

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní Inženýrství

DIPLOMOVÁ PRÁCE

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní Inženýrství

Studijní zaměření: Konstrukce průmyslové techniky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh a výpočet hlavy vodorovné vyvrtávačky W200H

Autor: Bc. **Radek Teplý**

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

Akademický rok 2014/2015

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ**

Katedra konstruování strojů

Akad. rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Radek Teplý
Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Konstrukce průmyslové techniky

Téma diplomové práce:

Konstrukční návrh a výpočet natáčecí hlavy vodorovné vyvrtávačky W200H.

Základní požadavky:

Cílem je provést nový návrh konstrukce otočné hlavy frézovací hlavy vodorovné vyvrtávačky W200H.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

- 1. Vypracování konstrukčního návrhu, včetně variant koncepčních návrhů, výběr optimální varianty řešení.*
- 2. Rozpracování vybrané varianty řešení, kontrolní výpočet vybrané varianty řešení.*
- 3. Vypracování potřebného grafického zpracování vybraného řešení.*
- 4. Komplexní hodnocení navrženého konstrukčního řešení*

Rozsah diplomové práce:

- a) textová část: 40-60 stran formátu A4
b) grafická část: 3 – 4 výkresy formátu A1,A2, A3
Forma zpracování diplomové práce : tištěná a elektronická (CD)

Doporučená literatura:

Hosnedl S., Krátký J.: Příručka strojního inženýra 1, Praha: Computer Press, 1999.
Hosnedl S., Kkrátký J.: Příručka strojního inženýra 2, Praha: Computer Press, 1999.
Řaša, J., Švercl, J.: Strojnické tabulky. Scientia, Praha, 2004
Jan, Z., D.NSK., B., CUMPERA, J.: AUTOMOBILY – Převodové stroje motorových vozidel.
Brno, Avid, 2007
Podkladový materiál, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Jaroslav KRÁTKÝ, Ph.D.
katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: 22. 9. 2014
Termín odevzdání diplomové práce: 22. 5. 2015

L.S.

Doc.Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan

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

V Plzni dne: 22. 9. 2014

Prohlášení o autorství

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

PODĚKOVÁNÍ:

Moje poděkování patří především vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Jaroslavu KRÁTKÉMU, Ph.D. který mi poskytl potřebné i užitečné rady a připomínky pro řešení zadaného úkolu. Dále děkuji panu Ing. Petru Bernardinu a kolektivu firmy PILSEN TOOLS.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Teplý	Jméno Radek	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 „Strojní inženýrství“		
VEDOUCÍ PRÁCE	<i>doc. Ing. Jaroslav KRÁTKÝ, Ph.D.</i>	Jméno Jaroslav	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh a výpočet hlavy vodorovné vyvrtávačky W200H		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
---------	---------	---------	-----	-------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	82	TEXTOVÁ ČÁST	45	GRAFICKÁ ČÁST	12
--------	----	--------------	----	---------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)	Diplomová práce obsahuje návrh řešení natáčecí hlavy vodorovné vyvrtávačky W200H.
ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Popis, návrh, design, CAD

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Teplý	Name Radek
FIELD OF STUDY	N2301 „Mechanical engineering“	
SUPERVISOR	<i>doc. Ing. Jaroslav KRÁTKÝ, Ph.D.</i>	Name Jaroslav
INSTITUTION	ZČU - FST – KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Milling head for Horizontal milling machine W200H	

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	82	TEXT PART	45	GRAPHICAL PART	12
---------	----	-----------	----	----------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The Diploma Work contains a proposed solution for milling machine equipment.
KEY WORDS	Proposal, description, design, CAD

Obsah

1.	Úvod	3
1.1	Úvod do problematiky obráběcích strojů.....	3
1.2	Popis zařízení na kterém bude příslušenství provozováno	4
1.3	Příklady frézovacích zařízení od vybraných výrobců:	5
1.4	<i>Analýza závad původních frézovacích zařízení</i>	7
1.4.1	Z rozboru analýzy následně vyplynuly pravděpodobné důvody závad	7
1.4.2	Popis návrhu řešení stávajícího problému	7
2.	Specifikace požadavků.....	8
2.1	Zadané parametry	8
2.2	Předběžný postup návrhu	9
2.3	Popis navrhovaného technologického příslušenství	10
3.	Výpočtová část	11
3.1	Návrh možných variant konstrukce.....	11
3.2	<i>Zatěžovací spektrum na vřetenu</i>	13
3.3	Návrh ozubených kol	13
3.3.1	Volba materiálu ozubených kol	13
4.	Výpočtová část	14
4.1	Rozbor zadaných hodnot.....	14
4.2	Výpočet ozubeného převodu v softwaru KISSsoft a MITCalc.....	16
4.3	Varianty řešení, hodnocení a výběr optimální varianty	16
4.4	Uložení ozubených kol.....	17
4.4.1	Uložení vstupního hřídele.....	18
4.5	Navržené hřídele pohonu nástroje frézovacího zařízení.....	19
5.	Závěr ke konstrukčnímu návrhu pohonu	24
5.1	Vypracování první varianty.....	24
5.2	Těleso frézovacího zařízení:	26
5.3	Natáčení frézovacího zařízení.....	27
5.4	Upínání a vyrážení nástroje	28
6.	MKP analýza	29
6.1	Modální analýza za užití metody konečných prvků.....	31
6.2	Zhodnocení MKP analýzy.....	32
7.	Další části zařízení.....	33
7.1	Mazání	33
7.2	Chlazení	33

7.3	Přívod řezné kapaliny	33
7.4	Těsnění	34
7.5	Řez výsledným návrhem frézovacího zařízení	34
8.	Technicko-ekonomické hodnocení.....	35
8.1	Technické zhodnocení	35
8.2	Ekonomické zhodnocení.....	35
9.	Závěr	37
10.	KNIŽNÍ PUBLIKACE	38
11.	PUBLIKACE NA INTERNETU.....	39

Přílohy:

PŘÍLOHA č. 1 - Výkresová dokumentace

PŘÍLOHA č. 2 - Předběžné výpočty pro návrh

PŘÍLOHA č. 3 - Výpočty v programu KISSsoft a MITCalc

PŘÍLOHA č. 4 – Ukázka grafického výstupu pro analýzu tuhosti

PŘÍLOHA č. 5 – Ukázka užití rozhodovací analýzy

PŘÍLOHA č. 6 – Grafický výstup navrženého frézovacího zařízení

PŘÍLOHA č. 7 – Ukázka nezahrnutých grafických výstupů

1. Úvod

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh a výpočet speciálního frézovacího příslušenství pro stroj ŠKODA W200H. Obsahově bude má práce postupovat systematicky od prvotního zadání a uvedení do problematiky. Přehledem vybraných příkladů konkurenčních řešení, až po samotný návrh vybraných variant natáčivého frézovací zařízení. Na závěr bude uvedeno shrnutí a zhodnocení výsledného návrhu.

Zadavatel (zadavatelská firma)

Zadání a podklady pro vytvoření této diplomové práce poskytla společnost PILSEN TOOLS s.r.o.

Společnost PILSEN TOOLS s.r.o. vychází ze Škodových závodů (založených roku 1859) proslulých výrobou těžkých horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojů, těžkých soustruhů, otočných stolů, speciálního příslušenství a mnoha dalších produktů. Rozsah působnosti se rozprostírá na českém i světovém trhu.

Počátky obráběcích strojů jsou v tomto závodu datovány od roku 1911, zásadnější rozmach v tomto odvětví se však odehrával až po první světové válce. Po stagnaci během druhé světové války, tento český podnik proslul ve světě i díky svým kreativně řešeným výrobkům. Po dlouhá léta dosahoval podnik světového vřhlasu a mimořádných úspěchů na mezinárodním trhu. Až roku 1990, kdy došlo k rozštěpení podniku v rámci životaschopnějšího začlenění do kapitalistického bloku, se začala formovat nynější podoba samostatně vniklého podniku Škoda Pilsen tools. Nyní PILSEN TOOLS s.r.o.

Tento podnik se stále nejčastěji zabývá opravami či modernizací stávajících nástrojů a strojních zařízení.

Modernizace jakožto nástroj výhodnější z hlediska nákladů oproti koupi nového stroje, má i nadále ve světě své nezastupitelné místo zaručující tomuto podniku dostatečné příležitosti v rámci stávajícího trhu.

1.1 Úvod do problematiky obráběcích strojů

Obráběcí stroje obecně slouží k transformacím polotovaru na výrobek.

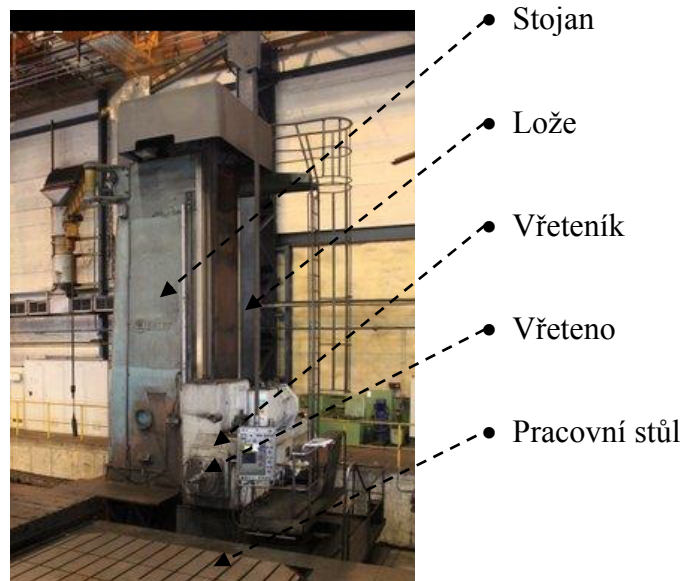
Výrobní stroje lze rozdělit do dvou kategorií, a to na stroje tvářecí (lisy, buchary, válcovací stolice) a stroje obráběcí. (Tyto jsou nadále členěny na: Konvenční- frézování, broušení, hoblování, obrážení a protahování. Nekonvenční- ultrazvukové obrábění, obrábění laserem či plasmou a elektrochemické obrábění.)

Mnou navrhované frézovací zařízení obecně spadá pod příslušenství konvenčního výrobního stroje. Konkrétně do podmnožiny frézovacích a vyvrtávacích strojů.

1.2 Popis zařízení na kterém bude příslušenství provozováno

Horizontální frézovací a vyvrtávací stroj:

Je tvořen těmito funkčními celky:



Obr. 1 Pracovní stroj

Spoje těchto jednotlivých prvků jsou zajištěny kluzným či valivým vedením.

Konstrukce stroje umožňuje frézovat, vrtat či vyvrtávat. Vykonávat hrubování, vystružování, zahlubování a tvorbu závitů.

Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje jsou primárně určeny pro univerzální kusovou a malosériovou výrobu.

Univerzálnost těchto obráběcích strojů, je realizována rozsáhlým příslušenstvím umožňující různé druhy operací. Tímto příslušenstvím mohou být otočné revolverové hlavy, různé druhy supportů a otočných stolů, brousící zařízení, dopravníky třísek, zařízení pro speciální vrtací, vyvrtávací a frézovací operace.

Z hlediska parametrů obráběcího stroje jsou pro nás nejdůležitějšími faktory:

Výkon motoru pohánějící vřeteno frézy, rozsah otáček finálního vřetene, maximální možný rozměr a hmotnost obrobku, maximální pojezdové vzdálenosti v jednotlivých osách (X, Y, Z) a zástavbové rozměry stroje.

Specifikace užitého stroje

Typ stroje:	W200H
Výrobce:	Škoda
Pojezdy:	Osa X : 10 500 mm Osa Y : 3 150 mm Osa Z : 2 000 mm Osa W : 1 600 mm
Pracovní průměr vřetena :	200 mm
Výkon hlavního elektromotoru:	83 kW / 55 kW
Rozměry plochy pracovního stolu:	2 000 x 2 000 mm

1.3 Příklady frézovacích zařízení od vybraných výrobců:

Zde je uveden ukázkový přehled konkurenčních zařízení. Pro srovnání byli zvoleni dva výrobci TOS Varnsdorf a ŠKODA MACHINE TOOLS a.s.


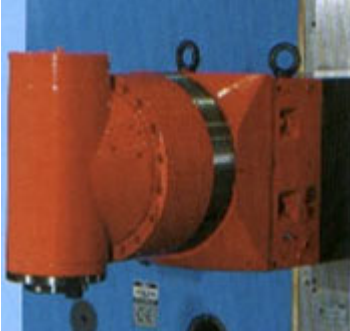

Řešení od firmy TOS VARNSDORF a.s.

<p>HPR 50 - hlava frézovací 1 osá pravouhla ruční</p> <ul style="list-style-type: none">• ruční, poloautomatické nebo automatické nasazení na stroj• ruční polohování a zpevňování• ruční upínání nástroje do hlavy <p>3 000 min⁻¹ / 25 kW / 1 200 Nm</p>	 A yellow and black manual milling head with a cylindrical body and a mounting bracket.
<p>HPI 50 - hlava frézovací 1 osá pravouhla</p> <ul style="list-style-type: none">• poloautomatické nebo automatické nasazení na stroj• automatické polohování a zpevňování• ruční nebo automatické upínání nástroje do hlavy <p>4 000 min⁻¹ / 37 kW / 1 200 Nm</p>	 A yellow and black semi-automatic milling head with a rectangular body and a mounting bracket.
<p>HPIT 50 - hlava frézovací těžká 1 osá pravouhla</p> <ul style="list-style-type: none">• poloautomatické nebo automatické nasazení na stroj• automatické polohování a zpevňování• ruční nebo automatické upínání nástroje do hlavy <p>2 500 min⁻¹ / 70 kW / 2 500 Nm</p>	 A yellow and black heavy-duty milling head with a rectangular body and a mounting bracket.
<p>HOI 50 - hlava frézovací 2 osá ortogonální</p> <ul style="list-style-type: none">• automatické nebo trvalé nasazení na stroj• automatické polohování a zpevňování• ruční nebo automatické upínání nástroje do hlavy <p>4 000 min⁻¹ / 37 kW / 1 200 Nm</p>	 A yellow and black orthogonal milling head with a curved body and a mounting bracket.

Tab. 1 Přehled konkurenčních řešení od firmy TOS VANSNDORF a.s. [42]

I přesto, že tyto zařízení obecně nespĺňují v katalogových hodnotách požadované hodnoty, jsou vhodným a plnohodnotným srovnáním pro reprezentaci konkurenční nabídky.

Řešení od firmy ŠKODA MACHINE TOOLS.

<p>Frézovací hlava IFVW 112</p> <ul style="list-style-type: none">• Výkon 25 kW• Moment 600 Nm• Maximální otáčky 2 000 min⁻¹• Převod otáček i 1:2• Hmotnost 990 kg	 A yellow industrial milling head, model IFVW 112, mounted on a machine. It has a long, horizontal arm and a cylindrical main body.
<p>Frézovací hlava IFVW 101</p> <ul style="list-style-type: none">• Výkon 25 kW• Moment 1 000 Nm• Maximální otáčky 3 000 min⁻¹• Převod otáček i 1:1• Hmotnost 550 kg	 A red industrial milling head, model IFVW 101, mounted on a machine. It has a more compact, cylindrical design compared to the IFVW 112.
<p>Frézovací hlava IFVW 102</p> <ul style="list-style-type: none">• Výkon 55 kW• Moment 2 600 Nm• Maximální otáčky 2 500 min⁻¹• Převod otáček i 1:1• Hmotnost 670 kg	 A yellow industrial milling head, model IFVW 102, mounted on a machine. It has a cylindrical body with a prominent front flange and a smaller arm.

Tab. 2 Přehled konkurenčních řešení od firmy ŠKODA MACHINE TOOLS a.s. [23]

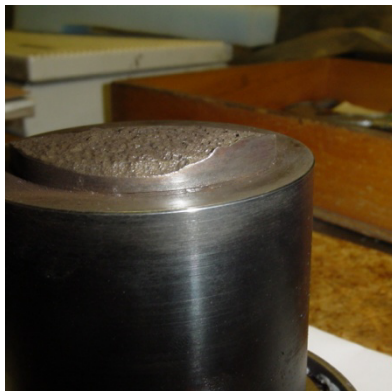
1.4 Analýza závad původních frézovacích zařízení

Konstrukce původních návrhů vykazovala zásadní nedostatky projevující se poškozením a destrukcí prvků frézovacího zařízení.

Mezi méně závažné důvody pro demontáž a opravu zařízení se řadily například poškozené boky zubů ozubených kol a drobné narušení jednotlivých částí převodových prvků. Tyto závady snižovaly možnou kvalitu obrábění a měli velmi podstatný vliv na životnost zařízení.

Zásadní problémem však reprezentovala opakovaná destruktivní poškození pastorkového hřídele mezikola.

Bylo tedy nutné provést analýzu poškozených částí.



Obr. 2 Fotografie destruktivního poškození hřídele

1.4.1 Z rozboru analýzy následně vplynuly pravděpodobné důvody závad

Prvotně je zde možnost, že k této destrukci docházelo vlivem poddimenzování koeficientu bezpečnosti, jenž byl dle mé analýzy vypočten pro originální hřídel na 1,44 statické bezpečnosti a 1,59 pro dynamickou bezpečnost. Rozsah takto nízkého koeficientu statické bezpečnosti tedy nemusel plně zahrnovat nedostatky montáže a jiných vlivů.

Jako hlavní důvod takto fatálních následků byl však určen především vliv dynamického namáhání, který nebyl při samotném návrhu plně zohledněn.

1.4.2 Popis návrhu řešení stávajícího problému

Drobnější poškození bylo vyřešeno změnou konstrukce a volbou povrchových úprav.

Problematika lámání hřídelů by měla být zcela odstraněna změnou konstrukce tohoto převodového prvku. Jedná se především o změnu rozměrů samotného mezikola a tvaru i průměru hřídele. Jako nejvýhodnější varianta pro tyto změny vplynula možnost provedení ve formě pastorkového ozubeného kola, které je přímo součástí hřídele.

2. Specifikace požadavků

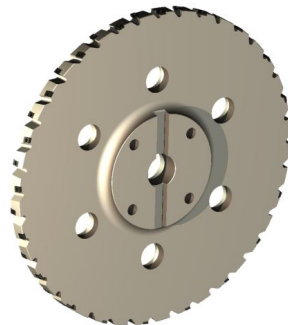
Tato část reprezentuje rozsah požadavků přímo ovlivňující návrh frézovacího zařízení.

2.1 Zadané parametry

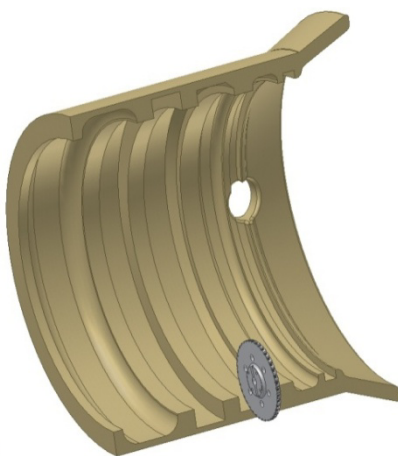
Převod	1:1
Max. otáčky	200 [min ⁻¹]
Max. moment	2 600 [Nm]
<i>(během provozu požadována možnost přetěžování až do 3 600 Nm)</i>	
Max. výkon	55 [kW]
Kužel vřetena	ISO 60 (ruční upínání)
Upínací stopka nástroje	DIN 69872
Životnost zařízení	10 000 [hod]
Upevnění 4 šrouby k pinole W 200H	
Průměr nástroje	600 [mm]

Specifikace stroje, na kterých bude zařízení provozováno viz kapitola 1.2 (str. 4).

Frézovací zařízení je navrhováno pro nástroj sloužící k obrábění velkých tlakových nádob. Rozměry obráběných těles dosahují až 8 metrů. Tímto nástrojem je frézovací kotouč o průměru 600mm.



Obr. 3 Obráběcí nástroj (kotoučová fréza)



Obr. 4 Ukázka záběru kotouče při obrábění tělesa nádoby

2.2 Předběžný postup návrhu

Dle prvotního zadání je nutné vytvořit návrh frézovacího zařízení s parametry, které vyhoví zadaným pevnostním podmínkám a požadavkům. Určit parametry takto navrženého zařízení jako je pevnost, tuhost, dynamická stabilita. A získat tak základní charakteristiky nově navrženého zařízení.

Shrnutí:

Odvodit řešení možných problémů z rozboru současných nedostatků (lom hřídele) a odhalit rizika možných slabých míst nově navrhovaného zařízení. Navrhnout převodové ústrojí s požadovaným převodovým poměrem a dostatečné tuhosti schopné přenést požadovaný výkon. Podrobně definovat parametry uložení jednotných převodových prvků. Navrhnout konstrukci v souladu s předpokládaným souborem zátěžných stavů. Vypracovat technicko-ekonomické hodnocení navrženého příslušenství. Provést závěrečné zhodnocení práce. Vypracovat výkresovou dokumentaci a spolu s výpočty jí přiložit do sekce příloh.

2.3 Popis navrhovaného technologického příslušenství

Stručná charakteristika

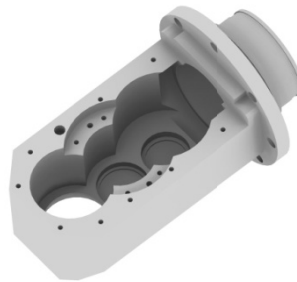
Pohon nástroje:



Obr. 5 Převodové ústrojí

Převodové ústrojí umožňuje přenos hlavního (rotačního) řezného pohybu na nástroj. Má za úkol udržovat danou polohu nástroje a přenášet požadovaný výkon skrze nástroj na transformaci obrobku. Zaručuje přenos výkonu na vřeteno a jeho převodování v daném poměru.

Rám frézovacího zařízení :

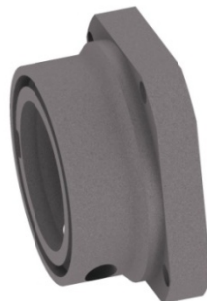


Obr. 6 Rám (tělo) frézovacího zařízení

Slouží k uložení vřetena a celého převodového ústrojí frézovacího zařízení. Zaručuje tuhost a přesné ustavení polohy vřetena.

Další části frézovacího zařízení:

Příruba



Obr. 7 Příruba

Slouží jako upevnění pro tělo frézovacího zařízení a zaručuje natáčivé spojení se strojem. Toto otočné uložení je ke stroji připevněno a vystředěno kuželovou či válcovou plochou a zajištěno šroubovými spoji po obvodě uložení.

-Hlavu lze i ručně pootočit za užití šroubového převodu.

3. Výpočtová část

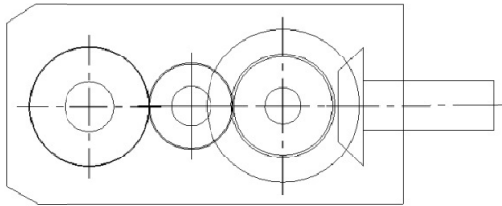
3.1 Návrh možných variant konstrukce

Uspořádání převodového ústrojí:

S ohledem na základní požadavky převodového poměru(1:1) se nabízí 2 varianty uspořádání.

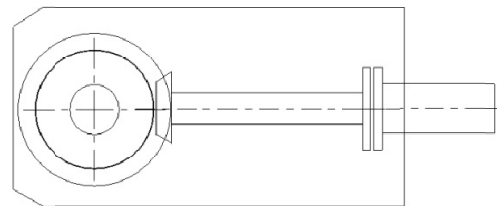
Varianta 1 :

Kuželový- 90° a čelní převody

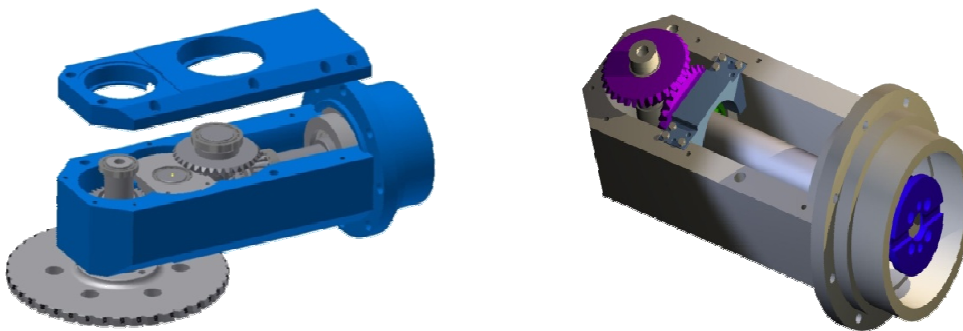


Varianta 2 :

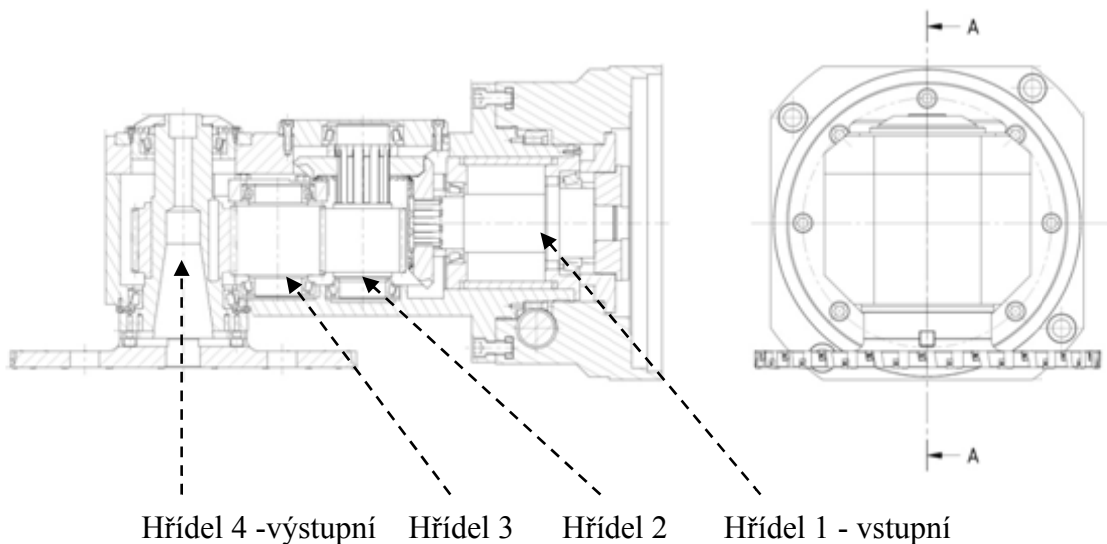
Kuželový převod - 90°



Obr. 8 vnitřní uspořádání převodového ústrojí



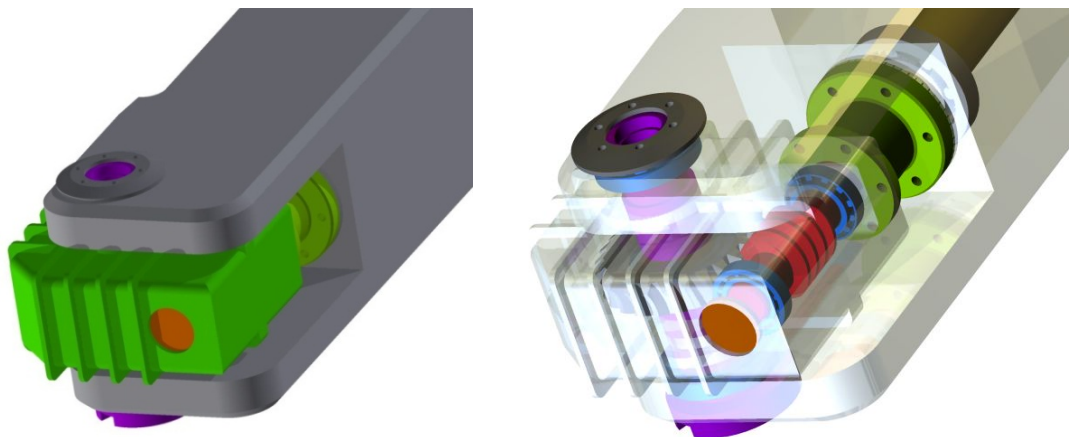
Obr. 9 Předběžný 3D náčrt zvolených variant



Obr. 10 Uspořádání hřídelů pro variantu č. 1

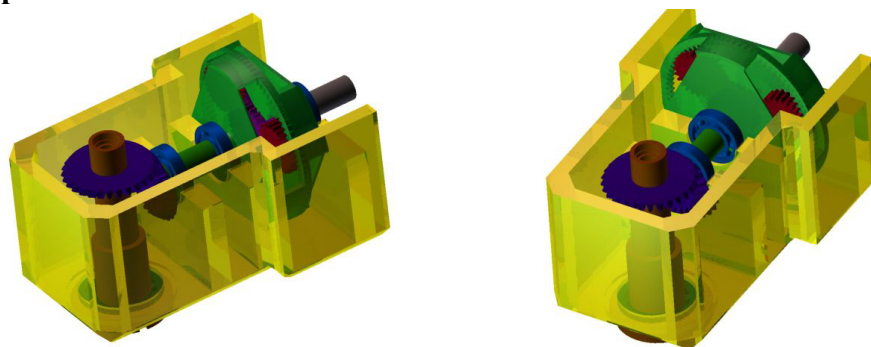
Pro vyšší variabilitu převodového poměru by bylo teoreticky možné zakomponovat tyto typy převodových stupňů.

Šnekový převod od firmy Cavex (šnekový převod s vysokou účinností -až 95%)



Obr. 11 Příklad šnekové převodovky

Planetová převodovka



Obr. 12 Příklad planetové převodovky

Nevýhodou těchto návrhů je nižší tuhost a složitější vymezování vůlí. Umožňují však poměrně jednoduché stavebnicové změny převodového poměru pouze výměnou převodového prvku.

Další teoretickou možností by bylo užití řemenového převodu.



Obr. 13 Řemenový převod

Tyto převody i přes svou poměrně jednoduchou variabilitu nedosahují dostatečné tuhosti. Ze stejného důvodu je proto zamítnuto i užití harmonické převodovky.

V mé práci je s ohledem na požadavky zadavatele zvolena varianta 1.

3.2 Zatěžovací spektrum na vřetenu stroje

Zátěžné stavy frézovacího zařízení byly voleny dle nejčastěji předpokládaných řezných podmínek pro obrábění daných polotovarů. Je zadán maximální točivý moment na vřetenu stroje 2 600 Nm s možností přetěžování na 3 600 Nm.

Spektrum zátěžných stavů je nejčastěji voleno na základě empirických stavů a hodnot získávaných z praxe. Avšak pro tento případ budou variabilní sloužkou pouze otáčky a provozní čas pro daný točivý moment na vřeteni. Tímto méně sofistikovaným přístupem by mělo být docíleno i za cenu robustnější konstrukce co nejvyšší možné spolehlivosti.

MOMENT [Nm]	OTÁČKY [ot/min]	HOD.
2 600	200	4 000
2 600	100	6 000

Tab. 3 Předpokládané zátěžné stavy pro běžný provoz

MOMENT [Nm]	OTÁČKY [ot/min]	HOD.
3 600	200	5 000

Tab. 4 Zátěžný stav pro kontrolu přetížitelnosti

Momenty, otáčky a minimální doba životnosti je zadána společností PILSEN TOOL a.s.

3.3 Návrh ozubených kol

Z hlediska konstrukčního i silového rozkladu působícího v ozubení, je volba přímého ozubení teoreticky výhodnější. Prioritou je zde však za předpokladu, že jsou splněny všechny konstrukční a pevnostní podmínky, plynulost a kvalita záběru.

Pro lepší kvalitu záběru je proto voleno šikmé ozubení.

Při užití šikmého ozubení je nutné brát v patrnost síly působící axiálně do převodové skříně. Tyto síly ovlivňují i návrh samotného uložení nosných hřídelů ozubených kol do tělesa skříně.

3.3.1 Volba materiálu ozubených kol

Volba materiálu pro výpočet čelních ozubení se šikmými zuby

16 220.4 Povrchové úpravy a tepelné zpracování cementováním kalením.

Cementování voleno do hloubky 0,6 až 0,8 na pevnost HRC = 58±2.

Materiál kuželového ozubení v Klingenberg

16 420.4 Povrchové úpravy a tepelné zpracování cementováním kalením.

Cementování voleno do hloubky 0,6 až 0,7 na pevnost HRC = 58±2.

4. Výpočtová část

4.1 Rozbor zadaných hodnot

Zátěžný stav	I	II	III
Momenty na vřetenu [N/m]	2 600	2 600	3 600
Otáčky	200	100	100

Tab. 5 Souhrn zátěžných stavů

Výstupní parametry vřetena pohánějící frézovací hlavu:

Výkon	Otáčky	Kroutící moment maximální
$P = 55 \text{ kW}$	$n = 200 \text{ ot/min}$	$M_k = 2\,600 \text{ Nm}$

Maximální předpokládaná zátěž při přetížení pracovního nástroje M_{kM} :

$$M_{kM} = 3\,600 \text{ Nm}$$

Doba běhu T_C :

$$T_{C3600} = 5\,000 \text{ hod}$$

Celkový převodový poměr:

$$i_{1S} = \frac{\omega_1}{\omega_V} = i_{1S} \cdot i_{PF} \approx 1$$

$$i_1 = 0,94 \quad i_2 = 0,896 \quad i_3 = 0,906$$

účinnost:

$$(\text{čelní ozubená kola } \mu_\varepsilon = 0,98, \text{ kuželová kola } \mu_k = 0,97)$$

$$\mu_{\text{celk}} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 0,93$$

Pro zátěžný stav I

$$M_{kI} = 2\,600 \text{ Nm}$$

$$n_1 = 200 \text{ ot/min}$$

Hnací soukolí	První převodové soukolí	Výstupní (finální) převodové soukolí
$M_{k2} = \frac{M_{k11}}{i_1 \cdot \mu_k}$	$M_{k3} = \frac{M_{k2}}{i_2 \cdot \mu_\varepsilon}$	$M_{k4} = \frac{M_{k3}}{i_3 \cdot \mu_\varepsilon}$
$n_2 = 186 \text{ ot/min}$ $M_{k1} = 2\,853 \text{ Nm}$	$n_3 = 167 \text{ ot/min}$ $M_{k3} = 3\,247 \text{ Nm}$	$n_4 = 152 \text{ ot/min}$ $M_{k4} = 3\,653 \text{ Nm}$

Tab. 6 Výkon a otáčky pro zátěžný stav I

Pro zátěžný stav 2

$$M_{k1} = 2\,600 \text{ Nm}$$

$$n_1 = 100 \text{ ot/min}$$

Hnací soukolí	První převodové soukolí	Výstupní (finální) převodové soukolí
$n_2 = 186 \text{ ot/min}$ $M_{k1} = 2\,853 \text{ Nm}$	$n_3 = 167 \text{ ot/min}$ $M_{k3} = 3\,247 \text{ Nm}$	$n_4 = 152 \text{ ot/min}$ $M_{k4} = 3\,653 \text{ Nm}$

Tab. 7 Výkon a otáčky pro zátěžný stav 2

Pro zátěžný stav 3

$$M_{k1} = 3\,600 \text{ Nm}$$

$$n_1 = 100 \text{ ot/min}$$

Hnací soukolí	První převodové soukolí	Výstupní (finální) převodové soukolí
$M_{k1} = \frac{M_{K2III}}{i_1 \cdot \mu_k}$	$M_{k3} = \frac{M_{K2III}}{i_2 \cdot \mu_{\zeta}}$	$M_{k4} = \frac{M_{K3III}}{i_3 \cdot \mu_{\zeta}}$
$n_2 = 186 \text{ ot/min}$ $M_{k1} = 3\,948 \text{ Nm}$	$n_3 = 167 \text{ ot/min}$ $M_{k3} = 4\,496 \text{ Nm}$	$n_4 = 152 \text{ ot/min}$ $M_{k4} = 5\,063 \text{ Nm}$

Tab. 8 Výkon a otáčky pro zátěžný stav 3

Z daného výkonu P a omezného momentu M_M pro (zátěžný stav 1) se stanoví n_M ze vztahu:

$$P = M \cdot \omega \Rightarrow$$

$$P = \frac{2 \cdot M_M \cdot n_M}{60} \Rightarrow$$

$$n_M = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot M_M \cdot \pi} \Rightarrow$$

$$n_M = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot M_M \cdot \pi} = 202 \text{ ot/min}$$

Obvodová síla působící na kotouč:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_M}{D_K}$$

Teoretické síly působící na kotouč:

Součinitelé a vzorce dle literatury [8].

$$F_o = 12\,176 \text{ N}$$

$$F_a = 0,8 \cdot F_o$$

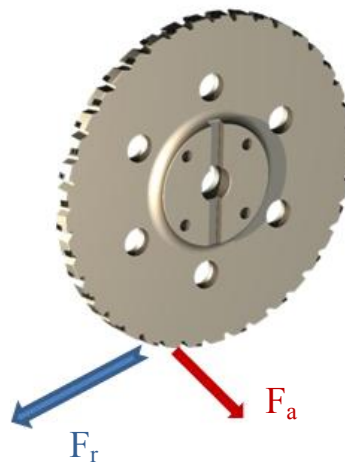
$$F_a = 9\,740,8 \text{ N}$$

$$F_r = 0,6 \cdot F_o$$

$$F_a = 7\,305,6 \text{ N}$$

$$F_p = 0,9 \cdot F_o$$

$$F_p = 10\,958,4 \text{ N}$$



Obr. 14 Síly od obrábění působící na nástroj

4.2 Výpočet ozubeného převodu v softwaru KISSsoft a MITCalc

Mezi známé vstupní parametry patří přenášený výkon, rozsah provozních otáček, požadovaný převodový poměr a hnací kroutící moment na vstupu. Volenými parametry jsou počty zubů jednotlivých ozubených kol, modul ozubení a tvar boční křivky zubu i úhel sklonu ozubení. Za užití výpočtů je poté odvozena minimální šíře ozubení, osová vzdálenost a celkové jednotková korekce.

	Počet zubů:	Šířka ozubení	Úhel α, β	Modul
Ozubené kolo č.3	$z_1 = 26$	$b_1 = 110 \text{ mm}$	$\alpha = 20^\circ$	$m = 5 \text{ mm}$
Ozubené kolo č.4	$z_2 = 29$	$b_2 = 120 \text{ mm}$	$\beta = 15^\circ$	

Tab. 9 Zvolené parametry pro návrh soukolí

Calculation method	ISO 6336:2006 Method B		
		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	55.000	
Speed (1/min)	[n]	186.0	166.8
Torque (Nm)	[T]	2823.7	3149.5
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (geometry calculation according to DIN 3960:1987)	[H]		10000.00
		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	143.700	
Centre distance tolerance ISO 286:2010 Measure js7			
Normal module (mm)	[mn]	5.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		20.0000
Number of teeth	[z]	26	29
Facewidth (mm)	[b]	110.00	120.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	6
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	3.48	3.28
Transmittable power (kW)	[kWRating]	136.80	128.89
Required safety	[SBmin]		2.000
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]		3.851
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]		2.975
Safety referring to transferred torque	[SSL]		5.670



Obr. 15 Ukázka výpočtu soukolí z programu KISSsoft

Celkový přehled výsledků viz příloha.

4.3 Varianty řešení, hodnocení a výběr optimální varianty

Pro výběr vhodného řešení konstrukčního návrhu frézovacího zařízení jsem volil z několika možných variant řešení, stanovil jejich vlastnosti, hodnotící kriteria. Po zhodnocení jsem vybral optimální variantu. Pro stanovení variant řešení pohonů je nutné znát vstupní a výstupní parametry pro jednotlivé pohyby. Výstupní hodnoty vycházejí ze zadaných parametrů frézovacího zařízení. Vstupní parametry vychází z volby pohonného mechanismu. Konkrétní výpočty jsou uvedeny u zvolených variant pohonného ústrojí.

Z možných variací byly zvoleny dvě varianty, ze kterých jsou voleny dvě nejvýhodnější. Z těchto dvou variant je následně vybráno finální řešení. Zvoleným řešením je varianta č. 1.

4.4 Uložení ozubených kol

Pro uložení převodů obráběcích zařízení jsou standardně volena kluzná, valivá, magnetická, hydrostatická či hydrodynamická ložiska. S ohledem na poměrně nízké požadované otáčky (200 ot/min) i zatížení (55kw), není třeba volit žádná speciální ložiska ani uvažovat o jejich speciálním příslušenství (chlazení, mazání). Budou tedy voleny ložiska s valivými elementy.

Z možných jehlových, kuličkových a válečkových variant byla za užití rozhodovací analýzy zvolena kuželíková ložiska pro veškerá uložení.

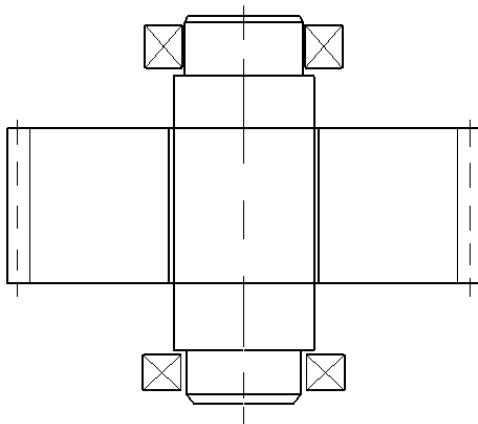
V tomto případě tedy bude zachován původní typ ložiska pro vřeteno i mezikola a nahrazeno uložení vstupního hřídele.

Pro uložení ozubených kol budou volena kuželíková ložiska.

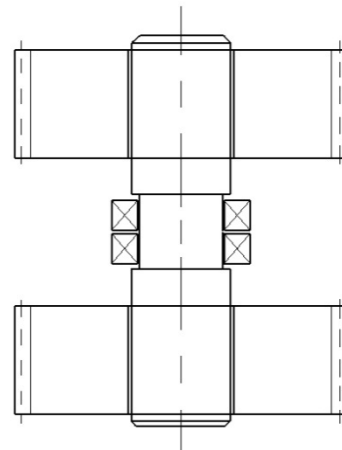
Konstrukce musí umožňovat vymezení vůlí v kuželíkových ložiscích. Pokud by došlo k příliš malému předepnutí a tedy k nedostatečnému vymezení vůle, došlo by k destrukci (spálení) daného ložiska. Stejný problém nastane v případě přílišného předepnutí a minimalizace vůle. Precizní vymezení vůle tedy značně ovlivňuje životnost i funkčnost celého zařízení a je proto nezbytně nutné věnovat této problematice dostatek pozornosti nejen ve fázi montáže.

Uložení:

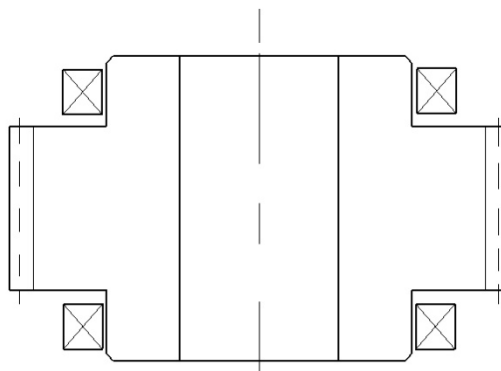
Volba polohy uložení pro jednotlivé převodové prvky:



Obr. 16 Uložení ložisek na konci hřídele



Obr. 17 Uložení ložiska ve středu hřídele



Obr. 18 Uložení ložiska na pastorku

4.4.1 Uložení vstupního hřídele

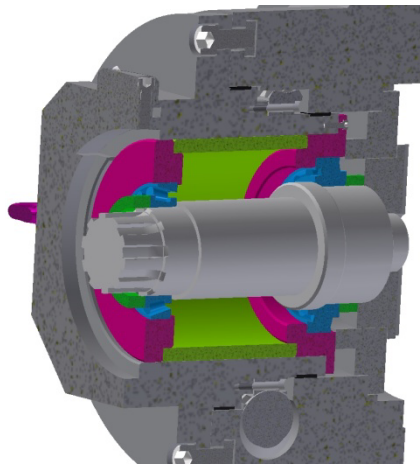
Pro uložení vstupního hřídele byla za užití rozhodovací analýzy zvolena přesná kuželíková ložiska od firmy SKF.

Původní řešení za užití čtyř kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem bude tedy nahrazeno dvojicí kuželíkových ložisek.

Z montážního hlediska je toto řešení částečně náročnější na přesnosti uložení. Cenově by se však tato změna neměla výrazněji odrazit na výsledné ceně frézovacího zařízení. A to z důvodu nižšího počtu užitých ložisek (rozdíl v ceně samotných ložisek) a méně rozsáhlou, komplikovanou základnou pro jejich uložení.

Nespornou výhodou je zde poloviční pravděpodobnost výrobní závady pro tuto koncepci uložení. Pro hovoří i tabulkové provozní charakteristiky a únosnost nového řešení v porovnání se stávajícím

Hmotnostně se tato změna na celkové hmotnosti frézovacího zařízení také výrazně neprojevuje.



Obr. 19 Uložení vstupního hřídele

Předběžná kontrola kuželíkového ložiska pro vstupní hřídel:

$$C = 168\,000 \text{ N} \quad C_0 = 270\,000 \text{ N} \quad \text{Referenční otáčky} = 3\,200 \text{ min}^{-1}$$

Součinitelé velené dle strojnických tabulek:

$$V = 1 \quad X = 0,8 \quad Y = 1,4$$

výpočet ekvivalentního zatížení

$$F_e = X \cdot V \cdot F_Y + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 1 \cdot 18\,000 + 1,6 \cdot 10\,000 = 23\,200 \text{ N}$$

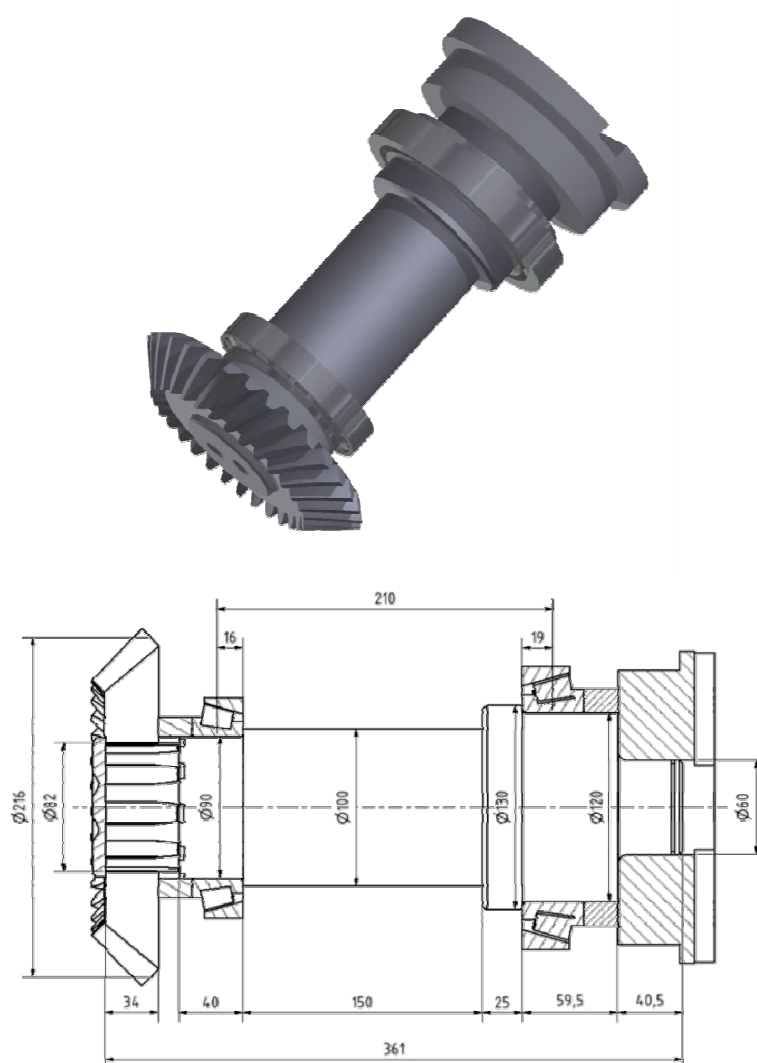
výpočet trvanlivosti ložiska

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^m \cdot \frac{16666}{n} = \left(\frac{168\,000}{23200} \right)^{3,3} \cdot \frac{16666}{200} = 61\,245 \text{ [h]}$$

$$L > L_{\text{požadované}} \Rightarrow \text{LOŽISKO VYHOVUJE}$$

4.5 Navržené hřídele pohonu nástroje frézovacího zařízení.

Hřídel č. 1



Obr. 20 Návrh vstupního hřídele č. 1

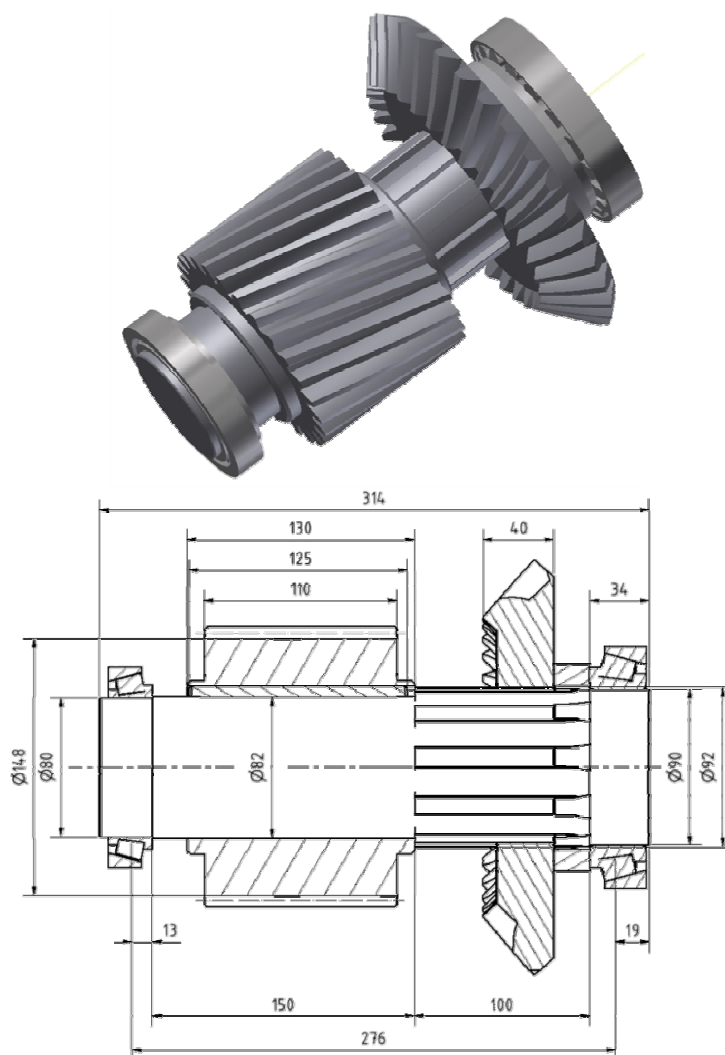
Otáčky	Krouticí moment	Výkon
$n \text{ [min}^{-1}\text{]}$	$M_k \text{ [Nm]}$	$P \text{ [N]}$
200	2 600	55

	Počet zubů	Délka ozubení $l \text{ [mm]}$	Modul m
Kolo 1 (pastorek)	31	45	7

Ložisko	Typ	Vnitřní průměr
Levé	SKF 32018	90
Pravé	SKF 32024	120

Tab. 10 Návrh pro hřídel č. 1

Hřídel č.2



Obr. 21 Návrh hřídele č. 2

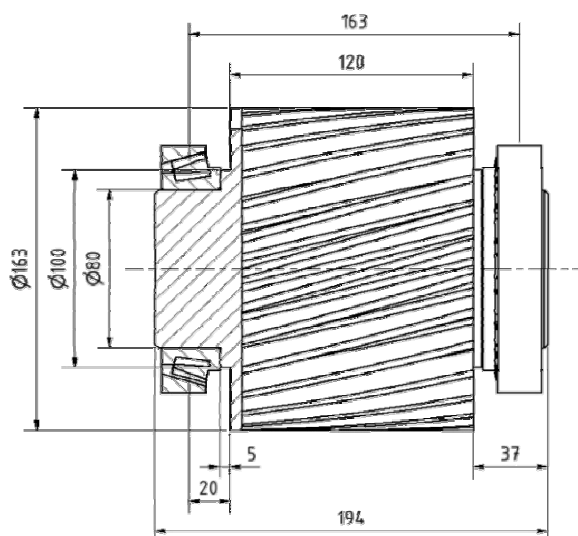
Otáčky	Krouticí moment
$n \text{ [min}^{-1}\text{]}$	$M_k \text{ [Nm]}$
187	2 800

	Počet zubů	Délka ozubení l [mm]	Modul m
Kolo 1	33	45	7
Kolo 2 (čelní)	26	110	5

Ložisko	Typ	Vnitřní průměr
Levé	SKF 32016	80
Pravé	SKF 32018	90

Tab. 11 Návrh ozubení a ložisek pro hřídel č. 2

Hřídel č.3



Obr. 22 Návrh hřídele č. 3

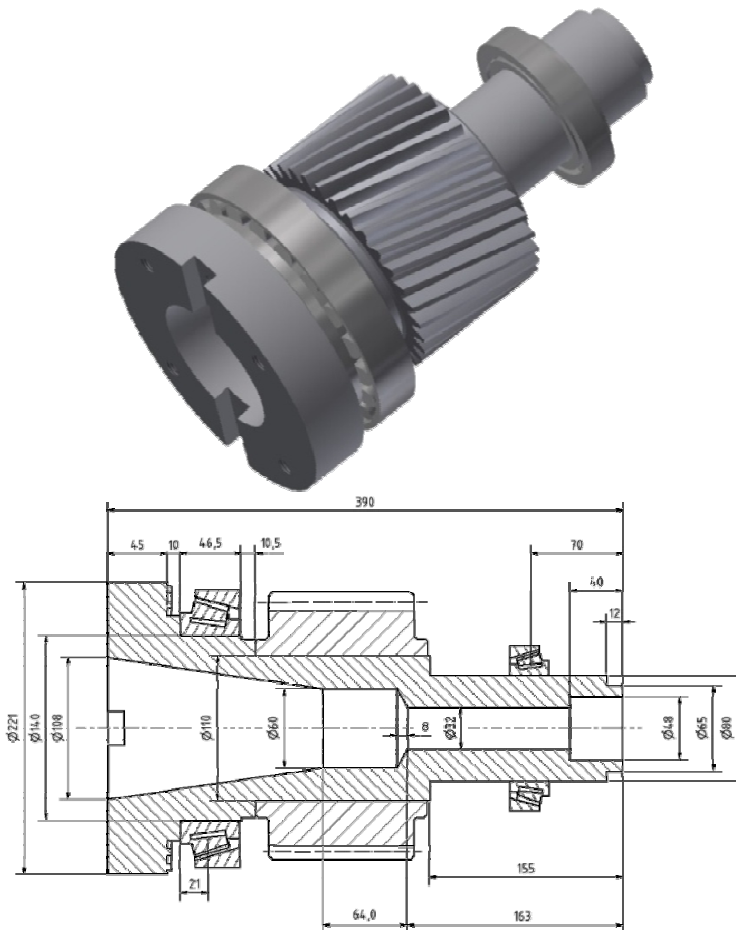
Otáčky	Kroutící moment
$n \text{ [min}^{-1}\text{]}$	$M_k \text{ [Nm]}$
167	3 200

	Počet zubů	Délka ozubení l [mm]	Modul m
Kolo 1 (pastorek)	29	120	5

Ložisko	Typ	Vnitřní průměr
Levé	SKF 32016	80
Pravé	SKF 32016	80

Tab. 12 Návrh ozubení a ložisek pro hřídel č. 3

Hřídel č.4



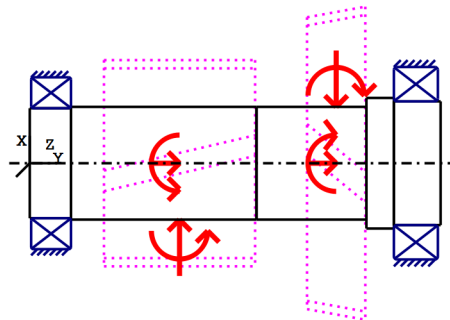
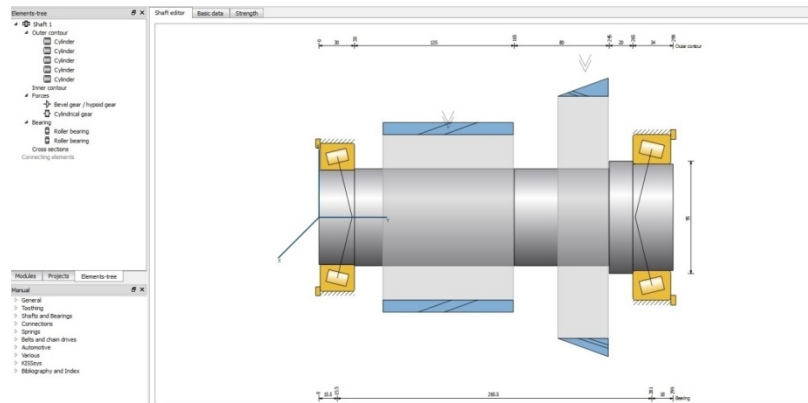
Obr. 23 Návrh výstupního (vřetena) hřídele č. 4.

Otáčky	Krouticí moment
$n \text{ [min}^{-1}\text{]}$	$M_k \text{ [Nm]}$
152	3 600

	Počet zubů	Délka ozubení $l \text{ [mm]}$	Modul m
Kolo 1 (pastorek)	32	110	5

Ložisko	Typ	Vnitřní průměr
Levé	SKF 32928	140
Pravé	SKF 32020	80

Tab. 13 Návrh ozubení a ložisek pro hřídel č. 4



Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	15.50	mm
Equivalent load	[P]	39.17	kN
Equivalent load	[P ₀]	39.17	kN
Life modification factor for reliability[α ₁]		1.000	
Service life	[L _{nh}]	5542.91	h

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	281.00	mm
Equivalent load	[P]	79.02	kN
Equivalent load	[P ₀]	56.74	kN
Life modification factor for reliability[α ₁]		1.000	
Service life	[L _{nh}]	1029.68	h

Bevel gear/hypoid gear (Hypoid gear)


Helix angle (°)	18.5000	right
Pitch angle (°)	20.0000	Tip to the left
Facewidth (mm)	45.1342	
Power (kW)	75.0000	driving (Output)
Torque (Nm)	-3580.9862	
Axial force (N)	12881.3084	
Shearing force X (N)	-7423.0836	

Cylindrical gear (Cylindrical gear)

Helix angle (°)	20.0000	left
Position of contact (°)	180.0000	
Length of load application (mm)	110.0000	
Power (kW)	75.0000	driven (Input)
Torque (Nm)	3580.9862	
Axial force (N)	17378.2986	
static safety factor for bearing [S ₀]	21.64	

Obr. 24 Ukázka výpočtu hřídele č. 2 v programu KISSsoft

Přehled vypočtených bezpečností ozubení a ložisek dle softwaru MITCalc / KISSsoft.

Hřídel č. 1	Hřídel č. 2	Hřídel č. 3	Hřídel č. 4
			
Koeficienty bezpečnosti ozubení dotyk/ohyb			
1,35 – 2,33	1,31 – 2,28	1,28 – 2,24	1,33 – 1,7
Koeficient statické bezpečnosti ložiska / Životnost			
12,5 / 29 637	13,23 / 38 013	19 / 47 355	10.8 / 52 117

Tab. 14 Přehled koeficientů bezpečnosti ozubení a ložisek

5. Závěr ke konstrukčnímu návrhu pohonu

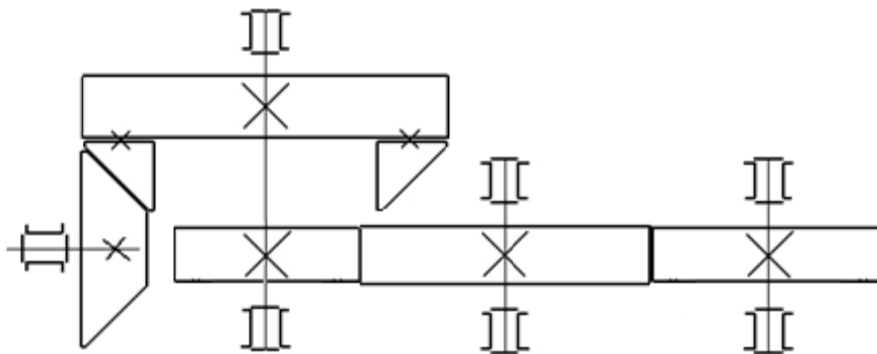
Z možných variací bylo navrženo převodové ústrojí o celkovém převodovém poměru 0,906. Skrze trojí záběr pěti ozubených kol upevněných na čtyřech nosných hřídelích, uložených v rámu, je zajištěno užitím páru kuželíkových ložisek pro každý z hřídelů. Dále následuje podrobný návrh a rozbor konstrukce jednotlivých prvků frézovacího zařízení.

5.1 Vypracování první varianty

Klasická skříňová konstrukce vycházející ze stávajícího řešení:

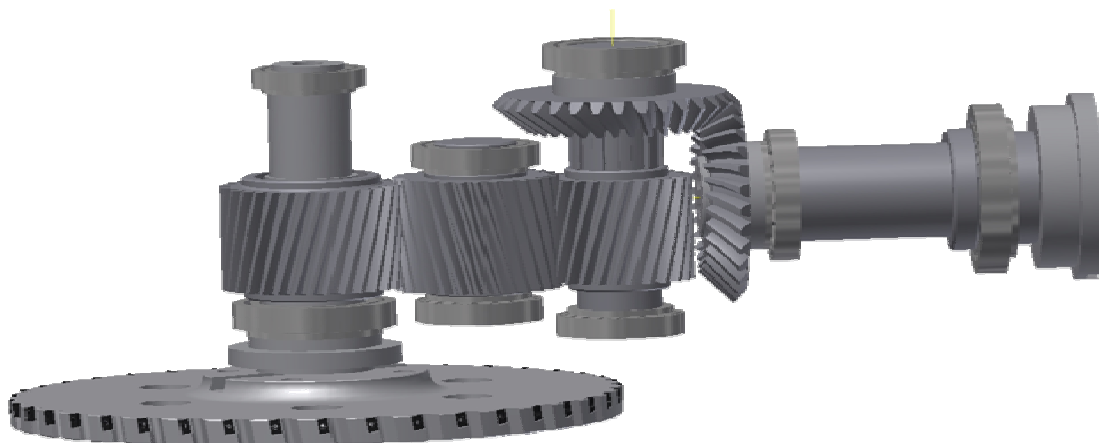
Pro tuto variantu hovoří osvědčenost výrobní technologie. Kladen je důraz pouze na funkčnost a simplifikaci výrobní technologie a servisních prací.

Varianta č. 1:

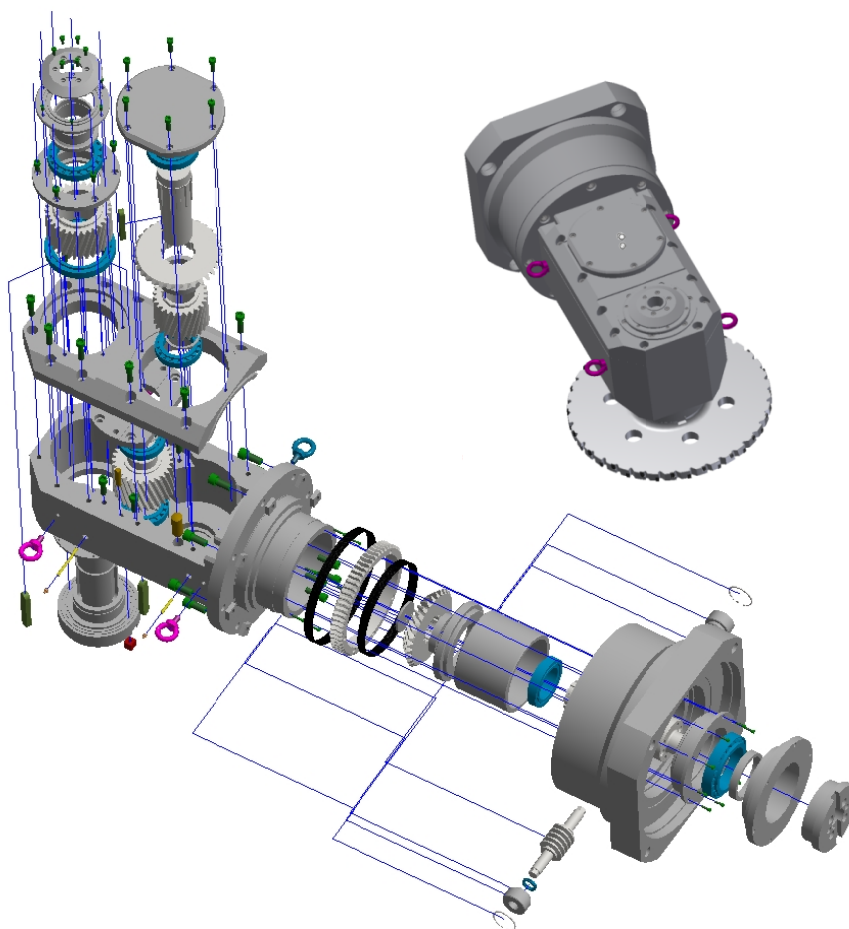


Obr. 25 Návrh kinematického řetězce pro variantu č. 1

Grafické znázornění finálního návrhu zvolené varianty č. 1.



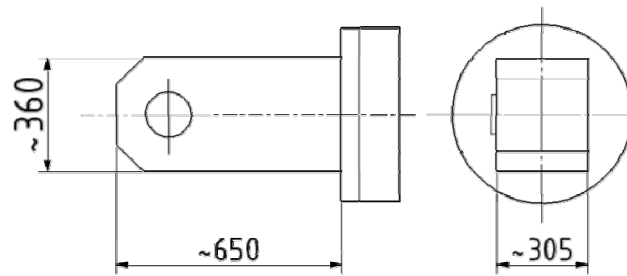
Obr. 26 Vnitřní převodové ústrojí varianty č. 1



Obr. 27 Rozstřel sestavy varianty č. 1

5.2 Těleso frézovacího zařízení:

Musí zaručovat danou tuhost, pevnost a rozměry.



Obr. 28 Orientační rozměry tělesa skříně

Minimální zástavbový prostor

S ohledem na rozsah užívání a manipulaci, je kladen požadavek na minimální prostor obsazený tímto zařízením.

Minimální hmotnost

Pro lepší manipulativnost a minimalizaci setrvačných sil.

Kontrola na rezonanční charakteristiky

Riziko rezonance (rozkmitání) ať již skříně či samotného převodového ústrojí, může mít případně značný vliv na kvalitu výsledného obrábění a též snížit životnost tohoto zařízení.

Snadná manipulace a stavění

Závěsná oka, prostor pro uchycení šroubů, snadný přístup k natáčení zařízení, minimalizace potřebné síly pro ruční manipulaci.

Volba materiálu tělesa

Za materiál těla obráběcího zařízení lze obecně volit druhy ocelí, šedých litin, karbon...

Povrchová úprava

Pokovení, nátěry anorganické, keramika, plasty a jejich povlaky.

Servisní vstupy

Navržené frézovací zařízení vyžaduje pravidelnou kontrolu, údržbu a mazání. Případné přimazávání je možné realizovat skrze jednotlivé kryty, dílčí odnímatelné boky, otvory se šrouby či maznicemi.

Snímače

Dle přání zadavatele nebude frézovací zařízení osazeno senzory pro stanovení polohy, otáček, teploty, ani vibrací. Pro odměřování polohy naklonění frézovacího zařízení bude užito vizuální stupnice. Tato stupnice a ukazatel bude vyznačena po obvodu příruby vnější válcové části těla.

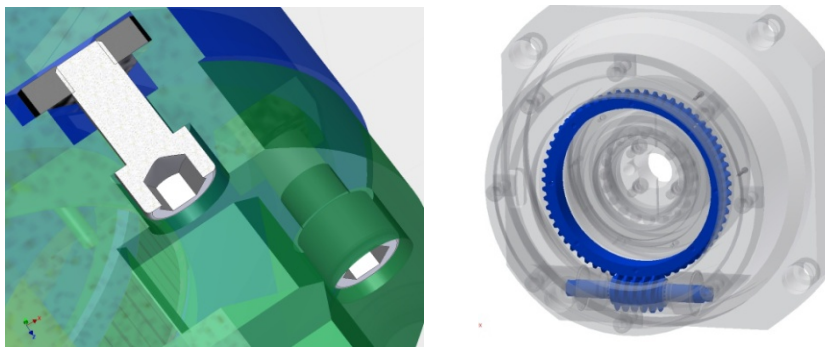
5.3 Natáčení frézovacího zařízení

Řešení naklápění frézovacího zařízení lze volit několika principy a to ručně, mechanicky nebo automaticky.

Dle přání zadavatele i s hledem na minimalizaci nákladů, je volen princip ručního natáčení. Pohyb zajištěn skrze ozubený věnec a šnekové kolo, poloha je fixována soustavou šroubů.

Tento princip nereprezentuje pružnou výrobní automatizaci ani trendy současného vývoje.

Nespornou výhodou je v tomto případě, kdy není kladen důraz na minimalizaci obráběcích časů a extrémní přesnost, možnost nízkých pořizovacích nákladů, spolehlivost a životnost s naprosto minimálními nároky na údržbu i provoz.



Obr. 29 Realizace ručního natáčení

Pro polohy naklápění hlavy se také nabízí alternativní princip Hirthovy spojky a systém Master – Slave.

Hirthova spojka

Konstrukčně nenáročný princip dvou proti sobě ustavených ozubených kruhů, který zaručuje velmi tuhé spojení. Počet zubů určuje nejen možnou přesnost, ale také velikost nejmenšího možného pootočení. Jedná se o velmi přesný způsob natáčení. Ovládání je standardně realizováno soustavou tlačných pružin a lineárních hydromotorů.

Master – Slave

Jedná se o systém vymezování vůlí za užití přímého řízení skrze elektromotory, umožňující pružnější minimalizaci vůlí a možnost přesnějšího polohování. Jedná se o využití dvou elektromotorů a sofistikovaného řídicího systému. Při volném stavu jsou oba motory napájeny daným (udržovacím) proudem o stejné velikosti v opačných směrech. Při zatížení (v našem případě pro rotaci), se snižuje výkon závislého (druhý ve směru rotace- Slave) motoru a zvyšuje výkon hnaného motoru (První ve směru rotace - Master). Pro provoz poté pracují ve stejném smyslu oba motory.

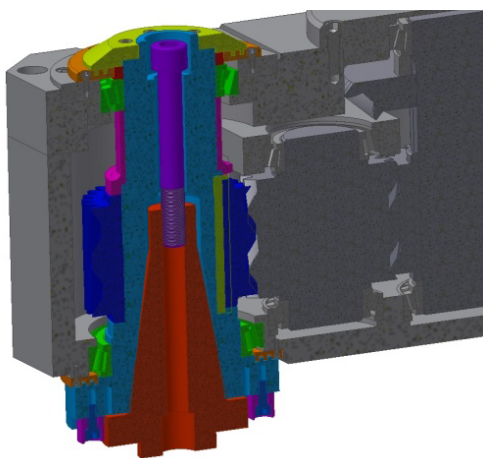
5.4 Upínání a vyrážení nástroje

Pro upínání a vyrážení nástroje jsou rozděleny principy podle typu a stupně mechanizace na ruční, automatické, pneumatické, hydraulické, elektrické.

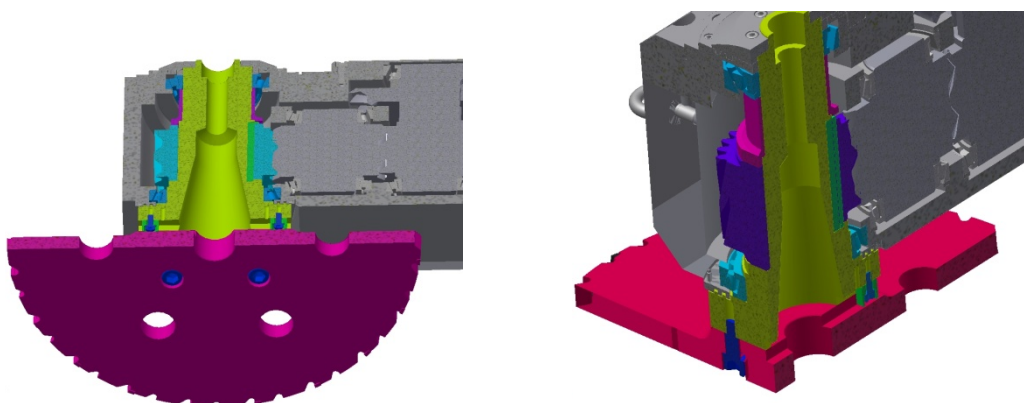
S ohledem na zadání (předpokládaný užívaný typ stroje) i snahu o minimalizaci nákladů, je voleno ruční upínání. Toto upínání bude proto realizováno za pomoci mechanického (šroub, páka) či magneto-mechanického (magnet, přísuv) přístupu.

Dle požadavku zadavatele je upínací přípravek primárně navrhován pro kužel ISO 60.

Pro tento systém je upevnění a zajištění kužele realizováno za užití upevňovacího šroubu a vtahování kužele do kuželového otvoru. Velmi jednoduchý a konstrukčně nenáročný systém.



Obr. 30 Zvolený princip upínání pro kužel ISO 60



Obr. 31 Způsob upínání pro frézovacího kotouč

Alternativní variantou, jež může být v rámci variability užita, je modifikace pro upnutí kužele ISO 50. Této variability může být dosaženo přímou výměnou vřetene či změnou upínací vložky umístěné ve vřetenu.

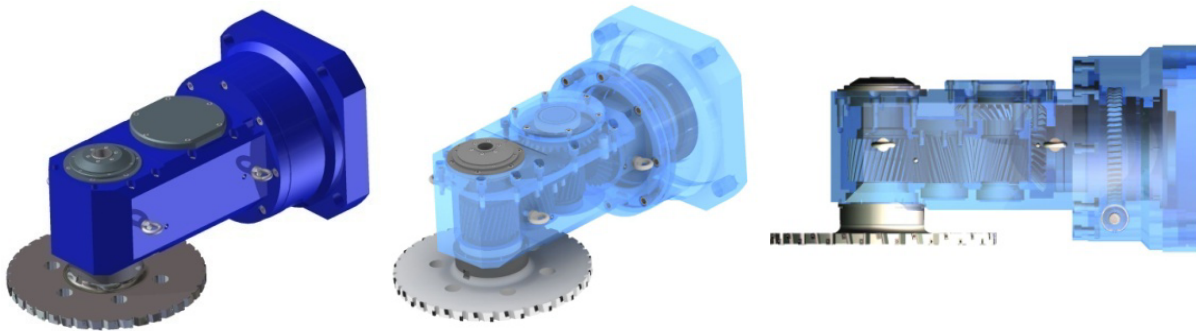
Při tomto provedení může být upínací síla vyvozována svazkem proti sobě umístěných talířových pružin. Ovládání těchto pružin by bylo pro náš případ v rámci jednoduchosti a spolehlivosti voleno mechanicky. Například kombinací bajonetového pákového mechanismu.

6. MKP analýza

Pevnostní a tuhostní analýza za užití metody konečných prvků.

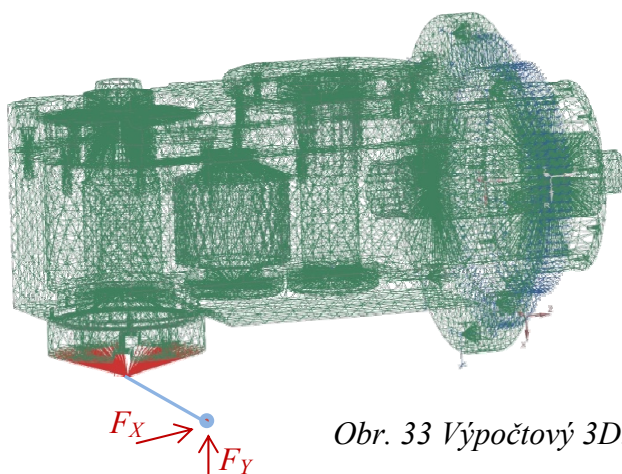
Tuhostní, pevnostní i modální analýza metodou MKP je realizována v softwaru NX 8.5. MKP výpočty jsou řešeny vloženým modulem programu Nastran.

3D model



Obr. 32 Navržený 3D model.

Konstrukční 3D model byl převeden (rozdělen) na konečný počet elementů Tetraedr CTETRA(12). Hustota sítě byla nastavena na 40 mm, dle složitosti reprodukováného tvaru, se tato hodnota mohla snížit až o 50%. Uložení hřídelů v ložiscích a ložisek v těle skříně bylo namodelováno za využití RBE2 prvků, funkcí manual coupling. Za místo vetknutí byla volena místa dosednutí ložisek. Takto vytvořený model byl poté zatížen řeznou silou působící v místě břitu definované kotoučové frézy a vlastní hmotností. V modelu je umístění břitu nahrazeno rigidovým prvkem o délce rovnající se poloměru kotouče, jenž je v ose vřetene v dané vzdálenosti připojen ke vřetení rigidovou růžicí.



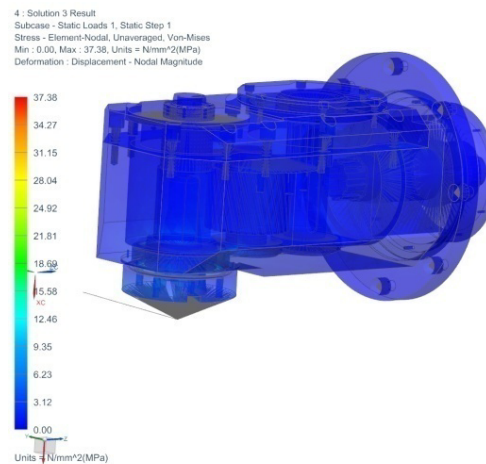
Osa	Zatížení [N]
X	15 000
Y	5 000

Tab. 15 Zatěžující síly

Obr. 33 Výpočtový 3D.model.

Výsledné hodnoty MKP analýzy

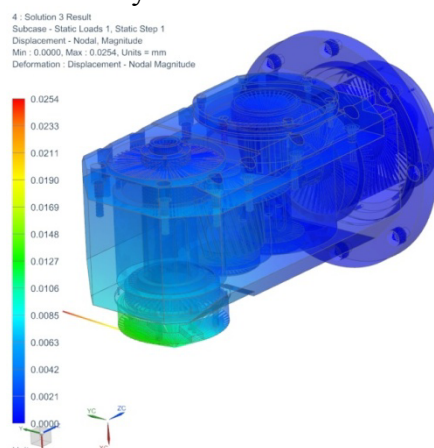
- Pevnostní analýza



Obr. 34 Grafický výstup pevnostní analýzy.

S ohledem na konstrukci a zásad užitých pro návrh, byli očekávané hodnoty výsledných napětí velmi nízké. Toto očekávání se také potvrdilo výslednou hodnotou zprůměrovaného napětí o velikosti 21MPa.

- Tuhostní analýza



Osa	Def. [mm]
X	0,097
Y	0,028
Z	0,0 19

Tab. 16 Deformace

Obr. 35 Grafický výstup tuhostní analýzy

Z vypočtené deformace a hodnot zatěžujících sil bylo možné stanovit tuhosti zařízení pro jednotlivé směry (x, y, z). Dle zkušenosti, že v případě kdy výsledná tuhost je 50 kN/mm a vyšší, je frézovací zařízení provozuschopné.

Při výpočtech se tato hodnota tuhosti pohybovala v nejméně příznivých případech okolo 125 kN/mm, proto byla tuhost shledána jako vyhovující.

Další optimalizace tedy nebyla z tuhostního hlediska nutná. Možnost snížení hmotnosti při zachování stávající tuhosti bylo s ohledem na cenu nutných konstrukčních úprav ponecháno pouze jako možnost.

Hmotnost a tuhost jsou pro frézovací zařízení při procesu obrábění úzce spjaty. V běžné praxi je úbytek hmotnosti obvykle doprovázen i snížením dané tuhosti. Dle 3D modelu je odhadovaná hmotnost mnou navrženého zařízení 760 kg. Tato hodnota vychází ze znalosti objemu součástí a hustot daných materiálů navržených pro jednotlivé konstrukční prvky. Jak již bylo uvedeno na konci předchozího oddílu, je zde optimalizace pouze možností.

Tato optimalizace je realizována snížením tloušťky bočních stěn těla frézovacího zařízení a volbou vhodně rozvrženého žebrování. S ohledem na výrobní náklady je v současné době upřednostňována pouze varianta změny tloušťky jednotlivých stěn.

6.1 Modální analýza za užití metody konečných prvků

Tento druh analýzy slouží ke stanovení vlastních frekvencí a tvarů kmitů i výpočtu bodů, okolo kterých analyzované těleso kmitá. Zásadním požadavkem pro konstrukci je, že vlastní frekvence se nesmí shodovat ani do určité míry přibližovat frekvencím budícím. V opačném případě může docházet k rezonanci buzeného tělesa. V případě výskytu rezonančního jevu by docházelo k nestabilitě procesu obrábění a možnému poškození samotného frézovacího zařízení.

Budící síla je prvotně vyvozována záběrem nástroje do obráběného materiálu, další budící síly jsou způsobovány záběrem ozubených kol a případným pohybem ložisek.

S ohledem na jednotlivé budící frekvence od těchto sil, má zásadní vliv pro návrh a kontrolu pouze buzení vlivem záběru nástroje. A na tento bude frézovací zařízení také kontrolováno.

Realizace 3D modelu

Výpočtový model je totožný s modelem pro výpočet tuhosti zařízení.

Výpočet budící frekvence při záběru nástroje

Výpočet budící frekvence je pro rotační pohyb odvozen od otáček nástroje a počtu jeho zubů. V tomto případě je nástroj osazen čtyřiceti zuby. Zátěžné stavy viz kap 3.2 (str. 13).

$$f_b = \frac{n}{60} \cdot z$$

f_b ... budící frekvence [Hz]

z ... počet zubů

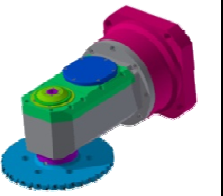
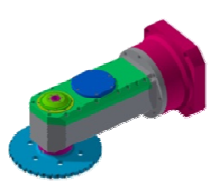

n ... otáčky [min^{-1}]

Budící stav	n [min^{-1}]	f_b [Hz]
I.	200	133
II. III.	100	66

Tab. 17 Budící stavy

6.2 Zhodnocení MKP analýzy

Hodnoty prvních vlastní frekvence pro obě varianty

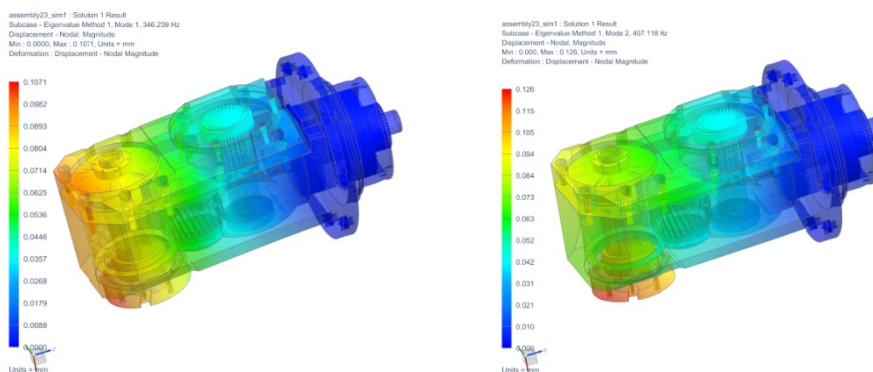
Varianta	1.		2.
Provedení			
První vlastní frekvence f_v [Hz]	343	246	226

Tab. 18 Vlastní frekvence frézovacího zařízení pro obě varianty.

Hodnoty prvních tří vlastních frekvencí varianty č. 1, jsou uvedeny v následující tabulce.

Pořadí	I.	II.	III.
Vlastní frekvence f_v [Hz]	343	407	450

Tab. 19 První tři vlastní frekvence varianty č. 1



Obr. 36 Grafický výstup pro první dvě frekvence varianty č. 1

Kontrola

$$f_b < f_v$$

Shrnutí

Z výsledných hodnot je patrné, že nebezpečí rezonance je pro daný typ buzení velmi nepravděpodobné. S ohledem na vlastní frekvence, které dosahují mnohem vyšších hodnot, než frekvence budící, považují takto navržené zařízení za vyhovující v rámci bezpečnosti vůči rezonanci. Vysoké hodnoty vlastních frekvencí vypovídají o vysoké dynamické stabilitě frézovacího zařízení. A s nejvyšší pravděpodobností bude docházet při pracovním procesu k výkyvům dle těchto prvotních vlastních tvarů. Takto teoreticky odvozené závěry je však možné ověřit až v samotné praxi, kde jsou zahrnuty veškeré ovlivňující faktory.

7. Další části zařízení

7.1 Mazání

Mazání převodových prvků a ložisek frézovacího zařízení je možné uskutečnit aplikací tuku, broděním v oleji a oběhovým olejovým mazáním (rozprachové).

S přihlédnutím na životnost, předpokládané zatížení, hmotnost a ekonomickou bilanci je mazání tukem pro toto zařízení z daných možností nejvýhodnější. Také řeší i problém s domazáváním zařízení.

Mazání frézovacího zařízení bude proto zajištěno tukem.

Dle výpočtů v programu MITCalc vydrží ložiska požadovanou dobu životnosti i bez aplikace přídatného maziva. Domazávání je tedy voleno především pro čelní ozubená a kuželová kola. Toto domazávání, může být prováděno během pravidelné generální údržby, nebo může být pro ozubená kola zajištěno pomocí uzavíratelných mazacích otvorů. K mazání frézovacího zařízení (kol i ložisek) bude volen jednotný druh maziva. Pro tento případ je možné dle doporučení volit ISOFLEX NBU 15. Toto mazivo je užíváno jako náplň pro mazání vysokootáčkových ložisek na celou dobu jejich životnosti a k mazání přesných ozubených převodů. Teplotní rozsah tohoto maziva je v rozmezí od $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $130\text{ }^{\circ}\text{C}$. [18]

7.2 Chlazení

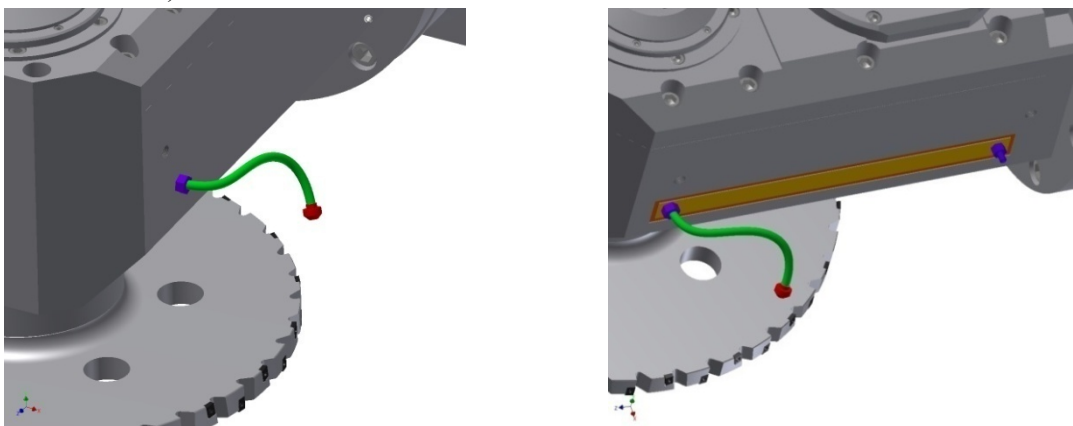
Vzhledem k nízkým provozním otáčkám a přenášenému výkonu i poměrně masivní konstrukci, není nutné uvažovat chlazení za pomoci nucené konvekce (čerpadla, ventilátory).

Chlazení frézovacího zařízení bude uvažováno pouze pasivně.

7.3 Přívod řezné kapaliny

S ohledem na konstrukci je v rámci minimalizace výrobních nákladů výhodnější užití vnějšího systému přívodu řezné i chladicí kapaliny. Tento systém může být buďto plně samostatný, nebo upnutý přímo na zařízení.

V případě přímého upnutí je tedy nutné vyřešit upínací body pro držák nástavce přívodu chladicí kapaliny. A rozhodnout, zda bude dopravní systém přivádějící médium pouze upevněn k vnější části těla frézovacího zařízení, či s ohledem na bezpečnost proti porušení zapuštěn do vnější drážky v těle zařízení. Také je zde možnost využití této drážky po zaplátování, přímo jako přívodního kanálu (závitový vstup a výstup pouze na začátku a konci frézovacího zařízení).



Obr. 37 Přívod řezné kapaliny vnitřní a vnější drážkou.

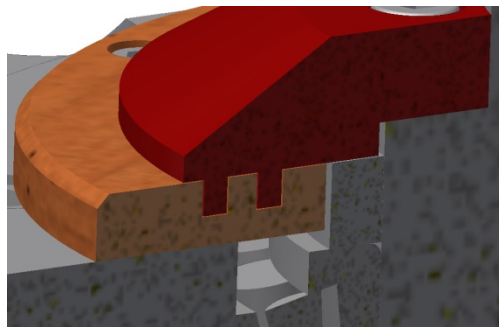
Přívod procesní kapaliny a chlazení může být řešen středem frézovacího vřetena. S ohledem na konstrukční a provozní náklady i nižší míru spolehlivosti je však takovéto řešení méně vhodné. Tento typ by přicházel v úvahu pouze, pokud by zařízení muselo pracovat s minimálním zástavovým prostorem a vysokou pohybovou flexibilitou.

7.4 Těsnění

Těsnění frézovacího zařízení může být zaručeno za pomoci gufera, těsnících kroužků či labyrintových těsnění.

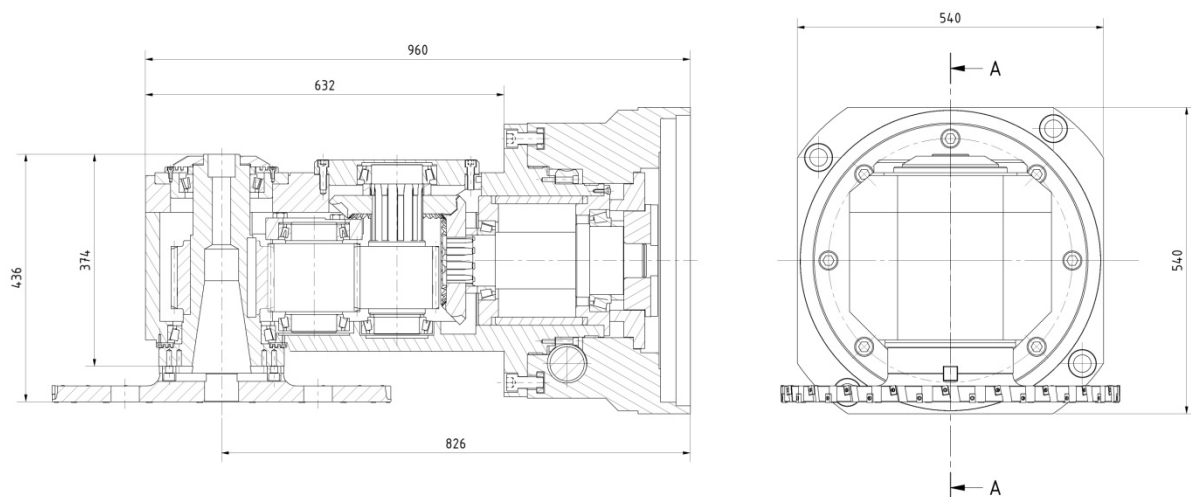
Pro frézovací zařízení byla po domluvě zvolena labyrintová štěrbinová těsnění.

Pravděpodobně nejvýhodnější možnost pro daný typ stroje. V možné kombinaci s užitím gufera se nepředpokládá žádná negativní ovlivnění zařízení vnějším prostředím.



Obr. 38 Štěrbinové těsnění vrchní části vřetena

7.5 Řez výsledným návrhem frézovacího zařízení



Obr. 39 Řez finálního návrhu frézovacího zařízení

8. Technicko-ekonomické hodnocení

8.1 Technické zhodnocení

Pevnostní analýza předpokládaného chování v obráběcím procesu předpovídá dostatečnou tuhost zařízení. Dynamickou stabilitu potvrzují výsledky modální analýzy, která prokázala, že vlastní frekvence frézovacího zařízení se v dostatečné míře liší od budících frekvencí vyvolávaných obráběcím procesem. Zaručuje též požadovaný poměr přenášeného výkonu k místu obrábění.

8.2 Ekonomické zhodnocení

Kalkulace celkové ceny zařízení je provedena metodou zahrnující vyhledání katalogových cen u jednotlivých dodavatelů. Pro součásti, kde toto nebude možné, postupujeme formou odhadu.

Celkové náklady se budou skládat z nákladů na nákup součástí a předpokládanou cenou vyráběných dílů. Výrobní cena vyráběných dílů se bude odvíjet od cen materiálů, výrobních operací a snahou zohlednit i výrobní režii. Do finálních nákladů se projeví i předpokládané náklady na samotnou montáž zařízení.

Cena vyráběných dílů vychází z cen materiálů a příslušných operací pro dosažení finálního tvaru součástí. Ceny odlitku budou vztaženy na jednotku váhy s ohledem na měrnou cenu hmotnosti odlitků. Odhadovanou cenou formy a výrobní režii.

Do nákladů bude pro ukázkou vložena také kalkulace nákladů na samotnou konstrukci frézovacího zařízení. Tyto náklady budou reprezentovány předpokládaným časem na vývoj a technologickou přípravu frézovacího zařízení vyjádřený v hodinách a vynásobený zprůměrovanou hodinovou sazbou.

Ceny materiálů:

Tělo skříně je možné řešit jako odlitek, svařenec a případně ho lze vyfrézovat i z bloku.

V rámci kusové výroby je zadavatelem volen přístup vyfrézováním z bloku.

Odhad nákladů na nakupované součásti:

Pozice	Popis	Počet kusů	Předpokládaná cena [Kč]
1	Ložisko SKF 32018	2	2 000
2	Ložisko SKF 32024	1	5 000
3	Ložisko SKF 32020	1	2 500
4	Ložisko SKF 32928	1	6 000
5	Ložisko SKF 32016	3	2 000
6	Mazivo ISOFLEX NBU 15 (400g)	1	2 500
7	Spojovací materiál		1 000
8	Těsnicí materiál		1 500
Celková odhadovaná cena nakupovaných dílů			21 500

Tab. 20 Odhad nákladů na kupované součásti

Odhad Nákladů pro vyráběné součásti:

Pozice	Popis	Počet kusů	Předpokládaná cena [Kč]
1	Skříň tělo	1	86 000
2	Skříň víko	1	17 000
3	Příruba	1	40 000
4	Ozubené kolo – hřídel 1	1	35 000
5	Ozubené kolo – hřídel 2	1	32 000
6	Ozubené kolo – hřídel 2	1	17 000
7	Ozubené kolo – hřídel 3	1	19 000
8	Ozubené kolo – hřídel 4	1	18 000
9	Ozubený věnec	1	26 000
10	Šnekové kolo	1	20 000
11	Hřídel 1	1	12 000
12	Hřídel2	1	8 000
13	Hřídel 4	1	15 000
14	Víčka – hřídel 1	1	16 000
15	Víčko – hřídel 2	1	5 000
16	Víčko – hřídel 3	1	4 000
17	Víčko – hřídel 4	1	8 000
18	Uložení – hřídel 1 (válec + 2x víčko)	1	15 000
Celková odhadovaná cena vyráběných dílů			343 000

Tab. 21 Odhad nákladů na vyráběné součásti

Náklady na konstrukci zařízení

$$N_k = t_{kt} \cdot h_{skt} = 400 \cdot 400 = 160\,000 \text{ Kč}$$

t_{kt} odhadovaný čas potřebný pro technologickou a konstrukční přípravu [hod]

h_{skt} hodinová sazba pro technologickou a konstrukční přípravu [Kč]

Náklady na montáž zařízení

$$N_m = t_{km} \cdot h_{sm} = 60 \cdot 340 = 20\,400 \text{ Kč}$$

t_{km} odhadovaný čas potřebný pro montáž [hod]

h_{skt} hodinová sazba pro montáž [Kč]

Celkové výrobní náklady

$$N_k + N_m + N_Z + N_V = 544\,900 \text{ Kč}$$

N_Z náklady na nakupované díly [Kč]

N_V náklady na vyráběné díly [Kč]

9. Závěr

Za cíl této práce byl zvolen výpočet a konstrukční návrh speciálního frézovacího zařízení pro horizontální vyvrtávací zařízení ŠKODA W200H. Za účelem obrábění velkých odlitků tlakových nádob a frézování těžko dostupných míst. Návrh probíhal dle zadání maximálního pracovního výkonu a momentů, mezních otáček vřetene a požadované možnosti naklápění v jedné ose. Zbylé parametry byly konkretizovány konzultanty a kolektivem PILSEN TOOLS s.r.o. Jednalo se o zpřesnění rozměrů zařízení, rozmezí finálního převodového poměru, dobu životnosti a další parametry, které jsou uvedeny v této práci.

Frézovací zařízení splňuje všechny požadavky zadavatele. Návrh byl vypracován s ohledem na minimální náklady a maximální spolehlivost v rámci zadaných parametrů. Tento přístup zajišťuje nejnižší možné výrobní i provozní náklady při zachování funkčnosti a vysoké míry spolehlivosti i odolnosti.

Předpokládaná hmotnost navrhovaného frézovacího zařízení je přibližně 760 kg. Dalšími úpravami by bylo nadále možno snížit či zvýšit poměr tuhosti a hmotnosti dle přání koncového zákazníka. Pro tento případ by však tento poměr měl být zcela vyhovující.

Celkovou cenu zařízení je možno stanovit pouze odhadem, neboť k mnohým komponentům a vyráběným dílům nelze získat konkrétní kalkulaci. Cena byla odhadem stanovena na 544 900 Kč. (Bez uvažování nákladů na konstrukci činí odhad 385000 Kč.)

Umožňuje realizaci požadovaných technologických operací pro daný stroj. Poskytuje solidní základnu pro další rozvoj nabídky v rámci sortimentu specializovaných obráběcích zařízení. A umožňuje tak i navýšení konkurenceschopnosti daného podniku.

10. KNIŽNÍ PUBLIKACE

- [1] KOVÁŘ, J., BLAŽEK, O.: *Konstrukce cvičení Převodovka*, Praha: SNTL, 1982
- [2] Poznámky k předmětu ZKM
- [3] HOSNEDL S., KRÁTKÝ J.: *Příručka strojního inženýra 1*, Praha: Computer Press, 1999.
- [4] HOSNEDL S., KRÁTKÝ J.: *Příručka strojního inženýra 2*, Praha: Computer Press, 1999.
- [5] HUDEC Z.: *Uložení vřeten obráběcích strojů*, Plzeň: Učební text, 2009.
- [6] HUDEC Z.: *Tuhost obráběcích strojů*, Plzeň: Učební text, 2008.
- [7] FRÖHLICH J.: *Technika uložení s valivými ložisky*, Praha: SNTL, 1978.
- [8] PŘIKRYL, Z. - MUSÍLKOVÁ, R. *Teorie obrábění*. Praha: SNTL, 1982
- [9] HUDEC Z.: *Přednášky a cvičení předmětu Konstrukce obráběcích strojů*, zkratka KKS/KOS, Plzeň: ZČU, 2010.
- [10] LEINVEBER J., Vávra P.: *Strojnické tabulky*, Úvaly: Albra, 2006.
- [11] STANĚK J., NĚMEJC J.: *Metodika zpracování a úprava diplomových prací*, Plzeň: ZČU, 2005.

Katalogy

- [12] Katalogy ložisek - SKF, INA/FAG, Timken.
- [13] OTT Jakob Spanntechnik, Modular Clamping Technology, 2012.
- [14] Mubea, Engineering for mobility, 2009.
- [15] LOC-LINE®, The original modular hose system, 2008.
- [16] Koenig Verbindungstechnik, KOENIG Expander®, 2009.
- [17] Trelleborg Sealing Solutions, Výrobní program - Těsnění pro standardní průmysl, 2007.
- [18] Klüber Lubrication, Product information, 2008.

11. PUBLIKACE NA INTERNETU

[19] HOSNEDL, S. aj. *Příručka strojního inženýra.*

<http://www.southwind.net/mjever/temp.html>. Pzeň: ZČU-KKS, 1998.

[20] HOSNEDL, S. *Podklady pro přednášky a cvičení pro KKS/ZKM*

http://home.zcu.cz/~hosnedl/b_ZKM/

<https://portal.zcu.cz>

[21] FERONA *Katalog polotovarů*

<http://www.ferona.cz>

[22] <http://www.pilsentools.cz> 1.1.2015

[23] <http://www.cz-smt.cz> 1.1.2015

[24] <http://www.skf.com> 1.2.2015

[25] <http://www.timken.com> 2.1.2015

[26] <http://www.ina.de> 1.2.2015

[27] <http://www.tss.trelleborg.com> 1.2.2015

[28] <http://www.ott-jakob.de> 1.1.2015

[29] <http://www.deublin.de> 1.1.2015

[30] <http://www.mubea-hzp.cz> 1.1.2015

[31] <http://spojovaci-material.net> 2.1.2015

[32] <http://www.loc-line.com> 1.2.2015

[33] <http://www.klueber.com> 1.1.2015

[34] <http://www.alcomex.cz> 1.1.2015

[35] <http://zbozi.arkov.cz> 1.1.2015

[36] <http://praktikloziska.cz> 1.3.2015

[37] <http://www.exvalos.cz> 1.1.2015

[38] <http://www.bos-teplice.cz> 1.1.2015

[39] <http://www.vazaky.cz> 1.1.2015

[40] <http://www.oleje.cz> 1.2.2015

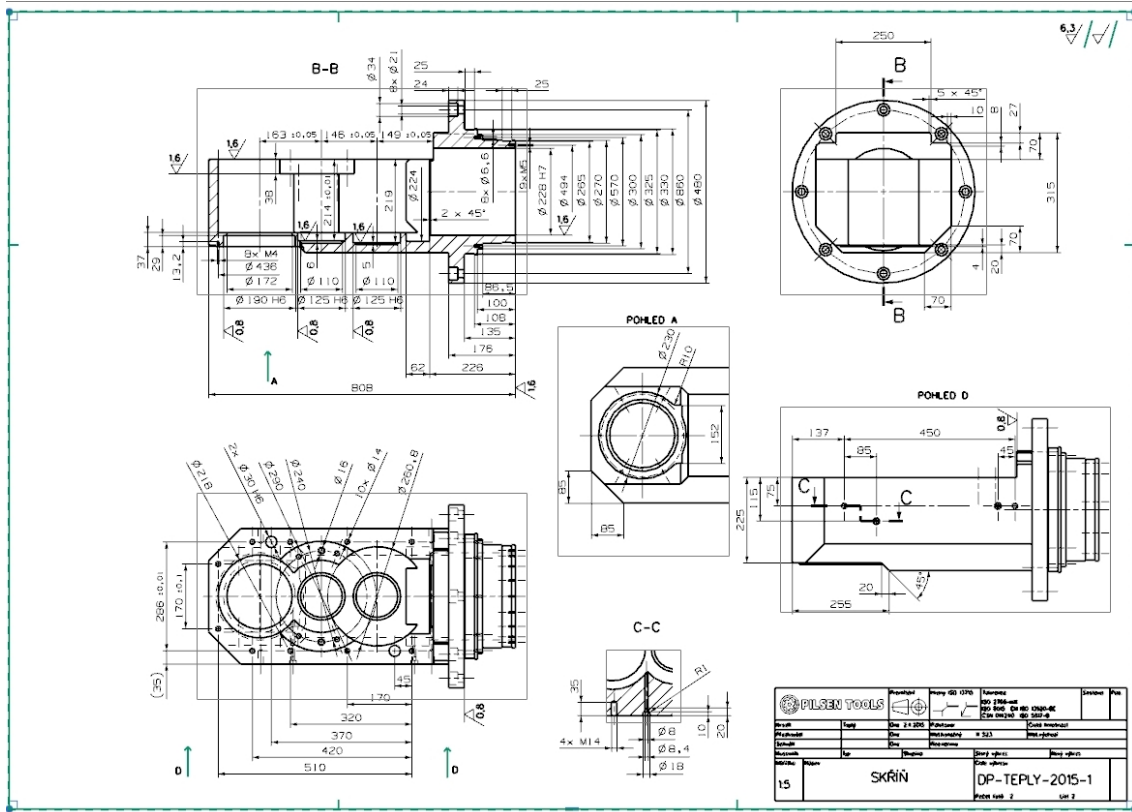
[41] <http://www.ecosond.cz> 2.1.2015

[42] <http://www.tosvarnsdorf.cz> 1.1.2015

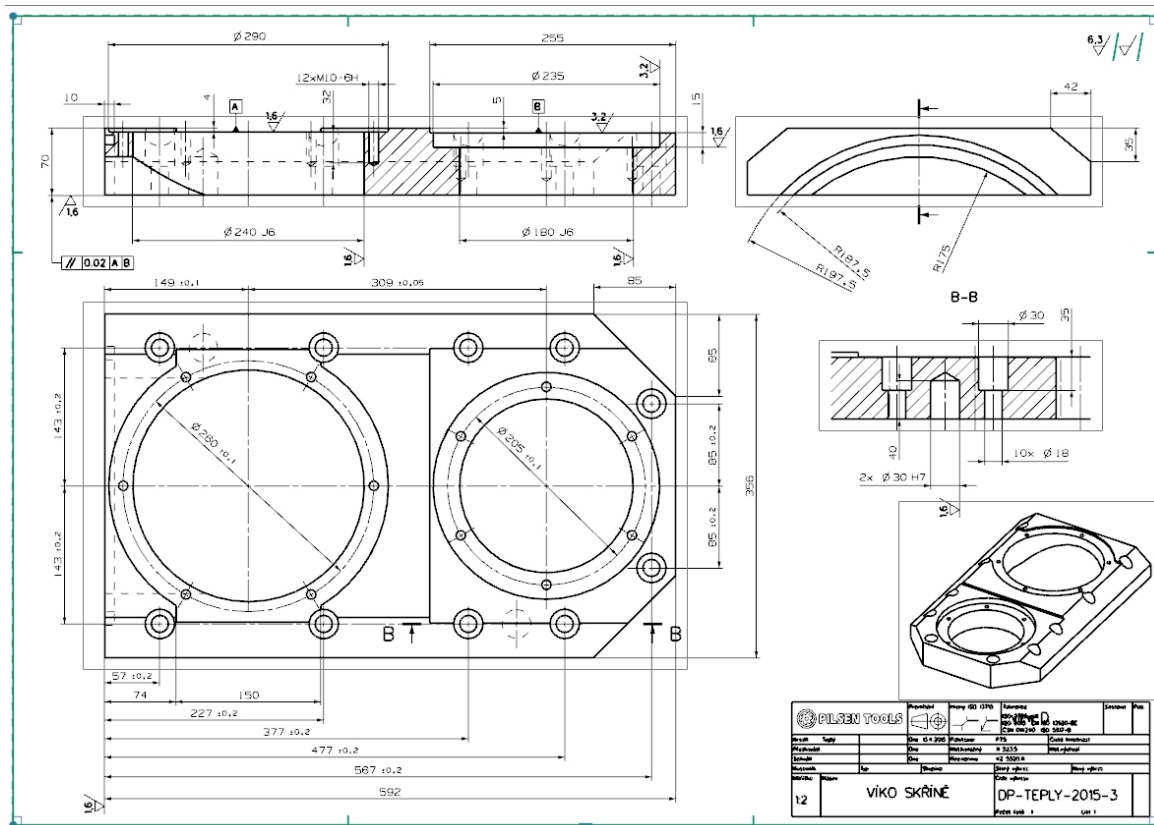
PŘÍLOHA č. 1

Výkresová dokumentace

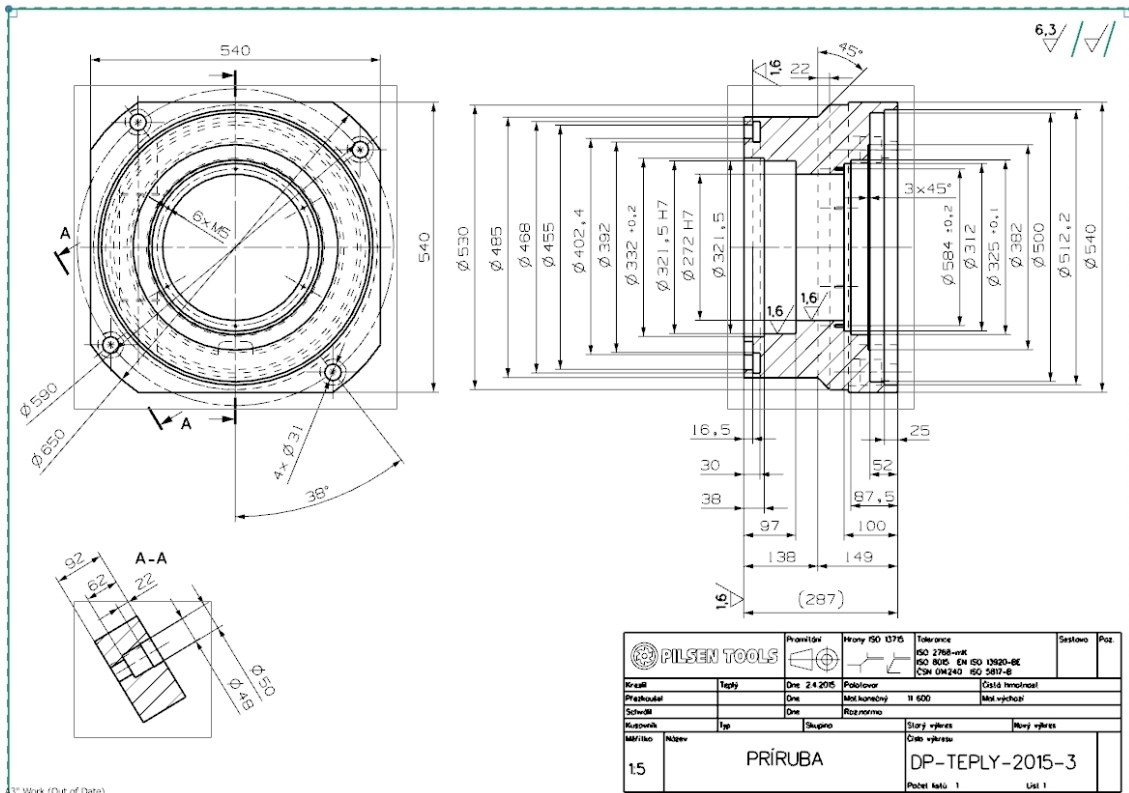
Zde je uveden výběr z rozpracované výkresové dokumentace.



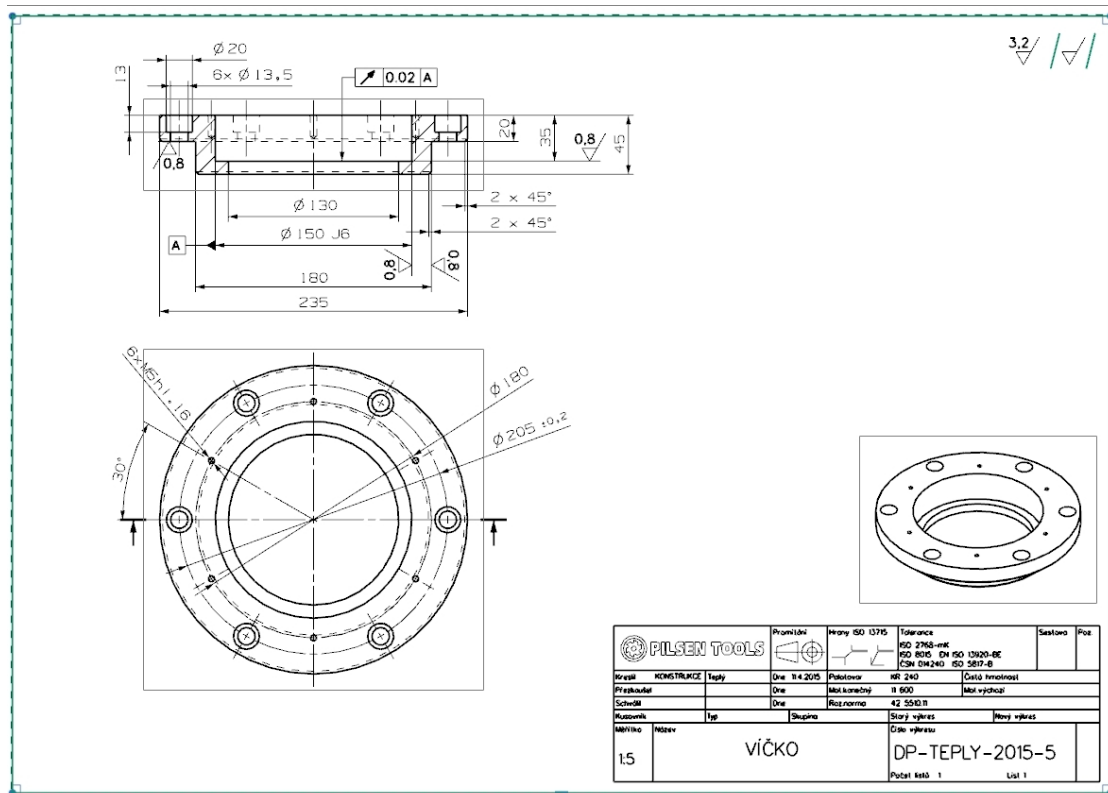
Obr. 40 Výkres těla skříně.



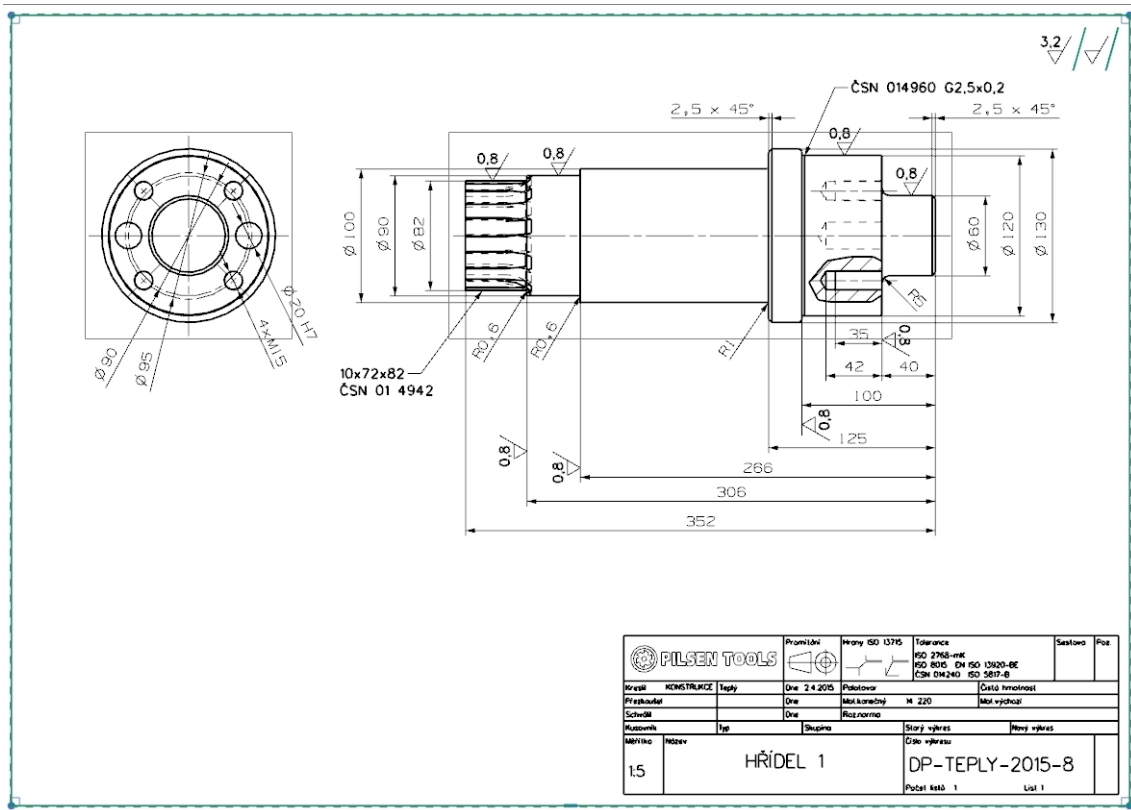
Obr. 41 Výkres vika skříně.



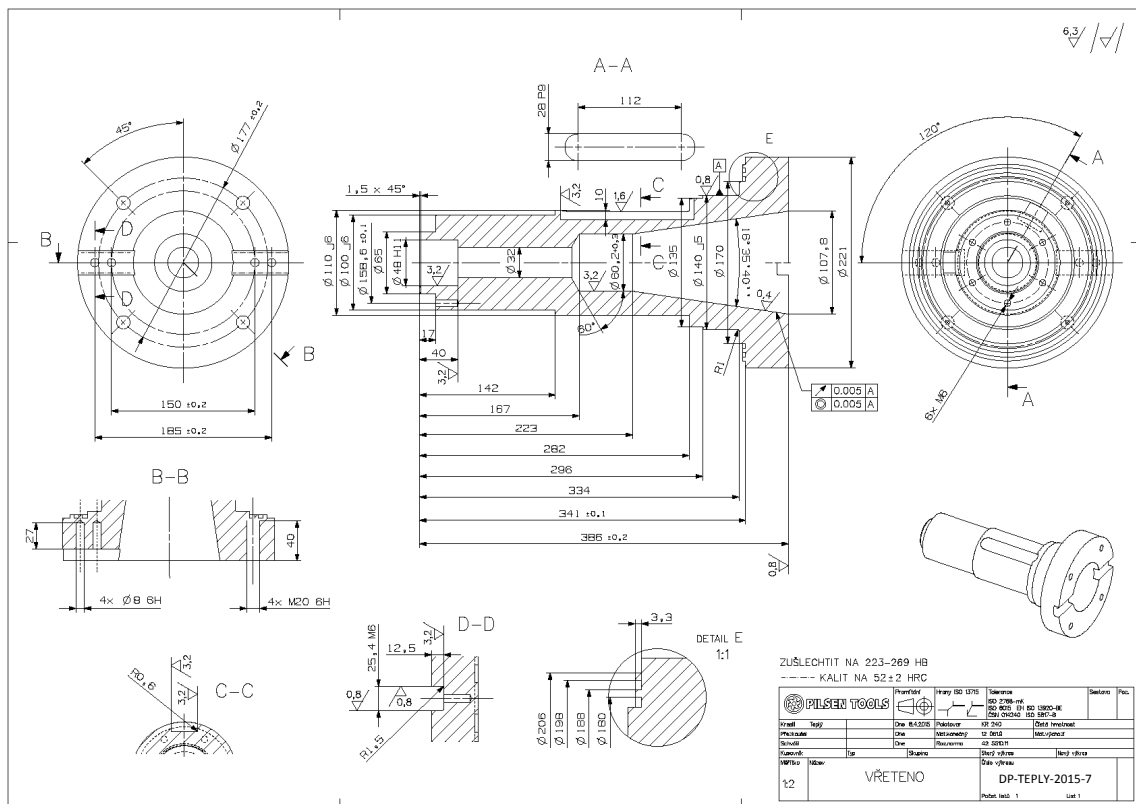
Obr. 42 Výkres příruby.



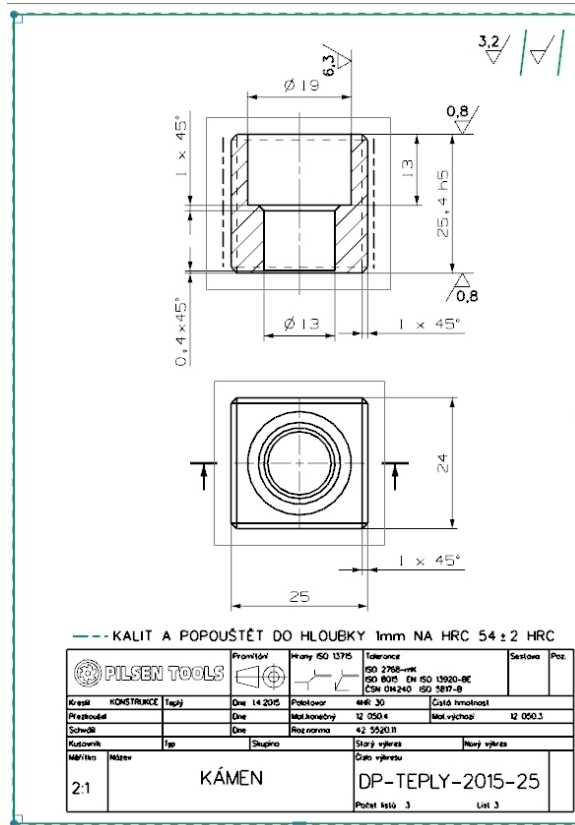
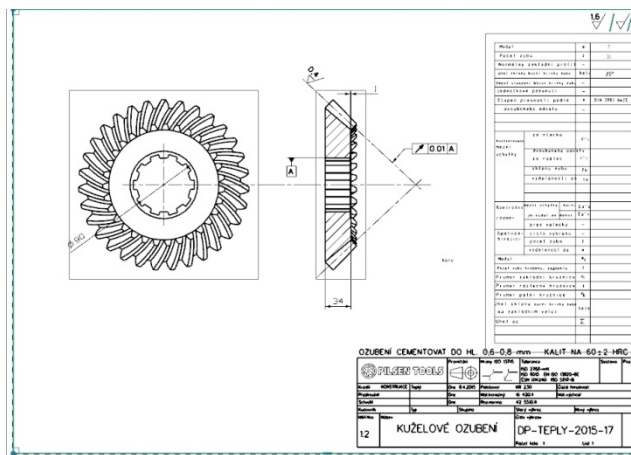
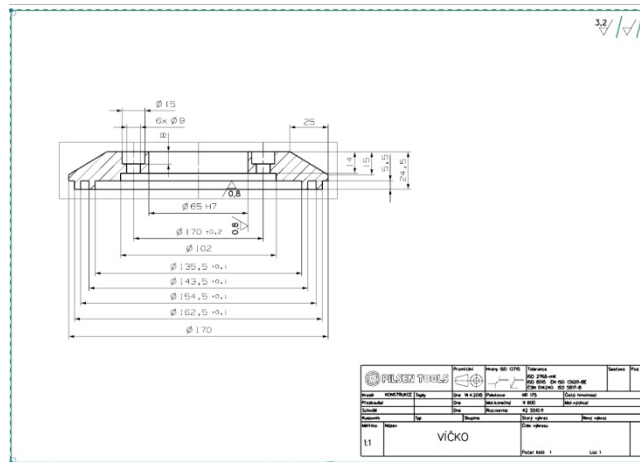
Obr. 43 Výkres víčka pro hřídel č. 4.



Obr. 46 Výkres hřídel č. 1.



Obr. 47 Výkres hřídel č. 4.



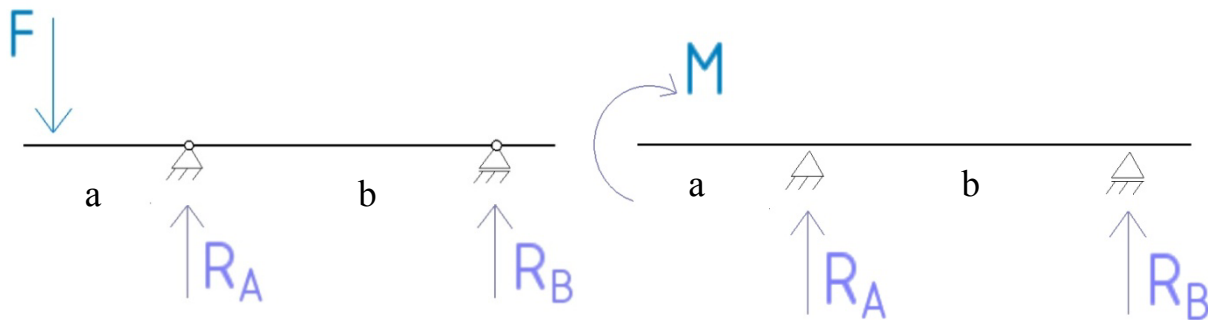
Obr. 48 Ukázka dalších výkresů z rozpracované výkresové dokumentace.

PŘÍLOHA č. 2

Předběžné výpočty pro návrh

Pevnostní výpočet:

Základní výpočet hřídelů frézovacího zařízení lze řešit jako statický nosník na dvou podporách s převislým koncem.



Obr. 49 schematické znázornění statického výpočtového modelu.

Výpočet z rovnováhy sil a momentů:

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

Při zatěžování silou:

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$F - R_A + R_B = 0$$

$$R_A = R_B + F$$

$$\sum M_{iB} = 0$$

$$R_A \cdot b - F \cdot (a+b) = 0$$

Při zatěžování momentem:

$$\sum F_{iy} = 0 \text{ [N]}$$

$$R_A + R_B = 0$$

$$R_A = R_B$$

$$R_A = R_B \Rightarrow R_A$$

$$\sum M_{iB} = 0 \text{ [Nm]}$$

$$R_A \cdot b - M = 0$$

$$M = R_B \cdot b$$

Při zatížení od posouvajících sil a momentů:

$$1. x \in \langle 0, a \rangle$$

$$T(x) = 0$$

$$M(x) = M$$

$$2. x \in \langle a, a+b \rangle$$

$$T(x) = R_{Ay}$$

$$M(x) = M - R_{Ay} \cdot (a - x)$$

3.2.1 Dimenzování plného profilu hřídele:

$$\sigma_{D0} = \frac{\sigma_{dov}}{k} \dots\dots \text{Dovolené napětí ve střídavém ohybu [MPa]}$$

k ... voleno 3

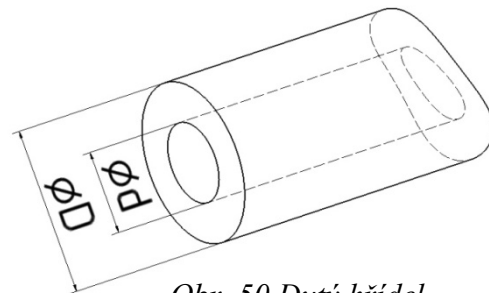
$$\text{Průměr kritický: } d_1 = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} \text{ [mm]}$$

=> ØD

3.2.2 Dimenzování dutého profilu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{J_z}{l}} \quad l = \frac{D}{2}$$

$$J_z = \frac{\pi \cdot D^4}{64} - \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \text{ [m}^4\text{]}$$



Obr. 50 Dutý hřídel

$$W_o = \frac{\frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]}{\frac{D}{2}} = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\sigma_D = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]} \text{ [MPa]}$$

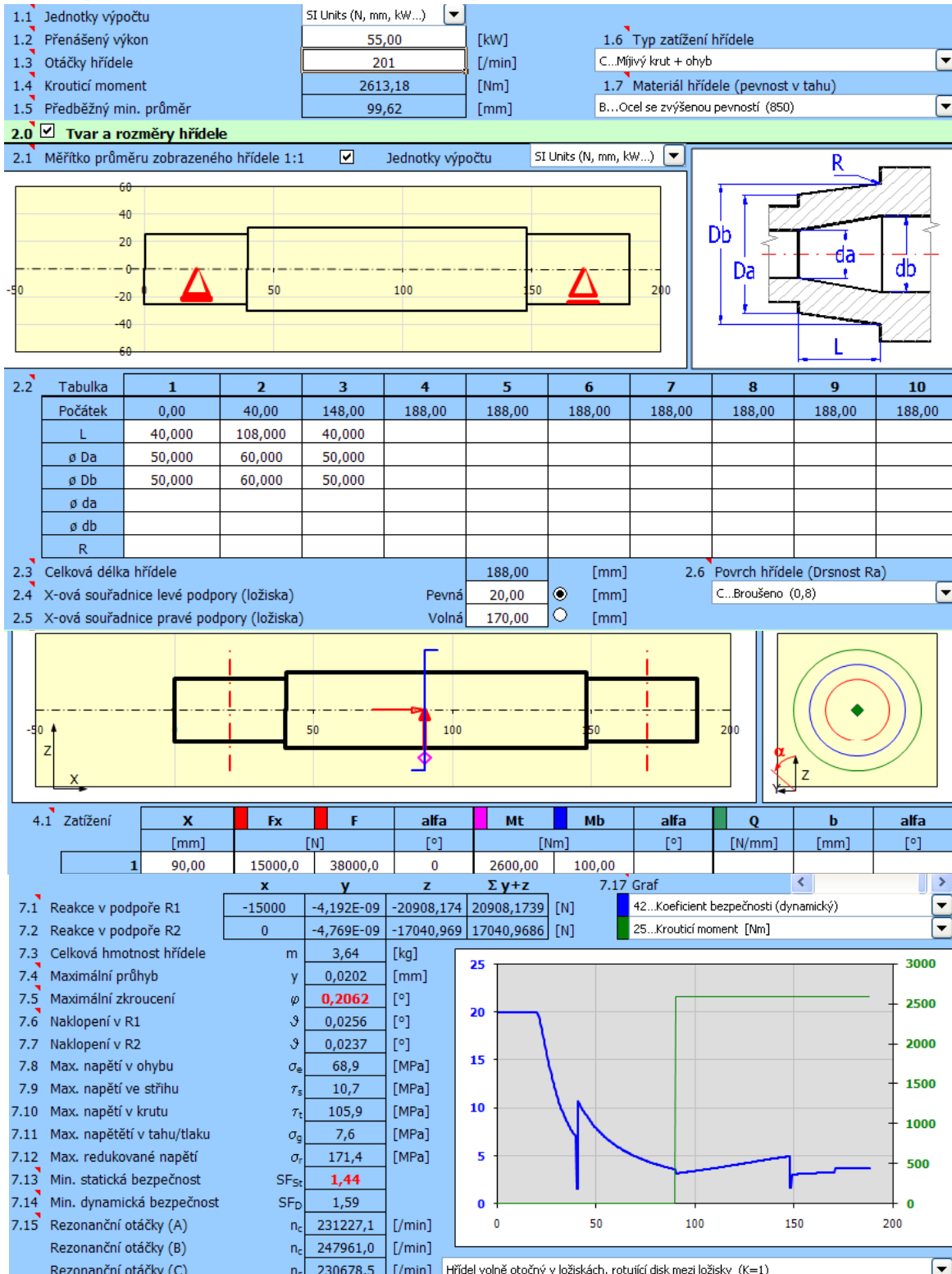
$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \cdot \sigma_D}} \text{ [mm]}$$

=> ØD

PŘÍLOHA č. 3

Návrh soukolí v programu KISSsoft a MITCalc

Kontrola původní varianty hřídele mezikola v programu MITCalc.



Obr. 51 Kontrola původního hřídele mezikola

Tento pastorek je namáhán dvojitým záběrem, který klade vyšší nároky na konstrukci. Kontrola byla provedena pro materiál 15 241.6. Koeficienty statické i dynamické bezpečnosti jsou v mezích, kdy již nezaručují pro daný typ aplikace dostatečnou míru bezpečnosti.

Kontrola navrženého hřídele č. 1 v programu MITCalc.

1.1 Jednotky výpočtu
1.2 Přenášený výkon
1.3 Otáčky hřídele
1.4 Krouticí moment
1.5 Předběžný min. průměr

SI Units (N, mm, kW...)

75,00	[kW]
200	[/min]
3581,25	[Nm]
123,52	[mm]

1.6 Typ zatížení hřídele
C...Míjivý krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)
A...Běžná konstrukční ocel (500)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	40,00	100,00	125,00	275,00	315,00	365,00	365,00	365,00	365,00
L	40,000	60,000	25,000	150,000	40,000	50,000				
ø Da	60,000	120,000	130,000	100,000	90,000	80,000				
ø Db	60,000	120,000	130,000	100,000	90,000	80,000				
R	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000				

2.3 Celková délka hřídele 365,00 [mm]
2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Volná 70,00 [mm]
2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Pevná 295,00 [mm]

5.1 Dodatečné rotující hmoty (výpočet kritických otáček)
5.2 Použít zatížení od hmotnosti kotoučů ve výpočtu? Ano

5.3

	X	D	d	b	Ro	m
	[mm]				[kg/m ³]	[kg]
M1	0,00	200,00	60,00	40,00	7800,0	8,92
M2	320,00	200,00	80,00	30,00	7800,0	6,18
M3	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M4	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M5	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra)
C...Broušeno (0,8)

4.1 Zatížení

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]	[N]	[°]	[Nm]	[Nm]	[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	45,00	14000,0			2600,00					
2	350,00	-14000,0	14000,0	90	-2600,00					
3	0,00							1,00	365,00	

7.1 Reakce v podpoře R1
7.2 Reakce v podpoře R2

	x	y	z	Σ y+z
7.1	0	3422,22222	31,716334	3422,36919 [N]
7.2	0	-17422,222	-33,196237	17422,2538 [N]

7.3 Celková hmotnost hřídele m 22,07 [kg]
7.4 Maximální průhyb y 0,0064 [mm]
7.5 Maximální zkroucení φ 0,0646 [°]
7.6 Naklopení v R1 φ 0,0015 [°]
7.7 Naklopení v R2 φ 0,0036 [°]
7.8 Max. napětí v ohybu σ_e 10,8 [MPa]
7.9 Max. napětí ve stříhu τ_s 2,9 [MPa]
7.10 Max. napětí v krutu τ_t 28,7 [MPa]
7.11 Max. napětí v tahu/tlaku σ_g -2,9 [MPa]
7.12 Max. redukované napětí σ_r 48,5 [MPa]
7.13 Min. statická bezpečnost SF_{st} 4,36
7.14 Min. dynamická bezpečnost SF_D 3,19
7.15 Rezonanční otáčky (A) n_c 310604,0 [/min]
Rezonanční otáčky (B) n_c 330976,5 [/min]
Rezonanční otáčky (C) n_c 224379,3 [/min]

7.17 Graf

41...Koeficient bezpečnosti (statický)
42...Koeficient bezpečnosti (dynamický)

Hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk mezi ložisky (K=1)

Obr. 52 Kontrola hřídele č. 1 v programu MITCalc

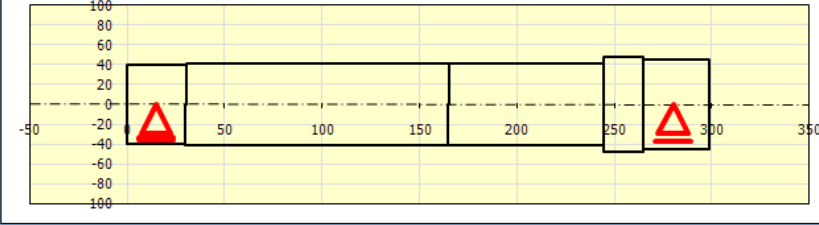
Kontrola hřídele č. 2 v programu MITCalc.

1.2 Přenášený výkon: 75,00 [kW]
 1.3 Otáčky hřídele: 186 [/min]
 1.4 Krouticí moment: 3850,81 [Nm]
 1.5 Předběžný min. průměr: 113,21 [mm]

1.6 Typ zatížení hřídele: C...Mírný krut + ohyb
 1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu): B...Ocel se zvýšenou pevností (850)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřitko průměru zobrazeného hřídele 1:1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

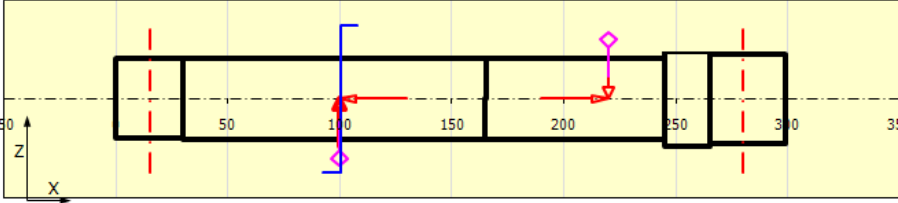
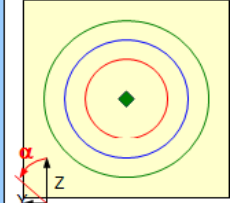


2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	30,00	165,00	245,00	265,00	299,00	299,00	299,00	299,00	299,00
L	30,000	135,000	80,000	20,000	34,000					
ø Da	80,000	82,000	82,000	95,000	90,000					
ø Db	80,000	82,000	82,000	95,000	90,000					
R	1,000	1,000	1,000	1,000						

2.3 Celková délka hřídele: 299,00 [mm]
 2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska): Pevná 15,00 [mm]
 2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska): Volná 280,00 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra): C...Broušeno (0,8)

4.1 Zatížení

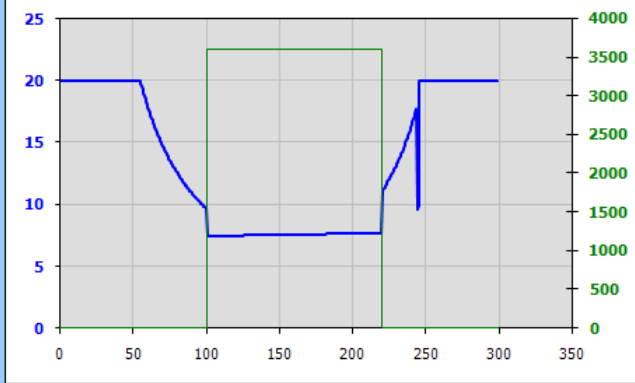
	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]	[N]	[°]	[Nm]	[Nm]	[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	100,00	-8000,0	16000,0	0	3600,00	100,00				
2	220,00	10000,0	-18000,0	180	-3600,00					

5.1 Dodatečné rotující hmoty (výpočet kritických otáček)
 5.2 Použít zatížení od hmotnosti kotoučů ve výpočtu? Ano
 5.3

	X	D	d	b	Ro	m
		[mm]	[mm]	[mm]	[kg/m^3]	[kg]
M1	40,00	148,00	82,00	100,00	7800,0	9,30
M2	200,00	215,00	82,00	45,00	7800,0	10,89
M3	0,00	0,00	0,00	0,00	486,9	0,00
M4	0,00	0,00	0,00	0,00	486,9	0,00
M5	0,00	0,00	0,00	0,00	486,9	0,00

7.1 Reakce v podpoře R1: -2000, 2,3008E-06, -15086,62, 15086,6199 [N]
 7.2 Reakce v podpoře R2: 0, 8,172E-06, -18543,138, 18543,1382 [N]
 7.3 Celková hmotnost hřídele: m 12,93 [kg]
 7.4 Maximální průhyb: y 0,0197 [mm]
 7.5 Maximální zkroucení: ø 0,0695 [°]
 7.6 Naklopení v R1: ø 0,0136 [°]
 7.7 Naklopení v R2: ø 0,0136 [°]
 7.8 Max. napětí v ohybu: σ_e 23,8 [MPa]
 7.9 Max. napětí ve stříhu: τ_s 3,5 [MPa]
 7.10 Max. napětí v krutu: τ_t 33,3 [MPa]
 7.11 Max. napětí v tahu/tlaku: σ_g 1,9 [MPa]
 7.12 Max. redukované napětí: σ_r 54,6 [MPa]
 7.13 Min. statická bezpečnost: SF_{St} 4,66
 7.14 Min. dynamická bezpečnost: SF_D 7,42
 7.15 Rezonanční otáčky (A): n_c 73353,6 [/min]
 Rezonanční otáčky (B): n_c 74074,0 [/min]
 Rezonanční otáčky (C): n_c 66732,9 [/min]

7.17 Graf



42...Koeficient bezpečnosti (dynamický)
 25...Krouticí moment [Nm]

Hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk mezi ložisky (K=1)

Obr. 53 Kontrola hřídele č. 2 v programu MITCalc

Kontrola hřídele č. 3 v programu MITCalc.

1.2 Přenášený výkon 75,00 [kW] 1.6 Typ zatížení hřídele C...Mjivý krut + ohyb

1.3 Otáčky hřídele 167 [/min]

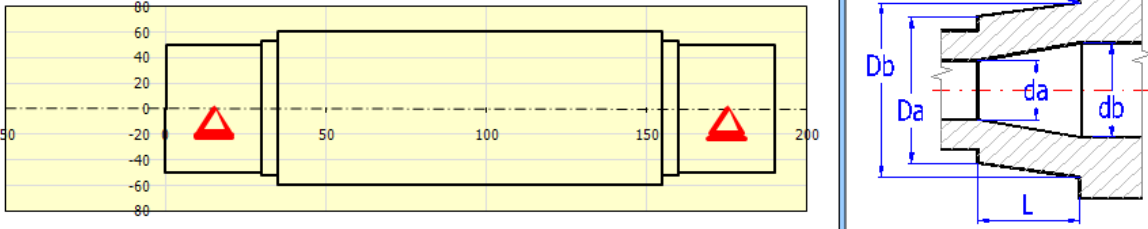
1.4 Krouticí moment 4288,92 [Nm]

1.5 Předběžný min. průměr 117,31 [mm]

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu) B...Ocel se zvýšenou pevností (850)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)



2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	30,00	35,00	155,00	160,00	190,00	190,00	190,00	190,00	190,00
L	30,000	5,000	120,000	5,000	30,000					
ø Da	100,000	105,000	120,000	105,000	100,000					
ø Db	100,000	105,000	120,000	105,000	100,000					
R	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000					

2.3 Celková délka hřídele 190,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Pevná 15,00 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Volná 175,00 [mm]

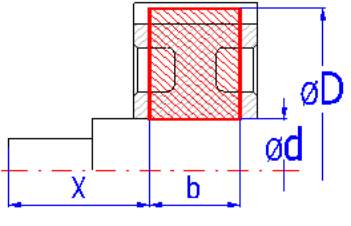
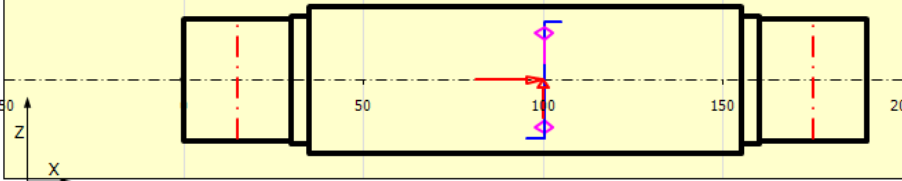
2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) C...Broušeno (0,8)

5.1 Dodatečné rotující hmoty (výpočet kritických otáček)

5.2 Použít zatížení od hmotnosti kotoučů ve výpočtu? Ano

5.3

	X	D	d	b	Ro	m
	[mm]				[kg/m ³]	[kg]
M1	45,00	150,00	120,00	110,00	7800,0	5,46
M2	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M3	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M4	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M5	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00

4.1 Zatížení

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]	[N]	[°]	[Nm]	[Nm]	[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	100,00	10000,0		0	3600,00	100,00				
2	100,00		38000,0	180	-3600,00					

7.1 Reakce v podpoře R1 -10000 x -1,052E-05 y 17286,3096 z 17286,3096 [N]

7.2 Reakce v podpoře R2 0 x -1,192E-05 y 20914,8977 z 20914,8977 [N]

7.3 Celková hmotnost hřídele m 15,05 [kg]

7.4 Maximální průhyb y 0,0015 [mm]

7.5 Maximální zkroucení φ 0,0000 [°]

7.6 Naklonění v R1 φ 0,0017 [°]

7.7 Naklonění v R2 φ 0,0018 [°]

7.8 Max. napětí v ohybu σ_e 9,2 [MPa]

7.9 Max. napětí ve stříhu τ_s 2,7 [MPa]

7.10 Max. napětí v krutu τ_t 0,0 [MPa]

7.11 Max. napětí v tahu/tlaku σ_g 1,3 [MPa]

7.12 Max. redukované napětí σ_r 9,8 [MPa]

7.13 Min. statická bezpečnost SF_{St} 21,35

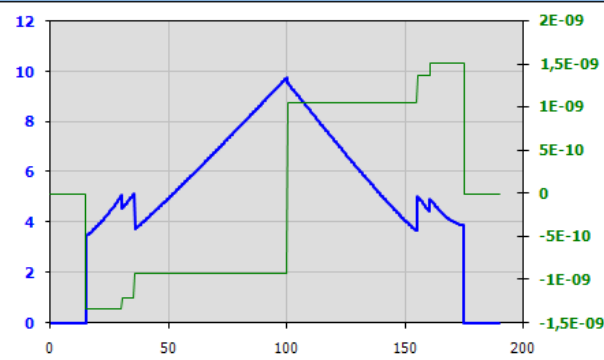
7.14 Min. dynamická bezpečnost SF_D 17,20

7.15 Rezonanční otáčky (A) n_c 419857,2 [/min]

Rezonanční otáčky (B) n_c 451539,4 [/min]

Rezonanční otáčky (C) n_c 418936,0 [/min]

7.17 Graf



Hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk mezi ložisky (K=1)

Obr. 54 Kontrola hřídele č. 3 v programu MITCalc

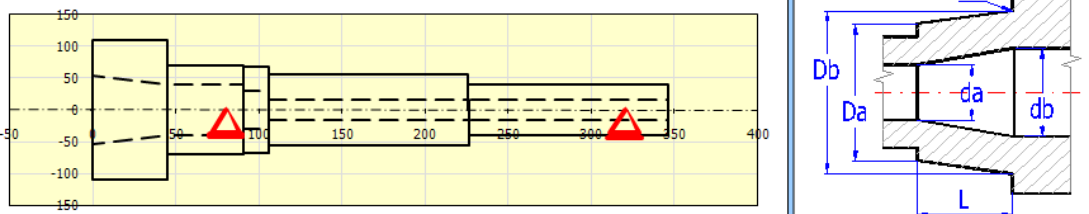
Kontrola vřetene- hřídele č.4 v programu MITCalc

1.2 Přenášený výkon 75,00 [kW]
 1.3 Otáčky hřídele 152 [/min]
 1.4 Krouticí moment 4712,17 [Nm]
 1.5 Předběžný min. průměr 121,01 [mm]

1.6 Typ zatížení hřídele C...Míjivý krut + ohyb
 1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu) B...Ocel se zvýšenou pevností (850)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)



2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	45,00	91,00	106,00	226,00	346,00	346,00	346,00	346,00	346,00
L	45,000	46,000	15,000	120,000	120,000					
ø Da	220,000	140,000	135,000	110,000	80,000					
ø Db	220,000	140,000	135,000	110,000	80,000					
ø da	107,000	80,000	60,000	32,000	32,000					
ø db	80,000	80,000	60,000	32,000	32,000					
R	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000					

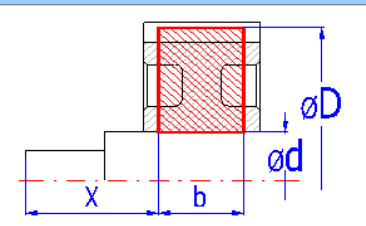
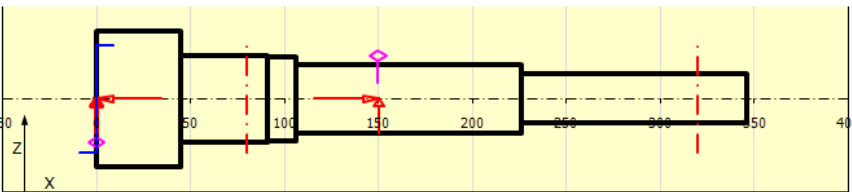
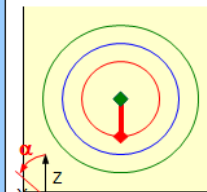
2.3 Celková délka hřídele 346,00 [mm]
 2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Pevná 80,00 [mm]
 2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Volná 320,00 [mm]

5.1 Dodatečné rotující hmoty (výpočet kritických otáček)
 5.2 Použít zatížení od hmotnosti kotoučů ve výpočtu? Ano

5.3

	X	D	d	b	Ro	m
	[mm]				[kg/m ³]	[kg]
M1	0,00	600,00	222,00	25,00	7800,0	47,59
M2	150,00	170,00	140,00	120,00	7800,0	6,84
M3	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M4	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M5	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) C...Broušeno (0,8)

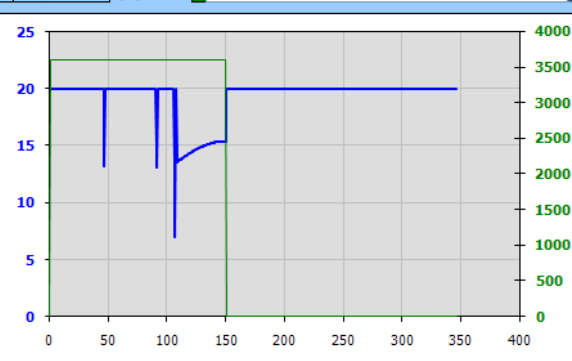
4.1 Zatížení

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]	[N]	[°]	[Nm]	[Nm]	[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	0,00	-5000,0	15000,0	0	3600,00	100,00				
2	150,00	10000,0	20000,0		-3600,00					

7.1 Reakce v podpoře R1 -5000 -1,376E-07 -34105,984 34105,984 [N]
 7.2 Reakce v podpoře R2 0 -5,957E-09 -370,97498 370,974976 [N]

7.3 Celková hmotnost hřídele m 28,45 [kg]
 7.4 Maximální průhyb y 0,0018 [mm]
 7.5 Maximální zkroucení ø 0,0131 [°]
 7.6 Naklonění v R1 ø 0,0008 [°]
 7.7 Naklonění v R2 ø 0,0001 [°]
 7.8 Max. napětí v ohybu øe 6,5 [MPa]
 7.9 Max. napětí ve stříhu øs 2,9 [MPa]
 10 Max. napětí v krutu øt 15,1 [MPa]
 11 Max. napětí v tahu/tlaku øg 1,5 [MPa]
 12 Max. redukované napětí ør 27,7 [MPa]
 13 Min. statická bezpečnost SFSt 6,42
 14 Min. dynamická bezpečnost SFd 6,97

15 Rezonanční otáčky (A) nc 1355022,1 [/min]
 Rezonanční otáčky (B) nc 334010,1 [/min]
 Rezonanční otáčky (C) nc 266106,1 [/min]



Hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk mezi ložisky (K=1)

Obr. 55 Kontrola hřídele č. 4 v programu MITCalc

Kontrola ložisek vstupního hřídele – hřídel č. 1.

1.7 Zatížení ložiska				1.15 Přidavné dynamické síly				
1.8 Otáčky	n	200,0	[/min]	1.16 <input type="radio"/> Žádné				
1.9 Radiální zatížení	Fr	20000,0	[N]	1.17 <input checked="" type="radio"/> Od ozubených převodů				
1.10 Axialní zatížení	Fa	10000,0	[N]	1.18 Přesná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče do 0.02 mm)				
1.11 Součinitel přidavných dynamických sil		1,177		1.19 Součinitel	fk	1,05 - 1,1	1,07	<input checked="" type="checkbox"/>
				1.20 Brusky, vrtáčky, frézy, pily, dřevobráběcí stroje				
1.12 Požadované parametry ložiska				1.21 Součinitel	fd	1,1 - 1,3	1,10	<input type="checkbox"/>
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]	1.22 <input type="radio"/> Od řemenových převodů				
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00		1.23 Ozubené řemeny				
				1.24 Součinitel	fb	1,1 - 1,3	1,20	<input type="checkbox"/>

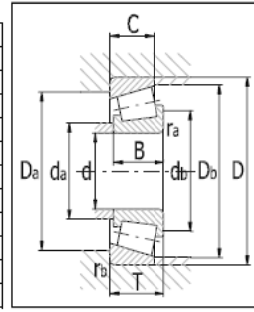
2.0 Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko
170	90,0	140,0	32,0	168000	270000	3200	4300	32018 X/Q

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	168000	[N]	d	90
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	25894	[N]	D	140
2.5 Základní trvanlivost	L10h	42448	[h]	T	32
2.6 Základní statická únosnost	C0	270000	[N]	C	24
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	23540	[N]	B	32
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	11,47		ramax	2
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]	rbmax	1,5
1.10 Dovolené axialní zatížení	Famax	-	[N]	Damax	132
1.11 Referenční otáčky	nr	3200	[/min]	Damin	125
1.12 Mezní otáčky	nmax	4300	[/min]	damax	100
1.13 Ztrátový výkon	NR	43,93	[W]	dbmin	98
1.14 Váha ložiska	g	1,75	[kg]	Dbmin	134



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva				3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti				
3.2 Vztahová viskozita	v1	44,4	[mm^2/s]	3.8 Mezní únavové zatížení	Pu	31000	[N]	
3.3 Provozní viskozita	v	20,1	[mm^2/s]	3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %		
3.4 Viskozní poměr	κ	0,45		3.10 Znečištění maziva	Typické znečištění			
				3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30	<input checked="" type="checkbox"/>
3.5 Požadované minimální zatížení				3.12 Součinitel trvanlivosti	a1/a23	1	0,31	
3.6 Minimální radiální zatížení	Fmin	3360	[N]	3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh	13159	[h]	

1.7 Zatížení ložiska				1.15 Přidavné dynamické síly				
1.8 Otáčky	n	200,0	[/min]	1.16 <input type="radio"/> Žádné				
1.9 Radiální zatížení	Fr	20000,0	[N]	1.17 <input checked="" type="radio"/> Od ozubených převodů				
1.10 Axialní zatížení	Fa	10000,0	[N]	1.18 Přesná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče do 0.02 mm)				
1.11 Součinitel přidavných dynamických sil		1,284		1.19 Součinitel	fk	1,05 - 1,1	1,07	<input checked="" type="checkbox"/>
				1.20 Brusky, vrtáčky, frézy, pily, dřevobráběcí stroje				
1.12 Požadované parametry ložiska				1.21 Součinitel	fd	1,1 - 1,3	1,20	<input checked="" type="checkbox"/>
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]	1.22 <input type="radio"/> Od řemenových převodů				
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00		1.23 Ozubené řemeny				
				1.24 Součinitel	fb	1,1 - 1,3	1,20	<input type="checkbox"/>

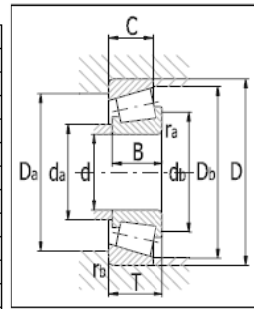
2.0 Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko
219	120,0	180,0	48,0	292000	540000	2600	3400	33024

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	292000	[N]	d	120
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	35952	[N]	D	180
2.5 Základní trvanlivost	L10h	89747	[h]	T	48
2.6 Základní statická únosnost	C0	540000	[N]	C	38
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	26964	[N]	B	48
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	20,03		ramax	2,5
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]	rbmax	2
1.10 Dovolené axialní zatížení	Famax	-	[N]	Damax	170
1.11 Referenční otáčky	nr	2600	[/min]	Damin	160
1.12 Mezní otáčky	nmax	3400	[/min]	damax	132
1.13 Ztrátový výkon	NR	81,32	[W]	dbmin	131
1.14 Váha ložiska	g	4,2	[kg]	Dbmin	171



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva				3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti				
3.2 Vztahová viskozita	v1	38,7	[mm^2/s]	3.8 Mezní únavové zatížení	Pu	56000	[N]	
3.3 Provozní viskozita	v	20,1	[mm^2/s]	3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %		
3.4 Viskozní poměr	κ	0,52		3.10 Znečištění maziva	Typické znečištění			
				3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30	<input checked="" type="checkbox"/>
3.5 Požadované minimální zatížení				3.12 Součinitel trvanlivosti	a1/a23	1	0,46	
3.6 Minimální radiální zatížení	Fmin	5840	[N]	3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh	41284	[h]	

Obr. 56 Kontrola ložisek hřídele č. 1 v programu MITCalc

Kontrola ložisek– hřídel č. 2.

1.7 Zatížení ložiska				1.15 Přidavné dynamické sily			
1.8 Otáčky	n	186,0	[/min]	1.16 <input type="radio"/> Žádné			
1.9 Radiální zatížení	Fr	18000,0	[N]	1.17 <input checked="" type="radio"/> Od ozubených převodů			
1.10 Axiální zatížení	Fa	8000,0	[N]	1.18 Přesná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče do 0,02 mm)	▼		
1.11 Součinitel přidavných dynamických sil		1,177		1.19 Součinitel	fk	1,05 - 1,1	1,07 <input checked="" type="checkbox"/>
1.12 Požadované parametry ložiska				1.20	Brusky, vrtačky, frézy, pily, dřevobráběcí stroje ▼		
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]	1.21 Součinitel	fd	1,1 - 1,3	1,10 <input type="checkbox"/>
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00		1.22 <input type="radio"/> Od řemenových převodů			
				1.23	Ozubené řemeny ▼		
				1.24	Součinitel fb		
					1,1 - 1,3	1,20	<input type="checkbox"/>

2.0 **Volba rozměrů ložiska**

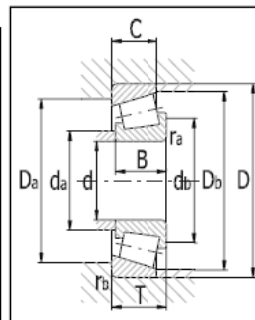
2.1 **Rozměry ložiska**

ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko
148	80,0	125,0	29,0	138000	216000	3600	5000	32016 X/Q

2.2 **Parametry ložiska**

2.3 Základní dynamická únosnost	C	138000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	21656,8	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	42982	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	216000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	21186	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	10,2	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]
1.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
1.11 Referenční otáčky	nr	3600	[/min]
1.12 Mezní otáčky	nmax	5000	[/min]
1.13 Ztrátový výkon	NR	30,37	[W]
1.14 Váha ložiska	g	1,3	[kg]

d	80
D	125
T	29
C	22
B	29
ramax	1,5
rbmax	1,5
Damax	117
Damin	112
damax	90
dbmin	87
Dbmin	120



3.0 **Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska**

3.1 Kinematická viskozita maziva			
3.2 Vztažná viskozita	v1	50	[mm ² /s]
3.3 Provozní viskozita	v	20,1	[mm ² /s]
3.4 Viskozní poměr	κ	0,4	
3.5 Požadované minimální zatížení			
3.6 Minimální radiální zatížení	Fmin	2760	[N]

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti			
3.8 Mezní únavové zatížení	Pu	24500	[N]
3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10 Znečištění maziva			
Typické znečištění ▼			
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30 <input checked="" type="checkbox"/>
3.12 Součinitel trvanlivosti	a1/a23	1	0,26
3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh	11175	[h]

1.7 Zatížení ložiska			
1.8 Otáčky	n	186,0	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	18000,0	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	8000,0	[N]
1.11 Součinitel přidavných dynamických sil		1,284	
1.12 Požadované parametry ložiska			
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	

1.15 Přidavné dynamické sily			
1.16 <input type="radio"/> Žádné			
1.17 <input checked="" type="radio"/> Od ozubených převodů			
1.18 Přesná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče do 0,02 mm)	▼		
1.19 Součinitel	fk	1,05 - 1,1	1,07 <input checked="" type="checkbox"/>
1.20	Brusky, vrtačky, frézy, pily, dřevobráběcí stroje ▼		
1.21 Součinitel	fd	1,1 - 1,3	1,20 <input checked="" type="checkbox"/>
1.22 <input type="radio"/> Od řemenových převodů			
1.23	Klínové řemeny ▼		
1.24 Součinitel	fb	1,9 - 2,5	2,20 <input checked="" type="checkbox"/>

2.0 **Volba rozměrů ložiska**

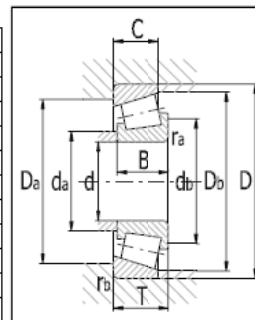
2.1 **Rozměry ložiska**

ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko
170	90,0	140,0	32,0	168000	270000	3200	4300	32018 X/Q

2.2 **Parametry ložiska**

2.3 Základní dynamická únosnost	C	168000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	23625,6	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	61957	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	270000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	23112	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	11,68	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]
1.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
1.11 Referenční otáčky	nr	3200	[/min]
1.12 Mezní otáčky	nmax	4300	[/min]
1.13 Ztrátový výkon	NR	37,27	[W]
1.14 Váha ložiska	g	1,75	[kg]

d	90
D	140
T	32
C	24
B	32
ramax	2
rbmax	1,5
Damax	132
Damin	125
damax	100
dbmin	98
Dbmin	134



3.0 **Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska**

3.1 Kinematická viskozita maziva			
3.2 Vztažná viskozita	v1	47,3	[mm ² /s]
3.3 Provozní viskozita	v	20,1	[mm ² /s]
3.4 Viskozní poměr	κ	0,42	
3.5 Požadované minimální zatížení			
3.6 Minimální radiální zatížení	Fmin	3360	[N]

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti			
3.8 Mezní únavové zatížení	Pu	31000	[N]
3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10 Znečištění maziva			
Typické znečištění ▼			
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30 <input checked="" type="checkbox"/>
3.12 Součinitel trvanlivosti	a1/a23	1	0,3
3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh	18587	[h]

Obr. 57 Kontrola ložisek hřídele č. 2 v programu MITCalc

Kontrola ložisek– hřídel č. 3.

1.7 Zatížení ložiska			1.15 Přídavné dynamické sily		
1.8 Otáčky	n	167,0 [1/min]	1.16	○ Žádné	
1.9 Radiální zatížení	Fr	18000,0 [N]	1.17	● Od ozubených převodů	
1.10 Axiální zatížení	Fa	8000,0 [N]	1.18	Přesná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče do 0,02 mm)	
1.11 Součinitel přídavných dynamických sil		1,177	1.19	Součinitel	fk 1,05 - 1,1 1,07 <input checked="" type="checkbox"/>
1.12 Požadované parametry ložiska			1.20	Brusky, vrtáčky, frézy, pily, dřevobráběcí stroje	
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	10000 [h]	1.21	Součinitel	fd 1,1 - 1,3 1,10 <input type="checkbox"/>
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	1.22	○ Od řemenových převodů	
			1.23	Ozubené řemeny	
			1.24	Součinitel	fb 1,1 - 1,3 1,20 <input type="checkbox"/>

2.0 Volba rozměrů ložiska

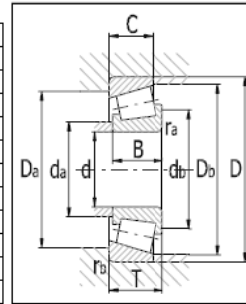
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko
148	80,0	125,0	29,0	138000	216000	3600	5000	32016 X/Q

2.2 Parametry ložiska

2.3	Základní dynamická únosnost	C	138000	[N]
2.4	Dynamické ekvivalentní zatížení	P	21656,8	[N]
2.5	Základní trvanlivost	L10h	47872	[h]
2.6	Základní statická únosnost	C0	216000	[N]
2.7	Statické ekvivalentní zatížení	P0	21186	[N]
2.8	Součinitel statické bezpečnosti	s0	10,2	
2.9	Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]
2.10	Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11	Referenční otáčky	nr	3600	[1/min]
2.12	Mezní otáčky	nmax	5000	[1/min]
2.13	Zbrátový výkon	NR	27,27	[W]
2.14	Váha ložiska	g	1,3	[kg]

d	80
D	125
T	29
C	22
B	29
ramax	1,5
rbmax	1,5
Damax	117
Damin	112
damax	90
dbmin	87
Dbmin	120



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1	Kinematická viskozita maziva			
3.2	Vztažná viskozita	V1	55	[mm^2/s]
3.3	Provozní viskozita	V	20,1	[mm^2/s]
3.4	Viskozitní poměr	κ	0,37	

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6	Minimální radiální zatížení	Fmin	2760	[N]
-----	-----------------------------	------	------	-----

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8	Mezní únavové zatížení	Pu	24500	[N]
3.9	Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10	Znečištění maziva		Typické znečištění	
3.11	Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30 <input checked="" type="checkbox"/>
3.12	Součinitel trvanlivosti	a1/a23	1	0,24
3.13	Modifikovaná trvanlivost	Lmh	11489	[h]

1.7 Zatížení ložiska			1.15 Přídavné dynamické sily		
1.8 Otáčky	n	167,0 [1/min]	1.16	○ Žádné	
1.9 Radiální zatížení	Fr	16000,0 [N]	1.17	● Od ozubených převodů	
1.10 Axiální zatížení	Fa	8500,0 [N]	1.18	Přesná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče do 0,02 mm)	
1.11 Součinitel přídavných dynamických sil		1,177	1.19	Součinitel	fk 1,05 - 1,1 1,07 <input checked="" type="checkbox"/>

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13	Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]
1.14	Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	

2.0 Volba rozměrů ložiska

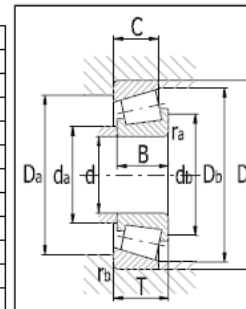
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko
148	80,0	125,0	29,0	138000	216000	3600	5000	32016 X/Q

2.2 Parametry ložiska

2.3	Základní dynamická únosnost	C	138000	[N]
2.4	Dynamické ekvivalentní zatížení	P	21539,1	[N]
2.5	Základní trvanlivost	L10h	46750	[h]
2.6	Základní statická únosnost	C0	216000	[N]
2.7	Statické ekvivalentní zatížení	P0	18832	[N]
2.8	Součinitel statické bezpečnosti	s0	11,47	
2.9	Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]
2.10	Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11	Referenční otáčky	nr	3600	[1/min]
2.12	Mezní otáčky	nmax	5000	[1/min]
2.13	Zbrátový výkon	NR	27,12	[W]
2.14	Váha ložiska	g	1,3	[kg]

d	80
D	125
T	29
C	22
B	29
ramax	1,5
rbmax	1,5
Damax	117
Damin	112
damax	90
dbmin	87
Dbmin	120



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1	Kinematická viskozita maziva			
3.2	Vztažná viskozita	V1	55	[mm^2/s]
3.3	Provozní viskozita	V	20,1	[mm^2/s]
3.4	Viskozitní poměr	κ	0,37	

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6	Minimální radiální zatížení	Fmin	2760	[N]
-----	-----------------------------	------	------	-----

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8	Mezní únavové zatížení	Pu	24500	[N]
3.9	Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10	Znečištění maziva		Typické znečištění	
3.11	Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30 <input checked="" type="checkbox"/>
3.12	Součinitel trvanlivosti	a1/a23	1	0,24
3.13	Modifikovaná trvanlivost	Lmh	11700	[h]

Obr. 58 Kontrola ložisek hřídele č. 3 v programu MITCalc

Kontrola ložisek vřetene– hřídel č. 4.

1.7 Zátěžení ložiska		1.15 Přídavné dynamické sily																																																	
1.8 Otáčky	n	220,0	[/min]																																																
1.9 Radiální zátěžení	Fr	16031,4	[N]																																																
1.10 Axiální zátěžení	Fa	10586,1	[N]																																																
1.11 Součinitel přídavných dynamických sil		1,32																																																	
1.12 Požadované parametry ložiska		1.16 <input type="radio"/> Žádné																																																	
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]																																																
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00																																																	
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba rozměrů ložiska		1.17 <input type="radio"/> Od ozubených převodů																																																	
2.1 Rozměry ložiska		1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)																																																	
<table border="1"> <thead> <tr> <th>ID</th> <th>d</th> <th>D</th> <th>T</th> <th>C</th> <th>C0</th> <th>nr</th> <th>nmax</th> <th>Ložisko</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>170</td> <td>90,0</td> <td>140,0</td> <td>32,0</td> <td>168000</td> <td>270000</td> <td>3200</td> <td>4300</td> <td>32018 X/Q</td> </tr> </tbody> </table>		ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko	170	90,0	140,0	32,0	168000	270000	3200	4300	32018 X/Q	<table border="1"> <tr> <td>1.19 Součinitel</td> <td>fk</td> <td>1,1 - 1,3</td> <td>1,20</td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>1.21 Součinitel</td> <td>fd</td> <td>1 - 1,2</td> <td>1,10</td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td colspan="2">1.22 <input type="radio"/> Od řemenových převodů</td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>1.23 Klínové řemeny</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>1.24 Součinitel</td> <td>fb</td> <td>1,9 - 2,5</td> <td>2,20</td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> </tr> </table>		1.19 Součinitel	fk	1,1 - 1,3	1,20	<input checked="" type="checkbox"/>	1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory					1.21 Součinitel	fd	1 - 1,2	1,10	<input checked="" type="checkbox"/>	1.22 <input type="radio"/> Od řemenových převodů					1.23 Klínové řemeny					1.24 Součinitel	fb	1,9 - 2,5	2,20	<input checked="" type="checkbox"/>
ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko																																											
170	90,0	140,0	32,0	168000	270000	3200	4300	32018 X/Q																																											
1.19 Součinitel	fk	1,1 - 1,3	1,20	<input checked="" type="checkbox"/>																																															
1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory																																																			
1.21 Součinitel	fd	1 - 1,2	1,10	<input checked="" type="checkbox"/>																																															
1.22 <input type="radio"/> Od řemenových převodů																																																			
1.23 Klínové řemeny																																																			
1.24 Součinitel	fb	1,9 - 2,5	2,20	<input checked="" type="checkbox"/>																																															
2.2 Parametry ložiska		<table border="1"> <tr> <td>d</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td>D</td> <td>140</td> </tr> <tr> <td>T</td> <td>32</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>24</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>32</td> </tr> <tr> <td>ramax</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>rbmax</td> <td>1,5</td> </tr> <tr> <td>Damax</td> <td>132</td> </tr> <tr> <td>Damin</td> <td>125</td> </tr> <tr> <td>damax</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td>dbmin</td> <td>98</td> </tr> <tr> <td>Dbmin</td> <td>134</td> </tr> </table>		d	90	D	140	T	32	C	24	B	32	ramax	2	rbmax	1,5	Damax	132	Damin	125	damax	100	dbmin	98	Dbmin	134																								
d	90																																																		
D	140																																																		
T	32																																																		
C	24																																																		
B	32																																																		
ramax	2																																																		
rbmax	1,5																																																		
Damax	132																																																		
Damin	125																																																		
damax	100																																																		
dbmin	98																																																		
Dbmin	134																																																		
2.3 Základní dynamická únosnost	C	168000	[N]																																																
2.4 Dynamické ekvivalentní zátěžení	P	28027,7	[N]																																																
2.5 Základní trvanlivost	L10h	29637	[h]																																																
2.6 Základní statická únosnost	C0	270000	[N]																																																
2.7 Statické ekvivalentní zátěžení	P0	21759,6	[N]																																																
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	12,41																																																	
2.9 Dovolené radiální zátěžení	F _{rmax}	-	[N]																																																
2.10 Dovolené axiální zátěžení	F _{amax}	-	[N]																																																
2.11 Referenční otáčky	nr	3200	[/min]																																																
2.12 Mezní otáčky	nmax	4300	[/min]																																																
2.13 Ztrátový výkon	NR	52,3	[W]																																																
2.14 Váha ložiska	g	1,75	[kg]																																																
3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska		3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti																																																	
3.1 Kinematická viskozita maziva		3.8 Mezní únavové zatížení																																																	
3.2 Vztázná viskozita	v ₁	40,9	[mm ² /s]																																																
3.3 Provozní viskozita	v	20,1	[mm ² /s]																																																
3.4 Viskozní poměr	κ	0,49																																																	
3.5 Požadované minimální zátěžení		3.9 Požadovaná spolehlivost																																																	
3.6 Minimální radiální zátěžení	F _{rmin}	3360	[N]																																																
		90 %																																																	
		Typické znečištění																																																	
		3.10 Znečištění maziva																																																	
		3.11 Součinitel úrovně znečištění η																																																	
		0,4 - 0,2																																																	
		0,30																																																	
		3.12 Součinitel trvanlivosti a _{1/a23}																																																	
		1																																																	
		0,34																																																	
		3.13 Modifikovaná trvanlivost																																																	
		Lmh																																																	
		10077																																																	
		[h]																																																	

Obr. 59 Kontrola ložisek hřídele č. 4 v programu MITCalc

Kontrola ozubení hřídel č. 1,2

- 1.1 Přenášený výkon
- 1.2 Otáčky (pastorek / kolo)
- 1.3 Krouticí moment (pastorek / kolo)
- 1.4 Požadovaný převodový poměr / z tabulky
- 1.5 Skutečný převodový poměr / odchylka

Pw	55,000	54,376	[kW]
n [/min]	200,0	187,9	[/min]
Mk [Nm]	2626,25	2763,97	[Nm]
i	1,08		
i	1,0645	-1,45%	

- 3.1 Řídící křivka ozubení (Typ ozubení)
- 3.2 Součinitel výšky hlavy zuby
- 3.3 Jednotková hlavová vřle
- 3.4 Doporučené zaoblení paty zuby
- 3.5 Zaoblení paty zuby

E.F. Evolventa, Epicykloida, typ III (Klingenberg, Oerlikon)

ha*	1,000	1,000	[modul]
c*	0,250	0,250	[modul]
	0,357	0,357	[modul]
rf*	0,357	0,357	<input checked="" type="checkbox"/> [modul]

- 4.1 Počet zubů pastorku / kola
- 4.2 Úhel os hřídelí
- 4.3 A. Čelní úhel záběru
- 4.4 Základní úhel sklonu zubů
- 4.5 Smysl stoupání zubů (pastorek)
- 4.6 Šířka ozubení k povrchové přímce kužele (b/Re)
- 4.7 Šířka ozubení k povrchové přímce kužele (b/Re)
- 4.8 B. Normální modul
- 4.9 Šířka ozubení / max. doporučená hodnota
- 4.10 Přibližná hmotnost soukolí
- 4.11 Minimální koeficient bezpečnosti

z	31	33	
Σ	90	90	[°]
α	18,5	25,0	[°]
βm	20,0	0	[°]
Levý			
Re/b	0,35	< 0,35	
mmn	7,000		[mm]
b	45	< 66,9	<input type="checkbox"/> [mm]
m		24,558	[kg]
SH / SF	1,390	1,952	

Kontrola ozubení hřídel č. 2,3

- 1,1 Přenášený výkon
- 1,2 Otáčky pastorku / kola
- 1,3 Krouticí moment (pastorek / kolo)
- 1,4 Požadovaný převodový poměr / z tabulky
- 1,5 Skutečný převodový poměr / odchylka
- 4.2 Normální úhel záběru
- 4.3 Základní úhel sklonu zubů
- 4.4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru
- 4.5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru
- 4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota
- 4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola
- 4.8 Doporučená šířka ozubení
- 4.9 Šířka pastorku / kola
- 4.10 Pracovní šířka ozubení
- 4.11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru
- 4.12 Pracovní vzdálenost os
- 4.13 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)
- 4.14 Minimální koeficient bezpečnosti
- 5.2 - Přípustné podříznutí zuby (min. hodnota)
- 5.3 - Zabraňující podříznutí zuby (min. hodnota)
- 5.4 - Zabraňující zúžení zuby (min. hodnota)
- 5.5 Nastavení jednotkového posunutí pastorku
- 5.6 Jednotkové posunutí pastorku a kola
- 5.7 Součet jednotkových posunutí | min.hodnota
- 5.8 Součinitel záběru v čelní rovině / celkový
- 5.9 Jednotková tloušťka zuby na hlavové kružnici
- 5.10 Velikost měrného skluzu na patě
- 5.11 Velikost měrného skluzu na hlavě
- 5.12 Součet všech měrných skluzů
- 5.13 Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku
- 5.14 Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu

Pw	55,000	54,032	[kW]
n [/min]	187,0	167,7	[/min]
Mk [Nm]	2808,82	3077,79	[Nm]
i	1,12		
i	1,12	-0,41%	
α	20		[°]
β	20		[°]
Ψ _d / max	0,9	< 1,1	
mn	5		[mm]
d1/d2	138,34	154,31	[mm]
	82 - 152		[mm]
b1/b2	120	110	[mm]
bw	152		<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
Ψ _d / max	1,13	< 1,1	
aw	146,32		[mm]
m	40,186		[kg]
SH / SF	1,336	3,241	
	-0,538	-0,586	Σ= -1,125
	-0,462	-0,517	Σ= -0,979
	-0,547	-0,781	Σ= -1,328
x	-0,2000	0,2000	[modul]
Σx	0,0000	> -1,344	[modul]
εα/εγ	1,5007	4,8103	
sa*	0,8408	0,7544	
ϑA1/ϑE2	-2,3507	-1,1055	
ϑE1/ϑA2	0,5250	0,7016	
Sum ϑ		4,6827	
SH	1,34	1,35	
SF	3,24	3,35	

Obr. 60 Kontrola ozubení na hřídeli č. 1 – č. 3

Kontrola ozubení hřídel č. 3,4

1,1 Přenášený výkon	Pw	55,000	54,124	[kW]
1,2 Otáčky pastorku / kola	n [1/min]	167,0	151,3	[1/min]
1,3 Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	3145,21	3415,33	[Nm]
1,4 Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	1,12		
1,5 Skutečný převodový poměr / odchylka	i	1,10	-1,50%	
4,2 Normální úhel záběru	α	20		[°]
4,3 Základní úhel sklonu zubů	β	20		[°]
4,4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru				
4,5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	Ψ_d / \max	0,9	< 1,1	
4,6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn	5		[mm]
4,7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	154,31	170,27	[mm]
4,8 Doporučená šířka ozubení		91 - 170		[mm]
4,9 Šířka pastorku / kola	b1/b2	120	110	[mm]
1,10 Pracovní šířka ozubení	bw	152		[mm] <input checked="" type="checkbox"/>
1,11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	Ψ_d / \max	1,01	< 1,1	
1,12 Pracovní vzdálenost os	aw	162,29		[mm]
1,13 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	49,481		[kg]
1,14 Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	1,445	3,367	
5.1 Typy korekcí				
5.2 - Připustné podříznutí zubu (min. hodnota)		-0,586	-0,625	$\Sigma = -1,211$
5.3 - Zabraňující podřezání zubu (min. hodnota)		-0,517	-0,563	$\Sigma = -1,080$
5.4 - Zabraňující zúžení zubu (min. hodnota)		-0,781	-1,015	$\Sigma = -1,796$
5.5 Nastavení jednotkového posunutí pastorku				
5.6 Jednotkové posunutí pastorku a kola	x	-0,2000	0,2000	[modul]
5.7 Součet jednotkových posunutí min.hodnota	Σx	0,0000	> -1,491	[modul]
5.8 Součinitel záběru v čelní rovině / celkový	$\epsilon_\alpha / \epsilon_\gamma$	1,5196	4,8292	
5.9 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,8458	0,7660	
5.10 Velikost měrného skluzu na patě	$\vartheta_{A1/9E2}$	-1,9266	-0,9665	
5.11 Velikost měrného skluzu na hlavě	$\vartheta_{E1/9A2}$	0,4915	0,6583	
5.12 Součet všech měrných skluzů	Sum ϑ	4,0429		
5.13 Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku	SH	1,45	1,46	
5.14 Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu	SF	3,37	3,44	

Obr. 61 Kontrola ozubení na hřídeli č. 3 – č. 4

Nominal Power	[P]	54.4543	kW							
Application factor	[KA]	1.25								
Bin [%]	[kW]	[1/min]	[Nm]	KV	KHb	Kgam	YM1	YM2	Oiltemp	
1	40.00000	27.2271	100.0	2600.0000	1.0106	1.8750	1.0000	1.0000	1.0000	70
2	60.00000	54.4543	200.0	2600.0000	1.0213	1.8750	1.0000	1.0000	1.0000	70

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

Safety Root: 1.86 1.87
Safety Flank: 1.40 1.41

Safety scuffing (Integral) 2.83
Safety scuffing (Flash) 4.91

Reference gear: 1

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Power (kW)	[P]	54.45
Speed (1/min)	[n]	200.0 187.9
Rotation direction, wheel 1, viewed on cone tip:		right
Torque (Nm)	[T]	2600.0 2767.7
Gear driving (+) / driven (-)	+ -	

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Shaft angle (°)	[Sigma]	90.0000
Mean normal module (mm)	[mmn]	7.0000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000
Mean spiral angle (°)	[betm]	18.5000
Number of teeth	[z]	31 33
Facewidth (mm)	[b]	50.00 50.00
Assumed and measured contact pattern width (mm)	[be]	42.50 42.50
be/b =		0.850
Accuracy grade	[Q-ISO17485]	6 6

Obr. 62 Kontrola ozubení na hřídeli č. 1 – č. 2 v programu KISSsoft

Nominal Power [P] 55.0000 kW
Application factor [KA] 1.00

KISSOFT
Calculation programs for machine design

Reference gear: 1

Bin	[%]	[kW]	[1/min]	[Nm]
1	60.00000	55.0000	270.0	1945.2271
2	40.00000	55.0000	100.0	5252.1131

Bin	KV	KHb1	KHb2	Kgam	YM1	YM2	YM3	Oiltemp
1	1.0232	1.1967	1.1804	1.0000	1.0000	0.7000	1.0000	70.0000
2	1.0040	1.0622	1.0609	1.0000	1.0000	0.7000	1.0000	70.0000

Safety Root: 1.67 2.03/2.06 1.97
Safety Flank: 0.63 1.01/1.13 1.13

Safety scuffing (Integral) 1.71 2.09
Safety scuffing (Flash) 2.19 2.54

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

	Gear 1	Gear 2	Gear 3
Number of planets/intermediate wheels	(1)	1	(1)
Power (kW)	[P]		55.00
Speed (UpM)	[n]	270.0	297.9 332.3
Torque (Nm)	[T]	1945.2	0.0 1580.5
Application factor	[KA]		1.00
Required service life	[H]		20000.00
Gear driving (+) / driven (-)	+	-/+	-

(geometry calculation according to DIN 3960:1987)

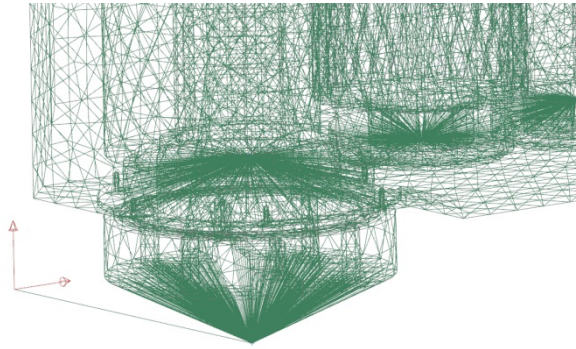
	Gear 1	Gear 2	Gear 3
Center distance (mm)	[a]	163.000	146.000
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7 ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	5.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	15.0000	
Number of teeth	[z]	32	29 26
Facewidth (mm)	[b]	110.00	120.00 110.00
Hand of gear	left right	left	
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6	6 6

Obr. 63 Kontrola ozubení na hřídeli č. 2 – č. 4 v programu KISSsoft

PŘÍLOHA č. 4

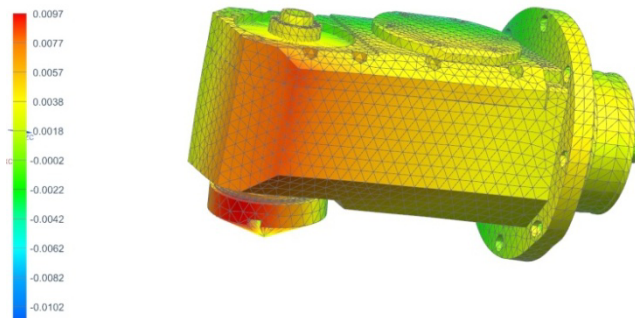
Ukázka grafického výstupu analýzy tuhosti

Záběr kotouče v pravo

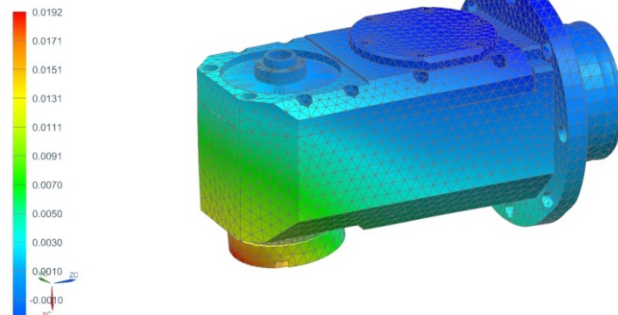


Obr. 64 Výpočtový model

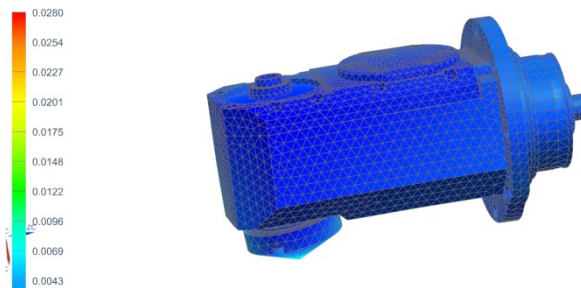
4 : Solution 1 Result
Subcase - Loads, Constraints 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, X
Min : -0.0142, Max : 0.0097, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



4 : Solution 1 Result
Subcase - Loads, Constraints 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.0051, Max : 0.0192, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

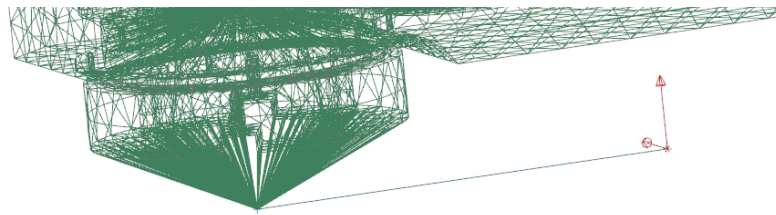


4 : Solution 1 Result
Subcase - Loads, Constraints 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Z
Min : -0.0038, Max : 0.0280, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

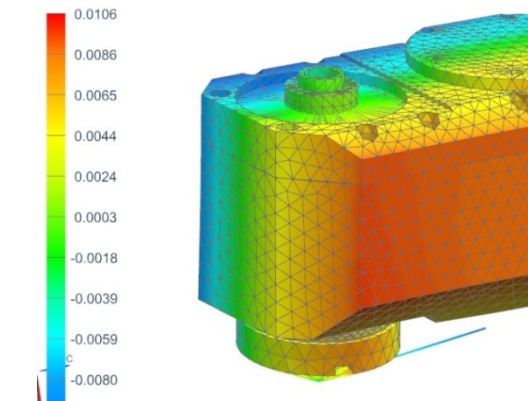


Obr. 65 Grafický výstup pro průhyb X, Y, Z

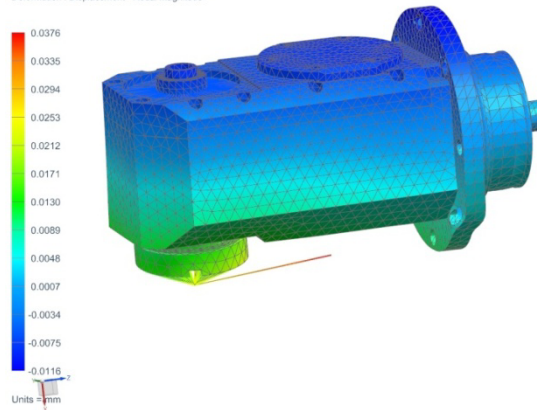
Záběr kotouče vzadní části



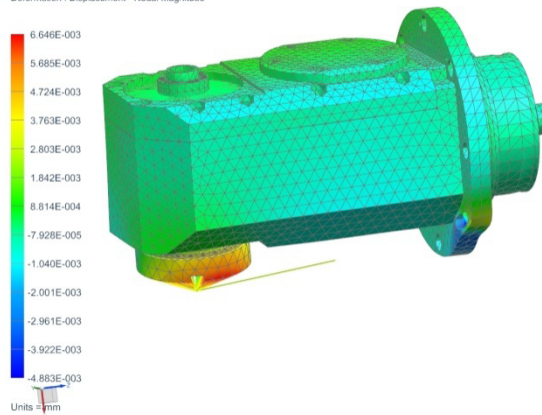
Obr. 66 Výpočtový model



4 : Solution 1 Result
Subcase - Loads, Constraints 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.0116, Max : 0.0376, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

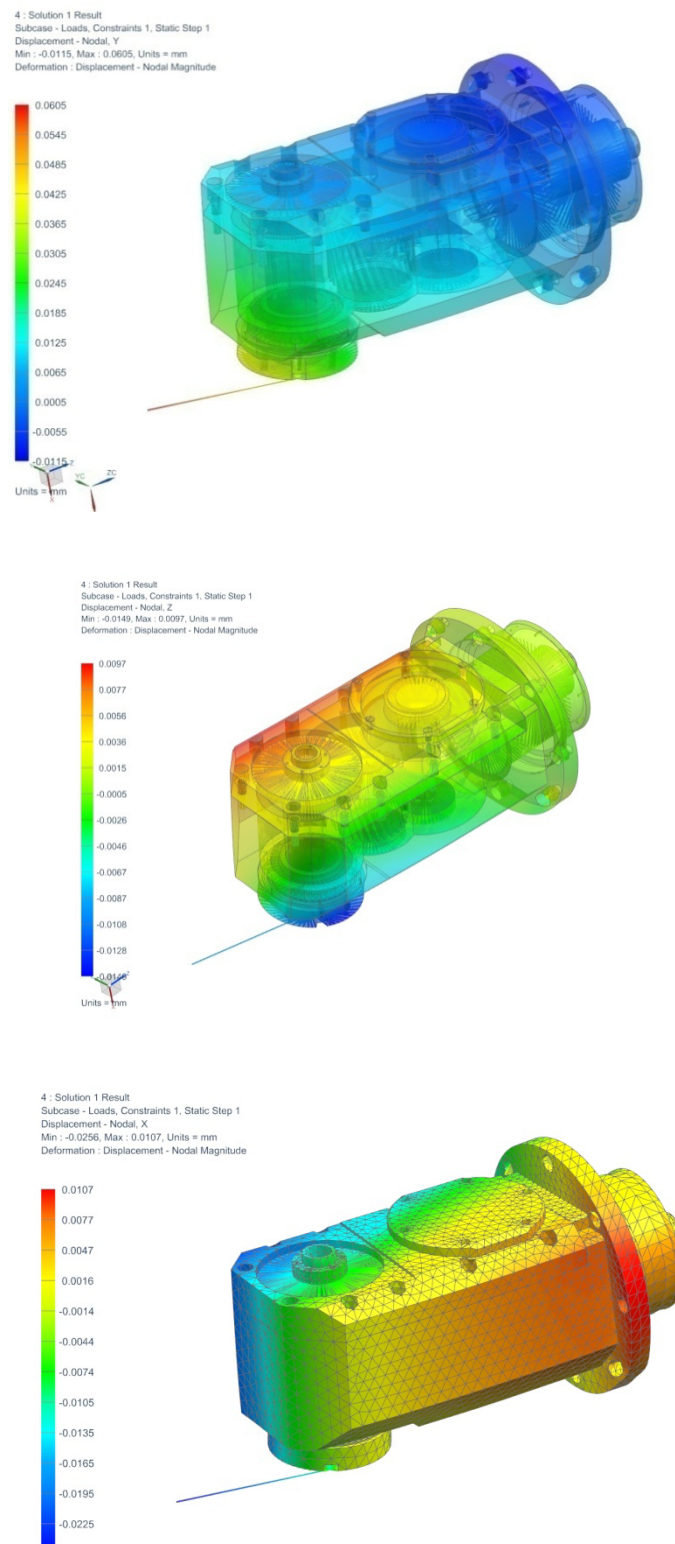


4 : Solution 1 Result
Subcase - Loads, Constraints 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Z
Min : -4.883E-003, Max : 6.646E-003, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 67 Grafický výstup pro průhyb X, Y, Z

Záběr kotouče v přední části

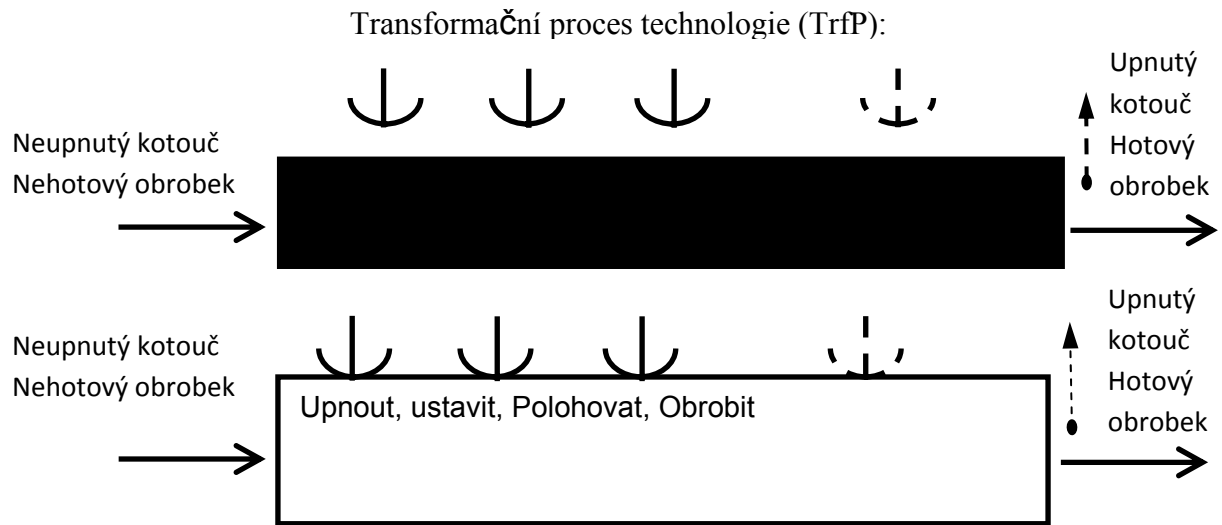


Obr. 68 Grafický výstup pro průhyb X, Y, Z

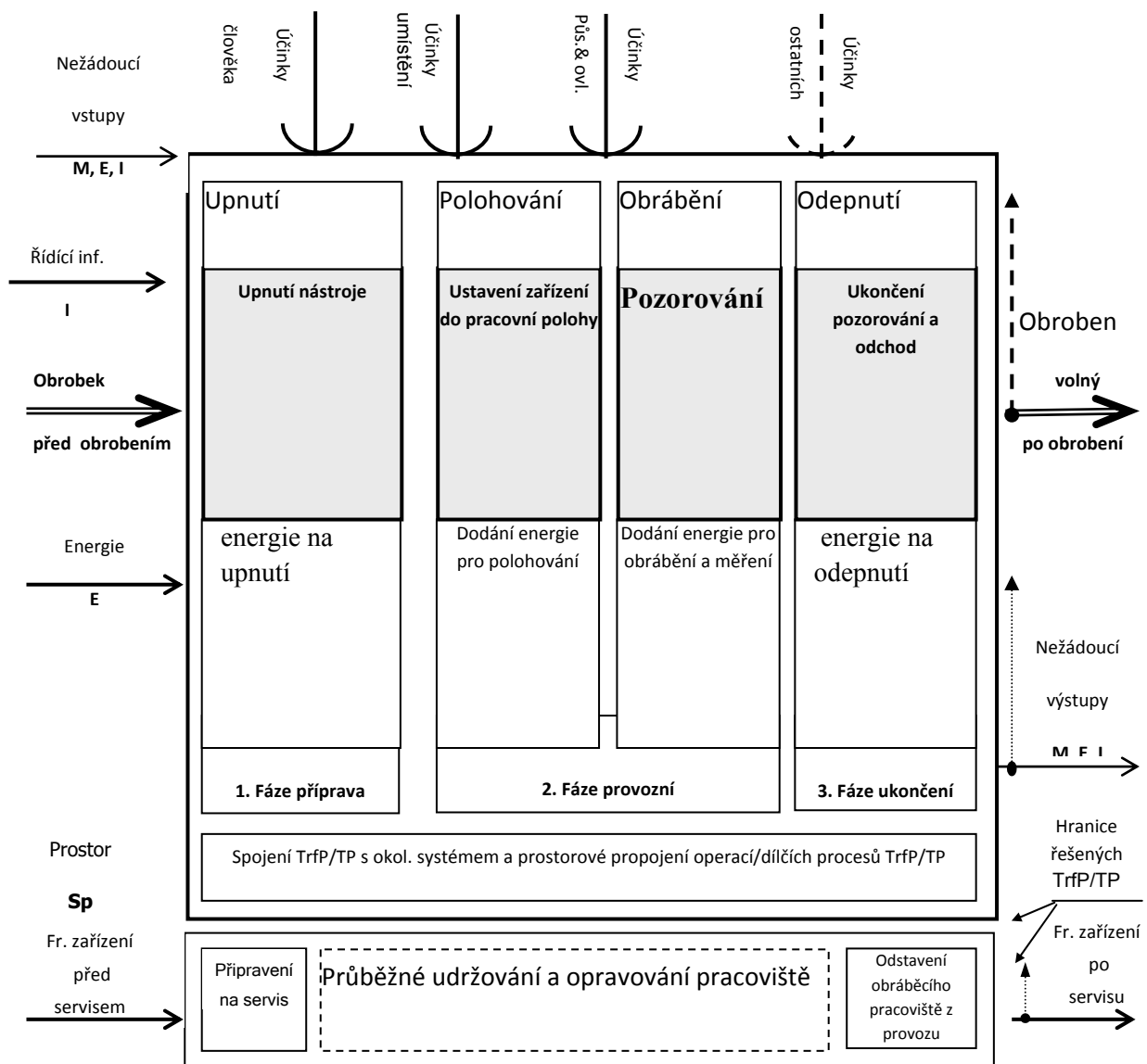
PŘÍLOHA č. 5

Ukázka základních tabulek rozhodovací analízy

Rozhodovací analýza zhotovena dle poznámek k předmětu KKS/ZKM [19].



transformační proces úplný (TrfP):



Ukázka zpracování morfologické matice

Funkce	Morfologická matice							
	1	2	3	4	5	6	7	8
		Mechanicky		Elektricky			Pneumatiky - Hydrauliky	
Upínání	Šrouby	Iso kužel+šroub	Kleština+matka		Elektromagnet		Pneumatický upínač	
Pohon	Řemen	Ozubená kola	Harmonická převodovka	Elektrovřetenno	Elektromotor s převodem			
Natačení	ručně	Šnekové kolo věnec			Master-Slave		Hydromotor	
Zajištění polohy natočení	Šrouby	Tvarový spoj		Tvarový spoj	Elektromagnet		Hithova spojka	
Rotační uložení	Kluzné	Valivé	Magnetické				Hydrostatické	Hydrodynamické
Těsnění	Gufero	štrbinové						

Ukázka z listu požadavků na vnější vlastnosti a chování TS:

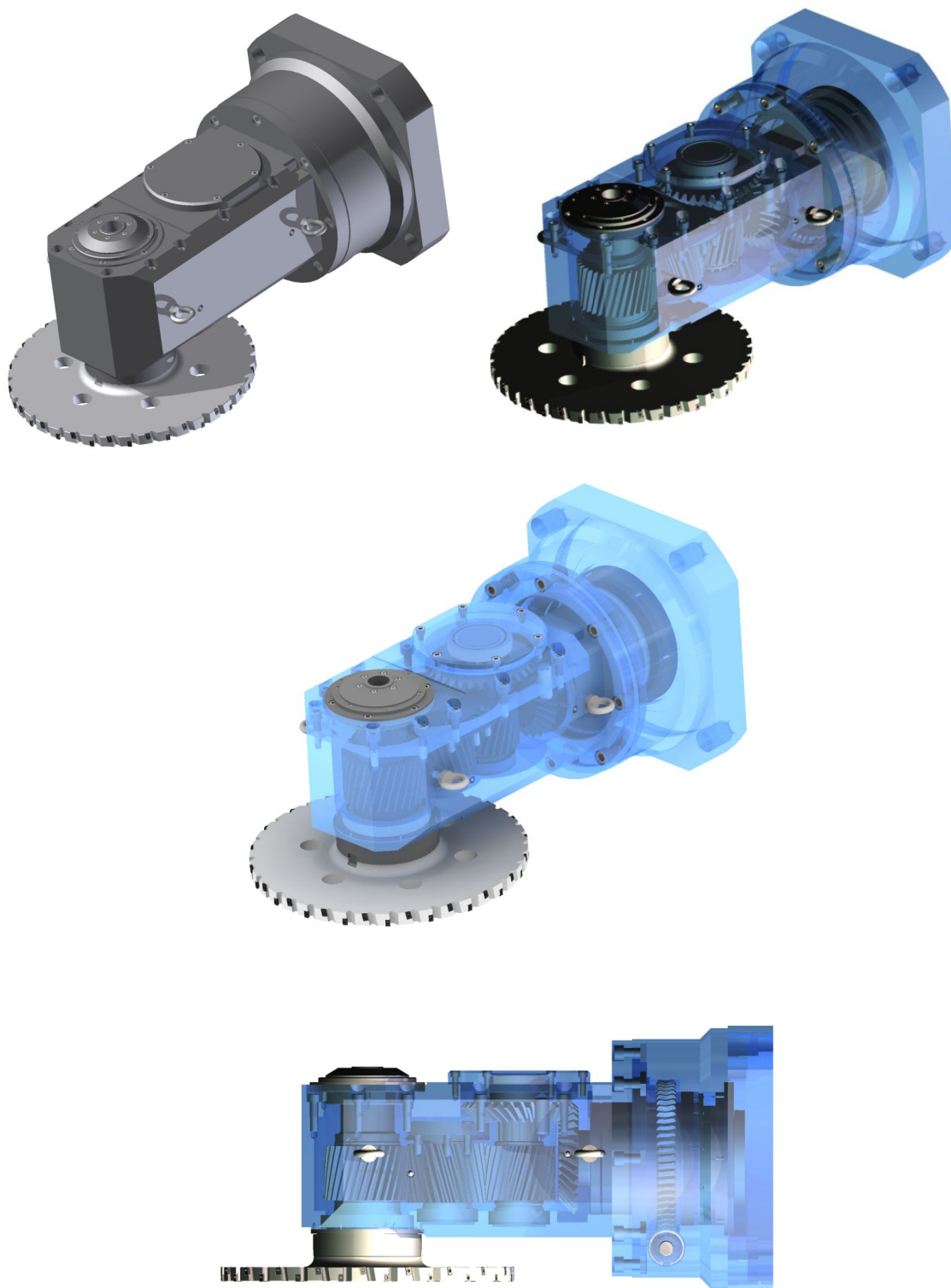
Požadavky na vnější/reflektivní vlastnosti&chování TS vztaž. k transformačním procesům všech etap živ. cyklu TS	Požadovaná hodnota charakteristiky a příp. tolerance	Váha (1-4)
(1) Pož. na (hlavní i asistující) funkce/účinky k provozu:		
Technický systém:		
• Obrábění		
- Barevné provedení	Pestrost, nápaditost	
- Průhlednost	čirá, poloprůhledná, neprůhledná	4
• Pohon:	Ruční, Vřetenem	3
• Rozsah :		
počet možností seskládání sestavy	variabilita	4
Velikost:		
- Délka x šířka x výška	380x700	4
• Hmotnost:		
- Celková hmotnost	Max 850Kg	4
- Materiál	Odolný, trvanlivý, barevně stálý	4
• Tvar:		4
Náklon dané roviny	360 Stupňů	3
Výroba:		
• Náročnost na vyrobení a montáž:		
- Souhrnná charakteristika	spec. Pracoviště	2
(2) Pož. ostatní k provozu:		
• Prostředí:		
- Souhrnná charakteristika	čisté	3
• Četnost použití:		
- Souhrnná charakteristika	Střední	4
• Životnost:	min. 5 000h	4
(4) Pož. k distribuci:		
• Manipulace při dopravě a instalaci:		
- Souhrnná charakteristika	Jeřáb	4
(5) Pož. k likvidaci:		
• Demontovatelnost:		
- Souhrnná charakteristika	jednoduchá	4

Souhrnná tabulka

Varianta		1	2	IDEÁL
Kriteria jakosti Q	Design	4	3	4
	funkce 1 (sestavení)	4	3	4
	funkce 2 (doprava)	4	3	4
	funkce 4(obrábění)	4	4	4
	funkce 4(demontáž)	3	4	4
	Celk. souč. hodnocení	19	17	20
	Celk. norm. hodnocení	0,95	0,85	1
Kriteria nákl. C	Výrobní náklady	3	4	4
	Celk. souč. hodnocení	3	4	4
	Celk. norm. hodnocení	0,75	1	1
Celkové pořadí		1	2	

PŘÍLOHA č. 6

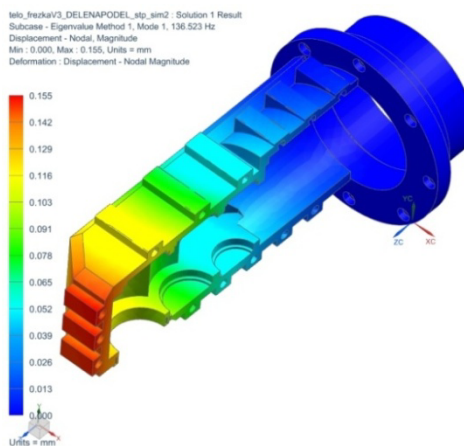
Grafický výstup navrženého frézovacího zařízení



Obr. 69 3D model výsledného frézovacího zařízení

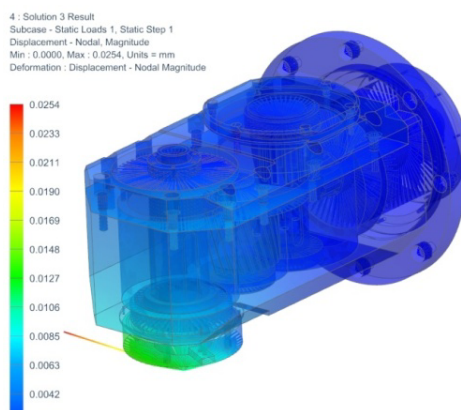
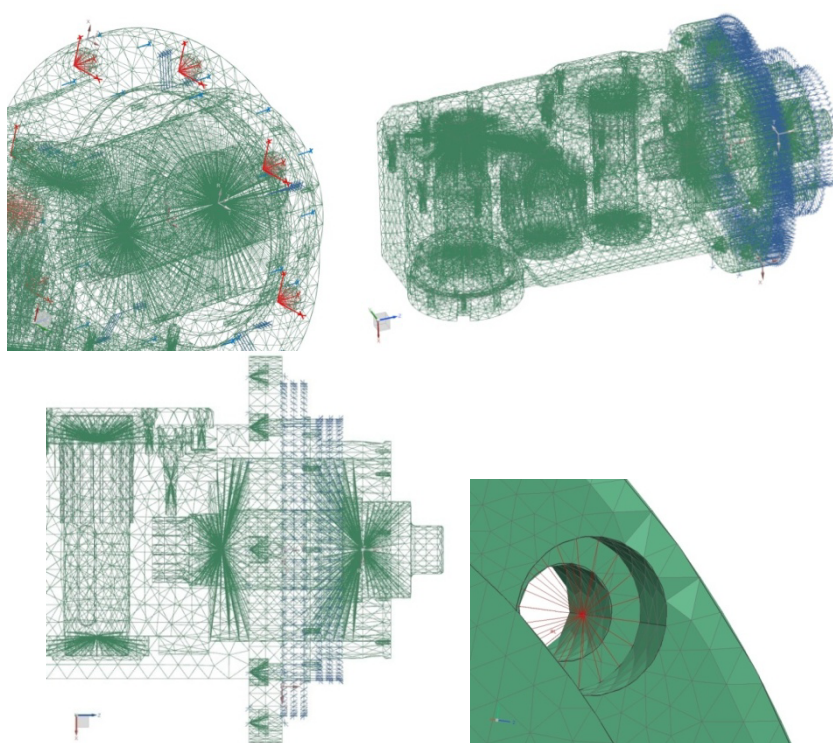
PŘÍLOHA č. 7

Ukázka grafických výstupů nezahrnutých v textové části



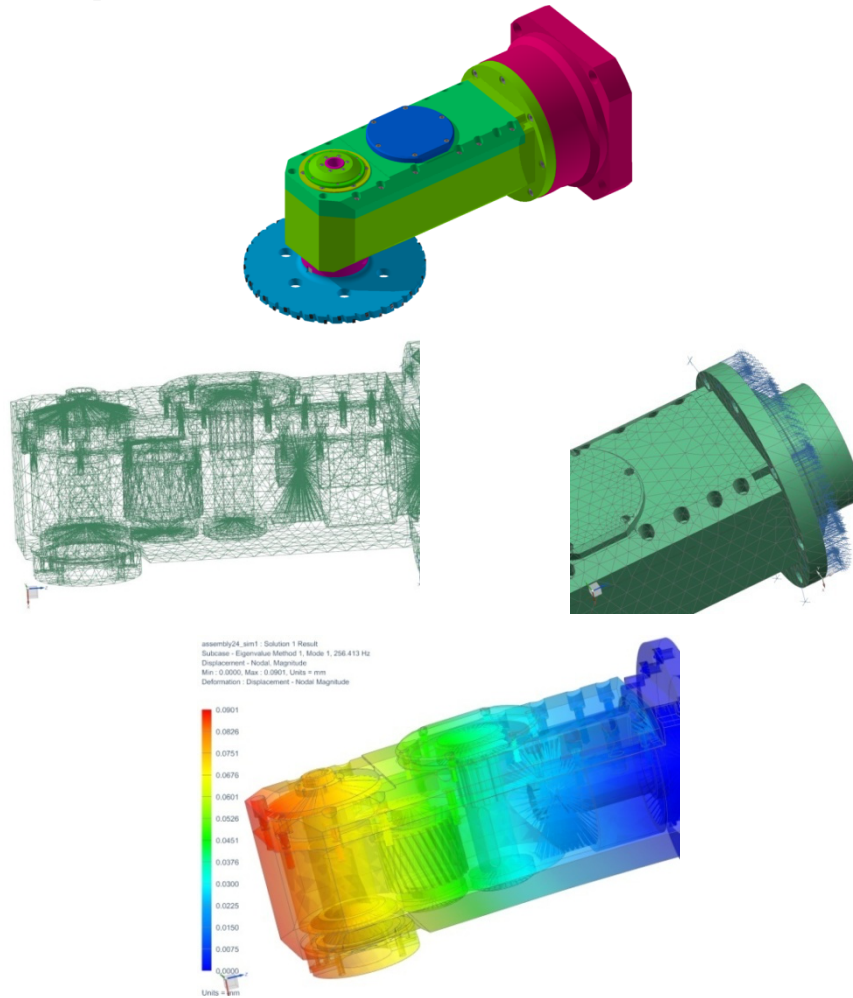
Obr. 70 Poškozeného profilu zubu Obr. 71 Grafický výstup pro vertikální dělicí rovinu

Varianta 1:



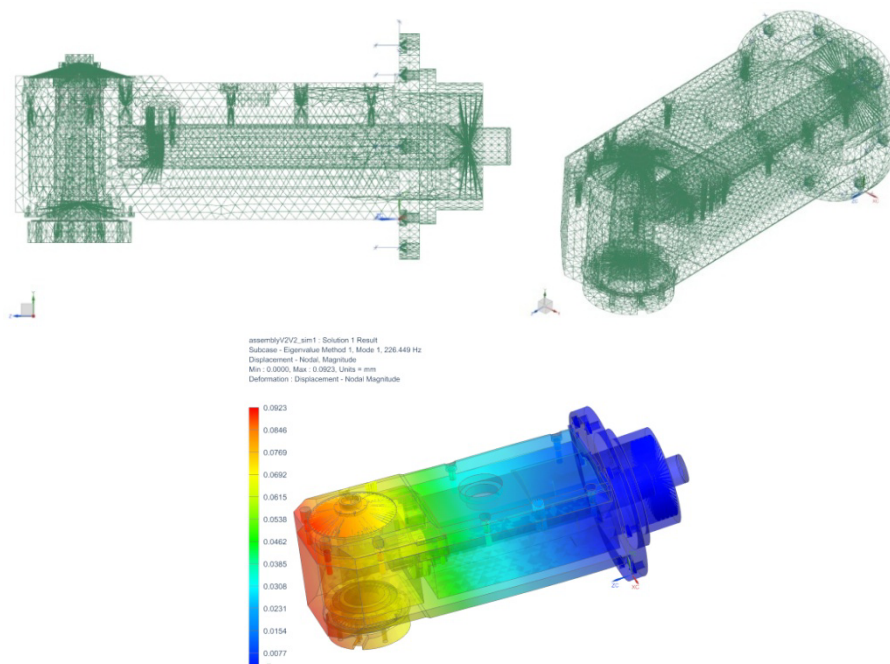
Obr. 72 Výpočtový model a grafický výstup deformací z průběžného návrhu varianty č. 1

Varianta 1 – dlouhé provedení:



Obr. 73 Výpočtový model a grafický výstup deformací z návrhu dlouhé varianty č. 1

Varianta 2:



Obr. 74 Výpočtový model a grafický výstup deformací z návrhu varianty č. 2