříně utěsněných víky. Pak by k vizuální kontrole vnitřku převodové skříně nebylo nutné demontovat horní polovinu skříně, ale pouze demontovat některé z vík. Náročnost výměny ložisek je dána konstrukčním řešením hřídelí a typem uložení na hřídelích. [17]

Vhodnost TS pro zdraví člověka a ekologii

Tab. 9 – Vhodnost TS pro zdraví člověka a ekologii

Požadované vlastnosti	Požadované hodnocení	Váha
Bezpečnost proti zranění ostrými hranami	velmi vysoká	4
Bezpečnost vůči úniku oleje do okolí	velmi vysoká	4

V tabulce (Tab. 9) je uvedena vhodnost technického systému pro zdraví člověka a ekologii. Relativní váha těchto vlastností je 4, protože požadavky na dodržování zásad bezpečnosti a ochrany zdraví při práci a zásad o ochraně životního prostředí jsou v dnešní době vysoké. [17]

3.1.2. Reaktivní vlastnosti TS

Obecné konstrukční vlastnosti TS

Tab. 10 – Obecné konstrukční vlastnosti TS

Požadované vlastnosti	Požadované hodnocení	Váha
Statická pevnost převodové skříně	vysoká	4
Odolnost převodové skříně vůči vzniku vlastních kmitů	vysoká	4
Odolnost ozubených kol vůči cyklickému namáhání	velmi vysoká	4
Odolnost ozubených kol vůči opotřebením	velmi vysoká	4
Odolnost hřídelí vůči vzniku vlastních kmitů	vysoká	4
Odolnost spoje ozubeného kola s hřídelí vůči cyklickému namáhání	velmi vysoká	4

V tabulce (Tab. 10) jsou uvedeny obecné konstrukční vlastnosti technického systému. Všechny zde uvedené vlastnosti mají relativní váhu 4, protože mají značný vliv na funkčnost, provozuschopnost a životnost zařízení. U rámu převodovky (skříně převodovky) je požadována statická pevnost převodové skříně a odolnost převodové skříně vůči vzniku vlastních kmitů. Statickou pevností v tomto případě rozumíme nepřesáhnutí dovolené hodnoty pevnosti materiálu převodové skříně při zatížení vnějšími silami. Odolností vůči vzniku vlastních kmitů rozumíme odolnost skříně převodovky proti vzniku vlastních kmitů při chodu převodovky. Hodnoty vlastních frekvencí skříně převodovky nesmějí být v rozsahu budících frekvencí působících na skříně převodovky (např. budící frekvence od rotujících hřídelí a ozubených kol). Vysokou odolnost vůči vzniku vlastních kmitů vyžadujeme i od hřídelí. U ozubených kol je vyžadována odolnost vůči cyklickému namáhání a odolnost vůči opotřebením činných ploch. Další požadovanou vlastností je velmi vysoká odolnost spoje ozubeného kola s hřídelí vůči cyklickému namáhání. [17]

3.1.3. Deskriptivní vlastnosti TS

Elementární konstrukční vlastnosti TS

Tab. 11 – Elementární konstrukční vlastnosti TS

Požadované vlastnosti	Požadované hodnocení	Váha
Odolnost povrchové úpravy převodovky vůči olejům	vysoká	3
Odolnost povrchové úpravy převodovky vůči korozi	vysoká	3

Odolnost povrchové úpravy převodovky vůči olejům a korozi je zajištěna použitím vhodných vrstev nástřiků určité látky o určité tloušťce vrstvy. Konkrétní specifikace nástřiků a jejich vrstev je udána v technicko-dodacích podmínkách firmy. [17]

3.2. Varianty převodovky

V následující tabulce (Tab. 12) jsou vidět konstrukční varianty převodovky. Šedé buňky značí konstrukční řešení, která jsou ze zadání, z principu funkce a z ekonomického hlediska nepoužitelná. Přímé ozubení u kuželového soukolí je uvažováno jako nepoužitelné řešení z důvodu neplynulosti chodu, hlučnosti a vibracím vznikajícím při chodu soukolí. Elektrické olejové čerpadlo je uvažováno jako nepoužitelné řešení z důvodu, že pokud by na ropné věži vypukl požár, mohlo by dojít (ať poškozením elektroinstalace ohněm nebo z bezpečnostních důvodů) k přerušení dodávky elektrického proudu, což by mělo za následek nefunkčnost elektrického olejového čerpadla. Skříň převodovky uvažovaná jako odlitek je nepoužitelné řešení z ekonomického hlediska, protože se bude jednat o kusovou výrobu. [6] [2] [1]

Celkem jsou v tabulce tři varianty. Červená varianta je nejméně výhodná, oranžová varianta je středně výhodná a jako nejvýhodnější varianta je varianta zelená.

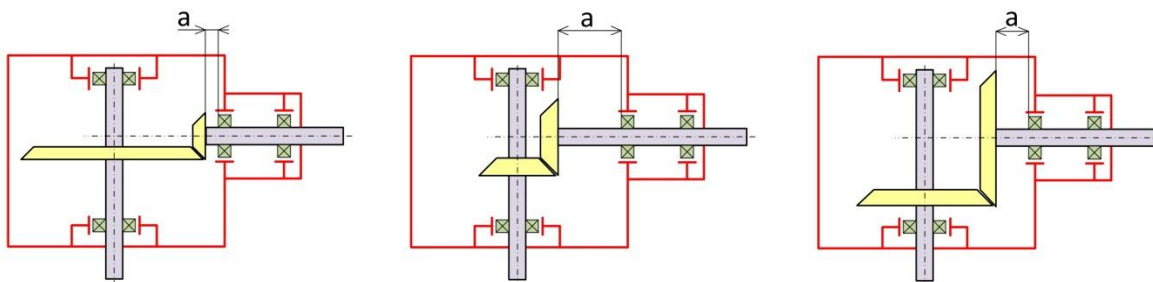
Tab. 12 – Tabulka variant převodovky

Kuželové soukolí	přímé	šikmé	Gleason	Oerlikon	Klingelnebrg
Horizontální hřídel		plná			dutá
Vertikální hřídel		plná			dutá
Materiál hřídelí (ocel dle ČSN)	tř. 12	tř. 13	tř. 14	tř. 15	tř. 16
Materiál ozubených kol (ocel dle ČSN)	tř. 12	tř. 13	tř. 14	tř. 15	tř. 16
Způsob spojení ozubeného kola s hřídelí	lisování		drážkový spoj		spoj perem
Olej		minerální			syntetický
Olejové čerpadlo		mechanické			elektrické
Chladič oleje		deskový			trubkový
Způsob utěsnění skříně (dělicí rovina, víka)		hliníkové těsnění		pryžové těsnění	těsnící tmel
Skříň		odlitek			svařenec
Vstupní člen	dutá hřídel		drážkovaná hřídel		hřídel s drážkou pro pero
Výstupní člen	dutá hřídel		drážkovaná hřídel		hřídel s drážkou pro pero

4. KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEVODOVKY

Ke konstrukčnímu návrhu převodovky je použit software KISSsoft a NX Unigraphics 7.5. KISSsoft je výpočetní program pro návrh ozubených kol, hřídelí, ložisek a mnoho dalšího a podle referencí firmy Wikov Gear s.r.o. je tento program spolehlivý, firmou odzkoušený a výsledky z tohoto programu se dají považovat za věrohodné. V softwaru NX Unigraphics 7.5 budou následně vytvořeny 3D modely převodové skříně a jednotlivých komponentů a z nich následně vytvořena výkresová dokumentace vybraných částí. [2]

Při konstrukčním návrhu je nutné respektovat zadání a zejména to, že rám převodovky (skříň převodovky) musí být navržen tak, aby do něj mohlo být uloženo jednak soukolí s hřídelí a ložisky pro variantu 1 ($P = 1\,059\text{ kW}$, $n_1 = 1\,000\text{ min}^{-1}$, $n_2 = 283,3\text{ min}^{-1}$), ale také soukolí s hřídelí a ložisky pro variantu 2 ($P = 3\,909\text{ kW}$, $n_1 = 1\,000\text{ min}^{-1}$, $n_2 = 1\,000\text{ min}^{-1}$). Jako první je řešena varianta 1, která má rozdílné otáčky na vstupu a na výstupu. Tím pádem nebudou mít ozubená kola stejné rozměry, ale ozubené kolo na horizontální hřídeli bude mít menší rozměry (bude mít funkci pastorku) a ozubené kolo na vertikální hřídeli bude mít větší rozměry (Obr. 14 - vlevo). Tato varianta je vhodnější z hlediska namáhání a průhybů horizontální hřídele, protože kuželové ozubené kolo může být umístěno těsně za ložiskem (na obrázku kóta „a“). Z toho vyplývá, že ohybový moment hřídele vzniklý od záběru ozubeného soukolí nebude tak velký v porovnání s ohybovým momentem vznikajícím u varianty 2, kde kuželové ozubené kolo nemůže být umístěno těsně za ložiskem, a to z důvodu stejně velkých ozubených kol a nutnosti umístit kola tak, aby byly v záběru (Obr. 14 - uprostřed). Velká vzdálenost „a“ znamená velký ohybový moment na hřídeli vznikající při chodu soukolí a tudíž značné průhyby hřídele v místě záběru. V případě, že by příčinou velké vzdálenosti „a“ vznikaly na hřídeli velké průhyby, je dobré provést úvahu o zvětšení soukolí, čímž by se vzdálenost „a“ snížila na požadovanou hodnotu (Obr. 14 - vpravo). Uvažovat se však musí fakt, že zvětšením ozubených kol se zvýší výrobní náklady. U vertikální hřídele nebude při záběru soukolí vznikat tak velký ohybový moment, protože ozubené kolo je umístěno na hřídeli mezi ložisky. [2] [1]



Obr. 14 – Schémata uspořádání soukolí v převodovce [1]

V následující tabulce (Tab. 13) jsou vidět točivé momenty a otáčky jednotlivých hřídelí.

Tab. 13 - Hodnoty točivých momentů a otáček jednotlivých hřídelí

Varianta	Hřídel	Točivý moment - M_k	Otáčky - n
Varianta 1 ($P = 1\,059\text{ kW}$)	Horizontální hřídel	10 112,7 Nm	$1\,000\text{ min}^{-1}$
	Vertikální hřídel	36 026,5 Nm	$280,7\text{ min}^{-1}$
Varianta 2 ($P = 3\,909\text{ kW}$)	Horizontální hřídel	37 328,2 Nm	$1\,000\text{ min}^{-1}$
	Vertikální hřídel	37 328,2 Nm	$1\,000\text{ min}^{-1}$

4.1. Návrh kuželového soukolí

4.1.1. Varianta 1

Při návrhu kuželového soukolí varianty 1 byly uvažovány hodnoty a koeficienty potřebné k návrhu soukolí podle tabulky níže (Tab. 14). Materiál ozubených kol je stejný pro obě kola a je značený podle normy ČSN. Označení tohoto materiálu podle EN normy je 18CrNiMo7-6. Stupeň přesnosti ozubených kol 7 je volen kvůli velkému modulu, kdy by při výrobě ozubeného kola s takto velkým modulem ozubení bylo obtížné dosáhnout stupně přesnosti 6. Jako mezní velikost modulu ozubení mezi stupni přesnosti 6 a 7 je uvažován modul 9 mm. Norma výpočtu ozubených kol je uvažována KN 3028, která se zabývá přímo ozubenými koly typu Klingelberg. [2] [1]

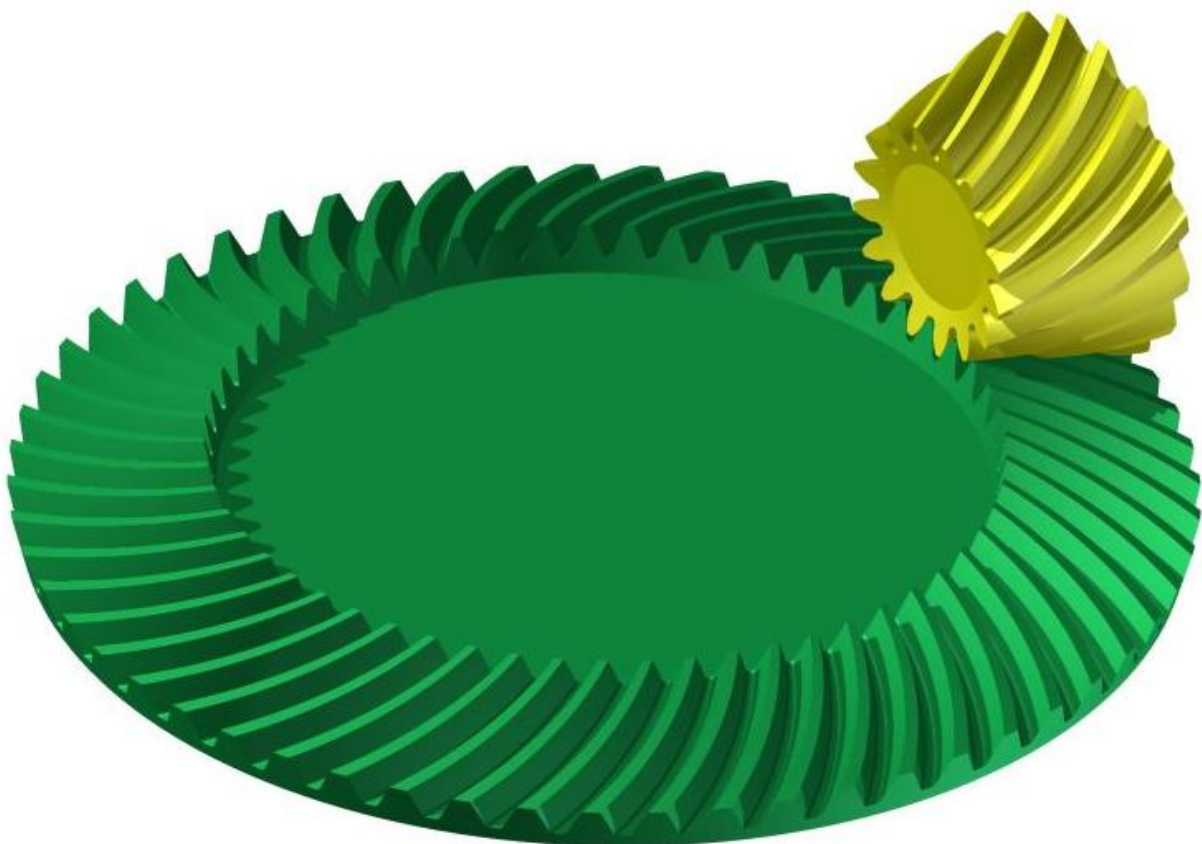
Tab. 14 – Hodnoty a koeficienty uvažované při návrhu soukolí varianty 1 [1]

	Kolo 1 (pastorek)	Kolo 2
Typ soukolí	Klingelberg	
Výkon přenášený soukolím	P = 1 059 kW	
Otáčky ozubeného kola	$n_1 = 1\ 000\ \text{min}^{-1}$	$n_2 = 280,7\ \text{min}^{-1}$
Normální modul na středním průměru	$m_{nm} = 9,6454\ \text{mm}$	
Úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$	
Úhel sklonu na středním průměru	$\beta = 30^\circ$	
Úhel mezi osami kuželových kol	$\Sigma = 90^\circ$	
Počet zubů	$z_1 = 16$	$z_2 = 57$
Šířka ozubení	b = 130 mm	
Smysl otáčení ozubených kol (při pohledu zepředu)	doprava	doleva
Směr stoupání zubů	levý	pravý
Životnost soukolí	H = 50 000 h	
Materiál ozubených kol (dle ČSN normy)	16 326.6	16 326.6
Způsob mazání	olejovou tryskou	
Typ oleje	ISO-VG 150	
Stupeň přesnosti ozubených kol (dle DIN 3965)	Q = 7	Q = 7
Norma výpočtu soukolí	KN 3028	
Koeficient zatížení soukolí	$K_A = 1,25$	
Koeficient zatížení ložisek	$K_{Hbbe} = 1,25$	
Způsob výroby ozubených kol	broušení	

Zjištěné hodnoty součinitelů bezpečnosti a součinitelů záběru navrženého soukolí jsou vidět v následující tabulce (Tab. 15) a model navrženého soukolí je vidět na obrázku níže (Obr. 15). Součinitel záběru značí, kolik zubů je současně v záběru. Pokud by byla hodnota součinitele záběru $\varepsilon = 1$, znamenalo by to, že je v záběru vždy jenom jeden pár zubů. Při takovém typu záběru by chod soukolí byl neplynulý, způsoboval by vibrace a vyšší hlučnost. Všechny hodnoty součinitelů jsou větší než doporučené minimální hodnoty, proto je soukolí považováno za vyhovující. [2] [1]

Tab. 15 – Zjištěné hodnoty součinitelů bezpečnosti a záběru soukolí varianty 1 [1]

	Minimální hodnoty	Kolo 1 (pastorek)	Kolo 2
Součinitel záběru v čelní rovině	1,2	$\varepsilon_\alpha = 1,298$	
Součinitel záběru v osové rovině	1,2	$\varepsilon_\beta = 2,137$	
Koeficient bezpečnosti v dotyku	1,1 – 1,2	$S_H = 1,36$	$S_H = 1,36$
Koeficient bezpečnosti v ohybu	1,5 – 1,6	$S_F = 1,72$	$S_F = 1,67$
Bezpečnost proti otěru	1,8 – 2,0	$S_S = 1,878$	



Obr. 15 – Model navrženého soukolí varianty 1

4.1.2. Varianta 2

Při návrhu kuželového soukolí varianty 2 byly uvažovány hodnoty a koeficienty potřebné k návrhu soukolí podle tabulky níže (Tab. 16). Materiál ozubených kol je volen stejný jako v předchozím případě, stejně tak i stupeň přesnosti a norma výpočtu. [2] [1]

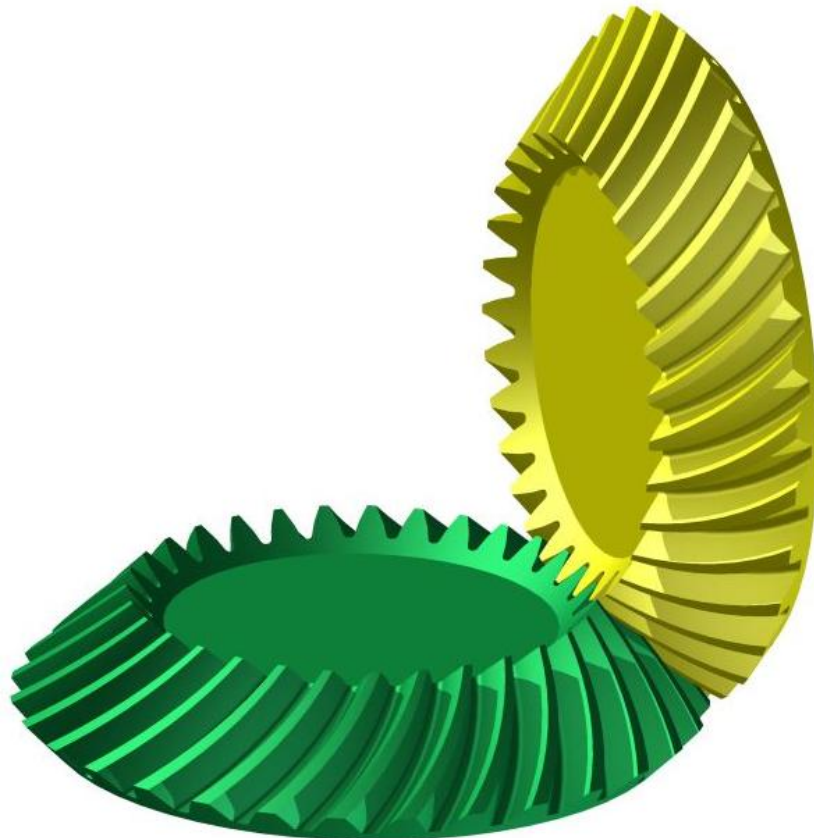
Tab. 16 – Hodnoty a koeficienty uvažované při návrhu soukolí varianty 2 [1]

	Kolo 1	Kolo 2
Typ soukolí	Klingelberg	
Výkon přenášený soukolím	P = 3 909 kW	
Otáčky ozubeného kola	$n_1 = 1\,000 \text{ min}^{-1}$	$n_2 = 1\,000 \text{ min}^{-1}$
Normální modul na středním průměru	$m_{nm} = 13,2372 \text{ mm}$	
Úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$	
Úhel sklonu na středním průměru	$\beta = 30^\circ$	
Úhel mezi osami kuželových kol	$\Sigma = 90^\circ$	
Počet zubů	$z_1 = 31$	$z_2 = 31$
Šířka ozubení	b = 136 mm	
Smysl otáčení ozubených kol (při pohledu zepředu)	doprava	doleva
Směr stoupání zubů	levý	pravý
Životnost soukolí	H = 50 000 h	
Materiál ozubených kol (dle ČSN normy)	16 326.6	16 326.6
Způsob mazání	olejovou tryskou	
Typ oleje	ISO-VG 150	
Stupeň přesnosti ozubených kol (dle DIN 3965)	Q = 7	Q = 7
Norma výpočtu soukolí	KN 3028	
Koeficient zatížení soukolí	$K_A = 1,25$	
Koeficient zatížení ložisek	$K_{Hbbe} = 1,25$	
Způsob výroby ozubených kol	broušení	

Zjištěné hodnoty součinitelů bezpečnosti a součinitelů záběru navrženého soukolí jsou vidět v následující tabulce (Tab. 17) a model navrženého soukolí je vidět na obrázku níže (Obr. 16). Všechny hodnoty součinitelů jsou větší než doporučené minimální hodnoty, proto je soukolí považováno za vyhovující. [2] [1]

Tab. 17 – Zjištěné hodnoty součinitelů bezpečnosti a záběru soukolí varianty 2 [1]

	Minimální hodnoty	Kolo 1	Kolo 2
Součinitel záběru v čelní rovině	1,2	$\varepsilon_{\alpha} = 1,4$	
Součinitel záběru v osové rovině	1,2	$\varepsilon_{\beta} = 1,624$	
Koeficient bezpečnosti v dotyku	1,1 – 1,2	$S_H = 1,63$	$S_H = 1,63$
Koeficient bezpečnosti v ohybu	1,5 – 1,6	$S_F = 1,69$	$S_F = 1,69$
Bezpečnost proti otěru	1,8 – 2,0	$S_S = 2,121$	



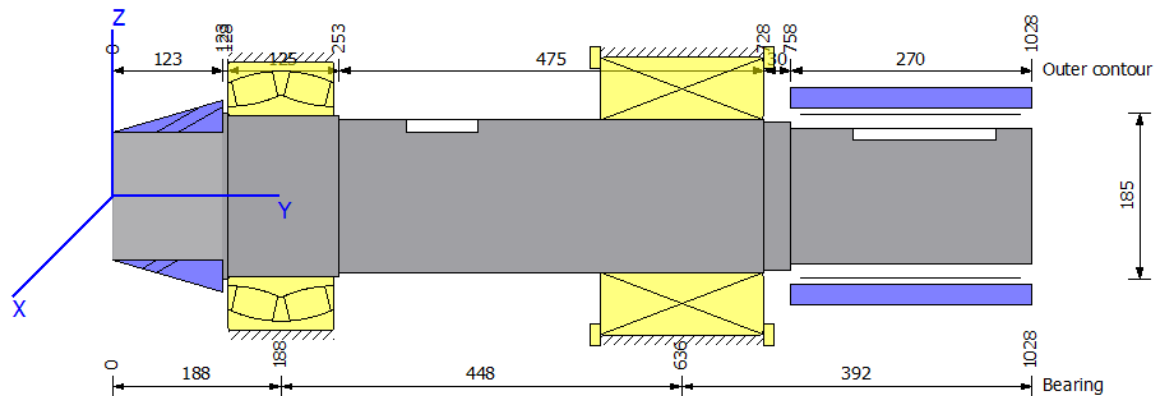
Obr. 16 – Model navrženého soukolí varianty 2

4.2. Návrh horizontální hřídele

Jak již bylo řečeno výše, horizontální hřídel je uvažována uložena letmo ve dvou ložiskách. Vzhledem k tomu, že rám převodovky musí být navržen tak, aby do něj mohla být uložena horizontální hřídel jak pro variantu 1, tak pro variantu 2, musí být ložiska na hřídelích pro obě varianty uložena ve stejné vzdálenosti. Hřídel bude navržena v softwaru KISSsoft a hlavními hodnotami, které budou zkoumány, budou průhyb hřídele, napětí hřídele, vlastní frekvence hřídele a v neposlední řadě radiální a axiální síly působící na ložiska. [2] [1]

4.2.1. Varianta 1

Horizontální hřídel přenáší krouticí moment od místa s drážkou pro pero až po místo záběru kuželového kola. Vzhledem k velikosti kuželového kola uvažujeme horizontální hřídel pro variantu 1 jako tzv. pastorkovou hřídel, tedy hřídel a kuželové kolo z jednoho materiálu. Navržená hřídel v prostředí programu KISSsoft je vidět na obrázku níže (Obr. 17). [2] [1]



Obr. 17 - Navržená horizontální hřídel v programu KISSsoft pro variantu 1

Výkon se přenáší od spojky na pravé straně hřídele k místu záběru kuželového kola na levé straně hřídele. Spojka je tedy v programu KISSsoft nastavena jako řídicí prvek a kuželové kolo jako prvek řízený. Nastavení řízeného a řídicího prvku má vliv na silové poměry při záběru ozubených kol, proto výběr této možnosti musí být správný. Ložisko na levé straně hřídele je soudečkové dvouřadé (SKF 24136CC/W33), jehož hlavní výhodou je vysoká únosnost ložiska a možnost naklápění ložiska s hřídelí, vlivem průhybu hřídele. Toto ložisko nemá vnější kroužek axiálně zajištěný proti posuvu v rámu, je tedy axiálně volné a umožňuje dilatace hřídele. Ložisko na pravé straně je kuželíkové jednořadé párované s uspořádáním do X (SKF 32234 J2/DF). Jedná se tedy vlastně o dvě jednořadá kuželíková ložiska, které jsou na hřídeli uloženy vedle sebe a dotýkají se vnitřním kroužkem. Výhodou tohoto typu ložiska je jeho jednoduchá montáž, přesné axiální vedení hřídele, vysoká únosnost a snadná údržba ložiska. Toto ložisko má vnější kroužek zajištěný proti axiálnímu posuvu v rámu. [2] [17]

V následující tabulce (Tab. 18) jsou vidět hodnoty navržené hřídele a ložisek. Materiál horizontální hřídele pro variantu 1 je 16 326 podle ČSN (18CrNiMo7-6 podle EN normy). Napětí v hřídeli je 57,67 MPa a průhyb hřídele 0,17993 mm. Obě tyto hodnoty považujeme vzhledem k charakteru provozu převodovky za vyhovující. Kritická frekvence, při které nastane na hřídeli rezonanční kmitání, je 499,91 Hz, neboli 29 994,6 otáček za minutu. Pracovní otáčky hřídele jsou pouze 1 000 otáček za minutu, tím pádem se nedosáhne kritických otáček, při kterých by nastávalo rezonanční kmitání hřídele. V tabulce jsou také vidět hodnoty silových účinnů, působících na ložiska. V případě levého ložiska (soudečkové dvouřadé) působí pouze radiální síla, protože ložisko má umožněný posuv v axiálním směru hřídele (kvůli dilatacím hřídele). Ložisko na pravé straně (kuželíkové) je uloženo axiálně pevně, tedy nemá možnost posuvu v axiálním směru hřídele. Toto ložisko zachycuje kromě radiálních sil i síly axiální. Životnost ložisek musí být vyšší než 17 000 hodin, což odpovídá nepřetržitému provozu po dobu dvou let, kdy je převodovka v záruce. V našem případě ložiska z hlediska životnosti vyhovují. [2] [17] [1]

Tab. 18 – Zjištěné hodnoty horizontální hřídele a ložisek varianty 1

		Zjištěné hodnoty
Materiál hřídele (dle ČSN)		16 326
Otáčky hřídele (proti směru hodinových ručiček)		$n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$
Točivý moment na hřídeli		$M_k = 10\,112,7 \text{ Nm}$
Maximální průhyb		$y_{\max} = 0,17993 \text{ mm}$
Maximální napětí		$\sigma_{\max} = 57,67 \text{ MPa}$
Vlastní frekvence	Kritická frekvence	$f_{\text{krit}} = 499,91 \text{ Hz}$
	Kritické otáčky	$n_{\text{krit}} = 29\,994,6 \text{ min}^{-1}$
Ložisko 1 (soudečkové dvouřadé)	Radiální síla	$F_{r1} = 147\,123 \text{ N}$
	Axiální síla	$F_{a1} = 0 \text{ N}$
	Životnost	$L_{\text{nh}} = 30\,433 \text{ h}$
Ložisko 2 (kuželíkové párové)	Radiální síla	$F_{r2} = 32\,722 \text{ N}$
	Axiální síla	$F_{a2} = 75\,982 \text{ N}$
	Životnost	$L_{\text{nh}} = 22\,965 \text{ h}$

Výpočet potřebné délky pera pro přenos výkonu

Výkon z naftového agregátu na převodovku bude přenášen pomocí normalizovaného těsného pera podle normy ČSN 02 2562. Aby pero pevnostně vyhovovalo a přeneslo požadovaný výkon, musí být vypočítána jeho minimální délka. Ze znalosti točivého momentu M_k [Nm] a průměru hřídele v místě pera d [m] vypočteme sílu působící na pero:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 10\,112,7}{0,15} = 134\,836 \text{ N}$$

Dovolený tlak, působící na pero p_D [MPa] se dá vyjádřit podle následujícího vztahu, kde výška pera je h [mm], délka pera je l [mm] a šířka pera b [mm]:

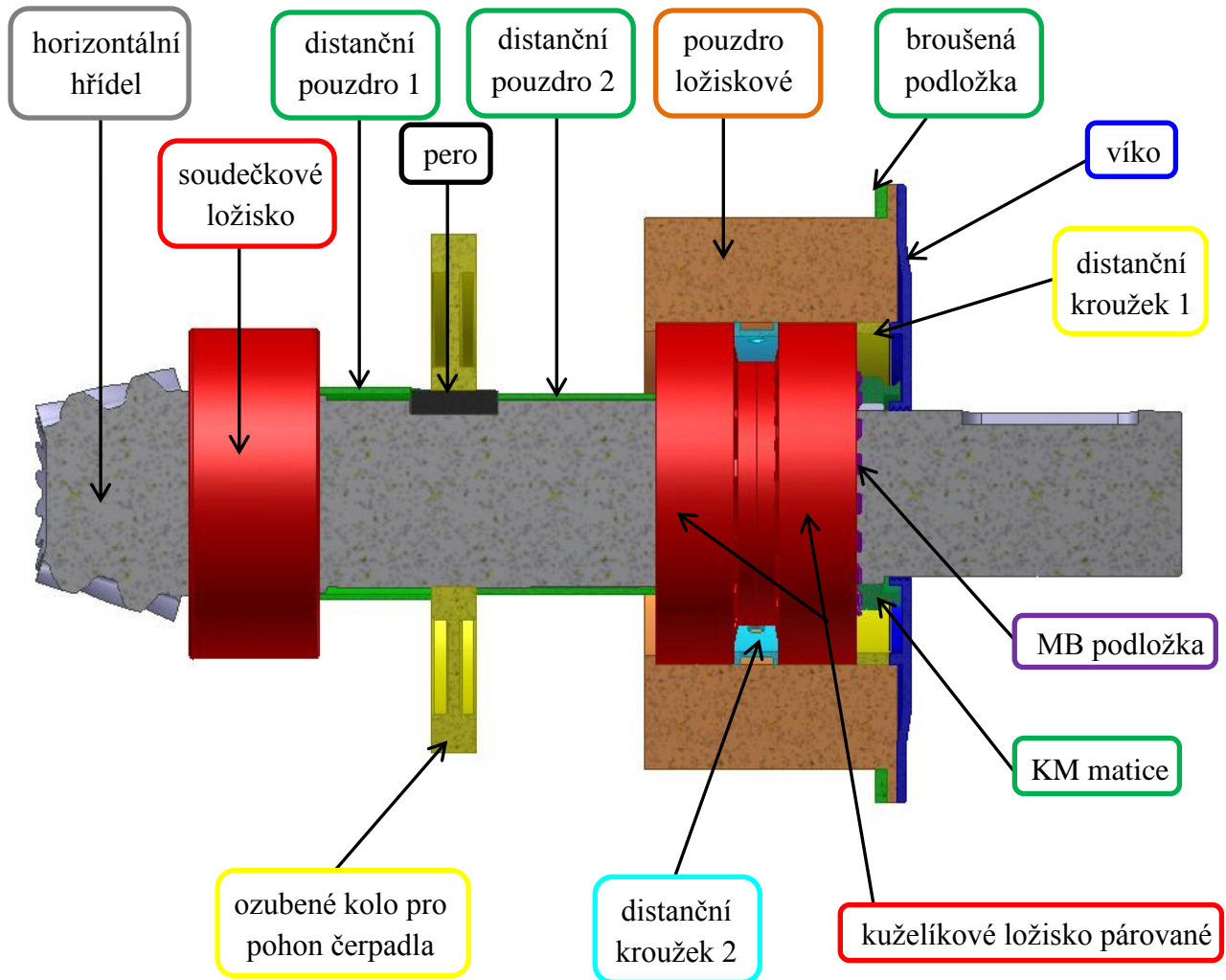
$$p_D = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot (l - \frac{b}{2} \cdot 2)}$$

Úpravou předchozího vztahu získáme vztah pro minimální délku pera:

$$l_{\min} = \frac{2 \cdot F}{p_D \cdot h} + b = \frac{2 \cdot 134\,836}{120 \cdot 20} + 36 = 148,36 \text{ mm}$$

Výpočtem jsme zjistili, že minimální délka pera, která přenesení požadovaný výkon je 148,36 mm. Uvažujeme tedy normalizované pero - PERO ČSN 02 2562 – 36e7x20x160. [6]

Na dalším obrázku (Obr. 18) je vidět řez 3D modelem horizontální hřídele varianty 1. Ložiska a MB podložka nejsou do řezu zahrnuty.

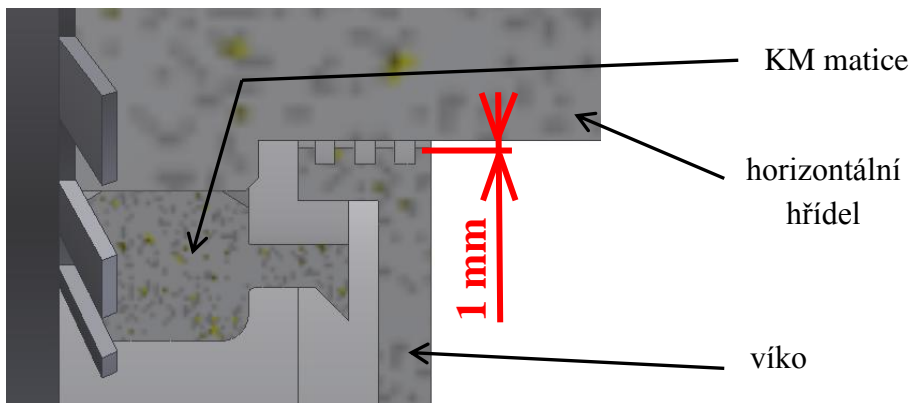


Obr. 18 - Řez 3D modelem horizontální hřídele varianty 1

Horizontální hřídel s kuželovým ozubeným kolem je vyrobena z jednoho kusu. Důvodem jsou malé rozměry kuželového ozubeného kola a z toho vyplývající nevhodnost použití lisovaného spoje. Na horizontální hřídeli je z pravé strany hřídele nalisováno dvouřadé soudečkové ložisko SKF 24136CC/W33 ($d=180$ mm, $D=300$ mm, $B=118$ mm), které dosedá levou stranou vnitřního kroužku na osazení hřídele. Z pravé strany na vnitřní kroužek tohoto ložiska dosedá distanční pouzdro 1. Distanční pouzdro 1 má na pravé straně půlkruhové vybrání ve tvaru konce pera, díky kterému je umožněno dokonalé opření se o ozubené kolo. Toto ozubené kolo slouží k pohonu olejového čerpadla a jedná se o válcové ozubené kolo s přímými zuby. Přenos krouticího momentu z hřídele na ozubené kolo je zajištěn perem ČSN 02 2562 – 40e7x22x80. Z pravé strany se o ozubené kolo opírá distanční pouzdro 2, ve kterém je jako v případě distančního pouzdra 1 půlkruhové vybrání, umožňující dokonalé dosednutí na ozubené kolo. Distanční pouzdro 2 se pravou stranou opírá o vnitřní kroužek párového jednořadého kuželíkového ložiska SKF 32234 J2/DF ($d=170$ mm, $D=310$ mm, $B=182$ mm), uspořádaného do X. Z pravé strany je toto ložisko axiálně ustaveno k hřídeli pomocí MB podložky a KM matice. Tímto způsobem jsou ložiska, distanční pouzdra i válcové ozubené kolo pevně ustaveny na hřídeli a je zabráněn jejich axiální posuv. Jak je již

řečeno v textu výše, levé ložisko (soudečkové dvouřadé) je uloženo v rámu volně, aby umožňovalo axiální posuv hřídele vznikající při průhybu hřídele a vlivem teplotní roztažnosti. Pravé ložisko je uloženo v rámu pevně, tedy zachycuje axiální síly v hřídeli a přenáší je do rámu. K přenosu axiálních sil z ložiska do rámu dochází přes pouzdro. Pouzdro svým osazením na vnitřním průměru dosedá z levé strany na vnější kroužek kuželíkového ložiska a svým osazením na vnějším průměru dosedá přes broušenou podložku na rám. Broušená podložka slouží k přesnému ustavení horizontální hřídele v axiálním směru a tím k přesnému ustavení kuželového soukolí do záběru. Mezi dvojicí kuželíkových ložisek je distanční kroužek 2, který vymezuje vzdálenost mezi vnějšími kroužky ložisek. Tento distanční kroužek má po obvodu drážku s otvory, které slouží k mazání. Přes tyto otvory protéká olej, který maže ložiska. Z pravé strany se o vnější kroužek kuželíkového ložiska opírá distanční kroužek 1 a ten se následně opírá z druhé strany o víko. Tím je docíleno pevného ustavení kuželíkového ložiska. Vůli kuželíkového ložiska v axiálním směru je možno korigovat distančním kroužkem 1 a 2 a konkrétně jejich délkou. Axiální vůle v kuželíkovém ložisku má vliv na oteplování ložiska. [2] [1] [17]

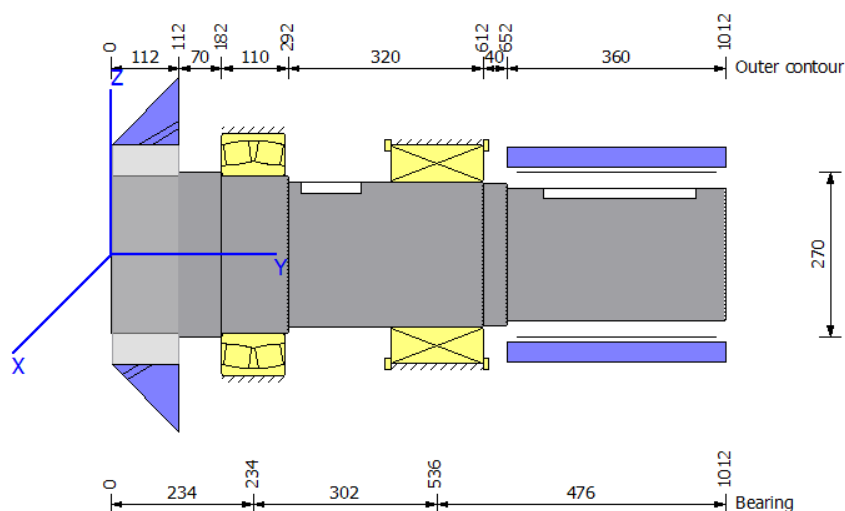
Na dalším obrázku (Obr. 19) je vidět detailně systém labyrintového těsnění mezi KM maticí, víkem a hřídelí. Speciální KM matice s nákrůžkem zvyšuje účinnost labyrintového těsnění. Mezera mezi otvorem víka a hřídelí je na každé straně 1 mm.



Obr. 19 – Systém labyrintového těsnění varianty 1

4.2.2. Varianta 2

Navržená hřídel v prostředí programu KISSsoft je vidět na obrázku níže (Obr. 20).



Obr. 20 – Navržená horizontální hřídel v programu KISSsoft pro variantu 2

Princip konstrukce horizontální hřídele varianty 2 je shodný s principem konstrukce horizontální hřídele varianty 1. Rozdíl je v rozměrových parametrech hřídele, v parametrech ozubeného kola (ozubené kolo je na hřídeli nalisováno) a ve velikosti ložisek. Soudečkové ložisko je SKF 23064CC/W33 (d=320mm, D=480 mm, B=121 mm) a kuželíkové párové ložisko je SKF 32064 X/DF (d=320 mm, D=480mm, B=200 mm). [2] [1]

V následující tabulce (Tab. 19) jsou vidět hodnoty navržené hřídele a ložisek.

Tab. 19 – Zjištěné hodnoty horizontální hřídele varianty 2

		Zjištěné hodnoty
Materiál hřídele (dle ČSN)		12 050.6
Otáčky hřídele (proti směru hodinových ručiček)		$n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$
Točivý moment na hřídeli		$M_k = 37\,328,2 \text{ Nm}$
Maximální průhyb		$y_{\max} = 0,22566 \text{ mm}$
Maximální napětí		$\sigma_{\max} = 20,47 \text{ MPa}$
Vlastní frekvence	Kritická frekvence	$f_{\text{krit}} = 563,51 \text{ Hz}$
	Kritické otáčky	$n_{\text{krit}} = 33\,810,6 \text{ min}^{-1}$
Ložisko 1 (soudečkové dvouřadé)	Radiální síla	$F_{r1} = 240\,297 \text{ N}$
	Axiální síla	$F_{a1} = 0 \text{ N}$
	Životnost	$L_{\text{nh}} = 28\,413 \text{ h}$
Ložisko 2 (kuželíkové párové)	Radiální síla	$F_{r2} = 91\,367 \text{ N}$
	Axiální síla	$F_{a2} = 111\,146 \text{ N}$
	Životnost	$L_{\text{nh}} = 22\,014 \text{ h}$

Materiál horizontální hřídele pro variantu 2 je 12 050 podle ČSN (C45 podle EN normy). Maximální napětí v hřídeli je 20,47 MPa a maximální průhyb hřídele 0,22566 mm. Obě tyto hodnoty považujeme vzhledem k charakteru provozu převodovky za vyhovující. Kritická frekvence, při které nastane na hřídeli rezonanční kmitání, je 563,51 Hz, neboli 33 810,6 otáček za minutu. Pracovní otáčky hřídele jsou pouze 1 000 otáček za minutu, tím pádem se nedosáhne kritických otáček, při kterých by nastávalo rezonanční kmitání hřídele. V tabulce jsou také vidět hodnoty silových účinnů, působících na ložiska. V případě levého ložiska (soudečkové dvouřadé) působí pouze radiální síla, protože ložisko má umožněný posuv v axiálním směru hřídele (kvůli dilatacím hřídele). Ložisko na pravé straně (kuželíkové) je uloženo axiálně pevně, tedy nemá možnost posuvu v axiálním směru hřídele. Toto ložisko zachycuje kromě radiálních sil i síly axiální. Životnost ložisek musí být stejně jako u varianty 1 vyšší než 17 000 hodin, což odpovídá nepřetržitému provozu po dobu dvou let, kdy je převodovka v záruce. V našem případě ložiska z hlediska životnosti vyhovují. [2] [17] [1]

Výpočet potřebné délky pera pro přenos výkonu

Výkon z naftového agregátu na převodovku bude přenášen pomocí normalizovaného těsného pera podle normy ČSN 02 2562. Aby pero pevnostně vyhovovalo a přeneslo požadovaný výkon, musí být vypočítána jeho minimální délka. Ze znalosti točivého momentu M_k [Nm] a průměru hřídele v místě pera d [mm] vypočteme sílu působící na pero:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 37\,328,2}{0,26} = 287\,140 \text{ N}$$

Dovolený tlak, působící na pero p_D [MPa] se dá vyjádřit podle následujícího vztahu, kde výška pera je h [mm], délka pera je l [mm] a šířka pera b [mm]:

$$p_D = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot (l - \frac{b}{2} \cdot 2)}$$

Úpravou předchozího vztahu získáme vztah pro minimální délku pera:

$$l_{\min} = \frac{2 \cdot F}{p_D \cdot h} + b = \frac{2 \cdot 287\,140}{120 \cdot 32} + 56 = 205,55 \text{ mm}$$

Výpočtem jsme zjistili, že minimální délka pera, která přenesení požadovaný výkon je 205,55 mm. Uvažujeme tedy normalizované pero - PERO ČSN 02 2562 – 56e7x32x220. [6]

Výpočet lisovaného spoje mezi hřídelí a ozubeným kolem [6]

Spojení ozubeného kola s hřídelí u varianty 2 je zajištěno nalisováním ozubeného kola na hřídel. Lisovaný spoj musí být správně navržen a následně pevnostně zkontrolován. Vycházíme z následujícího vzorce pro výpočet potřebného tlaku $p_{\text{potř}}$ [MPa] ve spoji pro přenos točivého momentu M_k [Nmm], kde průměr hřídele je d [mm], třecí síla je F_T [N], normálová síla F_N [N], součinitel tření je f [-], délka spoje je l [mm] a koeficient bezpečnosti je s_f [-]:

$$s_f \cdot M_k = F_T \cdot \frac{d}{2} = \frac{d}{2} \cdot F_N \cdot f = \frac{d}{2} \cdot p \cdot S \cdot f = \frac{d}{2} \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot f$$

Po úpravě vztahu a číselném vyjádření získáme:

$$p_{\text{potř}} = \frac{2 \cdot s_f \cdot M_k}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 37\,328\,200}{\pi \cdot 320^2 \cdot 110 \cdot 0,15} = 20,72 \text{ MPa}$$

Potřebný přesah mezi hřídelí a ozubeným kolem $\Delta d_{\text{potř}}$ [mm] se vyjádří pomocí následujícího vztahu, kde modul pružnosti v tahu materiálu je E [MPa], vnější průměr náboje je D [mm] a C_1 a C_2 [-] jsou konstanty:

$$\Delta d_{\text{potř}} = \frac{d \cdot p_{\text{potř}}}{E} \cdot (C_1 + C_2) = \frac{d \cdot p_{\text{potř}}}{E} \cdot \left(1 + \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2}\right) = \frac{320 \cdot 20,72}{2,11 \cdot 10^5} \cdot \left(1 + \frac{356^2 + 320^2}{356^2 - 320^2}\right)$$

Vyčíslením předchozího vztahu získáme:

$$\Delta d_{\text{potř}} = 0,3273 \text{ mm}$$

Dalším krokem výpočtu je určení tolerancí hřídele a náboje. Toleranci díry náboje uvažujeme H7 (horní mezní úchylka $l_1 = 0,057$ mm). Pomocí následujícího vztahu se určí minimální dolní potřebná úchylka l_d hřídele [mm]:

$$l_d \geq l_1 + \Delta d_{\text{potř}} = 0,057 + 0,3273 = 0,3843 \text{ mm}$$

Následně se podle této vypočtené hodnoty určí tolerance hřídele. Vypočtené hodnotě odpovídá tolerance hřídele u8 (dolní mezní úchylka $l_d = 0,39$ mm a horní mezní úchylka $l_h = 0,479$ mm). Tímto jsme zároveň určili i maximální přesah $\Delta d_{max} = 0,408$ mm.

Dalším krokem výpočtu je již samotná pevnostní kontrola spoje. Vycházíme ze vzorce pro maximální přesah, ze kterého úpravou získáme vztah pro maximální tlak ve spoji p_{max} [MPa]:

$$\Delta d_{max} = \frac{d \cdot p_{max}}{E} \cdot (C_1 + C_2) \rightarrow p_{max} = \frac{\Delta d_{max} \cdot E}{d \cdot (C_1 + C_2)} = \frac{0,408 \cdot 2,11 \cdot 10^5}{320 \cdot (1 + \frac{356^2 + 320^2}{356^2 - 320^2})} = 30,32 \text{ MPa}$$

Pomocí následujících dvou vztahů se vyjádří redukované napětí v náboji σ_{redN} [MPa] a redukované napětí v hřídeli σ_{redH} [MPa]:

$$\sigma_{redN} = p_{max} \cdot (C_2 + 1) = 30,32 \cdot \left(\frac{356^2 + 320^2}{356^2 - 320^2} + 1 \right) = 315,84 \text{ MPa}$$

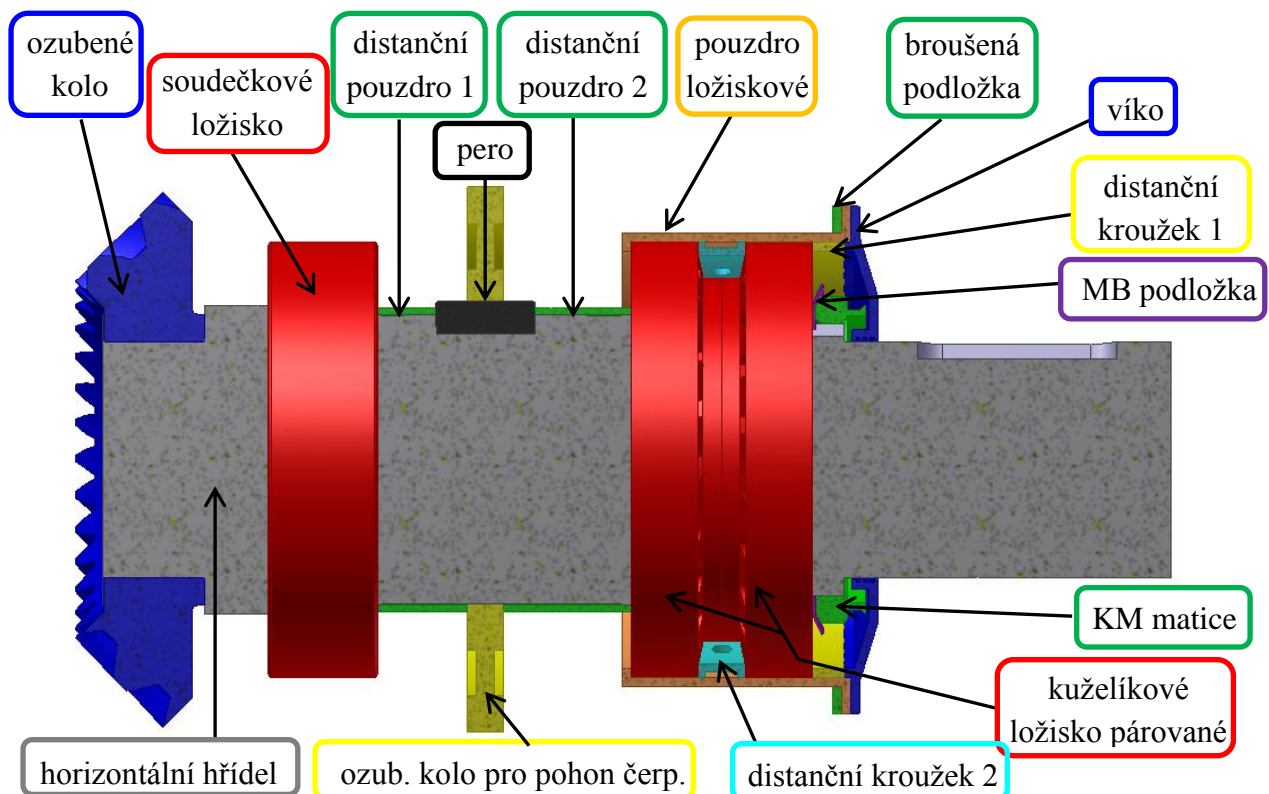
$$\sigma_{redH} = p_{max} \cdot (C_2 - 1) = 30,32 \cdot \left(\frac{356^2 + 320^2}{356^2 - 320^2} - 1 \right) = 255,19 \text{ MPa}$$

Náboj (ozubené kolo) je vyrobeno z ocele 16 326 (podle ČSN), jejíž mez kluzu $R_e = 850$ MPa. Při uvažování koeficientu bezpečnosti $k = 1,5$ vychází dovolené napětí v náboji $\sigma_{DN} = 566,7$ MPa. Hřídel je vyrobena z ocele 12 050.6 (podle ČSN), jejíž mez kluzu je $R_e = 400$ MPa. Při uvažování stejného koeficientu bezpečnosti jako u náboje, tedy $k = 1,5$ vychází dovolené napětí v hřídeli $\sigma_{DH} = 266,7$ MPa. Vzhledem k tomu, že redukované napětí v náboji i v hřídeli je menší než napětí dovolené, považujeme lisovaný spoj za pevnostně vyhovující.

Potřebný rozdíl teplot hřídele a náboje při lisování Δt [°C] se vyjádří pomocí následujícího vztahu, ve kterém montážní vůle je v [-] a koeficient teplotní roztažnosti materiálu je α [K⁻¹]:

$$\Delta t = \frac{\Delta d_{max} + v}{d \cdot \alpha} = \frac{\Delta d_{max} + 0,01 \cdot \sqrt{d}}{d \cdot \alpha} = \frac{0,408 + 0,01 \cdot \sqrt{320}}{320 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6}} = 130 \text{ °C}$$

Na následujícím obrázku (Obr. 21) je vidět řez 3D modelem horizontální hřídele.



Obr. 21 - Řez 3D modelem horizontální hřídele varianty 2

4.2.3. Technologický postupy výroby horizontální hřídele - varianta 1

Na následujícím obrázku (Obr. 22) je vidět 3D model horizontální hřídele pro variantu 1 a na tabulce pod tímto obrázkem (Tab. 20) je vidět technologický postup výroby této hřídele. V příloze je dále k vidění výkres pro hrubovaná pastorku, výkres pro frézování HPG a výrobní výkres pastorkové hřídele. [2] [1]



Obr. 22 - 3D model horizontální hřídele pro variantu 1

Tab. 20 - Technologický postup výroby horizontální hřídele pro variantu 1 [2]

Číslo operace	Pracoviště (středisko)	Popis operace	t _{BC} [min]	t _{AC} [min]
10	Rýsovač (WG 0610)	Rýsování	1	5
20	Vodorovná vyvrtávačka W100 (WG 0435)	Přerovnat čela (pro dl.1140) a navrtat důlky B6	35	35
30	Hrotový soustruh SU 90 A (WG 0431)	Hrubování – čela celk. délky zarovnat na l=1140 (tj. s příd.+5) zleva pro hlavu na KR 245 v dl.190 (i přes pom. čep); dál v dl.145 na KR 210; dále v dl.505 na KR 190; zbytek čepu rovně do konce na KR 185; rad. přechody R5; srazit hrany 2x45°; vlevo u pom. čepu navrtat důlek B6; vpravo provést závit M27-6Hx45-55 a srazit hranu 3x60° jako důlek	30	225
40	Technická kontrola (WG 0610)	Kontrola provedení + značení	1	10
50	Šlechtění (302)	Zušlechtit na HB=240-290 dle TP a plánu zkoušek	1	280
60	Kontrola po tepelném zpracování (302)	Provedení/tvrdost + vystavit protokol dle TP a plánu zkoušek	1	10
70	Technická kontrola (WG 0610)	Převzetí + protokoly	1	10

80	Hrotový soustruh SU 90 A (WG 0431)	Přetočit hrub. povrchy + čela a přerovnat čelo hlavy na Ra=3,2 – 6,3 pro zk. UZ; srazit ostří	25	75
90	UZ zkouška (WG 0610)	Provést zkoušku UZ dle TP a planu zkoušek + vystavit protokol	1	30
100	CNC hrotový soustruh MASTURN (WG 0431)	Dle techn. tvaru pro hrub. ozubení – náčrt list č.2. Čela celk. délky zar. hotově na l=1128,96; vlevo u pom. čepu provést závit M20-6Hx30-38 a srazit hranu 3x60° jako důlek; vpravo provést závit M30-6Hx45-52 a srazit hranu 4x60° jako důlek; hlavu ozub. hotově, včetně vytočené rysky; KR180f8 na KR180,40; ostatní dle náčrtu – hot., ostatní dodržet; Bezpodmínečně dodržet: rozměr 283,96 (0;-0,1) na horní mez pro brus + ustavovací rozměry = pom. čep dl.40; KR185 a R1; 125,16; nákrůžek KR 200x20; výběr do čela pod zuby k čepu KE 50 a R2	40	220
110	Technická kontrola (WG 0610)	Kontrola provedení + značení	1	10
120	Rýsovač (WG 0610)	Orýsování	1	10
130	Vodorovná vyvrtávačka W100 (WG 0435)	Dle tvaru pro hrub. ozubení – náčrt list č.2. Dle pohl. A: drážku s=16 v dl.20 do hl.15 (od nákrůžku)	25	17
140	Zámečnický (WG 0450)	Srazit ostří drážky	2	1
150	Hrotová bruska BHU 50 A (WG 0432)	Dle tvaru pro hrub. ozubení – náčrt list č.2. KR 180f8 + lehce přil. čelo nákrůžku; lehce KR 185 i R1; lehce pom. čep KR 50	20	25
160	Zámečnický (WG 0450)	Srazit ostří drážky	2	1
170	Technická kontrola (WG 0610)	Provedení + proměřit	1	15
180	Frézka na kuželová kola Klingelberg (WG 0434)	Ozubení hrub. s příd.+0,2 na b.z. – kontr. dle KR 185 a pom. čepu	1	1

190	Frézka na kuželová kola Klingelberg (WG 0434)	Oprava obrazu nesení	60	1
200	Zámečnick (WG 0450)	Srazit ostří dle PI 213	5	21
210	Kontrolní aparát IMO 1000 (WG 0610)	Ustavit – kontr. záběru a sezení s protikusem dle PI 212, sšíslovat jednotlivé páry. Vystavit protokol naměřených hodnot.	1	60
220	Technická kontrola (WG 0610)	Kontr. provedení + značení	1	15
230	Pracoviště nátěru (302)	1) Vyčistit, odmastit 2) Provést anticementační nátěr – kromě ozubení vše = řádně i pom. čep a výběr do čela pod zuby + drážku; nenatírat závity pro závěs (plocha nátěru cca. 48 dm ²) 3) Po ustavení do pece řádně chránit závity pro závěs (zátkami + podložkou + nátěr)	3	27
240	Cementace + kalení + odmaštění (302)	Cementovat do hl. 1,2 – 1,4 dle TP na výkrese. Kalit na HRC dle TP na výkrese a plánu zkoušek. (Max. přípustné deformace pro cementaci a kalení dle pracovní instrukce WN050 a WNO39)	1	150
250	Kontrola po tepelném zpracování (302)	Provedení/tvrdość + vystavit protokol dle TP a plánu zkoušek. Kontr. deformací; nechat rovnat do 0,2 mm	1	10
260	Pískovna (302)	Tryskat – řádně ozubení, chránit závity	1	10
270	Technická kontrola (WG 0610)	Převzetí + protokoly	1	5
280	Hrotový soustruh SUS 80 (WG 0431)	Dle tvaru pro HPG – náčrt list č.3. Řádně středit dle KR 180f8 + KR 185 a pom. čepu (popř. chybu rozdělit). Lehce zatočit pásky pro lunetu: pom.	40	125

		čep zarovnat na l=38 + důlek; pravé čelo celk. délky (přes hlavu) upíchnout a zarovnat na l=1038,96 hotově a záv. důlek A M30-hot.; nákrůžek KR 200 zkrátit na (15) na míru 278,96 (0;-0,1); KR 174h7 na KR 174,3; KR 170 – hot.; rád. přechody R2; srazit hrany. Ostatní KR nepřetáčet.		
290	Zámečnick (WG 0450)	Srazit ostří drážky	2	1
300	Hrotová bruska BHU 50 A (WG 0432)	Dle tvaru pro HPG – náčrt list č.3. KR 174h7 + lehce přilehlé čelo nákrůžku; lehce nákrůžek KR 200; lehce přerovnat konec čepu vpravo – v dl.50 přepnout: lehce pom. čep	20	30
310	Zámečnick (WG 0450)	Srazit ostří drážky	2	2
320	Technická kontrola (WG 0610)	Provedení + značení	1	5
330	Frézka na kuželová kola Klingelberg (WG 0434)	Ozubení hotově – HPG. Kontr. dle KR 185 a pom. čepu.	360	650
340	Frézka na kuželová kola Klingelberg (WG 0434)	Oprava obrazu nesení	60	1
350	Zámečnick (WG 0450)	Upravit ostří dle PI 213. Zabalit a uložit do palety.	5	10
360	Kontrolní aparát IMO 1000 (WG 0610)	Kontrola sezení s protikusem, sčíslované páry. Kontrola a kvalita ozubení. Zabalit a uložit do palety.	1	60
370	Odmašťovací stroj DETOX (WG 0440)	Vyčistit, odmastit – pro zk. na trhlinky; před i po zkoušce	15	3
380	Elektromagnetické zkoušení HEL	Provést zk. na trhlinky dle TP a vystavit protokol. Zabalit a uložit do palety.	1	20

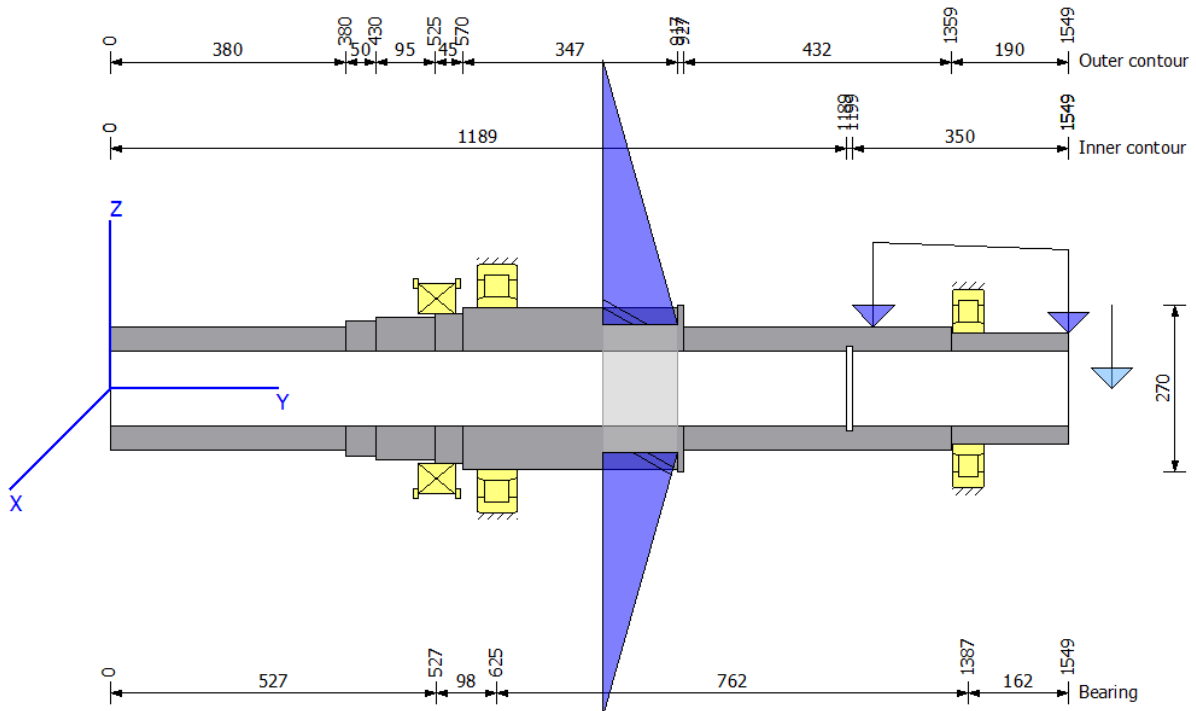
390	Hrotový soustruh SUS 80 (WG 0431)	Dle nárysu – list č.1. Regulovat důlky (hrany); upínat za pom. čep; řádně středit dle KR 185 (u ozub.); s příd. pro brus: utočit nákrůžek KR 200; KR 180r6 na KR 180,55 a čelo na míru 13,8 (resp. na míru přes hlavu - 138,96) - hot.; KR 170r6 na KR 170,55 (čelo na míru 263,96); KR pro závit a zápich + závit M165x2 – řezat hot., lícovat dle matice (pom. matice KM); KR 150m6 na KR 150,50 ostatní hot.; hrany srazit. POZOR – pom. čep neutáčet!	40	145
400	Technická kontrola (WG 0610)	Kontr. provedení + značení	1	10
410	Rýsovač (WG 0610)	Orýsování	1	15
420	Vodorovná vyvrtávačka W100 (WG 0435)	Drážku dle řezu B-B: b=19(0,1;+0,2) – hot. Drážku dle řezu A-A: B=40P9 – hot., včetně rad. ve dně Drážku dle řezu C-C: B=36P9 – hot., včetně rad. ve dně	35	75
430	Zámečnick (WG 0450)	Srazit ostří drážky v závitu i výběhy	2	6
440	Hrotová bruska BHU 50 A (WG 0432)	KR 150m6; KR 170r6 + lehce přilehlá čela. Dodržet opracování a tolerance.	20	40
450	Technická kontrola (WG 0610)	Proměřit a vystavit rozměr. záznam/protokol	1	5
460	Hrotový soustruh SUS 80 (WG 0431)	Regulovat rad. po brusce; upíchnout pom. čep; řádně přestředit a důlek B5 – hot.; začistit stopy po lunetě.	30	35
470	Technická kontrola (WG 0610)	Kontrola provedení součásti	1	20

4.3. Návrh vertikální hřídele

Návrh vertikální hřídele a ložisek je proveden opět v programu KISSsoft. Modely jsou vytvořeny v softwaru Autodesk Inventor. Vertikální hřídel je dutá s vnitřními drážkami pro pero a ozubené kolo je na této hřídeli nalisováno.

4.3.1. Varianta 1

Otáčky vertikální hřídele varianty 1 jsou $280,7 \text{ min}^{-1}$ a přenášený výkon 1 059 kW. Navržená vertikální hřídel v programu KISSsoft pro variantu 1 je vidět na obrázku níže (Obr. 23). [1]



Obr. 23 - Navržená vertikální hřídel v programu KISSsoft pro variantu 1

Levý konec hřídele je uvažován jako dolní konec při vertikální poloze. Ložisko na levé straně je axiální soudečkové ložisko SKF 29248 ($d=240 \text{ mm}$, $D=340 \text{ mm}$, $B=60 \text{ mm}$), které zachycuje axiální síly na hřídeli v záporném směru osy y . Ložisko uprostřed je ložisko válečkové SKF NU 1052 MA ($d=260 \text{ mm}$, $D=400 \text{ mm}$, $B=65 \text{ mm}$), které zachycuje pouze radiální síly. Ložisko na pravé straně je ložisko válečkové SKF NJ 236 ECMA ($d=180 \text{ mm}$, $D=320 \text{ mm}$, $B=52 \text{ mm}$), jehož konstrukce s dvěma vodícími přírubami na vnějším kroužku a s jednou vodící přírubou na vnitřním kroužku umožňuje zachycovat axiální síly v jednom směru. V tomto případě je ložisko uloženo tak, že zachycuje axiální síly v kladném směru osy y . Hlavním důvodem použití tohoto typu ložiska je fakt, že při rozběhu převodovky nám zpočátku působí od čerpadla axiální síla v kladném směru osy y a teprve až po dosažení určitých otáček se mění smysl síly do záporného směru osy y . Toto ložisko má zachycovat právě tyto axiální síly v kladném směru osy y vznikající při rozběhu čerpadla. Výpočet programem KISSsoft je proveden pro stav při pracovních otáčkách hřídele ($n = 280,7 \text{ min}^{-1}$), tedy pro stav, kdy působí na hřídeli pouze axiální síla v záporném směru osy y . Z tohoto důvodu dosahuje životnost ložiska typu NJ tak vysokých hodnot. [2] [1] [17]

V následující tabulce (Tab. 21) jsou vidět hodnoty navržené hřídele a ložisek.

Tab. 21 - Zjištěné hodnoty vertikální hřídele varianty 1

		Zjištěné hodnoty
Materiál hřídele (dle ČSN)		12 050
Otáčky hřídele (proti směru hodinových ručiček)		$n = 280,7 \text{ min}^{-1}$
Točivý moment na hřídeli		$M_k = 36\,026,5 \text{ Nm}$
Maximální průhyb		$y_{\max} = 0,11853 \text{ mm}$
Maximální napětí		$\sigma_{\max} = 59,5 \text{ MPa}$
Vlastní frekvence	Kritická frekvence	$f_{\text{krit}} = 330,44 \text{ Hz}$
	Kritické otáčky	$n_{\text{krit}} = 19\,826,37 \text{ min}^{-1}$
Ložisko 1 (axiální soudečkové)	Radiální síla	$F_{r1} = 0 \text{ N}$
	Axiální síla	$F_{a1} = 74\,263 \text{ N}$
	Životnost	$L_{\text{nh}} = 163\,253 \text{ h}$
Ložisko 2 (válečkové typ NU)	Radiální síla	$F_{r2} = 102\,185 \text{ N}$
	Axiální síla	$F_{a2} = 0 \text{ N}$
	Životnost	$L_{\text{nh}} = 25\,111 \text{ h}$
Ložisko 3 (válečkové typ NJ)	Radiální síla	$F_{r3} = 36\,209 \text{ N}$
	Axiální síla	$F_{a3} = 0 \text{ N}$
	Životnost	$L_{\text{nh}} = 1\,264\,703 \text{ h}$

Materiál vertikální hřídele pro variantu 1 je ocel 12 050 podle ČSN (C45 podle EN normy). Maximální napětí v hřídeli je 59,5 MPa a maximální průhyb 0,11853 mm. Vzhledem k velikosti a charakteru provozu převodovky považujeme tyto hodnoty za vyhovující. Kritická frekvence, při které nastane na hřídeli rezonanční kmitání je 330,44 Hz, neboli 19 826,37 otáček za minutu. Pracovní otáčky hřídele jsou 280,7 otáček za minutu a pracovní otáčky horizontální hřídele 1 000 otáček za minutu. Tím pádem se nedosáhne kritických otáček, při kterých by nastávalo rezonanční kmitání hřídele. V tabulce jsou také vidět hodnoty silových účinků na jednotlivá ložiska a životnost jednotlivých ložisek. Vysoká životnost ložiska 3 (válečkového typu NJ) je způsobena výpočtem při 280,7 otáček za minutu. To znamená, že zde není uvažován vliv axiální síly v kladném směru osy y vznikající při rozběhu čerpadla, kterou toto ložisko zachycuje. Uvažováním tohoto rozběhového stavu by se životnost snížila.

Výpočet potřebné délky pera pro přenos výkonu

Výkon z ozubeného kola na vertikální hřídeli bude přenášen na čerpadlo pomocí dvojice normalizovaných těsných per podle normy ČSN 02 2562. Aby pera pevnostně vyhovovaly a přenesly požadovaný výkon, musí být vypočítána jejich minimální délka. Ze znalosti točivého momentu M_k [Nm] a průměru hřídele v místě pera d [m] vypočteme sílu působící na pero:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 36\,026,5}{0,12} = 600\,442 \text{ N}$$

Dovolený tlak, působící na pero p_D [MPa] se dá vyjádřit podle následujícího vztahu, kde výška pera je h [mm], délka pera je l [mm] a šířka pera b [mm]:

$$p_D = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot (l - \frac{b}{2} \cdot 2)}$$

Úpravou předchozího vztahu získáme vztah pro minimální délku pera:

$$l_{\min} = \frac{2 \cdot F}{p_D \cdot h} + b = \frac{2 \cdot 600\,442}{120 \cdot 18} + 32 = 588 \text{ mm}$$

Vzhledem k tomu, že uvažujeme pera dvě, je minimální délka při uvažování dvojice per dána následujícím vztahem:

$$l_{\min 2} = \frac{l_{\min}}{2} = \frac{588}{2} = 294 \text{ mm}$$

Výpočtem jsme zjistili, že minimální délka per, která přenesou požadovaný výkon je 294 mm. Uvažujeme tedy normalizované pero - PERO ČSN 02 2562 – 32e7x18x315. [6]

Výpočet lisovaného spoje mezi hřídelí a ozubeným kolem [6]

Spojení ozubeného kola s hřídelí je zajištěno nalisováním ozubeného kola na hřídel. Lisovaný spoj musí být správně navržen a následně pevnostně zkontrolován. Vycházíme z následujícího vzorce pro výpočet potřebného tlaku $p_{\text{potř}}$ [MPa] ve spoji pro přenos točivého momentu M_k [Nmm], kde vnější průměr hřídele je d [mm], třecí síla je F_T [N], normálová síla F_N [N], součinitel tření je f [-], délka spoje je l [mm] a koeficient bezpečnosti je s_f [-]:

$$s_f \cdot M_k = F_T \cdot \frac{d}{2} = \frac{d}{2} \cdot F_N \cdot f = \frac{d}{2} \cdot p \cdot S \cdot f = \frac{d}{2} \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot f$$

Po úpravě vztahu a číselném vyjádření získáme:

$$p_{\text{potř}} = \frac{2 \cdot s_f \cdot M_k}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 36\,026\,500}{\pi \cdot 260^2 \cdot 120 \cdot 0,15} = 37,69 \text{ MPa}$$

Potřebný přesah mezi hřídelí a ozubeným kolem $\Delta d_{\text{potř}}$ [mm] se vyjádří pomocí následujícího vztahu, kde modul pružnosti v tahu materiálu je E [MPa], vnější průměr náboje je D [mm], vnitřní průměr hřídele je d_o [mm] a C_1 a C_2 [-] jsou konstanty:

$$\Delta d_{\text{potř}} = \frac{d \cdot p_{\text{potř}}}{E} \cdot (C_1 + C_2) = \frac{d \cdot p_{\text{potř}}}{E} \cdot \left(\frac{d^2 + d_o^2}{d^2 - d_o^2} + \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \right) = \frac{260 \cdot 37,69}{2,11 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{260^2 + 120^2}{260^2 - 120^2} + \frac{340^2 + 260^2}{340^2 - 260^2} \right)$$

Vyčíslením předchozího vztahu získáme:

$$\Delta d_{\text{potř}} = 0,2488 \text{ mm}$$

Dalším krokem výpočtu je určení tolerancí hřídele a náboje. Toleranci díry náboje uvažujeme H7 (horní mezní úchylka $l_1 = 0,052$ mm). Pomocí následujícího vztahu se určí minimální dolní potřebná úchylka l_d hřídele [mm]:

$$l_d \geq l_1 + \Delta d_{\text{potř}} = 0,052 + 0,2488 = 0,3008 \text{ mm}$$

Následně se podle této vypočtené hodnoty určí tolerance hřídele. Vypočtené hodnotě odpovídá tolerance hřídele u6 (dolní mezní úchylka $l_d = 0,315$ mm a horní mezní úchylka $l_h = 0,347$ mm). Tímto jsme zároveň určili i maximální přesah $\Delta d_{\text{max}} = 0,347$ mm.

Dalším krokem výpočtu je již samotná pevnostní kontrola spoje. Vycházíme ze vzorce pro maximální přesah, ze kterého úpravou získáme vztah pro maximální tlak ve spoji p_{max} [MPa]:

$$\Delta d_{\max} = \frac{d \cdot p_{\max}}{E} \cdot (C_1 + C_2) \rightarrow p_{\max} = \frac{\Delta d_{\max} \cdot E}{d \cdot (C_1 + C_2)} = \frac{0,347 \cdot 2,11 \cdot 10^5}{260 \cdot \left(\frac{260^2 + 120^2}{260^2 - 120^2} + \frac{340^2 + 260^2}{340^2 - 260^2} \right)} = 52,56 \text{ MPa}$$

Pomocí následujících dvou vztahů se vyjádří redukované napětí v náboji σ_{redN} [MPa] a redukované napětí v hřídeli σ_{redH} [MPa]:

$$\sigma_{\text{redN}} = p_{\max} \cdot (C_2 + 1) = 52,56 \cdot \left(\frac{340^2 + 260^2}{340^2 - 260^2} + 1 \right) = 253,16 \text{ MPa}$$

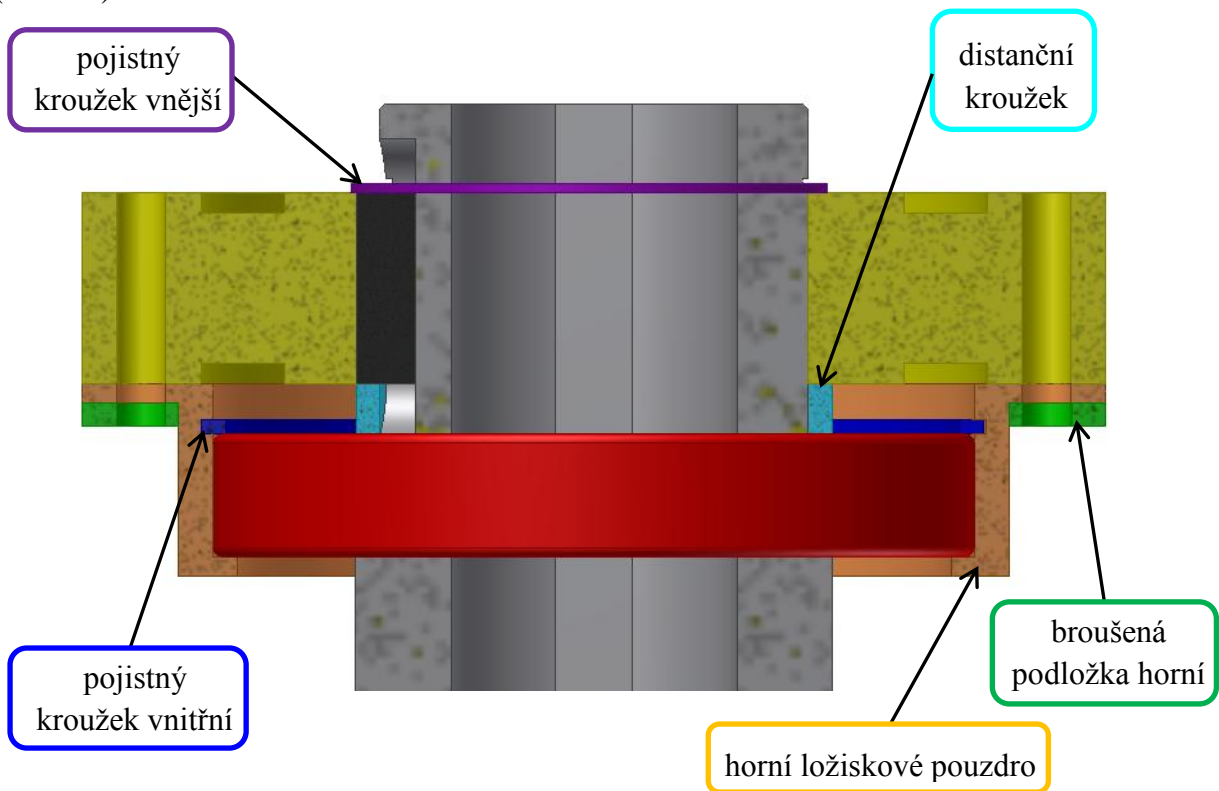
$$\sigma_{\text{redH}} = p_{\max} \cdot (C_2 - 1) = 52,56 \cdot \left(\frac{340^2 + 260^2}{340^2 - 260^2} - 1 \right) = 148,04 \text{ MPa}$$

Náboj (ozubené kolo) je vyrobeno z ocele 16 326 (podle ČSN), jejíž mez kluzu $R_e = 850$ MPa. Při uvažování koeficientu bezpečnosti $k = 1,5$ vychází dovolené napětí v náboji $\sigma_{\text{DN}} = 566,7$ MPa. Hřídel je vyrobena z ocele 12 050 (podle ČSN), jejíž mez kluzu je $R_e = 315$ MPa. Při uvažování stejného koeficientu bezpečnosti jako u náboje, tedy $k = 1,5$ vychází dovolené napětí v hřídeli $\sigma_{\text{DH}} = 210$ MPa. Vzhledem k tomu, že redukované napětí v náboji i v hřídeli je menší než napětí dovolené, považujeme lisovaný spoj za pevnostně vyhovující.

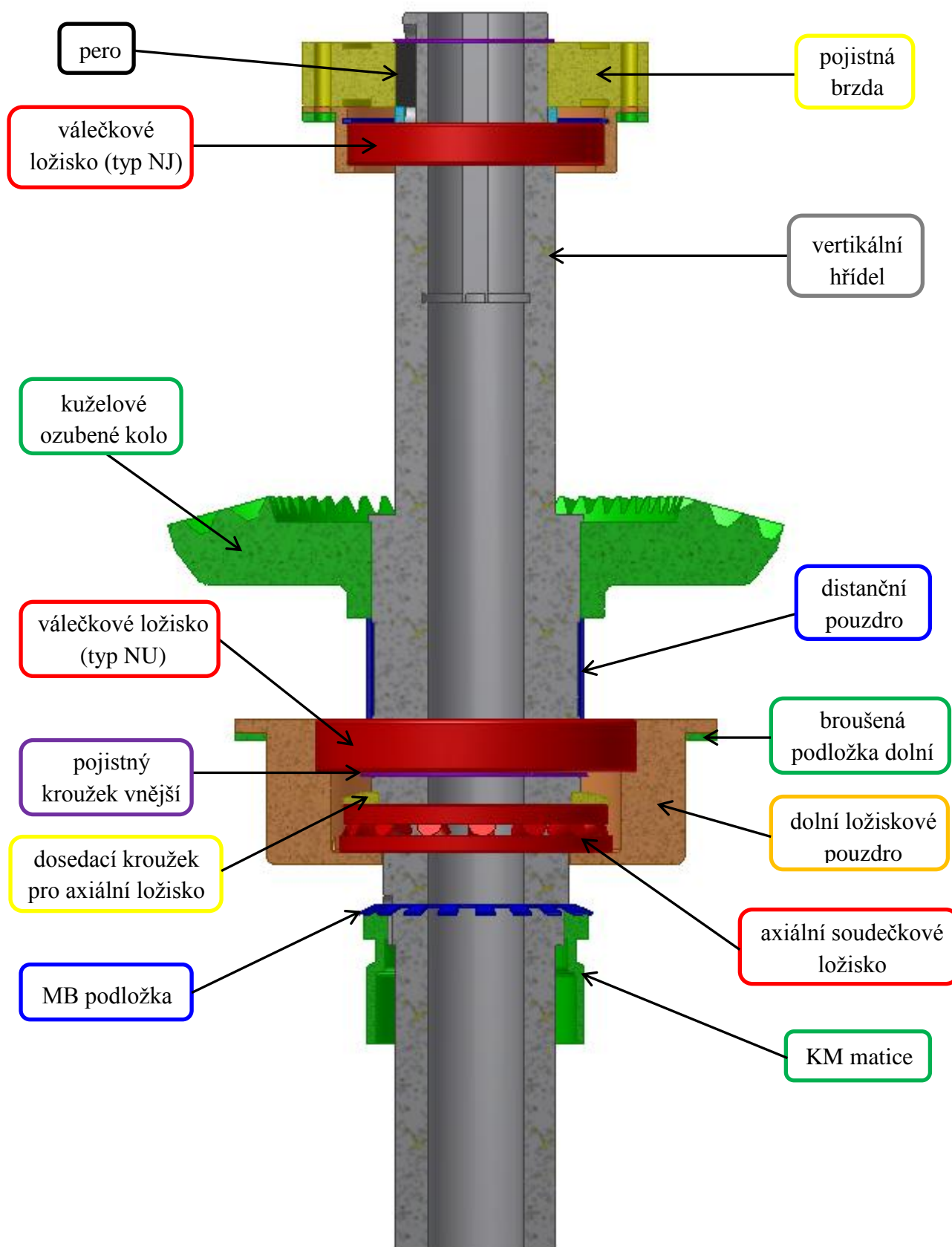
Potřebný rozdíl teplot hřídele a náboje při lisování Δt [°C] se vyjádří pomocí následujícího vztahu, ve kterém montážní vůle je v [-] a koeficient teplotní roztažnosti materiálu je α [K^{-1}]:

$$\Delta t = \frac{\Delta d_{\max} + v}{d \cdot \alpha} = \frac{\Delta d_{\max} + 0,01 \cdot \sqrt{d}}{d \cdot \alpha} = \frac{0,347 + 0,01 \cdot \sqrt{260}}{260 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6}} = 168,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Na dalším obrázku (Obr. 24) je vidět detailní pohled na 3D model řezu vertikální hřídele varianty 1 a na obrázku pod ním je vidět řez celým 3D modelem vertikální hřídele varianty 1 (Obr. 25).



Obr. 24 - Detail 3D řezu modelem vertikální hřídele varianty 1

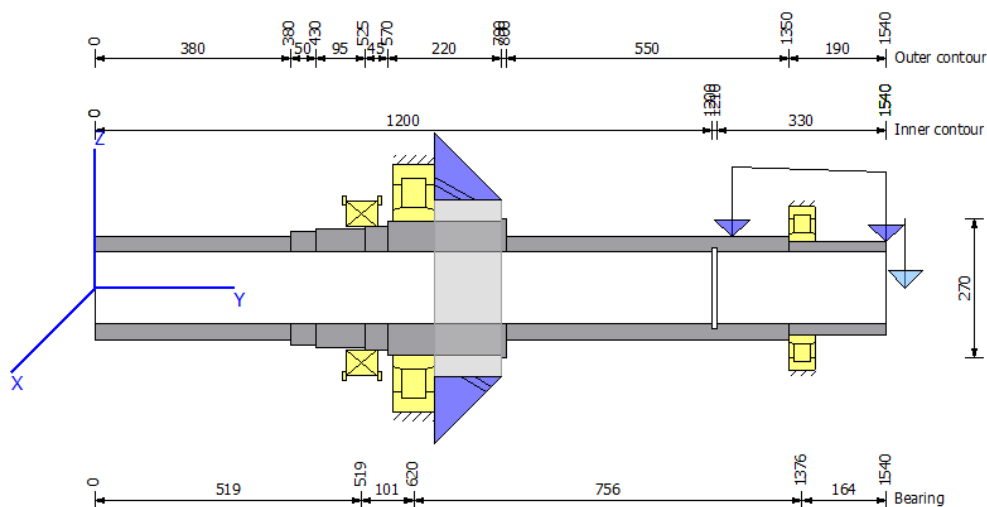


Obr. 25 - Řez 3D modelem vertikální hřídele varianty 1

Z předchozích obrázků je vidět princip uložení vertikální hřídele v rámu. Kuželové ozubené kolo je na hřídel nalisováno ze spodní strany až po dosednutí na osazení hřídele. O spodní plochu kuželového kola se opírá distanční pouzdro, které z druhé strany dosedá na válečkové ložisko a vymezuje tím vzájemnou polohu ozubeného kola a ložiska. Ložisko je z druhé strany na hřídeli axiálně zajištěno vnějším pojistným kroužkem ČSN 02 2930 – 260. Vnější kroužek ložiska spodní stranou dosedá na osazení vnitřního průměru dolního pouzdra. Dolní pouzdro dosedá přes dolní broušenou podložku na rám, ke kterému je připevněno šrouby. Dolní broušená podložka slouží k přesnému axiálnímu ustavení hřídele a tím k přesnému ustavení kol do záběru. Na dně dolního pouzdra sedí axiální soudečkové ložisko. Axiální síly se z hřídele na axiální ložisko přenášejí pomocí dosedacího kroužku, který je opřen o osazení hřídele. Pod dolním pouzdrem je na hřídel nasazená MB podložka a následně našroubována speciální KM matice s nákrůžkem. Tyto dva členy nepřenášejí žádné silové účinky působící na hřídeli. Slouží pouze k vytvoření labyrintového systému těsnění oleje, aby nedocházelo k úniku oleje dolním otvorem v rámu. Z horní strany je na vertikální hřídel nalisováno válečkové ložisko typu NJ až po dosednutí vnitřního kroužku ložiska o osazení hřídele. Ložisko svým vnějším kroužkem ze spodní strany dosedá na vnitřní osazení horního pouzdra. Z druhé strany je vnější kroužek tohoto ložiska zajištěn vnitřním pojistným kroužkem ČSN 02 2931 – 320, který sedí drážce horního pouzdra. Horní pouzdro dosedá svým vnějším osazením přes horní broušenou podložku na rám, ke kterému je připevněn šrouby. Broušená podložka má v tomto případě funkci vymezování vůle válečkového ložiska typu NJ. Axiálnímu posuvu vnitřního kroužku ložiska po hřídeli je z horní strany zamezeno distančním kroužkem, který se opírá z jedné strany o vnitřní kroužek ložiska a z druhé strany o vnitřní kroužek pojistné brzdy. Zde použitá pojistná brzda je brzda Ringspann FXM 260-63 LX (d=180 mm, D=430 mm, B=80 mm) a slouží k jistění proti protočení vertikální hřídele v opačném smyslu rotace. Tento stav může nastat při spouštění naftového agregátu, kdy naftový agregát při rozběhu v nízkých otáčkách může mít snahu protočit se v opačném smyslu otáčení. Brzda jistí smysl otáčení až do hodnoty otáčení hřídele 220 otáček za minutu, poté se brzda automaticky odpojí. Brzda je společně s horním pouzdrem a horní broušenou podložkou připevněna k rámu pomocí šestnácti šroubů M20. Vnitřní kroužek pojistné brzdy je axiálně zajištěn z druhé strany proti posunutí po hřídeli vnějším pojistným kroužkem ČSN 02 2930 – 180. [2] [1] [17] [18]

4.3.2. Varianta 2

Navržená hřídel v prostředí programu KISSsoft je vidět na obrázku níže (Obr. 26).



Obr. 26 - Navržená vertikální hřídel v programu KISSsoft pro variantu 2

Princip konstrukce vertikální hřídele varianty 2 je shodný s principem konstrukce vertikální hřídele varianty 1. Kromě ložiska typu NU, které je odlišné, jsou u této varianty použita i stejná ložiska jako u varianty 1. Axiální soudečkové ložisko je SKF 29248, válečkové ložisko typu NJ je SKF NJ 236 ECMA a válečkové ložisko typu NU je FAG NU 252 E-M1 (d=260 mm, D=480 mm, B=80 mm). [2] [1] [17] [19]

V následující tabulce (Tab. 22) jsou vidět hodnoty navržené hřídele a ložisek.

Tab. 22 - Zjištěné hodnoty vertikální hřídele varianty 2

		Zjištěné hodnoty
Materiál hřídele (dle ČSN)		12 050
Otáčky hřídele (proti směru hodinových ručiček)		$n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$
Točivý moment na hřídeli		$M_k = 37\,328,2 \text{ Nm}$
Maximální průhyb		$y_{\max} = 0,13015 \text{ mm}$
Maximální napětí		$\sigma_{\max} = 75,61 \text{ MPa}$
Vlastní frekvence	Kritická frekvence	$f_{\text{krit}} = 325,17 \text{ Hz}$
	Kritické otáčky	$n_{\text{krit}} = 19\,510,2 \text{ min}^{-1}$
Ložisko 1 (axiální soudečkové)	Radiální síla	$F_{r1} = 0 \text{ N}$
	Axiální síla	$F_{a1} = 55\,138 \text{ N}$
	Životnost	$L_{\text{nh}} = 123\,639 \text{ h}$
Ložisko 2 (válečkové typ NU)	Radiální síla	$F_{r2} = 162\,937 \text{ N}$
	Axiální síla	$F_{a2} = 0 \text{ N}$
	Životnost	$L_{\text{nh}} = 18\,713 \text{ h}$
Ložisko 3 (válečkové typ NJ)	Radiální síla	$F_{r3} = 30\,275 \text{ N}$
	Axiální síla	$F_{a3} = 0 \text{ N}$
	Životnost	$L_{\text{nh}} = 644\,695 \text{ h}$

Materiál vertikální hřídele pro variantu 2 je ocel 12 050 podle ČSN (C45 podle EN normy). Maximální napětí v hřídeli je 75,61 MPa a maximální průhyb 0,13015 mm. Vzhledem k velikosti a charakteru provozu převodovky považujeme tyto hodnoty za vyhovující. Kritická frekvence, při které nastane na hřídeli rezonanční kmitání, je 325,17 Hz, neboli 19 510,2 otáček za minutu. Pracovní otáčky hřídele jsou 280,7 otáček za minutu a pracovní otáčky horizontální hřídele 1 000 otáček za minutu. Tím pádem se nedosáhne kritických otáček, při kterých by nastávalo rezonanční kmitání hřídele. V tabulce jsou také vidět hodnoty silových účinků na jednotlivá ložiska a životnost jednotlivých ložisek. Vysoká životnost ložiska 3 (válečkového typu NJ) je způsobena výpočtem při 1 000 otáčkách za minutu. To znamená, že zde není uvažován vliv axiální síly v kladném směru osy y vznikající při rozběhu čerpadla, kterou toto ložisko zachycuje. Uvažováním tohoto rozběhového stavu by se životnost snížila.

Výpočet potřebné délky pera pro přenos výkonu

Výkon z ozubeného kola na vertikální hřídeli bude přenášěn na čerpadlo pomocí dvojice normalizovaných těsných per podle normy ČSN 02 2562. Aby pera pevnostně vyhovovaly a přenesly požadovaný výkon, musí být vypočítána jejich minimální délka. Ze znalosti točivého momentu M_k [Nm] a průměru hřídele v místě pera d [mm] vypočteme sílu působící na pero:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 37\,328,2}{0,12} = 622\,137 \text{ N}$$

Dovolený tlak, působící na pero p_D [MPa] se dá vyjádřit podle následujícího vztahu, kde výška pera je h [mm], délka pera je l [mm] a šířka pera b [mm]:

$$p_D = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot (l - \frac{b}{2} \cdot 2)}$$

Úpravou předchozího vztahu získáme vztah pro minimální délku pera:

$$l_{\min} = \frac{2 \cdot F}{p_D \cdot h} + b = \frac{2 \cdot 622\,137}{120 \cdot 18} + 32 = 608 \text{ mm}$$

Vzhledem k tomu, že uvažujeme pera dvě, je minimální délka při uvažování dvojice per dána následujícím vztahem:

$$l_{\min 2} = \frac{l_{\min}}{2} = \frac{608}{2} = 304 \text{ mm}$$

Výpočtem jsme zjistili, že minimální délka per, která přenesou požadovaný výkon je 304 mm. Uvažujeme tedy normalizované pero - PERO ČSN 02 2562 – 32e7x18x315. [6]

Výpočet lisovaného spoje mezi hřídelí a ozubeným kolem [6]

Spojení ozubeného kola s hřídelí je zajištěno nalisováním ozubeného kola na hřídel. Lisovaný spoj musí být správně navržen a následně pevnostně zkontrolován. Vycházíme z následujícího vzorce pro výpočet potřebného tlaku $p_{\text{potř}}$ [MPa] ve spoji pro přenos točivého momentu M_k [Nmm], kde vnější průměr hřídele je d [mm], třecí síla je F_T [N], normálová síla F_N [N], součinitel tření je f [-], délka spoje je l [mm] a koeficient bezpečnosti je s_f [-]:

$$s_f \cdot M_k = F_T \cdot \frac{d}{2} = \frac{d}{2} \cdot F_N \cdot f = \frac{d}{2} \cdot p \cdot S \cdot f = \frac{d}{2} \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot f$$

Po úpravě vztahu a číselném vyjádření získáme:

$$p_{\text{potř}} = \frac{2 \cdot s_f \cdot M_k}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 37\,328\,200}{\pi \cdot 260^2 \cdot 130 \cdot 0,15} = 36,1 \text{ MPa}$$

Potřebný přesah mezi hřídelí a ozubeným kolem $\Delta d_{\text{potř}}$ [mm] se vyjádří pomocí následujícího vztahu, kde modul pružnosti v tahu materiálu je E [MPa], vnější průměr náboje je D [mm], vnitřní průměr hřídele je d_o [mm] a C_1 a C_2 [-] jsou konstanty:

$$\Delta d_{\text{potř}} = \frac{d \cdot p_{\text{potř}}}{E} \cdot (C_1 + C_2) = \frac{d \cdot p_{\text{potř}}}{E} \cdot \left(\frac{d^2 + d_o^2}{d^2 - d_o^2} + \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \right) = \frac{260 \cdot 36,1}{2,11 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{260^2 + 120^2}{260^2 - 120^2} + \frac{333^2 + 260^2}{333^2 - 260^2} \right)$$

Vyčíslením předchozího vztahu získáme:

$$\Delta d_{\text{potř}} = 0,2519 \text{ mm}$$

Dalším krokem výpočtu je určení tolerancí hřídele a náboje. Toleranci díry náboje uvažujeme H7 (horní mezní úchylka $l_1 = 0,052$ mm). Pomocí následujícího vztahu se určí minimální dolní potřebná úchylka l_d hřídele [mm]:

$$l_d \geq l_1 + \Delta d_{\text{potř}} = 0,052 + 0,2519 = 0,3039 \text{ mm}$$

Následně se podle této vypočtené hodnoty určí tolerance hřídele. Vypočtené hodnotě odpovídá tolerance hřídele v6 (dolní mezní úchylnka $l_d = 0,385 \text{ mm}$ a horní mezní úchylnka $l_h = 0,417 \text{ mm}$). Tímto jsme zároveň určili i maximální přesah $\Delta d_{\text{max}} = 0,417 \text{ mm}$.

Dalším krokem výpočtu je již samotná pevnostní kontrola spoje. Vycházíme ze vzorce pro maximální přesah, ze kterého úpravou získáme vztah pro maximální tlak ve spoji p_{max} [MPa]:

$$\Delta d_{\text{max}} = \frac{d \cdot p_{\text{max}}}{E} \cdot (C_1 + C_2) \rightarrow p_{\text{max}} = \frac{\Delta d_{\text{max}} \cdot E}{d \cdot (C_1 + C_2)} = \frac{0,417 \cdot 2,11 \cdot 10^5}{260 \cdot \left(\frac{260^2 + 120^2}{260^2 - 120^2} + \frac{333^2 + 260^2}{333^2 - 260^2} \right)} = 59,74 \text{ MPa}$$

Pomocí následujících dvou vztahů se vyjádří redukované napětí v náboji σ_{redN} [MPa] a redukované napětí v hřídeli σ_{redH} [MPa]:

$$\sigma_{\text{redN}} = p_{\text{max}} \cdot (C_2 + 1) = 59,74 \cdot \left(\frac{333^2 + 260^2}{333^2 - 260^2} + 1 \right) = 306,1 \text{ MPa}$$

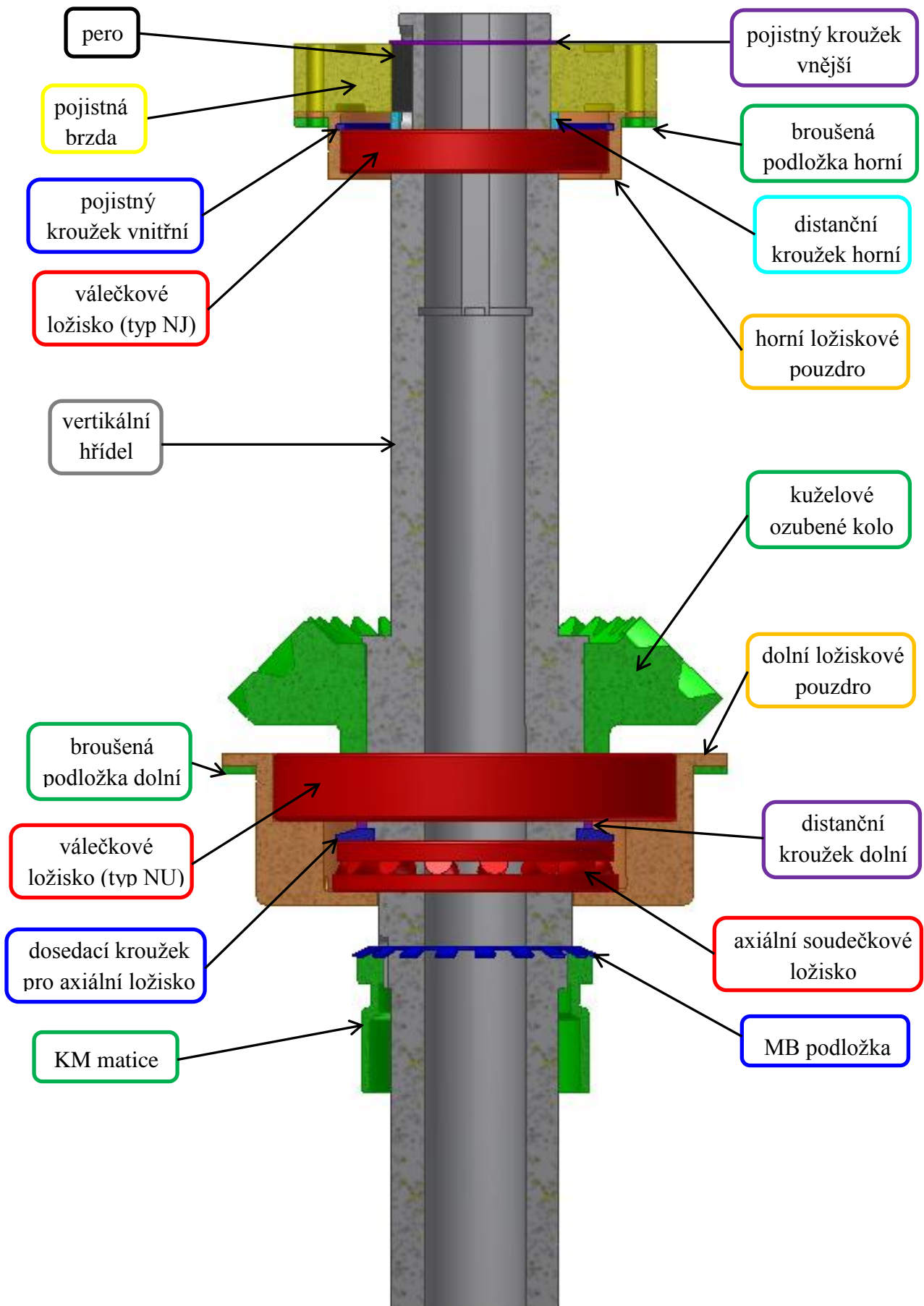
$$\sigma_{\text{redH}} = p_{\text{max}} \cdot (C_2 - 1) = 59,74 \cdot \left(\frac{333^2 + 260^2}{333^2 - 260^2} - 1 \right) = 186,6 \text{ MPa}$$

Náboj (ozubené kolo) je vyrobeno z ocele 16 326 (podle ČSN), jejíž mez kluzu $R_e = 850 \text{ MPa}$. Při uvažování koeficientu bezpečnosti $k = 1,5$ vychází dovolené napětí v náboji $\sigma_{\text{DN}} = 566,7 \text{ MPa}$. Hřídel je vyroben z ocele 12 050 (podle ČSN), jejíž mez kluzu je $R_e = 315 \text{ MPa}$. Při uvažování stejného koeficientu bezpečnosti jako u náboje, tedy $k = 1,5$ vychází dovolené napětí v hřídeli $\sigma_{\text{DH}} = 210 \text{ MPa}$. Vzhledem k tomu, že redukované napětí v náboji i v hřídeli je menší než napětí dovolené, považujeme lisovaný spoj za pevnostně vyhovující.

Potřebný rozdíl teplot hřídele a náboje při lisování Δt [°C] se vyjádří pomocí následujícího vztahu, ve kterém montážní vůle je v [-] a koeficient teplotní roztažnosti materiálu je α [K^{-1}]:

$$\Delta t = \frac{\Delta d_{\text{max}} + v}{d \cdot \alpha} = \frac{\Delta d_{\text{max}} + 0,01 \cdot \sqrt{d}}{d \cdot \alpha} = \frac{0,417 + 0,01 \cdot \sqrt{260}}{260 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6}} = 191,7 \text{ °C}$$

Na následujícím obrázku (Obr. 27) je vidět řez 3D modelem vertikální hřídele varianty 2.



Obr. 27 – Řez 3D modelem vertikální hřídele varianty 2

4.4. Návrh olejového čerpadla

Součástí konstrukčního návrhu převodovky musí být i návržení vhodného olejového čerpadla, které bude dodávat dostatečné množství oleje do ložisek a do místa záběru ozubených kol. Ke stanovení potřebného množství oleje pro jednotlivé varianty převodovky vyjdeme z doporučených vzorců výpočtu od firmy SKF. První vzorec stanovuje potřebné množství oleje Q_L [l/min], které musí být přivedeno do ložiska o vnějším průměru D [mm] a šířce B [mm]. [2] [1] [17]

$$Q_L = 3 \cdot 10^{-5} \cdot D \cdot B$$

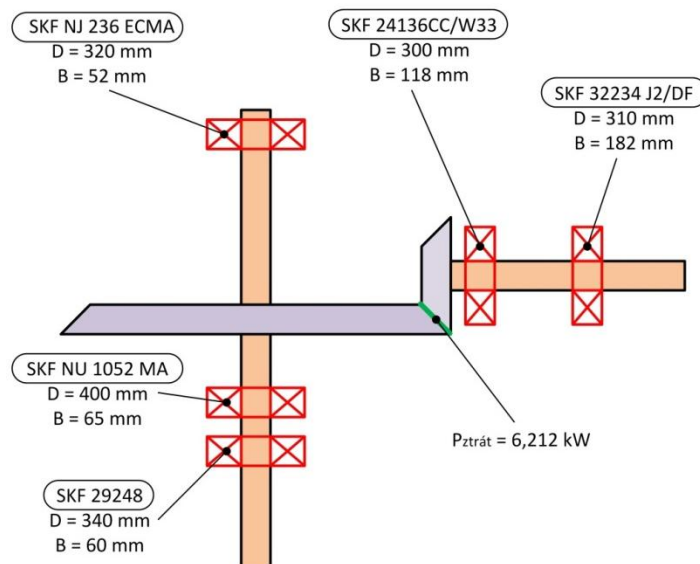
Druhým vzorcem je vzorec, určující potřebné množství oleje Q_Z [l/min], které musí být přivedeno do místa záběru ozubených kol. Vychází se zde ze ztrátového výkonu v ozubení $P_{ZTRÁT}$ [kW]. [2] [1] [17]

$$Q_Z = 2,1 \cdot P_{ZTRÁT}$$

Pomocí těchto vzorců se stanoví potřebné množství oleje pro jednotlivá ložiska a pro místo záběru ozubených kol, a následně sečteme tyto jednotlivé hodnoty a získáme celkovou hodnotu potřebného množství oleje. [2] [1] [17]

4.4.1. Varianta 1

Zjednodušené schéma varianty 1, na kterém jsou vidět použitá ložiska i s potřebnými hodnotami a ztrátový výkon v ozubení, je vidět na obrázku níže (Obr. 28).



Obr. 28 - Zjednodušené schéma převodovky pro výpočet olejového čerpadla (varianta 1)

Celkové potřebné množství oleje, které musí olejové čerpadlo dodávat, se vypočte podle následujícího vzorce.

$$Q_{CELK} = Q_L(SKF \text{ NJ } 236) + Q_L(SKF \text{ NU } 1052) + Q_L(SKF \text{ 29248}) + Q_L(SKF \text{ 24136}) + Q_L(SKF \text{ 32234}) + Q_Z$$

Po dosazení konkrétních hodnot pro jednotlivá ložiska a ztrátový výkon získáme vztah následující.

$$Q_{\text{CELK}} = 3 \cdot 10^{-5} \cdot (320 \cdot 52 + 400 \cdot 65 + 340 \cdot 60 + 300 \cdot 118 + 310 \cdot 182) + 2,1 \cdot 6,212$$

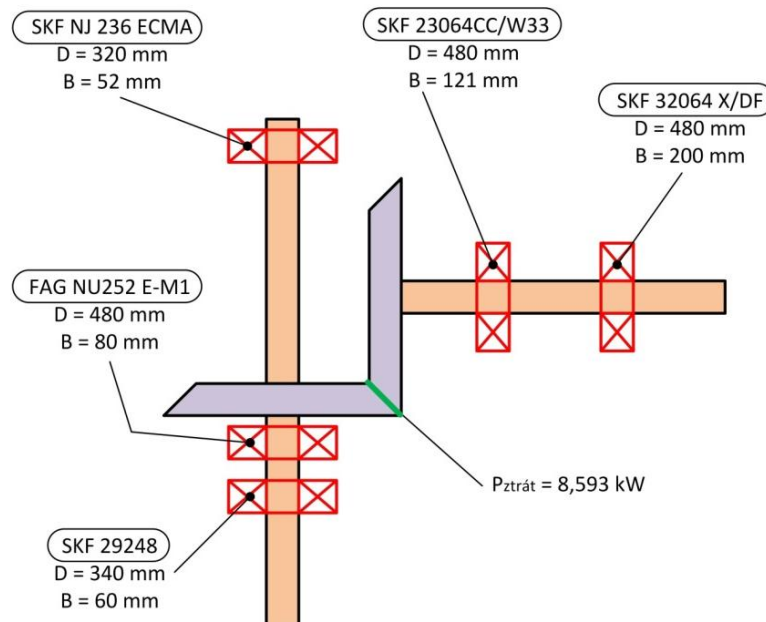
Po vyčíslení tohoto vzorce získáme: $Q_{\text{CELK}} = 17,691$ l/min.

Pro variantu 1 tedy musíme zvolit takové olejové čerpadlo, které bude dodávat minimálně 17,691 litrů oleje za minutu.

Z katalogu výrobce olejových čerpadel KRACHT vyhovuje svými charakteristikami olejové čerpadlo KF 20, které při otáčkách $n = 950 \text{ min}^{-1}$ dodává 17,7 litrů oleje za minutu při tlaku $p=6$ bar. [20]

4.4.2. Varianta 2

Zjednodušené schéma varianty 2, na kterém jsou vidět použitá ložiska i s potřebnými hodnotami a ztrátový výkon v ozubení, je vidět na obrázku níže (Obr. 29).



Obr. 29 - Zjednodušené schéma převodovky pro výpočet olejového čerpadla (varianta 2)

Celkové potřebné množství oleje, které musí olejové čerpadlo dodávat, se vypočte podle následujícího vzorce.

$$Q_{\text{CELK}} = Q_L(\text{SKF NJ 236}) + Q_L(\text{FAG NU 252}) + Q_L(\text{SKF 29248}) + Q_L(\text{SKF 23064}) + Q_L(\text{SKF 32064}) + Q_Z$$

Po dosazení konkrétních hodnot pro jednotlivá ložiska a ztrátový výkon získáme vztah následující.

$$Q_{\text{CELK}} = 3 \cdot 10^{-5} \cdot (320 \cdot 52 + 480 \cdot 80 + 340 \cdot 60 + 480 \cdot 121 + 480 \cdot 200) + 2,1 \cdot 8,593$$

Po vyčíslení tohoto vzorce získáme: $Q_{\text{CELK}} = 24,93$ l/min.

Pro variantu 2 tedy musíme zvolit takové olejové čerpadlo, které bude dodávat minimálně 24,93 litrů oleje za minutu.

Z katalogu výrobce olejových čerpadel KRACHT vyhovuje svými charakteristikami olejové čerpadlo KF 32, které při otáčkách $n = 950 \text{ min}^{-1}$ dodává 28 litrů oleje za minutu při tlaku $p=6$ bar. [20]

4.5. Návrh chladiče

Při návrhu chladiče budeme vycházet ze vzorce užívaného firmou Wikov Gear s.r.o. pro výpočet celkového ztrátového výkonu převodovky P_{LOST} [kW]. V tomto vzorci je P_{Lgear} [kW] ztrátový výkon ozubeného převodu, $P_{\text{Lbearings}}$ [kW] je ztrátový výkon všech ložisek převodovky, P_{Lwindage} [kW] je ztrátový výkon vzniklý ventilacemi v převodovce a P_{Lpump} [kW] je ztrátový výkon od olejového čerpadla. [2] [1]

$$P_{\text{LOST}} = P_{\text{Lgear}} + P_{\text{Lbearings}} + P_{\text{Lwindage}} + P_{\text{Lpump}}$$

V následující tabulce (Tab. 23) jsou vidět jednotlivé ztrátové výkony v převodovce pro obě varianty.

Tab. 23 - Ztrátové výkony v převodovce [20]

Varianta 1		Varianta 2	
Ztrátový výkon ozubeného převodu P_{Lgear}	6,212 kW	Ztrátový výkon ozubeného převodu P_{Lgear}	8,593 kW
Ztrátový výkon v ložiskách $P_{\text{Lbearings}}$		Ztrátový výkon v ložiskách $P_{\text{Lbearings}}$	
Soudečkové ložisko	3,44 kW	Soudečkové ložisko	6,41 kW
Kuželíkové ložisko	4,37 kW	Kuželíkové ložisko	14,34 kW
Axiální ložisko	0,41 kW	Axiální ložisko	1,88 kW
Válečkové ložisku (typ NU)	0,35 kW	Válečkové ložisku (typ NU)	3,06 kW
Válečkové ložisko (typ NJ)	0,13 kW	Válečkové ložisko (typ NJ)	0,75 kW
Ztrátový výkon ventilacemi P_{Lwindage}	3 kW	Ztrátový výkon ventilacemi P_{Lwindage}	3 kW
Ztrátový výkon od olejového čerpadla P_{Lpump}	0,25 kW	Ztrátový výkon od olejového čerpadla P_{Lpump}	0,4 kW

Ztrátové výkony ložisek a ozubených převodů v této tabulce jsou zjištěny pomocí programu KISSsoft. Ztrátový výkon od olejových čerpadel je zjištěn z katalogu výrobce olejových čerpadel KRACHT. Ztrátový výkon ventilacemi v převodovce je odhadnut. [20]

4.5.1. Varianta 1

Následující vztah vyjadřuje ztrátový výkon v převodovce.

$$P_{\text{LOST}} = P_{\text{Lgear}} + P_{\text{Lbearings}} + P_{\text{Lwindage}} + P_{\text{Lpump}}$$

Po dosazení konkrétních hodnot z předchozí tabulky do tohoto vztahu získáme vztah následující.

$$P_{\text{LOST}} = 6,212 + (3,44 + 4,37 + 0,41 + 0,35 + 0,13) + 3 + 0,25$$

Výpočtem tohoto vztahu získáme hodnotu celkového ztrátového výkonu v převodovce.

$$P_{\text{LOST}} = 18,162 \text{ kW}$$

Z katalogu výrobce chladičů Universal Hydraulik vyhovuje svými charakteristikami pro variantu 1 chladič EKM-736-T. [10]

4.5.2. Varianta 2

Následující vztah vyjadřuje ztrátový výkon v převodovce.

$$P_{\text{LOST}} = P_{\text{Lgear}} + P_{\text{Lbearings}} + P_{\text{Lwindage}} + P_{\text{Lpump}}$$

Po dosazení konkrétních hodnot z předchozí tabulky do tohoto vztahu získáme vztah následující.

$$P_{\text{LOST}} = 8,593 + (6,41 + 14,34 + 1,88 + 3,06 + 0,75) + 3 + 0,4$$

Výpočtem tohoto vztahu získáme hodnotu celkového ztrátového výkonu v převodovce.

$$P_{\text{LOST}} = 38,433 \text{ kW}$$

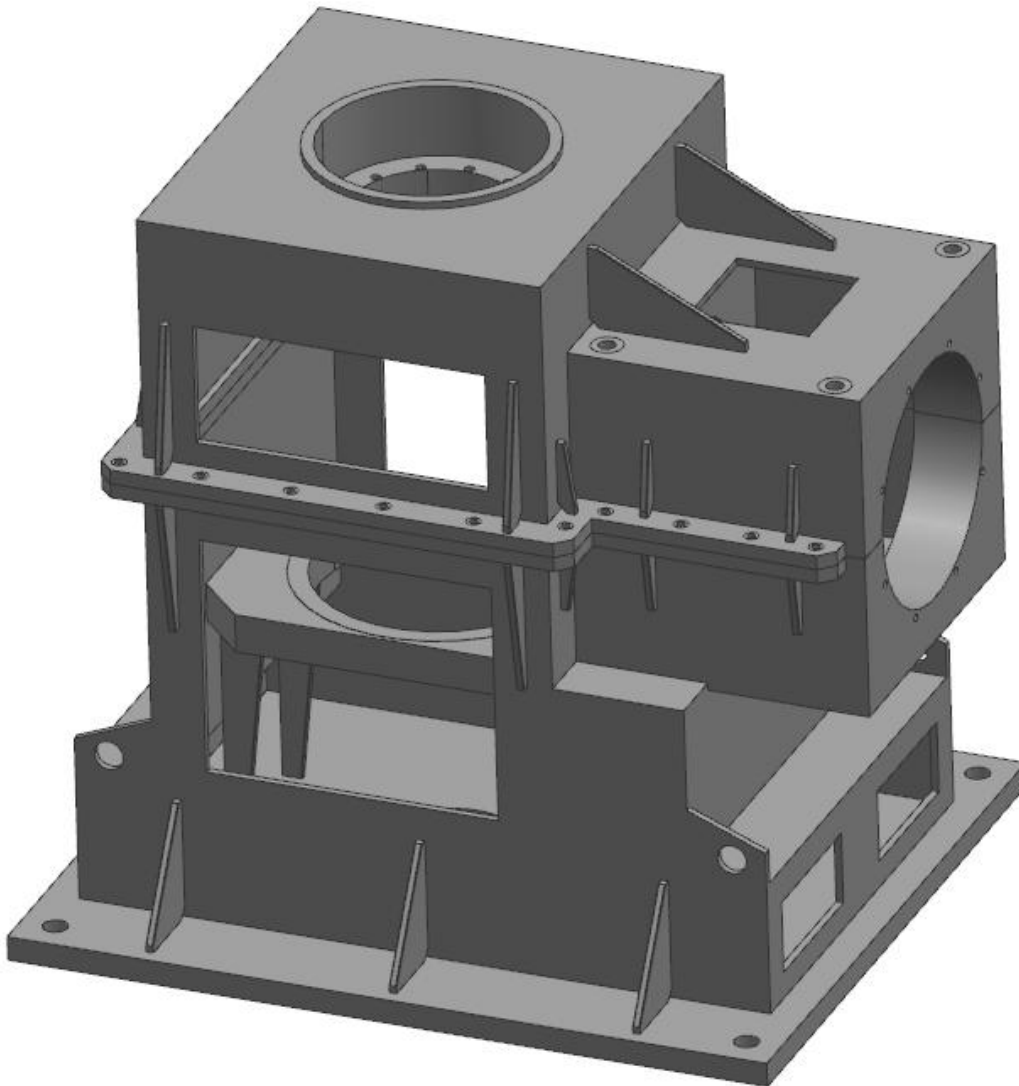
Z katalogu výrobce chladičů Universal Hydraulik vyhovuje svými charakteristikami pro variantu 2 chladič EKM-1036-T. [10]

4.6. Návrh filtru

Jako olejový filtr je zvolený dvojitý spínací filtr od firmy MAHLE, který umožňuje výměnu filtru bez nutnosti odstávky převodovky. Ručně se pouze přepne průtok na druhý filtr, a první filtr může být vyměněn. [22]

5. PEVNOSTNÍ KONTROLA PŘEVODOVKY

Při pevnostní kontrole převodovky bude provedena pevnostní simulace pomocí MKP v programu NX Unigraphics. Vzhledem k tomu, že hřídele jsou již pevnostně dimenzovány pomocí programu KISSsoft, je předmětem zájmu pevnostní kontroly převodovky pouze převodová skříň. Model převodové skříně je pro obě varianty stejný, odlišné jsou pouze velikosti a směry působících sil na dosedací plochy ložisek na převodovou skříň. Model převodové skříně je vidět na obrázku níže (Obr. 30). Skříň je svařenec z oceli 11 375.

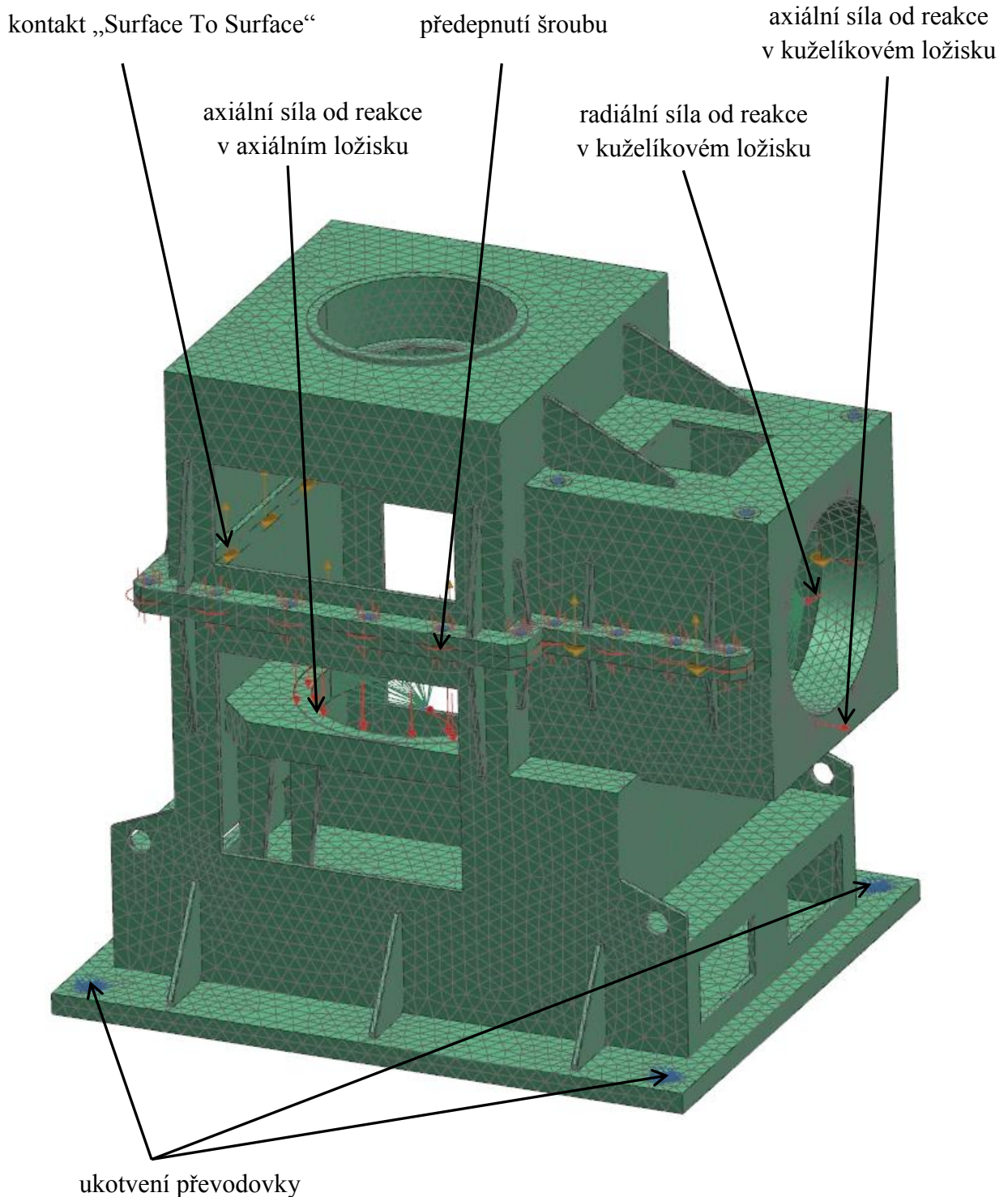


Obr. 30 - Model převodové skříně pro pevnostní simulace

5.1. Varianta 1

Na následujícím obrázku (Obr. 31) je vidět model převodové skříně s okrajovými podmínkami. Jako síťové prvky jsou použity prvky CTETRA(10) s maximální velikostí 40 mm, kterým je přiřazen materiál ocel. Mezi dosedacími plochami horní a dolní části převodové skříně je nastaven kontakt „Surface To Surface“. Na šroubové spoje mezi horním a dolním dílem převodové skříně je nastaveno předepnutí tak, aby napětí ve šroubech bylo zhruba 150 MPa. Skříň je ukotvena za válcové plochy děr v dolní desce. Na těchto plochách

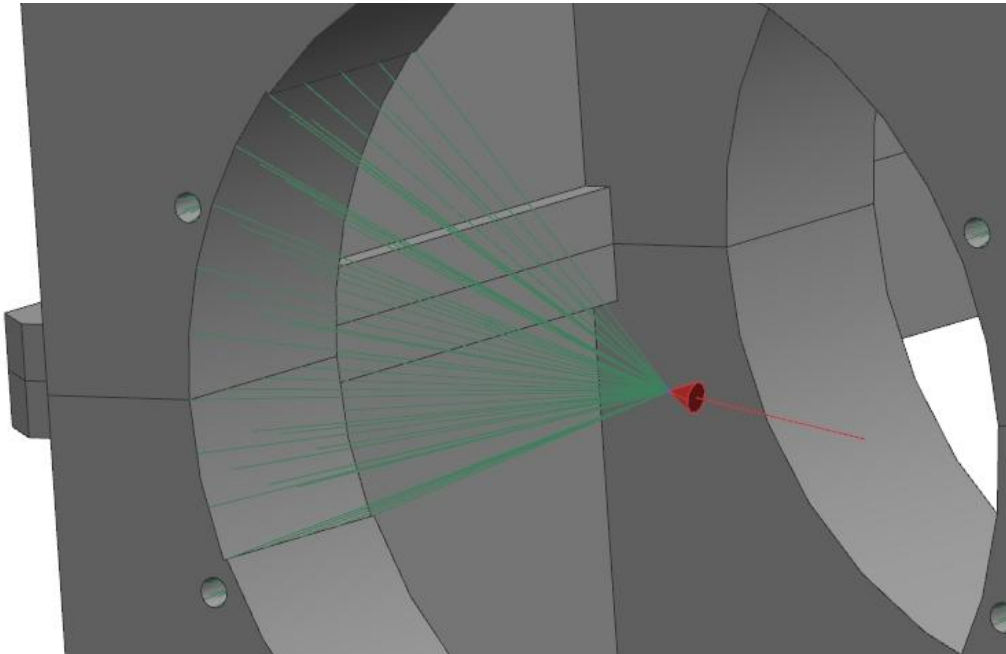
je zakázán posun a rotace ve všech směrech. Axiální síla od reakce v kuželíkovém ložisku působí na válcové plochy děr, které slouží k přišroubování pouzdra s kuželíkovým ložiskem a víka. Axiální síla od reakce v axiálním ložisku vertikální hřídele působí na plochu, která odpovídá dosedací ploše mezi skříní převodovky a pouzdem s axiálním ložiskem.



Obr. 31 – Výpočtový model převodové skříně s okrajovými podmínkami

Na následujícím obrázku (Obr. 32) je vidět působení radiální síly od kuželíkového ložiska na rám. Z programu KISSsoft je známa velikost a směr působení síly. Vzhledem k tomu, že

ložisko dokonale nedosedá na skříň vlivem výrobních a montážních odchylek a z obecné známosti rozložení tlaku v ložisku je uvažována výseč o úhlu 60° , na kterou působí radiální síla. Výseč je vytvořena tak, že od směru působení radiální síly je na každou stranu uvažováno 30° . Tím jsme získali výseč o úhlu 60° .



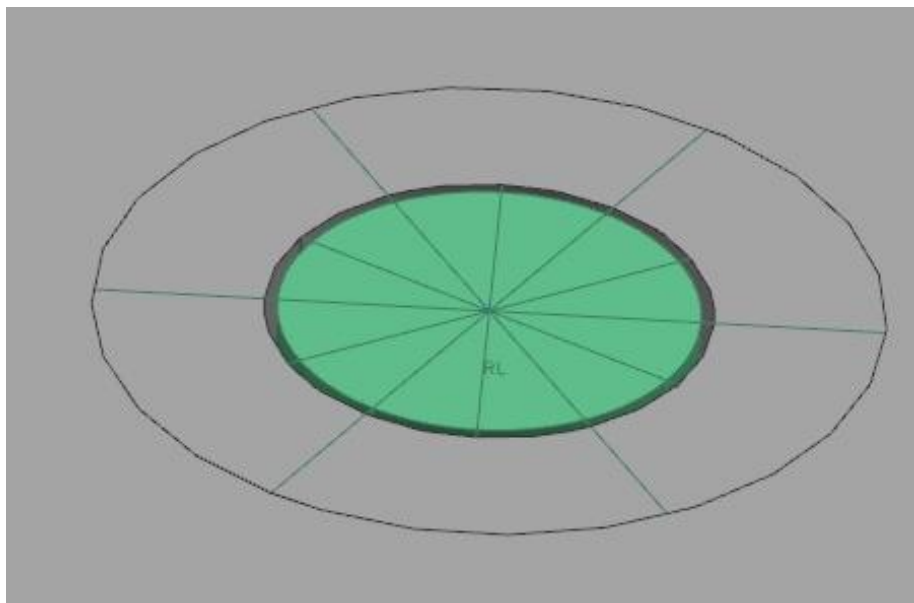
Obr. 32 - Detail radiální síly od ložiska působící na převodovou skříň

V následující tabulce (Tab. 24) jsou vidět hodnoty působících silových účinků na rám od jednotlivých ložisek.

Tab. 24 - Hodnoty silových účinků působících na rám od ložisek (varianta 1)

Horizontální hřídel		
Soudečkové ložisko		$F_r = 147\,123\text{ N}$
Kušelíkové ložisko	radiální síla	$F_r = 32\,722\text{ N}$
	axiální síla	$F_a = 75\,982\text{ N}$
Vertikální hřídel		
Válečkové ložisko typ NU		$F_r = 102\,185\text{ N}$
Válečkové ložisko typ NJ		$F_r = 36\,209\text{ N}$
Axiální soudečkové ložisko		$F_a = 74\,263\text{ N}$

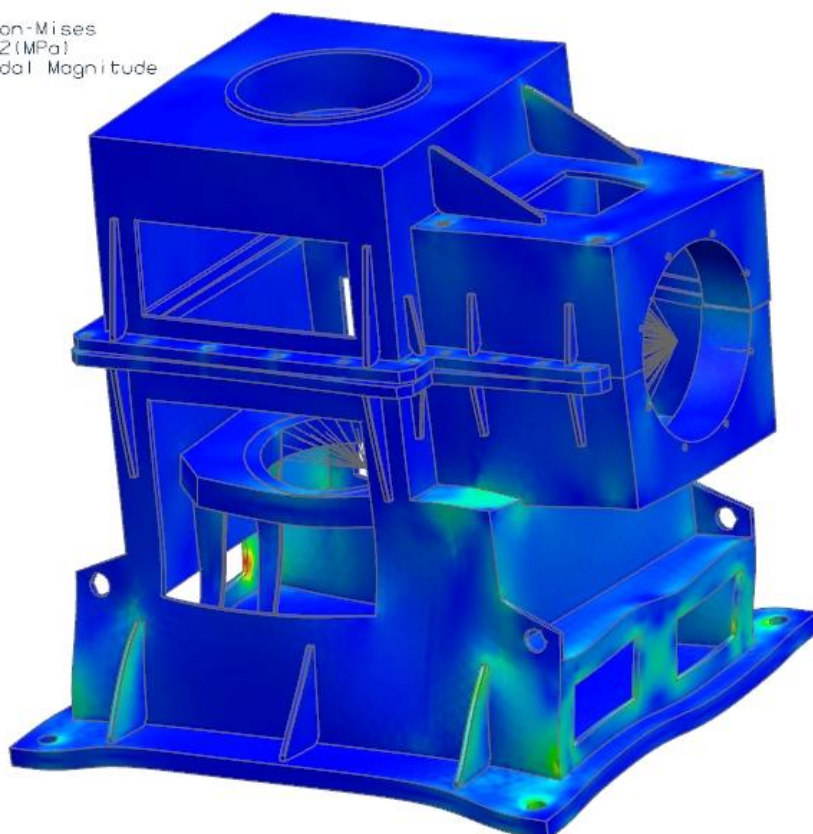
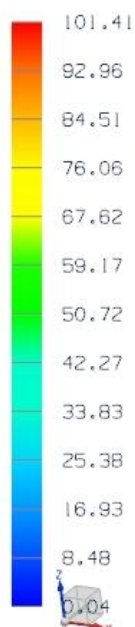
Na dalším obrázku (Obr. 33) je vidět způsob vytvoření šroubového spoje, spojující horní a dolní díl skříně. Na horním i dolním díle převodové skříně je u každé díry vytvořena plocha, která odpovídá dosedací ploše matice a hlavy šroubu. Z této plochy je pomocí funkce „Point To Face“ vytvořeno spojení 1D prvkem typu RBE2 (dokonale tuhým) do středu díry. Následně jsou tyto body spojeny 1D prvkem typu CBEAM s nastaveným průměrem šroubu a materiálem šroubu ocelí.



Obr. 33 - Detail způsobu vytvoření šroubů spojujících horní a dolní díl skříně

Na následujícím obrázku (Obr. 34) je vidět rozložení napětí v převodové skříně podle hypotézy HMM.

pevn_1059a_sim1 : Solution 1 Result
Load Case 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.04, Max : 101.41, N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

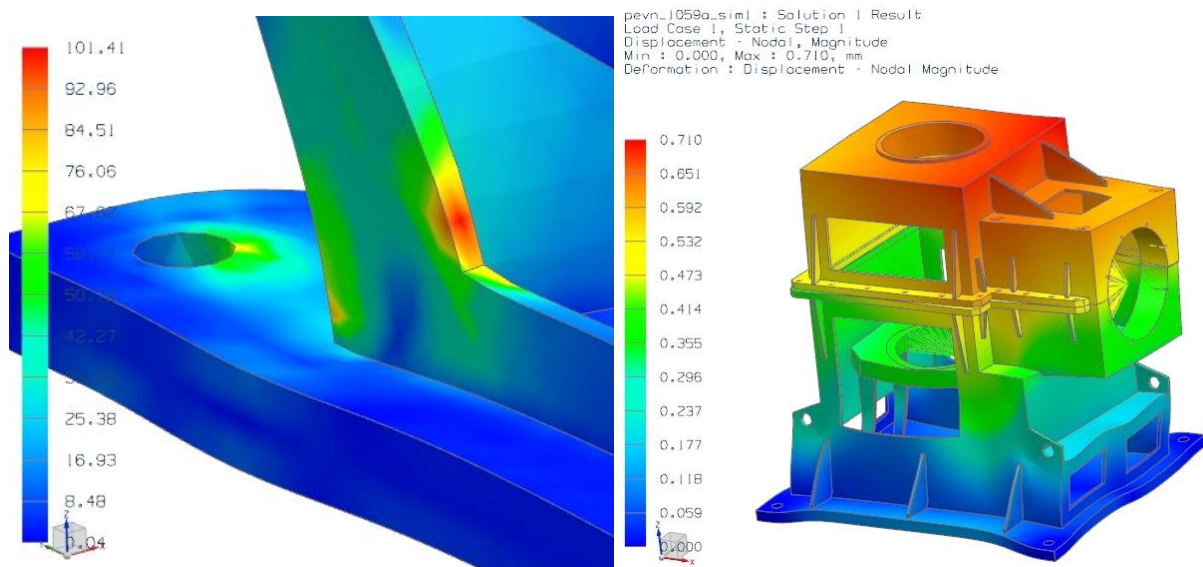


Obr. 34 - Rozložení napětí v převodové skříně podle hypotézy HMM (varianta 1)

Maximální napětí dosahuje hodnoty 101,41 MPa. Místo působení tohoto špičkového napětí je vidět na obrázku vlevo dole (Obr. 35), avšak vzhledem k velikosti použitých síťových prvků a k místu působení tohoto napětí, můžeme takto vysokou hodnotu považovat za hodnotu

vzniklou chybou sítě. Napětí ve zbytku převodové skříně se pohybuje v rozmezí 0 – 50 MPa. Při uvažovaném materiálu převodové skříně oceli 11 375, jejíž mez kluzu $R_e = 225$ MPa a při uvažování koeficientu bezpečnosti $k = 2$, získáme hodnotu dovoleného napětí v převodové skříně $\sigma_D = 112,5$ MPa. Vzhledem k tomu, že napětí v převodové skříně je menší než dovolené napětí, považujeme převodovou skříně pro variantu 1 za vyhovující. [7]

Na následujícím obrázku (Obr. 35) vlevo je vidět detailní pohled na místo špičkového napětí a na obrázku vpravo je vidět deformace převodové skříně, kde maximální deformace převodové skříně je 0,71 mm.



Obr. 35 - Místo špičkového napětí (vlevo) a deformace převodové skříně (vpravo)

5.2. Varianta 2

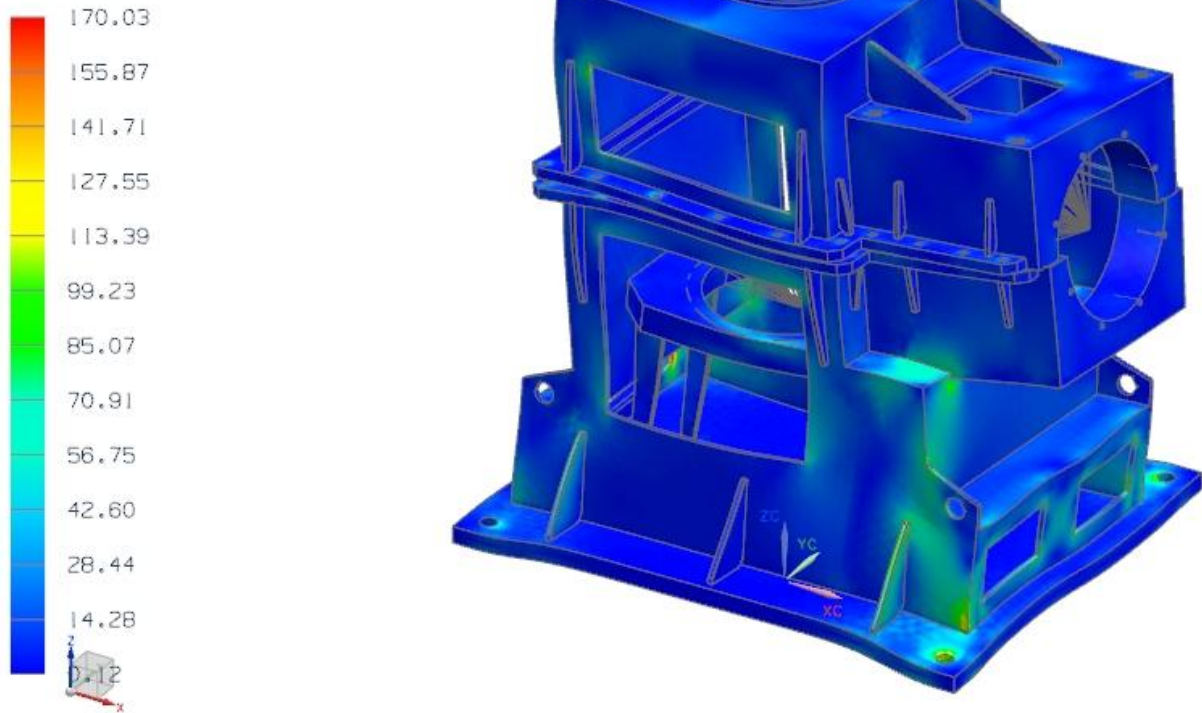
Pevnostní simulace varianty 2 je naprosto shodná s variantou 1, jediným rozdílem jsou jiné velikosti a směry působících sil na rám. Velikosti těchto působících sil od ložisek na rám jsou vidět v následující tabulce (Tab. 25).

Tab. 25 - Hodnoty silových účinků působících na rám od ložisek (varianta 2)

Horizontální hřídel		
Soudečkové ložisko		$F_r = 240\,297$ N
Kušelíkové ložisko	radiální síla	$F_r = 91\,367$ N
	axiální síla	$F_a = 111\,146$ N
Vertikální hřídel		
Válečkové ložisko typ NU		$F_r = 162\,937$ N
Válečkové ložisko typ NJ		$F_r = 30\,275$ N
Axiální soudečkové ložisko		$F_a = 55\,138$ N

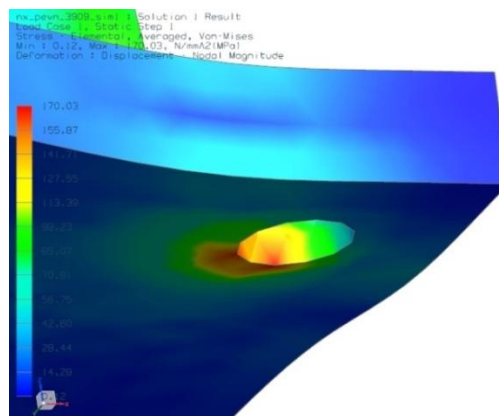
Na následujícím obrázku (Obr. 36) je vidět rozložení napětí v převodové skříni podle hypotézy HMM.

nx_pevn_3909_sim1 : Solution 1 Result
Load Case 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.12, Max : 170.03, N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 36 - Rozložení napětí v převodové skříni podle hypotézy HMM (varianta 2)

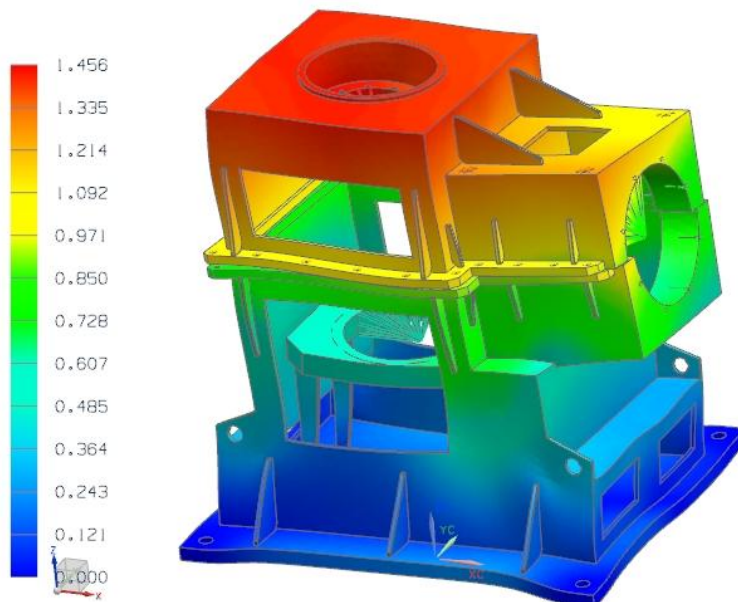
Maximální napětí v tomto případě dosahuje hodnoty 170,03 MPa, avšak vzhledem k místě, ve kterém tato maximální hodnota nastala (Obr. 37), můžeme tuto hodnotu považovat za hodnotu špičkového napětí, způsobenou použitím nedostatečně malých síťových prvků poblíž místa působení této hodnoty. Napětí ve zbytku převodové skříně se pohybuje v rozmezí 0 – 80 MPa. Pokud uvažujeme materiál převodové skříně ocel 11 375, jejíž mez kluzu $R_e = 225$ MPa, s koeficient bezpečnosti $k = 2$, získáme hodnotu dovoleného napětí v převodové skříni $\sigma_D = 112,5$ MPa. Vzhledem k tomu, že napětí v převodové skříni je menší než dovolené napětí, považujeme převodovou skříň pro variantu 2 za vyhovující. [7]



Obr. 37 - Místo špičkového napětí varianty 2

Na dalším obrázku (Obr. 38) je vidět deformace převodové skříně. Maximální hodnota deformace má hodnotu 1,456 mm.

nx_pevn_3909_sim1 : Solution 1 Result
Load Case 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 1.456, mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

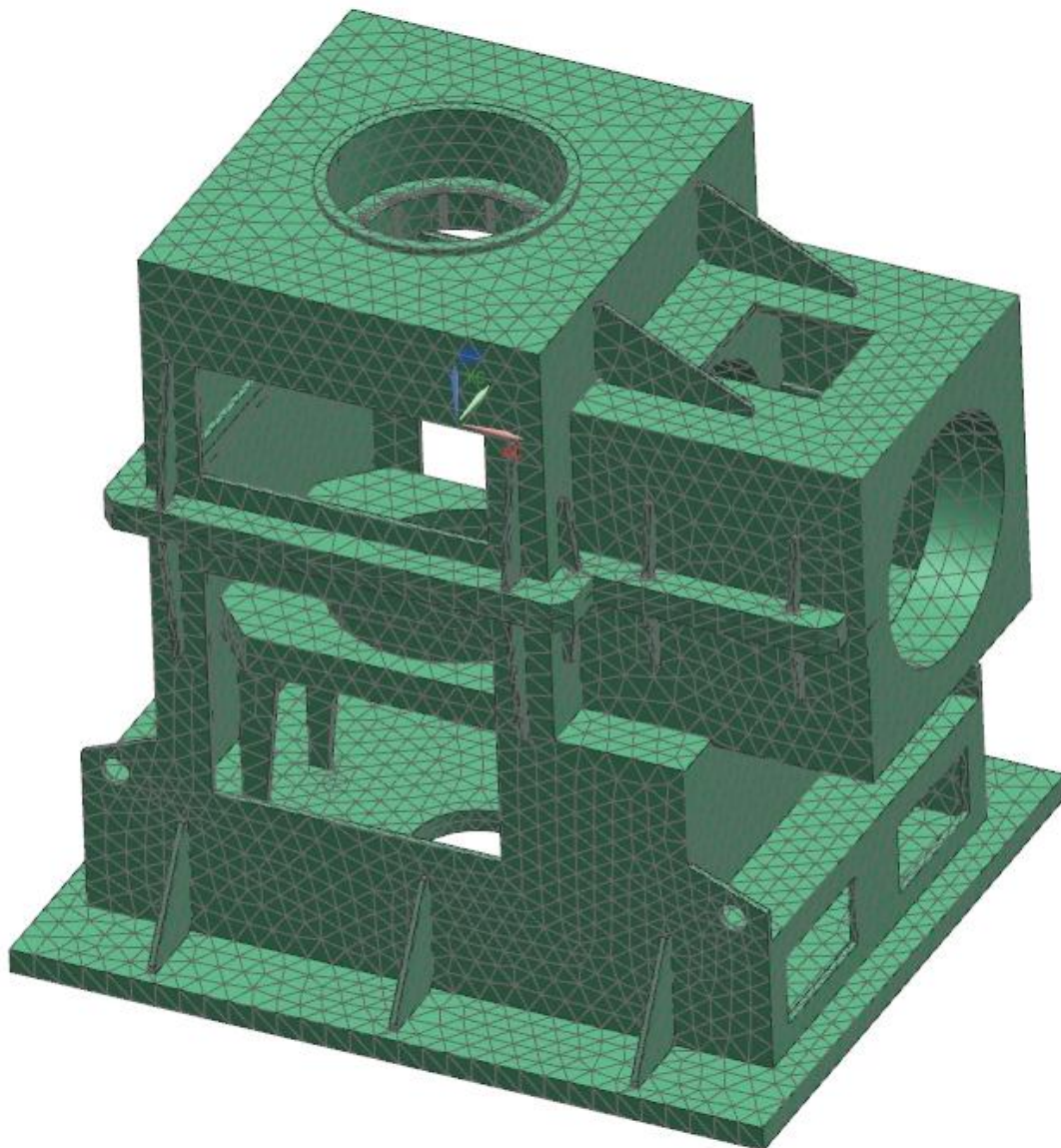


Obr. 38 - Deformace převodové skříně (varianta 2)

6. KONTROLA VLASTNÍCH KMITŮ PŘEVODOVKY

Vlastní frekvence hřídelí a ozubených kol jsou známy již z návrhu těchto součástí v programu KISSsoft, který vypočítal vlastní frekvence hřídelí a zubové frekvence kuželových kol. Proto je ještě potřeba zjistit vlastní frekvence samotné převodové skříně. Vzhledem k tomu, že již známe vlastní frekvence hřídelí a ozubených kol, bude modální analýza převodové skříně provedena bez těchto součástí, aby se simulace zjednodušila a zkrátí se výpočetní čas.

Zjištění vlastních frekvencí převodové skříně bylo provedeno v programu NX Unigraphics pomocí MKP. Prvním krokem bylo vytvoření síťových prvků na 3D modelu převodové skříně a zadání okrajových podmínek. Model převodové skříně se síťovými prvky je vidět na obrázku níže (Obr. 39).



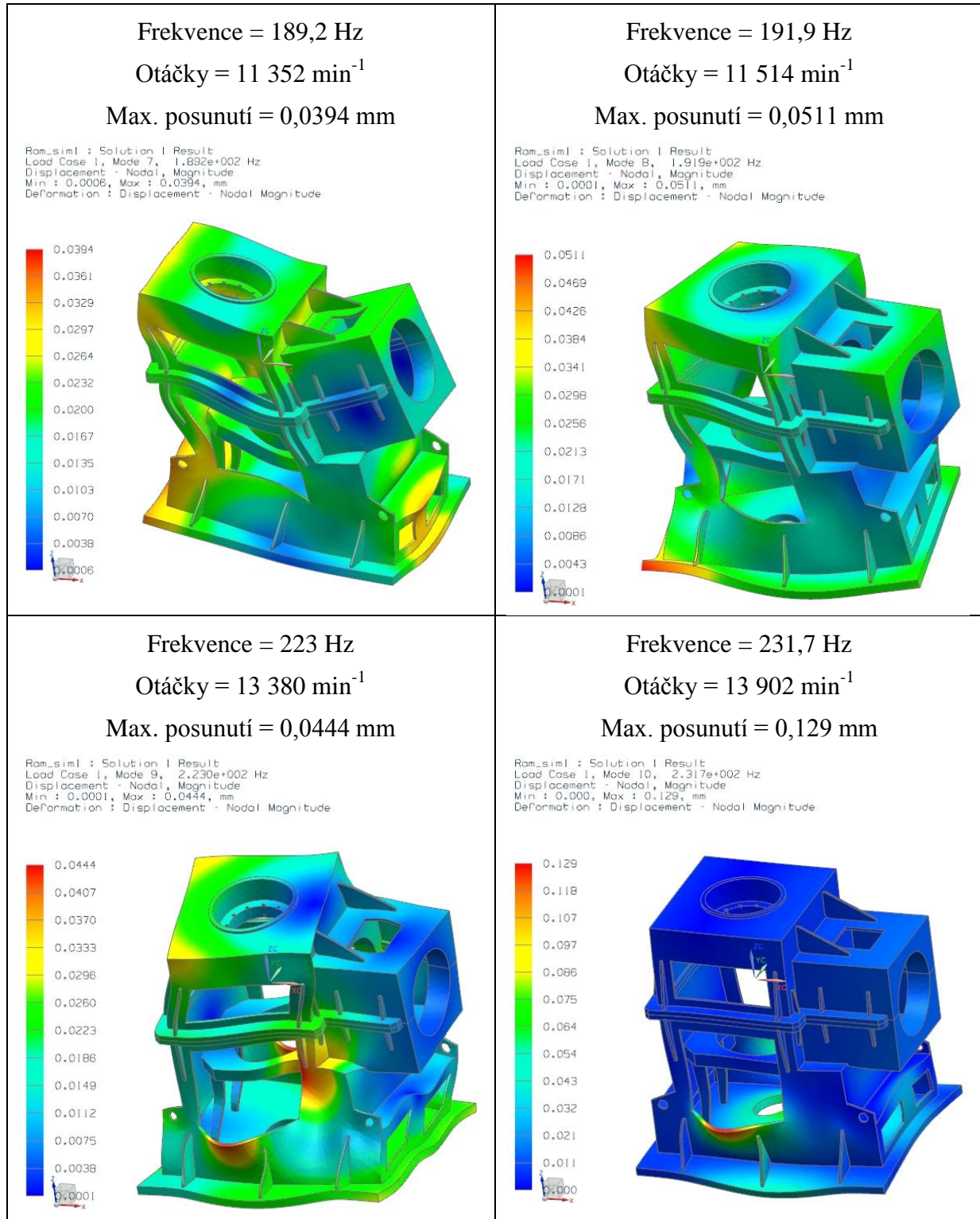
Obr. 39 – Výpočtový model převodové skříně se síťovými prvky

Jako síťové prvky jsou použity prvky CTETRA(10) s maximální velikostí 50 mm, kterým je přiřazen materiál ocel. Aby modální analýza skříně odpovídala skutečnosti, jsou horní a spodní díl skříně v dělicí rovině spojeny pomocí funkce Surface-To-Surface Gluing. Tato funkce nám zajistí, že dosedací plochy horní i spodní skříně se vůči sobě nepohybují, což je

ve skutečnosti zajištěno pomocí šroubů. Silové účinky působící na převodovou skříň a upevnění skříně není potřeba při modální analýze definovat.

Druhým krokem bylo nastavení řešiče a posléze samotná simulace. Jako metoda řešení byla zvolena metoda Lanczos a počet hledaných vlastních frekvencí byl nastaven na deset. První čtyři vlastní frekvence a jejich vlastní tvary kmitů jsou vidět v následující tabulce (Tab. 26).

Tab. 26 – Vlastní tvary kmitů převodové skříně



V následující tabulce (Tab. 27) je vidět přehled vlastních frekvencí a rezonančních otáček pro hlavní součásti převodovky.

Tab. 27 - Přehled vlastních frekvencí hlavních součástí převodovky

Součást	Varianta	Vlastní frekvence (rezonanční otáčky)
Horizontální hřídel	1 059 kW	499,91 Hz (29 994,88 min ⁻¹)
	3 909 kW	563,51 Hz (33 810,49 min ⁻¹)
Vertikální hřídel	1 059 kW	330,44 Hz (19 826,37 min ⁻¹)
	3 909 kW	325,17 Hz (19 509,96 min ⁻¹)
Kuželové soukolí	1 059 kW	138,95 Hz (8 337 min ⁻¹)
	3 909 kW	36,72 Hz (2 203 min ⁻¹)
Převodová skříň	-	189,2 Hz (11 352 min ⁻¹)

Z tabulky je vidět, že nejbezpečnější součástí ohledně vzniku vlastních kmitů je horizontální hřídel, jejíž rezonanční otáčky jsou větší než 29 000 min⁻¹. Nejnebezpečnější součástí ohledně vzniku vlastních kmitů je kuželové soukolí a to konkrétně pro variantu přenášejí výkon 3 909 kW, u kterých jsou rezonanční otáčky 2 203 min⁻¹. Pracovní otáčky převodovky jsou však pouze 1000 min⁻¹, tudíž nemusíme očekávat vznik rezonančního kmitání při chodu převodovky. Pokud by však rozkmitání převodovky ve vlastní frekvenci kuželového kola způsobil nějaký vnější vliv, můžeme vzhledem k robustnosti kuželových kol předpokládat, že maximální výchylky vlastních kmitů budou zanedbatelné. [2] [1]

7. ROZBOR NÁKLADŮ

Převodová skříň je navržena s ohledem na minimální náklady, díky kterým se zvyšuje konkurenceschopnost. Předpokládané náklady na výrobu převodové skříně se skládají z přímých materiálů a přímých mezd, čímž dostaneme po sečtení těchto dvou položek přímé náklady. Přičtením výrobní režie k přímým nákladům získáme vlastní náklady výroby a přičtením správní režie k vlastním nákladům výroby získáme vlastní náklady výkonu.

Varianta 1 (P = 1 059 kW)

Přímý materiál:	3 100 000 Kč
+ Přímé mzdy:	190 000 Kč
= Přímé náklady:	3 290 000 Kč
+ Výrobní režie:	280 000 Kč
= Vlastní náklady výroby:	3 570 000 Kč
+ Správní režie:	385 000 Kč
= Vlastní náklady výkonu:	3 955 000 Kč

Varianta 2 (P = 3 909 kW)

Přímý materiál:	3 500 000 Kč
+ Přímé mzdy:	205 000 Kč
= Přímé náklady:	3 705 000 Kč
+ Výrobní režie:	300 000 Kč
= Vlastní náklady výroby:	4 005 000 Kč
+ Správní režie:	400 000 Kč
= Vlastní náklady výkonu:	4 405 000 Kč

8. ZÁVĚR

V úvodu diplomové práce je upřesněné zadání diplomové práce a stručné informace o zadávající firmě. V další části práce je provedena stručná rešerše základních prvků převodovky. Konkrétně se jedná o rešerši ozubených kol, hřídelí, prvků přenášející zatížení z ozubeného kola na hřídel, ložisek, rámu převodovek, mazacího systému a chladicího systému. Další částí práce je specifikace požadavků a následný výběr nejvhodnější varianty. Další a poměrně obsáhlou částí je samotný konstrukční návrh převodovky pro obě varianty. Nejprve je navržen ozubený převod, poté horizontální hřídele i s ložisky a následně vertikální hřídele i s ložisky. Navazuje návrh olejového čerpadla a chladiče. Další část práce se věnuje pevnostní kontrole rámu převodovky a modální analýze rámu převodovky. V poslední části je proveden stručný rozbor nákladů na výrobu převodovky. Všechny body zadání byly tedy splněny.

9. POUŽITÁ LITERATURA

1. **Rašpl, Radovan.** Technická specifikace TS-003. Plzeň : Wikov Gear, 2012. 2.
2. Wikov holding. [Online] [Citace: 16. 11 2012.] <http://www.wikov.cz/cz/>.
3. **Hosnedl, Stanislav a Krátký, Jaroslav.** *Příručka strojního inženýra 2.* Praha : Computer Press, 2000. ISBN 80-7226-202-5.
4. Tumlikovo.cz. *Metal Cutting Technologies.* [Online] [Citace: 21. 11 2012.] <http://www.tumlikovo.cz/>.
5. Feron.cz. *Velkoobchod hutním materiálem.* [Online] [Citace: 21. 11 2012.] <http://www.ferona.cz/>.
6. **Hosnedl, Stanislav a Krátký, Jaroslav.** *Příručka strojního inženýra 1.* Praha : Computer Press, 1999.
7. **Drastík, František.** *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu.* Ostrava : Montanex, 2002.
8. **Gscheidle, Rolf.** *Příručka pro automechanika.* Praha : Sobotáles, 2002. ISBN 80-85920-83-2.
9. Oleje.cz - svět maziv. [Online] Ekolube s.r.o. [Citace: 17. 11 2012.] http://www.oleje.cz/obsah/prumyslova_maziva.
10. Universal Hydraulik - Ihr Partner fur Kuhler und Systeme . [Online] Universal Hydraulik. [Citace: 18. 11 2012.] <http://www.universalhydraulik.de>.
11. Hydroma.cz. *Hydraulické systémy.* [Online] [Citace: 19. 11 2012.] <http://www.hydroma.cz/>.
12. Dimer.cz. *Průmyslové těsnící prvky.* [Online] [Citace: 20. 11 2012.] <http://www.dimer.cz>.
13. Výměníky pro přenos tepla Alfa Laval. [Online] BCB Plzeň. [Citace: 18. 11 2012.] <http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/alfalaval.htm>.
14. Výměníky.cz - výměníky tepla. [Online] Výměníky. [Citace: 18. 11 2012.] <http://www.vymeniky.cz/>.
15. Olaer.cz. [Online] Olaer CZ. [Citace: 18. 11 2012.] <http://olaer.cz/cz-home.htm>Home.
16. Emmegi - Heat Exchangers. [Online] Emmegi. [Citace: 18. 11 2012.] <http://www.emmegi-heat-exchangers.com>.
17. **Hosnedl, Stanislav.** Výukové podklady k předmětu KKS/ZKM (Systémové navrhování technických produktů). Plzeň : KKS, 2012.
18. SKF. [Online] [Citace: 1. 5 2013.] <http://www.skf.cz>.
19. Ringspann. [Online] [Citace: 1. 5 2013.] <http://www.ringspanncorp.com/>.
20. FAG. [Online] [Citace: 1. 5 2013.] <http://www.fag.cz>.

21. KRACHT. [Online] [Citace: 1. 5 2013.] <http://www.kracht.eu>.
22. MAHLE Industry. [Online] [Citace: 1. 5 2013.] <http://www.mahle-industrialfiltration.com/C12571AE0031126E/vwContentByKey/W26FCDMN691GANDCZ>.
23. Direct Industry. [Online] Direct Industry. [Citace: 18. 11 2012.] <http://www.directindustry.com/prod/alfa-laval/brazed-plate-heat-exchangers-16602-426823.html>.
24. AutomotiveTools.com. [Online] [Citace: 19. 11 2012.] <http://www.automotivetools.com>.
25. Wikipedia.org. [Online] [Citace: 22. 11 2012.] http://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:Cylindrical-roller-bearing_din5412-t1_type-n_120-ex.png.
26. Wikipedia.org. [Online] [Citace: 22. 11 2012.] http://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:Tapered-roller-bearing_din720_120-ex.png.
27. Accuspirals.com. [Online] [Citace: 22. 11 2012.] <http://www.accuspirals.com/>.
28. Seekpart.com. [Online] [Citace: 22. 11 2012.] <http://www.seekpart.com/company/27718/products/201161511262282.html>.
29. gg-powertransmission.com. [Online] [Citace: 22. 11 2012.] <http://www.gg-powertransmission.com/>.

Seznam příloh

Vázané přílohy:

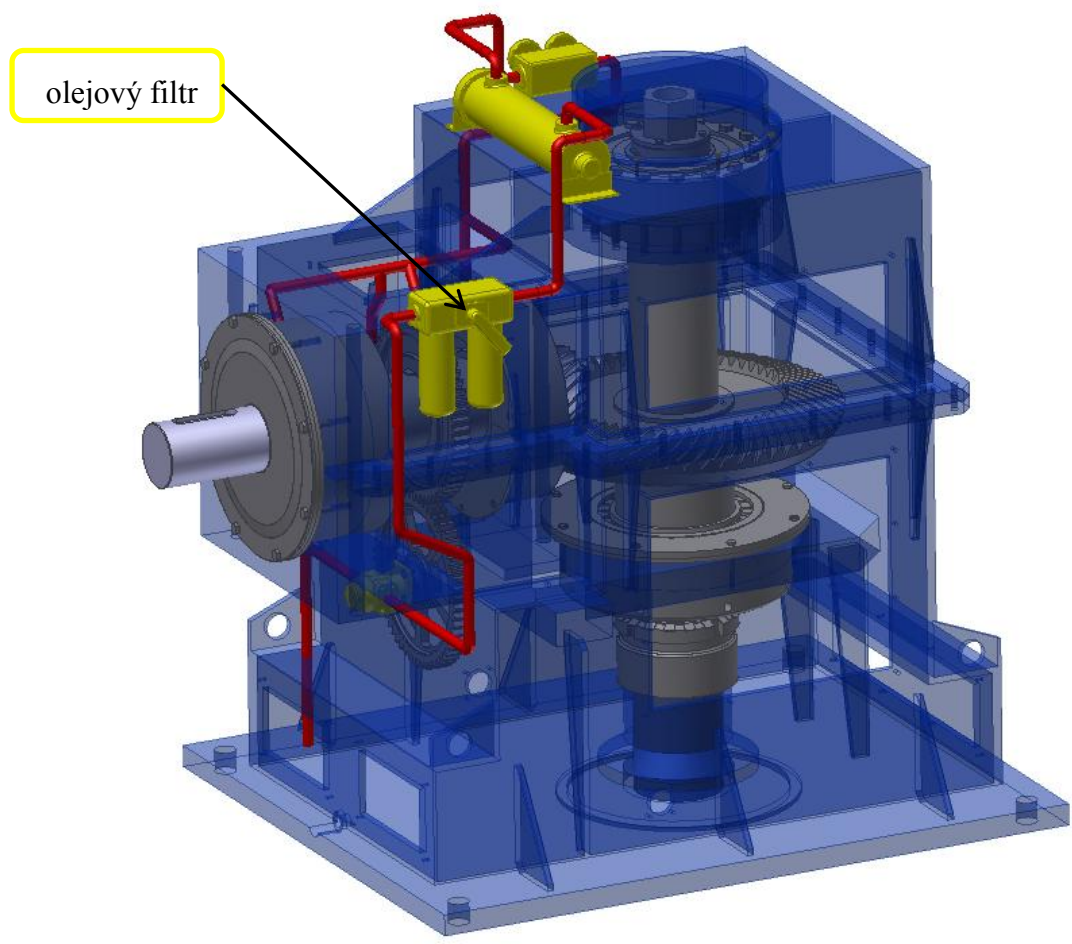
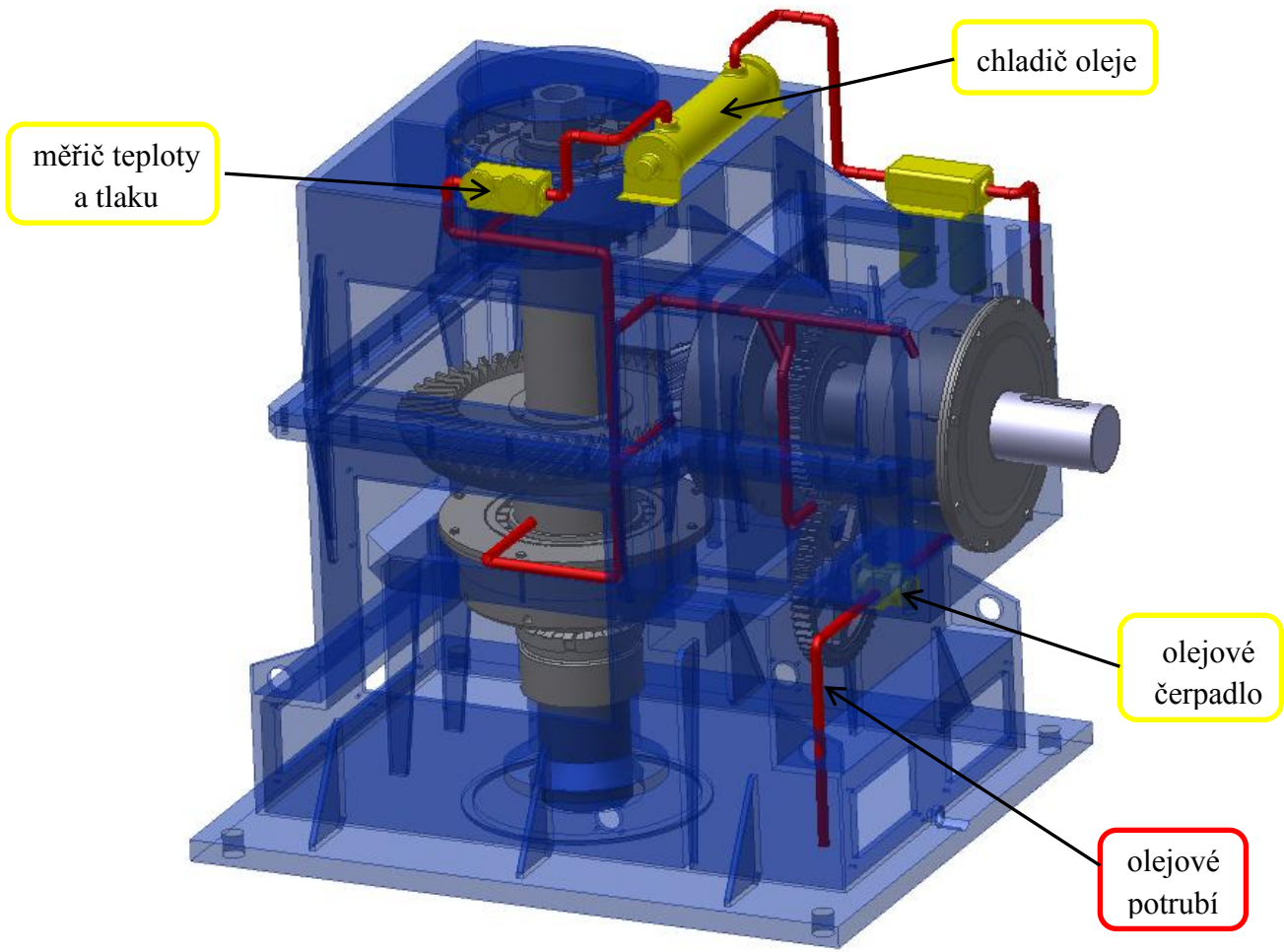
- Příloha A – Převodová skříň s mazacím systémem
- Příloha B – Zpráva z programu KISSsoft – návrh kuželového soukolí pro variantu 1 (P = 1 059 kW)
- Příloha C – Zpráva z programu KISSsoft – návrh kuželového soukolí pro variantu 2 (P = 3 909 kW)
- Příloha D – Zpráva z programu KISSsoft – návrh horizontální hřídele pro variantu 1 (P = 1 059 kW)
- Příloha E – Zpráva z programu KISSsoft – návrh horizontální hřídele pro variantu 2 (P = 3 909 kW)
- Příloha F – Zpráva z programu KISSsoft – návrh vertikální hřídele pro variantu 1 (P = 1 059 kW)
- Příloha G – Zpráva z programu KISSsoft – návrh vertikální hřídele pro variantu 2 (P = 3 909 kW)

Nevázané přílohy:

- Výrobní výkres pastorkové hřídele pro variantu 1 (formát A3)
- Výkres tvaru pro hrubování pastorku (formát A3)
- Výkres tvaru pro frézování HPG (formát A3)
- Výkres sestavy varianty 1 – první list (formát A3)
- Výkres sestavy varianty 1 – druhý list (formát A1)
- Kusovník sestavy varianty 1 (2 x formát A4)
- Výkres sestavy varianty 2 – první list (formát A3)
- Výkres sestavy varianty 2 – druhý list (formát A1)
- Kusovník sestavy varianty 2 (2 x formát A4)

Příloha A

Převodová skříň s mazacím systémem



Příloha B

Zpráva z programu KISSsoft – návrh kuželového
soukolí pro variantu 1 (P=1 059 kW)

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

File
Name : Soukolí 2
Changed by : pelikanz on: 25.02.2013 at: 15:55:48

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

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

Calculation method Bevel gear Klingelberg Cyclo-Palloid KN3028/KN3030 V1.2
Geometry calculation according ISO 23509:2006, method 3

Uniform depth, fig 3 (Klingelberg)
Manufacture process: grinded/hard toothed
Spiral toothing
Face hobbing

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Power (kW)	[P]		1059.00
Speed (1/min)	[n]	1000.0	280.7
Rotation direction, wheel 1, viewed on cone tip:		left	
Torque (Nm)	[T]	10112.7	36026.5
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Application factor	[KA]		1.25
Required service life	[H]		50000.00

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Offset (Center dist.) (mm)	[a]		0.000
Axis angle (°)	[Sigma]		90.000
Normal module (in middle) (mm)	[mmn]		9.6454
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.000
Helix angle in the middle (°)	[betm]		30.0000
Hand of gear		left	right
Number of teeth	[z]	16	57
Facewidth (mm)	[b]	130.00	130.00
Assumed and measured contact pattern width (mm)	[be]	110.50	110.50
Accuracy grade according to DIN 3965	[Q-DIN3965]	7	7
Internal diameter gearbody (mm)	[di]	0.00	0.00
Pitch apex to front of gear blank (mm)	[yi]	0.00	0.00
Pitch apex to back of gear blank (mm)	[yo]	0.00	0.00
Material			
Gear 1:		18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC	
Gear 2:		18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC	

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Yield point (N/mm ²)	[sigs]	850.00	850.00
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[sigFlim]	500.00	500.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Tool or reference profile of gear 1 :
Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C

Dedendum coefficient	[hFP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.250
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000

Ramp angle	[alfKP]	0.000	
		not topping	
Tool or reference profile of gear 2 :			
Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C			
Dedendum coefficient	[hFP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
		not topping	
Summary of reference profile gears:			
Dedendum reference profile (module)	[hFP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.250	0.250
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:			
	none (only running-in)		
Tip relief (µm)	[Ca]	2.0	2.0
No modification at tip circle			
Lubrication type		oil injection lubrication	
Type of oil		Oil: ISO-VG 150	
Lubricant base		Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	150.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	13.00	
FZG-Test A/8.3/90 step	[FZGtestA]	12	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.892	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	
		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Overall transmission ratio	[itot]		-3.562
Gear ratio	[u]		3.563
Helix angle outside (°)	[bete]	40.885	40.885
Helix angle in the middle (°)	[betm]	30.000	30.000
Helix angle in inside (°)	[beti]	18.525	18.525
Pinion offset angle in axial plane (°)	[zetm]		0.000
Pinion offset angle in pitch plane (°)	[zetmp]		0.000
Offset in pitch plane (mm)	[ap]		0.000
Normal module outside (mm)	[men]		10.0804
Transverse module outside (mm)	[met]	13.3333	13.3333
Normal module (in middle) (mm)	[mmn]		9.6454
Transverse module middle (mm)	[mmt]	11.1375	11.1375
Normal module inside (mm)	[min]		8.4784
Transverse module inside (mm)	[mit]	8.9417	8.9417
Sum of profile shift coefficients	[xhm1+xhm2]		0.0000
Profile shift coefficient	[xhm]	0.3582	-0.3582
Undercut boundary	[xGrenz]	0.1107	
Addend. mod. for balanced sliding	[xGleit]	0.3581	
Tooth thickness modification factor	[xsmn]	0.0100	-0.0100
Reference diameter Outside (mm)	[de]	213.333	760.000
Tip diameter outside (mm)	[dae]	238.559	763.346
Root diameter Outside (mm)	[dfe]	196.770	751.616
Reference diameter Middle (mm)	[dm]	178.200	634.838
Tip diameter Middle (mm)	[dam]	203.426	638.183
Root diameter Middle (mm)	[dfm]	161.637	626.453
Reference diameter Inside (mm)	[di]	143.067	509.675
Tip diameter Inside (mm)	[dai]	168.292	513.021
Root diameter Inside (mm)	[dfi]	126.503	501.291
Addendum (mm)	[hae]	13.100	6.190
	(mm)	[ham]	6.190
	(mm)	[hai]	6.190
Dedendum (mm)	[hfe]	8.602	15.512
	(mm)	[hfm]	8.602
	(mm)	[hfi]	8.602
Tooth height (mm)	[he]	21.702	21.702
	(mm)	[hm]	21.702
	(mm)	[hi]	21.702
Working depth (mm)	[whe]		19.291
	(mm)	[whm]	19.291
	(mm)	[whi]	19.291

Tip clearance (mm)	[ce]	2.411	2.411
(mm)	[cm]	2.411	2.411
(mm)	[ci]	2.411	2.411
Length of reference cone outside (mm)	[Re]	394.687	394.687
Length of reference cone middle (mm)	[Rm]	329.687	329.687
Length of reference cone inside (mm)	[Ri]	264.687	264.687
Reference cone angle (°)	[delta]	15.680	74.320
Additional angles (°):	[dela]	15.680	74.320
	[thea=dela-delta]	0.000	0.000
	[delf]	15.680	74.320
	[thef=delta-delf]	0.000	0.000
Distance along axis to crossing point (mm)	[txo]	376.460	100.707
(mm)	[txi]	251.297	65.573
Distance apex to crossing point (mm)	[tz]	0.000	-0.000
(mm)	[tzF]	48.474	6.430
(mm)	[tzR]	-31.828	-16.111
Distance in axial direction to the cone tip (mm)	[ye]	380.000	106.667
(mm)	[yae]	376.460	100.707
(mm)	[yai]	251.297	65.573
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	2.411	2.411
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	2.411 / 2.421	2.411 / 2.421
According to Klingelnberg instruction for bevel gears:			
Transverse contact ratio	[epsa]		1.298
Overlap ratio	[epsb]		2.137
***** Virtual spur gear toothing *****			
Pressure angle at normal section (°)	[alfnv]		20.000
Pressure angle at pitch circle (°)	[alftv]		22.796
Base helix angle (°)	[betbv]		28.024
Virtual centre distance (mm)	[av]		1267.053
Working transverse pressure angle (°)	[alfwtv]		22.796
Number of teeth	[zv]	16.618	210.911
Gear ratio	[uv]		12.691
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	2.411	2.411
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	2.411 / 2.421	2.411 / 2.421
Reference diameter (mm)	[dv]	185.087	2349.019
Base diameter (mm)	[dbv]	170.630	2165.540
Tip diameter (mm)	[dav]	211.288	2361.400
Tip form diameter (mm)	[dFav]	211.288	2361.400
Operating pitch diameter (mm)	[dwv]	185.087	2349.019
Root diameter (mm)	[dfv]	167.884	2317.996
Active root diameter (mm)	[dNfv]	175.306	2329.034
Root form diameter (mm)	[dFfv]	174.284	2322.115
Virtual gear no. of teeth	[znv]	24.625	312.532
Maximum sliding speed at tip (m/s)	[vga]	2.877	1.713
Pitch on reference circle (mm)	[ptv]		34.989
Base pitch (mm)	[pbtv]		32.256
Transverse pitch on contact-path (mm)	[petv]		32.256
Length of path of contact (mm)	[gav]		42.196
Virtual cylindrical gear (ISO 10300:2001, Annex A):			
Referenced to facewidth	[bveff]		130.000
Transverse contact ratio	[epsva]		1.308
Overlap ratio	[epsvb]		2.145
Total contact ratio	[epsvg]		2.513
(DIN 3991: epsva = 1.308, epsvb = 1.823, epsvg = 3.131)			
Characteristic values for sizing	[Re2/b2]		3.036
	[b2/mmn]		13.478

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Fmt]	113498.4	113498.4
	Drive side		
Axial force (N)	[Fa]	75981.3	28216.2
Radial force (N)	[Fr]	28216.2	75981.3
Normal force (N)	[Fnorm]	139467.6	139467.6
Axial force (%)	[Fa/Ft]	66.945	24.860
Radial force (%)	[Fr/Ft]	24.860	66.945
Remarks:			
Forces if rotation goes in opposite direction (coast side):			
Axial force (N)	[Fa]	-50198.5	63635.1
Radial force (N)	[Fr]	63635.1	-50198.5
Normal force (N)	[Fnorm]	139467.6	139467.6
Axial force (%)	[Fa/Ft]	-44.228	56.067
Radial force (%)	[Fr/Ft]	56.067	-44.228

Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)	[w]		1027.13	
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	9.33		9.33
Singular tooth stiffness (N/mm*µm)	[c']		14.00	
Meshing stiffness (N/mm*µm)	[cg]		20.00	
Single pitch deviation (µm)	[fp]	21.00		24.00
Running-in value y.a (µm)	[ya]		1.80	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.103	
Resonance speed (min-1)	[nE1]		8337	
Under critical range - reference speed	[N]		0.120	
Dynamic factor	[KV]		1.03	
Bearing application factor	[KHbbe]		1.25	
Face load factor - flank	[KHb]		1.88	
- Tooth root	[KFb]		1.88	
- Scuffing	[KBb]		1.88	
Transverse load factor - flank	[KHa]		1.00	
- Tooth root	[KFa]		1.00	
- Scuffing	[KBa]		1.00	
Helical load factor scuffing	[Kbg]		1.29	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	3000.000		842.105

3. TOOTH ROOT STRENGTH

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Calculation of Tooth form coefficients according method: C (Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x) Manufacture process: hobbing			
Tooth form factor	[YF]	2.26	2.19
Stress correction factor	[YS]	1.87	2.00
Bending lever arm (mm)	[hF]	19.14	18.88
Working angle (grd)	[alfh]	30.90	20.48
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	21.15	22.31
Tooth root radius (mm)	[roF]	3.54	3.27
(hF* = 1.984/1.957 sFn* = 2.192/2.313 roF* = 0.367/0.339)			
Contact ratio factor	[Yeps]		0.70
Helical load factor	[Ybet]		0.75
Effective facewidth (mm)	[b]	110.50	110.50
Bevel gear factor (root)	[YK]		1.000
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	235.76	243.08
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	566.38	583.98
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[Ydrel]	1.004	1.008
Surface factor	[YRrelT]	1.015	1.015
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.954	0.954
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress-Correction-Factor reference gear Y-st	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	972.13	975.59
Permissible tooth root stress (N/mm ²) [sigFP=sigFG/SFmin]		694.38	696.85
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress [SF=sigFG/sigF]		1.72	1.67

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Zone factor			
Elasticity coefficient (N.5/mm)	[ZH]		2.22
Contact ratio factor	[ZE]		189.81
Helix angle factor	[Zeps]		0.874
Bevel gear factor (flank)	[Zbet]		0.931
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[ZK]		0.850
Effective flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]		714.10
	[sigH]		1106.82
Lubrication factor	[ZL]	1.000	1.000
Speed factor	[ZV]	1.000	1.000
Roughness factor	[ZR]	1.000	1.000
Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.000
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1500.00	1500.00
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sigHP=sigHG/SHmin]		1500.00	1500.00

Safety for surface pressure at operating pitch circle	[SHw]	1.36	1.36
Single tooth contact factor	[ZB/ZD]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sigHB/D]	1106.82	1106.82
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety for surface pressure on flank	[SH=sigHG/sigHB/D]	1.36	1.36

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Calculation method according to Klingelberg

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.200	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	54.57	
Effective facewidth (mm)	[beff]	110.500	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	3185.127	
Pressure angle factor (eps1: 0.820, eps2: 0.488)	[Xalfbet]	0.992	
Integral temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	114.08	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	52.48	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	361.99	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.293	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	29.64	
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.056	
Geometry factor	[XBE]	0.301	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.014	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	192.80	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	1.878	
Safety referring to transferred torque	[SSL]	2.378	

6. ALLOWANCES FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Tooth thickness deviation	ISO 23509:2006 Q4-7 (Ta	ISO 23509:2006 Q4-7 (Ta	
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.110 / -0.165	-0.110 / -0.165
Circumferential backlash (mm)	[jmt]	0.381 / 0.254	
(mm)	[jet]	0.456 / 0.304	
Normal backlash (mm)	[jmn]	0.310 / 0.207	
(mm)	[jen]	0.324 / 0.216	

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
According to			
DIN 3965:1986:			
Accuracy grade	[Q-DIN3965]	7	7
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	72.00	94.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	55.00	70.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi']	37.00	39.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi']	83.00	101.00
According to Klingelberg:			
Single pitch deviation (µm)	[fp]	21.00	24.00

8. MANUFACTURING ACCORDING KLINGELBERG-PLANT STANDARD KN 3028

Machine type		AMK855	
Maximal machining distance (mm)	[MdGrenz]	460.0000	
Machine distance (mm)	[Md]	323.5953	
Facing head tip diameter (mm)	[R, rc0]	260.00	
Number of cutter blade groups	[z0]	5.00	
Cutter module (mm)	[m0]	10.00	
Cutter-head radius (module)	[roa0*]	0.241	0.241
Angle modification (°)	[thek]	0.00	-0.00

Reference diameter (mm)	[de]	213.33	760.00
Tooth no of plane gear	[ZP]	59.2030	
Base circle radius (mm)	[ro]	298.3943	
Helix angle outside (°)	[bete]	40.8848	
Helix angle at tooth middle (°)	[betm]	30.0000	
Helix angle in inside (°)	[beti]	18.5250	
Normal module outside (mm)	[men]	10.0804	
Transverse module outside (mm)	[met]	13.3333	
Normal module inside (mm)	[min]	8.4784	
Transverse module inside (mm)	[mit]	8.9417	
Undercut limit (mm)	[Rv]	241.0227	
Spacewidth at tooth root at RY2 (mm)	[efny]	6.86	7.25
Spacewidth at tooth root at RE2 (mm)	[efne]	6.86	7.25
Spacewidth at tooth root at RI2 (mm)	[efni]	4.35	4.73
Head width of universal cutter (mm)	[sa0]		3.44
Profile shift at inner diameter	[xi]	0.3582	
Tooth tip height (mm)	[ha]	13.100	6.190
Tooth height (mm)	[H]	21.702	21.702
Tooth tip thickness Middle (mm)	[sanm]	5.923	7.900
Tooth tip thickness inside (mm)	[sani]	2.933	6.040
Tip relief coefficient inside	[k]	0.000	0.000
Width of Tip relief (mm)	[bk]	0.000	0.000
Virtual gear no. of teeth	[zn]	24.625	312.532
Transverse contact ratio	[epsa]		1.298
Overlap ratio	[epsb]		2.137
Dimensions according to Klingelnberg: (mm)			
	[dae]	238.559	763.346
	(mm) [dai]	168.292	513.021
	(mm) [(dai)k]	168.292	513.021
	(mm) [LH]	380.000	106.667
	(mm) [LA]	125.162	35.133
	(mm) [LAK]	125.162	35.133
	(mm) [LW]	251.297	65.573
	(mm) [LWK]	251.297	65.573

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

10. ADDITIONAL DATA

Input data for calculating the gear measurements according to
ISO 23509:2006

Data of type 1 (according to table 3,
ISO 23509:2006):
xhm1= 0.3582 khap= 1.0000 khfp= 1.2500 xsmn= 0.0100

Data of type 2 (according to table 3,
ISO 23509:2006):
cham= 0.3209 kd= 2.0000 kc= 0.1250 kt= 0.0200

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.048	
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.599	
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]	6.212	
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	99.413)	
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	32.169	89.124

End report lines: 470

Příloha C

Zpráva z programu KISSsoft – návrh kuželového
soukolí pro variantu 2 (P=3 909 kW)

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

File
Name : Soukolí 1
Changed by : pelikanz on: 25.02.2013 at: 15:54:42

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

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

Calculation method Bevel gear Klingelnberg Cyclo-Palloid KN3028/KN3030 V1.2
Geometry calculation according ISO 23509:2006, method 3

Uniform depth, fig 3 (Klingelnberg)
Manufacture process: grinded/hard toothed
Spiral toothing
Face hobbing

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Power (kW)	[P]		3909.00
Speed (1/min)	[n]	1000.0	1000.0
Rotation direction, wheel 1, viewed on cone tip:		left	
Torque (Nm)	[T]	37328.2	37328.2
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Application factor	[KA]		1.25
Required service life	[H]		50000.00

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Offset (Center dist.) (mm)	[a]		0.000
Axis angle (°)	[Sigma]		90.000
Normal module (in middle) (mm)	[mmn]		13.2372
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.000
Helix angle in the middle (°)	[betm]		30.0000
Hand of gear		left	right
Number of teeth	[z]	31	31
Facewidth (mm)	[b]	136.00	136.00
Assumed and measured contact pattern width (mm)	[be]	115.60	115.60
Accuracy grade according to DIN 3965	[Q-DIN3965]	7	7
Internal diameter gearbody (mm)	[di]	0.00	0.00
Pitch apex to front of gear blank (mm)	[yi]	0.00	0.00
Pitch apex to back of gear blank (mm)	[yo]	0.00	0.00
Material			
Gear 1:		18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC	
Gear 2:		18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=30HRC	

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Yield point (N/mm ²)	[sigs]	850.00	850.00
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[sigFlim]	500.00	500.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Tool or reference profile of gear 1 :
Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C

Dedendum coefficient	[hFP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.250
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000

Ramp angle	[alfKP]	0.000	
		not topping	
Tool or reference profile of gear 2 :			
Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C			
Dedendum coefficient	[hFP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
		not topping	
Summary of reference profile gears:			
Dedendum reference profile (module)	[hFP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofP*]	0.250	0.250
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor (module)	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient (module)	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:			
	none (only running-in)		
Tip relief (µm)	[Ca]	2.0	2.0
No modification at tip circle			
Lubrication type		oil injection lubrication	
Type of oil		Oil: ISO-VG 150	
Lubricant base		Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	150.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	13.00	
FZG-Test A/8.3/90 step	[FZGtestA]	12	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.892	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	
		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Overall transmission ratio	[itot]		-1.000
Gear ratio	[u]		1.000
Helix angle outside (°)	[bete]	41.654	41.654
Helix angle in the middle (°)	[betm]	30.000	30.000
Helix angle in inside (°)	[beti]	17.320	17.320
Pinion offset angle in axial plane (°)	[zetm]		0.000
Pinion offset angle in pitch plane (°)	[zetmp]		0.000
Offset in pitch plane (mm)	[ap]		0.000
Normal module outside (mm)	[men]		13.7383
Transverse module outside (mm)	[met]	18.3871	18.3871
Normal module (in middle) (mm)	[mmn]		13.2372
Transverse module middle (mm)	[mmt]	15.2850	15.2850
Normal module inside (mm)	[min]		11.6304
Transverse module inside (mm)	[mit]	12.1828	12.1828
Sum of profile shift coefficients	[xhm1+xhm2]		0.0000
Profile shift coefficient	[xhm]	0.0000	0.0000
Undercut boundary	[xGrenz]	-1.4603	
Addend. mod. for balanced sliding	[xGleit]	-0.0344	
Tooth thickness modification factor	[xsmn]	0.0000	-0.0000
Reference diameter Outside (mm)	[de]	570.000	570.000
Tip diameter outside (mm)	[dae]	588.720	588.720
Root diameter Outside (mm)	[dfe]	546.600	546.600
Reference diameter Middle (mm)	[dm]	473.833	473.833
Tip diameter Middle (mm)	[dam]	492.554	492.554
Root diameter Middle (mm)	[dfm]	450.433	450.433
Reference diameter Inside (mm)	[di]	377.667	377.667
Tip diameter Inside (mm)	[dai]	396.387	396.387
Root diameter Inside (mm)	[dfi]	354.267	354.267
Addendum (mm)	[hae]	13.237	13.237
	(mm)	[ham]	13.237
	(mm)	[hai]	13.237
Dedendum (mm)	[hfe]	16.546	16.546
	(mm)	[hfm]	16.546
	(mm)	[hfi]	16.546
Tooth height (mm)	[he]	29.784	29.784
	(mm)	[hm]	29.784
	(mm)	[hi]	29.784
Working depth (mm)	[whe]	26.474	
	(mm)	[whm]	26.474
	(mm)	[whi]	26.474

Tip clearance (mm)	[ce]	3.309	3.309
(mm)	[cm]	3.309	3.309
(mm)	[ci]	3.309	3.309
Length of reference cone outside (mm)	[Re]	403.051	403.051
Length of reference cone middle (mm)	[Rm]	335.051	335.051
Length of reference cone inside (mm)	[Ri]	267.051	267.051
Reference cone angle (°)	[delta]	45.000	45.000
Additional angles (°):	[dela]	45.000	45.000
	[thea=dela-delta]	0.000	0.000
	[delf]	45.000	45.000
	[thef=delta-delf]	0.000	0.000
Distance along axis to crossing point (mm)	[txo]	275.640	275.640
(mm)	[txi]	179.473	179.473
Distance apex to crossing point (mm)	[tz]	0.000	-0.000
(mm)	[tzF]	18.720	18.720
(mm)	[tzR]	-23.400	-23.400
Distance in axial direction to the cone tip (mm)	[ye]	285.000	285.000
(mm)	[yae]	275.640	275.640
(mm)	[yai]	179.473	179.473
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.309	3.309
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	3.309 / 3.319	3.309 / 3.319
According to Klingelnberg instruction for bevel gears:			
Transverse contact ratio	[epsa]		1.400
Overlap ratio	[epsb]		1.624
***** Virtual spur gear toothing *****			
Pressure angle at normal section (°)	[alfnv]		20.000
Pressure angle at pitch circle (°)	[alftv]		22.796
Base helix angle (°)	[betbv]		28.024
Virtual centre distance (mm)	[av]		670.102
Working transverse pressure angle (°)	[alfwtv]		22.796
Number of teeth	[zv]	43.841	43.841
Gear ratio	[uv]		1.000
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.309	3.309
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	3.309 / 3.319	3.309 / 3.319
Reference diameter (mm)	[dv]	670.102	670.102
Base diameter (mm)	[dbv]	617.761	617.761
Tip diameter (mm)	[dav]	696.576	696.576
Tip form diameter (mm)	[dFav]	696.576	696.576
Operating pitch diameter (mm)	[dwv]	670.102	670.102
Root diameter (mm)	[dfv]	637.009	637.009
Active root diameter (mm)	[dNfv]	648.535	648.535
Root form diameter (mm)	[dFfv]	644.999	644.999
Virtual gear no. of teeth	[znv]	64.964	64.964
Maximum sliding speed at tip (m/s)	[vga]	4.608	4.608
Pitch on reference circle (mm)	[ptv]		48.019
Base pitch (mm)	[pbtv]		44.268
Transverse pitch on contact-path (mm)	[petv]		44.268
Length of path of contact (mm)	[gav]		62.223
Virtual cylindrical gear (ISO 10300:2001, Annex A):			
Referenced to facewidth	[bveff]		136.000
Transverse contact ratio	[epsva]		1.406
Overlap ratio	[epsvb]		1.635
Total contact ratio	[epsvg]		2.156
(DIN 3991: epsva = 1.406, epsvb = 1.390, epsvg = 2.795)			
Characteristic values for sizing	[Re2/b2]		2.964
	[b2/mmn]		10.274

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Fmt]	157558.3	157558.3
	Drive side		
Axial force (N)	[Fa]	111146.2	-17499.7
Radial force (N)	[Fr]	-17499.7	111146.2
Normal force (N)	[Fnorm]	193608.7	193608.7
Axial force (%)	[Fa/Ft]	70.543	-11.107
Radial force (%)	[Fr/Ft]	-11.107	70.543
Remarks:			
Forces if rotation goes in opposite direction (coast side):			
Axial force (N)	[Fa]	-17499.7	111146.2
Radial force (N)	[Fr]	111146.2	-17499.7
Normal force (N)	[Fnorm]	193608.7	193608.7
Axial force (%)	[Fa/Ft]	-11.107	70.543
Radial force (%)	[Fr/Ft]	70.543	-11.107

Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)	[w]		1362.96	
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]	24.81		24.81
Singular tooth stiffness (N/mm*µm)	[c']		14.00	
Meshing stiffness (N/mm*µm)	[cg]		20.00	
Single pitch deviation (µm)	[fp]	26.00		26.00
Running-in value y.a (µm)	[ya]		1.95	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.391	
Resonance speed (min-1)	[nE1]		2203	
Under critical range - reference speed	[N]		0.454	
Dynamic factor	[KV]		1.08	
Bearing application factor	[KHbbe]		1.25	
Face load factor - flank	[KHb]		1.88	
- Tooth root	[KFb]		1.88	
- Scuffing	[KBb]		1.88	
Transverse load factor - flank	[KHa]		1.00	
- Tooth root	[KFa]		1.00	
- Scuffing	[KBa]		1.00	
Helical load factor scuffing	[Kbg]		1.26	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	3000.000		3000.000

3. TOOTH ROOT STRENGTH

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Calculation of Tooth form coefficients according method: C (Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x) Manufacture process: hobbing			
Tooth form factor	[YF]	2.29	2.29
Stress correction factor	[YS]	1.84	1.84
Bending lever arm (mm)	[hF]	25.68	25.68
Working angle (grd)	[alfh]	23.59	23.59
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	29.45	29.45
Tooth root radius (mm)	[roF]	5.42	5.42
(hF* = 1.940/1.940 sFn* = 2.225/2.225 roF* = 0.410/0.410)			
Contact ratio factor	[Yeps]		0.67
Helical load factor	[Ybet]		0.75
Effective facewidth (mm)	[b]	115.60	115.60
Bevel gear factor (root)	[YK]		1.000
Nominal shear stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	217.06	217.06
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	551.82	551.82
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[Ydrel]	1.002	1.002
Surface factor	[YRrelT]	1.015	1.015
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.918	0.918
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress-Correction-Factor reference gear Y-st	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	933.27	933.27
Permissible tooth root stress (N/mm ²) [sigFP=sigFG/SFmin]		666.62	666.62
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress [SF=sigFG/sigF]		1.69	1.69

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Zone factor			
Elasticity coefficient (N.5/mm)	[ZH]		2.22
Contact ratio factor	[ZE]	189.81	
Helix angle factor	[Zeps]	0.843	
Bevel gear factor (flank)	[Zbet]	0.931	
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[ZK]	0.850	
Effective flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]	567.87	
	[sigH]	905.45	
Lubrication factor			
Speed factor	[ZL]	1.000	1.000
Roughness factor	[ZV]	1.000	1.000
Material mating factor	[ZR]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZW]	1.000	1.000
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)	[ZNT]	1.000	1.000
Size coefficient (flank)	[ZX]	0	0
Limit strength pitting (N/mm ²)	[ZX]	0.984	0.984
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sigHP=sigHG/SHmin]	[sigHG]	1475.72	1475.72
		1475.72	1475.72

Safety for surface pressure at operating pitch circle	[SHw]	1.63	1.63
Single tooth contact factor	[ZB/ZD]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sigHB/D]	905.45	905.45
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety for surface pressure on flank	[SH=sigHG/sigHB/D]	1.63	1.63

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Calculation method according to Klingelberg

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.200	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	72.41	
Effective facewidth (mm)	[beff]	115.600	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	4382.761	
Pressure angle factor (eps1: 0.703, eps2: 0.703)	[Xalfbet]	0.992	
Integral temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	106.15	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	43.03	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	361.99	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.307	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	29.64	
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.031	
Geometry factor	[XBE]	0.173	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.008	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	170.70	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	2.121	
Safety referring to transferred torque	[SSL]	2.900	

6. ALLOWANCES FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Tooth thickness deviation	ISO 23509:2006 Q4-7 (Ta	ISO 23509:2006 Q4-7 (Ta	
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.170 / -0.255	-0.170 / -0.255
Circumferential backlash (mm)	[jmt]	0.589 / 0.393	
(mm)	[jet]	0.708 / 0.472	
Normal backlash (mm)	[jmn]	0.479 / 0.319	
(mm)	[jen]	0.497 / 0.332	

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
According to			
DIN 3965:1986:			
Accuracy grade	[Q-DIN3965]	7	7
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	89.00	89.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	70.00	70.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi']	47.00	47.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi']	105.00	105.00
According to Klingelberg:			
Single pitch deviation (µm)	[fp]	26.00	26.00

8. MANUFACTURING ACCORDING KLINGELBERG-PLANT STANDARD KN 3028

Machine type		AMK855	
Maximal machining distance (mm)	[MdGrenz]	460.0000	
Machine distance (mm)	[Md]	335.6471	
Facing head tip diameter (mm)	[R, rc0]	260.00	
Number of cutter blade groups	[z0]	5.00	
Cutter module (mm)	[m0]	14.00	
Cutter-head radius (module)	[roa0*]	0.236	0.236
Angle modification (°)	[thek]	0.00	-0.00

Reference diameter (mm)	[de]	570.00	570.00
Tooth no of plane gear	[ZP]		43.8406
Base circle radius (mm)	[ro]		301.2857
Helix angle outside (°)	[bete]		41.6542
Helix angle at tooth middle (°)	[betm]		30.0000
Helix angle in inside (°)	[beti]		17.3201
Normal module outside (mm)	[men]		13.7383
Transverse module outside (mm)	[met]		18.3871
Normal module inside (mm)	[min]		11.6304
Transverse module inside (mm)	[mit]		12.1828
Undercut limit (mm)	[Rv]		240.3533
Spacewidth at tooth root at RY2 (mm)	[efny]	9.55	9.55
Spacewidth at tooth root at RE2 (mm)	[efne]	9.54	9.54
Spacewidth at tooth root at RI2 (mm)	[efni]	6.22	6.22
Head width of universal cutter (mm)	[sa0]		4.82
Profile shift at inner diameter	[xi]	0.0000	
Tooth tip height (mm)	[ha]	13.237	13.237
Tooth height (mm)	[H]	29.784	29.784
Tooth tip thickness Middle (mm)	[sanm]	10.453	10.453
Tooth tip thickness inside (mm)	[sani]	7.513	7.513
Tip relief coefficient inside	[k]	0.000	0.000
Width of Tip relief (mm)	[bk]	0.000	0.000
Virtual gear no. of teeth	[zn]	64.964	64.964
Transverse contact ratio	[epsa]		1.400
Overlap ratio	[epsb]		1.624
Dimensions according to Klingelnberg: (mm)			
	[dae]	588.720	588.720
	[dai]	396.387	396.387
	[(dai)k]	396.387	396.387
	[LH]	285.000	285.000
	[LA]	96.167	96.167
	[LAK]	96.167	96.167
	[LW]	179.473	179.473
	[LWK]	179.473	179.473

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

10. ADDITIONAL DATA

Input data for calculating the gear measurements according to
ISO 23509:2006

Data of type 1 (according to table 3,
ISO 23509:2006):
xhm1= 0.0000 khap= 1.0000 khfp= 1.2500 xsmn= 0.0000

Data of type 2 (according to table 3,
ISO 23509:2006):
cham= 0.5000 kd= 2.0000 kc= 0.1250 kt= 0.0000

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.026
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.543
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]		8.593
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.780)
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	145.300	145.300

End report

lines: 470

Příloha D

Zpráva z programu KISSsoft – návrh horizontální
hřídele pro variantu 1 (P=1 059 kW)

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

————— File —————
Name : HHridel1059new
Changed by : Mirek on: 12.05.2013 at: 11:00:13

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)	1028.000
Speed (1/min)	1000.00
Sense of rotation: counter clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	168.445
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.573
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	22.491
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is considered	
Reference temperature (°C)	20.000

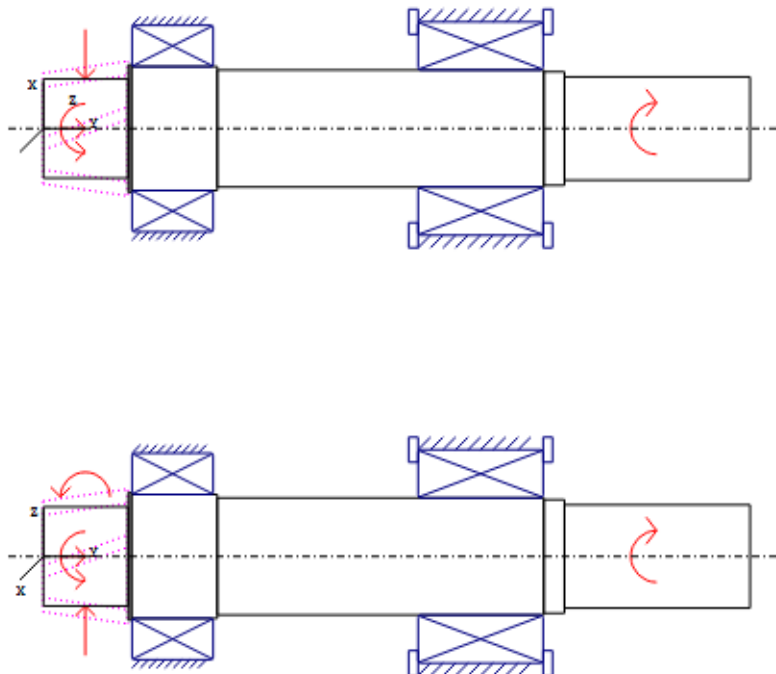


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 0.00...123.00 (mm)
d=144.00 (mm), l=123.00 (mm), Rz= 8.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 123.00...128.00 (mm)
d=185.00 (mm), l=5.00 (mm), Rz= 8.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 128.00...253.00 (mm)
d=180.00 (mm), l=125.00 (mm), Rz= 8.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 253.00...728.00 (mm)
d=170.00 (mm), l=475.00 (mm), Rz= 8.0	
Key way (Key)	y= 328.00...408.00 (mm)
l=80.00 (mm), Rz= 8.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 728.00...758.00 (mm)
d=165.00 (mm), l=30.00 (mm), Rz= 8.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 758.00...1028.00 (mm)
d=150.00 (mm), l=270.00 (mm), Rz= 8.0	
Key way (Key)	y= 828.00...988.00 (mm)
l=160.00 (mm), Rz= 8.0	

Inner contour

Forces

<u>Bevel gear (Bevel gear / hypoid gear)</u>	y= 61.00 (mm)	
Operating pitch diameter (mm)	178.2000	
Helix angle (°)	30.0000	left
Half angle of cone (°)	15.6800	Tip to the left
Working pressure angle at normal section(°)	20.0000	
Position of contact point (°)	270.0000	
Face width (mm)	127.7542	
Power (kW)	1059.0000	driving (Output)
Torque (Nm)	10112.7051	
Axial force (N)	75981.5593	
Shearing force X (N)	-113498.3736	
Shearing force Z (N)	28215.6157	
Bending moment X (Nm)	6769.9569	
Bending moment Z (Nm)	-0.0000	
<u>Coupling (Coupling / Motor)</u>	y= 892.00 (mm)	
Eff. Diameter (mm)	0.0000	
Radial force coefficient (-)	0.0000	
Direction of radial force (°)	0.0000	
Axial force coefficient (-)	0.0000	
Length of load application (mm)	270.0000	
Power (kW)	1059.0000	driven (Input)
Torque (Nm)	-10112.7051	
Mass (kg)	0.0000	

Bearing

<u>Spherical roller bearings SKF *24136CC/W33 (Soudeckove lozisko)</u>	y= 188.00 (mm)
Free bearing	
d = 180.000 (mm), D = 300.000 (mm), B = 118.000 (mm), r = 3.000 (mm)	
C = 1400.000 (kN), CO = 2160.000 (kN), Cu = 196.000 (kN)	
Bearing clearance	DIN 620:1988 C0 (150.00 µm)
<u>Taper roller bearing (paired) (X,TDI) SKF 32234 J2/DF (Kuzelikove)</u>	y= 636.00 (mm)
Fixed bearing	
d = 170.000 (mm), D = 310.000 (mm), B = 182.000 (mm), r = 4.000 (mm)	
C = 1720.000 (kN), CO = 3250.000 (kN), Cu = 300.000 (kN)	

maximum deflection 179.12 µm (Shaft 1, 0.00 (mm))

Center of mass

Shaft 1 500.7 mm

Deformation due to torsion

Shaft 1 [phi.t] -0.09 °

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[uA]	10.00	µm
Lubricant	Oil: ISO-VG 150		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests			
Oil lubrication with filtration, ISO4406 -/19/16			
Lubricant - service temperature[TB]		70.00	°C
Limit for factor aISO	[aISOmax]	3.80	
Oil level	[h]	0.00	mm
oil bath lubrication			

Roller bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Soudeckove lozisko'

Position (Y-coordinate)	[y]	188.00	mm
Equivalent load	[P]	147.12	kN
Equivalent load	[P0]	147.12	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life modification factor[aISO]		3.800	
Service life	[Lnh]	30432.68	h
Service life	[Lnmh]	115644.19	h
Operating viscosity	[nu]	34.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nul]	9.19	mm ² /s
static safety factor	[S0]	14.68	
Bearing reaction force	[Fx]	145.673	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-20.604	kN
Bearing reaction force	[Fr]	147.123	kN (-8.05°)
Torque of friction	[Mloss]	32.883	Nm
Power loss	[Ploss]	3443.457	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.074	mm
Displacement of bearing	[uy]	0.017	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.014	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.075	mm (169.33°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.026	mrاد (0.09')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.267	mrاد (-0.92')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.419	mrاد (-1.44')
Misalignment of bearing	[rr]	0.420	mrاد (1.44')

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Kuzelikove'

Position (Y-coordinate)	[y]	636.00	mm
Equivalent load	[P]	196.68	kN
Equivalent load	[P0]	154.29	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life modification factor[aISO]		3.800	
Service life	[Lnh]	22964.99	h
Service life	[Lnmh]	87266.96	h
Operating viscosity	[nu]	34.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nul]	9.19	mm ² /s
static safety factor	[S0]	21.06	
Bearing reaction force	[Fx]	-32.175	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-75.982	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-5.960	kN
Bearing reaction force	[Fr]	32.722	kN (-169.51°)
Torque of friction	[Mloss]	41.762	Nm
Power loss	[Ploss]	4373.350	W
Displacement of bearing	[ux]	0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	-0.056	mrاد (-0.19')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.944	mrاد (-3.25')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.058	mrاد (-0.2')
Misalignment of bearing	[rr]	0.081	mrاد (0.28')

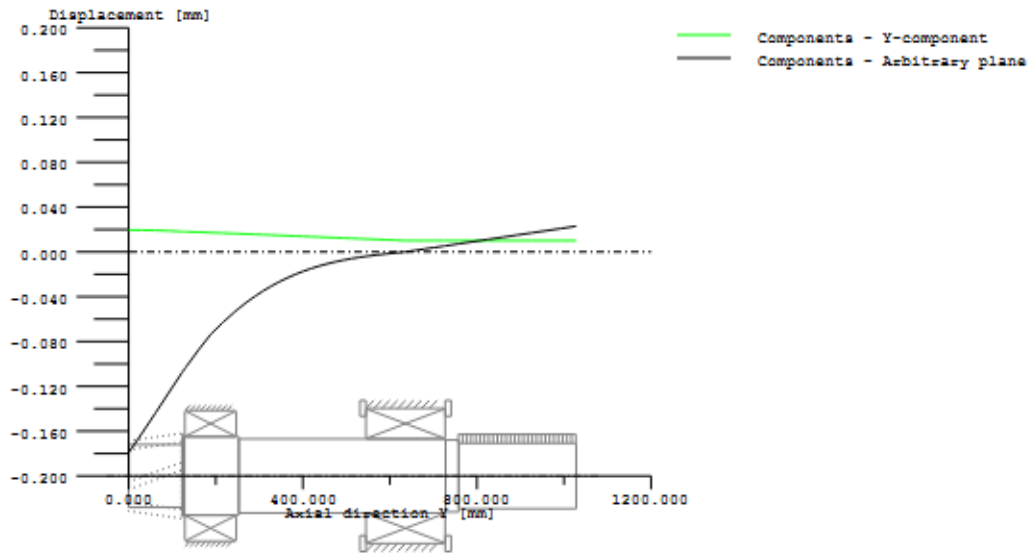
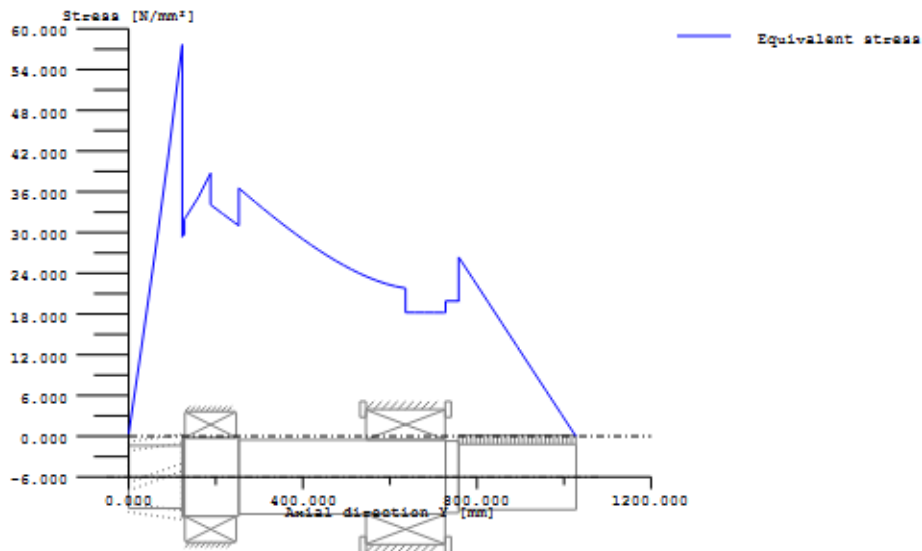


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane -0.4587399276 °)



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

Figure: Equivalent stress

Eigenfrequencies/Critical speeds

- | | | | | |
|--------------------|------------|-----------------|----------------|---------------------------------|
| 1. Eigenfrequency: | 0.00 Hz, | Critical speed: | 0.01 1/min | Rigid body rotation Y 'Shaft 1' |
| 2. Eigenfrequency: | 499.91 Hz, | Critical speed: | 29994.88 1/min | Bending YZ 'Shaft 1' |

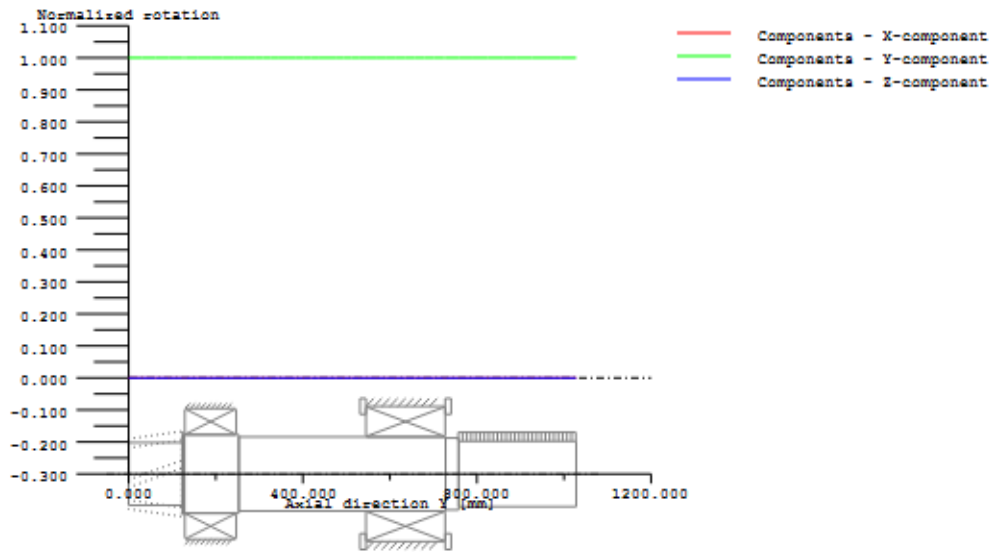


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

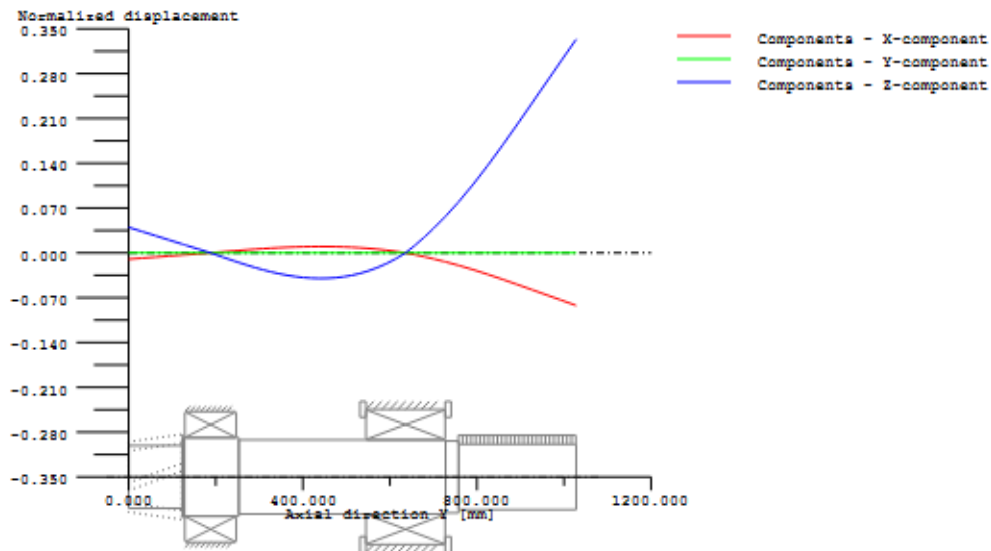


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

Příloha E

Zpráva z programu KISSsoft – návrh horizontální
hřídele pro variantu 2 (P=3 909 kW)

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

————— File —————
Name : HHridel3909new
Changed by : Mirek on: 12.05.2013 at: 11:02:42

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)	1202.000
Speed (1/min)	1000.00
Sense of rotation: counter clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	680.995
Mass moment of inertia (kg*m ²)	8.096
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	317.701
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is considered	
Reference temperature (°C)	20.000

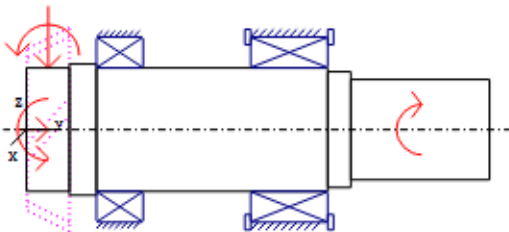
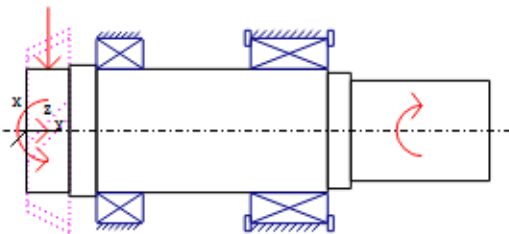


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) d=320.00 (mm), l=112.00 (mm), Rz= 4.8	y= 0.00...112.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=340.00 (mm), l=70.00 (mm), Rz= 8.0	y= 112.00...182.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=320.00 (mm), l=600.00 (mm), Rz= 4.8	y= 182.00...782.00 (mm)
Key way (Key) l=110.00 (mm), Rz= 8.0	y= 382.00...492.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=300.00 (mm), l=60.00 (mm), Rz= 8.0	y= 782.00...842.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=260.00 (mm), l=360.00 (mm), Rz= 8.0	y= 842.00...1202.00 (mm)
Key way (Key) l=220.00 (mm), Rz= 8.0	y= 922.00...1142.00 (mm)

Inner contour

Forces

Bevel gear (Bevel gear / hypoid gear)			y= 57.00 (mm)
Operating pitch diameter	(mm)	473.8330	
Helix angle	(°)	30.0000	left
Half angle of cone	(°)	45.0000	Tip to the left
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	270.0000	
Face width	(mm)	155.5635	
Power	(kW)	3909.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	37328.2004	
Axial force	(N)	111146.2706	
Shearing force X	(N)	-157558.4662	
Shearing force Z	(N)	-17499.6783	
Bending moment X	(Nm)	26332.3854	
Bending moment Z	(Nm)	-0.0000	
Coupling (Coupling / Motor)			y= 1026.00 (mm)
Eff. Diameter	(mm)	0.0000	
Radial force coefficient	(-)	0.0000	
Direction of radial force	(°)	0.0000	
Axial force coefficient	(-)	0.0000	
Length of load application	(mm)	360.0000	
Power	(kW)	3909.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	-37328.2004	
Mass	(kg)	0.0000	

Bearing

Spherical roller bearings SKF *23064CC/W33 (Soudeckove lozisko)	y= 242.50 (mm)
Free bearing	
d = 320.000 (mm), D = 480.000 (mm), B = 121.000 (mm), r = 4.000 (mm)	
C = 2240.000 (kN), C0 = 3800.000 (kN), Cu = 285.000 (kN)	
Bearing clearance	DIN 620:1988 C0 (255.00 µm)
Taper roller bearing (paired) (X,TDI) SKF 32064 X/DF (Roller bearing)	y= 682.00 (mm)
Fixed bearing	
d = 320.000 (mm), D = 480.000 (mm), B = 200.000 (mm), r = 4.000 (mm)	
C = 2640.000 (kN), C0 = 6200.000 (kN), Cu = 510.000 (kN)	

maximum deflection 225.86 µm (Shaft 1, 0.00 (mm))

Center of mass

Shaft 1 548.2 mm

Deformation due to torsion

Shaft 1 [phi.t] -0.03 °

Probability of failure [n] 10.00 %

Axial clearance	[uA]	10.00	µm
Lubricant	Oil: ISO-VG 150		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests			
Oil lubrication with filtration, ISO4406 -/19/16			
Lubricant - service temperature	[TB]	70.00	°C
Limit for factor aISO	[aISOmax]	3.80	
Oil level	[h]	0.00	mm
oil bath lubrication			

Roller bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Soudeckove lozisko'

Position (Y-coordinate)	[y]	242.50	mm
Equivalent load	[P]	240.30	kN
Equivalent load	[P0]	240.30	kN
Life modification factor for reliability	[a1]	1.000	
Service life modification factor	[aISO]	3.800	
Service life	[Lnh]	28412.75	h
Service life	[Lnmh]	107968.45	h
Operating viscosity	[nu]	34.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nul]	7.12	mm ² /s
static safety factor	[S0]	15.81	
Bearing reaction force	[Fx]	224.059	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	86.834	kN
Bearing reaction force	[Fr]	240.297	kN (21.18°)
Torque of friction	[Mloss]	61.172	Nm
Power loss	[Ploss]	6405.879	W
Displacement of bearing	[ux]	-0.118	mm
Displacement of bearing	[uy]	0.013	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.049	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.128	mm (-157.6°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.163	mrاد (0.56')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.078	mrاد (-0.27')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.320	mrاد (-1.1')
Misalignment of bearing	[rr]	0.359	mrاد (1.24')

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	682.00	mm
Equivalent load	[P]	305.74	kN
Equivalent load	[P0]	246.97	kN
Life modification factor for reliability	[a1]	1.000	
Service life modification factor	[aISO]	3.800	
Service life	[Lnh]	22013.91	h
Service life	[Lnmh]	83652.88	h
Operating viscosity	[nu]	34.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nul]	7.12	mm ² /s
static safety factor	[S0]	25.10	
Bearing reaction force	[Fx]	-66.501	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-111.146	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-62.655	kN
Bearing reaction force	[Fr]	91.367	kN (-136.71°)
Torque of friction	[Mloss]	136.918	Nm
Power loss	[Ploss]	14338.064	W
Displacement of bearing	[ux]	0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	0.010	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	0.101	mrاد (0.35')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.279	mrاد (-0.96')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.260	mrاد (-0.89')
Misalignment of bearing	[rr]	0.278	mrاد (0.96')

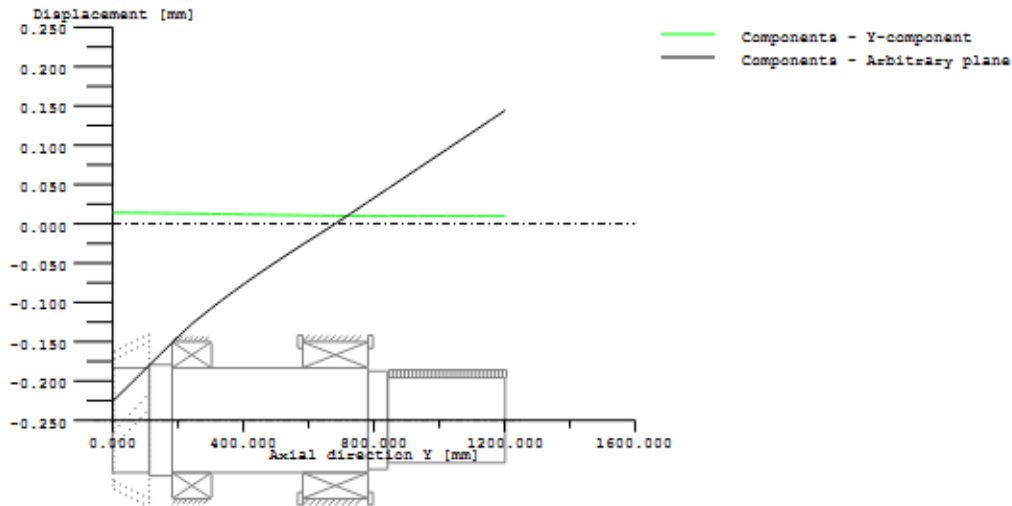
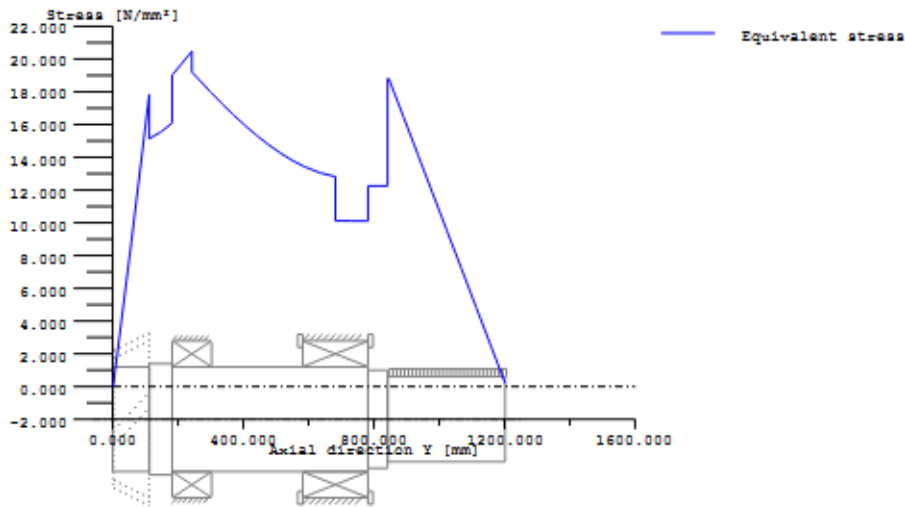


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 24.99544392 °)



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

Figure: Equivalent stress

Eigenfrequencies/Critical speeds

1. Eigenfrequency:	0.00 Hz,	Critical speed:	0.01 1/min	Rigid body rotation Y 'Shaft 1'
2. Eigenfrequency:	563.51 Hz,	Critical speed:	33810.49 1/min	Bending XY 'Shaft 1', Bending YZ 'Shaft 1'
3. Eigenfrequency:	563.51 Hz,	Critical speed:	33810.49 1/min	Bending YZ 'Shaft 1', Bending XY 'Shaft 1'

4. Eigenfrequency: 1420.71 Hz, Critical speed: 85242.84 1/min Bending YZ 'Shaft 1'

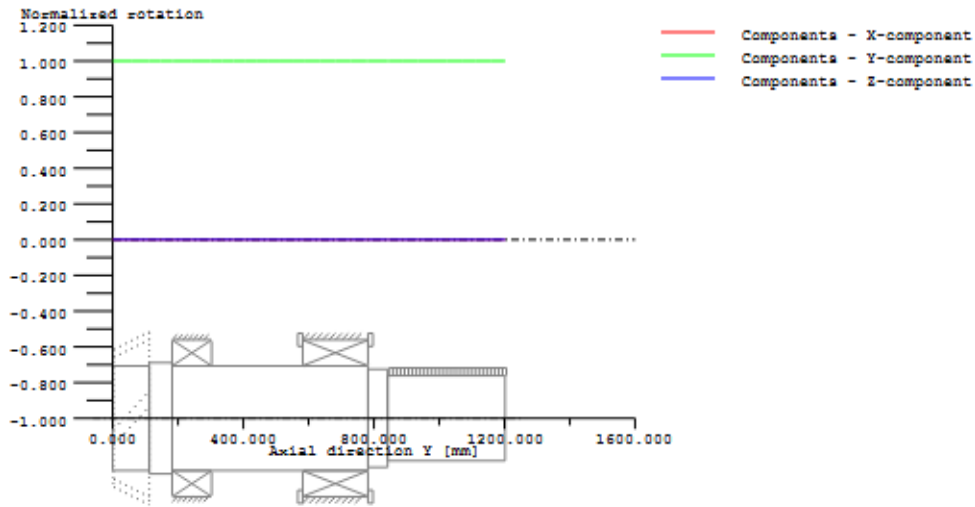


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

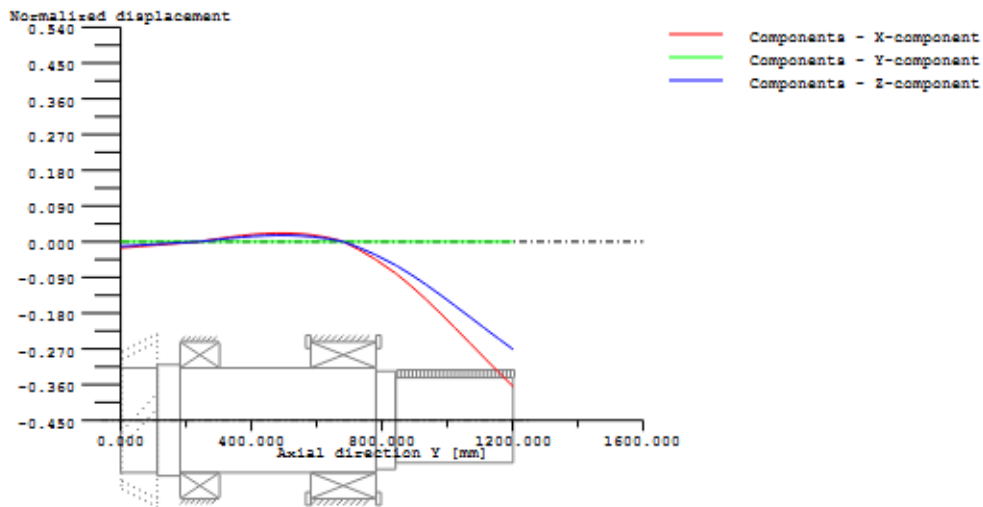


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

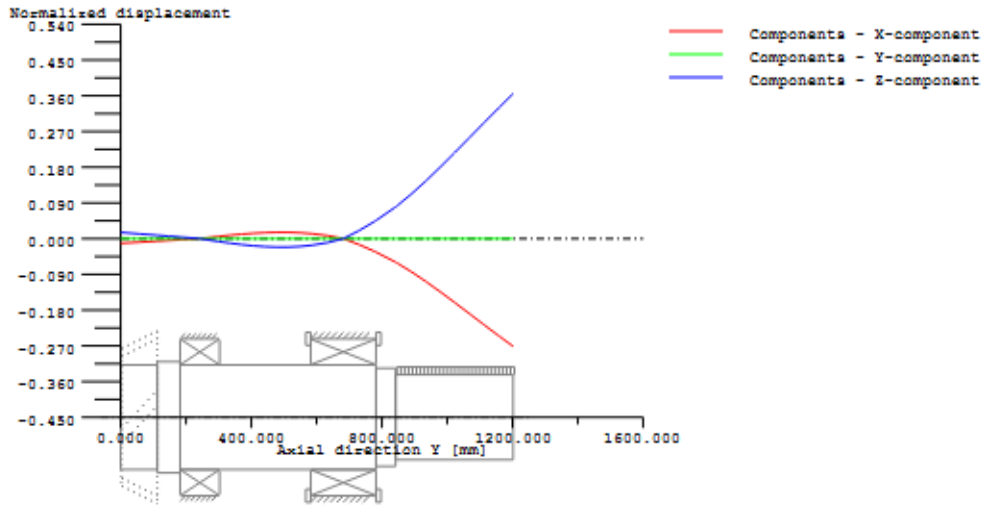


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

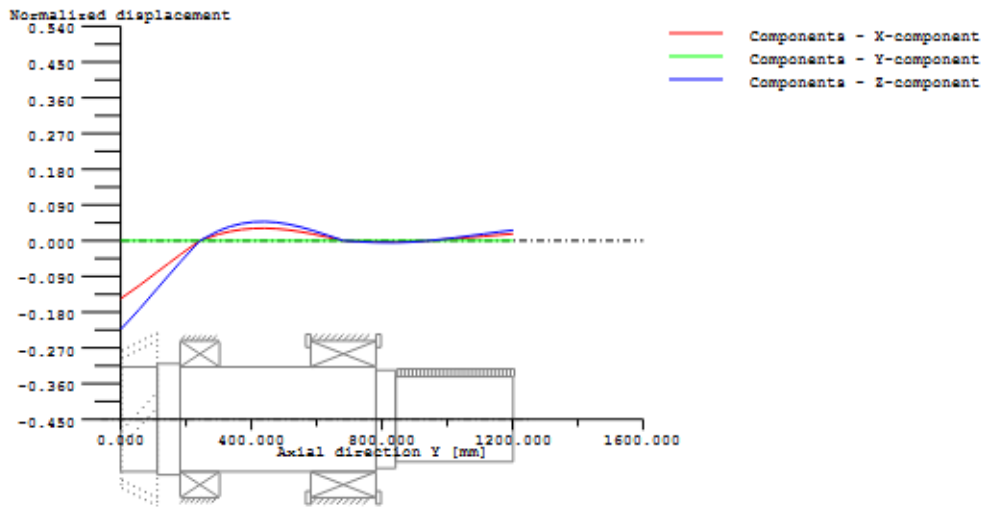


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

Příloha F

Zpráva z programu KISSsoft – návrh vertikální
hřídele pro variantu 1 (P=1 059 kW)

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

File
Name : VHridel1059new
Changed by : Mirek on: 12.05.2013 at: 10:57:15

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)	1549.000
Speed (1/min)	280.70
Sense of rotation: counter clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	310.639
Mass moment of inertia (kg*m ²)	2.573
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	100.966
Position in space (°)	90.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is considered	
Reference temperature (°C)	20.000

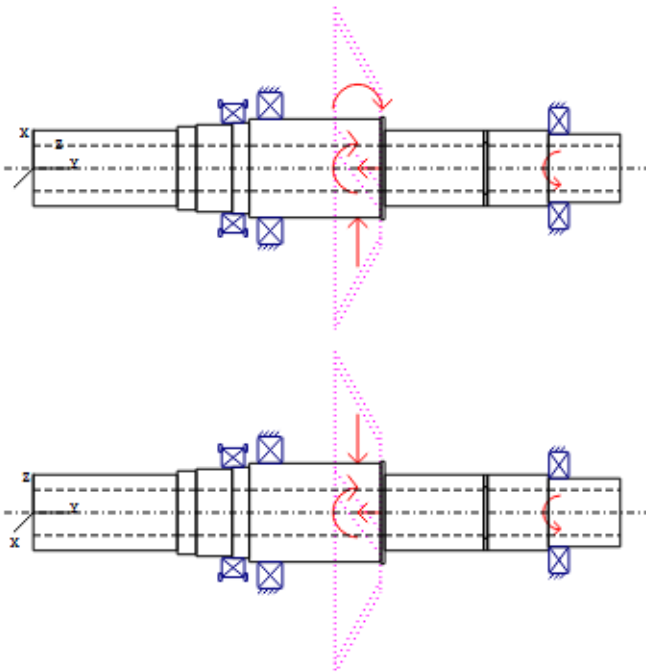


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) d=200.00 (mm), l=380.00 (mm), Rz= 8.0	y= 0.00...380.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=220.00 (mm), l=50.00 (mm), Rz= 8.0	y= 380.00...430.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=230.00 (mm), l=95.00 (mm), Rz= 8.0	y= 430.00...525.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=240.00 (mm), l=45.00 (mm), Rz= 8.0	y= 525.00...570.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=260.00 (mm), l=347.00 (mm), Rz= 8.0	y= 570.00...917.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=270.00 (mm), l=10.00 (mm), Rz= 8.0	y= 917.00...927.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=200.00 (mm), l=432.00 (mm), Rz= 8.0	y= 927.00...1359.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=180.00 (mm), l=190.00 (mm), Rz= 8.0	y= 1359.00...1549.00 (mm)

Inner contour

Cylinder inside (Cylindrical bore) d=120.00 (mm), l=1189.00 (mm)	y= 0.00...1189.00 (mm)
Cylinder inside (Cylindrical bore) d=136.00 (mm), l=10.00 (mm)	y= 1189.00...1199.00 (mm)
Cylinder inside (Cylindrical bore) d=120.00 (mm), l=350.00 (mm)	y= 1199.00...1549.00 (mm)

Forces

Centric force (Central load)		y= 1391.00 (mm)
Length of load application	(mm)	315.0000
Power	(kW)	1059.0000 driving (Output)
Torque	(Nm)	36026.7370
Bevel gear (Bevel gear / hypoid gear)		y= 856.00 (mm)
Operating pitch diameter	(mm)	634.8380
Helix angle	(°)	30.0000 right
Half angle of cone	(°)	74.3200 Tip to the right
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000
Position of contact point	(°)	180.0000
Face width	(mm)	444.0097
Power	(kW)	1059.0000 driven (Input)
Torque	(Nm)	-36026.7370
Axial force	(N)	-28215.7699
Shearing force X	(N)	75981.9744
Shearing force Z	(N)	-113498.9935
Bending moment X	(Nm)	0.0000
Bending moment Z	(Nm)	8956.2215
Centric force (Central load)		y= 1619.00 (mm)
Length of load application	(mm)	0.0000
Torque	(Nm)	-0.0000
Axial force	(N)	-43000.0000
Shearing force X	(N)	0.0000
Shearing force Z	(N)	0.0000
Bending moment X	(Nm)	0.0000
Bending moment Z	(Nm)	0.0000

Bearing

Axial spherical roller bearings SKF 29248 (Axialni)	y= 527.00 (mm)
Axial bearing d = 240.000 (mm), D = 340.000 (mm), B = 60.000 (mm), r = 2.100 (mm) C = 799.000 (kN), C0 = 3450.000 (kN), Cu = 335.000 (kN)	
Cylindrical roller bearing (single row) SKF NU 1052 MA (Lozisko 1)	y= 625.00 (mm)
Free bearing	

d = 260.000 (mm), D = 400.000 (mm), B = 65.000 (mm), r = 4.000 (mm)
C = 627.000 (kN), CO = 965.000 (kN), Cu = 96.500 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (160.00 µm)

Cylindrical roller bearing (single row) SKF *NJ 236 ECMA (Lozisko 2) y= 1387.00 (mm)

Free bearing
d = 180.000 (mm), D = 320.000 (mm), B = 52.000 (mm), r = 4.000 (mm)
C = 720.000 (kN), CO = 850.000 (kN), Cu = 88.000 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (100.00 µm)

maximum deflection 118.48 µm (Shaft 1, 959.75 (mm))

Center of mass

Shaft 1 794.3 mm

Deformation due to torsion

Shaft 1 [phi.t] 0.10 °

Probability of failure [n] 10.00 %
Axial clearance [uA] 10.00 µm
Lubricant Oil: ISO-VG 150
Lubricant with additive,
effect on bearing lifetime
confirmed in tests
Oil lubrication with filtration, ISO4406 -/19/16
Lubricant - service temperature[TB] 70.00 °C
Limit for factor aISO [aISOmax] 3.80
Oil level [h] 0.00 mm
oil bath lubrication

Roller bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Axialni'

Position (Y-coordinate) [y] 527.00 mm
Equivalent load [P] 74.26 kN
Equivalent load [P0] 74.26 kN
Life modification factor for reliability[a1] 1.000
Service life modification factor[aISO] 3.800
Service life [Lnh] 163252.70 h
Service life [Lnmh] 620360.26 h
Operating viscosity [nu] 34.88 mm²/s
Reference viscosity [nul] 24.55 mm²/s
static safety factor [S0] 46.46
Bearing reaction force [Fx] 0.000 kN
Bearing reaction force [Fy] 74.263 kN
Bearing reaction force [Fz] 0.000 kN
Bearing reaction force [Fr] 0.000 kN
Torque of friction [Mloss] 14.054 Nm
Power loss [Ploss] 413.124 W
Displacement of bearing [ux] 0.049 mm
Displacement of bearing [uy] -0.010 mm
Displacement of bearing [uz] -0.047 mm
Displacement of bearing [ur] 0.068 mm (-43.61°)
Misalignment of bearing [rx] -0.148 mrad (-0.51')
Misalignment of bearing [ry] -0.000 mrad (0')
Misalignment of bearing [rz] -0.023 mrad (-0.08')
Misalignment of bearing [rr] 0.150 mrad (0.52')

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Lozisko 1'

Position (Y-coordinate) [y] 625.00 mm
Equivalent load [P] 102.19 kN
Equivalent load [P0] 102.19 kN
Life modification factor for reliability[a1] 1.000
Service life modification factor[aISO] 1.992
Service life [Lnh] 25111.42 h
Service life [Lnmh] 50017.75 h
Operating viscosity [nu] 34.88 mm²/s
Reference viscosity [nul] 23.01 mm²/s
static safety factor [S0] 9.44
Bearing reaction force [Fx] -64.702 kN
Bearing reaction force [Fy] 0.000 kN
Bearing reaction force [Fz] 79.092 kN
Bearing reaction force [Fr] 102.185 kN (129.29°)
Torque of friction [Mloss] 11.879 Nm
Power loss [Ploss] 349.194 W
Displacement of bearing [ux] 0.051 mm

Displacement of bearing	[uy]	-0.011	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.061	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.080	mm (-50.04°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.148	mrاد (-0.51')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.023	mrاد (-0.08')
Misalignment of bearing	[rr]	0.150	mrاد (0.52')

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Lozisko 2'

Position (Y-coordinate)	[y]	1387.00	mm
Equivalent load	[P]	36.21	kN
Equivalent load	[P0]	36.21	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life modification factor[aISO]		3.800	
Service life	[Lnh]	1264702.84	h
Service life	[Lnmh]	4805870.78	h
Operating viscosity	[nu]	34.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nul]	26.44	mm ² /s
static safety factor	[S0]	23.47	
Bearing reaction force	[Fx]	-11.280	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	34.407	kN
Bearing reaction force	[Fr]	36.209	kN (108.15°)
Torque of friction	[Mloss]	4.262	Nm
Power loss	[Ploss]	125.289	W
Displacement of bearing	[ux]	0.016	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.018	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.047	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.050	mm (-70.91°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.185	mrاد (0.63')
Misalignment of bearing	[ry]	1.517	mrاد (5.21')
Misalignment of bearing	[rz]	0.109	mrاد (0.38')
Misalignment of bearing	[rr]	0.214	mrاد (0.74')

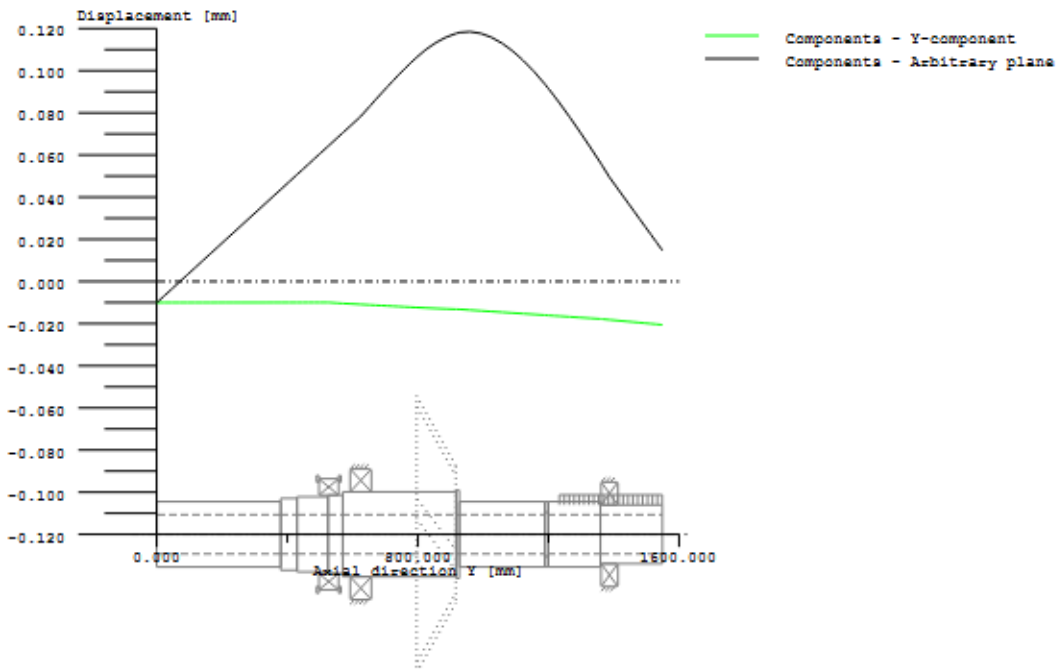
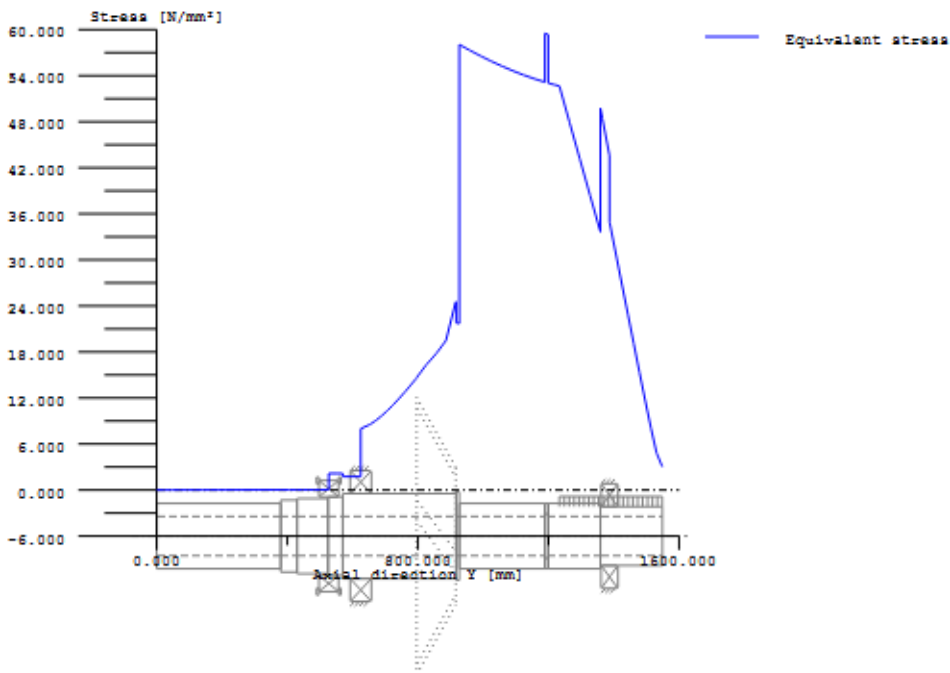


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane -61.8643099 °)



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

Figure: Equivalent stress

Eigenfrequencies/Critical speeds

- | | | | | |
|--------------------|------------|-----------------|----------------|---------------------------------|
| 1. Eigenfrequency: | 0.00 Hz, | Critical speed: | 0.00 1/min | Rigid body rotation Y 'Shaft 1' |
| 2. Eigenfrequency: | 330.44 Hz, | Critical speed: | 19826.37 1/min | Bending XY 'Shaft 1' |

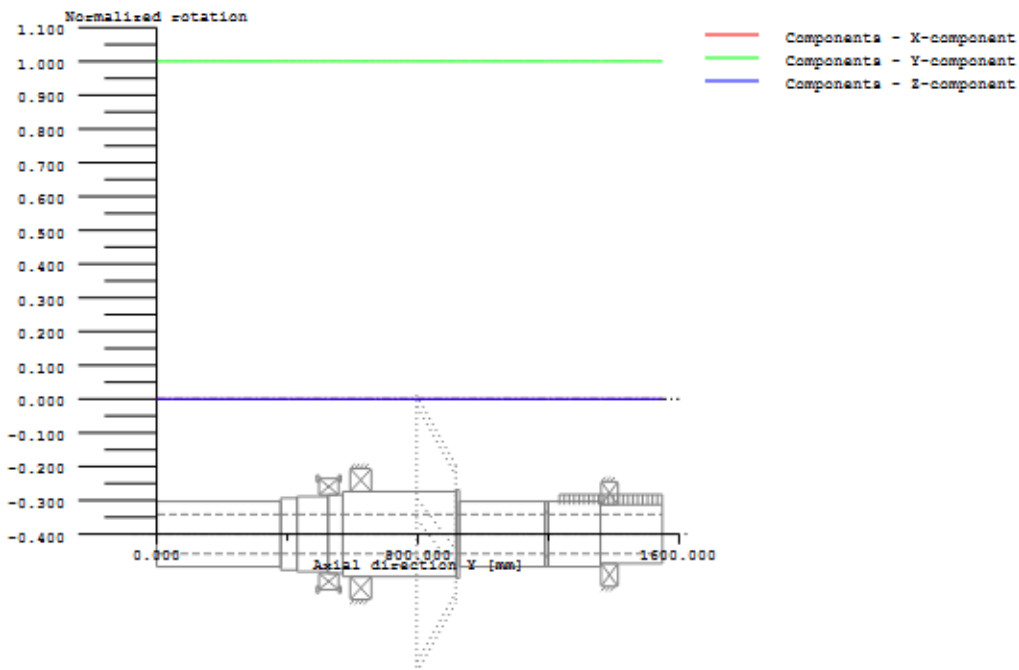


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

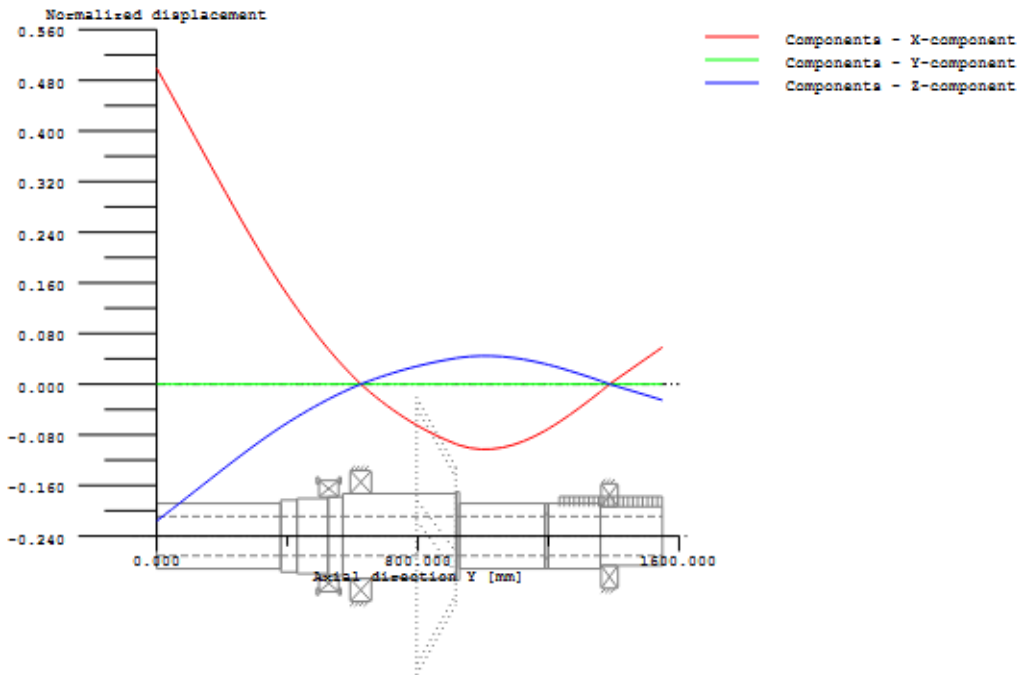


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

Příloha G

Zpráva z programu KISSsoft – návrh vertikální
hřídele pro variantu 2 (P=3 909 kW)

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

————— File —————
Name : VHridel3909new
Changed by : Mirek on: 12.05.2013 at: 10:37:39

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)	1540.000
Speed (1/min)	1000.00
Sense of rotation: counter clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	238.380
Mass moment of inertia (kg*m ²)	2.064
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	80.977
Position in space (°)	90.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is considered	
Reference temperature (°C)	20.000

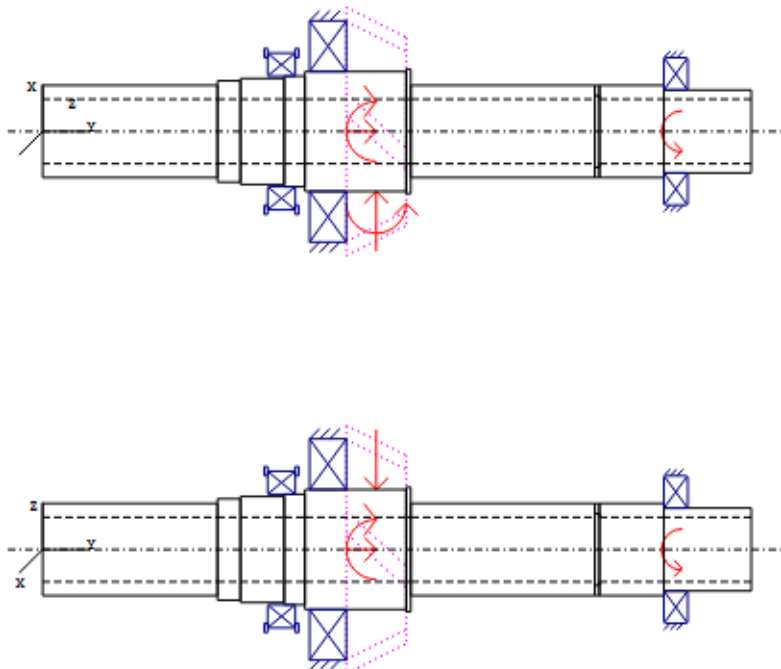


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) d=200.00 (mm), l=380.00 (mm), Rz= 8.0	y= 0.00...380.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=220.00 (mm), l=50.00 (mm), Rz= 8.0	y= 380.00...430.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=230.00 (mm), l=95.00 (mm), Rz= 8.0	y= 430.00...525.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=240.00 (mm), l=45.00 (mm), Rz= 8.0	y= 525.00...570.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=260.00 (mm), l=220.00 (mm), Rz= 8.0	y= 570.00...790.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=270.00 (mm), l=10.00 (mm), Rz= 8.0	y= 790.00...800.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=200.00 (mm), l=550.00 (mm), Rz= 8.0	y= 800.00...1350.00 (mm)
Cylinder (Cylinder) d=180.00 (mm), l=190.00 (mm), Rz= 8.0	y= 1350.00...1540.00 (mm)

Inner contour

Cylinder inside (Cylindrical bore) d=140.00 (mm), l=1200.00 (mm)	y= 0.00...1200.00 (mm)
Cylinder inside (Cylindrical bore) d=156.00 (mm), l=10.00 (mm)	y= 1200.00...1210.00 (mm)
Cylinder inside (Cylindrical bore) d=140.00 (mm), l=330.00 (mm)	y= 1210.00...1540.00 (mm)

Forces

Bevel gear (Bevel gear / hypoid gear)			y= 725.00 (mm)
Operating pitch diameter	(mm)	473.8330	
Helix angle	(°)	30.0000	right
Half angle of cone	(°)	45.0000	Tip to the right
Working pressure angle at normal section(°)		20.0000	
Position of contact point	(°)	180.0000	
Face width	(mm)	183.8478	
Power	(kW)	3909.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	-37328.2004	
Axial force	(N)	17499.6783	
Shearing force X	(N)	111146.2706	
Shearing force Z	(N)	-157558.4662	
Bending moment X	(Nm)	-0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-4145.9625	
Centric force (Centrical load)			y= 1390.00 (mm)
Length of load application	(mm)	300.0000	
Power	(kW)	3909.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	37328.2004	
Centric force (Centrical load)			y= 1577.00 (mm)
Length of load application	(mm)	0.0000	
Torque	(Nm)	-0.0000	
Axial force	(N)	-70300.0000	
Shearing force X	(N)	0.0000	
Shearing force Z	(N)	0.0000	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	0.0000	

Bearing

Axial spherical roller bearings SKF 29248 (Axialni lozisko)	y= 519.00 (mm)
Axial bearing	
d = 240.000 (mm), D = 340.000 (mm), B = 60.000 (mm), r = 2.100 (mm)	
C = 799.000 (kN), C0 = 3450.000 (kN), Cu = 335.000 (kN)	
Cylindrical roller bearing (single row) SKF *NJ 236 ECMA (Lozisko 2)	y= 1376.00 (mm)
Free bearing	

d = 180.000 (mm), D = 320.000 (mm), B = 52.000 (mm), r = 4.000 (mm)
C = 720.000 (kN), C0 = 850.000 (kN), Cu = 88.000 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (100.00 µm)

Cylindrical roller bearing (single row) FAG NU252-E-M1 (Lozisko 1) y= 620.00 (mm)

Free bearing
d = 260.000 (mm), D = 480.000 (mm), B = 80.000 (mm), r = 0.000 (mm)
C = 1340.000 (kN), C0 = 1900.000 (kN), Cu = 154.000 (kN)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (160.00 µm)

maximum deflection 130.20 µm (Shaft 1, 925.00 (mm))

Center of mass

Shaft 1 819.4 mm

Deformation due to torsion

Shaft 1 [phi.t] 0.15 °

Probability of failure [n] 10.00 %
Axial clearance [uA] 10.00 µm
Lubricant Oil: ISO-VG 150
Lubricant with additive,
effect on bearing lifetime
confirmed in tests
Oil lubrication with filtration, ISO4406 -/19/16
Lubricant - service temperature[TB] 70.00 °C
Limit for factor aISO [aISOmax] 50.00
Oil level [h] 0.00 mm
oil bath lubrication

Roller bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Axialni lozisko'

Position (Y-coordinate) [y] 519.00 mm
Equivalent load [P] 55.14 kN
Equivalent load [P0] 55.14 kN
Life modification factor for reliability[a1] 1.000
Service life modification factor[aISO] 50.000
Service life [Lnh] 123639.01 h
Service life [Lnmh] 6181950.30 h
Operating viscosity [nu] 34.88 mm²/s
Reference viscosity [nul] 8.36 mm²/s
static safety factor [S0] 62.57
Bearing reaction force [Fx] 0.000 kN
Bearing reaction force [Fy] 55.138 kN
Bearing reaction force [Fz] 0.000 kN
Bearing reaction force [Fr] 0.000 kN
Torque of friction [Mloss] 17.973 Nm
Power loss [Ploss] 1882.169 W
Displacement of bearing [ux] 0.028 mm
Displacement of bearing [uy] -0.010 mm
Displacement of bearing [uz] -0.051 mm
Displacement of bearing [ur] 0.058 mm (-60.84°)
Misalignment of bearing [rx] -0.152 mrad (-0.52')
Misalignment of bearing [ry] 0.000 mrad (0')
Misalignment of bearing [rz] -0.168 mrad (-0.58')
Misalignment of bearing [rr] 0.226 mrad (0.78')

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Lozisko 2'

Position (Y-coordinate) [y] 1376.00 mm
Equivalent load [P] 30.27 kN
Equivalent load [P0] 30.27 kN
Life modification factor for reliability[a1] 1.000
Service life modification factor[aISO] 50.000
Service life [Lnh] 644694.91 h
Service life [Lnmh] 32234745.54 h
Operating viscosity [nu] 34.88 mm²/s
Reference viscosity [nul] 9.00 mm²/s
static safety factor [S0] 28.08
Bearing reaction force [Fx] -20.921 kN
Bearing reaction force [Fy] 0.000 kN
Bearing reaction force [Fz] 21.883 kN
Bearing reaction force [Fr] 30.275 kN (133.71°)
Torque of friction [Mloss] 7.173 Nm
Power loss [Ploss] 751.129 W
Displacement of bearing [ux] 0.035 mm

Displacement of bearing	[uy]	-0.025	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.036	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.050	mm (-45.74°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.183	mrاد (0.63')
Misalignment of bearing	[ry]	2.294	mrاد (7.89')
Misalignment of bearing	[rz]	0.148	mrاد (0.51')
Misalignment of bearing	[rr]	0.235	mrاد (0.81')

Shaft 'Shaft 1' Roller bearing 'Lozisko 1'

Position (Y-coordinate)	[y]	620.00	mm
Equivalent load	[P]	162.94	kN
Equivalent load	[P0]	162.94	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Service life modification factor[aISO]		9.502	
Service life	[Lnh]	18712.61	h
Service life	[Lnmh]	177812.04	h
Operating viscosity	[nu]	34.88	mm ² /s
Reference viscosity	[nul]	7.40	mm ² /s
static safety factor	[S0]	11.66	
Bearing reaction force	[Fx]	-90.225	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	135.675	kN
Bearing reaction force	[Fr]	162.937	kN (123.62°)
Torque of friction	[Mloss]	29.264	Nm
Power loss	[Ploss]	3064.545	W
Displacement of bearing	[ux]	0.045	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.011	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.066	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.080	mm (-55.59°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.152	mrاد (-0.52')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.168	mrاد (-0.58')
Misalignment of bearing	[rr]	0.226	mrاد (0.78')

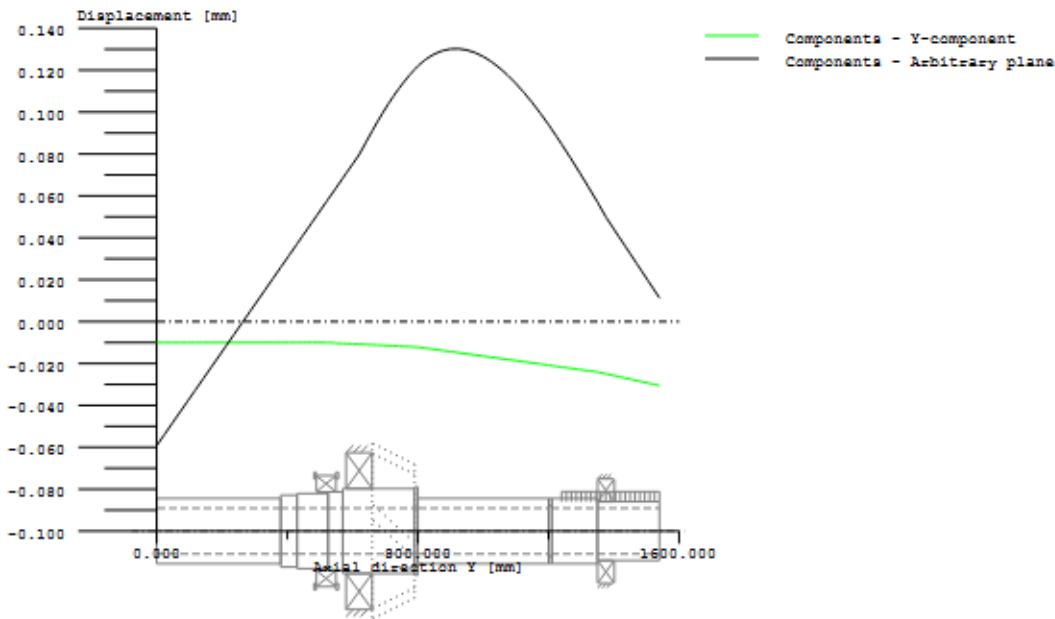
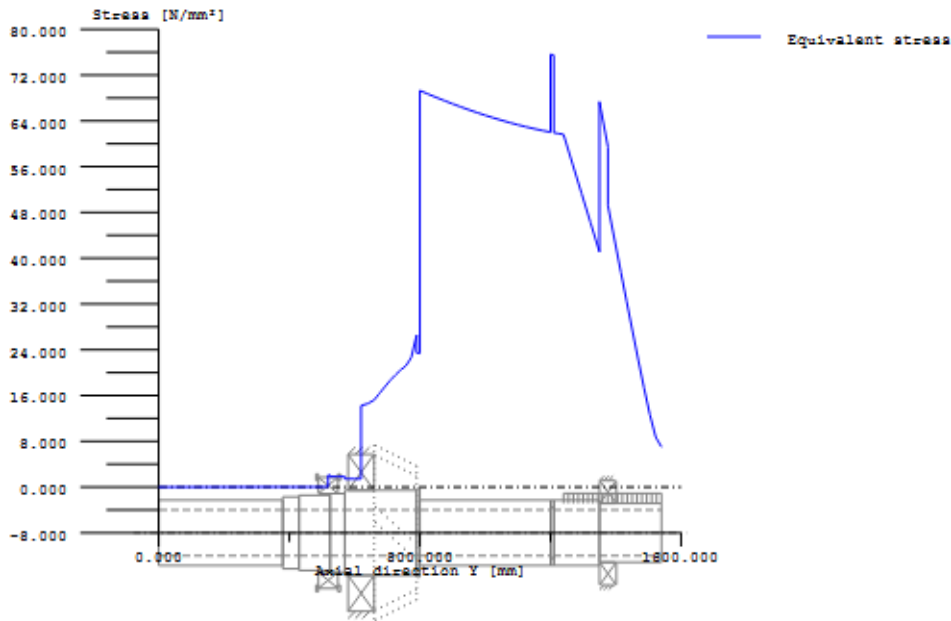


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane -49.96003424 °)



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

Figure: Equivalent stress

Eigenfrequencies/Critical speeds

- 1. Eigenfrequency: 0.00 Hz, Critical speed: 0.00 1/min Rigid body rotation Y 'Shaft 1'
- 2. Eigenfrequency: 325.17 Hz, Critical speed: 19509.96 1/min Bending XY 'Shaft 1', Bending YZ 'Shaft 1'

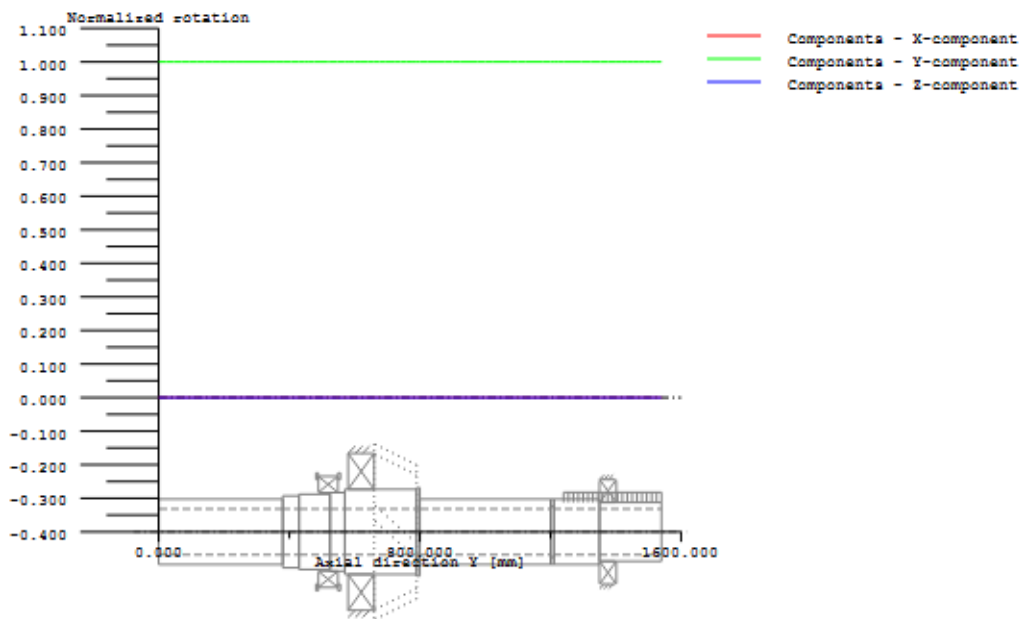


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement)

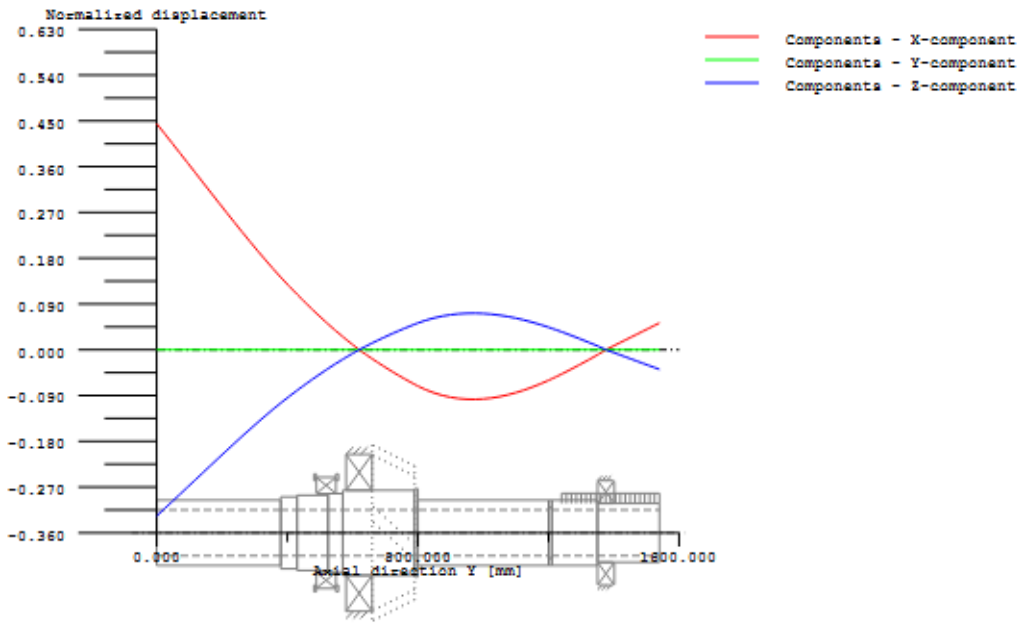
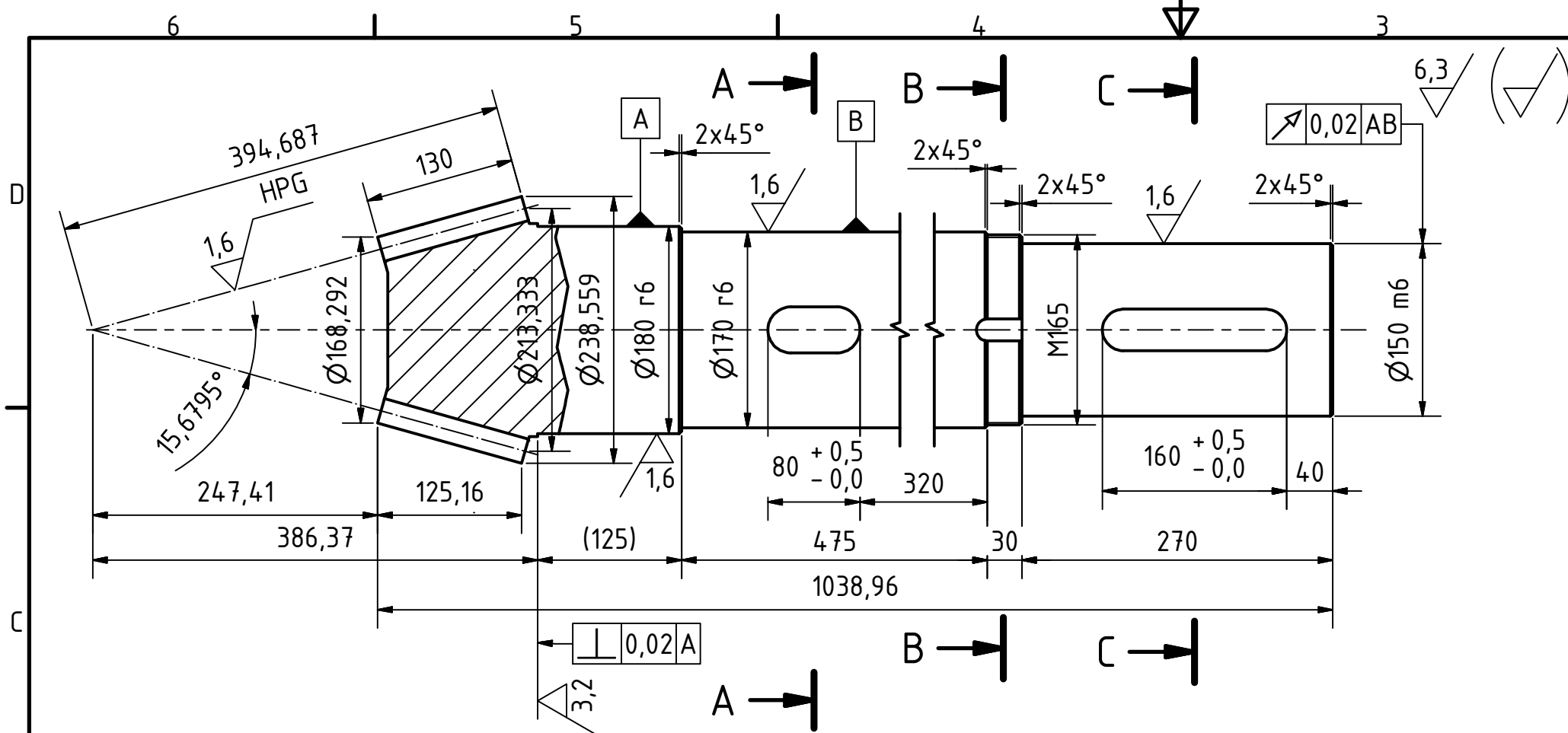


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation)

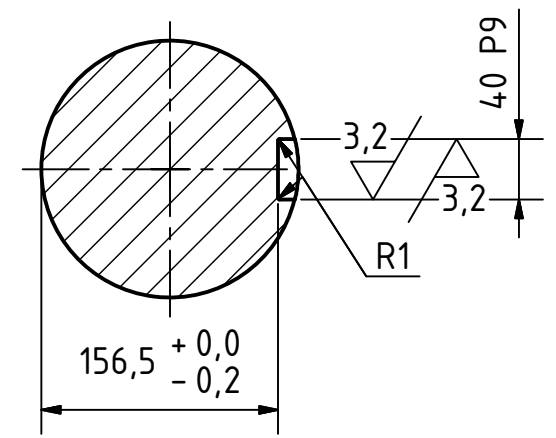
End report

lines: 263

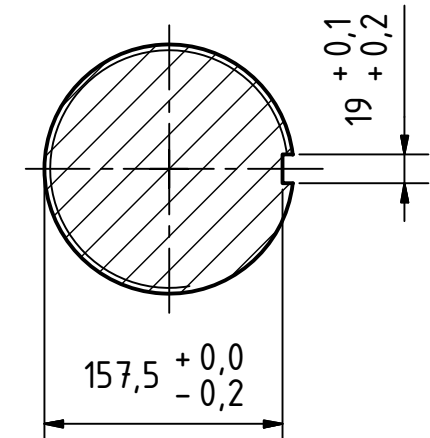


Ozubení (ČELNÍ, KUŽELOVÉ)		KUŽELOVÉ	
Zuby (PŘÍMÉ, ŠIKMÉ, ŠÍPOVÉ...)		KLINGELBERG	
Počet zubů		z	16
Nástroj	Modul	m	9,6454
	Úhel profilu	alfa	20°
	Profil		
	Výška hlavy nástroje	hr*	1,25
Úhel sklonu boční křivky zuby		beta	30°
Smysl stoupání boční křivky zuby			LEVÝ
Jednotkové posunutí		x	0,3582
Jednotková změna tloušťky zuby		xtau	0,01
Stupeň přesnosti			7
Kontrolní rozměr	Tloušťka zuby na těživě	sc	5,923
	Výška hlavy zuby nad těživou	hc	13,1
	Přes zubů	W	
	Přes válečky	M	
Modul čelní		mt	11,1375
Průměr základní kružnice		db	
Průměr přechodu evolventy do přech. křivky		de	
Úhel sklonu boční křivky zuby		bb	
Kolísání rozměru přes zuby		Fvw	
Úchylka základní rozteče		fpb	
Úchylka profilu		fu	
Rozdíl sousedních roztečí		fb	
Úchylka sklonu zuby		F	
Konstanta stroje		MD	
Číslo výpočtu			
Spoluzabírající kolo			
Číslo výkresu	Počet zubů	Vzdálenost os aw	Úhel os δ
	57		90°

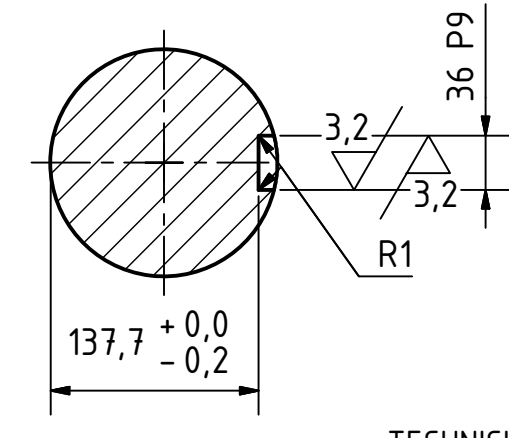
A-A (1:5)



B-B (1:5)

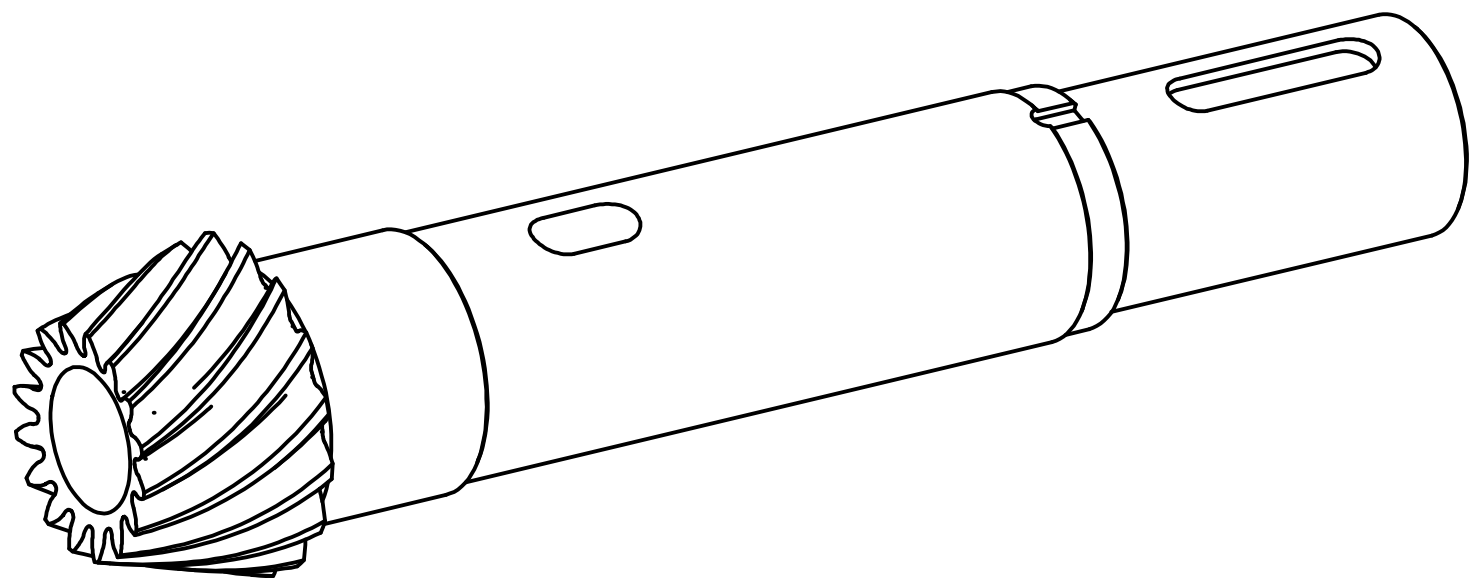


C-C (1:5)



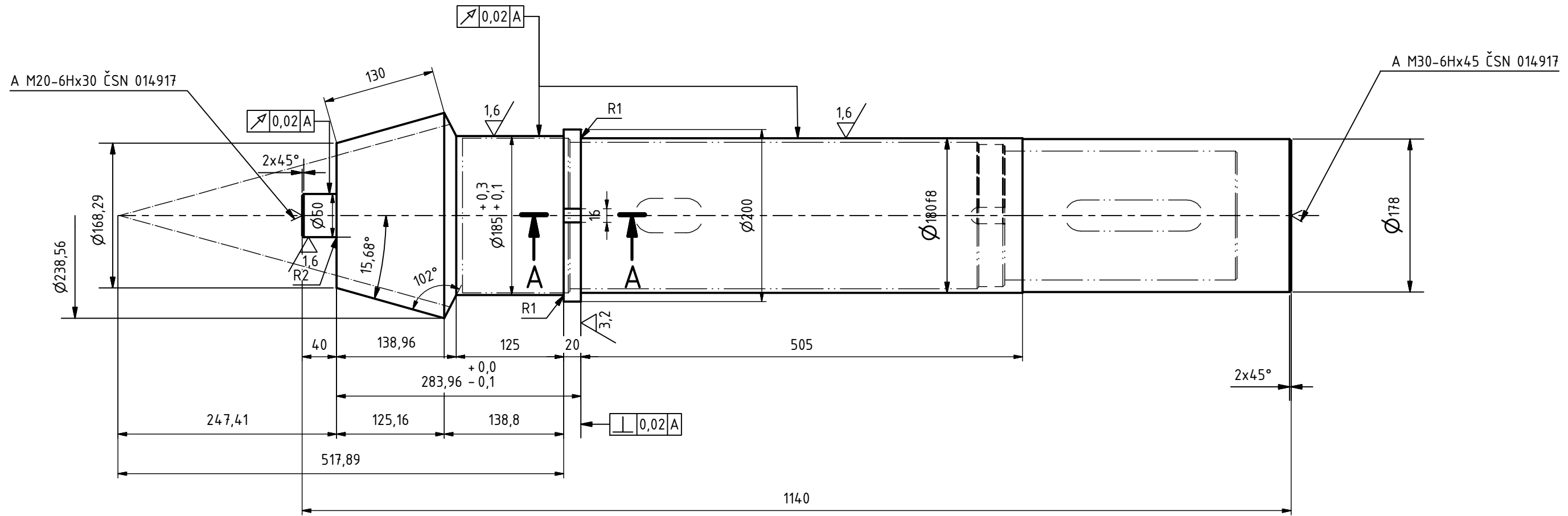
TECHNICKÉ POŽADAVKY:

- OZUBENÍ CEMENTOVAT DO HL. 1.0-1.2, KALIT HRC 57±3
- PO "HPG" PROVEĎTE EL.MAG.ZKOUŠKU OZUBENÍ NA TRHLINKY DLE ČSN 015015

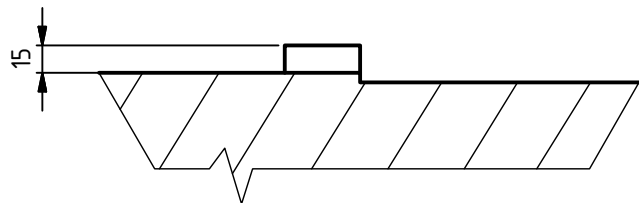


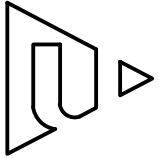
PROMĚTÁNÍ	MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	ZNĚMA
	1:5	TOLEROVÁNÍ ISO 8015	177,511 kg		
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI		ROZMĚR - POLOTOVAR			
KRESLIL	HAJM	DATUM	16.5.2013	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY	
TECH.REFERENT		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
SCHVÁLIL		DATUM		TYP DOKUMENTU	
NÁZEV			ISO 16016	TYP DOKUMENTU	
PASTORKOVÁ HŘÍDEL			ČÍSLO VÝKRESU	3/1	
			OK 432 822	LÍSTUJIST	

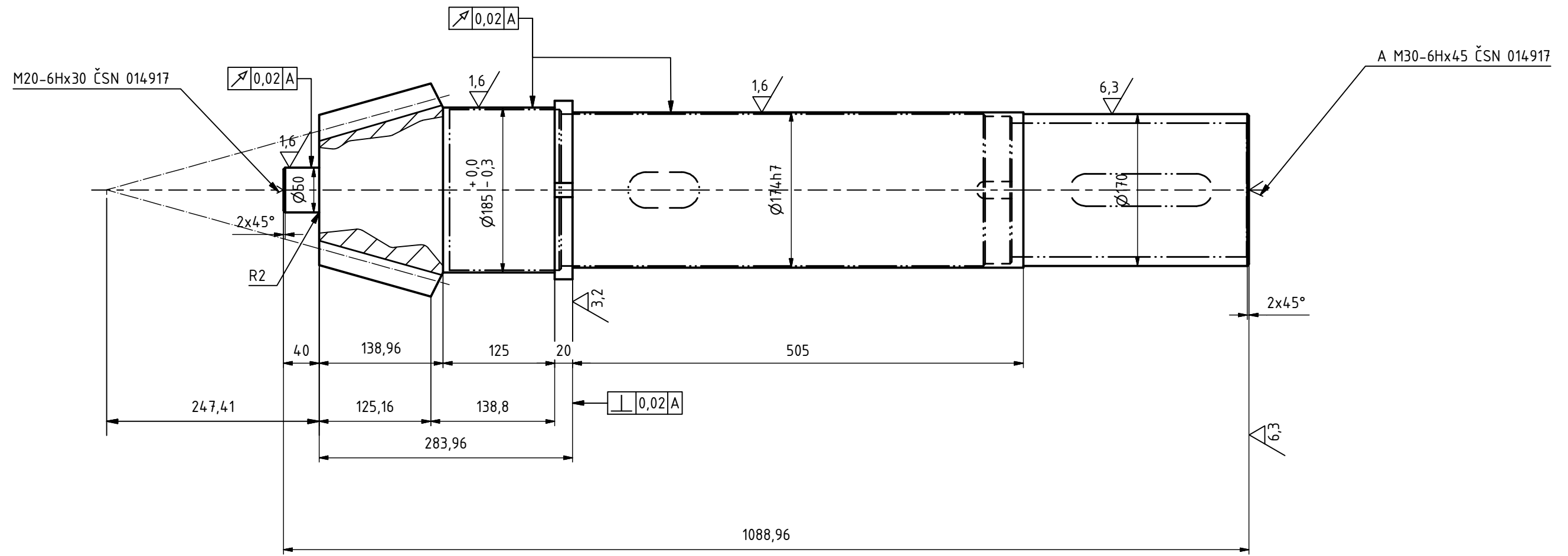
6,3 / (∇)



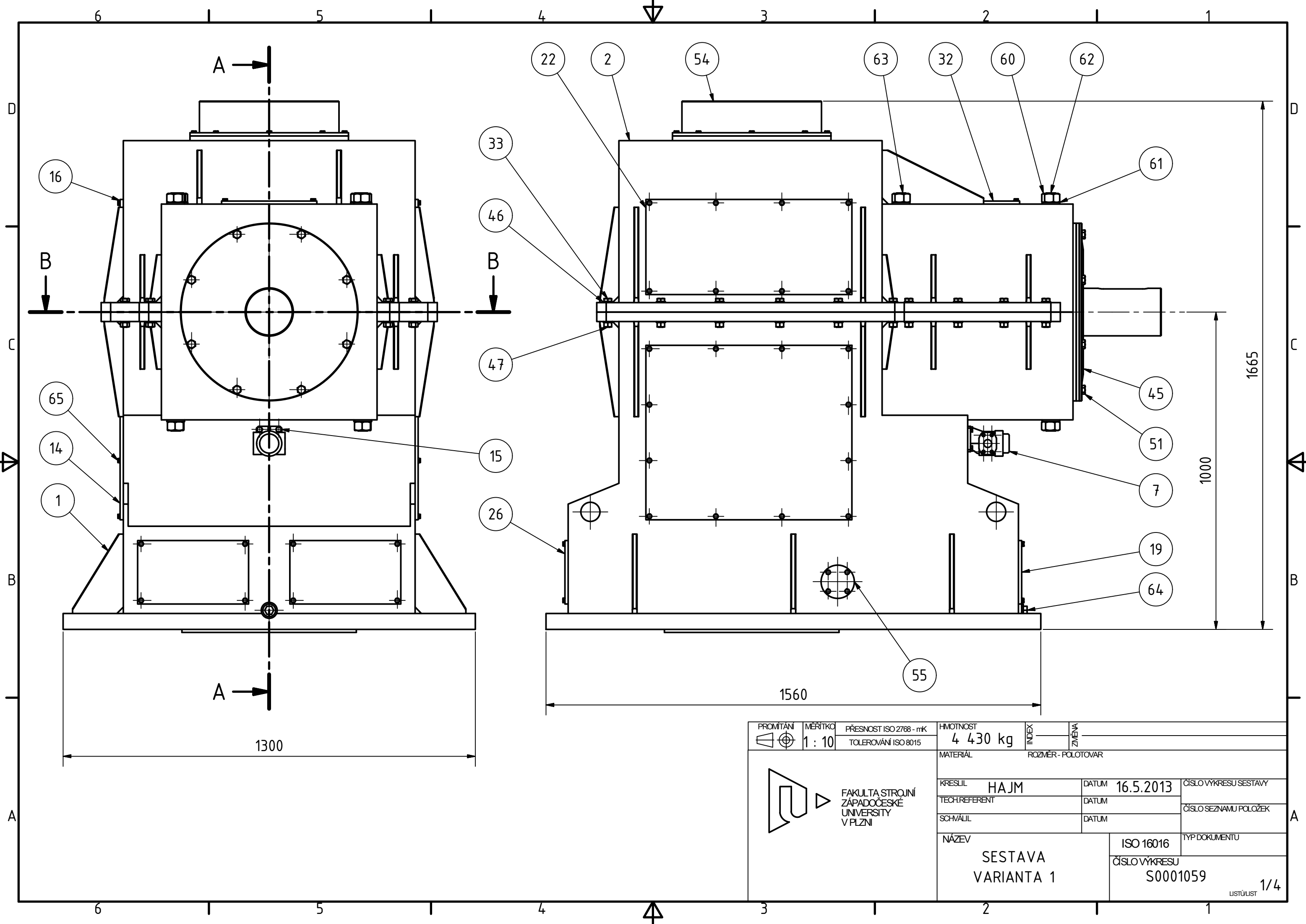
A-A (1 : 2)



 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI	PROMĚTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 1 : 5	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 190 kg	INDEX 	ZNĚMA
	MATERIAL 		ROZMĚR - POLOTOVAR 			
KRESLIL HAJM		DATUM 12.5.2013		ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY 		
TECH.REFERENT 		DATUM 		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK 		
SCHVÁLIL 		DATUM 		TYP DOKUMENTU 		
NÁZEV TVAR PRO HRUBOVÁNÍ PASTORKU				ISO 16016 ČÍSLO VÝKRESU OK 432 822		3/2 LISTŮ/LIST



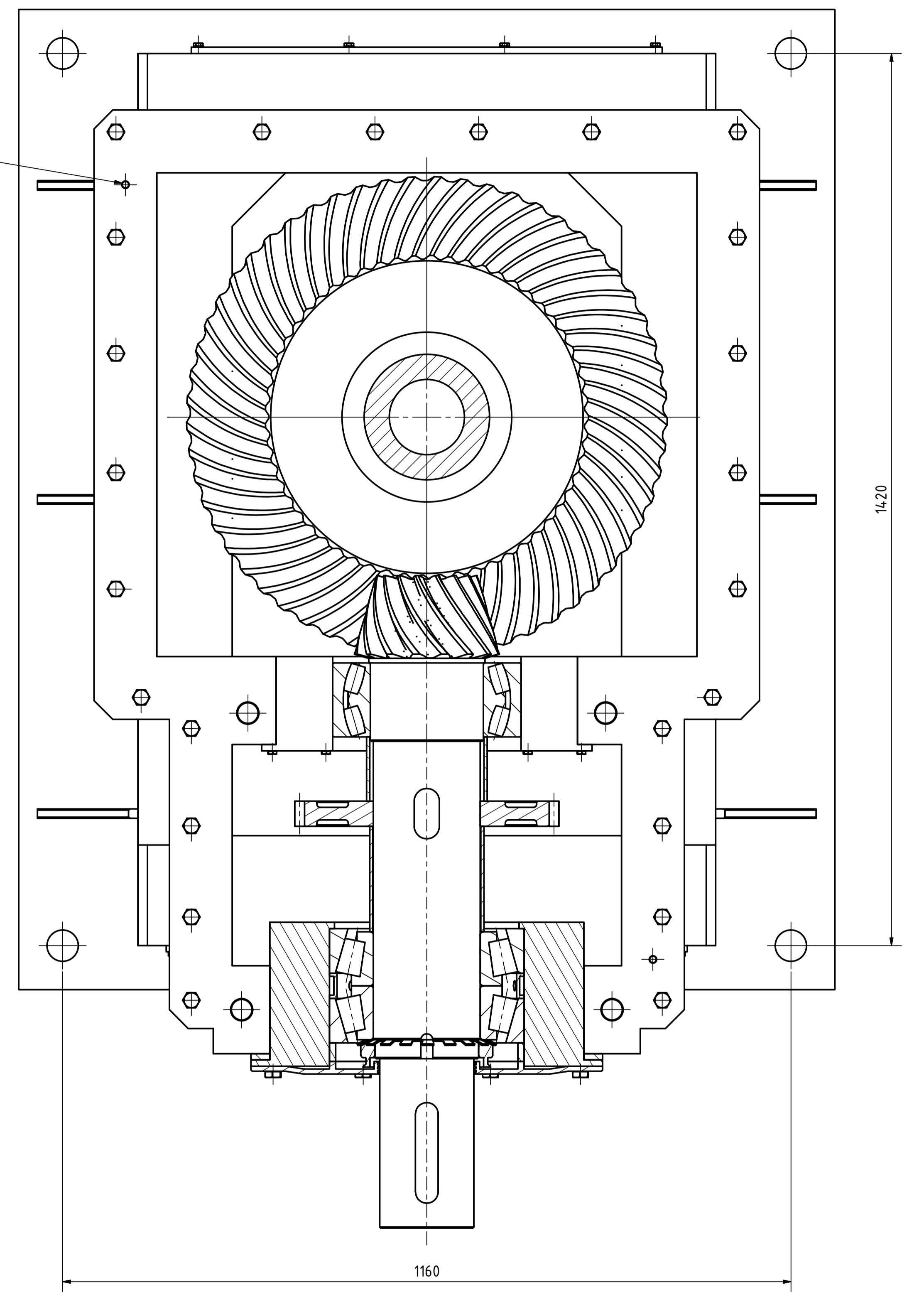
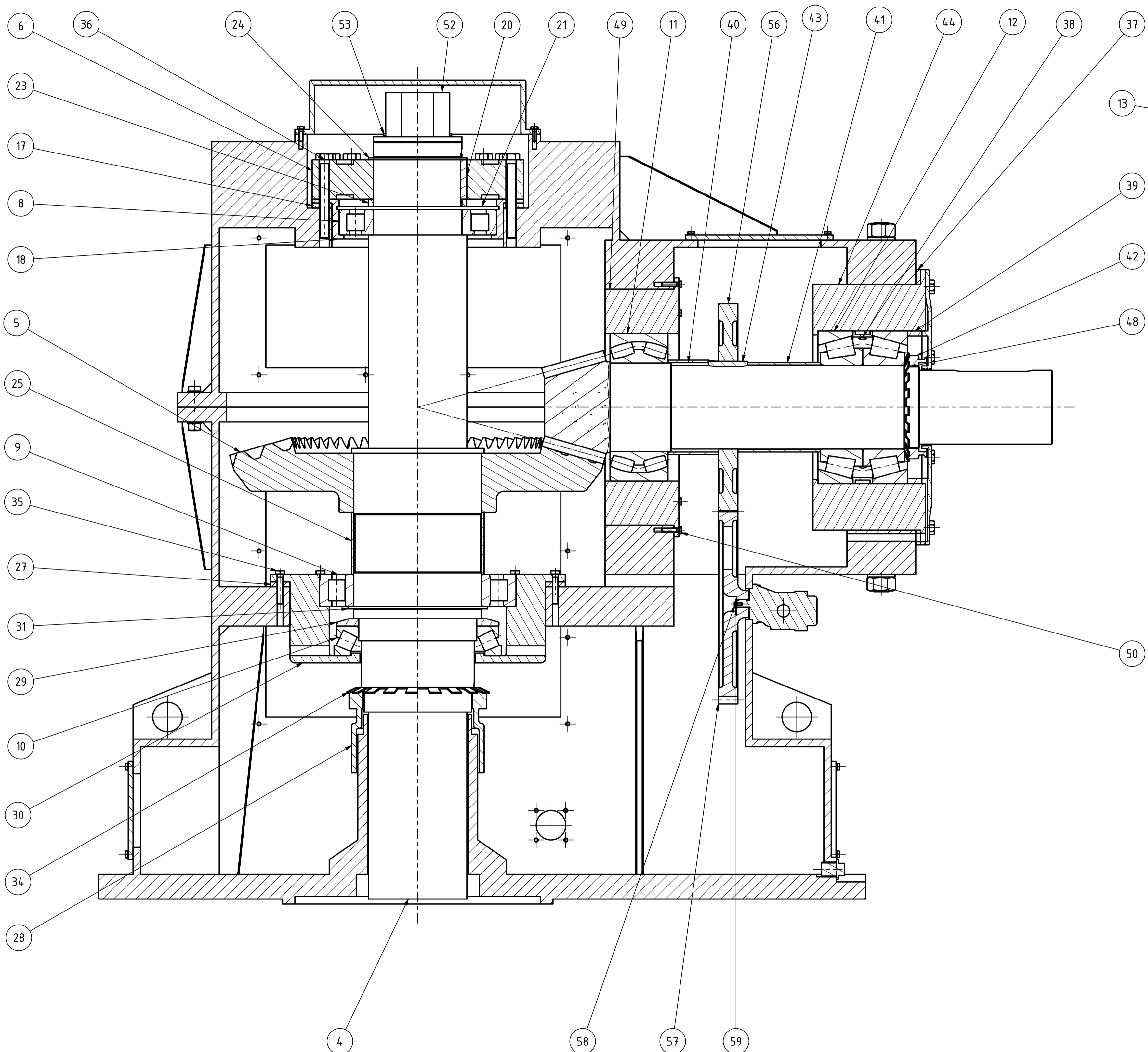
PROMITÁNÍ	MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	ZNĚMA
	1 : 5	TOLEROVÁNÍ ISO 8015	185 kg		
FAKULTA STROJINÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		MATERIAL ROZMĚR - POLOTOVAR			
		KRESLIL	DATUM	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY	
		TECH.REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
		SCHVÁLIL	DATUM	TYP DOKUMENTU	
NÁZEV			ISO 16016	TYP DOKUMENTU	
TVAR PRO FRÉZOVÁNÍ HPG			ČÍSLO VÝKRESU	TYP DOKUMENTU	
			OK 432 822	3/3	
			LISTŮLUST		



PROMITÁNÍ	MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	ZNĚMA
	1 : 10	TOLEROVÁNÍ ISO 8015	4 430 kg		
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI			ROZMĚR - POLOTOVAR		
KRESLIL		HAJM	DATUM		16.5.2013
TECH.REFERENT			DATUM		
SCHVÁLIL			DATUM		
NÁZEV			ISO 16016		
SESTAVA VARIANTA 1			ČÍSLO VÝKRESU		
			S0001059		
			TYP DOKUMENTU		
			1/4		
			LISTŮLIST		

A-A (1 : 5)

B-B (1 : 5)



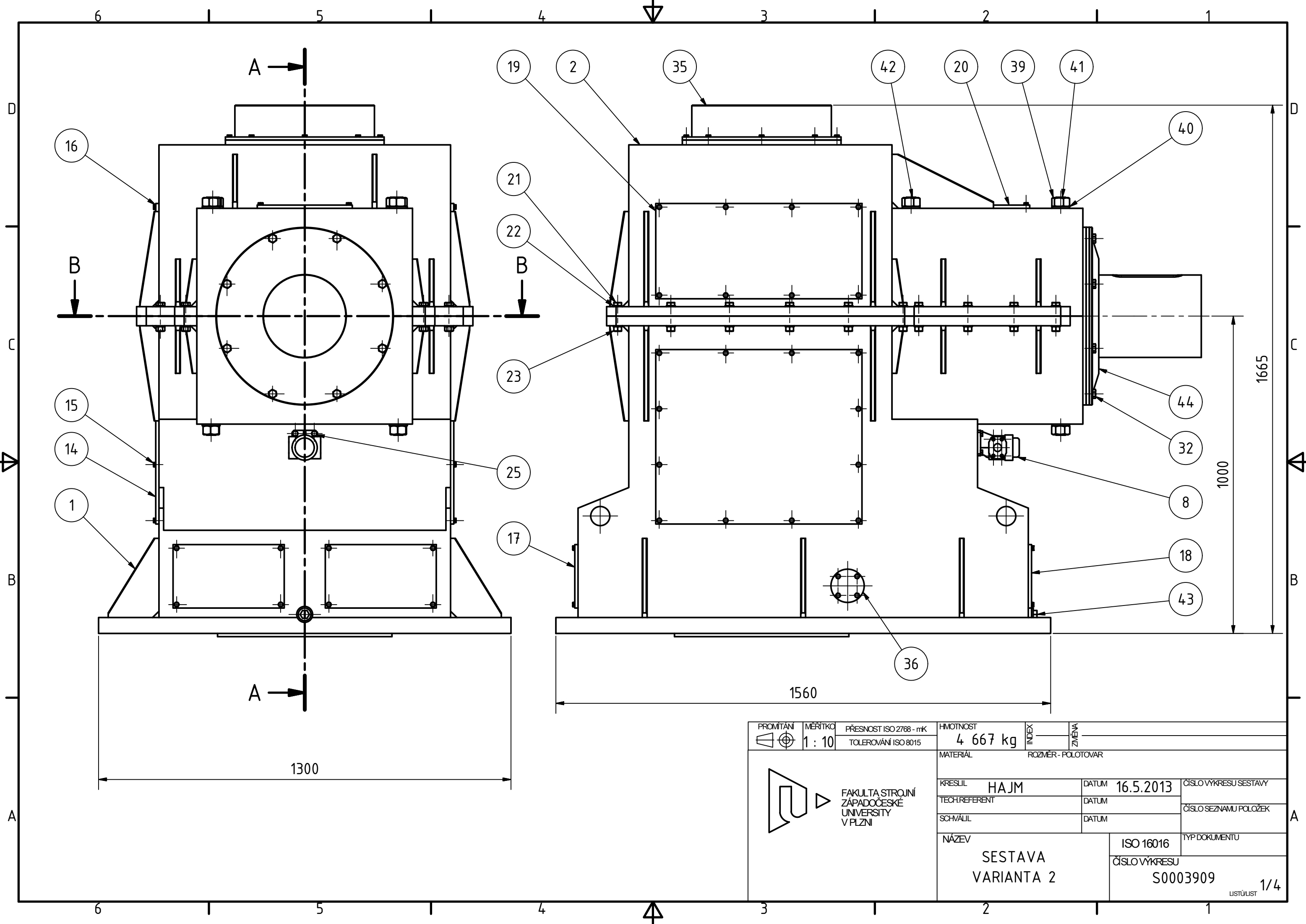
PROJEKTOVANÍ	MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	PRŮJEM
	1 : 10	TOLEROVÁNÍ ISO 8015	4 430 kg		
MATERIÁL		ROZMĚR - POLOTOVAR			
KRESLIL	HAJM	DATUM	16.5.2013	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY	
TECH. REFERENT		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
SCHVÁLIL		DATUM		TYP DOKUMENTU	
NÁZEV	SESTAVA VARIANTA 1	ISO 16016	ČÍSLO VÝKRESU	S0001059	2/4

POZ.	NÁZEV	ČÍSLO NORMY	MATERIÁL	HMOTNOST	KS
1	RÁM DOLNÍ	OK 432 820	11 375	1900,450 kg	1
2	RÁM HORNÍ	OK 432 821	11 375	766,640 kg	1
3	HORIZONTÁLNÍ HŘÍDEL	OK 432822	16 326	177,511 kg	1
4	VERTIKÁLNÍ HŘÍDEL	OK 432 823	12 050	304,008 kg	1
5	OZUBENÉ KOLO 1	OK 432 824	16 326	240,323 kg	1
6	RINGSPANN FXM 260-63	-	-	75 kg	1
7	KRACHT KF 20	-	-	4,8 kg	1
8	LOŽISKO SKF NJ 236	DIN 5412	-	16,214 kg	1
9	LOŽISKO SKF NU 1052	DIN 5412	-	27,528 kg	1
10	LOŽISKO SKF 29248	DIN 728	-	12,519 kg	1
11	LOŽISKO SKF 24136	DIN 635	-	32,478 kg	1
12	LOŽISKO SKF 32234	DIN 720	-	25,010 kg	2
13	KOLÍK VÁLCOVÝ 12 x 35	ISO 8734	11 600	0,031 kg	2
14	VÍKO 1	OK 432 825	11 375	28,016 kg	2
15	ŠROUB M10 x 20	ISO 4017	11 600	0,023 kg	4
16	PODLOŽKA 8	ISO 7092	11 423	0,002 kg	60
17	BROUŠENÁ PODLOŽKA 1	OK 432 826	11 323	3,455 kg	1
18	LOŽISKOVÉ POUZDRO 1	OK 432 827	11 375	12,824 kg	1
19	VÍKO 2	OK 432 828	11 375	5,479 kg	2
20	PERO 45e7x25x80	ISO 2491 B	11 600	0,707 kg	1
21	POJISTNÝ KROUŽEK - 320	DIN 471	12 071	0,458 kg	1
22	VÍKO 3	OK 432 829	11 375	15,276 kg	2
23	DISTANČNÍ KROUŽEK 1	OK 432 830	11 323	0,984 kg	1
24	POJISTNÝ KROUŽEK - 180	DIN 471	12 071	0,235 kg	1
25	DISTANČNÍ KROUŽEK 2	OK 432 831	11 323	4,130 kg	1
26	VÍKO 4	OK 432 832	11 375	11,743 kg	1
27	BROUŠENÁ PODLOŽKA 2	OK 432 833	11 323	5,453 kg	1
28	KM MATICE 1	OK 432 834	11 423	15,271 kg	1
29	OPĚRNÝ KROUŽEK	OK 432 835	11 323	4,020 kg	1
30	LOŽISKOVÉ POUZDRO 2	OK 432 836	11 375	157,878 kg	1
31	POJISTNÝ KROUŽEK 260	DIN 471	12 071	0,530 kg	1
32	VÍKO 5	OK 432 837	11 375	7,049 kg	1
33	ŠROUB M16 x 80	ISO 4017	11 600	0,162 kg	24

	MĚŘÍTKO 1 : 10	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 4 430 kg	INDEX _____	ZVĚNA _____
	 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI		MATERIÁL _____ ROZMĚR - POLOTOVAR _____		
KRESLIL HAJM			DATUM 16.5.2013	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY _____	
TECH.REFERENT _____			DATUM _____	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK _____	
SCHVÁLIL _____			DATUM _____	TYP DOKUMENTU _____	
NÁZEV SESTAVA VARIANTA 1			ISO 16016 ČÍSLO VÝKRESU S0001059	3/4 <small>LISTŮLIST</small>	

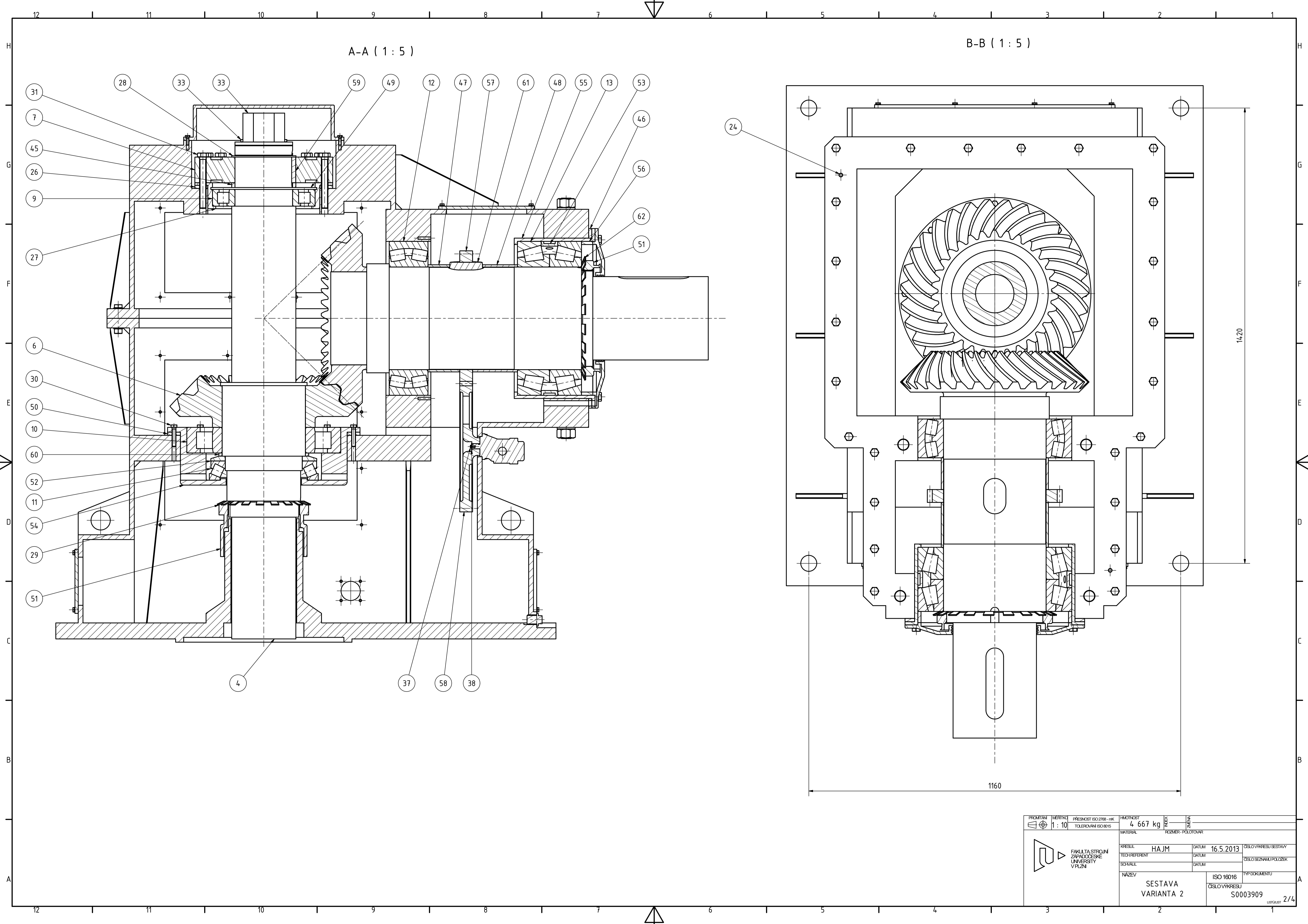
POZ.	NÁZEV	ČÍSLO NORMY	MATERIÁL	HMOTNOST	KS
34	POJISTNÁ PODLOŽKA 220	ISO 2982-2	11 320	0,490 kg	1
35	ŠROUB M12 x 60	ISO 4017	11 600	0,068 kg	8
36	ŠROUB M20 x 160	ISO 4017	11 600	0,463 kg	16
37	BROUŠENÁ PODLOŽKA 3	OK 432 838	11 323	3,761 kg	1
38	DISTANČNÍ KROUŽEK 3	OK 432 839	11 323	1,896 kg	1
39	DISTANČNÍ KROUŽEK 4	OK 432 840	11 323	2,183 kg	1
40	DISTANČNÍ POUZDRO 1	OK 432 841	11 323	2,327 kg	1
41	DISTANČNÍ POUZDRO 2	OK 432 842	11 323	3,641 kg	1
42	KM MATICE 2	OK 432 843	11 423	2,973 kg	1
43	PERO 40e7x22x80	ISO 2491 A	11 600	0,493 kg	1
44	LOŽISKOVÉ POUZDRO 3	OK 432 844	11 375	221,412 kg	1
45	VÍKO 6	OK 432 845	11 375	15,394 kg	1
46	PODLOŽKA 16	ISO 7092	11 423	0,008 kg	48
47	MATICE M16	ISO 4032	11 600	0,039 kg	24
48	POJISTNÁ PODLOŽKA 165	ISO 2982-2	11 320	0,256 kg	1
49	VLOŽKA	OK 432 846	11 375	66,323 kg	2
50	ŠROUB M8 x 35	ISO 4017	11 600	0,019 kg	10
51	ŠROUB M16 x 60	ISO 4017	11 600	0,131 kg	8
52	POJISTNÁ MATKA	OK 432 847	11 500	5,777 kg	1
53	ŠROUB M10 x 40	ISO 4017	11 600	0,035 kg	4
54	VÍKO 7	OK 432 848	11 375	25,965 kg	1
55	VÍKO 8	OK 432 849	11 375	0,664 kg	2
56	OZUBENÉ KOLO 2	OK 432 850	11 500	26,117 kg	1
57	OZUBENÉ KOLO 3	OK 432 851	11 500	16,614 kg	1
58	ŠROUB M5 x 12	ISO 4017	11 600	0,003 kg	1
59	PODLOŽKA	OK 432 852	11 320	0,003 kg	1
60	MATICE M33	ISO 4032	11 600	0,324 kg	6
61	PODLOŽKA 33	ISO 7092	11 423	0,063 kg	6
62	ZÁVITOVÁ TYČ 1	DIN 975	11 600	5,032 kg	2
63	ZÁVITOVÁ TYČ 2	DIN 975	11 600	4,529 kg	2
64	ZATKA M30 x 35	ISO 4144	11 423	0,264 kg	1
65	ŠROUB M8 x 25	ISO 4017	11 600	0,015 kg	76

PROMĚTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 1 : 10	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 4 430 kg	INDEX	ZMĚNA
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI		MATERIÁL ROZMĚR - POLOTOVAR			
		KRESLIL HAJM	DATUM 16.5.2013	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY	
		TECH.REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
		SCHVÁLIL	DATUM	TYP DOKUMENTU	
		NÁZEV SESTAVA VARIANTA 1		ISO 16016	ČÍSLO VÝKRESU S0001059



PROJEKČNÍ PRŮMĚR	MĚŘÍTKO 1 : 10	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 4 667 kg	INDEX	ZNĚMA
MATERIAL			ROZMĚR - POLOTOVAR		
KRESLIL HAJM	DATUM 16.5.2013	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY			
TECH. REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK			
SCHVÁLIL	DATUM	TYP DOKUMENTU			
NÁZEV SESTAVA VARIANTA 2			ISO 16016 ČÍSLO VÝKRESU S0003909		
			1/4 LISTŮLIST		





POZ.	NÁZEV	ČÍSLO NORMY	MATERIÁL	HMOTNOST	KS
1	RÁM DOLNÍ	OK 432 820	11 375	1900,450 kg	1
2	RÁM HORNÍ	OK 432 821	11 375	766,640 kg	1
3	HORIZONTÁLNÍ HŘÍDEL	OK 432 860	12 050	651,289 kg	1
4	VERTIKÁLNÍ HŘÍDEL	OK 432 861	12 050	286,085 kg	1
5	OZUBENÉ KOLO 1	OK 432 862	16 326	108,092 kg	1
6	OZUBENÉ KOLO 2	OK 432 863	16 326	124,486 kg	1
7	RINGSPANN FXM 260-63	-	-	75 kg	1
8	KRACHT KF 32	-	-	7,7 kg	1
9	LOŽISKO SKF NJ 236	DIN 5412	-	16,214 kg	1
10	LOŽISKO FAG NU 252	DIN 5412	-	61,080 kg	1
11	LOŽISKO SKF 29248	DIN 728	-	12,519 kg	1
12	LOŽISKO SKF 23064	DIN 635	-	69,481 kg	1
13	LOŽISKO SKF 32064	DIN 720	-	53,041 kg	2
14	VÍKO 1	OK 432 825	11,375	28,016 kg	2
15	ŠROUB M8 x 25	ISO 4017	11 600	0,015 kg	76
16	PODLOŽKA 8	ISO 7092	11 423	0,002 kg	60
17	VÍKO 4	OK 432 832	11,375	11,743 kg	1
18	VÍKO 2	OK 432 828	11 375	5,479 kg	2
19	VÍKO 3	OK 432 829	11 375	15,276 kg	2
20	VÍKO 5	OK 432 837	11 375	7,049 kg	1
21	ŠROUB M16 x 80	ISO 4017	11 600	0,162 kg	24
22	PODLOŽKA 16	ISO 7092	11 423	0,008 kg	48
23	MATICE M16	ISO 4032	11 600	0,039 kg	24
24	KOLÍK VÁLCOVÝ 12 x 35	ISO 8734	11 600	0,031 kg	2
25	ŠROUB M10 x 20	ISO 4017	11 600	0,023 kg	4
26	BROUŠENÁ PODLOŽKA 1	OK 432 826	11 323	3,455 kg	1
27	LOŽISKOVÉ POUZDRO 1	OK 432 864	11 375	12,824 kg	1
28	POJISTNÝ KROUŽEK - 180	DIN 471	12 071	0,235 kg	1
29	POJISTNÁ PODLOŽKA 220	ISO 2982-2	11 320	0,490 kg	1
30	ŠROUB M12 x 60	ISO 4017	11 600	0,068 kg	8
31	ŠROUB M20 x 160	ISO 4017	11 600	0,463 kg	16
32	ŠROUB M16 x 60	ISO 4017	11 600	0,131 kg	8
33	POJISTNÁ MATKA	OK 432 847	11 500	5,777 kg	1

	PROMÍTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 1 : 10	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 4 667 kg	INDEX —	ZVĚNA —
	 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI			MATERIÁL ROZMĚR - POLOTOVAR		
KRESLIL HAJM		DATUM 16.5.2013		ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY		
TECH.REFERENT		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK		
SCHVÁLIL		DATUM		TYP DOKUMENTU		
NÁZEV SESTAVA VARIANTA 2				ISO 16016 ČÍSLO VÝKRESU S0003909		3/4 LISTŮLIST

POZ.	NÁZEV	ČÍSLO NORMY	MATERIÁL	HMOTNOST	KS
34	ŠROUB M10 x 40	ISO 4017	11 600	0,035 kg	4
35	VÍKO 7	OK 432 848	11 375	25,965 kg	1
36	VÍKO 8	OK 432 849	11 375	0,664 kg	2
37	ŠROUB M5 x 12	ISO 4017	11 600	0,003 kg	1
38	PODLOŽKA	OK 432 852	11 320	0,003 kg	1
39	MATICE M33	ISO 4032	11 600	0,324 kg	6
40	PODLOŽKA 33	ISO 7092	11 423	0,063 kg	6
41	ZÁVITOVÁ TYČ 1	DIN 975	11 600	5,032 kg	2
42	ZÁVITOVÁ TYČ 2	DIN 975	11 600	4,529 kg	2
43	ZÁTKA M30 x 35	ISO 4144	11 423	0,264 kg	1
44	VÍKO 6	OK 432 865	11 375	17,463 kg	1
45	DISTANČNÍ KROUŽEK 1	OK 432 830	11 323	0,984 kg	1
46	BROUŠENÁ PODLOŽKA 3	OK 432 838	11 323	3,761 kg	1
47	DISTANČNÍ POUZDRO 1	OK 432 866	11 323	5,482 kg	1
48	DISTANČNÍ POUZDRO 2	OK 432 867	11 323	7,796 kg	1
49	POJISTNÝ KROUŽEK - 320	DIN 471	12 071	0,458 kg	1
50	BROUŠENÁ PODLOŽKA 2	OK 432 833	11 323	5,453 kg	1
51	KM MATICE 1	OK 432 834	11 423	15,271 kg	2
52	OPĚRNÝ KROUŽEK	OK 432 835	11 323	4,020 kg	1
53	DISTANČNÍ KROUŽEK 2	OK 432 868	11 323	5,816 kg	1
54	LOŽISKOVÉ POUZDRO 2	OK 432 869	11,375	120,343 kg	1
55	LOŽISKOVÉ POUZDRO 3	OK 432 870	11 375	35,372 kg	1
56	DISTANČNÍ KROUŽEK 3	OK 432 871	11 323	4,057 kg	1
57	OZUBENÉ KOLO 3	OK 432 872	11 500	15,070 kg	1
58	OZUBENÉ KOLO 4	OK 432 873	11 500	16,614 kg	1
59	PERO 45e7x25x80	ISO 2491 B	11 600	0,707 kg	1
60	DISTANČNÍ KROUŽEK 4		11 323	0,666 kg	1
61	PERO 70e7x36x110	ISO 2491 A	11 600	1,876 kg	1
62	POJISTNÁ PODLOŽKA 300	ISO 2982-2	11 320	0,827 kg	1

PROMÍTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 1 : 10	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 4 667 kg	INDEX	ZVĚNA
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI			MATERIÁL ROZMĚR - POLOTOVAR		
			KRESLIL HAJM	DATUM 16.5.2013	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY
			TECH.REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK
			SCHVÁLIL	DATUM	TYP DOKUMENTU
			NÁZEV SESTAVA VARIANTA 2	ISO 16016 ČÍSLO VÝKRESU S0003909	4 / 4 LISTŮLIST