

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017 – Konstruování strojů a
technických zařízení

Studijní specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Speciální frézovací hlava pro obrábění zaoblení paropropustných
otvorů turbínových těles**

Autor: Bc. Petra HOFRICHTEROVÁ

Vedoucí práce: Doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc.

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Petra HOFRICHTEROVÁ**
Osobní číslo: **S19N0197P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Studijní obor: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Speciální frézovací hlava pro obrábění zaoblení paropropustných otvorů turbínových těles**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Analýza a rešerše zařízení. Koncepce a konstrukce speciální frézovací hlavy. Varianty řešení a výběr optimální varianty. Zpracování výpočtového modelu a technické dokumentace frézovací hlavy. Technicko-ekonomické hodnocení řešení.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Upřesnění vstupních údajů u zadavatele
2. Zpracování konstrukční dokumentace a technicko-ekonomické hodnocení

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

[1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 1999.
ISBN 80-7226-055-3

Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Pavel Klesa**
ŠKODA MACHINE TOOLS, a.s.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

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

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

Ráda bych poděkovala vedoucímu mé diplomové práce Doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, CSc. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při řešení diplomové práce.

Dále děkuji Ing. Pavlu Klesovi a společnosti ŠMT a.s. za poskytnuté materiály a odborné konzultace.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Hofrichterová	Jméno Petra		
STUDIJNÍ PROGRAM	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Speciální frézovací hlava pro obrábění zaoblení paropropustných otvorů turbínových těles			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	131	TEXTOVÁ ČÁST	69	GRAFICKÁ ČÁST	8
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje analýzu stávajícího řešení speciální frézovací hlavy pro obrábění zaoblení paropropustných otvorů turbínových těles od zadavatele, návrh nových koncepčních řešení speciální frézovací hlavy, konstrukční návrh a kontrolu optimální varianty v softwaru KISSsys/KISSsoft. Dále obsahuje výpočet tuhosti MKP a technicko-ekonomické hodnocení.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Frézovací hlava, převod pomocí ozubených kol, řemenový převod, MKP

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Hofrichterová	Name Petra
STUDY PROGRAMME	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hudec,CSc.	Name Zdeněk
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Special milling head for machining the roundings of vapor-permeable holes in the turbine bodies	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	131	TEXT PART	69	GRAPHICAL PART	8
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis dissert on analysis of the existing solution of a special milling head for machining the roundings of vapor-permeable holes of the turbine bodies, new conceptual designs of a special milling head, design and check of the optimal variant in KISSsys/KISSsoft software. It also dissert on the FEM calculation of teh stiffness and technical and economic evaluation.
KEY WORDS	Milling head, gear transmission, belt drive, FEM

Obsah

Přehled použitých zkratk	9
Přehled použitých symbolů	9
Seznam obrázků	12
Seznam tabulek	14
Seznam příloh	16
1 Úvod	17
1.1 Informace o zadavateli DP	17
2 Zadání – informace ŠMT	20
3 Konkurenční a stávající řešení	23
3.1 Konkurenční řešení	23
3.2 Stávající řešení ŠMT	24
4 Frézování	25
4.1 Řezné síly	25
4.1.1 Řezné síly pro 1. zatěžovací stav	26
4.1.2 Řezné síly pro 2. zatěžovací stav	27
4.2 Zatěžovací stavy pro výpočet zařízení	27
4.2.1 První zatěžovací stav	27
4.2.2 Druhý zatěžovací stav	28
5 Analýza stávající konstrukce ŠMT	29
5.1 Kontrola ozubení	32
5.2 Kontrola ložisek	33
5.3 Kontrola hřídelí a těles ozubených kol	33
5.4 Zhodnocení	34
6 Navrhované varianty nové konstrukce	35
6.1 Hodnocení variant	38
7 Návrh optimálního řešení	39
7.1 Výpočtový model	42
7.1.1 Řemen	43
7.1.2 Kontrola kuželového soukolí	44
7.1.3 Kontrola ložisek	45
7.1.4 Tepelně přípustné otáčky ložisek	46
7.1.5 Kontrola hřídelí a tělesa řemenice	47
7.2 Konstrukční část	51

7.2.1	Pohonný mechanismu	51
7.2.2	Rám	54
7.2.3	Upínání nástroje	57
7.2.4	Přípevnění zařízení	58
7.2.5	Mazání	58
7.3	Tuhost frézovací hlavy	59
7.3.1	Tuhost výstupního tělesa	59
7.3.2	Tuhost skříně	59
7.3.3	Celková tuhost	61
7.4	Modální analýza	62
7.4.1	Výpočet budících frekvencí	62
7.4.2	Vlastní frekvence frézovací hlavy	63
7.4.3	Porovnání pásma budících frekvencí s vlastními frekvencemi	64
8	Závěr	65
8.1	Technicko-ekonomické hodnocení	65
8.2	Tabulka technických parametrů	66
	Seznam použitých zdrojů	68

Přehled použitých zkratk

ČSN	Česká technická norma
RB	Valivé ložisko

Přehled použitých symbolů

M_e	Jmenovitý moment	[Nm]
h_f	Hloubka drážky frézy	[m]
h_k	Hloubka drážky unášecího kroužku	[m]
h_n	Hloubka drážky v náboji	[m]
C_0	Základní statická únosnost	[kN]
D_{am}	Střední hlavový průměr	[mm]
D_c	Jmenovitý průměr frézy	[mm]
D_d	Průměr díry	[mm]
D_{fm}	Střední patní průměr	[mm]
D_m	Střední průměr	[mm]
D_m	Průměr roztečné kružnice	[mm]
D_w	Průměr obrobku	[mm]
F_A	Maximální axiální síla	[kN]
F_R	Maximální radiální síla	[kN]
$F_{př}$	Předepínací síla	[N]
F_r	Radiální síla řemenice	[N]
L_h	Životnost	[hod]
L_{hmin}	Minimální hodnota životnosti	[hod]
L_e	Kuželová vzdálenost vnější	[mm]
L_f	Délka drážky frézy	[m]
L_k	Délka drážky unášecího kroužku	[m]
L_m	Kuželová vzdálenost střední	[mm]
L_n	Délka drážky v náboji	[m]
M_F	Maximální moment na fréze	[Nm]
M_M	Zvětšená hodnota maximálního momentu na fréze	[Nm]
M_t	Točivý moment	[Nm]
P_{max}	Maximální přenesený výkon řemenovým převodem	[kW]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu	[MPa]
SD_{min}	Minimální dynamická bezpečnost hřídele	[-]
SF_{min}	Minimální hodnota faktoru pro lom zubu u kořene	[-]

SH_{min}	Minimální hodnota faktoru bezpečnosti proti pittingu	[–]
SS_{min}	Minimální statická bezpečnost hřídele	[–]
T_c	Doba běhu	[hod]
f_p	Budící zubová frekvence	[Hz]
f_{vl}	Vlastní frekvence	[Hz]
f_z	Posuv na zub	[mm]
f_z	Budící frekvence frézy	[Hz]
i_{12}	Převodový poměr soukolí 12	[–]
i_{34}	Převodový poměr soukolí 34	[–]
i_{44}	Převodový poměr soukolí 44	[–]
i_{45}	Převodový poměr soukolí 45	[–]
i_c	Celkový převodový poměr	[–]
$i_{zúžení}$	Převodový poměr v místě zúžení hlavy	[–]
k_x	Tuhost ve směru osy x	[kN/mm]
k_y	Tuhost ve směru osy y	[kN/mm]
k_z	Tuhost ve směru osy z	[kN/mm]
m_{nm}	Modul	[mm]
n_e	Jmenovité otáčky	[ot/min]
n_f	Počet drážek frézy	[–]
n_k	Počet drážek unášecího kroužku	[–]
n_{max}	Maximální otáčky	[ot/min]
n_n	Počet drážek v náboji	[–]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
s_0	Statické bezpečnost ložiska	[–]
s_{0min}	Minimální hodnota statické bezpečnosti ložiska	[–]
v_{40}	Kinematická viskozita při 40°C	[mm ² /s]
v_c	Řezná rychlost	[m/min]
y_{min}	Mezní hodnota posunutí	[μm]
$y_{x(FR)}$	Celkové posunutí pod nástrojem ve směru x od síly F_R	[mm]
$y_{xp(FR)}$	Posunutí pod nástrojem ve směru x od síly F_R	[mm]
$y_{xs(FR)}$	Posunutí skříně v místě řezu ve směru x od síly F_R	[mm]
$y_{y(FA)}$	Celkové posunutí pod nástrojem ve směru y od síly F_A	[mm]
$y_{yp(FA)}$	Posunutí pod nástrojem ve směru y od síly F_A	[mm]
$y_{ys(FA)}$	Posunutí skříně v místě řezu ve směru y od síly F_A	[mm]
$y_{z(F)}$	Celkové posunutí pod nástrojem ve směru z od síly F	[mm]
$y_{zp(F)}$	Posunutí pod nástrojem ve směru z od síly F	[mm]

$y_{zs(F)}$	Posunutí skříně v místě řezu ve směru z od síly F	[mm]
z_c	Počet zubů rovinného kola	[-]
z_{ef}	Počet zubů frézy	[-]
α_{nm}	Úhel záběru	[°]
β_m	Úhel sklonu zubů	[°]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{red.max}$	Mezní hodnota redukovaného napětí	[MPa]
τ_D	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
A	Využití řemenového převodu	[%]
C	Základní dynamická únosnost	[kN]
D	Střední průměr frézy	[mm]
F	Maximální obvodová síla	[kN]
L	Délka drážkování/pera	[mm]
P	Výkon	[kW]
SD	Dynamická bezpečnost hřídele	[-]
SF	Faktor bezpečnosti pro lom zubu u kořene	[-]
SH	Faktor bezpečnosti proti pittingu	[-]
SS	Statická bezpečnost hřídele	[-]
b	Šířka věnce	[mm]
b	Šířka věnce	[mm]
d	Průměr hřídele	[m]
i	Převodový poměr	[-]
k	Tuhost	[kN/mm]
n	Otáčky pro výpočet vlastních frekvencí	[ot/min]
p	Srovnávací tlak	[MPa]
r	Poloměr řezné hrany	[mm]
s	Bezpečnost	[-]
t	Přídavek na plochu	[mm]
v	Obvodová rychlost	[m/s]
y	Posunutí	[μm]
z	Počet zubů	[-]
δ	Úhel roztečného kužele	[°]
τ	Srovnávací napětí	[MPa]

Seznam obrázků

Obrázek 1 – logo [1].....	17
Obrázek 2 - Stroj typu FCW [3].....	18
Obrázek 3 - Multifunkční pracoviště typu S-MT [8]	18
Obrázek 4 - Frézovací hlavy ŠMT: ruční dvouosá hlava (vlevo nahoře), malá pravoúhlá hlava (vpravo nahoře), univerzální 45° hlava (vlevo dole), CNC univerzální hlava (vpravo dole) [9]	19
Obrázek 5 - Vyvrtávací hlavy: standardní vyvrtávací hlava (vlevo), velká vyvrtávací hlava (vpravo) [9]	19
Obrázek 6 - Pohled na multifukční pracoviště S200 MT [3]	20
Obrázek 7 - Paropropustné otvory	21
Obrázek 8 - Vzdálenost zataženého smykadla od osy obrobku	21
Obrázek 9 - Fréza BA5005.....	22
Obrázek 10 - Nástrojová hlava společnosti Pibomulti CDP 05 L3 [10]	23
Obrázek 11 – Nástrojová hlava Pibomulti SLP40-15 [11]	23
Obrázek 12 - Nástrojová hlava Pibomulti ze série MICRO [12]	24
Obrázek 13 - Frézovací hlava do úzkých prostor [13]	24
Obrázek 14 - Stávající řešení ŠMT	24
Obrázek 15 - Frézování kruhovou interpolací [14].....	25
Obrázek 16 - Kinematické schéma stávajícího řešení ŠMT	29
Obrázek 17 – Výpočtový model stávajícího řešení v softwaru KISSsys.....	30
Obrázek 18 - Zatěžovací stavy KISSsys	30
Obrázek 19 - Zatěžovací stavy KISSsys	32
Obrázek 20 - Těleso ozubeného kola	34
Obrázek 21 - Výpočtový model pro ozubený řemen	36
Obrázek 22 - Výpočtový model šnekových soukolí	37
Obrázek 23 - Výpočtový model řešení s ozubenými koly	37
Obrázek 24 - Osová vzdálenost řemenic.....	39
Obrázek 25 - Napínací kladka 12-IDL-SPK2 s napínacím mechanismem 10-IDL-BRAK2 ..	39
Obrázek 26 – Schéma řemenu s vnitřní napínací kladkou	39
Obrázek 27 - Schéma napínání pomocí posuvu skříně po vedení.....	40
Obrázek 28 - Uvažované varianty výstupního souhmotí	41
Obrázek 29 - Výpočtový model nového řešení	42
Obrázek 30 - Kinematické schéma.....	42
Obrázek 31 - Zatěžovací stavy KISSsys pro nové řešení.....	43

Obrázek 32 - Rozměry řemene [18]	43
Obrázek 33 - Výsledky výpočtu navrženého řemenového převodu	44
Obrázek 34 - Ložiska výstupního souhmotí.....	46
Obrázek 35 - Výpočtový model vstupní hřídele	48
Obrázek 36 - Průběh hodnot posunutí (vlevo) a napětí (vpravo).....	48
Obrázek 37 - Výpočtový model druhé hřídele	49
Obrázek 38 - Průběh hodnot posunutí (vlevo) a napětí (vpravo).....	49
Obrázek 39 - Výpočtový model výstupního tělesa	50
Obrázek 40 - Průběh hodnot posunutí (vlevo) a napětí (vpravo).....	50
Obrázek 41 - Pohledy na model navrhovaného řešení	51
Obrázek 42 - Pohled do vnitřku skříně.....	51
Obrázek 43 - Upínací pouzdro 1610 [19].....	52
Obrázek 44 - Hnací řemenice.....	53
Obrázek 45 - Hnaná řemenice výstupního souhmotí	53
Obrázek 46 - Ozubená tyč [20]	54
Obrázek 47 – Bočnice [21].....	54
Obrázek 48 - Úpravy pevné části skříně	55
Obrázek 49 – Mezní hodnoty posuvu zúžené části skříně pro montáž/napnutí řemene	56
Obrázek 50 – Pohled zředu	56
Obrázek 51 - Unášecí kroužek; část v náboji (vlevo); část u nástroje (vpravo).....	57
Obrázek 52 - Model přípojovací příruby.....	58
Obrázek 53 - Síly na fréze.....	59
Obrázek 54 - Zasiťování a okrajové podmínky výpočtového modelu tuhosti.....	60
Obrázek 55 - Výsledky tuhostní analýzy skříně; celkové posunutí (vlevo), posunutí ve směru x od síly FR (vpravo)	60
Obrázek 56 - Výsledky tuhostní analýzy skříně; posunutí ve směru y od síly FA (vlevo), posunutí ve směru z od síly F (vpravo)	61
Obrázek 57 - Vlastní tvar kmitu frézovací hlavy při 1. vlastní frekvenci	63
Obrázek 58 - Vlastní tvar kmitu frézovací hlavy při 2. vlastní frekvenci	64
Obrázek 59 - Vlastní tvar kmitu frézovací hlavy při 3. vlastní frekvenci	64
Obrázek 60 - Rozměry frézovací hlavy.....	67

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Parametry S200 MT	20
Tabulka 2 - Materiál obrobku ČSN 12050	21
Tabulka 3 - Doplnující informace pro frézy BA5005 a BA5006	22
Tabulka 4 - Hodnoty řezné rychlosti a posuvu na zub frézy	22
Tabulka 5 - Mezní hodnoty na nástroji	22
Tabulka 6 - Skutečné hodnoty zatěžovacích stavů	30
Tabulka 7 – Hodnoty životnosti a statické bezpečnosti pro ložisko RB10	31
Tabulka 8 - Skutečné hodnoty zatěžovacích stavů	32
Tabulka 9 - Přehled výsledných koeficientů pro zatěžovací spektrum	32
Tabulka 10 - Přehled výsledných hodnot životností a statické bezpečnosti pro celé zatěžovací spektrum	33
Tabulka 11 - Hodnoty životnosti ložiska a statické bezpečnosti pro jednotlivé zatěžovací stavy ložiska RB10	33
Tabulka 12 - Hodnoty statické a dynamické bezpečnosti hřídelí pro celé zatěžovací spektrum	34
Tabulka 13 - Hodnoty statické a dynamické bezpečnosti těles ozubených kol pro celé zatěžovací spektrum	34
Tabulka 14 - Uvažované varianty	35
Tabulka 15 - Hodnocení variant	38
Tabulka 16 - Porovnání životností a statické bezpečnosti nejvíce zatěžovaných ložisek u obou variant	41
Tabulka 17 - Skutečné hodnoty zatěžovacích stavů nového řešení	43
Tabulka 18 - Parametry řemene 8MGT-Poly-Chain-GT2 [18]	43
Tabulka 19 - Parametry převodu [18]	44
Tabulka 20 - Materiálové hodnoty oceli 18 NiCr 5-4/ W.Nr. 1.5810 / ČSN 16 220	44
Tabulka 21 - Základní geometrická charakteristika kuželových kol	44
Tabulka 22 - Hodnoty faktorů proti bezpečnosti kuželového soukolí	45
Tabulka 23 - Výsledné sledované hodnoty v rámci zatěžovacího spektra	45
Tabulka 24 - Ložisko FAG 7007-B-XL-TVP	46
Tabulka 25 - Ložisko FAG B71905-C-T-P4S-UL	46
Tabulka 26 - Porovnání únosností pro skutečné a výpočtové ložisko	46
Tabulka 27 - Tepelně přípustné otáčky ložisek pro druhý zatěžovací stav	47
Tabulka 28 - Materiálové hodnoty oceli C45 / WNr. 1.1191 / ČSN 12 050.1	47
Tabulka 29 - Výsledné hodnoty vstupní hřídele	48
Tabulka 30 - Výsledné hodnoty druhé hřídele	49

Tabulka 31 - Výsledné hodnoty výstupního tělesa	50
Tabulka 32 - Vstupní hodnoty pro výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem.....	51
Tabulka 33 - Pevnostní kontrola rovnobokých drážkování	52
Tabulka 34 - Srovnání výpočtu spojení hnací řemenice	52
Tabulka 35 - Parametry ozubené tyče [20]	54
Tabulka 36 - Rozměry bočnice pro ozubené řemenice č. 68 [12].....	54
Tabulka 37 - Mechanické vlastnosti oceli unášecího kroužku 42CrMo4 / WNr. 1.7225 / ČSN 15 142.7 [22]	57
Tabulka 38 – Mechanické vlastnosti oceli náboje C45 / WNr. 1.0503 / ČSN 12 050.1 dle databáze softwaru KISSsys	57
Tabulka 39 - Mechanické vlastnosti oceli nástroje S390 / WNr. 1.3202 [23]	57
Tabulka 40 - Bezpečnost	58
Tabulka 41 - Budící frekvence od záběru frézy	62
Tabulka 42 – Budící zubová frekvence.....	62
Tabulka 43 - Výsledné hodnoty vlastních frekvencí.....	63
Tabulka 44 - Přehled výrobních nákladů zúžené části hlavy stávajícího řešení ŠMT	65
Tabulka 45 - Přehled odhadovaných výrobních nákladů zúžené části hlavy nově navrženého řešení	65
Tabulka 46 - Parametry navržené speciální frézovací hlavy.....	66

Seznam příloh

- PŘÍLOHA č. 1 – Výsledky souhrnné výpočtové zprávy stávajícího řešení ŠMT ze softwaru KISSsys
- PŘÍLOHA č. 2 – Přehled výsledků pro jednotlivé zatěžovací stavy u stávajícího řešení ŠMT ze softwaru KISSsys
- PŘÍLOHA č. 3 – Výpočtová zpráva řemenového převodu pro druhý zatěžovací stav ze softwaru KISSsoft
- PŘÍLOHA č. 4 – Výsledky souhrnné výpočtové zprávy nově navrženého řešení ze softwaru KISSsys
- PŘÍLOHA č. 5 – Přehled výsledků pro jednotlivé zatěžovací stavy nově navrženého řešení ze softwaru KISSsys
- PŘÍLOHA č. 6 – Výpočet drážkování v místě připojovací hřídel-vstupní hřídel v softwaru MITcalc
- PŘÍLOHA č. 7 – Výpočet drážkování v místě vstupní hřídel-kolo1 v softwaru MITcalc
- PŘÍLOHA č. 8 – Výpočet drážkování v místě kolo2-druhá hřídel v softwaru MITcalc
- PŘÍLOHA č. 9 – Výpočet a porovnání tvarového spoje v místě druhá hřídel-řemenice v softwaru MITcalc

Přílohy volně vložené:

Výkres sestavy nově navrženého řešení

Výrobní výkres hnané řemenice

1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem speciální frézovací hlavy pro obrábění zaoblení paropropustných otvorů turbínových těles. Turbínové těleso v tomto případě představuje rotor turbíny. Paropropustné otvory se nachází ve vybrání turbínového rotoru, z toho důvodu je konstrukce frézovací hlavy výrazně omezena jeho geometrií. V první části práce bylo podrobně rozpracováno zadání práce a byla stručně zpracována rešerše frézovacích hlav. Dále byla provedena analýza stávajícího řešení frézovací hlavy od zadavatele diplomové práce. Na základě této analýzy bylo vytvořeno několik koncepčních variant, které vychází ze stávajícího řešení frézovací hlavy zadavatele. Nové řešení bylo navrženo tak, aby bylo možné využít a zachovat alespoň část stávající konstrukce zadavatele. Proto byla zachována koncepce a poloha vstupní části hlavy a pozornost byla soustředěna hlavně na změnu zúžené části hlavy, jejíž návrh a konstrukce je nejvíce omezena zejména prostorovými požadavky. Optimální koncepční varianta nového řešení frézovací hlavy byla konstrukčně zpracována a byla provedena její kontrola.

1.1 Informace o zadavateli DP

Společnost ŠMT, a.s., byla založena v Plzni roku 1911 a od té doby se vypracovala až mezi významné výrobce těžkých obráběcích strojů v České republice i v zahraničí. S roční produkcí mezi 20 až 25 stroji si společnost našla cestu k zákazníkům ve více než 40 zemích na pěti různých kontinentech. Dnes společnost zahrnuje také dvě dceřiné společnosti a to v Čínské lidové republice a v Rusku. Do listopadu roku 2020 byla firma známá pod obchodním jménem ŠKODA MACHINE TOOL, a.s. [1]



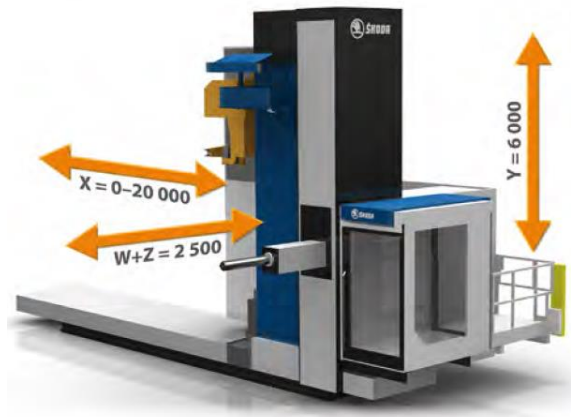
Obrázek 1 – logo [1]

Společnost si zakládá na vysoké technické úrovni, provedení a celkové kvalitě, což dokládá vlastnictví certifikátu kvality ISO 9001:2015. V roce 2015 společnost, tehdy stále pod jménem ŠKODA MACHINE TOOL a.s., získala ocenění Red Dot Award v kategorii produktový design za horizontální vyvrtávačku FCW 150. O dva roky později společnost dostala cenu Inovace roku za produkt multifunkční pracoviště HCW 4S s virtuálním modelem a VNCK simulací. [1][2]

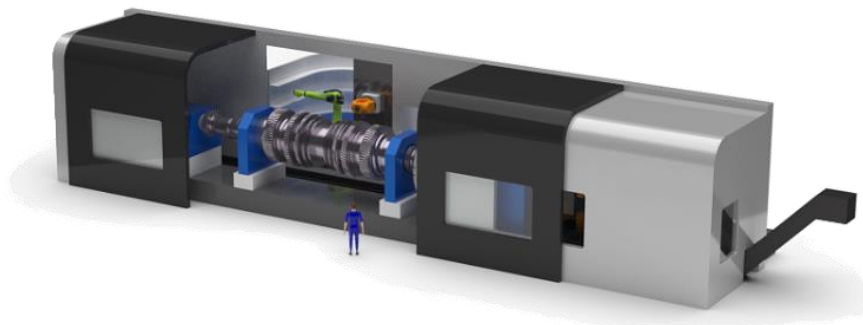
Výrobní program firmy je zaměřen na těžké horizontální frézovací stroje, horizontální vyvrtávací stroje, těžké soustruhy, otočné stoly a příslušenství. Stroje umožňují obrábění kovových, nekovových i kompozitních materiálů v různých oborech jako je energetika, dopravní technika, lodní průmysl, letecký průmysl, důlní technika atd. [1]

Horizontální vyvrtávačky jsou vyráběny v typech FCW, HCW 1-4 a HCW 2000-4000. Jsou vhodné zejména pro tvarově složité a rozměrné součásti. Stroj typu HCW 2000-4000 nabízí extrémní výsuv pinoly a vřetene až do 4000 mm a také možnost obrábění při vysokých otáčkách. Stroj typu HCW 1-4 je vhodný zejména pro operace, kde je potřeba vysokých momentů při hrubování. A poslední z typů, stroj FCW (viz obrázek 2), je navržen do prašného prostředí s lineárním valivým vedením a systémem Master-Slave. Společnost také nabízí frézovací stoj FC, který je určený pro středně velké lité nebo svařované součásti. Jeho hlavní pohon se nachází přímo ve smykadle. Navržený rám a lineární valivé vedení poskytuje vysokou tuhost a stabilitu stroje. Stroj disponuje také automatickou výměnnou nástrojů a hlav.

Pro rotační obrobky je určen přesný a efektivní univerzální horizontální soustruh typu SR 1-5, který umožňuje obrábění obrobku o délce až 30 m. Další součástí výrobního programu společnosti ŠMT a.s. je multifunkční stroj S-MT (viz obrázek 3). Ten dokáže na jedno upnutí vykonat nespočet operací jako soustružení, frézování, vrtání, vyvrtávání a měření. Disponuje automatickou výměnou nástrojů a příslušenství. Tím se výrazně ztrácuje ztrátový čas při výrobě a přispívá k zvýšení produktivity výrobního procesu. [3][4][5][6][7][8]

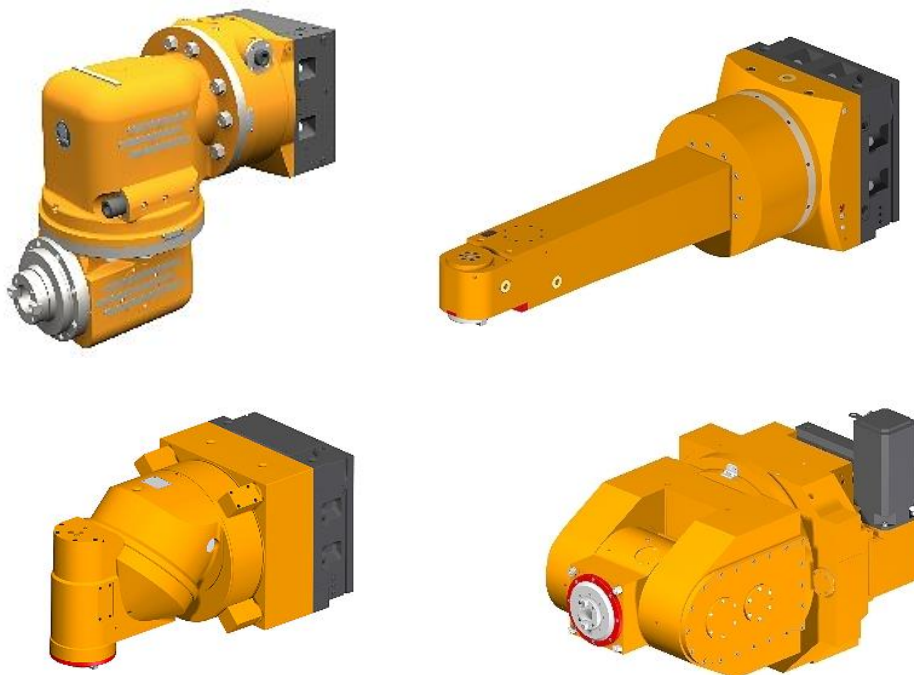


Obrázek 2 - Stroj typu FCW [3]



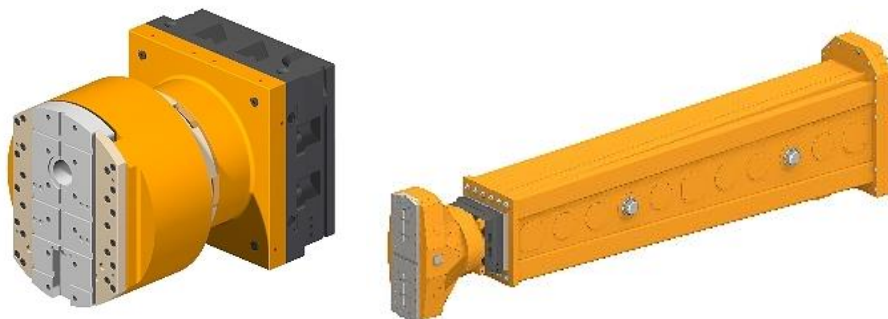
Obrázek 3 - Multifunkční pracoviště typu S-MT [8]

Společnost ŠMT a.s. navrhuje a vyrábí také další příslušenství k obráběcím strojům, jako jsou frézovací a vyvrtávací hlavy (viz obrázky 4 a 5). Mezi jejich výrobky lze nalézt frézovací hlavy přímé, hlavy jednoosé, dvouosé a pravoúhlé nebo hlavy univerzální. [3][9]



Obrázek 4 - Frézovací hlavy ŠMT: ruční dvouosá hlava (vlevo nahoře), malá pravouhlá hlava (vpravo nahoře), univerzální 45° hlava (vlevo dole), CNC univerzální hlava (vpravo dole) [9]

V nabídce hlav vyvrtávacích lze najít standardní vyvrtávací hlavu, NC hlavu a velkou vyvrtávací hlavu určenou pro obrábění do hloubky až 5 m. [9]



Obrázek 5 - Vyvrtávací hlavy: standardní vyvrtávací hlava (vlevo), velká vyvrtávací hlava (vpravo) [9]

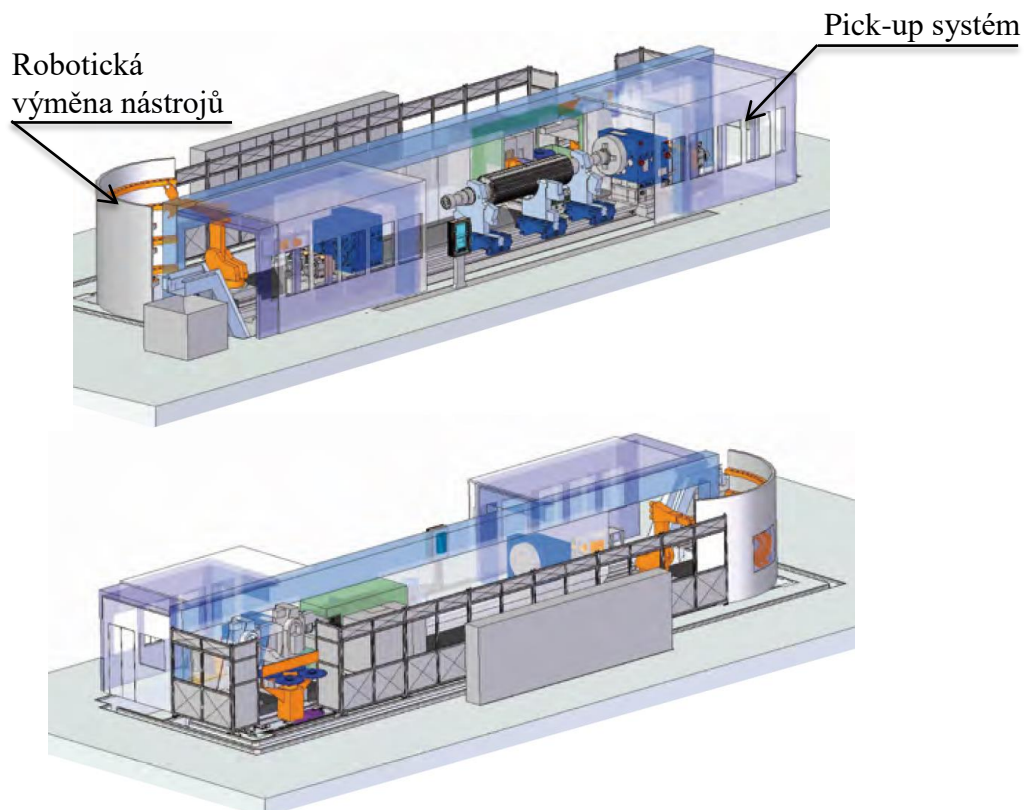
2 Zadání – informace ŠMT

Speciální frézovací hlava je určena pro univerzální horizontální soustruh s frézovací věží S200 MT s následujícími parametry:

Tabulka 1 - Parametry S200 MT

		Soustružení	Frézování
Max. hmota obrobku	[kg]	60 000	
Max. průměr obrobku	[mm]	2 000	
Max. délka obrobku	[mm]	4 000 - 10 000	
Max. otáčky	[ot/min]	700	3500
Max. výkon	[kW]	95	64
Max. moment	[kNm]	140	4,5
Průřez pinoly	[mm]	480 x 480	
Výsuv pinoly	[mm]	1500	

Jedná se o multifunkční pracoviště určené pro kompletní obrábění. Jak již bylo zmíněno výše v informacích o zadavateli, lze na tomto pracovišti provádět nespočet obráběcích operací na jedno upnutí. Pracoviště má taktéž integrováno měřicí zařízení, které je možné využít současně s procesem obrábění. Pracoviště disponuje také automatickou výměnou nástrojů a příslušenství (viz obrázek 6). Úsek robotické výměny nástrojů je tvořen z regálového zásobníku a průmyslového robota. Na pravé straně pracoviště se nachází tzv. pick-up systém se zásobníkem nástrojových hlav. [8]



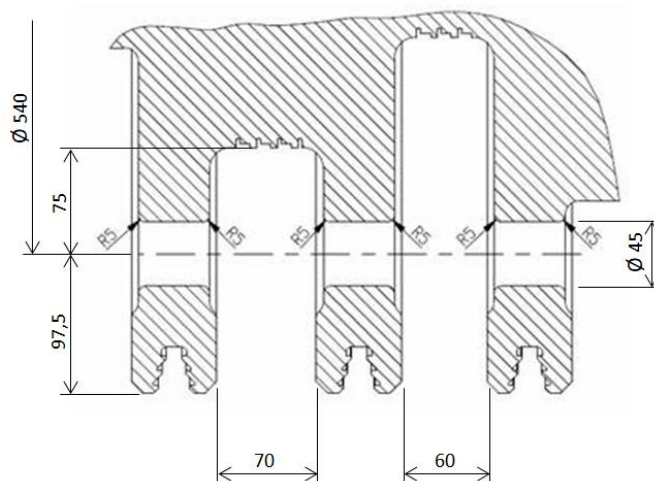
Obrázek 6 - Pohled na multifunkční pracoviště S200 MT [3]

Účelem frézovací hlavy je obrábění zaoblení paropropustných otvorů na turbínovém rotoru o délce 2000 mm a největším průměru 735 mm. Jedná se o zaoblení o poloměru R5 na obou stranách průchozích otvorů, které mají průměr 45 mm. Tyto otvory jsou po pěti rovnoměrně rozmístěny na roztečných kružnicích o průměru 540 mm.

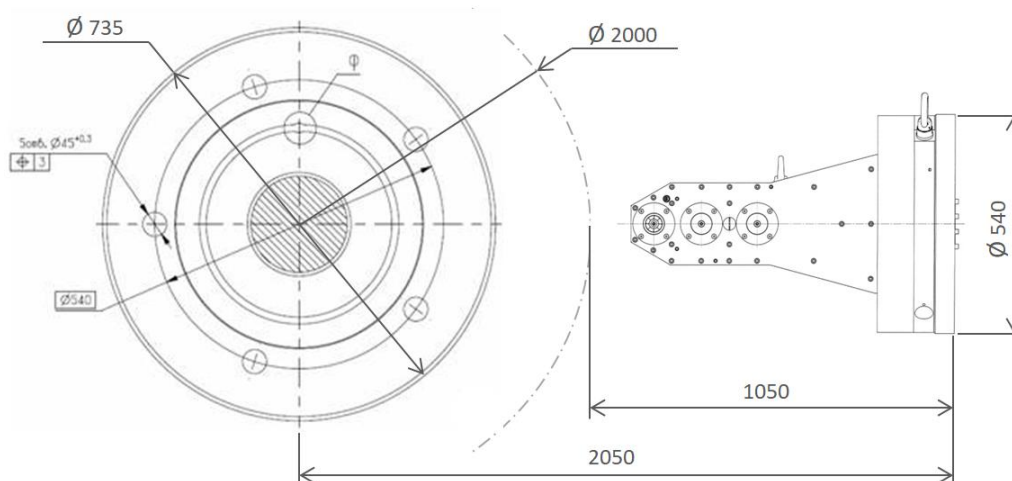
Pro konstrukci frézovací hlavy je důležitý omezující prostor, který je daný geometrií obrobku a vzdáleností smykadla od osy obrobku. Z geometrie obrobku vyplývá omezující prostor určený velikostí vybrání 60 mm a dále vzdáleností roztečné kružnice otvorů o průměru 540 mm ode dna vybrání na průměru 390 mm, tato vzdálenost činí 75 mm (viz obrázek 7). Další omezující prostor je dán vzdáleností 2050 mm, což je hodnota vzdálenosti zataženého smykadla od osy obrobku (obrázek 8). Při uvažování obrábění maximálního možného průměru obrobku daném parametry stroje (viz tabulka 1), je omezujícím prostorem také vzdálenost mezi obrobkem a zataženým smykadlem, která činí 1050 mm (viz obrázek 8). Frézování protilehlého zaoblení otvoru je docíleno otočením hlavy o 180°. Materiál obrobku je ocel ČSN 12050 (viz tabulka 2).

Tabulka 2 - Materiál obrobku ČSN 12050

Mez kluzu	R_e [MPa]	305
Mez pevnosti	R_m [MPa]	530



Obrázek 7 - Paropropustné otvory



Obrázek 8 - Vzdálenost zataženého smykadla od osy obrobku

K připojení frézovací hlavy ke smykadlu slouží příruba o největším průměru 480 mm a jejím středícím průměru 340 mm, na kterou je frézovací hlava připevněna pomocí šroubů M16. Krouticí moment je přenášen pomocí připojovacího hřídele s drážkováním, které je navrženo speciálně pro automatickou výměnu hlav.

Frézovacím nástrojem je nástrčná konkávní fréza BA5005 Ø36x13, R5 popřípadě fréza BA5006 Ø36x18, R5. Fréza je zhotovena z rychlořezné oceli S390 vyrobené práškovou metalurgií. V tabulce 3 se nachází další doplňující informace.

Tabulka 3 - Doplňující informace pro frézy BA5005 a BA5006

Počet břitů	8
Směr řezu	Pravotočivý
Úhel šroubovice	5°
Povlak	AlCrN
Chlazení	bez IK

Tabulka 4 - Hodnoty řezné rychlosti a posuvu na zub frézy

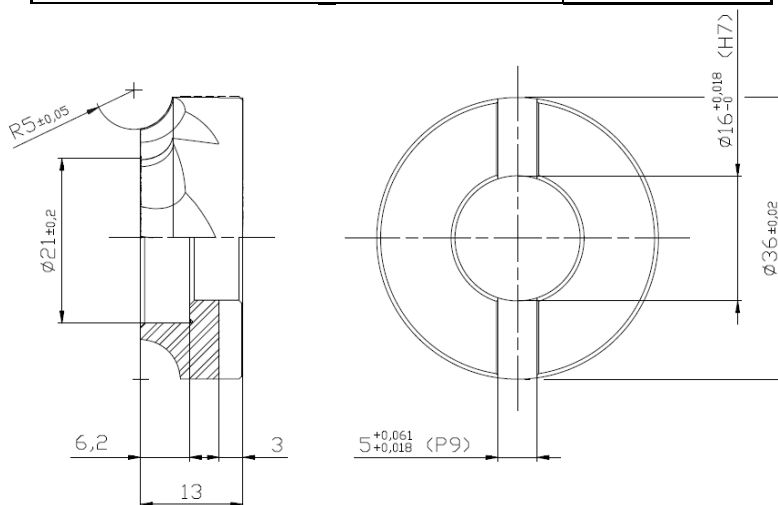
Posuv na zub f_z [mm]	0,05 – 0,08
Řezná rychlost v_c [m/min]	15 - 20

Zadané řezné hodnoty (viz tabulka 4) nedosahují běžných hodnot pro frézování frézou z rychlořezné oceli z důvodu ztížených řezných podmínek, jako jsou problematické chlazení nástroje, větší úhel opásání frézy v řezu nebo špatná až nulová viditelnost nástroje při práci.

Pro úplné určení zatěžovacích stavů byly zadavatelem dány také mezní hodnoty na nástroji (viz tabulka 5).

Tabulka 5 - Mezní hodnoty na nástroji

Jmenovitý moment M_e [Nm]	200
Jmenovité otáčky n_e [ot/min]	250
Maximální otáčky n_{max} [ot/min]	1000
Doba běhu T_c [hod]	4000

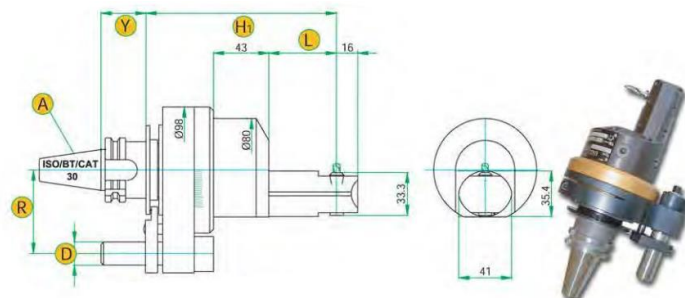


Obrázek 9 - Fréza BA5005

3 Konkurenční a stávající řešení

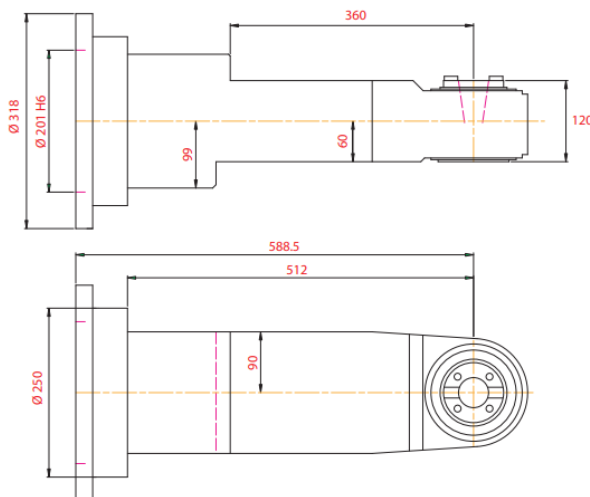
3.1 Konkurenční řešení

Jedním z konkurentů na trhu ve výrobě frézovacích hlav je švýcarská firma Pibomulti S.A., která vyvíjí efektivní řešení pro obrábění i v omezujících situacích. Jedním takovým omezením může být umístění obráběného prvku na obrobku. Firma ve své sérii STANDARD nabízí například řešení CDP 05 L3, jež konstrukčně vyhovuje zadanému omezujícímu prostoru. Zařízení je však navrženo primárně pro vrtání nebo nástroj se stopkou o průměru 5 mm. Výkon zařízení je pouze 0,6 kW a maximální moment nástroje 7,7 Nm. [10]



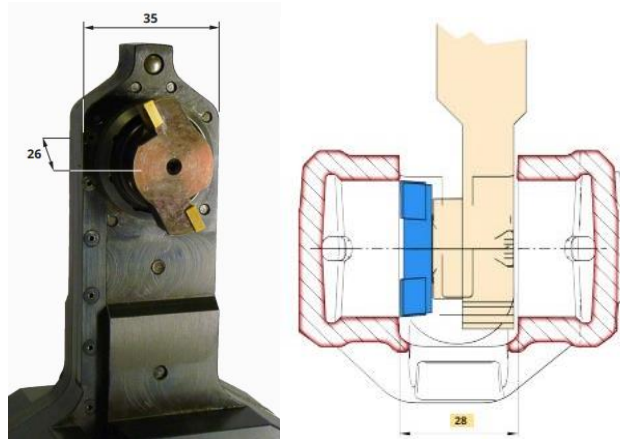
Obrázek 10 - Nástrojová hlava společnosti Pibomulti CDP 05 L3 [10]

Dalším zařízením od společnosti Pibomulti ze série LARGE je frézovací hlava SLP40-15. Tato série obsahuje nástrojové hlavy pro vysoké obráběcí výkony a momenty. Výkon je 15 kW, maximální výstupní moment 450 Nm a převodový poměr 2:1. Vysoký výkon a moment je však reflektován větší šířkou nejužší části hlavy 120 mm. [11]



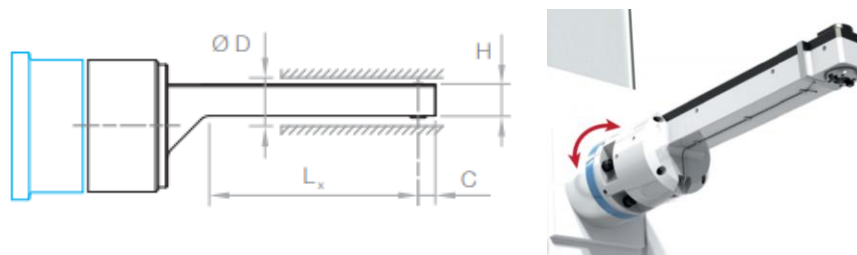
Obrázek 11 – Nástrojová hlava Pibomulti SLP40-15 [11]

Poslední série MICRO od společnosti Pibomulti je určena pro speciální případy obrábění, zejména pro letecký, námořní a automobilový průmysl. Společnost nabízí speciální nástrojovou hlavu pro vyvrtávání a frézování v omezujících prostorech o maximálních otáčkách nástroje 4500 ot/min. Další parametry bohužel nejsou uvedeny. [12]



Obrázek 12 - Nástrojová hlava Pibomulti ze série MICRO [12]

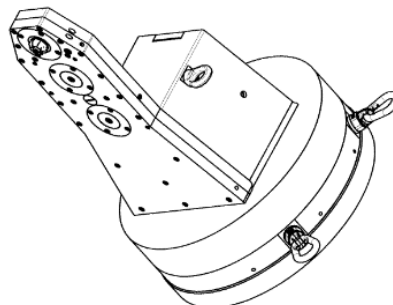
Dalším konkurentem je španělská firma Madaula S.A. Ta taktéž nabízí celou řadu speciálních frézovacích úhlových hlav i do zúžených prostor. Například jejich řešení G.050 umožňuje frézování ve vybráních od 90 mm, tloušťka hlavy v nejužším místě činí 50 mm. Výkon frézovací hlavy je 3,5 kW a maximální moment 14 Nm, převodový poměr je 1:1. [13]



Obrázek 13 - Frézovací hlava do úzkých prostor [13]

3.2 Stávající řešení ŠMT

Stávající řešení ŠMT využívá zejména přímých ozubených kol, pomocí kterých je moment v nejužší části frézovací hlavy přenesen až k nástroji. Převodové ústrojí sestává celkem ze čtyř ozubených převodů o celkovém převodovém poměru 1: 1. Připojení frézovací hlavy ke smykadlu stroje je realizováno pomocí připojovací příruby. Přenos točivého momentu a otáček na nástroj umožňují unášecí kameny. Tloušťka nejužší části hlavy je 45 mm.



Obrázek 14 - Stávající řešení ŠMT

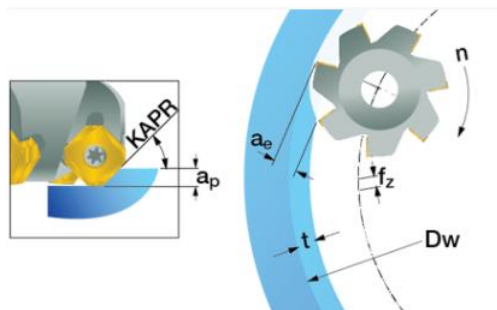
4 Frézování

Z obecné definice řadíme frézování mezi třískové obrábění, kdy hlavní řezný pohyb vykonává vícebřítý nástroj. Vedlejší řezný pohyb vykonává obrobek.

V tomto případě se jedná o frézování na multifunkčním pracovišti, kde obrobek je upnut mezi hroty soustruhu. Nástroj je upnut ve frézovací hlavě na smykadle frézovací věže. Z toho důvodu je vedlejší řezný pohyb vykonáván taktéž nástrojem, respektive pohyby smykadla a frézovací věže.

4.1 Řezné síly

Pro analýzu a návrh frézovací hlavy je nutná znalost velikosti řezných sil působících na nástroj. Výpočty řezných hodnot byly provedeny pomocí softwaru od společnosti ISCAR. Během obrábění paropropustného otvoru dochází ke kruhovému pohybu frézy po jeho obvodu, z toho důvodu byla pro frézování zvolena technologie kruhové interpolace (viz obrázek 15).



Obrázek 15 - Frézování kruhovou interpolací [14]

Nejprve byly vypočteny teoretické síly při obrábění mezními hodnotami (viz výpočet níže). Hodnoty jmenovitého momentu M_e lze dle softwaru ISCAR dosáhnout při posuvu na zub $f_z = 0,7$ mm. Tato hodnota posuvu na zub však v praxi není pravděpodobně dosažitelná a z toho důvodu byly pro výpočty zatěžovacích stavů využity hodnoty řezné rychlosti a posuvu na zub pro zadaný nástroj z rychlořezné oceli a pak dále maximální možné otáčky $n_{max} = 1000$ ot/min. Tyto řezné hodnoty a geometrie zadané frézy byly použity jako vstupní informace pro výpočet ISCAR.

Mezní hodnoty na nástroji

$$M_e = 200 \text{ Nm}$$

$$n_e = 250 \text{ ot/min}$$

$$n_{max} = 1000 \text{ ot/min}$$

$$n = [n_e \quad n_{max}] = [250 \quad 1000] \text{ ot/min} \quad \dots \text{ rozsah otáček}$$

$$P = M_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = [5,236 \quad 20,944] \text{ kW} \quad \dots \text{ teoretický rozsah výkonu zařízení při konstantním momentu}$$

Teoretické síly na fréze

$D_C = 36 \text{ mm}$... jmenovitý průměr frézy
$r = 5 \text{ mm}$... poloměr řezné hrany
$D = D_C - r = 31 \text{ mm}$... střední průměr frézy
$F = \frac{2 \cdot M_e}{D_C} = 11.111 \text{ kN}$... max. obvodová síla – teoretická hodnota
$F_R = 0,8 \cdot F = 8,889 \text{ kN}$... max. radiální síla – teoretická hodnota
$F_A = 0,6 \cdot F = 6,667 \text{ kN}$... max. axiální síla – teoretická hodnota

Ve výpočtu výše jsou uvedeny hodnoty sil na fréze při využití mezních hodnot. Tyto hodnoty jsou z důvodu nedosažitelného jmenovitého momentu M_e pouze teoretické.

4.1.1 Řezné síly pro 1. zatěžovací stav

Pro první zatěžovací stav byly uvažovány zadané hodnoty řezné rychlosti $v_c = 20 \text{ m/min}$ a posuvu na zub $f_z = 0,08 \text{ mm}$ pro řezný nástroj z rychlořezné oceli, jak již bylo uvedeno výše. V softwaru společnosti ISCAR byl dle zadaných hodnot vypočítán maximální moment na fréze, který je dále zvětšen o bezpečnost převodů. Následně byly vypočteny hodnoty řezných sil.

Maximální řezné síly na fréze

$D_C = 36 \text{ mm}$... jmenovitý průměr frézy
$z_{ef} = 8$... počet zubů frézy
$D_d = 40 \text{ mm}$... průměr díry
$D_W = D_d + 2r = 50 \text{ mm}$... průměr obrobku
$t = r = 5 \text{ mm}$... přídavek na plochu
$f_z = 0,08 \text{ mm}$... posuv na zub
$v_c = 20 \text{ m/min}$... řezná rychlost
$M_F = 37 \text{ Nm}$... max. moment na fréze [14]
$M_M = 1,5 \cdot M_F = 55,5 \text{ Nm}$... zvětšení hodnoty pro vyšší bezp. převodů
$F = \frac{2 \cdot M_M}{D_C} = 3,083 \text{ kN}$... max. obvodová síla
$F_R = 0,8 \cdot F = 2,467 \text{ kN}$... max. radiální síla
$F_A = 0,6 \cdot F = 1,850 \text{ kN}$... max. axiální síla

4.1.2 Řezné síly pro 2. zatěžovací stav

Druhý zatěžovací stav byl stanoven za předpokladu využití maximální možné hodnoty otáček nástroje $n_{\max} = 1000$ ot/min, která odpovídá řezné rychlosti $v_c = 113,1$ m/min. Při této řezné rychlosti je zapotřebí využití nástroje ze slinutých karbidů. Ve výpočtu byla proto použita hodnota posuvu na zub $f_z = 0,1$ mm, která odpovídá běžným hodnotám posuvu na zub pro tento materiál nástroje.

Maximální řezné síly na fréze

$D_C = 36$ mm	... jmenovitý průměr frézy
$z_{ef} = 8$... počet zubů frézy
$D_d = 40$ mm	... průměr díry
$D_W = D_d + 2r = 50$ mm	... průměr obrobku
$t = r = 5$ mm	... přídavek na plochu
$f_z = 0,1$ mm	... posuv na zub
$v_c = 113,1$ m/min	... řezná rychlost
$M_F = 44$ Nm	... max. moment na fréze [14]
$M_M = 1,5 \cdot M_F = 66$ Nm	... zvětšení hodnoty pro vyšší bezp. převodů
$F = \frac{2 \cdot M_M}{D_C} = 3,667$ kN	... max. obvodová síla
$F_R = 0,8 \cdot F = 2,933$ kN	... max. radiální síla
$F_A = 0,6 \cdot F = 2,200$ kN	... max. axiální síla

4.2 Zatěžovací stavy pro výpočet zařízení

V této podkapitole jsou přehledně vypsány zatěžovací stavy, které byly určeny dle postupu výše. Tyto zatěžovací stavy slouží pro výpočtový model v softwaru KISSsys a KISSsoft, v kterých byly provedeny další výpočty a návrhy.

4.2.1 První zatěžovací stav

Zatěžovací stav

$T_c = 4000$ hod	... celková doba běhu
$n = 177$ ot/min	... otáčky na fréze [14]
$M = M_M = 55,5$ Nm	
$F = 3,083$ kN	
$F_R = 2,467$ kN	
$F_A = 1,850$ kN	

4.2.2 Druhý zatěžovací stav

Zatěžovací stav

$T_c = 4000$ hod ... celková doba běhu

$n = 1000$ ot/min ... otáčky na fréze [14]

$M = M_M = 66$ Nm

$F = 3,667$ kN

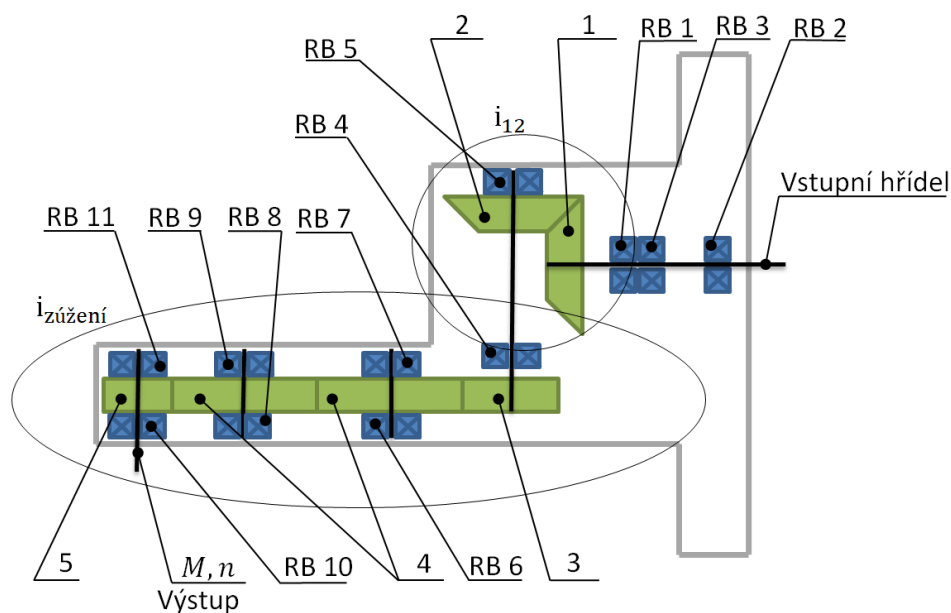
$F_R = 2,933$ kN

$F_A = 2,200$ kN

5 Analýza stávající konstrukce ŠMT

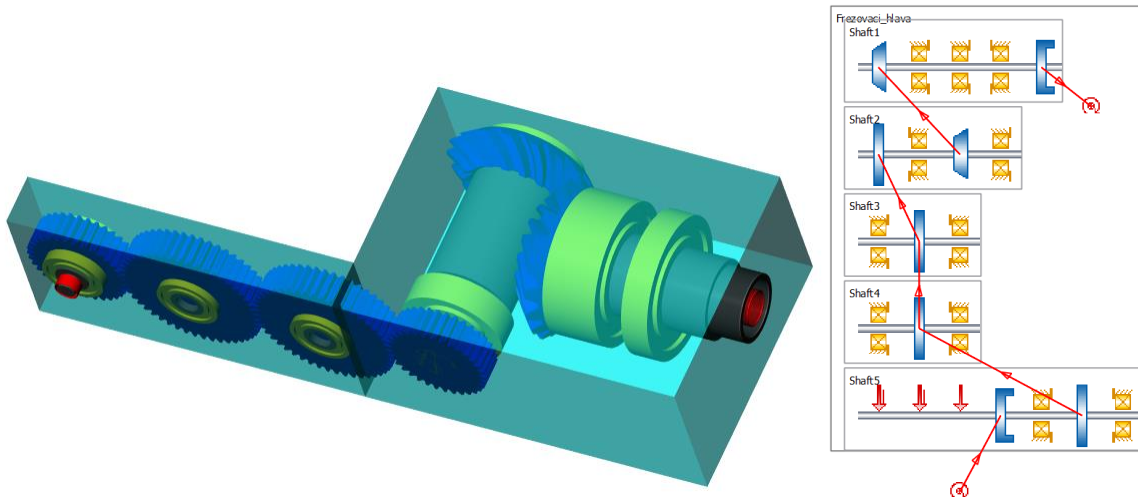
Vzhledem k tomu, že již existuje stávající řešení konstrukce od společnosti ŠMT, byla provedena analýza tohoto řešení. Ta slouží jako základní varianta pro další návrhy konstrukce frézovací hlavy nebo jejího vylepšení.

Stávající řešení se skládá ze vstupního kuželového převodu z materiálu 18 NiCr 5-4, který je ekvivalentem oceli ČSN 16 220. Toto soukolí je cementováno a kaleno. Dle vytvořeného kinematického schématu (obrázek 16) jsou následně řetězena čelní ozubená kola s přímými zuby. Tyto kola jsou navržena z materiálu 18 CrNiMo 7-6, který odpovídá oceli ČSN 16 326. Vstupní kuželové soukolí je typu Gleason s převodovým poměrem $i_{12} = 1$. Další soukolí čelních kol 3 a 4 má shodný převodový poměr jako soukolí kol 5 a 4. Kola označená pozicí 4 jsou naprosto shodná. Kola označená pozicí 3 a 5 mají shodnou geometrii ozubených, ale jejich provedení náboje je odlišné. Celkový převodový poměr čelních kol je tedy $i_{zúžení} = i_{34} \cdot i_{44} \cdot i_{45} = 1$. Z toho vyplývá, že i celkový převodový poměr frézovací hlavy je roven $i_c = i_{12} \cdot i_{zúžení} = 1$. Ložiska jsou označena zkratkou RB1-11, jejich číslování odpovídá umístění ložisek ve výpočtovém modelu v softwaru KISSsys.



Obrázek 16 - Kinematické schéma stávajícího řešení ŠMT

Analýza stávající konstrukce byla provedena v softwaru KISSsys/KISSsoft podle zatěžovacích stavů uvedených výše v této práci. Byly sledovány hodnoty ozubení, ložisek a hřídelí.



Obrázek 17 – Výpočtový model stávajícího řešení v softwaru KISSsys

V následující tabulce (tabulka 6) jsou opět zobrazeny zatěžující stavy pro lepší přehlednost. Ve sloupci Frequency jsou zvolené poměrné doby běhu pro jednotlivé zatěžovací stavy. Poměrná doba běhu prvního zatěžovacího stavu byla stanovena na 70% celkové doby běhu, tedy na $T_{c1} = 2800$ hod, poměrná doba druhého zatěžovacího stavu na 30% celkové doby běhu, to odpovídá $T_{c2} = 1200$ hod. Bylo tak učiněno z důvodu předpokladu častějšího obrábění prvním zatěžovacím stavem, který byl stanoven podle řezných hodnot na základě odhadu zadavatele a který počítá s využitím zadaného nástroje. Druhý zatěžovací stav předpokládá využití mezních otáček a nástroje zhotoveného ze slinutých karbidů.

Frequency – poměrná doba běhu = T_{ci} [hod]

Torque – moment na fréze = M_i [Nm]

Speed – otáčky = n_i [ot/min]

FA, F, FR – řezné hodnoty na nástroji [N]

Frequency	Torque	Speed	FA	F	FR	
1	0.7	1	1	1850	-3083	-2467
2	0.3	1.19	5.64	2200	-3667	-2933

Obrázek 18 - Zatěžovací stavy KISSsys

Pro větší přehled zatěžovacích stavů byly v tabulce níže uvedeny skutečné hodnoty.

Tabulka 6 - Skutečné hodnoty zatěžovacích stavů

	Frequency	Torque	Speed	FA	F	FR
Bin 1	0,7	55,5	177	1850	-3083	-2467
Bin 2	0,3	66,0	1000	2200	-3667	-2933

Pro tyto zatěžovací stavy byla provedena kontrola ozubení, ložisek a těles ozubených kol, z které vyplynulo nedosažení požadované životnosti u ložiska nejbližší k nástroji, toto ložisko je označeno pozicí RB10 (viz tabulka 7). Požadovaná minimální životnost se rovná délce doby běhu $L_{hmin} = 4000$ hod, ložisko však dosáhlo pouze celkové životnosti $L_h = 1927$ hod.

Lifetime – životnost L_{hi} [hod]

$$L_{hmin} = 4000 \text{ hod}$$

Static Safety – statická bezpečnost s_{oi} [-]

$$s_{0min} = 1,2$$

Tabulka 7 – Hodnoty životnosti a statické bezpečnosti pro ložisko RB10

_O.Frezovaci_hlava.Shaft5.RollerBearing10	Lifetime	Static Safety
Bin 1	11536	3,344
Bin 2	1216	2,812
Results with load spectrum	3252	2,812

V důsledku nevyhovujícího ložiska není možné provádět frézování při vypočítaných řezných hodnotách. Vzhledem k vyhovující životnosti ložiska pro první zatěžovací stav $L_{h1} = 6836$ hod, byly snižovány hodnoty posuvu na zub pro zatěžovací stav druhý, dokud nebyla dosažena požadovaná životnost pro celé spektrum. Hodnota posuvu na zub f_z byla u druhého zatěžovacího stavu snížena na $f_z = 0,08$ mm. Řezná rychlost v_c zůstala pro druhý zatěžovací stav stále shodná, tedy $v_c = 113,1$ m/min.

Maximální moment na fréze

$D_C = 36$ mm	... jmenovitý průměr frézy
$z_{ef} = 8$... počet zubů frézy
$D_d = 40$ mm	... průměr díry
$D_W = D_d + 2r = 50$ mm	... průměr obrobku
$t = r = 5$ mm	... přídavek na plochu
$f_z = 0,08$ mm	... posuv na zub
$v_c = 113,1$ m/min	... řezná rychlost
$M_F = 37$ Nm	... max. moment na fréze [5]
$M_M = 1,5 \cdot M_F = 55,5$ Nm	... zvětšení hodnoty pro vyšší bezp. převodů
$F = \frac{2 \cdot M_M}{D_C} = 3,083$ kN	... max. obvodová síla
$F_R = 0,8 \cdot F = 2,467$ kN	... max. radiální síla
$F_A = 0,6 \cdot F = 1,850$ kN	... max. axiální síla

Zatěžovací stav

$T_c = 4000$ hod ... celková doba běhu

$n = 1000$ ot/min ... otáčky na fríze [5]

$M = M_M = 55,5$ Nm

$F = 3,083$ kN

$F_R = 2,467$ kN

$F_A = 1,850$ kN

V následující tabulce je zobrazeno výsledné spektrum zatížení. Životnost ložiska při těchto hodnotách je uvedena v podkapitole 5.2, kontrola ložisek v tabulce 11.

	Frequency	Torque	Speed	FA	F	FR
1	0.7	1	1	1850	-3083	-2467
2	0.3	1	5.64	1850	-3083	-2467

Obrázek 19 - Zatěžovací stavy KISSsys

Tabulka 8 - Skutečné hodnoty zatěžovacích stavů

	Frequency	Torque	Speed	FA	F	FR
Bin 1	0,7	55,5	177	1850	-3083	-2467
Bin 2	0,3	55,5	1000	1850	-3083	-2467

Všechny následující výpočty stávajícího řešení ŠMT v softwaru KISSsys/KISSsoft jsou obsaženy v souhrnné výpočtové zprávě v příloze č. 1, přehled výsledků pro jednotlivé zatěžovací stavy je uveden v příloze č. 2.

5.1 Kontrola ozubení

U ozubení byly porovnávány hodnoty SH a SF s minimálními hodnotami danými normou.

SH – faktor bezpečnosti proti pittingu

$SH_{min} = 1$

SF - faktor bezpečnosti pro lom u kořene zubu

$SF_{min} = 1,4$

Protože všechna ozubení vyhovují minimálním hodnotám koeficientů v obou zatěžovacích stavech, byla uvedena pouze tabulka s přehledem výsledných koeficientů pro celé zatěžovací spektrum (viz tabulka 9).

Tabulka 9 - Přehled výsledných koeficientů pro zatěžovací spektrum

Results with load spectrum	SF1	SH1	SF2	SH2
_O,Frezovaci_hlava,i12,i12_calc	15,548	3,969	15,548	3,969
_O,Frezovaci_hlava,i34,i34_calc	7,451	2,197	7,353	2,224
_O,Frezovaci_hlava,i44,i44_calc	7,059	2,373	7,059	2,373
_O,Frezovaci_hlava,i45,i45_calc	7,076	2,180	7,164	2,156

5.2 Kontrola ložisek

Při kontrole ložisek byla sledována jejich výsledná životnost pro zatěžovací spektrum, která je uvedena ve sloupci Lifetime a statická bezpečnost uvedená ve sloupci Static safety.

Lifetime – životnost L_{hi} [hod]

$$L_{hmin} = 4000 \text{ hod}$$

Static Safety – statická bezpečnost s_{oi} [-]

$$s_{0min} = 1,2$$

S ohledem na výsledné hodnoty životnosti a statické bezpečnosti, které výrazně přesahují požadované meze, byl uveden opět přehled výsledných hodnot pro celé zatěžovací spektrum (viz tabulka 10). Podrobněji byly vypsány pouze hodnoty u nejvíce zatěženého ložiska nejbližší k nástroji (viz tabulka 11), toho ložisko je ve výpočtovém modelu označeno jako rollerbearing10.

Tabulka 10 - Přehled výsledných hodnot životností a statické bezpečnosti pro celé zatěžovací spektrum

Results with load spectrum	Lifetime	Static Safety
_O,Frezovaci_hlava,Shaft1,RollerBearing1	>1000000	54,255
_O,Frezovaci_hlava,Shaft1,RollerBearing2	>1000000	176,434
_O,Frezovaci_hlava,Shaft1,RollerBearing3	>1000000	769,020
_O,Frezovaci_hlava,Shaft2,RollerBearing4	>1000000	52,842
_O,Frezovaci_hlava,Shaft2,RollerBearing5	>1000000	63,869
_O,Frezovaci_hlava,Shaft3,RollerBearing6	227578	10,699
_O,Frezovaci_hlava,Shaft3,RollerBearing7	214195	10,699
_O,Frezovaci_hlava,Shaft4,RollerBearing8	214195	10,485
_O,Frezovaci_hlava,Shaft4,RollerBearing9	214195	10,485
_O,Frezovaci_hlava,Shaft5,RollerBearing10	4823	3,344
_O,Frezovaci_hlava,Shaft5,RollerBearing11	144619	13,749

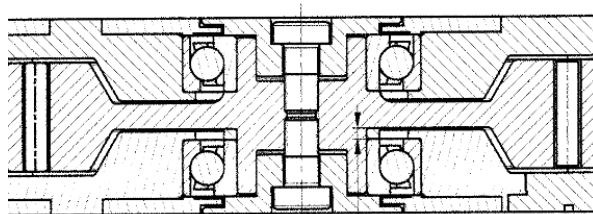
Tabulka 11 - Hodnoty životnosti ložiska a statické bezpečnosti pro jednotlivé zatěžovací stavy ložiska RB10

_O,Frezovaci_hlava,Shaft5,RollerBearing10	Lifetime	Static Safety
Bin 1	11536	3,344
Bin 2	2045	3,344
Results with load spectrum	4823	3,344

I přesto, že ložisko nedosahuje ve druhém zatěžovacím stavu požadované minimální životnosti $L_{hmin} = 4000$ hod, životnost pro celé zatěžovací spektrum (viz tabulka 11) je vyšší než požadovaná, tím pádem lze považovat životnost ložiska za vyhovující.

5.3 Kontrola hřídelí a těles ozubených kol

V této podkapitole byla provedena kontrola hřídelí (viz tabulka 12) a těles ozubených kol (viz tabulka 13). Protože ozubená kola v zúžení nejsou uložena na hřídelích, ale pomocí ložisek mezi tělesy ozubených kol a skříní (viz obrázek 20), byla kontrolována tato tělesa. U hřídelí a těles ozubených kol byly tedy sledovány hodnoty statické a dynamické bezpečnosti, které musí být větší než minimální hodnota $SS_{min} = SD_{min} = 1,2$.



Obrázek 20 - Těleso ozubeného kola

SS (Static Safety) – statická bezpečnost [-]

$$SS_{\min} = 1,2$$

SD (Fatigue Safety) – dynamická bezpečnost [-]

$$SD_{\min} = 1,2$$

Stejně jako u kontroly ozubení a ložisek byly zobrazeny pouze hodnoty pro celé zatěžovací spektrum.

Tabulka 12 - Hodnoty statické a dynamické bezpečnosti hřídelí pro celé zatěžovací spektrum

Results with load spectrum	Static Safety	Fatigue Safety
_O,Frezovací_hlava,Shaft1,Shaft1_calc	74,995	42,436
_O,Frezovací_hlava,Shaft2,Shaft2_calc	27,345	4,757

Tabulka 13 - Hodnoty statické a dynamické bezpečnosti těles ozubených kol pro celé zatěžovací spektrum

Results with load spectrum	Static Safety	Fatigue Safety
_O,Frezovací_hlava,Shaft3,Shaft3_calc	21,384	20,776
_O,Frezovací_hlava,Shaft4,Shaft4_calc	20,949	20,353
_O,Frezovací_hlava,Shaft5,Shaft5_calc	10,658	8,533

Všechny výsledné hodnoty statické a dynamické bezpečnosti vyhovují minimální požadované mezi.

5.4 Zhodnocení

Z výše uvedených tabulek a výpočtů vyplývá, že kritické místo při návrhu hlavy je výstupní hřídel s nástrojem a ložisko umístěné nejbližší nástroji. Pro další návrh frézovací hlavy je zásadní volba ložisek na výstupní hřídeli a volba jejího průměru.

Bezpečnost celé frézovací hlavy lze hodnotit jako bezpečnost v kritickém místě. Proto lze považovat dynamickou bezpečnost druhé hřídele za celkovou bezpečnost frézovací hlavy, která nabývá hodnoty $SD = 4,757$.

Z výsledků hodnocení stávajícího řešení je taktéž patrné, že ozubená kola a většina hřídelí i ložisek jsou pro stanovené zatěžovací stavy z hlediska bezpečnosti a životnosti předimenzována.

6 Navrhované varianty nové konstrukce

Při návrhů nové konstrukce byly nejdříve navrženy možné nové koncepční varianty. Všechny tyto varianty však respektují konstrukci stávajícího řešení, z které vycházejí. U návrhů byla vždy zachována koncepce vstupního kuželového soukolí ze stávajícího řešení a poloha prvních dvou hřídelí. Předmětem koncepční změny byla pouze koncepce přenosu otáček a točivého momentu v zúžené části hlavy. V následující tabulce byly vypsány všechny uvažované varianty řešení, které lze použít pro potřebné uspořádání os frézovací hlavy, kde jsou výstupní osa nástroje a vstupní osa ze smykadla vzájemně různoběžné v úhlu 90°.

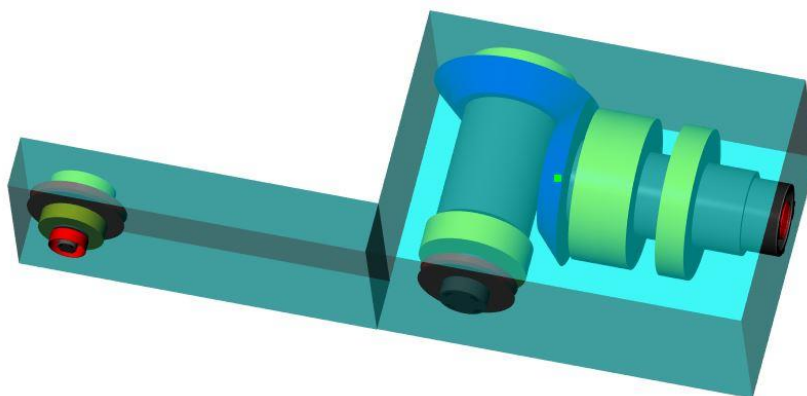
Tabulka 14 - Uvažované varianty

Hlavní funkce TS vč. asistujících funkcí		Orgány TS („nositele funkcí“)				
		1	2	3	4	5
Fce 1	PŘENOS momentu a otáček UMOŽNIT	ozubenými převody	řemenem	řetězem		
1.1	DRUH ozubeného převodu PRINCIP	čelní soukolí	kuželové soukolí	šnekové soukolí		
1.2	DRUH ozubení PRINCIP	přímé zuby	šikmé zuby	šípové	zakřivené	
1.3	DRUH řemenu PRINCIP	ploché	klínový	ozubený		
1.4	DRUH řetězu PRINCIP	válečkový	pouzdrový			
Fce 3	ULOŽENÍ rotačních částí UMOŽNIT	válečková ložiska	soudečková ložiska	kuželíková ložiska	kuličková ložiska	jehlová ložiska
Fce 4	MAZÁNÍ rotačních částí UMOŽNIT	broděním	plastické mazivo	oběhové mazání		

Legenda	— Varianta A	— Varianta B	— Varianta C
----------------	---	---	--

Varianta A

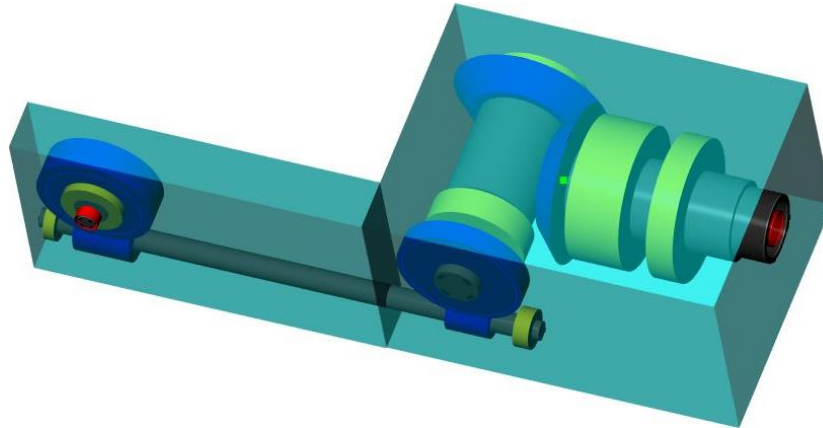
V této variantě byl v zúžené části frézovací hlavy uvažován ozubený řemen (viz obrázek 21). Jeho výhodou oproti dalším druhům řemenů je, že nedochází k prokluzu a tedy i ztrátě výkonu. Lze proto dosáhnout konstantního převodového poměru. Chod řemenu je plynulý a méně hlučný. Účinnost ozubeného řemenu se vyrovná účinnosti ozubených převodů. Jeho účinnost se pohybuje mezi 97 až 99%. Ozubené řemeny vynikají také velkým rozsahem provozních rychlostí a schopností pracovat při malém předpětí. Nedochází tak k velkému zatěžování ložisek a hřídelí. Pro návrh je vhodný ozubený řemen 8MGT-Poly-Chain-GT2 o šířce pouze 12 mm, který dokáže přenést potřebný výkon. Jedná se o polyuretanový řemen s vysokou životností a odolností proti otěru a rázovým zatížením. Dle výrobce se tento typ řemenu za celou svoji životnost při provozu nevytahuje, a proto není nutné jeho napínání. Vzhledem k odolnosti tohoto řemenu a obecné vlastnosti řemenů zachycovat rázy a tlumit kmitání, je tento způsob převodu vhodný i pro možné obrábění s přerušovaným řezem, kde dochází ke zvýšené míře rázů a vibrací vlivem nestálého záběru břitů nástroje. Tato varianta je velice vhodná i s přihlédnutím na úsporu hmotnosti a výrobních nákladů v porovnání se stávající variantou řešení. [15][16][17]



Obrázek 21 - Výpočtový model pro ozubený řemen

Varianta B

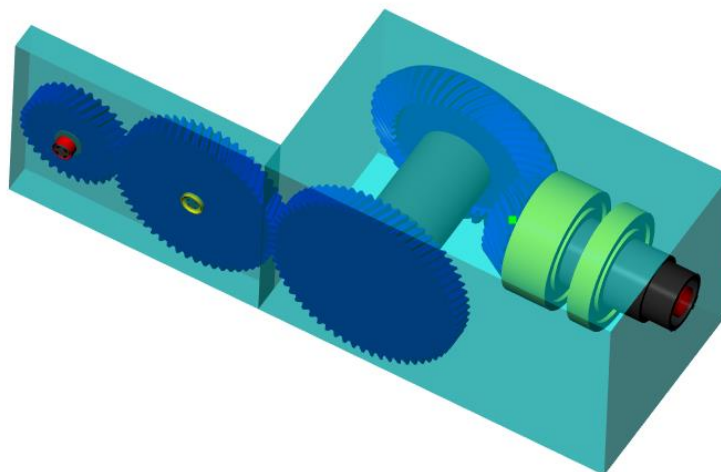
Na obrázku 22 je zobrazen výpočtový model další varianty, která využívá dvou šnekových převodů v zúžené části hlavy a samozřejmě vstupního kuželového soukolí. Nad touto variantou bylo uvažováno z důvodu snížení počtu převodů, přenosu velkého výkonu, tichému a stálému chodu a dále díky vhodné velikosti šroubového soukolí. Šnek lze navrhnout o dostatečně malém průměru, aby bylo možné převod využít v zúžené části hlavy. Vzhledem k nutnosti využití delší přenosové hřídele se šneky mezi jednotlivými soukolími, je na první pohled zřejmá nevýhoda většího průhybu této hřídele. Další velkou nevýhodou je malá účinnost soukolí způsobená vlivem vyšších ztrát třením v ozubení. Tření se tvoří díky skluzu podél boků zubů, k čistému odvalování dochází pouze ve valivém bodě soukolí. U šnekových převodů dochází k většímu oteplení, a proto musí být soukolí intenzivněji chlazeny. Mazání musí být provedeno broděním, případně oběhovým mazáním. [15]



Obrázek 22 - Výpočtový model šnekových soukolí

Varianta C

Poslední varianta (obrázek 23) počítá s využitím kombinace čelních ozubených kol se šikmými zuby, snížení mezikol a ložisky uloženými mezi osou a ozubeným kolem. Umožní se tím klidnější a tišší chod v porovnání s koly s přímými zuby a také se zvýší součinitel trvání záběru zubových dvojic. Taktéž se usnadní konstrukce vík ozubených kol. Při použití ložisek mezi kolem a osou nelze u výstupního ozubeného kola osu uložit do skříně na obou stranách. Z toho důvodu je osa navržena jako součást skříně a je tedy pouze na jedné straně vetknuta. Krouticí moment a otáčky jsou na nástroj přenášeny z tělesa ozubeného kola, což by nebylo možné, pokud by osa byla podepřena na obou stranách. V důsledku úpravy počtu kol došlo ke změně převodového poměru v zúžené části frézovací hlavy a musel být proto nahrazen rovněž kuželový převod vstupní. To vedlo ke zvětšení kuželového kola a tím pádem ke zmenšení vzdálenosti od čela širší části po osu nástroje než je tomu u stávajícího řešení ŠMT. Mazání je vzhledem k umístění ložisek v zúžené části předpokládáno plastickým mazivem.



Obrázek 23 - Výpočtový model řešení s ozubenými koly

6.1 Hodnocení variant

Všechny varianty byly bodově hodnoceny podle vybraných kritérií (viz tabulka 15). Míra splnění a vhodnosti řešení vzhledem ke kritériu hodnocení je vyjádřena v bodovém rozsahu 0 až 4 body, kde 4 body představují maximum možného zisku bodů, naopak 0 představuje absolutní nesplnění a nevhodnost řešení pro posuzované kritérium. Pro možnost srovnání bylo do tabulky hodnocení zahrnuto také stávající řešení a fiktivní ideální řešení se ziskem maximálního počtu bodů.

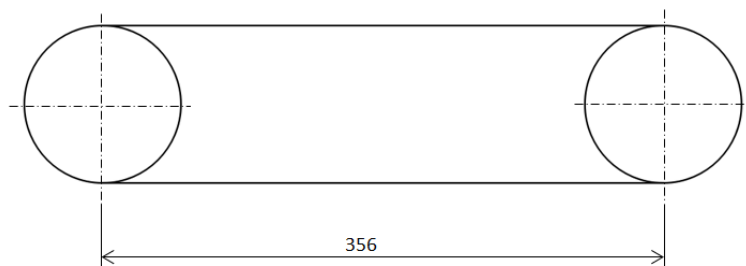
Tabulka 15 - Hodnocení variant

Kritéria hodnocení	Hodnocení stávajícího řeš.	Hodnocení navrhovaných variant			Ideální řešení
	TS0	A	B	C	Ideal
Zástavbový prostor	1	1	1	1	4
Účinnost převodu	4	4	2	4	4
Namáhání os a hřídelí	2	3	1	2	4
Jednoduchost konstrukce	2	4	3	2	4
Mazání převodu	3	3	1	3	4
Údržba	3	4	3	3	4
Hluk	2	4	4	3	4
Σ hodnocení vhodnosti	17	23	15	18	28

Po výše uvedeném hodnocení variant byla zvolena jako optimální varianta A se ziskem 23 bodů z 28, která bude nadále předmětem konstrukčního řešení frézovací hlavy.

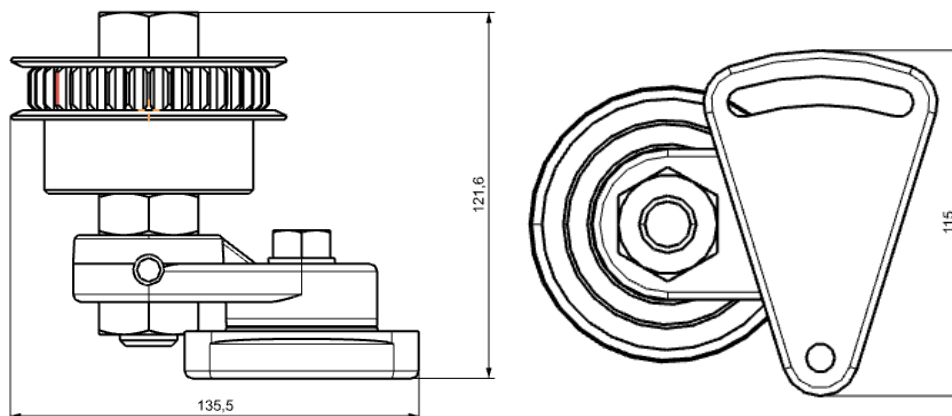
7 Návrh optimálního řešení

Jako optimální varianta byl vybrán koncept s ozubeným řemenem 8MGT-Poly-Chain-GT2. Při výpočtu byla přibližně zachována stejná osová vzdálenost řemenic jako je vzdálenost prvního a posledního ozubeného kola u stávajícího řešení. U stávajícího řešení ŠMT je největší vzdálenost os ozubených kol přibližně 328 mm, u nového řešení byla navržena osová vzdálenost řemenic 356 mm (viz obrázek 24). Tento převod byl navržěn v převodovém poměru $i = 1$ (1:1) a tím pádem byl zachován i převodový poměr vstupního kuželového soukolí. Návrh nového řešení zachovává konstrukci stávajícího řešení tak, aby byla při dalším návrhu respektována možnost připojení nového řešení zúžení hlavy na stávající řešení ŠMT, pokud možno jen s minimální úpravou skříně.

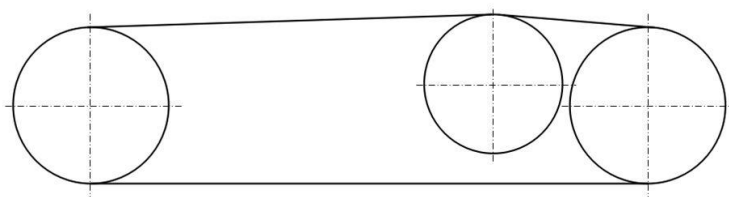


Obrázek 24 - Osová vzdálenost řemenic

Před samotným sestavením výpočtového modelu byl řešen způsob napínání řemene při montáži. Řemen se během provozu nevytahuje a není proto nutné jej dopínat během provozu. Napínání řemene slouží pouze k usnadnění jeho montáže. Jedna varianta návrhu počítá s nákupem napínací kladky s mechanismem od společnosti Gates (viz obrázek 25). Dle výrobce se u tohoto typu řemenu nedoporučuje použití vnějších napínacích hladkých kladek z důvodu výrazného snížení životnosti řemenu. Proto byla zvolena vnitřní napínací kladka (viz obrázek 26). Značnou nevýhodou tohoto řešení je však prostorová náročnost kladky.

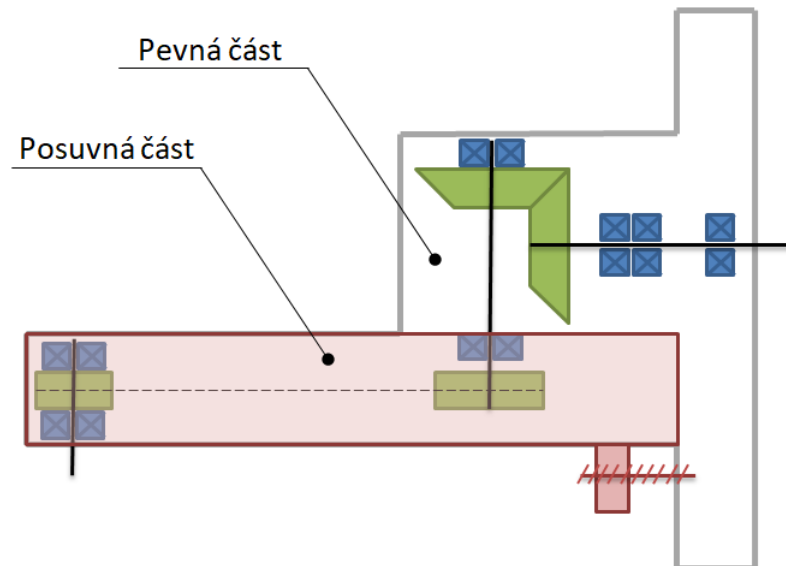


Obrázek 25 - Napínací kladka 12-IDL-SPK2 s napínacím mechanismem 10-IDL-BRAK2



Obrázek 26 – Schéma řemenu s vnitřní napínací kladkou

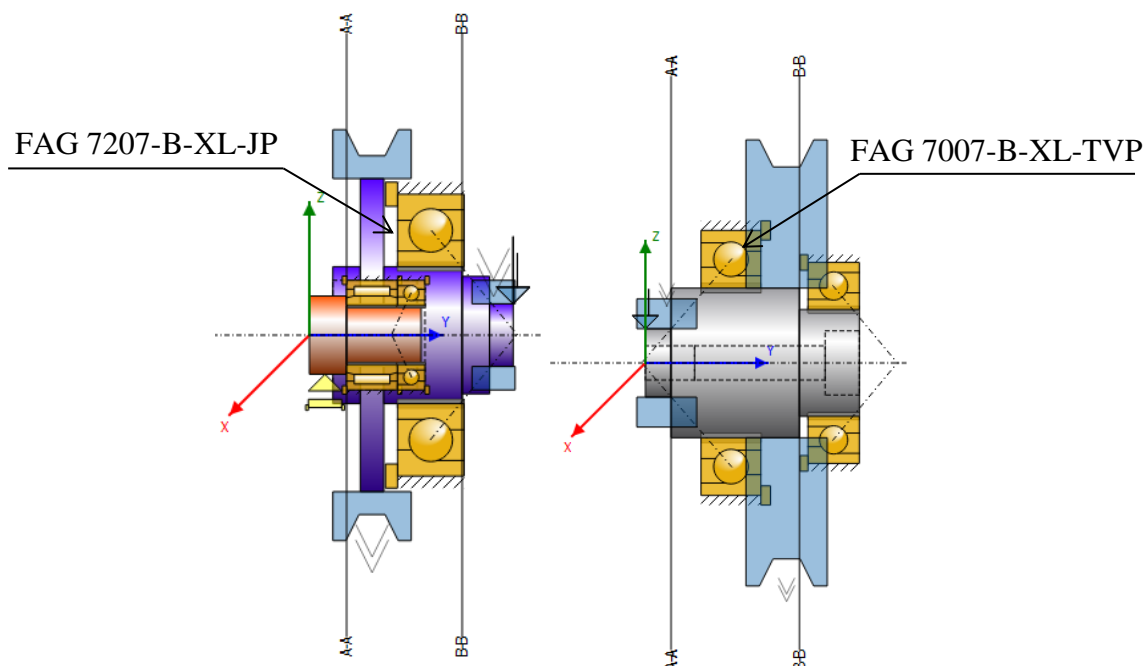
Druhá varianta návrhu spočívá v napínací řemenici, kde by docházelo k napnutí pomocí posuvu části skříně. Posuv by byl nastavitelný pomocí stavěcího šroubu popřípadě pomocí vypořádání deskami. Mezi pevnou a posuvnou částí skříně by bylo zhotoveno vedení. K napnutí řemenu dochází tedy posunem části skříně. Po montáži řemene bude posuvná část skříně pevně uchycena do pevné části skříně pomocí šroubů.



Obrázek 27 - Schéma napínání pomocí posuvu skříně po vedení

Po zvážení obou variant byla pro konstrukci frézovací hlavy zvolena varianta napínání pomocí posuvné řemenice, respektive pomocí posuvu části skříně (viz obrázek 27).

Dále byly vytvořeny dvě možnosti uložení výstupního soumotí s nástrojem. První varianta kombinuje ložisko uložené mezi nábojem řemenice a čepem, který je součástí skříně (viz obrázek 28 vlevo). Zde je použito ložisko kombinované SKF NKIA 5902 a kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem FAG 7207-B-XL-JP. Druhá varianta je navržena pomocí dvou kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem FAG 7007-B-XL-TVP a FAG B71905-C-T-P4S-UL (viz obrázek 28 vpravo). Obě varianty vyhovují, avšak ložiska u varianty vpravo vychází lépe (viz tabulka 17). V tabulce jsou vypsány životnosti a statická bezpečnost pro nejvíce zatěžované ložisko u každé varianty. U první varianty vlevo se jedná o ložiska FAG 7207-B-XL-JP u nástroje. U varianty druhé vpravo je nejvíce zatěžované ložisko FAG 7007-B-XL-TVP, nacházející se taktéž blíže u nástroje.



Obrázek 28 - Uvažované varianty výstupního souhmotí

Tabulka 16 - Porovnání životností a statické bezpečnosti nejvíce zatěžovaných ložisek u obou variant

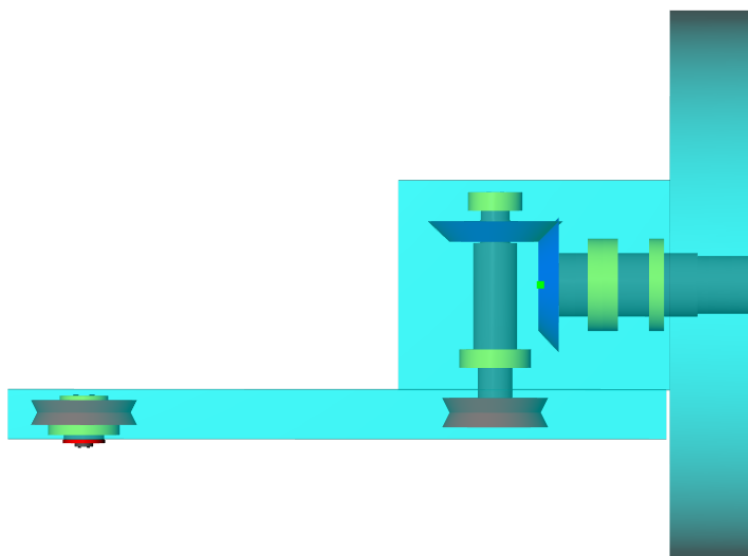
FAG 7207-B-XL-JP (varianta vlevo na obrázku 28)	Lifetime	Static Safety
Bin 1	14529	3,640
Bin 2	1532	3,061
Results with load spectrum	4098	3,061
FAG 7007-B-XL-TVP (varianta vpravo na obrázku 28)	Lifetime	Static Safety
Bin 1	48015	5,655
Bin 2	5060	4,755
Results with load spectrum	13538	4,755

Z tabulky vyplývá, že ložisko varianty vlevo dosahuje při stejném zatěžovacím spektru menší životnosti a statické bezpečnosti. Způsob uložení ložisek a řemenice na čepu u varianty vlevo by mohl negativně ovlivnit výsledné posunutí a i tuhost u nástroje frézovací hlavy. Proto bylo pro konstrukci hlavy použito souhmotí s dvěma kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem na variantě vpravo.

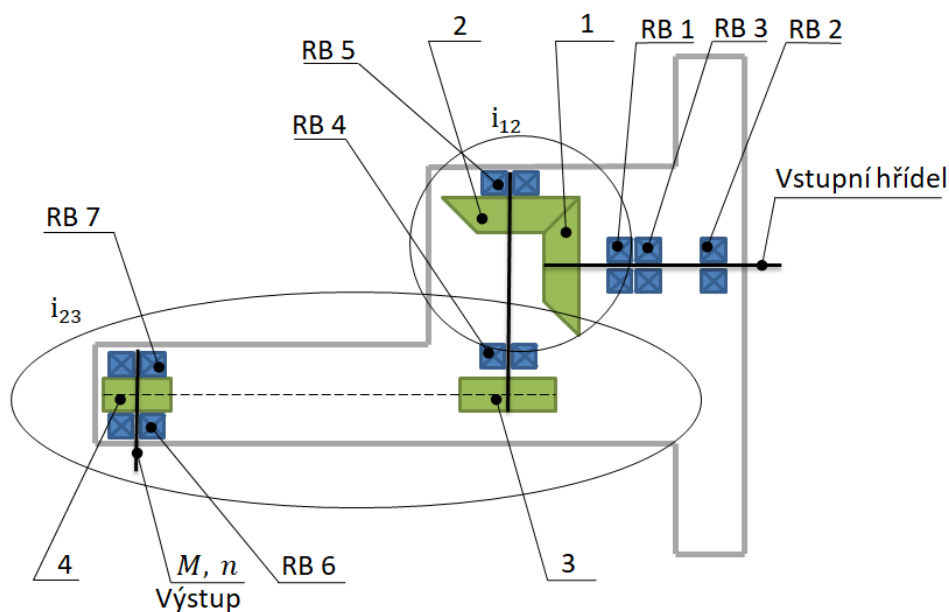
V následující podkapitole je zobrazen a zhodnocen výpočtový model s napínací řemenicí a výstupním souhmotím dle pravé varianty na obrázku 28.

7.1 Výpočtový model

Na následujících obrázcích je zobrazen výpočtový model (obrázek 29) a kinematické schéma (obrázek 30) optimální varianty s pozicí ložisek, kol a řemenic. V návrhu byly použity zatěžovací stavy vypočtené v kapitolách výše. Druhý zatěžovací stav (viz tabulka 17) odpovídá výpočtu pro mezní otáčky $n_{\max} = 1000 \text{ ot/min}$, tzn. $v_c = 113,1 \text{ m/min}$ a posuvu na zub $f_z = 0,1 \text{ mm}$.



Obrázek 29 - Výpočtový model nového řešení



Obrázek 30 - Kinematické schéma

Na obrázku 31 jsou zobrazeny zatěžovací stavy ze softwaru KISSsys. Tyto zatěžovací stavy jsou v poměru k referenčním hodnotám pro výpočet, proto jsou zobrazeny přehledněji v tabulce 17.

Frequency – poměrná doba běhu = T_{ci} [hod]

Torque – moment na fréze = M_i [Nm]

Speed – otáčky = n_i [ot/min]

FA, F, FR – řezné hodnoty na nástroji [N]

	Frequency	Torque	Speed	F	FA	FR
1	0.7	1	1	-3083	1850	-2467
2	0.3	1.19	5.64	-3667	2200	-2933

Obrázek 31 - Zatěžovací stavy KISSsys pro nové řešení

Tabulka 17 - Skutečné hodnoty zatěžovacích stavů nového řešení

	Frequency	Torque	Speed	FA	F	FR
Bin 1	0,7	55,5	177	1850	-3083	-2467
Bin 2	0,3	66,0	1000	2200	-3667	-2933

Všechny podrobné výsledky a informace jsou uvedeny v přílohách č. 3, 4 a 5. Příloha č. 3 obsahuje výpočtovou zprávu řemenového převodu pro druhý zatěžovací stav. V příloze č. 4 naleznete souhrnnou výpočtovou zprávu pro celé zatěžovací spektrum a v příloze č. 5 přehled výsledků pro jednotlivé zatěžovací stavy.

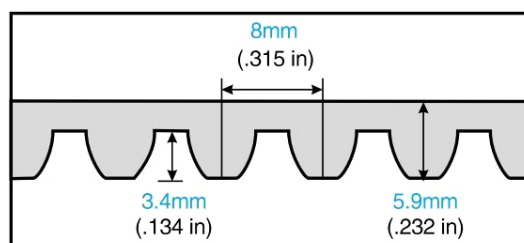
7.1.1 Řemen

Řemen Poly Chain GT2 je vyvinut zejména pro pohony s velkými tahy a nízkými rychlostmi. Odolává agresivnímu prostředí v podobě chemikálií, opotřebením otěrem, dále odolává rázovému zatížení a vibracím. Jeho provoz je možný v rozmezí -54 až $+85^{\circ}\text{C}$. Hřbetní část a zuby jsou tvořeny elastomerní polyuretanovou směsí, zuby jsou na povrchu potaženy speciální tkaninou. Ve vnitřní části se pak nachází aramidová vlákna, která umožňují vysokou výkonost řemenu. [17]

Na základě výpočtu byl zvolen řemen o profilu 8MGT s parametry uvedenými v tabulce 18 a na obrázku 32.

Tabulka 18 - Parametry řemene 8MGT-Poly-Chain-GT2 [18]

Označení řemene	Rozteč [mm]	Délka řemene [mm]	Šířka řemene [mm]	Počet zubů [-]
8MGT-1000-12	8	1000	12	125



Obrázek 32 - Rozměry řemene [18]

Na základě parametrů řemene a zvolenému převodovému poměru $i = 1$, byly zvoleny řemenice s počtem 36 zubů. Z katalogu výrobce byl dále zjištěn maximální přenesený výkon pro otáčky $n_{max} = 1000 \text{ ot/min}$ a osová vzdálenost (viz tabulka 19).

Tabulka 19 - Parametry převodu [18]

Převodový poměr [-]	Osová vzdálenost [mm]	Počet zubů řemenic [mm]	Referenční průměr řemenice [mm]	Maximální přenesený výkon [kW]
1	356	36	91,67	7,57

Na obrázku 33 jsou zobrazeny výsledky výpočtu řemenu pro druhý zatěžovací stav v softwaru KISSsys/KISSsoft. Maximální přenesený výkon je dle výpočtu $P_{max} = 6,90 \text{ kW}$ a využití výkonu $A = 97\%$.

Operating power (kW)	$[P_{max}]$	6.9043
Maximum belt speed (m/s)	$[v_{max}]$	30.0000
Belt speed (m/s)	$[v]$	4.7917
Belt length (mm)	$[l]$	1000.0000
Theoretical belt width (mm)	$[b_{th}]$	11.6543
Utilization (%)	$[A]$	97.1195

Obrázek 33 - Výsledky výpočtu navrženého řemenového převodu

Výpočtová zpráva řemenového převodu pro druhý zatěžovací stav ze softwaru KISSsoft je uvedena v příloze č. 3.

7.1.2 Kontrola kuželového soukolí

Jako vstupní soukolí pro bylo zachováno soukolí kuželové se zakřivenými zuby. Jedná se o typ kola II s proměnlivou výškou zubu vyrobené metodou Gleason. Kuželová kola jsou zhotovena z oceli 18 NiCr 5-4 k cementování, která je vhodná pro velmi namáhané strojní součásti. V tabulce 20 jsou uvedeny hodnoty meze kluzu a pevnosti dle softwaru KISSsys.

Tabulka 20 - Materiálové hodnoty oceli 18 NiCr 5-4/ W.Nr. 1.5810 / ČSN 16 220

Mez kluzu	$R_{p0,2}$ [MPa]	850
Mez pevnosti	R_m [MPa]	1200

V následující tabulce je uvedena základní geometrická charakteristika soukolí.

Tabulka 21 - Základní geometrická charakteristika kuželových kol

		Kolo1	Kolo2
Modul	m_{nm} [mm]	4,117	
Úhel záběru	α_{nm} [°]	20	
Úhel sklonu zubů	β_m [°]	36,611	36,611
Sklon	—	pravý	levý
Počet zubů	z [-]	18	18
Úhel roztečného kužele	δ [°]	45	45
Šířka věnce	b [mm]	25	25
Střední průměr	D_m [mm]	92,322	92,322
Střední hlavový průměr	D_{am} [mm]	98,145	98,145
Střední patní průměr	D_{fm} [mm]	85,044	85,044

Počet zubů rovinného kola	$z_c [-]$	25,456	25,456
Kuželová vzdálenost střední	$L_m [mm]$	65,282	65,282
Kuželová vzdálenost vnější	$L_e [mm]$	77,782	77,782
Šířka věnce	$b [mm]$	27,223	27,224
Průměr roztečné kružnice	$D_m [mm]$	130,563	130,563

Při kontrole ozubení byly sledovány následující faktory, které byly porovnány s uvedenými minimálními hodnotami:

SH – faktor bezpečnosti proti pittigu

$$SH_{min} = 1$$

SF - faktor bezpečnosti pro lom u kořene zubu

$$SF_{min} = 1,4$$

Tabulka 22 - Hodnoty faktorů proti bezpečnosti kuželového soukolí

_O.Frezovaci_hlava_remen.i12.i12_calc	SF1	SH1	SF2	SH2
Bin 1	8,895	3,012	8,895	3,012
Bin 2	7,24	2,691	7,24	2,691
Results with load spectrum	7,24	2,691	7,24	2,691

Všechny faktory vyhovují minimálním hodnotám.

7.1.3 Kontrola ložisek

Ve výpočtovém programu KISSsys byla provedena kontrola jednotlivých ložisek. V tabulce 23 jsou zobrazeny názvy ložisek ve výpočtovém programu, následně jejich zvolený typ, životnost a v posledním sloupci statická bezpečnost. Jedná se o výsledné hodnoty v zatěžovacím spektru. Byly posuzovány následující hodnoty:

Lifetime – životnost L_{hi} [hod]

$$L_{hmin} = 4000 \text{ hod}$$

Static Safety – statická bezpečnost $s_{oi} [-]$

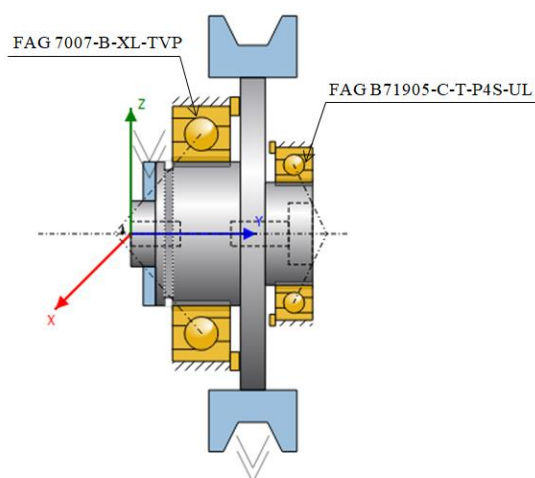
$$s_{0min} = 1,2$$

Tabulka 23 - Výsledné sledované hodnoty v rámci zatěžovacího spektra

Results with load spectrum	Bearing Type	Lifetime	Static Safety
O.Frez._hl._remen.Shaft1.RollerBearing1	FAG B71911-E-T-P4S-UL	18312	4,584
O.Frez._hl._remen.Shaft1.RollerBearing2	FAG B71911-E-T-P4S-UL	191363	17,193
O.Frez._hl._remen.Shaft1.RollerBearing3	FAG B71911-E-T-P4S-UL	245925	10,896
O.Frez._hl._remen.Shaft2.RollerBearing4	FAG 6206	33304	4,953
O.Frez._hl._remen.Shaft2.RollerBearing5	FAG 3005-B-TVH	47539	7,559
O.Frez._hl._remen.Shaft3.RollerBearing6	FAG 7007-B-XL-TVP	13538	4,755
O.Frez._hl._remen.Shaft3.RollerBearing7	FAG B71905-C-T-P4S-UL	14778	5,271

Ložiska FAG B71911-E-T-P4S-UL byla ve výpočtovém programu nahrazena ložiskem FAG B71911-E-2RSD-T-P4S-UL o stejných parametrech.

Ložiska o nejnižší životnosti se nachází ve výstupním souhmotí (viz obrázek 34), proto byly jejich hodnoty životnosti a statické bezpečnosti zobrazeny také pro jednotlivé zatěžovací stavy (viz tabulka 24 a tabulce 25).



Obrázek 34 - Ložiska výstupního souhmotí

Tabulka 24 - Ložisko FAG 7007-B-XL-TVP

_O.Frezovací_hlava_remen.Shaft3.RollerBearing6	Lifetime	Static Safety
Bin 1	48015	5,655
Bin 2	5060	4,755
Results with load spectrum	13538	4,755

Tabulka 25 - Ložisko FAG B71905-C-T-P4S-UL

_O.Frezovací_hlava_remen.Shaft3.RollerBearing7	Lifetime	Static Safety
Bin 1	52410	6,267
Bin 2	5523	5,271
Results with load spectrum	14778	5,271

Ložisko FAG B71905-C-T-P4S-UL nebylo v databázi výpočtového programu nalezeno, z toho důvodu bylo pro výpočet nahrazeno ložiskem FAG B71905-E-2RSD-T-P4S. Srovnání jejich základní statické C_0 a dynamické únosnosti C je v tabulce 26.

Tabulka 26 - Porovnání únosností pro skutečné a výpočtové ložisko

		FAG B71905-C-T-P4S-UL	FAG B71905-E-2RSD-T-P4S
Zákl. statická únosnost	C_0 [kN]	3800	3850
Zákl. dynamická únosnost	C [kN]	8000	7900

Všechny výše uvedené ložiska splňují minimální požadovanou životnost $L_{hmin} = 4000$ hod a statickou bezpečnost $s_{0min} = 1,2$.

7.1.4 Tepelně přípustné otáčky ložisek

V následující tabulce (tabulka 27) jsou zobrazeny tepelně přípustné otáčky pro jednotlivá ložiska pro druhý zatěžovací stav. Mazání je ve výpočtovém modelu realizováno plastickým

mazivem Klübersynth PEG 46-121. Teplota okolí byla nastavena na 20°C a střední teplota ložisek na 70°C.

Tabulka 27 - Tepelně přípustné otáčky ložisek pro druhý zatěžovací stav

Ložisko	Otáčky [1/min]	Tep. přípustné otáčky [1/min]
FAG B71911-E-T-P4S-UL	1000	2347
FAG B71911-E-T-P4S-UL		2690
FAG B71911-E-T-P4S-UL		2776
FAG 6206		4100
FAG 3005-B-TVH		6617
FAG 7007-B-XL-TVP		4076
FAG B71905-C-T-P4S-UL		4470

Pro správné fungování ložisek nesmí provozní otáčky dosahovat hodnoty tepelně přípustných otáček. Tento předpoklad je u všech ložisek splněn.

7.1.5 Kontrola hřídelí a tělesa řemenice

Všechny hřídele a těleso řemenice byly navrženy z konstrukční oceli C45 vhodné k zušlechťování a povrchovému kalení. Tato ocel je vhodná jak pro samotné hřídele, tak i pro výrobu řemenic. Materiálové hodnoty oceli pro výpočet namáhání hřídelí dle softwaru KISSsys je uvedena v tabulce 28.

Tabulka 28 - Materiálové hodnoty oceli C45 / WNr. 1.1191 / ČSN 12 050.1

Mez kluzu	$R_{p0,2}$ [MPa]	700
Mez pevnosti	R_m [MPa]	490
Mez únavy v ohybu	σ_{bW} [MPa]	350
Mez únavy v tahu/tlaku	σ_{zdW} [MPa]	280
Mez únavy v krutu	τ_{tW} [MPa]	210

Dále jsou na obrázcích uvedeny průběhy posunutí a namáhání na těchto tělesech. V tabulkách jsou uvedeny maximální hodnoty posunutí a namáhání spolu se statickou a dynamickou bezpečností. Statická a dynamická bezpečnost musí dosahovat minimální hodnoty $SS_{min} = SD_{min} = 1,2$, maximální hodnoty posunutí jsou hodnoceny jako setina modulu kuželových kol $y_{min} = 0,01 \times m_{nm}$.

SS (Static Safety) – statická bezpečnost [-]

$$SS_{min} = 1,2$$

SD (Fatigue Safety) – dynamická bezpečnost [-]

$$SD_{min} = 1,2$$

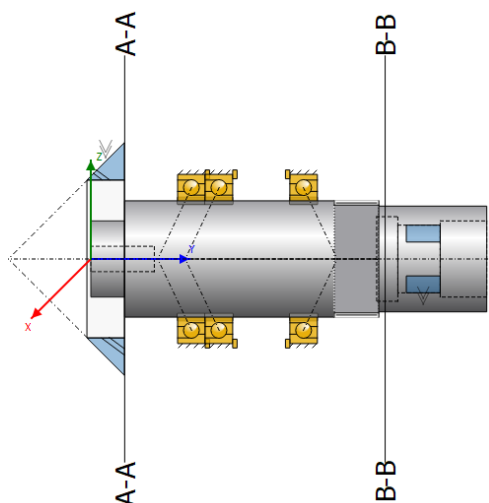
Max. posunutí y [μm]

$$y_{max} = 0,01 \times m_{nm} = 0,01 \times 4,117 = 41,17 \mu\text{m}$$

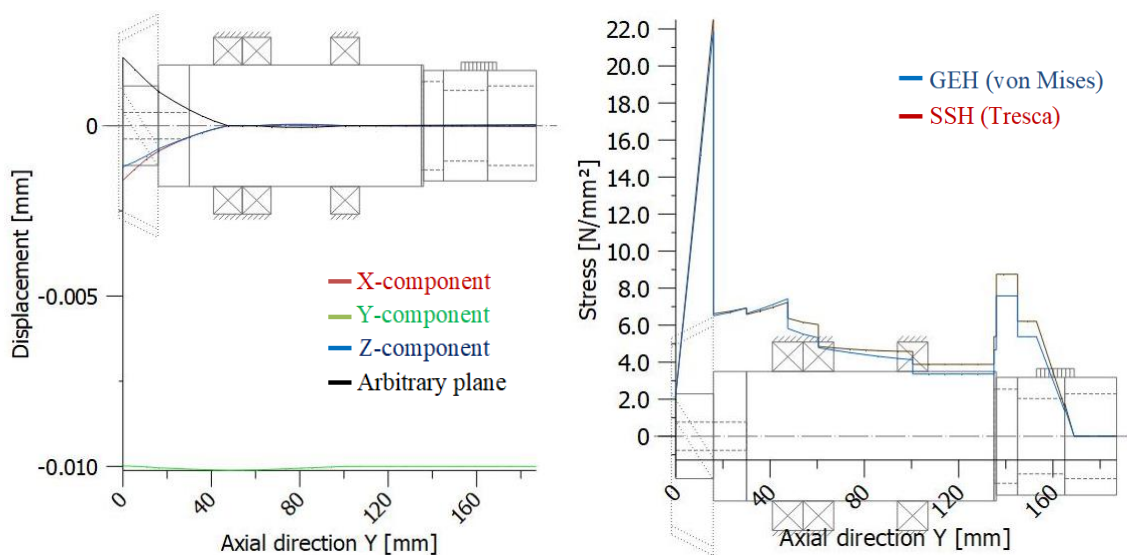
Max. napětí σ_{red} [MPa]

$$\sigma_{red,max} \sim 210 \text{ MPa}$$

a) Vstupní hřídel



Obrázek 35 - Výpočtový model vstupní hřídele

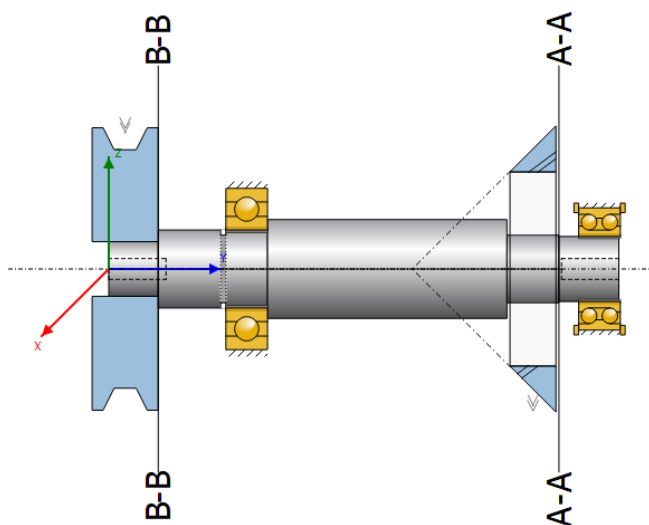


Obrázek 36 - Průběh hodnot posunutí (vlevo) a napětí (vpravo)

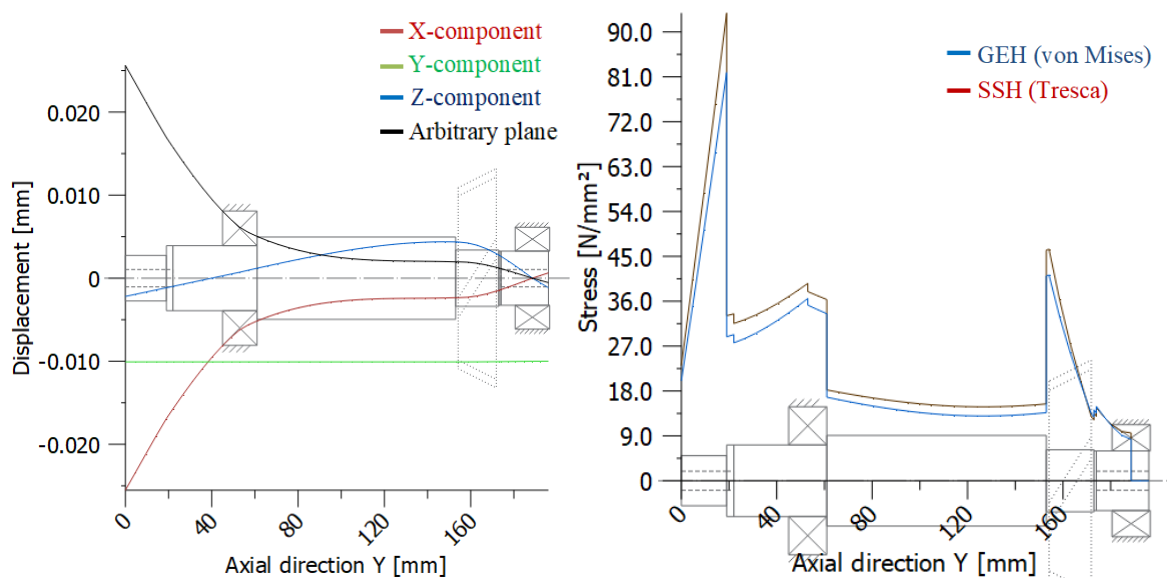
Tabulka 29 - Výsledné hodnoty vstupní hřídele

Zatěžovací stav	Max. posunutí [μm]	Max. napětí [MPa]	Statická bezpečnost [-]		Dynamická bezpečnost [-]	
			A-A	B-B	A-A	B-B
Bin 1	1,68	18,37	18,317	36,426	3,723	61,924
Bin 2	2,00	21,86	15,393	30,610	3,129	52,037
Ve spektru	-	-	15,393	30,610	3,129	52,037

b) Hřídel druhý



Obrázek 37 - Výpočtový model druhé hřídele

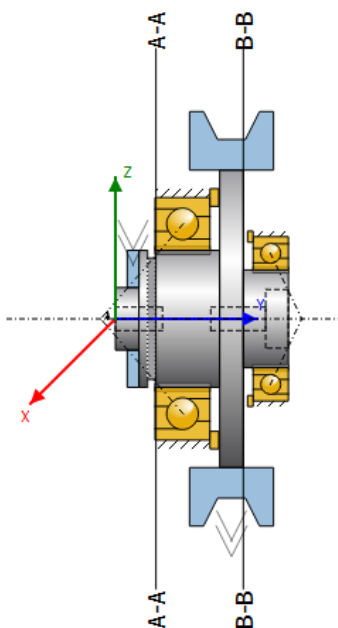


Obrázek 38 - Průběh hodnot posunutí (vlevo) a napětí (vpravo)

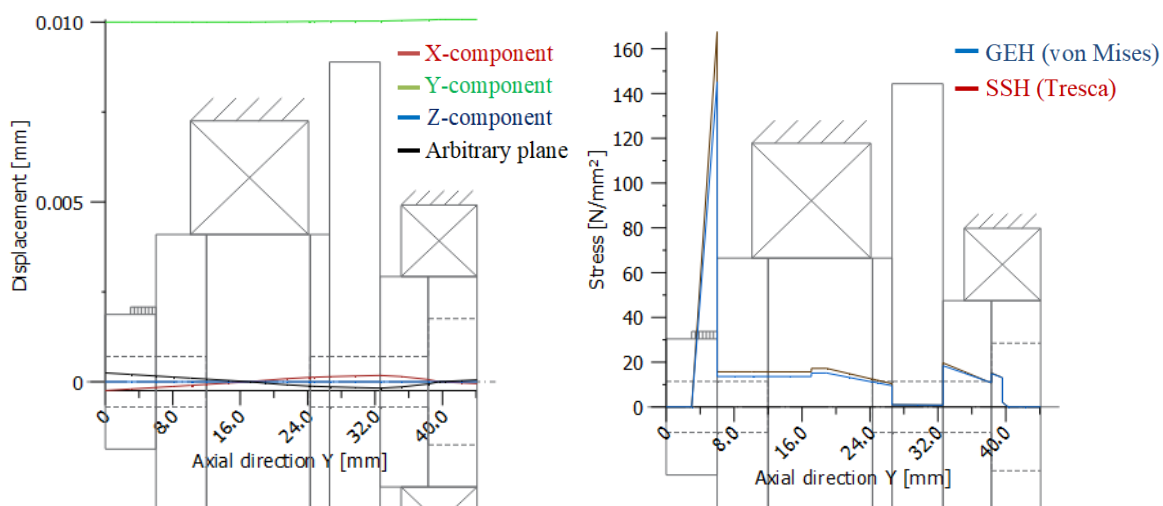
Tabulka 30 - Výsledné hodnoty druhé hřídele

Zatěžovací stav	Max. posunutí [μm]	Max. napětí [MPa]	Statická bezpečnost [-]		Dynamická bezpečnost [-]	
			A-A	B-B	A-A	B-B
Bin 1	22,87	68,79	30,464	4,474	8,282	2,319
Bin 2	25,60	81,86	25,560	3,760	6,960	1,948
Ve spektru	-	-	25,560	3,760	6,960	1,948

c) Výstupní těleso



Obrázek 39 - Výpočtový model výstupního tělesa



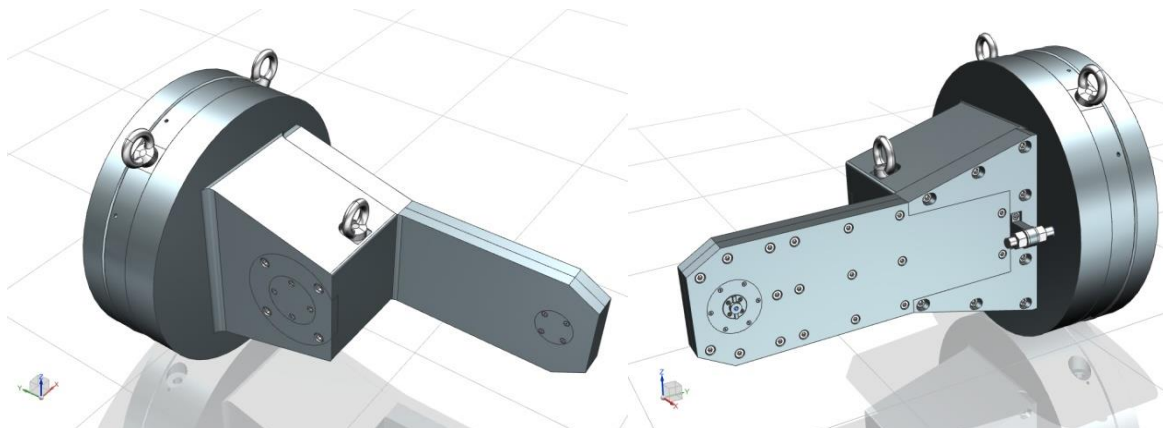
Obrázek 40 - Průběh hodnot posunutí (vlevo) a napětí (vpravo)

Tabulka 31 - Výsledné hodnoty výstupního tělesa

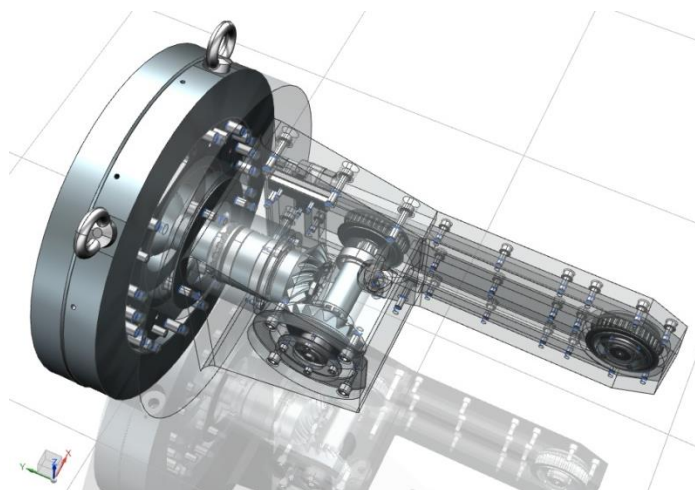
Zatěžovací stav	Max. posunutí [μm]	Max. napětí [MPa]	Statická bezpečnost [-]		Dynamická bezpečnost [-]	
			A-A	B-B	A-A	B-B
Bin 1	0,21	121,94	14,872	16,452	7,623	5,417
Bin 2	0,25	145,11	12,450	13,830	6,408	4,557
Ve spektru	-	-	12,450	13,830	6,408	4,557

Všechny výše uvedené hodnoty vyhovují.

7.2 Konstrukční část



Obrázek 41 - Pohledy na model navrhovaného řešení



Obrázek 42 - Pohled do vnitřku skříně

7.2.1 Pohonný mechanismu

a) Výpočet spojů hřídele s nábojem

Tvarové spoje hřídelí s náboji byly navrženy v softwaru MITcalc pro těžší zatěžovací stav, tím je stav druhý. Ve výpočtu byl uvažován rovnoměrný charakter pohonu se zatížením lehkými rázy. Vstupní hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 32.

Tabulka 32 - Vstupní hodnoty pro výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

	n [ot/min]	M_t [Nm]	P [kW]
Vstupní souhmotí	1000	70,153	7,346
Souhmotí 2		67,347	7,053
Výstupní souhmotí		66,000	6,912

Spojení na vstupu pro přenos momentu a otáček od vřetena stroje je zajištěno pomocí přípojovacího hřídele navržené pro automatickou výměnu hlav. Tato přípojovací hřídel je spojena se vstupní hřídelí navrhované frézovací hlavy pomocí rovnobokého drážkování 10x26x32 dle ČSN 01 4942. Dále jsou moment a otáčky přeneseny ze vstupní hřídele na kuželové kolo s rovnobokým drážkováním 10x36x45 ČSN 01 4942. Tvarové spojení druhého

kuželového kola s druhou hřídelí je navrženo pomocí rovnobokého drážkování 10x26x32 ČSN 01 4942. Výsledky výpočtu těchto drážkování jsou vypsány v následující tabulce.

Tabulka 33 - Pevnostní kontrola rovnobokých drážkování

Umístění		Přípoj. hřídel - vstupní hřídel	Vstupní hřídel - kolo 1	Kolo 2 – druhá hřídel
Označení drážkování	–	10x26x32	10x36x45	10x26x32
Délka	L [mm]	15	15	18
Kontrola hřídele na krut				
Dovolené napětí v krutu	τ_D [MPa]	200		
Srovnávací napětí	τ [MPa]	61,0	23,0	58,5
Bezpečnost	s [–]	3,28	8,70	3,42
Kontrola otláčení na bocích drážkování				
Dovolený tlak	p_D [MPa]	130		
Srovnávací tlak	p [MPa]	58,7	25,0	46,9
Bezpečnost	s [–]	2,22	5,20	2,27

Detailní výpočty ze softwaru MITcalc jsou uvedeny pro spoj přípojovací hřídel-vstupní hřídel v příloze č. 6, pro spoj vstupní hřídel-kolo1 v příloze č. 7 a pro spoj kolo2-druhá hřídel v příloze č. 8.

Pro přenos momentu a otáček z druhé hřídele na hnací řemenici bylo nejprve uvažováno pero 8x7 dle ČSN 022562. Toto pero je dle *katalogu společnosti GATES* [18] dáno upínacím pouzdrem 1610 (viz obrázek 43), které se využívá v případě nakupované řemenice dle katalogu výrobce řemene.



Obrázek 43 - Upínací pouzdro 1610 [19]

Toto pero se však podle výpočtu ukázalo být nedostačující, proto bylo navrženo rovnoboké drážkování 10x21x26 dle ČSN 01 4942 (viz tabulka 34). Detailní výpočet spoje v softwaru MITcalc je uveden v příloze č. 9.

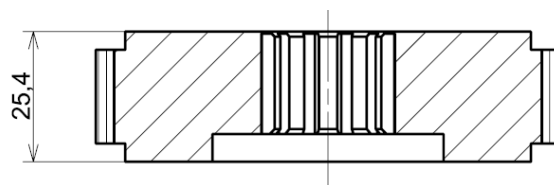
Tabulka 34 - Srovnání výpočtu spojení hnací řemenice

		Pero	Drážkování
Označení drážkování	–	8x7	10x21x26
Průměr hřídele	d [mm]	25	-
Délka	L [mm]	20	17
Kontrola hřídele na krut			
Dovolené napětí v krutu	τ_D [MPa]	200	
Srovnávací napětí	τ [MPa]	112,7	111,1
Bezpečnost	s [–]	1,78	1,80

Kontrola otláčení na bocích drážkování/pera			
Dovolený tlak	p_D [MPa]	130	
Srovnávací tlak	p [MPa]	479,6	71,0
Bezpečnost	s [-]	0,27	1,83
Kontrola otláčení drážky hřídele			
Dovolený tlak	p_D [MPa]	130	-
Srovnávací tlak	p [MPa]	479,6	-
Bezpečnost	s [-]	0,27	-
Kontrola otláčení drážky náboje			
Dovolený tlak	p_D [MPa]	300	-
Srovnávací tlak	p [MPa]	377,7	-
Bezpečnost	s [-]	0,79	-

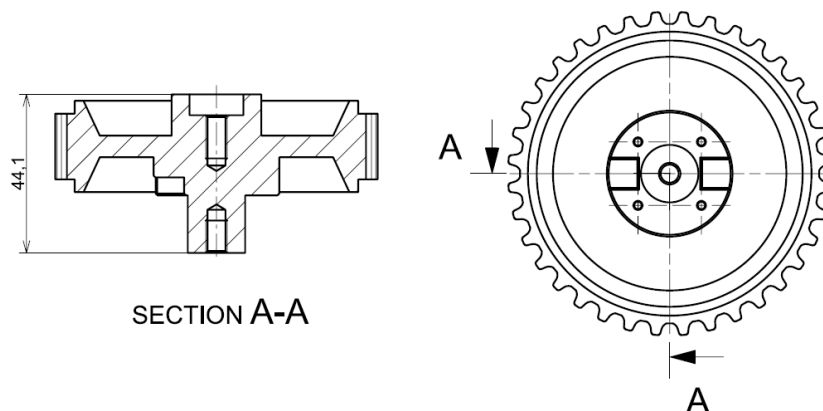
b) Řemenice

Z důvodu nutnosti drážkování nelze zakoupit standardizovanou řemenici dle katalogu, avšak musí být vyrobena.



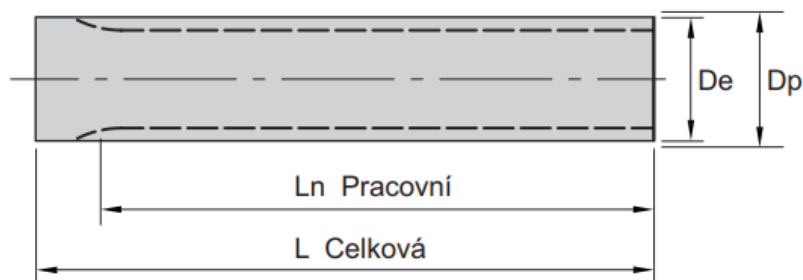
Obrázek 44 - Hnací řemenice

Náboj hnané řemenice slouží zároveň k přenosu momentu a otáček dále k nástroji. Z tohoto důvodu a kvůli omezenému prostoru v místě výstupního souhmotí musí být tato řemenice taktéž vyrobena.



Obrázek 45 - Hnaná řemenice výstupního souhmotí

K výrobě však není potřeba kooperace s výrobcem GATES. Na trhu je k dispozici polotovar v podobě ozubené tyče pro výrobu řemenic s profilem řemenu Polychain 8MGT PC od společnosti PIKRON s.r.o.



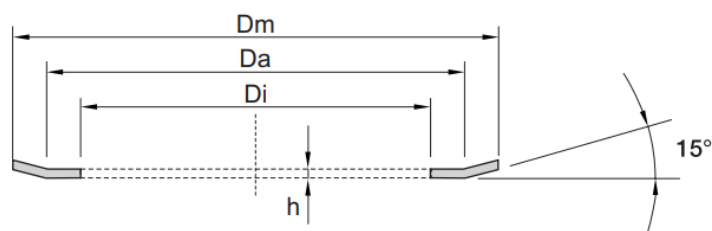
Obrázek 46 - Ozubená tyč [20]

Tabulka 35 - Parametry ozubené tyče [20]

Označení tyče	Počet zubů [-]	Materiál	$D_p = D_e$ [mm]	$L_n = L$ [mm]
36-8MGTPC-180	36	C45	90,07	180

Celková šířka řemenic je $l = 25,4 + 44,1 = 69,5 \text{ mm}$. Z toho vyplývá, že z ozubené tyče o délce 180 mm lze vyrobit dvě řemenice.

Jako zajištění proti spadnutí řemene byly řemenice navrženy pro nalisování bočnic. Bočnice lze taktéž nakoupit u společnosti PIKRON s.r.o., požadovaným rozměrům odpovídá řemenice pro ozubené řemeny č. 68. [21]



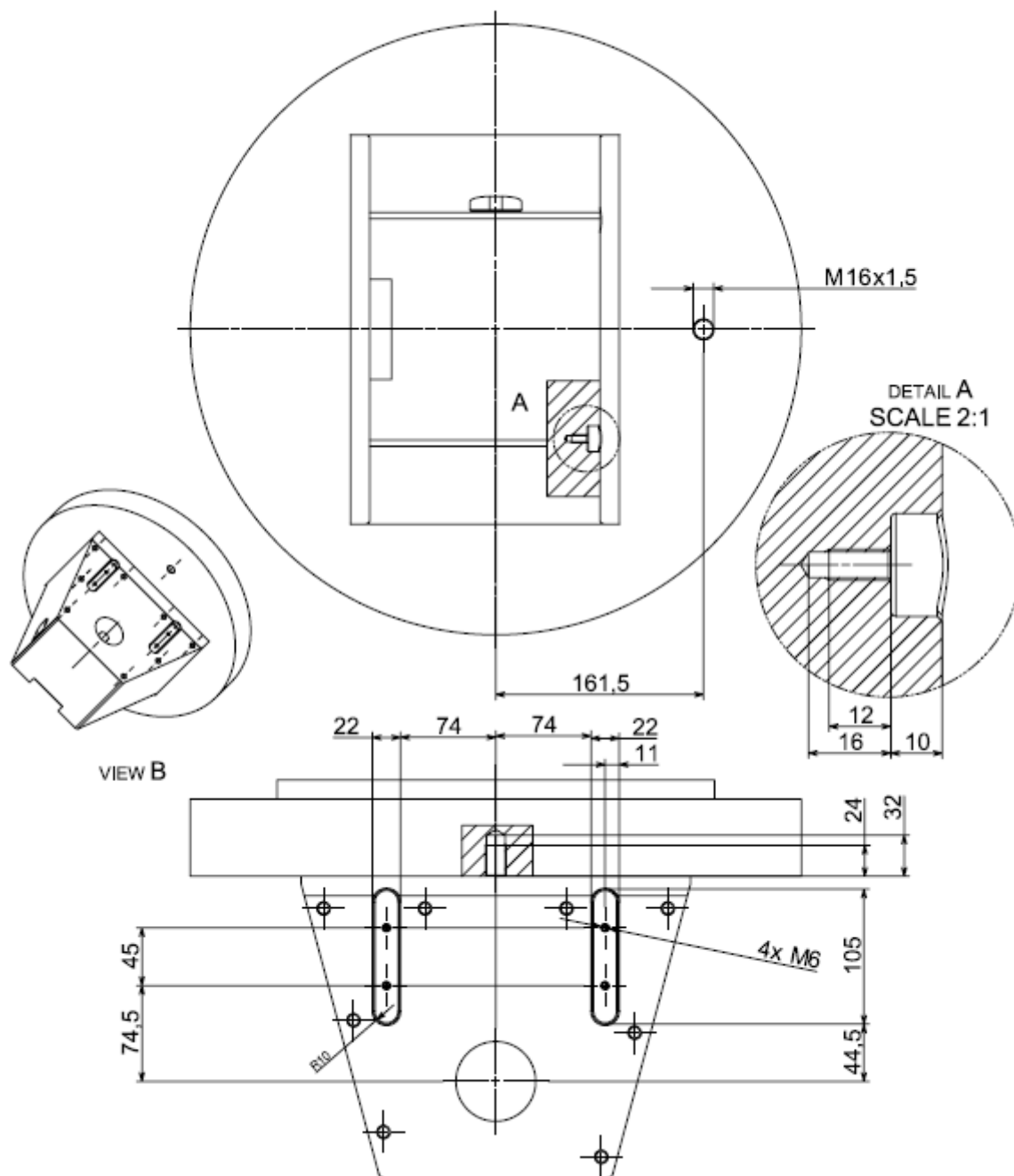
Obrázek 47 – Bočnice [21]

Tabulka 36 - Rozměry bočnice pro ozubené řemenice č. 68 [12]

Označení bočnice	Materiál	D_m [mm]	D_i [mm]	D_a [mm]	h [mm]
č. 68	C40	C45	90,07	180	1,5

7.2.2 Rám

Nový rám skříně byl navržen tak, aby posuvná zúžená část skříně mohla být připojena také na stávající řešení ŠMT s minimálními úpravami skříně. Byla proto zachována poloha závitových děr pro skříň nového navrhovaného řešení konstrukce hlavy. Nicméně na bok skříně v místě připojení zúžené části bylo navrženo vyfrézování dvou drážek a čtyř závitových děr M6 pro umístění vedení. Na čele válcové části skříně byla vytvořena závitová díra M16x1,5 pro stavěcí šroub M16x1,5x100 DIN 976-1, který se po našroubování pevně spojí se skříní svařením po obvodu šroubu. Tyto úpravy (viz obrázek 48) lze provést i na skříní stávajícího řešení ŠMT pro umožnění připojení nově navržené zúžené části skříně.

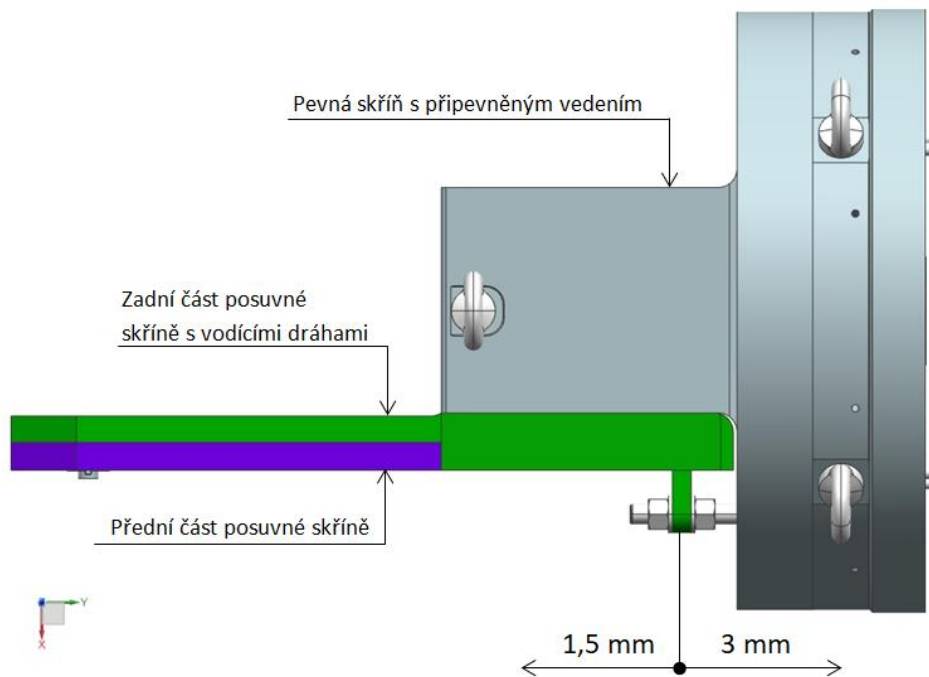


Obrázek 48 - Úpravy pevné části skříně

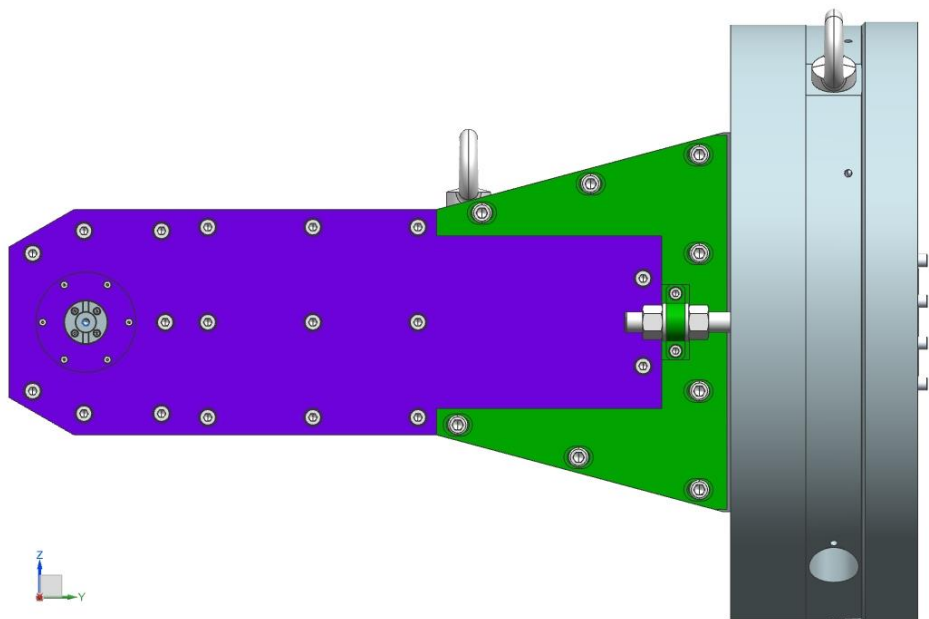
Pro snadnou montáž bylo navrženo napínání řemene pomocí posunutí zúžené části po vedení připevněném na pevné části skříně. Při montáži lze zasunout posuvnou zúženou část skříně až o 3 mm pro povolení a výměnu řemene. Napnutí řemene se dosáhne při výsunu skříně o 0,8 mm z nulové polohy, skříň nicméně umožňuje posun vpřed až o 1,5 mm (viz obrázek 49). Velikost předepínací síly řemene je následující:

$$F_{př} = \frac{F_r}{2} = \frac{1441}{2} = 720,5 \text{ N}$$

, kde $F_r = 1441 \text{ N}$ je radiální síla působící na řemenici dle softwaru KISSsys.



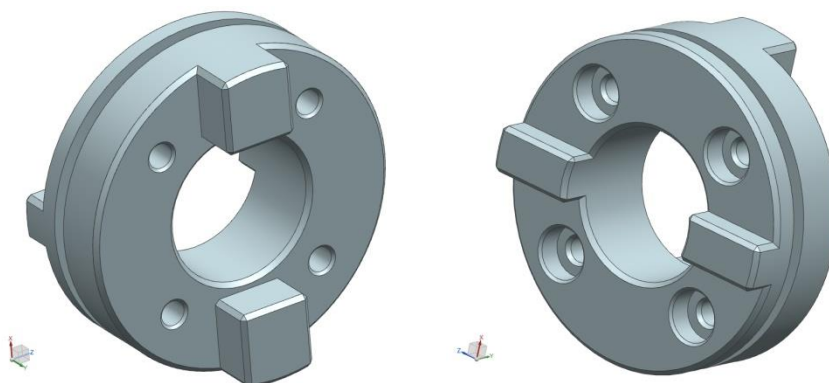
Obrázek 49 – Mezní hodnoty posuvu zúžené části skříně pro montáž/napnutí řemene



Obrázek 50 – Pohled zředu

7.2.3 Upínání nástroje

Přenos momentu a otáček na nástroj zajišťuje unášecí kroužek (viz obrázek 51) vyrobený z nízkouhlíkové ušlechtilé oceli 42 CrMo 4.



Obrázek 51 - Unášecí kroužek; část v náboji (vlevo); část u nástroje (vpravo)

Pro kroužek, nástroj a náboj byla provedena základní kontrola pro druhý zatěžovací stav, tedy moment $M_{t3} = 66 \text{ Nm}$. Náboj řemenice je vyroben z oceli konstrukční oceli C45. Nástroj je zhotoven z rychlořezné oceli S390. Mechanické vlastnosti ocelí jsou uvedeny v tabulkách níže.

Tabulka 37 - Mechanické vlastnosti oceli unášecího kroužku 42CrMo4 / WNr. 1.7225 / ČSN 15 142.7 [22]

Mez kluzu	R_e [MPa]	500
Mez pevnosti	R_m [MPa]	750

Tabulka 38 – Mechanické vlastnosti oceli náboje C45 / WNr. 1.0503 / ČSN 12 050.1 dle databáze softwaru KISSsys

Mez kluzu	$R_{p0,2}$ [MPa]	490
Mez pevnosti	R_m [MPa]	700

Tabulka 39 - Mechanické vlastnosti oceli nástroje S390 / WNr. 1.3202 [23]

Mez kluzu	$R_{p0,2}$ [MPa]	343
Mez pevnosti	R_m [MPa]	535

- a) Kontrola otláčení na bocích drážek náboje

$$p = \frac{2 \times M_{t3}}{d \times n_n \times h_n \times L_n} = \frac{2 \times 66}{0,028 \times 2 \times 0,0045 \times 0,007} = 74,830 \text{ MPa}$$

- b) Kontrola otláčení na bocích drážek u nástroje a unášecího kroužku

$$p = \frac{2 \times M_{t3}}{d \times n_f \times h_f \times L_f} = \frac{2 \times 66}{0,019 \times 2 \times 0,0025 \times 0,007} = 198,496 \text{ MPa}$$

c) Kontrola na stříh unášecího kroužku

Kontrola unášecího kroužku na stříh byla provedena u nástroje z důvodu menší plochy a větší střížné síly od momentu.

$$\tau_s = \frac{2 \times M_{t3}}{d \times n_k \times t_k \times L_k} = \frac{2 \times 66}{0,019 \times 2 \times 0,005 \times 0,008} = 86,842 \text{ MPa}$$

V následující tabulce 40 byly uvedeny hodnoty bezpečnosti pro největší napětí vzhledem k mezi kluzu daného materiálu.

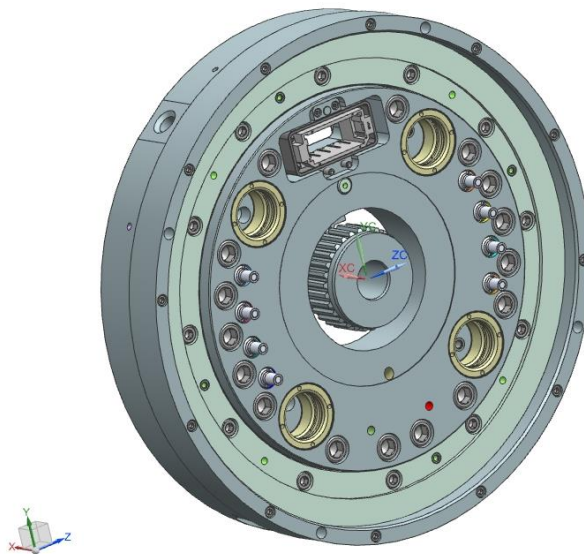
Tabulka 40 - Bezpečnost

		Unášecí kroužek	Náboj	Nástroj
Bezpečnost	s [-]	2,52	6,55	1,73

Všechny bezpečnosti jsou vyhovující. Nejnižší bezpečnost vykazuje nástroj.

7.2.4 Přípevnění zařízení

Pro přípevnění frézovací hlavy na pinolu multifunkčního pracoviště S200 MT je dána připojovací příruba (viz obrázek 52). V konstrukci nového řešení byly proto dodrženy polohy děr pro spojení šrouby. Dodržena byla také velikost drážkování u připojovací hřídele a jeho poloha vůči přírubě. Dále pak hloubka a velikost otvoru v připojovací hřídeli. Tato hřídel zajišťuje spojení s vřetenem stroje a jeho výše uvedené rozměry a vlastnosti jsou shodné pro všechny hlavy společnosti ŠMT.



Obrázek 52 - Model připojovací příruby

7.2.5 Mazání

Mazání převodu kuželovými ozubenými koly bylo realizováno pomocí plastického maziva Klüberflex BEM 41-132 o kinematické viskozitě $v_{40} \sim 120 \text{ mm}^2/\text{s}$. Ve výpočtovém modelu bylo toto mazivo nahrazeno mazivem Klübersynth PEG 46-121 o stejné viskozitě. [24]

Plastická maziva se doporučují do obvodových rychlostí $v \leq 1 \text{ m/s}$, avšak u frézovacích hlav lze v praxi mazivo použít až do obvodové rychlosti $v \leq 20 \text{ m/s}$. [25]

V případě navržených kuželových kol je obvodová rychlost při otáčkách hřídele $n_{max} = 1000 \text{ ot/min}$ na středním průměru kuželového kola $D_m = 92,322 \text{ mm}$ následující:

$$v = \frac{\pi \times D_m \times n_{max}}{60 \times 10^3} = 4,83 \text{ m/s}$$

U ložisek bylo zvažováno mazání olejem nebo plastickým mazivem. Při mazání ložisek olejem by mohlo snadno dojít k jeho úniku a taktéž je pravděpodobná nedostatečná hodnota tepelně přípustných otáček. Z toho důvodu bylo voleno mazání plastickým mazivem Klüberflex BEM 41-132 stejně jako v případě kuželového převodu. Provoz frézovacích hlav s mazáním plastickým mazivem je v praxi dlouhodobě ověřen.

Ložiska umístěná v pevné části skříně a také kuželová kola jsou domazávána dávkovačem. Ložiska výstupního souhmotí nelze průběžně domazávat, proto jsou namazána trvalou náplní.

7.3 Tuhost frézovací hlavy

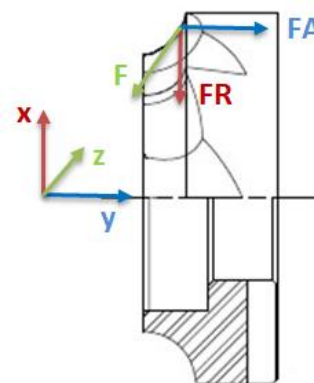
Tuhost frézovací hlavy byla stavena na základě posunutí výstupního tělesa s posunutím skříně a maximálních řezných sil pro druhý zatěžovací stav.

- $F_R = 2,933 \text{ kN}$... max. radiální síla
 $F_A = 2,200 \text{ kN}$... max. axiální síla
 $F = 3,667 \text{ kN}$... max. obvodová síla

7.3.1 Tuhost výstupního tělesa

Hodnoty posunutí pod nástrojem byly zjištěny z obrázku 38 uvedeném v podkapitolách výše.

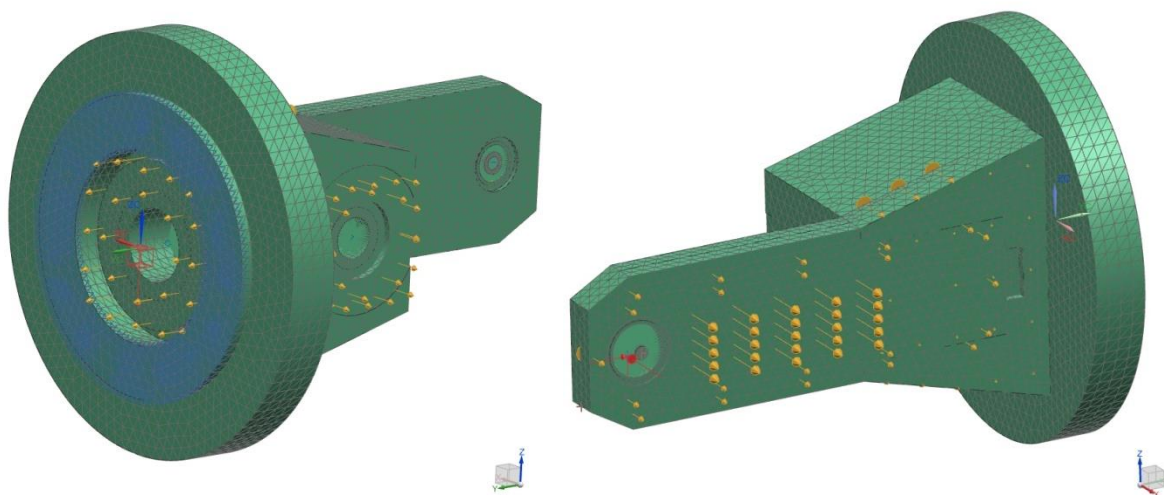
- $y_{xp(FR)} = -0,056 \text{ mm}$... posunutí pod nástrojem ve směru x od síly F_R
 $y_{yp(FA)} = 0,010 \text{ mm}$... posunutí pod nástrojem ve směru y od síly F_A
 $y_{zp(F)} = 0,000 \text{ mm}$... posunutí pod nástrojem ve směru z od síly F



Obrázek 53 - Síly na fríze

7.3.2 Tuhost skříně

Výpočet tuhosti skříně v místě nástroje byl proveden v softwaru Siemens NX pomocí nástavby NX Nastran. Skříň byla zasít'ována hrubými elementy CTETRA(10). Otvory s ložisky byly vyztuženy 1D elementy reprezentující hřídele, které byly rigidovou sítí spojeny s plochami skříně pod ložisky. Výstupní těleso řemenice nebylo nahrazováno 1D prvkem, ale idealizovanou součástí. Plochy spojené pomocí šroubů byly uvažovány jako nekonečně tuhé a byly spojeny pomocí funkce Gluing. V místě spojení frézovací hlavy s přípojovací přírubou byla plocha vetknuta. Zatížení frézovací hlavy pro výpočet tuhosti bylo provedeno řeznými silami pro druhý zatěžovací stav umístěnými do místa řezu. Dále pak byla frézovací hlava zatížena vlastní hmotností (viz obrázek 54).



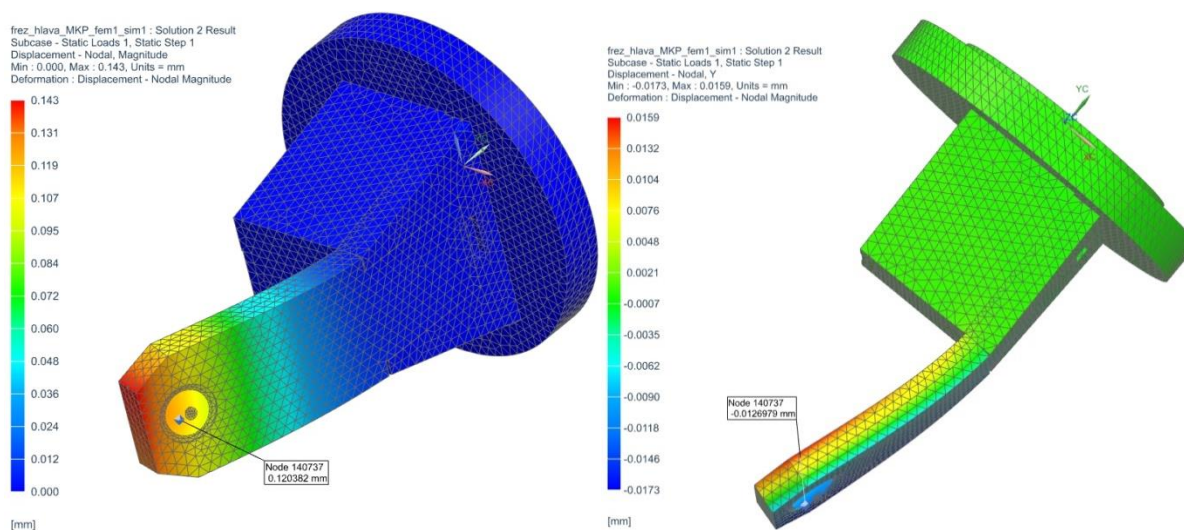
Obrázek 54 - Zásít'ování a okrajové podmínky výpočtového modelu tuhosti

Dále na stránce byly vypsány a zobrazeny výsledky výpočtu.

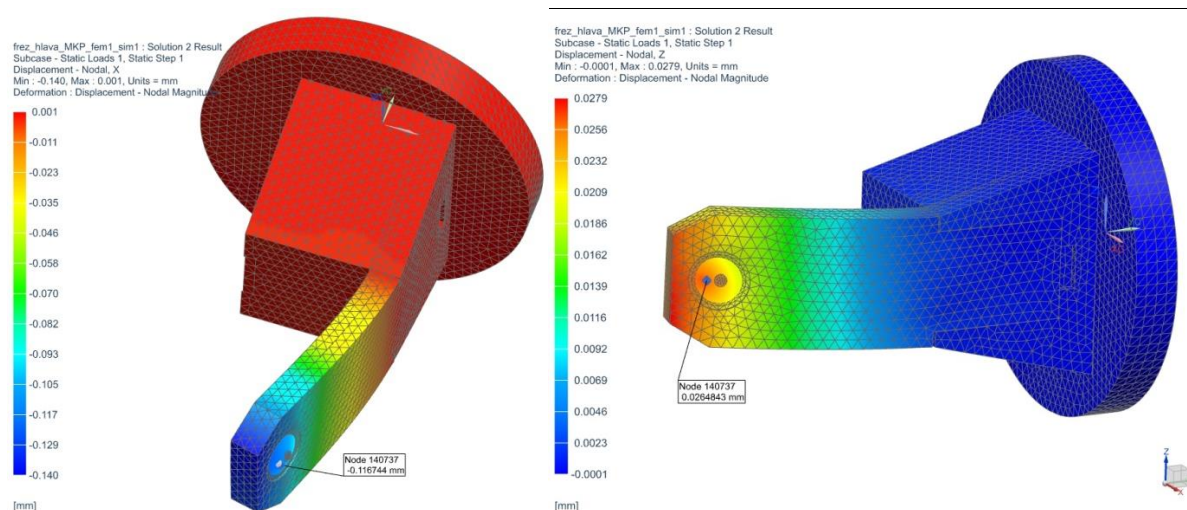
$y_{xs(FR)} = -0,013 \text{ mm}$... posunutí skříně v místě řezu ve směru x od síly F_R

$y_{ys(FA)} = -0,117 \text{ mm}$... posunutí skříně v místě řezu ve směru y od síly F_A

$y_{zs(F)} = 0,027 \text{ mm}$... posunutí skříně v místě řezu ve směru z od síly F



Obrázek 55 - Výsledky tuhostní analýzy skříně; celkové posunutí (vlevo), posunutí ve směru x od síly FR (vpravo)



Obrázek 56 - Výsledky tuhostní analýzy skříně; posunutí ve směru y od síly FA (vlevo), posunutí ve směru z od síly F (vpravo)

7.3.3 Celková tuhost

Z dokumentu *Tuhost obráběcích strojů* [26] vyplývá, že je velikost tuhosti v místě nástroje závislá na výkonu zařízení momentu na vřetení. Pro zařízení o výkonu $P = 10 \text{ kW}$ a momentu $M = 180 \text{ Nm}$ byla dle dokumentu stanovena minimální tuhost $k = 10 \text{ kN/mm}$.

Frézovací hlava, která je předmětem této diplomové práce, pracuje na maximální výkon $P_{max} = 6,9 \text{ kW}$ a moment $M_{max} = 66 \text{ Nm}$. Na základě těchto hodnot lze předpokládat, že požadovaná minimální tuhost hlavy v místě nástroje bude dokonce nižší než výše uvedená tuhost $k = 10 \text{ kN/mm}$. Z důvodu nedostatku informací pro nižší výkony než 10 kW , byla považována hodnota tuhosti $k = 10 \text{ kN/mm}$ za minimální hodnotu i v tomto případě.

a) Celkové posunutí v místě nástroje

$$y_{x(FR)} = y_{xp(FR)} + y_{xs(FR)} = -0,056 - 0,013 = -0,069 \text{ mm}$$

$$y_{y(FA)} = y_{yp(FA)} + y_{ys(FA)} = 0,010 - 0,117 = -0,107 \text{ mm}$$

$$y_{z(F)} = y_{zp(F)} + y_{zs(F)} = 0 - 0,027 = -0,027 \text{ mm}$$

b) Celková tuhost

$$k_x = \left| \frac{FR}{y_{x(FR)}} \right| = \left| \frac{2,933}{-0,069} \right| = 43 \text{ kN/mm}$$

$$k_y = \left| \frac{FA}{y_{y(FA)}} \right| = \left| \frac{2,200}{-0,107} \right| = 21 \text{ kN/mm}$$

$$k_z = \left| \frac{F}{y_{z(F)}} \right| = \left| \frac{3,667}{0,027} \right| = 136 \text{ kN/mm}$$

Z výsledků tuhosti frézovací hlavy v místě nástroje je patrné, že nejmenší tuhosti bylo dosaženo ve směru působení síly FA. Z toho důvodu je tuhost $k_y = 21 \text{ kN/mm}$ považována za celkovou tuhost navržené frézovací hlavy. Dosažená tuhost je vyšší než minimální hodnota tuhosti $k = 10 \text{ kN/mm}$, proto lze výslednou tuhost prohlásit za vyhovující.

7.4 Modální analýza

7.4.1 Výpočet budících frekvencí

Budící frekvence u frézovací hlavy vznikají zejména při procesu frézování, při záběru zubových dvojic ozubených kol nebo při záběru zubů ozubené řemenice se zuby řemene.

Při frézování dochází ke vzniku budící frekvence f_z od záběru zubů frézy do materiálu obrobku. Následující výpočet proto vychází z počtu zubů frézy z_{ef} a jejich otáček n .

$$f_z = \frac{z_{ef} \times n}{60}$$

Budící frekvence od záběru frézy pro jednotlivé zatěžovací stavy jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 41 - Budící frekvence od záběru frézy

	z_{ef} [-]	n [ot/min]	f_z [Hz]
Bin 1	8	177	24
Bin 2		1000	133

Výpočet budících frekvencí pro převody f_p vychází vždy z počtu zubů ozubeného kola/řemenice z_p a příslušných otáček n .

$$f_p = \frac{z_p \times n}{60}$$

Budící frekvence od záběru zubových dvojic ozubených kol a záběru řemenového převodu jsou uvedeny v tabulce 42. Převodový poměr u kuželového soukolí i u řemenového převodu je 1:1.

Tabulka 42 – Budící zubová frekvence

	z_p [-]	n [ot/min]	f_p [Hz]
Kuželové soukolí			
Bin 1	18	177	53
Bin 2		1000	300
Řemenový převod			
Bin 1	36	177	106
Bin 2		1000	600

Budící frekvence frézovací hlavy nabývají hodnot 24 Hz, 53 Hz, 106 Hz, 133, Hz, 300 Hz a 600 Hz.

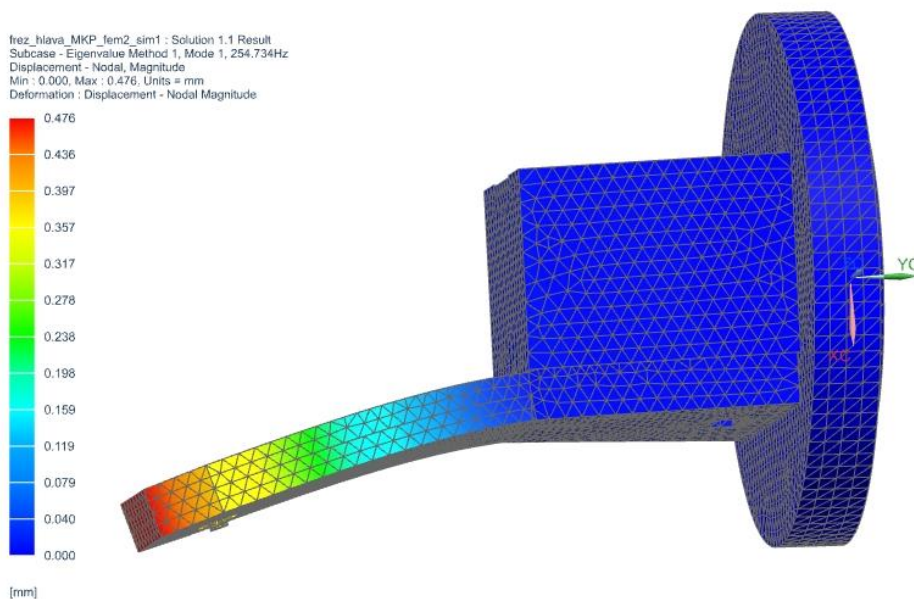
7.4.2 Vlastní frekvence frézovací hlavy

Výpočet vlastních frekvencí navržené frézovací hlavy byl proveden rovněž v softwaru Siemens NX v nástavbě NX Nastran. Ve výpočtovém modelu jsou obsaženy všechny významné součásti o nezanedbatelné hmotnosti, jako jsou hřídele, ozubená kola, řemenice víka atd. Ložiska byla opět nahrazena rigidovými sítěmi. Šroubové spoje jsou považovány za nekonečně tuhé. Těleso bylo vetknuto v místě připojení příruby stejně jako v případě výpočtu tuhosti frézovací hlavy.

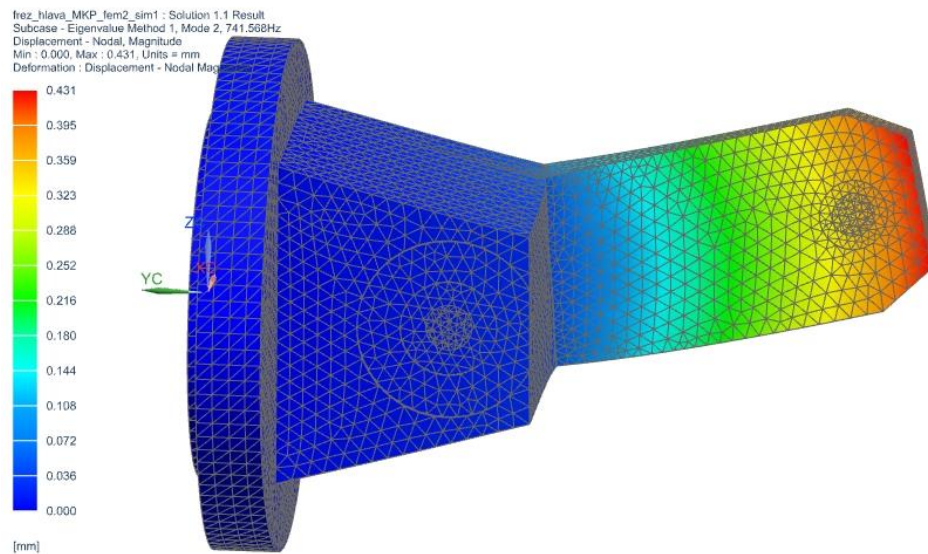
V tabulce 43 byly zobrazeny hodnoty prvních tří vlastní frekvence. Tyto frekvence jsou z hlediska hodnocení rezonance nejvýznamnější, neboť se nejvíce blíží výše vypočteným budícím frekvencím. Vlastní tvary kmitů příslušné těmto frekvencím viz obrázky 57, 58 a 59.

Tabulka 43 - Výsledné hodnoty vlastních frekvencí

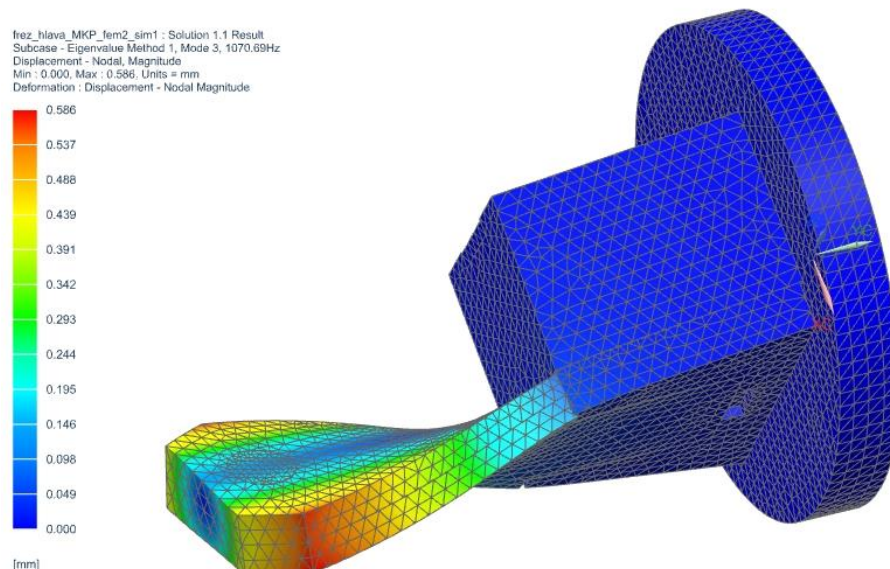
	$f_{vl} [Hz]$
1. vlastní frekvence	255
2. vlastní frekvence	742
3. vlastní frekvence	1071



Obrázek 57 - Vlastní tvar kmitu frézovací hlavy při 1. vlastní frekvenci



Obrázek 58 - Vlastní tvar kmitu frézovací hlavy při 2. vlastní frekvenci



Obrázek 59 - Vlastní tvar kmitu frézovací hlavy při 3. vlastní frekvenci

7.4.3 Porovnání pásma budících frekvencí s vlastními frekvencemi

Při provozu frézovací hlavy dle navržených zatěžovacích stavů nepřekročí budící frekvence hodnotu $f_p = 600 \text{ Hz}$. Z toho vyplývá, že za těchto podmínek se v pásmu budících frekvencí nachází pouze první vlastní frekvence $f_{v1} = 255 \text{ Hz}$. Této vlastní frekvence je dosaženo při otáčkách kuželových kol $n = 850 \text{ ot/min}$ a při otáčkách řemenic $n = 425 \text{ ot/min}$. Rezonance nastane tedy pouze při náběhu na provozní otáčky druhého zatěžovacího stavu, při provozních otáčkách $n = 177 \text{ ot/min}$ a $n = 1000 \text{ ot/min}$ k rezonanci nedochází.

8 Závěr

8.1 Technicko-ekonomické hodnocení

Na základě požadavků zadavatele byla navržena speciální frézovací hlava pro obrábění zaoblení paropropustných otvorů turbínových těles. Zatěžovací spektrum této frézovací hlavy vychází z použité technologie obrábění a pravděpodobných řezných hodnot. Návrh nového řešení vychází z již existujícího stávajícího řešení ŠMT. Ve srovnání se stávající konstrukcí ŠMT byla výrazně zjednodušena konstrukce zúžené části hlavy sestávající ze čtyř ozubených kol. Ta byla nahrazena standardními řemenicemi a řemenem s profilem 8MGT-Poly-Chain-GT2. Došlo tak nejen ke snížení výrobních nákladů na ozubená kola, ale také k úspoře výroby hřídelí a vík u těchto ozubených kol. Vzhledem k tomu, že byla nová konstrukce navržena tak, aby bylo možné zúženou část hlavy připojit i na vstupní část stávajícího řešení ŠMT, umožňuje nové řešení další úsporu výrobních a konstrukčních nákladů. Úspora spočívá ve využití vstupní části stávajícího řešení po pár úpravách na tělese vstupní části hlavy u stávajícího řešení. Z toho důvodu byly i při ekonomickém hodnocení porovnávány výrobní náklady pouze na zúženou část hlavy s předpokladem použití vstupní části stávajícího řešení ŠMT.

Výrobní náklady byly stanoveny na základě konzultace se společností ŠMT a.s. Výrobní náklady nově navrženého řešení byly stanoveny odhadem. Ceny ložisek, řemenu a bočnice řemenice byly stanoveny na základě nabídky na trhu. Odhadované celkové náklady frézovací hlavy ŠMT bez přípojovací příruby činí 550 000 Kč.

Tabulka 44 - Přehled výrobních nákladů zúžené části hlavy stávajícího řešení ŠMT

Název	Počet ks	Cena
Ozubená kola	4	135 000 Kč
Hřídele	6	14 500 Kč
Víka	6	
Skříň zúžená přední	1	8 000 Kč
Skříň zúžená zadní	1	
Unášecí kameny	2	1 500 Kč
Ložiska 7006-B-XL-TVP	6	4 284 Kč
Celkové náklady zúžené části hlavy stávajícího řeš.		163 284 Kč

Tabulka 45 - Přehled odhadovaných výrobních nákladů zúžené části hlavy nově navrženého řešení

Název	Počet ks	Cena
Řemenice hnací	1	20 000 Kč
Řemenice hnaná	1	25 000 Kč
Bočnice	4	240 Kč
Řemen	1	1 246 Kč
Víka	2	3 000 Kč
Skříň posuvná přední	1	8 000 Kč

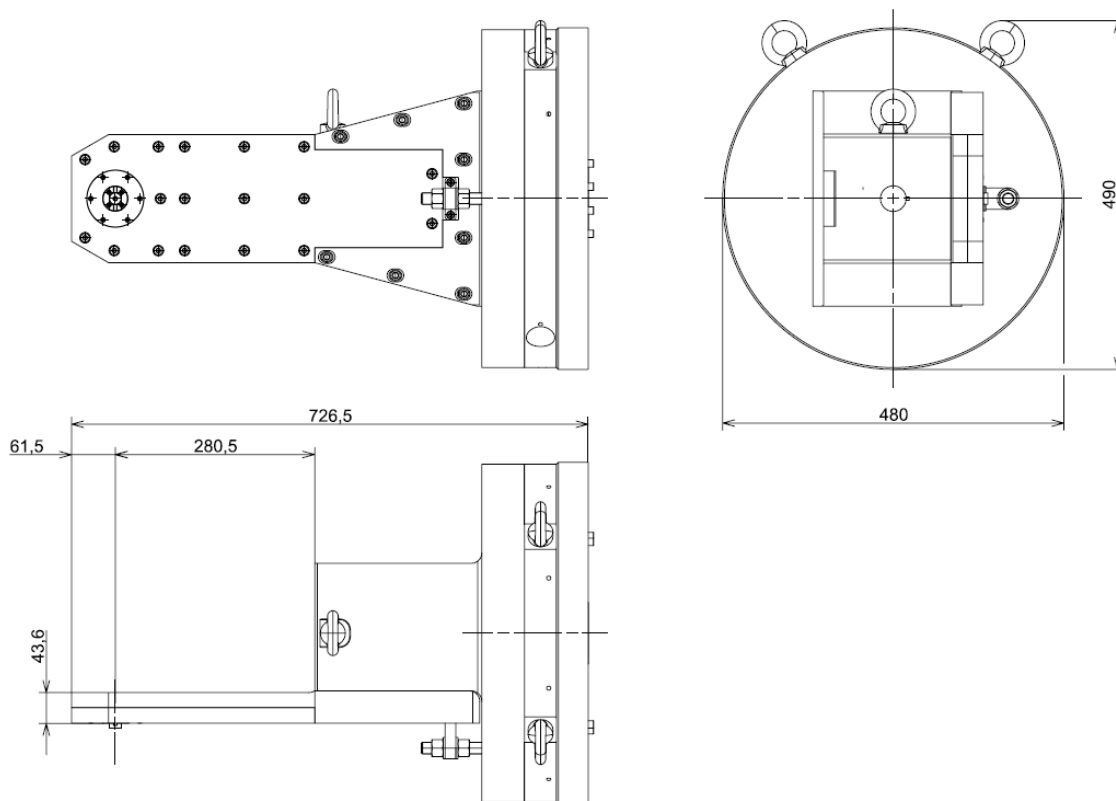
Skříň posuvná zadní	1	
Rameno stavěcího šroubu	1	500 Kč
Vedení	2	2 000 Kč
Unášecí kroužek	1	5 000 Kč
Ložisko FAG 7007-B-XL-TVP	1	3 229 Kč
Ložisko FAG B71905-C-T-P4S-UL	1	3 155 Kč
Celkové náklady zúžené části hlavy nového řeš.		71 370 Kč

Z porovnání tabulek výše je patrné, že využitím nově navrženého řešení s řemenovým převodem lze dojít odhadem k úspoře okolo 50% při výrobě zúžené části hlavy.

8.2 Tabulka technických parametrů

Tabulka 46 - Parametry navržené speciální frézovací hlavy

Maximální výkon	6,9 kW
Maximální moment	66 Nm
Maximální otáčky	1000 ot/min
Převod	1:1
Upínání hlavy	Připojovací příruba
Upínání nástroje	Unášecí kroužek
Hmotnost	276 kg
Rozměry	490 x 480 x 726,5
Největší hloubka obráběného prvku	280,5 mm
Šířka hlavy u nástroje	43,6 mm
Nejmenší vzdálenost obráběného prvku ode dna	61,5 mm
Tuhost v místě nástroje	21 kN/mm
Životnost	4000 hod



Obrázek 60 - Rozměry frézovací hlavy

Seznam použitých zdrojů

- [1] Kdo jsme. *ŠMT* [online]. ŠMT a.s., ©2021 [cit. 5.1.2021].
Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/spolecnost/kdo-jsme>
- [2] Red Dot Design Award: FCW 150. *Red Dot Design Award* [online]. Red Dot 2021, ©2021 [cit. 5.1.2021]. Dostupné z: <https://www.red-dot.org/project/fcw-150-43454>
- [3] Katalog ŠKODA MACHINE TOOL 2016. *Issuu* [online]. ŠKODA MACHINE TOOL a.s., ©2016 [cit. 5.1.2021]. Dostupné z: <https://issuu.com/skodamt/docs/skoda-katalog-cz-web>
- [4] Horizontální vyvrtávačky ŠMT FCW. *ŠMT* [online]. ŠMT a.s. , ©2021 [cit. 5.1.2021].
Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/stroje-typu-smt-fcw>
- [5] Horizontální vyvrtávačky ŠMT HCW 2000-4000. *ŠMT* [online]. ŠMT a.s. , ©2021 [cit. 5.1.2021]. Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/hcw-2000-4000>
- [6] Horizontální vyvrtávačky ŠMT HCW 1-4. *ŠMT* [online]. ŠMT a.s. , ©2021 [cit. 5.1.2021]. Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/hcw-1-4>
- [7] Frézovací stroje ŠMT FC. *ŠMT* [online]. ŠMT a.s. , ©2021 [cit. 5.1.2021].
Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/frezovaci-stroje>
- [8] Multifunkční stroj S-MT. *ŠMT* [online]. ŠMT a.s. , ©2021 [cit. 5.1.2021].
Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/multifunkcni-stroj-s-mt>
- [9] Frézovací a vyvrtávací hlavy. *ŠMT* [online]. ŠMT a.s. , ©2021 [cit. 5.1.2021].
Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/frezovaci-hlavy-nove>
- [10] Standard serie. *PIBOMULTI* [online]. *PIBOMULTI S.A.*, ©2016 [cit. 10.12.2020].
Dostupné z: <https://www.pibomulti.com/eng/catalogues/standard.pdf>
- [11] Large serie. *PIBOMULTI* [online]. *PIBOMULTI S.A.*, ©2016 [cit. 10.12.2020].
Dostupné z: <https://www.pibomulti.com/eng/catalogues/LARGE.pdf>
- [12] Micro serie. *PIBOMULTI* [online]. *PIBOMULTI S.A.*, ©2016 [cit. 10.12.2020].
Dostupné z: <https://www.pibomulti.com/eng/catalogues/Micro.pdf>
- [13] G.050. *Madaula - Creative Solutions* [online]. Madaula Group, ©2015 [cit. 10.12.2021]. Dostupné z: <https://www.madaula.com/PDF/G.050.pdf>
- [14] Machining Power (Full). *ISCAR* [online]. ISCAR ČR s.r.o. ©2021 [cit. 6.1.2021].
Dostupné z: <https://mpwr.iscar.com/Milling/MachiningPower/CircularInterpolation/InternalCircularMilling/StraightEdge>
- [15] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, Ch. R. a BUDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic; sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [16] Synchronní řemeny. Poly Chain® GT2. *Gates* [online]. Gates, ©1999-2021 [cit. 6.1.2021]. Dostupné z: https://ww2.gates.com/Czech/brochure.cfm?brochure=11848&location_id=17942
- [17] Poly Chain® GT2. *UZIMEX* [online]. UZIMEX PRAHA, spol. s.r.o., ©2016 [cit. 6.1.2021]. Dostupné z: <https://www.uzimex.cz/Vyrobce/Gates/Synchronizacni-remeny-polyuretan/Poly-Chain-GT2.html>

- [18] Gates Poly Chain® GT®2 Belt System Specification. *YUMPU* [online]. Gates, ©1999-2021 [cit. 6.1.2021]. Dostupné z: <https://www.yumpu.com/en/document/read/5399691/gates-poly-chainr-gtr2-drive-design-manual>
- [19] SIT 1610-26 Shaft diameter: 26 mm Taperlock bush. *Conrad* [online]. Electronic International GmbH, ©2020 Conrad [cit. 15.3.2021]. Dostupné z: <https://www.conrad.com/p/sit-1610-26-shaft-diameter-26-mm-taperlock-bush-1000649>
- [20] Ozubené tyče. *PIKRON* [online]. Pikron, ©2015-2021 [cit. 15.3.2021]. Dostupné z: https://www.pikron.cz/obrazky/pdf_detail/PIKRON_-_ozubene_tyce_pro_remenice.pdf
- [21] Bočnice ozubených řemenic. *PIKRON* [online]. Pikron, ©2015-2021 [cit. 15.3.2021]. Dostupné z: https://www.pikron.cz/obrazky/pdf_detail/PIKRON_-_bocnice_ozubenych_remenic.pdf
- [22] Materialovy list W.Nr. 1.7225. *Bogner Edelstahl* [online]. Bogner Edelstahl Czech Republic s.r.o, ©2020 [cit. 17.3.2021]. Dostupné z: https://www.bogner.cz/files/files/Materialovy_list_1.7225.pdf
- [23] 1.3202. *STEEL GRADES* [online]. Steel Grades, ©2012-2021 [cit. 17.3.2021]. Dostupné z: https://www.steel-grades.com/Steel-Grades/Tool-Steel-Hard-Alloy/1-3202.html?fbclid=IwAR20E2a8s0M89NOcq-_SL_7ACCSn2AqetGx3quYfty_rFgDJuHpxRVSXwRs
- [24] Klüberplex BEM 41-132 High-temperature and long-term grease 400g. *EURO INDUSTRY* [online]. Euro Industry, ©2007-2021 [cit. 17.3.2021]. Dostupné z: <https://euro-industry.com/main.php?index=details&cat=292&prod=23204141&lang=en>
- [25] KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. a HOSNEDL, S. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2011, 265 s. ISBN 978-80-261-0066-9.
- [26] HUDEC, Zdeněk. *KKS/KVS, KOS tuhost obráběcích strojů*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012. 9 s. ISBN 978-80-261-0389-9.

PŘÍLOHA č. 1

**Výsledky souhrnné výpočtové zprávy stávajícího řešení ŠMT ze
softwaru KISSsys**

Name : Unnamed

Changed by: Petra on: 23.05.2021 at: 20:21:55

frez_hlava_stavajici_reseni_SMT

Power inputs:

_O.Vystup_nastroj			
Speed	[1/min]	177	
Torque	[Nm]	55.5	
Power	[kW]	1.029	

Power outputs:

_O.Vstup_vreteno			
Speed	[1/min]	177	
Torque	[Nm]	-50.147	
Power	[kW]	0.929	

Calculations:

_O.Frezovaci_hlava.Shaft1.Shaft1_calc
_O.Frezovaci_hlava.Shaft2.Shaft2_calc
_O.Frezovaci_hlava.Shaft3.Shaft3_calc
_O.Frezovaci_hlava.Shaft4.Shaft4_calc
_O.Frezovaci_hlava.Shaft5.Shaft5_calc
_O.Frezovaci_hlava.i12.i12_calc
_O.Frezovaci_hlava.i34.i34_calc
_O.Frezovaci_hlava.i44.i44_calc
_O.Frezovaci_hlava.i45.i45_calc

O.Frezovaci_hlava.Shaft1.Shaft1_calc

Analysis of shafts, axle and beams

Label	Shaft1				
Drawing					
Initial position (mm)	0.000				
Length (mm)	191.000				
Speed (1/min)	177.00				
Direction of rotation:	clockwise				
Material	C45 (1)				
Type of force element	Bevel gear				
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	5.0000			
Load spectrum, driven (input)					
	No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
	1	70	177.000	0.929	50.147
	2	30	998.280	5.242	50.147
Type of force element	Coupling				
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	171.0000			
Load spectrum, driving (output)					
	No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
	1	70	177.000	-0.929	-50.147
	2	30	998.280	-5.242	-50.147

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing1'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	1.0689e+07	h
Static safety factor	[S ₀]	54.25	

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing2'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	4.0122e+07	h
Static safety factor	[S ₀]	176.43	

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing3'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	3.0440e+10	h
Static safety factor	[S ₀]	769.02	

Strength calculation according to DIN 743:2012

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

Summary

Shaft1

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No
Calculation of service strength and static strength	
S-N curve (Woehler line) according	Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	KF σ	K2d	SZ	SS
A-A	6.05	0.91	0.86	42.44	75.00
Required safeties:				1.20	1.20

O.Frezovaci_hlava.Shaft2.Shaft2_calc

Analysis of shafts, axle and beams

Label	Shaft2				
Drawing					
Initial position (mm)	0.000				
Length (mm)	212.000				
Speed (1/min)	177.00				
Direction of rotation:	counterclockwise				
Material	C45 (1)				
Type of force element	Bevel gear				
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	180.0000			
Load spectrum, driving (output)					
	No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
	1	70	-177.000	-0.968	52.236
	2	30	-998.280	-5.461	52.236
Type of force element	Cylindrical gear				
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	12.5000			
Load spectrum, driven (input)					
	No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
	1	70	-177.000	0.968	-52.236
	2	30	-998.280	5.461	-52.236

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft2' Rolling bearing 'RollerBearing4'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	1.4900e+07	h
Static safety factor	[S ₀]	52.84	

Shaft 'Shaft2' Rolling bearing 'RollerBearing5'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	5.4926e+06	h
Static safety factor	[S ₀]	63.87	

Strength calculation according to DIN 743:2012

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

Summary

Shaft

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

Calculation of service strength and static strength

S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	KF σ	K2d	SZ	SS
A-A	5.96	0.91	0.89	4.76	27.35
B-B	5.96	0.91	0.89	7.05	36.23
Required safeties:				1.20	1.20

O.Frezovaci_hlava.Shaft3.Shaft3_calc

Analysis of shafts, axle and beams

Label	Shaft3				
Drawing					
Initial position (mm)	0.000				
Length (mm)	37.000				
Speed (1/min)	122.82				
Direction of rotation:	clockwise				
Material	C45 (1)				
Type of force element	Cylindrical gear				
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	18.5000			
Load spectrum, driving (output)					
	No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
	1	70	122.816	-0.988	-76.818
	2	30	692.684	-5.572	-76.818
Type of force element	Cylindrical gear				
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	18.5000			
Load spectrum, driven (input)					
	No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
	1	70	122.816	0.988	76.818
	2	30	692.684	5.572	76.818

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft3' Rolling bearing 'RollerBearing6'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	2.2758e+05	h
Static safety factor	[S ₀]	10.70	

Shaft 'Shaft3' Rolling bearing 'RollerBearing7'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	2.2758e+05	h
Static safety factor	[S ₀]	10.70	

Strength calculation according to DIN 743:2012

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

Summary

Shaft3

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

Calculation of service strength and static strength

S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	KF σ	K2d	SZ	SS
A-A	1.00	0.90	0.91	20.78	21.38

Required safeties: 1.20 1.20

O.Frezovaci_hlava.Shaft4.Shaft4_calc

Analysis of shafts, axle and beams

Label	Shaft4				
Drawing					
Initial position (mm)	0.000				
Length (mm)	37.000				
Speed (1/min)	122.82				
Direction of rotation:	counterclockwise				
Material	C45 (1)				
Type of force element	Cylindrical gear				
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	18.5000			
Load spectrum, driving (output)					
	No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
	1	70	-122.816	-1.008	78.386
	2	30	-692.684	-5.686	78.386
Type of force element	Cylindrical gear				
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	18.5000			
Load spectrum, driven (input)					
	No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
	1	70	-122.816	1.008	-78.386
	2	30	-692.684	5.686	-78.386

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft4' Rolling bearing 'RollerBearing8'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	2.1419e+05	h
Static safety factor	[S ₀]	10.49	

Shaft 'Shaft4' Rolling bearing 'RollerBearing9'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	2.1419e+05	h
Static safety factor	[S ₀]	10.49	

Strength calculation according to DIN 743:2012 with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft

Summary

Shaft4

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

Calculation of service strength and static strength

S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	KF σ	K2d	SZ	SS
A-A	1.00	0.90	0.91	20.35	20.95

Required safeties: 1.20 1.20

_O.Frezovaci_hlava.Shaft5.Shaft5_calc

Analysis of shafts, axle and beams

Label	Shaft5		
Drawing			
Initial position (mm)	0.000		
Length (mm)	47.000		
Speed (1/min)	177.00		
Direction of rotation:	clockwise		
Material	C45 (1)		
Type of force element	Coupling		
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	5.0000	
Load spectrum, driven (input)			

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	70	177.000	1.029	55.500
2	30	998.280	5.802	55.500

Type of force element	Eccentric force			
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	-2.0000		
Load spectrum, driving (output)				

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)	Force (%)
1	70	177.000	2.057	110.988	-3083000000.000
2	30	998.280	11.603	110.988	-3083000000.000

Type of force element	Eccentric force				
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	-2.0000			
Load spectrum:					

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	70	177.000	100.000	100.000	100.000
2	30	998.280	564.000	100.000	100.000

Type of force element	Centric force				
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	-2.0000			
Load spectrum:					

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	70	177.000	-2467000000.000	-2467000000.000	-2467000000.000
2	30	998.280	-13913880000.000	-2467000000.000	-2467000000.000

Type of force element	Cylindrical gear				
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	30.0000			
Load spectrum, driving (output)					

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	70	177.000	-1.029	-55.500
2	30	998.280	-5.802	-55.500

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft5' Rolling bearing 'RollerBearing10'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	4.8227e+03	h
Static safety factor	[S ₀]	3.34	

Shaft 'Shaft5' Rolling bearing 'RollerBearing11'

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	1.4462e+05	h
Static safety factor	[S ₀]	13.75	

Strength calculation according to DIN 743:2012
with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft

Summary

Shaft5

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

Calculation of service strength and static strength
 S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	$K2d$	SZ	SS
A-A	1.00	0.90	0.91	8.53	10.66

Required safeties:				1.20	1.20
--------------------	--	--	--	------	------

_O.Frezovaci_hlava.i12.i12_calc

Bevel gear calculation, bevel gear pair

Application factor, KA:

1.25

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Notice:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: Kv, KH β , KF β ; AGMA 2001: Kv, Km, ..)

for each load spectrum bin are calculated separately.

Results

Root safety	15.548	15.548
Flank safety	3.969	3.969

Only as information: Calculation with reference power

Calculation method Bevel gear DIN 3991:1988

Geometry calculation according to method 1, ISO 23509:2016

Modified slot width, Figure 2, Gleason

Power (kW)	[P]	11.031
Speed (1/min)	[n]	998.3 998.3
Torque (Nm)	[T]	105.5 105.5
Application factor	[KA]	1.25
Required service life	[H]	4000.00
Hypoid offset (mm)	[a]	0.000
Mean normal module (mm)	[mmn]	4.8644
Mean spiral angle (°)	[β m]	36.6110
Number of teeth	[z]	18 18
Facewidth (mm)	[b]	31.00 31.00
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00
System service life (h)	[Hatt]	> 1000000

_O.Frezovaci_hlava.i34.i34_calc

Calculation of a spur-toothed cylindrical gear pair

Application factor, KA:

1.25

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Notice:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: Kv, KHβ, KFβ; AGMA 2001: Kv, Km, ..)

for each load spectrum bin are calculated separately.

Results

Root safety	7.451	7.353
Flank safety	2.197	2.224

Only as information: Calculation with reference power

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Power (kW)	[P]		11.256
Speed (1/min)	[n]	998.3	692.7
Torque (Nm)	[T]	107.7	155.2
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]		4000.00
Gear 1 direction of rotation:		Counterclockwise	
Center distance (mm)	[a]		104.000
Normal module (mm)	[mn]		2.5000
Helix angle at reference circle (°)	[β]		0.0000
Number of teeth	[z]	34	49
Facewidth (mm)	[b]	25.00	25.00
Hand of gear		Spur gear	
Face load factor - flank	[KHβ]		1.327
Required safety for tooth flank	[SHmin]		1.00
System service life (h)	[Hatt]		> 1000000

_O.Frezovaci_hlava.i44.i44_calc

Calculation of a spur-toothed cylindrical gear pair

Application factor, K_A :

1.25

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Notice:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: K_v , $K_H\beta$, $K_F\beta$; AGMA 2001: K_v , K_m , ..)

for each load spectrum bin are calculated separately.

Results

Root safety	7.059	7.059
Flank safety	2.373	2.373

Only as information: Calculation with reference power

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Power (kW)	[P]		11.486
Speed (1/min)	[n]	692.7	692.7
Torque (Nm)	[T]	158.3	158.3
Application factor	[K_A]		1.25
Required service life (h)	[H]		4000.00
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise	
Center distance (mm)	[a]		122.500
Normal module (mm)	[m_n]		2.5000
Helix angle at reference circle (°)	[β]		0.0000
Number of teeth	[z]	49	49
Facewidth (mm)	[b]	25.00	25.00
Hand of gear		Spur gear	
Face load factor - flank	[$K_H\beta$]		1.320
Required safety for tooth flank	[SHmin]		1.00
System service life (h)	[Hatt]		> 1000000

_O.Frezovaci_hlava.i45.i45_calc

Calculation of a spur-toothed cylindrical gear pair

Application factor, KA:

1.25

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Notice:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: Kv, KH β , KF β ; AGMA 2001: Kv, Km, ..)

for each load spectrum bin are calculated separately.

Results

Root safety	7.076	7.164
Flank safety	2.180	2.156

Only as information: Calculation with reference power

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Power (kW)	[P]		11.720
Speed (1/min)	[n]	692.7	998.3
Torque (Nm)	[T]	161.6	112.1
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]		4000.00
Gear 1 direction of rotation:		Counterclockwise	
Center distance (mm)	[a]		104.000
Normal module (mm)	[mn]		2.5000
Helix angle at reference circle (°)	[β]		0.0000
Number of teeth	[z]	49	34
Facewidth (mm)	[b]	25.00	25.00
Hand of gear		Spur gear	
Face load factor - flank	[KH β]		1.311
Required safety for tooth flank	[SHmin]		1.00
System service life (h)	[Hatt]		> 1000000

PŘÍLOHA č. 2

**Přehled výsledků pro jednotlivé zatěžovací stavy u stávajícího řešení
ŠMT ze softwaru KISSsys**

MAIN RESULT FILE

Results according to load spectrum calculation

Note:

- 9999.99 (safety factors) : no load condition
- 1.0e+06 (lifetimes for gear, shaft and bearing) : infinite lifetime
- 0 (safety factors for gears) : condition with n1=0 and T1=0
- 1 (safety factors and lifetimes for all element) : calculation error

Frequency in fraction, Total Frequency = 1

Gear results (pairs):

	SF1	SH1	SF2	SH2	SSint	SB	LF1	LH1	LF2	LH2
_O.Frezovaci_hlava.i34.i34_calc										
Bin 1	7.786	2.283	7.686	2.389		-1	-1	1000000	1000000	1000000
Bin 2	7.451	2.198	7.356	2.223		-1	-1	1000000	1000000	1000000
Results with load spectrum	7.451	2.197	7.353	2.224		0	0	1000000	1000000	1000000
_O.Frezovaci_hlava.i44.i44_calc										
Bin 1	7.436	2.555	7.436	2.555		-1	-1	1000000	1000000	1000000
Bin 2	7.062	2.372	7.062	2.372		-1	-1	1000000	1000000	1000000
Results with load spectrum	7.059	2.373	7.059	2.373		0	0	1000000	1000000	1000000
_O.Frezovaci_hlava.i45.i45_calc										
Bin 1	7.389	2.342	7.484	2.239		-1	-1	1000000	1000000	1000000
Bin 2	7.078	2.181	7.169	2.156		-1	-1	1000000	1000000	1000000
Results with load spectrum	7.076	2.18	7.164	2.156		0	0	1000000	1000000	1000000
_O.Frezovaci_hlava.i12.i12_calc										
Bin 1	16.36	4.105	16.36	4.105		-1	-1	1000000	1000000	1000000
Bin 2	15.556	3.972	15.556	3.972		-1	-1	1000000	1000000	1000000
Results with load spectrum	15.548	3.969	15.548	3.969		0	0	1000000	1000000	1000000

These bearing results are calculated using shaft calculation module

	Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
_O.Frezovaci_hlava.Shaft1.RollerBearing1					
Bin 1	1000000	54.255	-817.8	1002.4	-798.2
Bin 2	1000000	54.255	-817.8	1002.4	-798.2
Results with load spectrum	1000000	54.255			
_O.Frezovaci_hlava.Shaft1.RollerBearing2					
Bin 1	1000000	176.434	14.7	-1261.2	-44.6
Bin 2	1000000	176.434	14.7	-1261.2	-44.6
Results with load spectrum	1000000	176.434			
_O.Frezovaci_hlava.Shaft1.RollerBearing3					
Bin 1	1000000	769.02	25.2	70.7	-76.6
Bin 2	1000000	769.02	25.2	70.7	-76.6
Results with load spectrum	1000000	769.02			
_O.Frezovaci_hlava.Shaft2.RollerBearing4					
Bin 1	1000000	52.842	-938.5	-554.7	1686.8
Bin 2	1000000	52.842	-938.5	-554.7	1686.8
Results with load spectrum	1000000	52.842			
_O.Frezovaci_hlava.Shaft2.RollerBearing5					
Bin 1	1000000	63.869	287	1364.6	497.1
Bin 2	1000000	63.869	287	1364.6	497.1
Results with load spectrum	1000000	63.869			

_O.Frezovaci_hlava.Shaft3.RollerBearing6		Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1		544367	10.699		4.1 1098.2	-1252.4
Bin 2		96519	10.699		4.1 1098.2	-1252.4
Results with load spectrum		227578	10.699			

_O.Frezovaci_hlava.Shaft3.RollerBearing7		Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1		544367	10.699		4.1 -1098.2	-1252.4
Bin 2		96519	10.699		4.1 -1098.2	-1252.4
Results with load spectrum		227578	10.699			

_O.Frezovaci_hlava.Shaft4.RollerBearing8		Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1		512353	10.485	-4.2	1120.6	1278
Bin 2		90843	10.485	-4.2	1120.6	1278
Results with load spectrum		214195	10.485			

_O.Frezovaci_hlava.Shaft4.RollerBearing9		Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1		512353	10.485	-4.2	-1120.6	1278
Bin 2		90843	10.485	-4.2	-1120.6	1278
Results with load spectrum		214195	10.485			

_O.Frezovaci_hlava.Shaft5.RollerBearing10		Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1		11536	3.344		-1184 3514.7	-3827.8
Bin 2		2045	3.344		-1184 3514.7	-3827.8
Results with load spectrum		4823	3.344			

_O.Frezovaci_hlava.Shaft5.RollerBearing11		Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1		345928	13.749	-799.1	-1664.2	-557.9
Bin 2		61335	13.749	-799.1	-1664.2	-557.9
Results with load spectrum		144619	13.749			

Shaft results:

SD = Fatigu SS = Static safety

_O.Frezovaci_hlava.Shaft1.Shaft1_calc		SDA	SDB	SDC	SDD	SDE	SDF	SDG	SDH	SDI	SDJ	SSA	SSB	SSC
Bin 1		42.436297	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 74.995249	0	0
Bin 2		42.436297	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 74.995249	0	0
Results with load spectrum		42.436297	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 74.995249	0	0

_O.Frezovaci_hlava.Shaft2.Shaft2_calc		SDA	SDB	SDC	SDD	SDE	SDF	SDG	SDH	SDI	SDJ	SSA	SSB	SSC
Bin 1		4.7569092	7.0481084	0	0	0	0	0	0	0	0	0 27.345320	36.228774	0
Bin 2		4.7569092	7.0481084	0	0	0	0	0	0	0	0	0 27.345320	36.228774	0
Results with load spectrum		4.7569092	7.0481084	0	0	0	0	0	0	0	0	0 27.345320	36.228774	0

_O.Frezovaci_hlava.Shaft3.Shaft3_calc		SDA	SDB	SDC	SDD	SDE	SDF	SDG	SDH	SDI	SDJ	SSA	SSB	SSC
Bin 1		20.776249	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 21.384034	0	0
Bin 2		20.776249	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 21.384034	0	0
Results with load spectrum		20.776249	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 21.384034	0	0

_O.Frezovaci_hlava.Shaft4.Shaft4_calc		SDA	SDB	SDC	SDD	SDE	SDF	SDG	SDH	SDI	SDJ	SSA	SSB	SSC
Bin 1		20.353160	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 20.948838	0	0
Bin 2		20.353160	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 20.948838	0	0
Results with load spectrum		20.353160	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 20.948838	0	0

_O.Frezovaci_hlava.Shaft5.Shaft5_calc		SDA	SDB	SDC	SDD	SDE	SDF	SDG	SDH	SDI	SDJ	SSA	SSB	SSC
Bin 1		8.5328417	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 10.658278	0	0
Bin 2		8.5328417	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 10.658278	0	0
Results with load spectrum		8.5328417	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 10.658278	0	0

Weakest components:

Name	Utilization [%]
_O.Frezovaci	62.379
Bin 2	83.715
Result with load spectrum	93.954

Note: Weakest component is selected having maximum utilization.

Utilization for Gear: $\text{Max}([\text{SFmin}/\text{SF}], [\text{SHmin}/\text{SH}]^2, [\text{SSintmin}/\text{SSint}], [\text{SBmin}/\text{SB}])$

Utilization for Shaft: $\text{Max}([\text{SSmin}/\text{SS}], [\text{SDmin}/\text{SD}])$

Utilization for Bearing: $[\text{Lreq}/\text{Lh}]^{(1/k)}$, Ball bearing: $k = 3$, Roller bearing: $k = 10/3$, Shaft calculation: $\text{Lreq} = \text{ReqBearingLife}$, Bearing calculation: $\text{Lreq} = \text{Hmin}$

Frequency	Hours	Torque [Nn Working fl	Speed [1/r Sense of ro
0.7	2800	76.817876: right	122.81632: ccw
0.3	1200	76.817876: right	692.68408: ccw

Frequency	Hours	Torque [Nn Working fl	Speed [1/r Sense of ro
0.7	2800	78.385588: left	122.81632: cw
0.3	1200	78.385588: left	692.68408: cw

Frequency	Hours	Torque [Nn Working fl	Speed [1/r Sense of ro
0.7	2800	55.5 right	177 ccw
0.3	1200	55.5 right	998.28 ccw

Frequency	Hours	Torque [Nn Working fl	Speed [1/r Sense of ro
0.7	2800	52.236156 left	177 cw
0.3	1200	52.236156 left	998.28 cw

PŘÍLOHA č. 3

**Výpočtová zpráva řemenového převodu pro druhý zatěžovací stav ze
softwaru KISSsoft**

Name : Unnamed
 Changed by: Petra on: 23.05.2021 at: 21:04:17

Toothed belt calculation

Basis: According to manufacturer data

Calculation method

GT types

Toothed belts

Type	8MGT-Poly-Chain-GT2	
Pitch of belt (mm)	[t]	8.00
Max. perm. Belt speed. (m/s)	[vmax]	30.00
Belt teeth number	[zb]	125
Length (mm)	[l]	1000.00
Nominal power (kW)	[P]	6.90
Operating factor	[f1]	1.00
Operating power (kW)	[Pmax]	6.90

Input:

Gear 1

Ratio [i] 1.000

Center distance (mm) [a] 356.00

		Gear 1	Gear 2
		----	----
Speed (1/min)	[n]	998.28	998.28
Number of teeth	[z]	36	36
Reference diameter (mm)	[d]	91.67	91.67
Loop (°)	[β]	180.00	180.00
Service torque (Nm)	[T*f1]	66.05	66.05

Belt speed (m/s)	[v]	4.79
Frequency of bending (Hz)	[f]	9.58
Circumferential force due to torque (N)	[Fu]	1440.98
Circumferential force with service coefficient (N)	[Fu*f1]	1440.98
Centrifugal force (N)	[Ff]	1.29

Number of teeth in contact	[ze]	18.00
Correction factor for no of teeth in mesh	[f_ze]	1.00
Length factor	[f_l]	0.96
Load coefficient for input to the fast	[f_i]	0.00
Power correction factor	[fCc=fcB+f_i]	1.00
Nominal power acc. catalogue (kW)	[P]	35.16
for reference width		
62.00 mm		

Additional power due to ratio (N)	[dP]	3.01
coefficient for Belt width	[f_b]	0.19
Theoretical belt width (mm)	[bth]	11.65
Effective belt width (mm)	[beff]	12.00
Sheave width (mm)	[bs]	20.00

Calculation with initial belt tension according to catalog values:

Note: The data can change according to application,
the values provided here are merely suggestions.

Test force, Catalogue (N)	[Fe]	57.59	
Slack, Catalogue (mm)	[te]	7.12	
End of rope force at standstill, catalog value (N)	[Fstat]	720.49	
End of rope force in no load/load (N)	[Ft]	0.00	/ 1440.98
Radial force in stand (N)	[Fas]	1440.98	1440.98
Radial force in service (N)	[Fab]	1440.98	1440.98

Utilization: (%) [A] 97.12

Formula: $A = \text{belt.bth} / \text{belt.beff} * 100$

End of Report lines: 76

PŘÍLOHA č. 4

**Výsledky souhrnné výpočtové zprávy nově navrženého řešení ze
softwaru KISSsys**

Name : Unnamed

Changed by: Petra on: 23.05.2021 at: 20:51:19

frez_hlava_remen_nove_reseni

Power inputs:

_O.Vystup_nastroj			
Speed	[1/min]	177	
Torque	[Nm]	55.5	
Power	[kW]	1.029	

Power outputs:

_O.Vstup_vreteno			
Speed	[1/min]	-177	
Torque	[Nm]	53.28	
Power	[kW]	0.988	

Calculations:

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft1.Shaft1_calc
_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft2.Shaft2_calc
_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft3.Shaft3_calc
_O.Frezovaci_hlava_remen.i12.i12_calc

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft1.Shaft1_calc

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft:	see picture W-002	
Label	Shaft1	
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		187.000
Speed (1/min)		178.00
Direction of rotation:		counterclockwise
Material	C45 (1)	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)		11.500
Temperature (°C)		20.000
Temperature for load spectrum		
No. Temperature (°C)		
1	20.000	
2	20.000	
Weight of shaft (kg)		2.718
Weight of shaft, including additional masses (kg)		2.718
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		1045.100
Momentum of mass GD ² (Nm ²)		0.041

The direction of the weight is not considered

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor 1.100

Contact angle of rolling bearings is considered

Tolerance field: Mean value

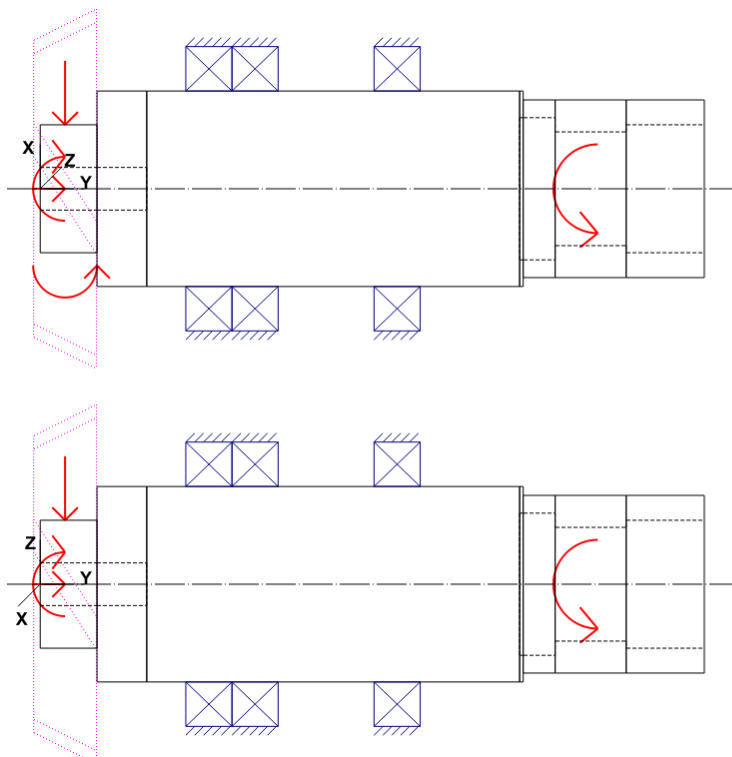


Figure: Load applications

Shaft definition

(Shaft1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 16.000 mm
Diameter (mm)	[d]	36.0000
Length (mm)	[l]	16.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder)		16.000 mm ... 136.000 mm
Diameter (mm)	[d]	55.0000
Length (mm)	[l]	120.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Thread (Thread) 115.000 mm ... 136.000 mm
 t=2.00 (mm), l=21.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Cylinder (Cylinder)		136.000 mm ... 187.000 mm
Diameter (mm)	[d]	50.0000
Length (mm)	[l]	51.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		0.000 mm ... 30.000 mm
Diameter (mm)	[d]	12.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		30.000 mm ... 135.000 mm
Diameter (mm)	[d]	0.0000
Length (mm)	[l]	105.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		135.000 mm ... 145.000 mm
Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		145.000 mm ... 165.000 mm
Diameter (mm)	[d]	32.0000
Length (mm)	[l]	20.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		165.000 mm ... 187.000 mm
Diameter (mm)	[d]	36.0000
Length (mm)	[l]	22.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Bevel gear
Label in the model		BevelGear1(i12)
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	7.0000
Operating pitch diameter (mm)		92.3223
Helix angle (°)		36.6110
Pitch angle (°)		45.0000
Working pressure angle at normal section (°)		20.0000
Position of contact (°)		180.0000
Facewidth (mm)		25.0000

Double helical gearing, right-left
 Tip to the left

Power (kW)	0.9931	
Torque (Nm)	-53.2800	
Axial force (load spectrum) (N)	976.4427 /	1161.9668
Shearing force X (load spectrum) (N)	-236.3035 /	-281.2011
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	-1154.2170 /	-1373.5182
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)	-0.0000 /	-0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)	-45.0737 /	-53.6377
Load spectrum, driven (input)		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	70	-177.000	0.988	-53.280
2	30	-998.280	6.628	-63.403

Type of force element	Coupling	
Label in the model	Coupling1(Vstup_vretno)	
Position on shaft (mm)	[y _{lokal}]	157.0000
Effective diameter (mm)		16.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		16.0000
Power (kW)		0.9931
Torque (Nm)		53.2800
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000
Load spectrum, driving (output)		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	70	-177.000	-0.988	53.280
2	30	-998.280	-6.628	63.403

Bearing

Label in the model	RollerBearing1
Bearing type	Angular contact ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y _{lokal}] 47.500
Attachment of external ring	Set fixed bearing right
The bearing pressure angle will be considered in the calculation	
Position (center of pressure)	(mm) 31.5000
Basic static load rating (kN)	[C ₀] 13.700
Basic dynamic load rating (kN)	[C] 22.200
Fatigue load limit (kN)	[C _u] 1.410
Label in the model	RollerBearing2
Bearing type	Angular contact ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y _{lokal}] 100.500
Attachment of external ring	Set fixed bearing left
The bearing pressure angle will be considered in the calculation	
Position (center of pressure)	(mm) 116.5000

Basic static load rating (kN)	[C ₀]	13.700
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	22.200
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	1.410

Label in the model RollerBearing3
 Bearing type Angular contact ball bearing (single row)

Bearing position (mm)	[y _{loka}]	60.500
Attachment of external ring		Set fixed bearing right

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm)
44.5000

Basic static load rating (kN)	[C ₀]	13.700
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	22.200
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	1.410

Results

Note: the maximum deflection and torsion of the shaft under torque, the life modification factor aISO, and the bearing's thinnest lubricant film thickness EHL, are predefined for the first load bin.

Shaft

Maximum deflection (µm)	2.005
Position of the maximum (mm)	0.000
Mass center of gravity (mm)	85.643
Total axial load (N)	976.443
Torsion under torque (°)	0.009

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u _A]	10.00	µm
Lubricant		Klübersynth PEG 46-121	
Lubricant - service temperature	[T _B]	25.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing1'

Position (Y-coordinate) [y] 47.50 mm

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	1.8312e+04	h
Static safety factor	[S ₀]	4.58	

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	1.617	-1.443	1.922	2.512	-30.749	0.000	25.871	40.185
2	1.924	-1.718	2.287	2.989	-36.591	0.000	30.786	47.820

Bearing reaction moment

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing2'

Position (Y-coordinate) [y] 100.50 mm

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	1.9136e+05	h
Static safety factor	[S ₀]	17.19	

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	-0.457	1.074	-0.254	0.523	-4.067	0.000	7.314	8.369
2	-0.544	1.278	-0.302	0.622	-4.839	0.000	8.704	9.959

Bearing reaction moment

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing3'

Position (Y-coordinate) [y] 60.50 mm

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life [L_{nh}] 2.4593e+05 h
 Static safety factor [S₀] 10.90

Bearing reaction force

	F _x (kN)	F _y (kN)	F _z (kN)
1	-0.923	-0.607	-0.513
2	-1.099	-0.723	-0.611

Bearing reaction moment

	M _x (Nm)	M _y (Nm)	M _z (Nm)	M _r (Nm)
1	8.215	0.000	-14.776	16.906
2	9.776	0.000	-17.583	20.118

Damage (%) [L_{req}] (4000.000)

Bin no	B1	B2	B3
1	4.31	0.41	0.32
2	17.54	1.68	1.31

Σ 21.84 2.09 1.63

Utilization (%) [L_{req}] (4000.000)

B1	B2	B3
60.22	27.55	25.34

Note: Utilization = (L_{req}/L_h)^{1/k}

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

- B1 : RollerBearing1
- B2 : RollerBearing2
- B3 : RollerBearing3

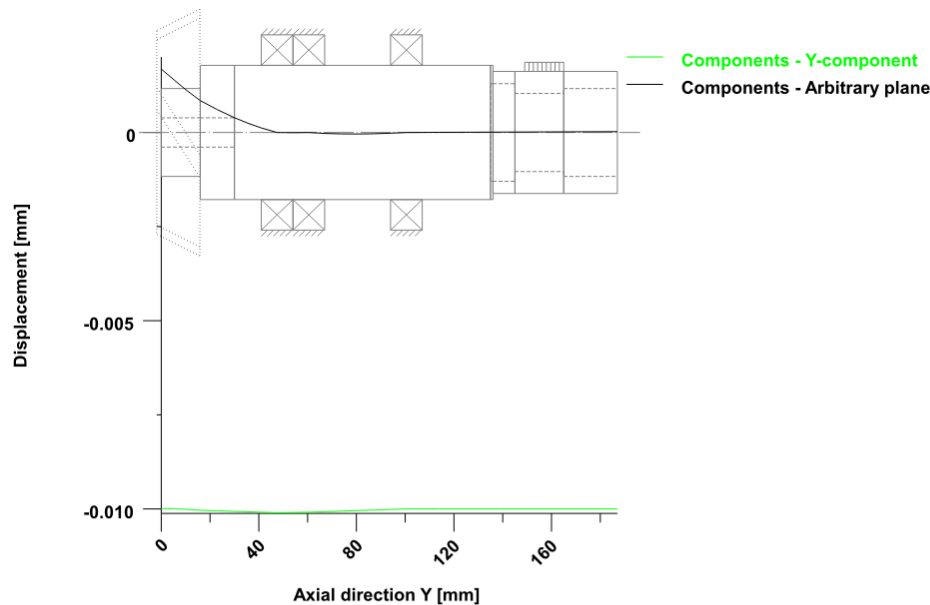
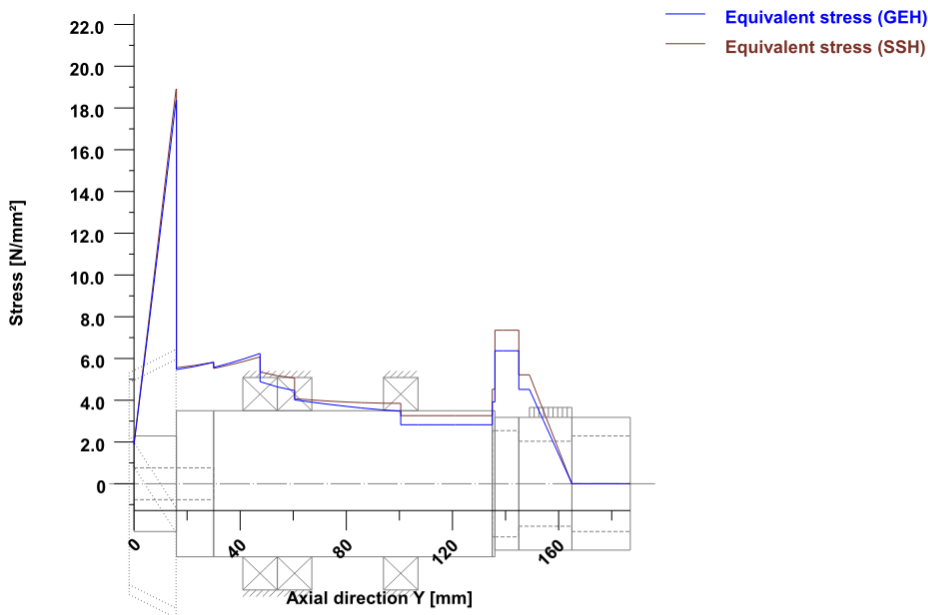


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 217.0076699 124)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises): $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

SSH(Tresca): $\sigma_V = ((\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012 with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft

Summary

Shaft1

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

Calculation of service strength and static strength

S-N curve (Woehler line) according to Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	$K2d$	SZ	SS
A-A	5.72	0.91	0.90	3.13	15.39
B-B	1.00	0.91	0.87	52.04	30.61

Required safeties: 1.20 1.20

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft2.Shaft2_calc

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft:	see picture W-002	
Label	Shaft2	
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		196.000
Speed (1/min)		178.00
Direction of rotation:	clockwise	
Material	C45 (1)	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)		11.500
Temperature (°C)		20.000
Temperature for load spectrum		
No. Temperature (°C)		
1	20.000	
2	20.000	
Weight of shaft (kg)		1.255
Weight of shaft, including additional masses (kg)		1.255
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		190.249
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.007

The direction of the weight is not considered

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor 1.100

Contact angle of rolling bearings is considered

Tolerance field: Mean value

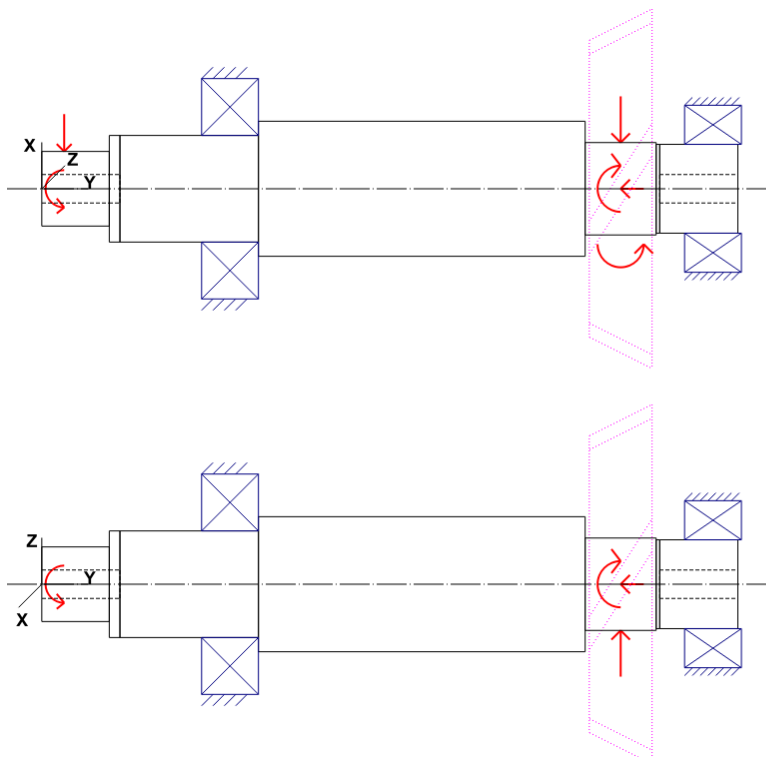


Figure: Load applications

Shaft definition

(Shaft2)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 19.000 mm
Diameter (mm)	[d]	21.0000
Length (mm)	[l]	19.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder)		19.000 mm ... 61.000 mm
Diameter (mm)	[d]	30.0000
Length (mm)	[l]	42.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder)		61.000 mm ... 153.000 mm
Diameter (mm)	[d]	38.0000
Length (mm)	[l]	92.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder)		153.000 mm ... 173.000 mm
Diameter (mm)	[d]	26.0000
Length (mm)	[l]	20.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder)		173.000 mm ... 196.000 mm
Diameter (mm)	[d]	25.0000
Length (mm)	[l]	23.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		0.000 mm ... 22.000 mm
Diameter (mm)	[d]	8.0000
Length (mm)	[l]	22.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		22.000 mm ... 174.000 mm
Diameter (mm)	[d]	0.0000
Length (mm)	[l]	152.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		174.000 mm ... 196.000 mm
Diameter (mm)	[d]	8.0000
Length (mm)	[l]	22.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Bevel gear
Label in the model		BevelGear2(i12)
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	163.0000
Operating pitch diameter (mm)		92.3223
Helix angle (°)		36.6110
Pitch angle (°)		45.0000
Working pressure angle at normal section (°)		20.0000
Position of contact (°)		-0.0000
Facewidth (mm)		25.0000
Power (kW)		1.0345
Torque (Nm)		-55.5000

Double helical gearing, left-right
Tip to the left

Axial force (load spectrum) (N)	-246.1494 /	-292.9178
Shearing force X (load spectrum) (N)	-1017.1278 /	-1210.3821
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	1202.3093 /	1430.7481
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)	-0.0000 /	-0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)	-11.3625 /	-13.5214
Load spectrum, driving (output)		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	70	177.000	-1.029	-55.500
2	30	998.280	-6.904	-66.045

Type of force element	Rope sheave	
Label in the model	RopeSheave1(i23)	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	6.3000
Direction of belt force (°)		180.0000
Sheave diameter (mm)		91.6732
Length of load application (mm)		25.4000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-1210.9114 /	-1440.9845
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Load spectrum:		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Force (%)
1	70	177.000	100.000
2	30	998.280	119.000

Type of force element	Rope sheave	
Label in the model	RopeSheave1(i23)	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	6.3000
Direction of belt force (°)		180.0000
Sheave diameter (mm)		91.6732
Length of load application (mm)		25.4000
Power (kW)		1.0345
Torque (Nm)		55.5000
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Load spectrum, driven (input)		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	70	177.000	1.029	55.500
2	30	998.280	6.904	66.045

Bearing

Label in the model	RollerBearing4	
Bearing type	Deep groove ball bearing (single row)	
Bearing position (mm)	[y _{local}]	53.000
Attachment of external ring	Free bearing	
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	11.300
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	20.700
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.700

Label in the model	RollerBearing5	
Bearing type	Angular contact ball bearing (double row) (O/X)	

Bearing position (mm)	[y _{loka}]		189.000
Attachment of external ring		Fixed bearing	
Basic static load rating (kN)	[C ₀]		10.900
Basic dynamic load rating (kN)	[C]		15.200
Fatigue load limit (kN)	[C _u]		0.570

Results

Note: the maximum deflection and torsion of the shaft under torque, the life modification factor aISO, and the bearing's thinnest lubricant film thickness EHL, are predefined for the first load bin.

Shaft

Maximum deflection (µm)		25.598
Position of the maximum (mm)		0.000
Mass center of gravity (mm)		99.881
Total axial load (N)		-246.149
Torsion under torque (°)		-0.074

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u _A]	10.00	µm
Lubricant		Klübersynth PEG 46-121	
Lubricant - service temperature	[T _B]	25.00	°C
Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)			

Shaft 'Shaft2' Rolling bearing 'RollerBearing4'

Position (Y-coordinate)	[y]	53.00	mm
-------------------------	-----	-------	----

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	3.3304e+04	h
Static safety factor	[S ₀]	4.95	

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	1.905	0.000	-0.230	1.919	0.000	0.000	-0.000	0.000
2	2.267	0.000	-0.274	2.283	0.000	0.000	0.000	0.000

Bearing reaction moment

Shaft 'Shaft2' Rolling bearing 'RollerBearing5'

Position (Y-coordinate)	[y]	189.00	mm
-------------------------	-----	--------	----

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	4.7539e+04	h
Static safety factor	[S ₀]	7.56	

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	0.323	0.246	-0.972	1.025	0.000	0.000	0.000	0.000
2	0.385	0.293	-1.157	1.219	0.000	0.000	0.000	0.000

Bearing reaction moment

Damage (%) [Lreq] (4000.000)

Bin no	B1	B2
1	2.37	1.66
2	9.64	6.76

Σ 12.01 8.41

Utilization (%) [Lreq] (4000.000)

	B1	B2
	49.34	43.82

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

Ball bearing: $k = 3$, roller bearing: $k = 10/3$

B1 : RollerBearing4

B2 : RollerBearing5

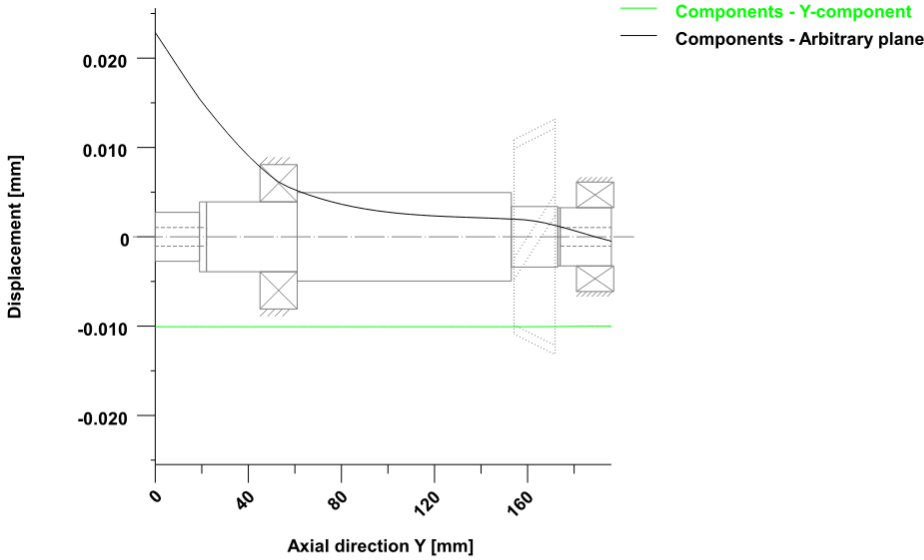
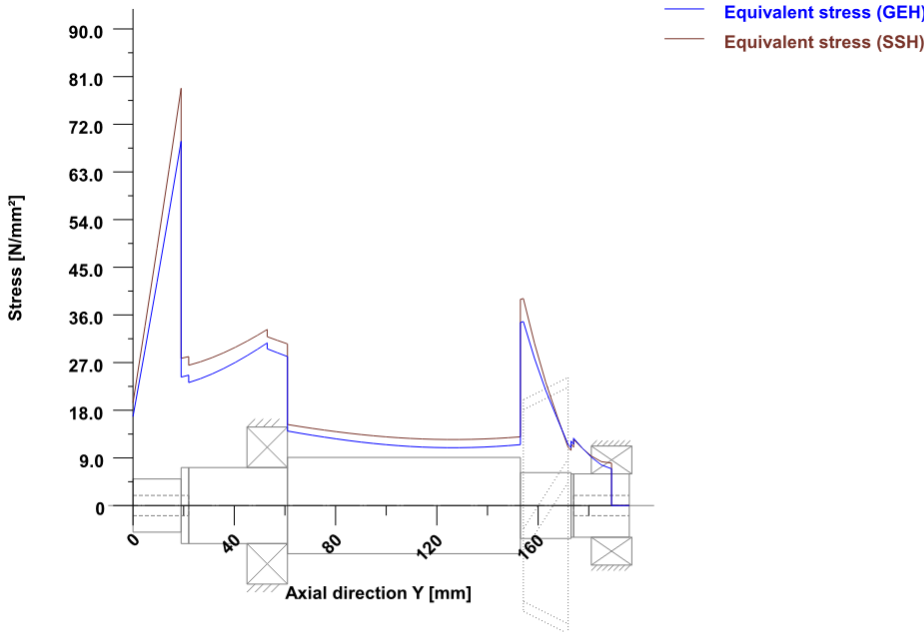


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 184.3511123 124)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

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

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012
with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft

Summary

Shaft2

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

Calculation of service strength and static strength

S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	$K2d$	SZ	SS
A-A	3.06	0.90	0.92	6.96	25.60
B-B	4.63	0.90	0.93	1.95	3.76
Required safeties:				1.20	1.20

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft3.Shaft3_calc

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft:	see picture W-002	
Label	Shaft3	
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		44.100
Speed (1/min)		177.00
Direction of rotation:	clockwise	
Material	C45 (1)	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)		11.500
Temperature (°C)		20.000
Temperature for load spectrum		
No. Temperature (°C)		
1	20.000	
2	20.000	
Weight of shaft (kg)		0.408
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.408
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		181.142
Momentum of mass GD ² (Nm ²)		0.007

The direction of the weight is not considered

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor 1.100

Contact angle of rolling bearings is considered

Tolerance field: Mean value

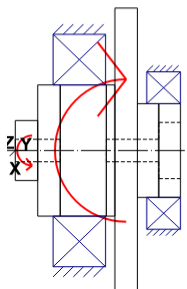
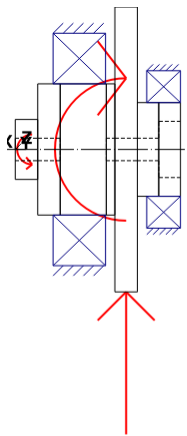


Figure: Load applications

Shaft definition

(Shaft3)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 6.000 mm
Diameter (mm)	[d]	16.0000
Length (mm)	[l]	6.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder)		6.000 mm ... 26.600 mm
Diameter (mm)	[d]	35.0000
Length (mm)	[l]	20.6000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder)		26.600 mm ... 32.600 mm
Diameter (mm)	[d]	76.0000
Length (mm)	[l]	6.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder)		32.600 mm ... 44.100 mm
Diameter (mm)	[d]	25.0000
Length (mm)	[l]	11.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		0.000 mm ... 12.000 mm
Diameter (mm)	[d]	6.0000
Length (mm)	[l]	12.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		12.000 mm ... 24.300 mm
Diameter (mm)	[d]	0.0000
Length (mm)	[l]	12.3000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		24.300 mm ... 38.300 mm
Diameter (mm)	[d]	6.0000
Length (mm)	[l]	14.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		38.300 mm ... 44.100 mm
Diameter (mm)	[d]	15.0000
Length (mm)	[l]	5.8000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element	
Label in the model	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]
Effective diameter (mm)	
Radial force factor (-)	
Direction of the radial force (°)	
Axial force factor (-)	
Length of load application (mm)	
Power (kW)	
Torque (Nm)	
Axial force (load spectrum) (N)	

Coupling

Coupling2(Vystup_nastroj)	
	4.5000
	35.0000
	0.0000
	0.0000
	0.0000
	3.0000
	1.0287
	55.5000
	0.0000 / 0.0000

Shearing force X (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Mass (kg)	0.0000	
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000	
Eccentricity (mm)	0.0000	
Load spectrum, driven (input)		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	70	177.000	1.029	55.500
2	30	998.280	6.904	66.045

Type of force element	Eccentric force	
Label in the model	F	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	-2.0000
Center point of load application, X-coordinate (mm)		36.0000
Center point of load application, Z -coordinate (mm)		0.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (load spectrum) (N)	-0.0000 /	-0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-0.0000 /	-0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	-3083.0000 /	-3667.0000
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)	-0.0000 /	-0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)	-0.0000 /	-0.0000
Load spectrum, driving (output)		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)	Force (%)
1	70	177.000	2.057	110.988	-3083000000.000
2	30	998.280	13.800	132.012	-3667000000.000

Type of force element	Eccentric force	
Label in the model	FA	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	-2.0000
Center point of load application, X-coordinate (mm)		36.0000
Center point of load application, Z -coordinate (mm)		0.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (load spectrum) (N)	1850.0000 /	2200.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)	66.6000 /	79.2000
Load spectrum:		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	70	177.000	100.000	100.000	100.000
2	30	998.280	670.703	118.919	118.919

Type of force element	Centric force	
Label in the model	FR	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	-2.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (load spectrum) (N)	-0.0000 /	-0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-2467.0000 /	-2933.0000

Shearing force Z (Load spectrum) (N)	-0.0000 /	-0.0000
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)	-0.0000 /	-0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)	-0.0000 /	-0.0000
Load spectrum:		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	70	177.000	-2467000000.000	-2467000000.000	-2467000000.000
2	30	998.280	-16542120000.000	-2933000000.000	-2933000000.000

Type of force element

Rope sheave

Label in the model		RopeSheave2(i23)	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	29.6000	
Direction of belt force (°)		0.0000	
Sheave diameter (mm)		91.6732	
Length of load application (mm)		21.4000	
Power (kW)		0.0000	
Torque (Nm)		0.0000	
Axial force (load spectrum) (N)		0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)		1210.9114 /	1440.9845
Shearing force Z (Load spectrum) (N)		0.0000 /	0.0000
Load spectrum:			

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Force (%)
1	70	177.000	100.000
2	30	998.280	119.000

Type of force element

Rope sheave

Label in the model		RopeSheave2(i23)	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	29.6000	
Direction of belt force (°)		0.0000	
Sheave diameter (mm)		91.6732	
Length of load application (mm)		21.4000	
Power (kW)		1.0287	
Torque (Nm)		-55.5000	
Axial force (load spectrum) (N)		0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)		0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)		0.0000 /	0.0000
Load spectrum, driving (output)			

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	70	177.000	-1.029	-55.500
2	30	998.280	-6.904	-66.045

Bearing

Label in the model		RollerBearing6
Bearing type		Angular contact ball bearing (single row)
		X-life
Bearing position (mm)	[y _{local}]	17.100
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
The bearing pressure angle will be considered in the calculation		
Position (center of pressure)		(mm)
		-3.9000
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	17.200
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	24.300
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	1.200

Label in the model		RollerBearing7
Bearing type		Angular contact ball bearing (single row)

Bearing position (mm)	[y _{loka}]	39.600	
Attachment of external ring		Set fixed bearing left	
The bearing pressure angle will be considered in the calculation			
Position (center of pressure)			(mm) 47.6000
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	3.850	
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	7.900	
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.395	

Results

Note: the maximum deflection and torsion of the shaft under torque, the life modification factor aISO, and the bearing's thinnest lubricant film thickness EHL, are predefined for the first load bin.

Shaft

Maximum deflection (µm)		3.445
Position of the maximum (mm)		0.000
Mass center of gravity (mm)		24.788
Total axial load (N)		1850.000
Torsion under torque (°)		-0.016

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u _A]	10.00	µm
Lubricant		Klübersynth PEG 46-121	
Lubricant - service temperature	[T _B]	25.00	°C
Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)			

Shaft 'Shaft3' Rolling bearing 'RollerBearing6'

Position (Y-coordinate)	[y]	17.10	mm
-------------------------	-----	-------	----

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	1.3538e+04	h
Static safety factor	[S ₀]	4.75	

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	0.660	-2.668	2.969	3.042	-62.354	0.000	13.851	63.874
2	0.783	-3.173	3.532	3.618	-74.166	0.000	16.449	75.968

Bearing reaction moment

Shaft 'Shaft3' Rolling bearing 'RollerBearing7'

Position (Y-coordinate)	[y]	39.60	mm
-------------------------	-----	-------	----

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	1.4778e+04	h
Static safety factor	[S ₀]	5.27	

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	0.597	0.818	0.114	0.607	0.910	0.000	-4.772	4.858
2	0.709	0.973	0.135	0.722	1.082	0.000	-5.670	5.772

Bearing reaction moment

Damage (%) [L_{req}] (4000.000)

Bin no	B1	B2
1	5.83	5.34
2	23.71	21.73

Σ 29.55 27.07

Utilization (%) [Lreq] (4000.000)

B1 B2
66.60 64.69

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1 : RollerBearing6

B2 : RollerBearing7

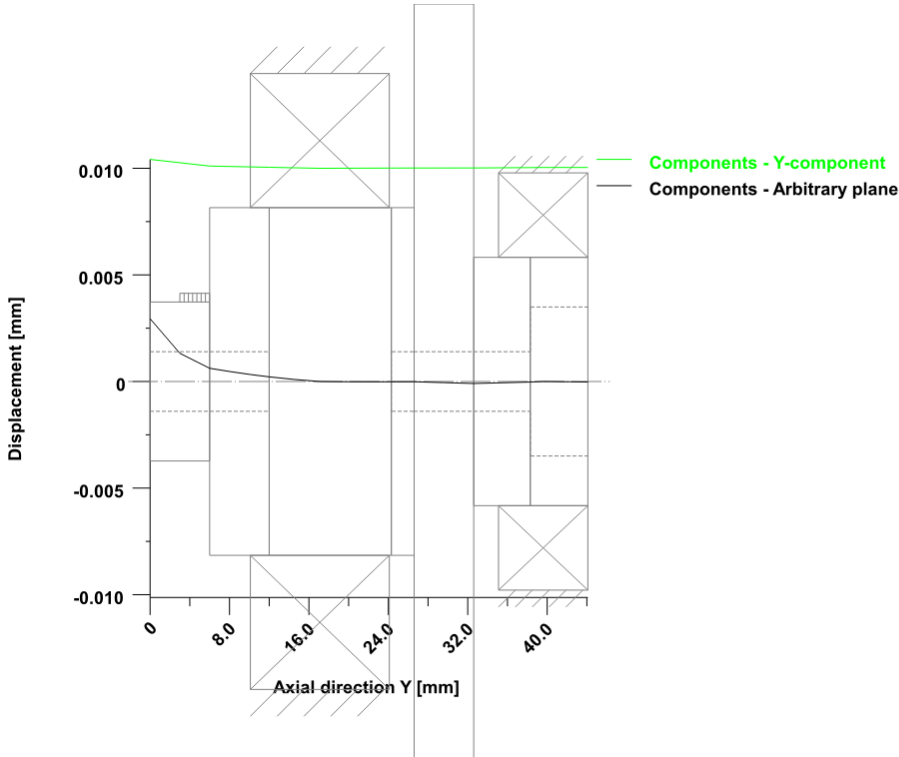
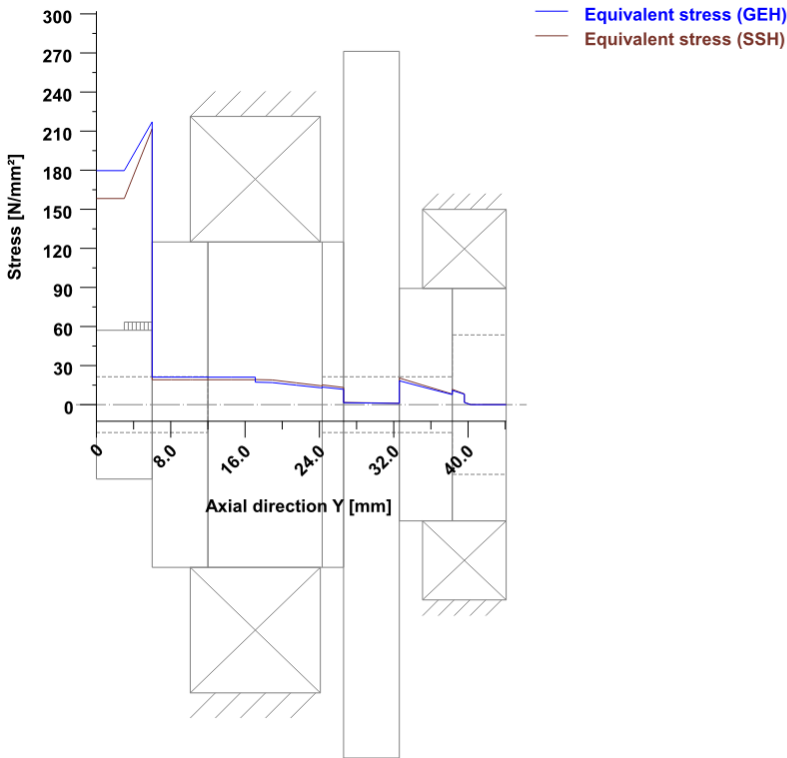


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 1.771252705e-06 124)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

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

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012 **with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft**

Summary

Shaft3

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

Calculation of service strength and static strength

S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	$K2d$	SZ	SS
A-A	2.14	1.00	0.90	6.41	12.50
B-B	4.90	0.91	0.92	4.56	13.83

Required safeties:				1.20	1.20
--------------------	--	--	--	------	------

_O.Frezovaci_hlava_remen.i12.i12_calc

Bevel gear calculation, bevel gear pair

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Application factor, KA:

1.25

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Notice:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: Kv, KH β , KF β ; AGMA 2001: Kv, Km, ..)

for each load spectrum bin are calculated separately.

Results

Calculation for load spectra:

The application factor should be set to 1.0!

Root safety	7.240	7.240
Flank safety	2.691	2.691

Only as information: Calculation with reference power

Calculation method Bevel gear DIN 3991:1988

Geometry calculation according to method 1, ISO 23509:2016

Modified slot width, Figure 2, Gleason

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Power (kW)	[P]		6.904
Speed (1/min)	[n]	998.3	998.3
Torque (Nm)	[T]	66.0	66.0
Application factor	[KA]		1.25
Distribution factor	[Ky]		1.00
Required service life	[H]		4000.00
Gear driving (+) / driven (-)		-	+

Tooth geometry and material

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Hypoid offset (mm)	[a]		0.000
Shaft angle (°)	[Σ]		90.0000
Mean normal module (mm)	[mmn]		4.1171
Normal pressure angle (°)	[αn]		20.0000
Mean spiral angle (°)	[βm]		36.6110
Number of teeth	[z]	18	18
Facewidth (mm)	[b]	25.00	25.00
Surface hardness		HRC 58	HRC 58
Tooth root strength at NL (N/mm ²)	[σFlimN]	430.00	430.00
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00
Strength against Hertzian pressure at NL (N/mm ²)	[σHlimN]	1500.00	1500.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Lubrication type		Grease lubrication	
Base oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	[ν40]		120.00

Manufacture process: lapped

Spiral tooththing

Face hobbing (continuing indexing method)

Number of cutter blade groups	[z0]	1.00
Cutter radius (mm)	[rc0]	52.23

Gear reference profile

1:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380 (pfPmax*= 0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	

Gear reference profile

2:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380 (pfPmax*= 0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	

No modification at tip circle

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Overall transmission ratio	[itot]	-1.000	
Profile shift coefficient	[xhm]	0.0000	0.0000
Tooth thickness modification coefficient	[xsmn]	0.0000	-0.0000
Outer tip diameter (mm)	[dae]	116.774	116.774
Mean pitch diameter (mm)	[dm]	92.322	92.322
Mean tip diameter (mm)	[dam]	98.145	98.145
Mean root diameter (mm)	[dfm]	85.044	85.044
Inner tip diameter (mm)	[dai]	79.516	79.516
Outer cone distance (mm)	[Re]	77.782	77.782
Mean cone distance (mm)	[Rm]	65.282	65.282
Inner cone distance (mm)	[Ri]	52.782	52.782
Pitch angle (°)	[δ]	45.0000	45.0000
Pitch angle	[δ]	45°0'0"	45°0'0"

Virtual cylindrical gear toothing

Normal pressure angle (°)	[avn]	0.0000
Virtual center distance (mm)	[av]	130.563
Number of teeth	[zv]	25.456 25.456
Gear ratio	[uv]	1.000
Reference diameter (mm)	[dv]	130.563 130.563
Base diameter (mm)	[dzb]	118.911 118.911
Tip diameter (mm)	[dva]	138.798 138.798
Operating pitch diameter (mm)	[dvw]	130.563 130.563
Root diameter (mm)	[dvr]	120.271 120.271

Virtual cylindrical gear toothing (ISO 10300:2001, Annex A):

Transverse contact ratio	[evα]	1.204
--------------------------	-------	-------

Overlap ratio	[$\epsilon v \beta$]	1.153	
Total contact ratio	[$\epsilon v \gamma$]	1.667	
DIN 3991: $\epsilon p s v a = 1.204$, $\epsilon p s v b = 0.980$, $\epsilon p s v g = 2.184$			

General influence factors

Nominal circum. force at pitch circle (N)	[F _{mt}]	1430.7	1430.7
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	4.83	4.83
Meshing stiffness (N/mm* μ m)	[c _g]	16.83	
Resonance ratio (-)	[N]	0.056	
Dynamic factor	[K _v]	1.06	
Mounting factor	[K _{Hβbe}]	1.25	
Face load factor - flank	[K _{Hβ}]	1.88	
- Tooth root	[K _{Fβ}]	1.88	
- Scuffing	[K _{Bβ}]	1.88	
Transverse load factor - flank	[K _{Hα}]	1.36	
- Tooth root	[K _{Fα}]	1.36	
- Scuffing	[K _{Bα}]	1.36	
Helical load factor for scuffing	[K _{Bγ}]	1.14	

Tooth root load capacity

Calculation of tooth form coefficients according to Method:

		C	
Tooth form factor	[Y _F]	2.36	2.36
Stress correction factor	[Y _S]	1.69	1.69
Contact ratio factor	[Y _{ϵ}]	0.68	
Helix angle factor	[Y _{β}]	0.76	
Bevel gear factor, root	[Y _K]	1.000	
Tooth root stress (N/mm ²)	[σ _F]	113.17	113.17
Notch sensitivity factor	[Y _{drelT}]	0.996	0.996
Surface factor	[Y _{RrelT}]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[Y _X]	1.000	1.000
Finite life factor	[Y _{NT}]	1.000	1.000
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[Y _M]	1.000	1.000
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σ _{FP}]	819.39	819.39

Flank safety

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Zone factor	[Z _H]	2.10	
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[Z _E]	189.81	
Contact ratio factor	[Z _{ϵ}]	0.912	
Helix angle factor	[Z _{β}]	0.896	
Bevel gear factor, flank	[Z _K]	0.850	
Effective contact stress (N/mm ²)	[σ _H]	518.10	
Lubrication factor for NL	[Z _L]	0.977	0.977
Speed factor for NL	[Z _V]	0.981	0.981
Roughness factor for NL	[Z _R]	0.970	0.970
Material hardening factor for NL	[Z _W]	1.000	1.000
Finite life factor	[Z _{NT}]	1.000	1.000
Size factor (flank)	[Z _X]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[σ _{HP}]	1395.09	1395.09
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SH _w]	2.69	2.69
Contact stress (N/mm ²)	[σ _{HB/D}]	518.35	518.35

Scuffing load capacity

Calculation method according to	DIN 3990:1987		
Helical load factor for scuffing	[KB _γ]	1.144	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wB _t]	261.673	
Flash temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[θMB]	0.00	
Scuffing temperature (°C)	[θS]	0.00	
Integral temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	0.00	
Integral scuffing temperature (°C)	[θS _{int}]	0.00	
Integral tooth flank temperature (°C)	[θ _{int}]	0.00	

Allowances for tooth thickness

Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070	-0.110
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070	-0.110
Circumferential backlash, middle (mm)			
	[j _{mt}]	0.274	/0.174
Circumferential backlash, outside (mm)			
	[j _{et}]	0.327	/0.208
Normal backlash, middle (mm)			
	[j _{mn}]	0.207	/0.132
Normal backlash, outside (mm)			
	[j _{en}]	0.212	/0.135

Modifying and defining the tooth form

Service life, damage

Calculation with load spectrum			
Required safety for tooth flank	[SH _{min}]	1.00	
System service life (h)	[H _{att}]	>	1000000
Tooth root service life (h)			
	[HF _{att}]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)			
	[HH _{att}]	1e+06	1e+06

PŘÍLOHA č. 5

Přehled výsledků pro jednotlivé zatěžovací stavy nově navrženého řešení ze softwaru KISSsys

MAIN RESULT FILE

Results according to load spectrum calculation

Note:

9999.99 (safety factors) : no load condition
 1.0e+06 (lifetimes for gear, shaft and bearing) : infinite lifetime
 0 (safety factors for gears) : condition with n1=0 and T1=0
 -1 (safety factors and lifetimes for all element) : calculation error

Frequency in fraction, Total Frequency = 1

Gear results (pairs):

_O.Frezovaci_hlava_remen.i12.i12_calc	SF1	SH1	SF2	SH2	SSint	SB	LF1	LH1	LF2	LH2
Bin 1	8.895	3.012	8.895	3.012		-1	-1	1000000	1000000	1000000
Bin 2		7.24	2.691	7.24	2.691	-1	-1	1000000	1000000	1000000
Results with load spectrum		7.24	2.691	7.24	2.691	0	0	1000000	1000000	1000000

These bearing results are calculated using shaft calculation module

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft1.RollerBearing1	Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1	65030	5.455	-1616.9	1443.4	-1921.8
Bin 2	6842	4.584	-1924.2	1717.7	-2286.9
Results with load spectrum	18312	4.584			

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft1.RollerBearing2	Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1	679654	20.46	457.1	-1073.9	254.2
Bin 2	71501	17.193		544	-1278
Results with load spectrum	191363	17.193			302.5

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft1.RollerBearing3	Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1	873352	12.966	923.5	607.3	513.4
Bin 2	91890	10.896	1098.9	722.6	611
Results with load spectrum	245925	10.896			

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft2.RollerBearing4	Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1	118274	5.89	-1904.7		0
Bin 2	12444	4.95	-2266.6		229.8
Results with load spectrum	33304	4.95			273.5

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft2.RollerBearing5	Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1	168829	8.995	-323.3	-246.1	972.4
Bin 2	17763	7.559	-384.8	-292.8	1157.2
Results with load spectrum	47539	7.559			

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft3.RollerBearing6	Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1	48015	5.655	-659.6	2668.1	-2969.3
Bin 2	5060	4.755	-783.3	3173.3	-3531.7
Results with load spectrum	13538	4.755			

_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft3.RollerBearing7	Lifetime	Static Safety	Fx	Fy	Fz
Bin 1	52410	6.267	-596.5	-817.7	-113.7
Bin 2	5523	5.271	-708.7	-972.9	-135.3
Results with load spectrum	14778	5.271			

Shaft results:

SD = Fatigue SS = Static safety

	SDA	SDB	SDC	SDD	SDE	SDF	SDG	SDH	SDI	SDJ	SSA	SSB	SSC
_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft1.Shaft1_calc	3.7232491	61.924328									0	18.317987	36.426075
Bin 1				0	0	0	0	0	0	0	0	15.393228	30.610147
Bin 2	3.1287907	52.037250									0	15.393228	30.610147
Results with load spectrum	3.1287907	52.037250		0	0	0	0	0	0	0	0	15.393228	30.610147
_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft2.Shaft2_calc	8.2818087	2.3182540									0	30.463481	4.4744079
Bin 1				0	0	0	0	0	0	0	0	25.599497	3.7600097
Bin 2	6.9594916	1.9481013									0	25.599497	3.7600097
Results with load spectrum	6.9594916	1.9481013		0	0	0	0	0	0	0	0	25.599497	3.7600097
_O.Frezovaci_hlava_remen.Shaft3.Shaft3_calc	7.6228154	5.4173146									0	14.872403	16.452331
Bin 1				0	0	0	0	0	0	0	0	12.499963	13.829757
Bin 2	6.4081425	4.5564916									0	12.499963	13.829757
Results with load spectrum	6.4081425	4.5564916		0	0	0	0	0	0	0	0	12.499963	13.829757

Weakest components:

Name Utilization [%]

Bin 1	_O.Frezovaci	51.763
Bin 2	_O.Frezovaci	61.897
Result with load spectrum	_O.Frezovaci	66.604

Note: Weakest component is selected having maximum utilization.

Utilization for Gear: $\text{Max}([\text{SFmin}/\text{SF}], [\text{SHmin}/\text{SH}]^2, [\text{SSintmin}/\text{SSint}], [\text{SBmin}/\text{SB}])$

Utilization for Shaft: $\text{Max}([\text{SSmin}/\text{SS}], [\text{SDmin}/\text{SD}])$

Utilization for Bearing: $[\text{Lreq}/\text{Lh}]^{(1/k)}$, Ball bearing: $k = 3$, Roller bearing: $k = 10/3$, Shaft calculation: $\text{Lreq} = \text{ReqBearingLife}$, Bearing calculation: $\text{Lreq} = \text{Hmin}$

Frequency	Hours	Torque [Nr	Working fl:	Speed [1/n	Sense of rc
0.7	2800	55.5	right	177	ccw
0.3	1200	66.045	right	998.28	ccw

PŘÍLOHA č. 6

**Výpočet drážkování v místě připojovací hřídel-vstupní hřídel ze
softwaru MITcalc**



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

i Výpočet: A = OK; B = Chyba; C = OK; D = Chyba

ii Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdość]				
1.2	Přenášený výkon	P	7,35	[kW]	1.17	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]		
1.3	Otáčky hřídele	n	1000,0	[/min]	1.18	Minimální pevnost v tahu R_{min}	500	[MPa]
1.4	Krouticí moment	T	70,19	[Nm]	1.19	Dovolený tlak p_D	130	[MPa]
1.5	Způsob zatížení, provozní parametry				1.20	Dovolené napětí v krutu τ_D	200	[MPa]
1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný			1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdość]		
1.7	Typ zatížení	Lehké rázy			1.22	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]		
1.8	Charakter provozu	Plně obousměrný			1.23	Minimální pevnost v tahu R_{min}	500	[MPa]
1.9	Počet rozběhů v tisících	100			1.24	Dovolený tlak p_D	130	[MPa]
1.10	Požadovaná životnost spoje	4000		[h]	1.26	Provozní koeficienty		
1.11	Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele				1.27	Koeficient provedení spoje K_d	1,0	
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj			1.28	Koeficient využití spoje K_a	1,2	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele d_h	0,000		[mm]	1.29	Koeficient životnosti K_f	0,4	
1.14	Požadovaná bezpečnost s_f	1,70			1.30	Koeficient opotřebení K_w	1,0	
1.15	Minimální průměr hřídele d_{min}	20,9		[mm]				

A Přesná pera

2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

3.0 Pevnostní kontroly spoje

B Woodruffova pera

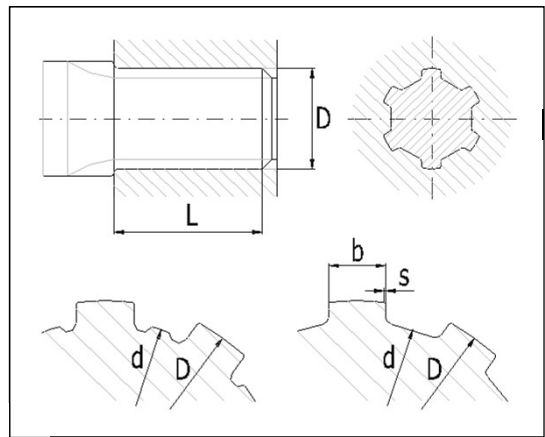
4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

5.0 Pevnostní kontroly spoje

C Rovnoboké drážkování

6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

6.1	Parametry spoje			
6.2	Typ drážkování	I ... CSN 01 4942 - Těžká řada		
6.3	Koeficient rozložení zatížení K_L	0,75		
6.4	Celkový provozní koeficient K_S	3,00		
6.5	Návrh rozměrů spoje			
6.6	Drážkování pro průměry	20 ~ 125		[mm]
6.7	Min. průměr hřídele d_{min}	20,9		[mm]
6.8	Drážkování	32 - 10x26x32		
6.9	Vnější průměr drážkování D	32		[mm]
6.10	Vnitřní průměr drážkování d	26		[mm]
6.11	Počet drážek n	10		
6.12	Šířka zubu b	4		[mm]
6.13	Sražení (zaoblění) hran s	0,4		[mm]
6.14	Min. funkční délka drážkování L_{min}	11,6		[mm]
6.15	Zvolená délka drážkování L	15,000		[mm]



7.0 Pevnostní kontroly spoje

7.1	Kontrola hřídele na krut			7.5	Kontrola otláčení na bocích drážkování		
7.2	Dovolené napětí v krutu τ_D	200	[MPa]	7.6	Dovolený tlak p_D	130	[MPa]
7.3	Srovnávací napětí τ	61,0	[MPa]	7.7	Srovnávací tlak p	58,7	[MPa]
7.4	Bezpečnost	3,28		7.8	Bezpečnost	2,22	

D Evolventní drážkování

8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

9.0 Pevnostní kontroly spoje

Kapitola doplňků

10.0 Srovnávací tabulka

11.0 Grafický výstup, CAD systémy

PŘÍLOHA č. 7

**Výpočet drážkování v místě vstupní hřídel-kolo1 ze softwaru
MITcalc**



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

i Výpočet: A = Chyba; B = Chyba; C = OK; D = Chyba

ii Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdość]				
1.2	Přenášený výkon	P	7,35	[kW]	1.17	B...Uhlíková ocel zušlechtěná (500) [HB 220-270]		
1.3	Otáčky hřídele	n	1000,0	[/min]	1.18	Minimální pevnost v tahu R_{mmin}	500	[MPa]
1.4	Krouticí moment	T	70,19	[Nm]	1.19	Dovolený tlak p_D	130	[MPa]
1.5	Způsob zatížení, provozní parametry				1.20	Dovolené napětí v krutu τ_D	200	[MPa]
1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný			1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdość]		
1.7	Typ zatížení	Lehké rázy			1.22	D...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]		
1.8	Charakter provozu	Plně obousměrný			1.23	Minimální pevnost v tahu R_{mmin}	700	[MPa]
1.9	Počet rozběhů v tisících	100			1.24	Dovolený tlak p_D	250	[MPa]
1.10	Požadovaná životnost spoje	4000		[h]	1.26	Provozní koeficienty		
1.11	Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele				1.27	Koeficient provedení spoje K_d	1,0	
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj			1.28	Koeficient využití spoje K_a	1,2	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele d_h	0,000		[mm]	1.29	Koeficient životnosti K_f	0,4	
1.14	Požadovaná bezpečnost s_f	1,70			1.30	Koeficient opotřebení K_w	1,0	
1.15	Minimální průměr hřídele d_{min}	20,9		[mm]				

A Přesná pera

2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

3.0 Pevnostní kontroly spoje

B Woodruffova pera

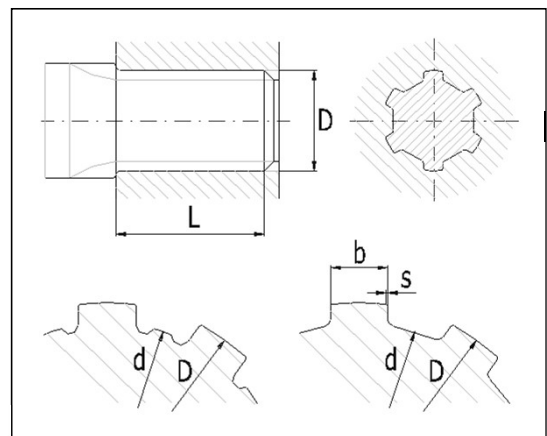
4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

5.0 Pevnostní kontroly spoje

C Rovnoboké drážkování

6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

6.1	Parametry spoje			
6.2	Typ drážkování	I ... CSN 01 4942 - Těžká řada		
6.3	Koeficient rozložení zatížení K_L	0,75		
6.4	Celkový provozní koeficient K_S	3,00		
6.5	Návrh rozměrů spoje			
6.6	Drážkování pro průměry	20 ~ 125		[mm]
6.7	Min. průměr hřídele d_{min}	20,9		[mm]
6.8	Drážkování	45 - 10x36x45		
6.9	Vnější průměr drážkování D	45		[mm]
6.10	Vnitřní průměr drážkování d	36		[mm]
6.11	Počet drážek n	10		
6.12	Šířka zubu b	5		[mm]
6.13	Sražení (zaoblení) hran s	0,4		[mm]
6.14	Min. funkční délka drážkování L_{min}	5		[mm]
6.15	Zvolená délka drážkování L	15,000		[mm]



7.0 Pevnostní kontroly spoje

7.1	Kontrola hřídele na krut			7.5	Kontrola otláčení na bocích drážkování		
7.2	Dovolené napětí v krutu τ_D	200	[MPa]	7.6	Dovolený tlak p_D	130	[MPa]
7.3	Srovnávací napětí τ	23,0	[MPa]	7.7	Srovnávací tlak p	25,0	[MPa]
7.4	Bezpečnost	8,70		7.8	Bezpečnost	5,20	

D Evolventní drážkování

8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

9.0 Pevnostní kontroly spoje

Kapitola doplňků

10.0 Srovnávací tabulka

11.0 Grafický výstup, CAD systémy

PŘÍLOHA č. 8

Výpočet drážkování v místě kolo2-druhá hřídel ze softwaru MITcalc



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

i Výpočet: A = Chyba; B = Chyba; C = OK; D = Chyba

ii Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.2	Přenášený výkon	P	7,05 [kW]	1.17	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]	
1.3	Otáčky hřídele	n	1000,0 [/min]	1.18	Minimální pevnost v tahu	R _{mmin} 500 [MPa]
1.4	Krouticí moment	T	67,35 [Nm]	1.19	Dovolený tlak	p _D 130 [MPa]
1.5	Způsob zatížení, provozní parametry			1.20	Dovolené napětí v krutu	τ _D 200 [MPa]
1.6	Charakter pohonu		Rovnoměrný	1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.7	Typ zatížení		Lehké rázy	1.22	D...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	
1.8	Charakter provozu		Plně obousměrný	1.23	Minimální pevnost v tahu	R _{mmin} 700 [MPa]
1.9	Počet rozběhů v tisících		100	1.24	Dovolený tlak	p _D 250 [MPa]
1.10	Požadovaná životnost spoje		4000 [h]	1.26	Provozní koeficienty	
1.11	Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele			1.27	Koeficient provedení spoje	K _d 1,0
1.12	Provedení spoje		Pevný spoj	1.28	Koeficient využití spoje	K _a 1,2
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d _h	0,000 [mm]	1.29	Koeficient životnosti	K _f 0,4
1.14	Požadovaná bezpečnost	s _f	1,70	1.30	Koeficient opotřebení	K _w 1,0
1.15	Minimální průměr hřídele	d _{min}	20,7 [mm]			

A Přesná pera

2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

3.0 Pevnostní kontroly spoje

B Woodruffova pera

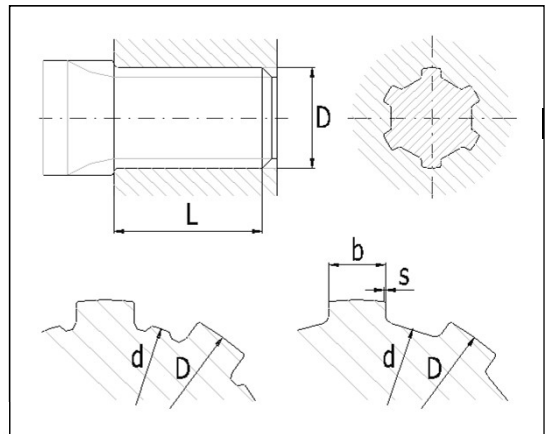
4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

5.0 Pevnostní kontroly spoje

C Rovnoboké drážkování

6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

6.1	Parametry spoje		
6.2	Typ drážkování	I ... CSN 01 4942 - Těžká řada	
6.3	Koeficient rozložení zatížení	K _L	0,75
6.4	Celkový provozní koeficient	K _S	3,00
6.5	Návrh rozměrů spoje		
6.6	Drážkování pro průměry		20 ~ 125 [mm]
6.7	Min. průměr hřídele	d _{min}	20,7 [mm]
6.8	Drážkování		32 - 10x26x32
6.9	Vnější průměr drážkování	D	32 [mm]
6.10	Vnitřní průměr drážkování	d	26 [mm]
6.11	Počet drážek	n	10
6.12	Šířka zubu	b	4 [mm]
6.13	Sražení (zaoblení) hran	s	0,4 [mm]
6.14	Min. funkční délka drážkování	L _{min}	11,1 [mm]
6.15	Zvolená délka drážkování	L	18,000 [mm]



7.0 Pevnostní kontroly spoje

D Evolventní drážkování

8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

9.0 Pevnostní kontroly spoje

Kapitola doplňků

10.0 Srovnávací tabulka

11.0 Grafický výstup, CAD systémy

PŘÍLOHA č. 9

**Výpočet a porovnání tvarového spoje v místě druhá hřidel-řemenice
ze softwaru MITcalc**



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

i Výpočet: A = Chyba; B = Chyba; C = OK; D = Chyba

ii Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje

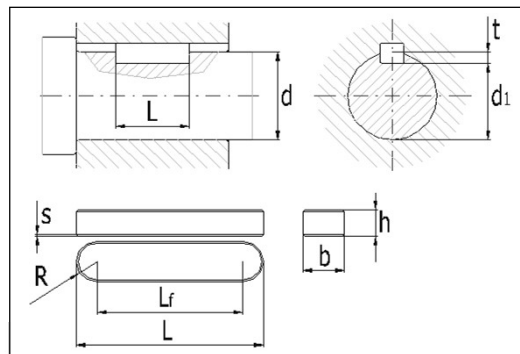
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.2	Přenášený výkon	P	7,05 [kW]	1.17	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]	
1.3	Otáčky hřídele	n	1000,0 [/min]	1.18	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin} 500 [MPa]
1.4	Krouticí moment	T	67,32 [Nm]	1.19	Dovolený tlak	p_D 130 [MPa]
1.5	Způsob zatížení, provozní parametry			1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_D 200 [MPa]
1.6	Charakter pohonu		Rovnoměrný	1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.7	Typ zatížení		Lehké rázy	1.22	E...Cementovaná ocel (950) [HRC 55-63]	
1.8	Charakter provozu		Plně obousměrný	1.23	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin} 950 [MPa]
1.9	Počet rozběhů v tisících		100	1.24	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
1.10	Požadovaná životnost spoje		4000 [h]	1.26	Provozní koeficienty	
1.11	Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele			1.27	Koeficient provedení spoje	K_d 1,0
1.12	Provedení spoje		Pevný spoj	1.28	Koeficient využití spoje	K_a 1,2
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	0,000 [mm]	1.29	Koeficient životnosti	K_f 0,4
1.14	Požadovaná bezpečnost	S_f	1,70	1.30	Koeficient opotřebení	K_w 1,0
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min}	20,7 [mm]			

A

Přesná pera

2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

2.1	Parametry spoje		2.6	Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
2.2	Typ pera		K ... CSN 022562	2.7	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]	
2.3	Počet per		1	2.8	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin} 500 [MPa]
2.4	Koeficient rozložení zatížení	K_L	1,00	2.9	Dovolený tlak	p_D 130 [MPa]
2.5	Celkový provozní koeficient	K_S	3,00			
2.11	Návrh rozměrů spoje					
2.12	Pera pro průměry		6 ~ 230 [mm]			
2.13	Min. průměr hřídele	d_{1min}	20,7 [mm]			
2.14	Průměr hřídele	d	25,000 [mm]			
2.15	Pero		8 x 7			
2.16	Šířka / výška pera	b / h	8 7 [mm]			
2.17	Zaoblení pera / sražení hran	R / s	4 0,5 [mm]			
2.18	Parametry drážky v hřídeli	t / d_1	4,1 20,9 [mm]			
2.19	Minimální funkční délka pera	L_{fmin}	75,3 [mm]			
2.20	Minimální délka pera	L_{min}	83,3 [mm]			
2.21	Dovolený rozsah délek pera		20 ~ 90 [mm]			
2.22	Zvolená délka pera	L	20,000 [mm]			



3.0 Pevnostní kontroly spoje

3.1	Kontrola hřídele na krut		3.5	Kontrola otláčení drážky hřídele		
3.2	Dovolené napětí v krutu	τ_D	200 [MPa]	3.6	Dovolený tlak	p_D 130 [MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ	112,7 [MPa]	3.7	Srovnávací tlak	p 479,6 [MPa]
3.4	Bezpečnost		1,78	3.8	Bezpečnost	0,27
3.9	Kontrola pera na otláčení			3.13	Kontrola otláčení drážky náboje	
3.10	Dovolený tlak	p_D	130 [MPa]	3.14	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p	479,6 [MPa]	3.15	Srovnávací tlak	p 377,7 [MPa]
3.12	Bezpečnost		0,27	3.16	Bezpečnost	0,79

B

Woodruffova pera

4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

5.0 Pevnostní kontroly spoje

C

Rovnoboké drážkování

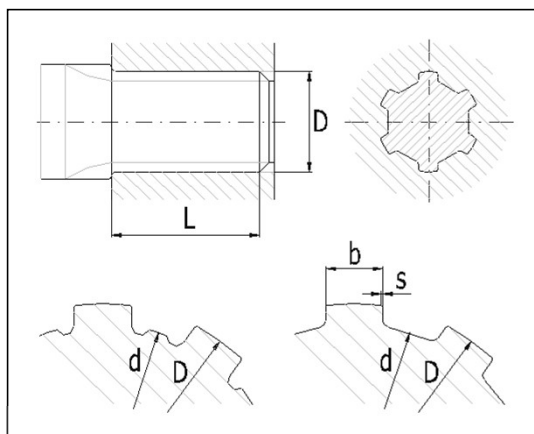
6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

6.1 Parametry spoje

6.2 Typ drážkování	I ... CSN 01 4942 - Těžká řada	
6.3 Koeficient rozložení zatížení	K_L	0,75
6.4 Celkový provozní koeficient	K_S	3,00

6.5 Návrh rozměrů spoje

6.6 Drážkování pro průměry	20 ~ 125		[mm]
6.7 Min. průměr hřídele	d_{min}	20,7	[mm]
6.8 Drážkování	26 - 10x21x26		
6.9 Vnější průměr drážkování	D	26	[mm]
6.10 Vnitřní průměr drážkování	d	21	[mm]
6.11 Počet drážek	n	10	
6.12 Šířka zubu	b	3	[mm]
6.13 Sražení (zaoblení) hran	s	0,3	[mm]
6.14 Min. funkční délka drážkování	L_{min}	15,8	[mm]
6.15 Zvolená délka drážkování	L	17,000	[mm]

7.0 Pevnostní kontroly spoje

7.1 Kontrola hřídele na krut			7.5 Kontrola otlacení na bocích drážkování				
7.2 Dovolené napětí v krutu	τ_D	200	[MPa]	7.6 Dovolný tlak	p_D	130	[MPa]
7.3 Srovnávací napětí	τ	111,1	[MPa]	7.7 Srovnávací tlak	p	71,0	[MPa]
7.4 Bezpečnost		1,80		7.8 Bezpečnost		1,83	

D

Evolventní drážkování

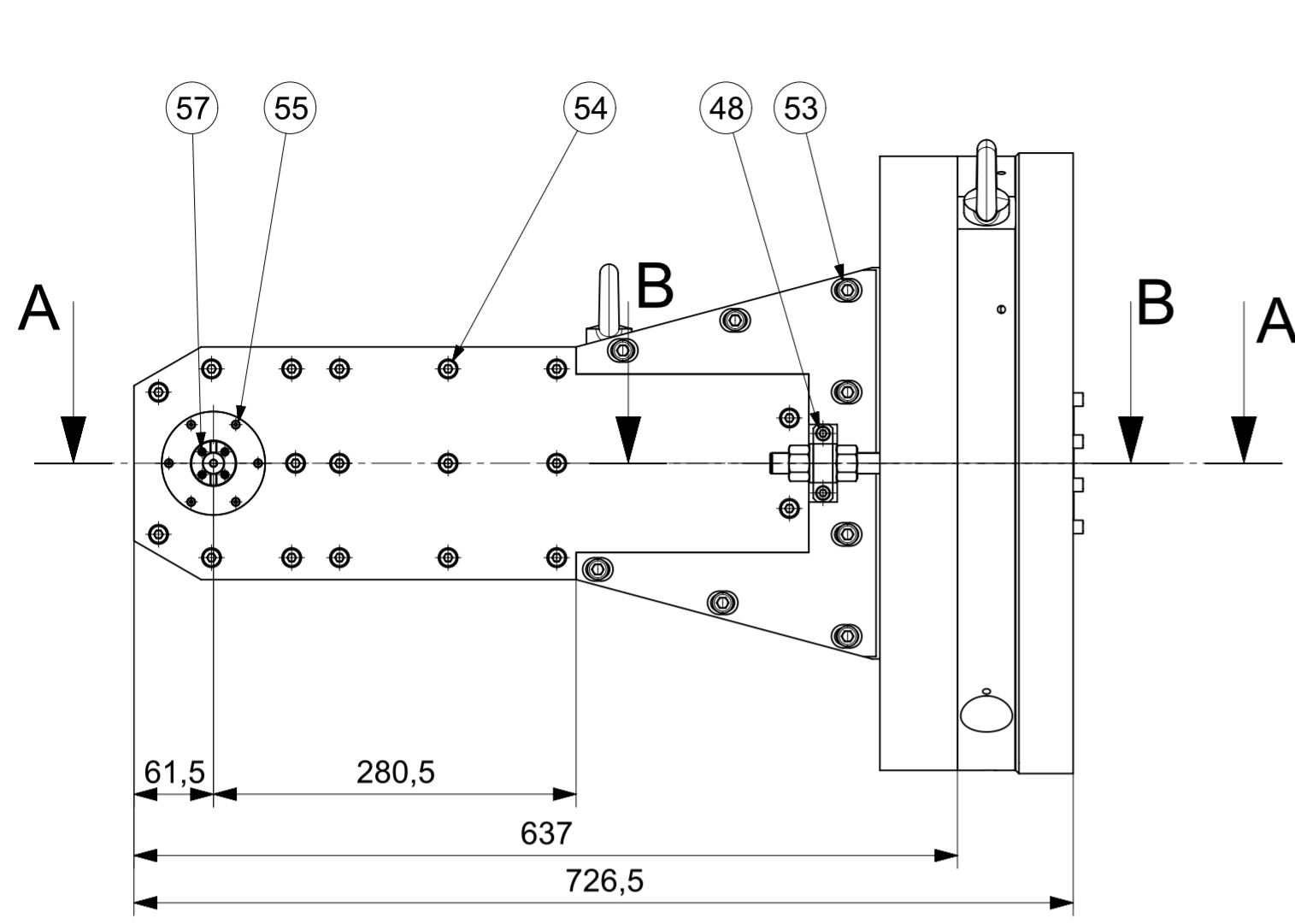
8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů9.0 Pevnostní kontroly spoje

Kapitola doplňků

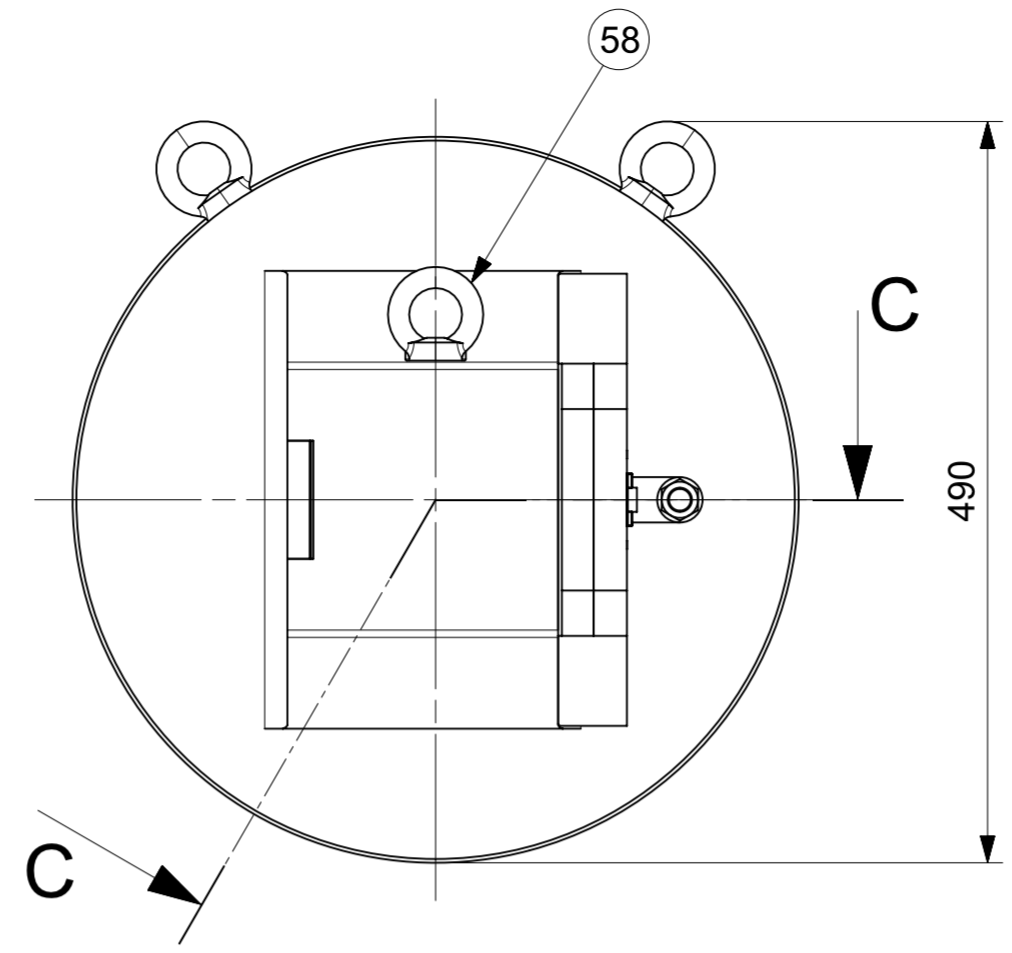
10.0 Srovnávací tabulka

10.1 Přesná pera	8 x 7 CSN 022562		10.6 Woodruffova pera	1217 (3/8 x 2 1/8) ANSI B17.2 A			
10.2			10.7				
10.3 Průměr hřídele	d	25,000	[mm]	10.8 Průměr hřídele	d	26,990	[mm]
10.4 Délka pera	L	20	[mm]	10.9 Délka pera	L	43,76	[mm]
10.5 Bezpečnost		0,27		10.10 Bezpečnost		1,21	
10.11 Rovnoboké drážkování	10x21x26 CSN 01 4942 - Těžká řada		10.17 Evolventní drážkování	24 x 20 ANSI B92.1 - 30°, Plochá drážka, Středění na boky			
10.12			10.18				
10.13 Vnější průměr drážkování	D	26	[mm]	10.19 Vnější průměr drážkování	D_o	22,23	[mm]
10.14 Vnitřní průměr drážkování	d	21	[mm]	10.20 Vnitřní průměr drážkování	D_{re}	19,74	[mm]
10.15 Délka drážkování	L	17	[mm]	10.21 Délka drážkování	L	12,7	[mm]
10.16 Bezpečnost		1,80		10.22 Bezpečnost		1,37	

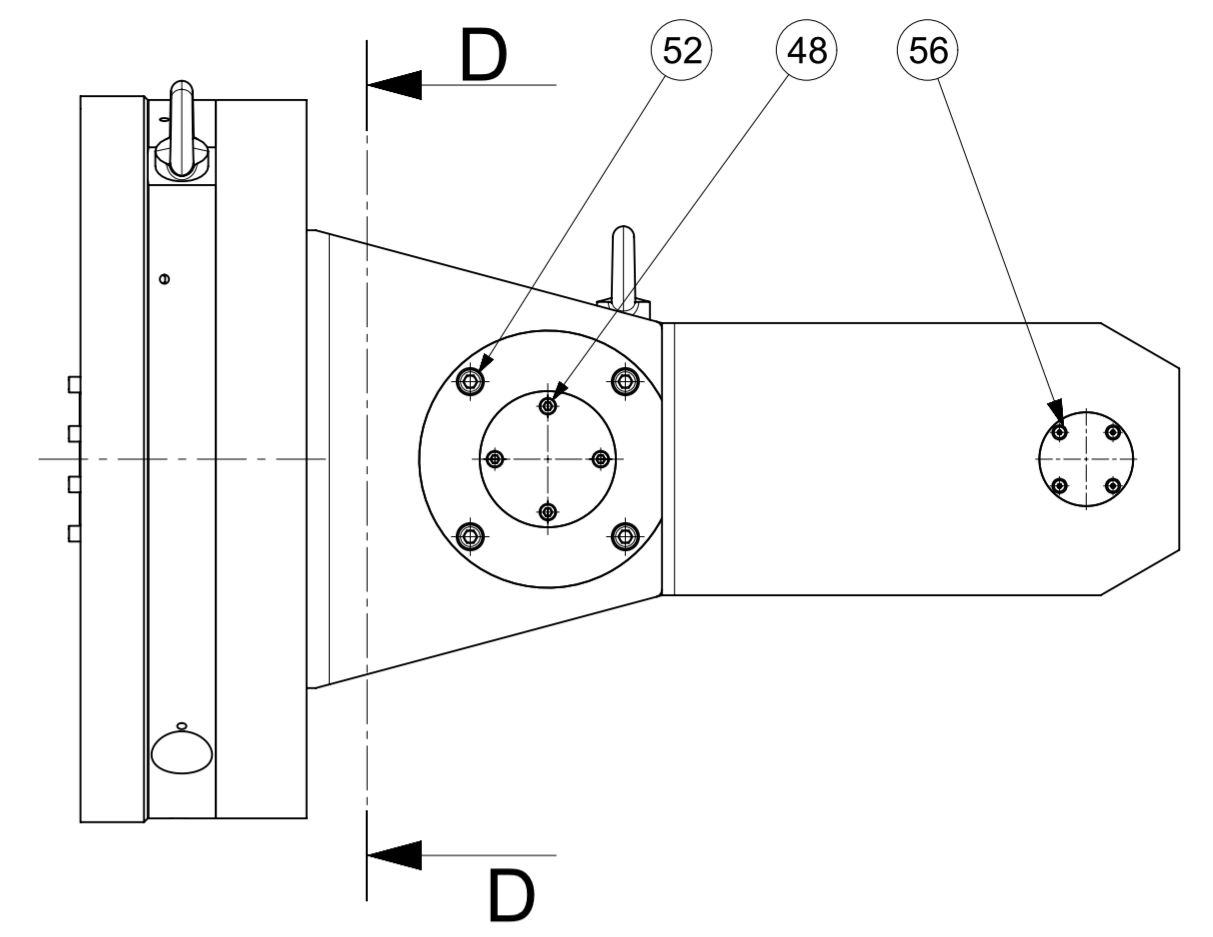
11.0 Grafický výstup, CAD systémy



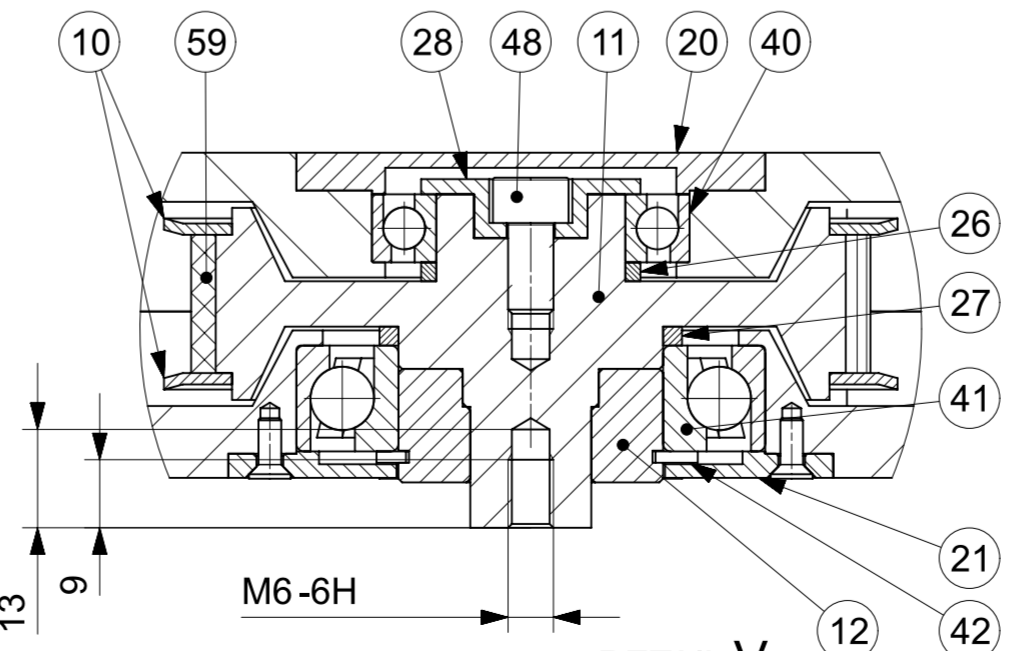
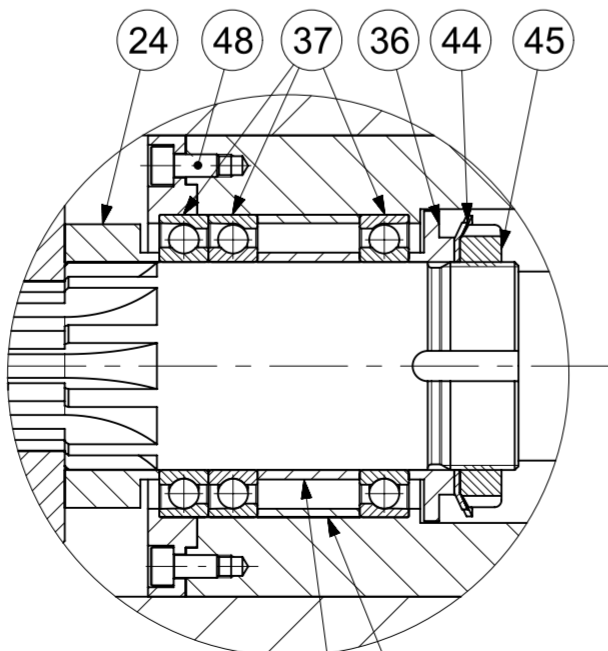
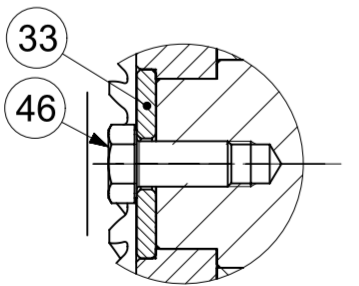
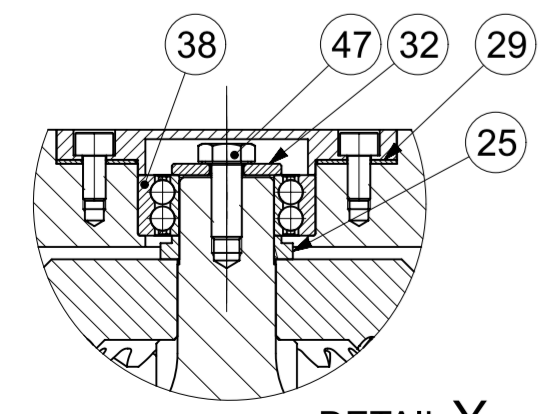
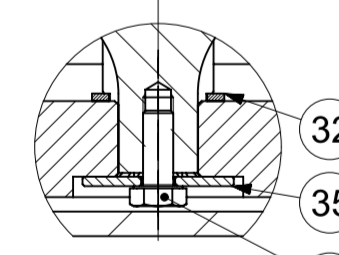
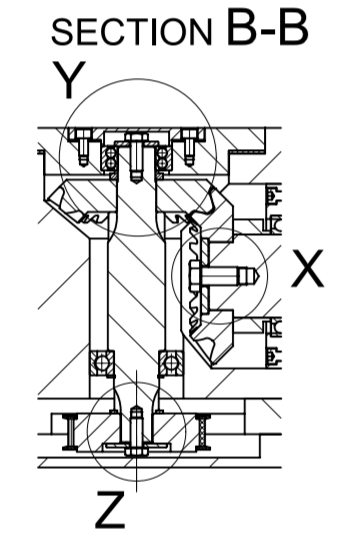
SECTION A-A



SECTION C-C
SCALE 1:2

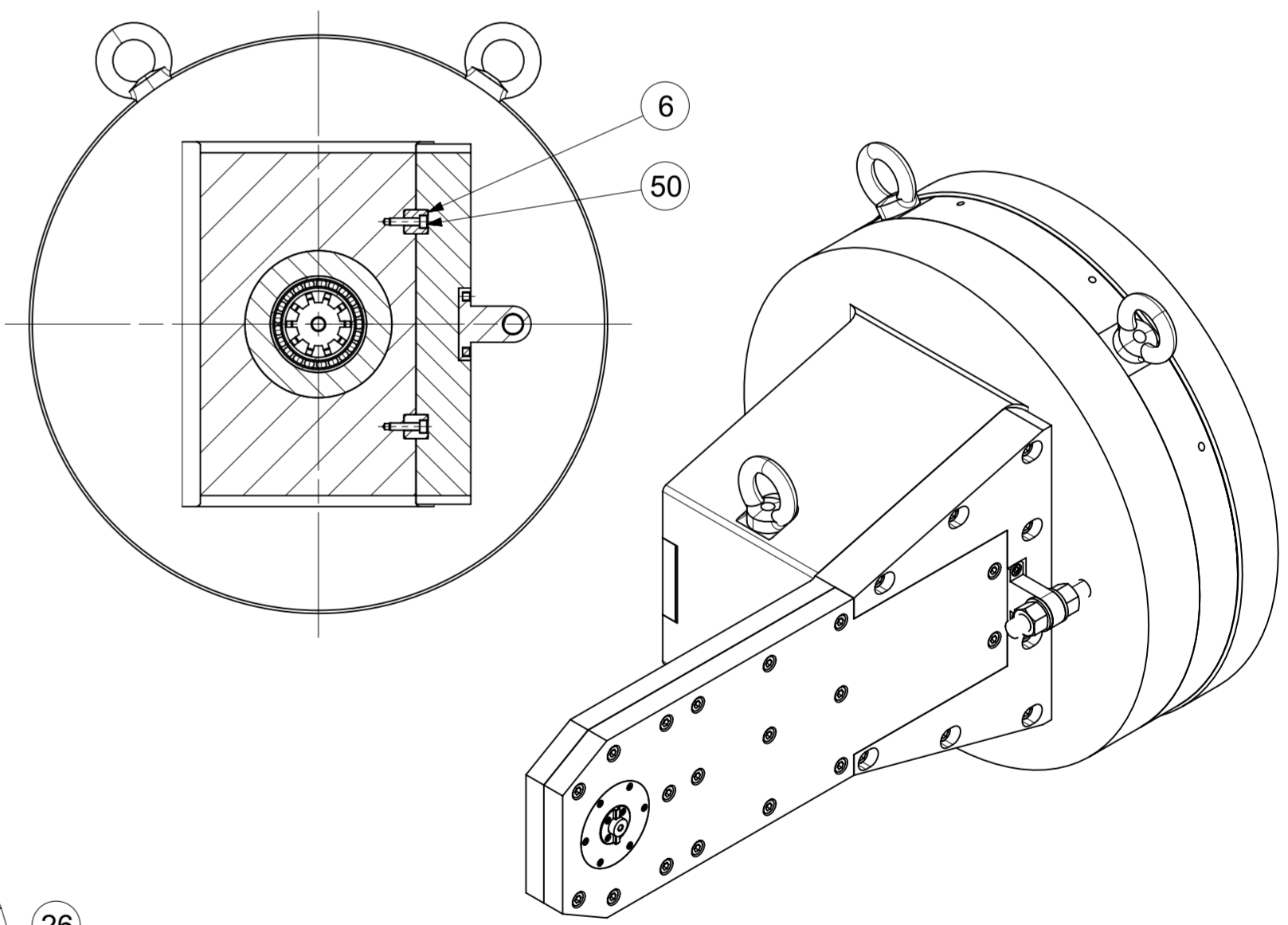



SECTION D-D



DETAIL W
SCALE 1:2

DETAIL V
SCALE 1:1



ISO 1	Datum / Date	Jmeno / Name	 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>		
Kreslil / Drawn by	3.5.2021	PETRA HOFRIČTEROVÁ			
Projekoval / Checked by	---	---			
Šedlil / Approved by	---	---			
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:
---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---
VYKRES SESTAVY					
 Tolerance Tolerovaní ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mk	Soubor-model / ASM-File		Projekt / Project:	DP	Merítka / Scale
	Soubor-vykres / DRW-File		Frezovaci_hlava	01	1:5
Nazev / Title		Frezovací hlava		C.hmot.sestavy /	275,77 kg
		Rev. /		Císlo vykresu / Drawing No.	S1000
				Formát	A2
				List / sheet no. 1	Pocet listu / sheets 3

4

3

2

1

Poz.	Nazev - rozmer	Norma polotovaru	Materiál	C.hmot	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	Material	Weight	Quant.
37	LOŽISKO B71911-E-TP4S-UL	FAG		0,515	3
38	LOŽISKO 3005-B-TVH	FAG		0,115	1
39	LOŽISKO 6206	FAG		0,191	1
40	LOŽISKO B71905-C-T-P4S-UL	FAG		0,041	1
41	LOŽISKO 7007-B-XL-TVP	FAG		0,155	1
42	POJISTNÝ KROUŽEK 35	ČSN 02 2930		0,004	1
43	POJISTNÝ KROUŽEK 30	ČSN 02 2930		0,003	1
44	PODLOŽKA MB11	ČSN 02 3640		0,024	1
45	MATICE KM 11	ČSN ISO 02 1444		0,174	1
46	ŠROUB M12x25	ČSN EN ISO 4017		0,038	1
47	ŠROUB M8x20	ČSN EN ISO 4017		0,028	2
48	ŠROUB M6x12	ČSN EN ISO 4762		0,063	11
49	ŠROUB M12x25	ČSN EN ISO 4762		0,165	4
50	ŠROUB M6x25	ČSN EN ISO 4762		0,034	4
51	ŠROUB M4x8	ISO 4027		0,001	2
52	ŠROUB M10x25	ČSN EN ISO 4762		0,113	4
53	ŠROUB M10x45	ČSN EN ISO 4762		0,325	8
54	ŠROUB M8x20	ČSN EN ISO 4762		0,270	18
55	ŠROUB M3x8	ISO 10642		0,003	6
56	ŠROUB M4x10	ISO 40642		0,005	4
57	ŠROUB M2,5x10	ČSN EN ISO 4762		0,003	4
58	ZÁVĚSNÝ ŠROUB M16	DIN 580		0,878	3
59	OZUBENÝ ŘEMEN POLY CHAIN 8MGT-1000-12	GATES		0,054	1

D

D

C

C

B

B

A

A

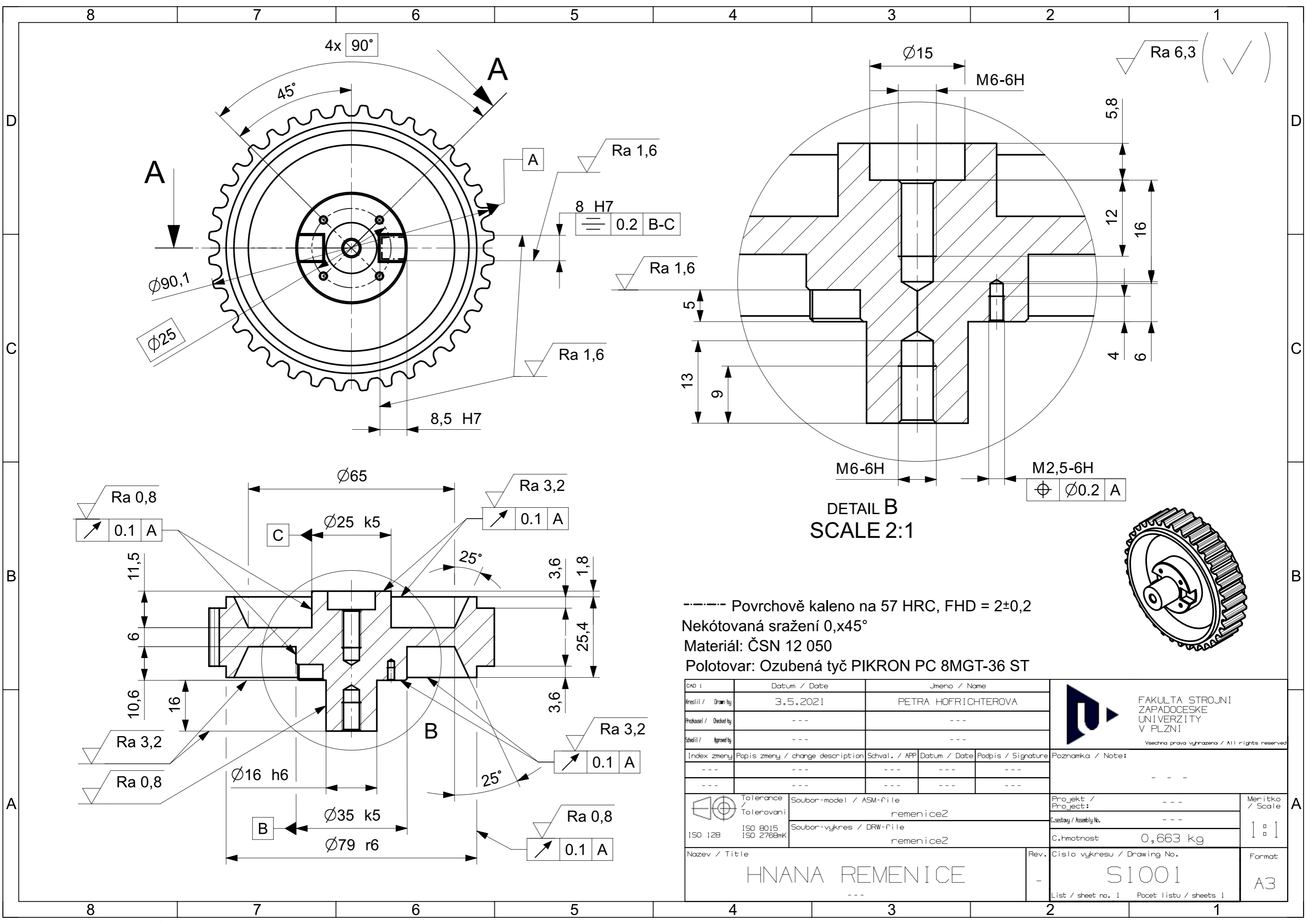
CAD 1	Datum / Date		Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKE UNIVERZITY V PLZNI Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved
Kreslil / Drawn by	3.5.2021		PETRA HOFRIČTEROVÁ		
Prozkoušel / Checked by	---		---		
Schválil / Approved by	---		---		
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:
---	---	---	---	---	VYKRES SESTAVY
---	---	---	---	---	
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:	DP	Meritko / Scale ---
	Soubor-vykres / DRW-file		C.sestavy / Assembly No.	01	
frezovací_hlava		C.hmot.sestavy	275,771 kg	frezovací_hlava	
Nazev / Title			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
FREZOVACI HLAVA			-	S1000	A4
			List / sheet no. 3	Pocet listu / sheets 3	

4

3

2

1



D

D

C

C

B

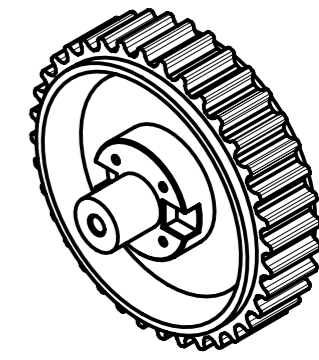
B

A

A

----- Povrchově kaleno na 57 HRC, FHD = 2±0,2
 Nekótovaná sražení 0,x45°
 Materiál: ČSN 12 050
 Polotovar: Ozubená tyč PIKRON PC 8MGT-36 ST

DETAIL B
 SCALE 2:1



CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name	 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>		
Kreslil / Drawn by	3.5.2021	PETRA HOFRIČTEROVÁ			
Prozkoušel / Checked by	---	---			
Schválil / Approved by	---	---			
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:
---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---
 Tolerance / Tolerování ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:	Meritko / Scale	
	remenice2		---	1:1	
	Soubor-vykres / DRW-file		C.část / Assembly No.		
	remenice2		C.hmotnost	0,663 kg	
Nazev / Title HNANA REMENICE			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	
			-	S1001	
			List / sheet no. 1	Pocet listu / sheets 1	
				A3	

SECTION A-A