

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Posuvový mechanismus koníku

Autor: **Josef KOZÁK**

Vedoucí práce: **Ing. Petr BERNARDIN, Ph.D.**

Akademický rok 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Josef KOZÁK**
Osobní číslo: **S15B0126P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Posuvový mechanismus koníku**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte rešerši v dané oblasti. Zpracujte tematiku z hledisek principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitných vlastností a aplikací. Konstrukční návrh.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše problému
2. Analýza současného řešení a možných variant
3. Konstrukční návrh a řešení
4. Závěr a zhodnocení nového řešení

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

LAŠOVÁ, V. Základy stavby obráběcích strojů. Plzeň: ZČU, 2012

KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E., HOSNEDL, S. Obecné strojní části 2. Plzeň: ZČU, 2011

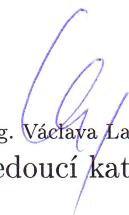
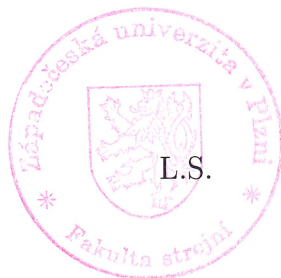
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Regionální technologický institut
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Regionální technologický institut

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2017**
Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2017

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra konstruování strojů

Akad. rok: 2017/2018

PŘÍLOHA ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ
PRÁCE

Jméno a příjmení: Josef Kozák
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: Stavba výrobních strojů a zařízení
Téma bakalářské práce: Posuvový mechanismus koníku.

Požadavky a základní technické údaje:

Proveďte rešerši v dané oblasti. Zpracujte tematiku z hledisek principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitných vlastností a aplikací. Konstrukční návrh.

- Provést analýzu konstrukcí posuvových mechanismů pro soustruhy, resp. koník soustruhu
- Navrhnout konstrukci posuvového mechanismu koníku soustruhu SR3
- Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti)
- Použít výpočtové programy KISSsys, případně KISSsoft a MITcalc

Konstrukční práce:

- Posuvový mechanismus koníka na bázi pastorek-hřeben

		SR3
Max. hmotnost obrobku upnutého mezi hroty	kg	80 000
Hmotnost koníku		
• Svršek	kg	12500
• Spodek	kg	11500
Účinnost vedení		0,5
Součinitel tření		0,15
Rychlost výstupní části mechanismu	m/min	2,5

Dokumentace pro konstrukci

Učební text	HUDEC, Z. Posuvové mechanismy – příklady. Plzeň ZČU, 2014, ISBN 978-80-261-0388-2, Fiala, J., Svoboda, P., Šťastný, K., Strojnické tabulky 3.Praha, SNTL, 1989
Dokumentace	sr3.dwg, sr1_5_pos_kon.docx, 03 A0590900.pdf firemní lit.: ALPHA Wittenstein, Baruffaldi, ZF Duoplan, Neugart
Programy	KISSsys: 2_rychl_planet_coax.ks

V Plzni dne 11.9.2017

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce panu Ing. Petru Bernardinovi, Ph.D., za čas, který mi věnoval během konzultací, za cenné rady a připomínky, které mi poskytl a které mi pomohli vypracovat tuto bakalářskou práci.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kozák	Jméno Josef	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Strojní inženýrství“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bernardin, Ph.D.	Jméno Petr	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Posuvový mechanismus koníku		

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	102	TEXTOVÁ ČÁST	59	GRAFICKÁ ČÁST	43
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Tato bakalářská práce obsahuje řešerši v oblasti posuvových mechanismů, které se používají na soustruhu. Popis a analýzu stávajícího řešení posuvového mechanismu na těžkém soustruhu SR3 a dále přestavbu na řešení, které vyšlo dle analýzy nejlépe a jeho následný konstrukční návrh.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Posuvové mechanismy, koník, soustruh, pastorek, šnek, hřeben, kuličkový šroub, NX, MKP, KISSsoft, MITCalc</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Kozák	Name Josef	
FIELD OF STUDY	B-2301 “Mechanical Engineering“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Bernardin, Ph.D.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Feed mechanism for a tailstock		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	102	TEXT PART	59	GRAPHICAL PART	43
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis includes research in the area of the feed mechanisms, which is used on the lathe. Further, description and analysis of the existing feed mechanism on the heavy lathe SR3 and then reconstruction to the best solution by analysis and its construction design.
KEY WORDS	Feed mechanism, tailstock, lathe, pinion, worm, rack, ball screw, NX, FEM, KISSsoft, MITCalc

Obsah

Seznam obrázků	9
Seznam tabulek	11
Seznam příloh.....	11
Seznam použitých zkratk.....	12
1 Úvod.....	17
2 Posuvové mechanismy obráběcích strojů.....	18
2.1 Pastorek a ozubený hřeben	19
2.1.1 Materiály	20
2.1.2 Výroba.....	20
2.2 Šnek a hřeben.....	20
2.2.1 Materiál	23
2.2.2 Výroba.....	23
2.3 Pohybový šroub – pohybová matice.....	23
2.3.1 Závity s plošným dotykem	25
2.3.1.1 Přesnost	25
2.3.1.2 Materiály	26
2.3.1.3 Výroba.....	26
2.3.2 Závity s bodovým dotykem.....	26
2.3.2.1 Přesnosti.....	27
2.3.2.2 Materiály	27
2.3.2.3 Výroba.....	27
2.3.2.4 Způsoby zpětné cirkulace valivých elementů	28
2.3.2.5 Speciální kuličkový šroub.....	29
3 Rekonstrukce posuvového mechanismu koníku soustruhu SR3	30
3.1 Popis stávajícího řešení	30
3.2 Analýza stávajícího řešení a výběr nového řešení.....	32
3.3 Zdané hodnoty	35
3.4 Výpočet pohonu.....	35
3.4.1 Výpočet potřebného výkonu motoru.....	35
3.5 Návrh základních rozměrů pastorku a hřebene	38
3.6 Kontrola navržené převodovky	38
3.7 Návrh a kontrola hřídele	39

3.8	Varianta 2	41
3.9	Návrh a kontrola rozměrů pastorku a hřebene.....	42
3.9.1	Pastorek	42
3.9.2	Hřeben	42
3.9.3	Kontrola modulu dle Bacha.....	42
3.9.4	Kontrola ozubení programem KISSsoft	43
3.10	Síly v ozubení	43
3.11	Návrh a kontrola hřídele	43
3.11.1	Rovina x-z	44
3.11.2	Rovina y-z	45
3.11.3	Výsledné reakce a celkové napětí	45
3.11.4	Kontrola hřídele v programu KISSsoft	46
3.12	Návrh a kontrola ložisek	46
3.12.1	Místo A.....	46
3.12.2	Místo B.....	47
3.12.3	Mazání ložisek.....	47
3.12.4	Kontrola hřídele i s ložisky v programu KISSsoft	48
3.13	Návrh a kontrola spoje pastorku a hřídele	49
3.14	Návrh a kontrola šroubů.....	50
3.14.1	Kontrola programem KISSsoft.....	52
3.14.2	Kontrola programem KISSsoft.....	53
3.15	Návrh a kontrola konzoly.....	53
3.16	Kontrola spojky.....	55
3.16.1	Strana převodovky.....	55
3.16.2	Strana pastorku	56
3.16.3	Kontrola délky spoje – strana pastorku	56
4	Závěr.....	58
5	Seznam použité literatury	59

Seznam obrázků

obr. 1:	Univerzální soustruh s naznačenými posuvy (1)	18
obr. 2:	Řezný klín při soustružení s naznačenou hlavní a vedlejší řeznou rychlostí.....	18
obr. 3:	Převod pastorek - ozubený hřeben (3)	19

obr. 4: Příklad šnekového soukolí	21
obr. 5: Šnek - hřeben	21
obr. 6: Šnek - globoidní hřeben	22
obr. 7: Varianta 1 (4)	22
obr. 8: Varianta 2 (4)	22
obr. 9: Varianta 1	24
obr. 10: Varianta 2	24
obr. 11: Varianta 3	24
obr. 12: Varianta 4	25
obr. 13: Trapézový profil	25
obr. 14: Pilový profil	25
obr. 15: Řez kuličkovým šroubem (5)	27
obr. 16: Převáděcí lůžko (6)	28
obr. 17: Převáděcí kanálek (7)	28
obr. 18: Rychloběžná matice (7)	29
obr. 19: Bezprofilový kuličkový šroub (6)	29
obr. 20: Soustruh SR3	30
obr. 21: Odkrytovaný soustruh SR3	30
obr. 22: Posuvový mechanismus koníku SR3 - kinematické schéma	31
obr. 23: Posuvový mechanismus koníku SR3 - aretace	31
obr. 24: Posuvový mechanismus koníku SR3 – sestava	32
obr. 25: Změna umístění hřebenu	33
obr. 26: Graf hodnocení koncepčních variant	34
obr. 27: Změna umístění hřebenu – zástavbové rozměry	34
obr. 28: Blokové schéma posuvového mechanismu	35
obr. 29: Síly působící na koníku	36
obr. 30: Náčrt návrhu pohonu	37
obr. 31: Rozměrový návrh hřídele s pastorkem	39
obr. 32: Výsledné posunutí hřídele s pastorkem	39
obr. 33: Nárys navrhovaného řešení	40
obr. 34: Axonometrický pohled na navrhované řešení	40
obr. 35: Kinematické schéma předělaného návrhu	41
obr. 36: Výsledky	43
obr. 37: Návrh rozměrů v programu KISSsoft	44

obr. 38: Rozložení sil v ozubení pastorku	44
obr. 39: Rozložení posouvajících sil a napětí v rovině x-z	44
obr. 40: Rozložení posouvajících sil a napětí v rovině y-z	45
obr. 41: Výsledky pro hřídel s absolutně tuhou podporou	46
obr. 42: Graf deformace hřídele v podélné ose	46
obr. 43: Jednoduché labyrintové těsnění	48
obr. 44: Výsledky hřídele se započtenými ložisky	48
obr. 45: Kontrola spoje hřídele s pastorkem	49
obr. 46: Síly působící ve šroubovém spoji	50
obr. 47: Vektory momentů vzniklých ve šroubovém spoji	50
obr. 48: Vektory výsledných momentů	51
obr. 49: Napětí vyvolané momenty	51
obr. 50: Zadané hodnoty a výsledky šroubů v programu KISSsoft	52
obr. 51: Návrh tvaru konzoly	53
obr. 52: Návrh tvaru konzoly - půdorys a řez	53
obr. 53: FEM síť konzoly	54
obr. 54: FEM síť konzoly - půdorys	54
obr. 55: Síly v ozubení	54
obr. 56: Síla od hmotnosti	54
obr. 57: Posunutí směr-x pohled 1	55
obr. 58: Posunutí směr-x pohled 2	55
obr. 59: Kontrola rovnobového drážkování	56
obr. 60: Výsledné řešení	57
obr. 61: Výsledné řešení - izometrický pohled	57

Seznam tabulek

Tabulka 1: Hodnocení koncepčních variant	33
Tabulka 2: Tabulka zadaných hodnot	35

Seznam příloh

PŘÍLOHA I Report s výpočtem pastorku a hřebene programem KISSsoft

PŘÍLOHA II Report s výpočtem návrhu hřídele programem KISSsoft

PŘÍLOHA III Report s výpočtem hřídele s ložisky programem KISSsoft

PŘÍLOHA IV Report s výpočtem šroubů programem KISSsoft

PŘÍLOHA V Výsledky simulace konzoly programem NX

Výkres sestavy pohonu

Výrobní výkres hřídele

Seznam použitých zkratk

Označení	Název	Základní jednotka
a	Vyložení pastorku	[mm]
b	Šířka pastorku	[mm]
$b_{\text{hřeben}}$	Šířka hřebene	[mm]
b_{pera}	Šířka pera	[mm]
c	Dovolené namáhání v ozubení	[MPa]
C_0	Statická únosnost ložiska	[N]
d_{hnav}	Návrhový průměr hřídele	[mm]
d_{kon}	Průměr hřídele zasunutý ve spojce	[mm]
d_{ξ}	Průměr šroubu	[mm]
D	Roztečný průměr pastorku	[mm]
D_a	Hlavový průměr pastorku	[mm]
D_f	Patní průměr pastorku	[mm]
f	Součinitel tření při pohybu koníku	[-]
F_N	Tíha koníku	[N]
F_T	Třecí síla při pohybu koníku	[N]
F_o	Olovová síla v ozubení	[N]
F_a	Axiální síla v ozubení	[N]
F_r	Radiální síla v ozubení	[N]
$F_{A\text{max}}$	Maximální axiální síla na hřídeli	[N]
$F_{A\text{min}}$	Minimální axiální síla na hřídeli	[N]
F_{ξ}	Síla působící na šroub	[N]
F_1		[N]
$F_{\text{před}}$	Předepínací síla	[N]
g	Tíhové zrychlení	
h	Obvod pastorku	[mm]
h_a^*	Výška hlavy zubu	[-]
h_b^*	Výška paty zubů	[-]

$h_{\text{hřeben}}$	Výška zubů hřebene	[mm]
$h_{\text{draž}}$	Výška drážky	[mm]
i_c	Celkový převodový poměr posuv. mechanismu	[1/m]
i_p	Převodový poměr převodovky	[-]
i_f	Převodový poměr finálního převodu	[1/m]
i_{pskut}	Skutečný převodový poměr převodovky	[-]
j	Vzdálenost mezi ložisky	[mm]
k	Výška kotvící desky konzoly	[mm]
l	Šířka kotvící desky konzoly	[mm]
$L_{\text{lože}}$	Délka lože	[mm]
l_{pera}	Délka pera	[mm]
$l_{\text{draž}}$	Délka drážkovaného spoje	[mm]
m_k	Celková hmotnost koníku	[kg]
m_{svrsek}	Hmotnost svršku koníku	[kg]
m_{spodek}	Hmotnost spodku koníku	[kg]
m	Modul zubu ozubení	[mm]
M_{k1}	Krouticí moment na výstupu motoru	[N·m]
M_{k2}	Krouticí moment na hřídeli finálního převodu	[N·m]
M_o	Ohybový moment namáhající převodovku	[N·mm]
M_o	Ohybový moment na hřídeli	[N·mm]
M_{zx}	Moment v rovině zx	[N·mm]
M_{zy}	Moment v rovině zy	[N·mm]
M_{yx}	Moment v rovině yx	[N·mm]
M_{utah}	Utahovací moment	[N·m]
n_{motor}	Otáčky motoru	[ot/min]
n_{skut}	Skutečné otáčky hřídele finálního převodu	[ot/min]
o	Vzdálenost osy hřídele do kotvící desky	[mm]
p	Vzdálenost středu pastorku od středu kotvící desky	[mm]
P	Teoretický potřebný výkon motoru	[kW]
P_{skut}	Skutečně potřebný výkon motoru	[kW]
P_o	Ekvivalentní síla	[N]
p_M	Tlak vyvolaná momentem	[MPa]
p_{F_o}	Tlak vyvolaný obvodovou silou	[MPa]
p_c	Celkový tlak v šroubovém spoji	[MPa]
p_{dov}	Dovolené namáhání v otláčení	[MPa]
R_{Bx}	Reakce v bodě B v rovině xz	[N]

R_{Ax}	Reakce v bodě A v rovině xz	[N]
R_{By}	Reakce v bodě B v rovině yz	[N]
R_{Ay}	Reakce v bodě A v rovině yz	[N]
R_B	Celková reakce v bodě B	[N]
R_A	Celková reakce v bodě A	[N]
s_o	Koeficient statické únosnosti	[-]
S	Plocha	[mm ²]
t_1	Výška pera v hřídeli	[mm]
v	Zadaná posuvová rychlost	[m/min]
v_{skut}	Skutečná posuvová rychlost mechanismu	[m/min]
W_k	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
X	Koeficient pro radiální směr	[-]
Y	Koeficient pro axiální směr	[-]
z	Počet zubů pastorku	[-]
$Z_{hřeben}$	Počet zubů hřebene	[-]
$Z_{draž}$	Počet drážek	[-]
α	Úhel záběru zubů	[°]
α_t	Úhel záběru v čelní rovině	[°]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
η_v	Účinnost vedení lože	[-]
η_c	Celková účinnost	[-]
η_m	Účinnost motoru	[-]
η_p	Účinnost převodovky	[-]
η_f	Účinnost finálního převodu	[-]
σ_{odov}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]
σ_{DOV}	Dovolené napětí v tlaku/tahu	[MPa]
τ_{kdov}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
ψ	Součinitel šířky ozubení	[-]

1 Úvod

Tématem bakalářské práce je posuvový mechanismus koníku na soustruhu. Cílem této bakalářské práce je seznámit čtenáře s možnými koncepčními řešeními posuvových mechanismů na soustruhu a dále konstrukčním návrhem jednoho z možných řešení.

Posuvový mechanismus slouží k transformaci rotačního pohybu na přímočarý pohyb a naopak za pomoci kinematické vazby, která je utvořena mezi hnacím a hnaným členem mechanismu. Celý tento mechanismus můžeme rozdělit na dvě části první z nich je část, která se stará o dodávání výkonu a změně otáček a druhá část je již samotný mechanismus, který mění pohyb. Tyto mechanismy se velice hojně používají na obráběcích strojích.

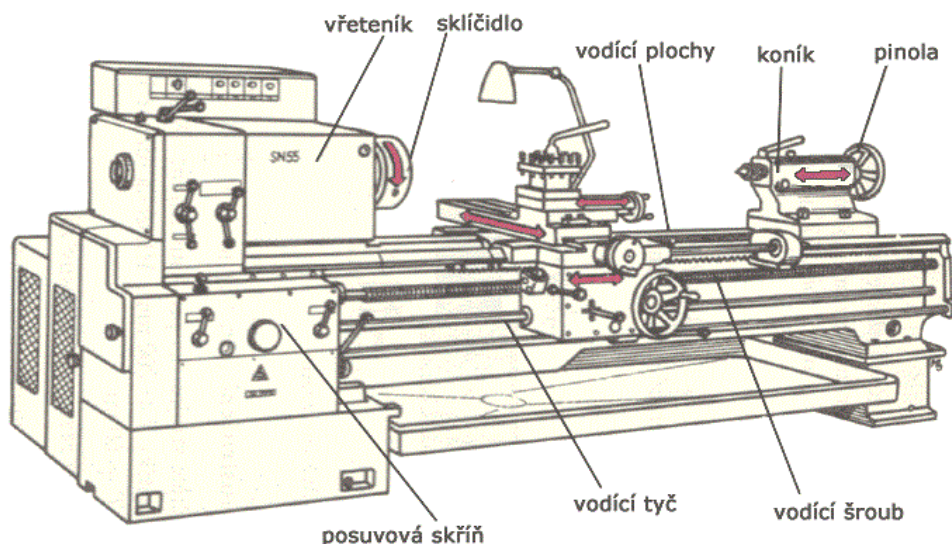
Obráběcí stroj je zařízení, které slouží k odebrání částí materiálu a tím k přeměně tohoto materiálu na finální rozměry, tvary a jakosti povrchů. Posuvové mechanismy jsou na většině obráběcích strojů využívány na pohyb nástroje, obrobku nebo pomocných částí, které slouží k ustavení polohy nebo k pomoci s upnutím obrobku na obráběcím stroji.

V první části jsou popsány nejčastěji používané posuvové mechanismy na soustruhu. Jsou zde popsány principy funkce jednotlivých řešení, z jakých materiálu se nejčastěji vyrábí a jakou metodou se vyrábějí. Tyto vlastnosti jsou rozhodující, na které aplikace se dané řešení nejvíce hodí.

Dalším úkolem je analýza stávajícího řešení posuvového mechanismu těžkého soustruhu SR-1 a možná identifikace slabých nebo nevyhovujících míst konstrukce. A následný rozbor, které popsané řešení je vhodné pro zadaný problém. Dále je pak řešen vlastní konstrukční návrh, který má za cíl zlepšit možné nevyhovující konstrukční řešení.

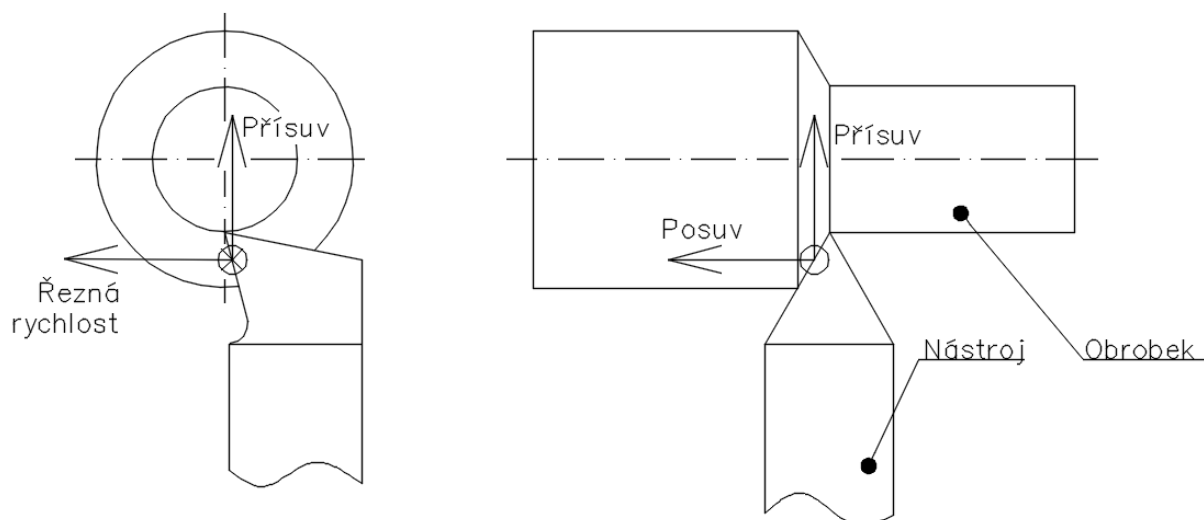
2 Posuvové mechanismy obráběcích strojů

Tato bakalářská práce bude zaměřena na obráběcí stroje, na kterých se materiál odebrává ve formě třísky, které se nazývají soustruhy. Takovým to strojům se také říká stroje na konvenční nebo třískové obrábění.



obr. 1: Univerzální soustruh s naznačenými posuvy(1)

Odebírání třísky se říká řezný proces, tento proces je uskutečňován pomocí řezného nástroje, ve formě klínu a řezným pohybem. Řezný pohyb se skládá z hlavního řezného pohybu a vedlejšího řezného pohybu. Hlavní řezný pohyb může obecně být rotační nebo přímočarý, toto je jedno z hlavních kritérií podle, kterého se dělí obráběcí stroje. Pro tento případ je ovšem hlavní řezný pohyb rotační. Vedlejší řezný pohyb se skládá z posuvu nebo přísuvu nebo z obou pohybů současně. Posuvy a přísuvy jsou na všech obráběcích strojích vždy přímočaré. Z tohoto je tedy vidět, že posuvové mechanismy jsou nezbytnou součástí konvenčních obráběcích strojů, ale nejen těch. A starají se o posuv a přísuv nástroje nebo obrobku do záběru a posuv pomocných částí, jako je například koník, sloužících k ustavení polohy nebo k podepření obrobku nebo k pomoci jeho pevného upnutí na obráběcích strojích.



obr. 2: Řezný klín při soustružení s naznačenou hlavní a vedlejší řeznou rychlostí

Výše uvedený popis posuvových mechanismu nám jasně stanovuje požadavky na ně kladené. A ty jsou:

- Dostatečná rychlost posuvu
- Zajištění dostatečné tuhosti
- Životnost a spolehlivost mechanismu
- Přesnost polohy

Mezi základní posuvové mechanismy na soustruhu patří:

- Pastorek a ozubený hřeben
- Šnekové ozubení
- Pohybový šroub – pohybová matice

Jako další posuvové mechanismy by se dali uvažovat následující:

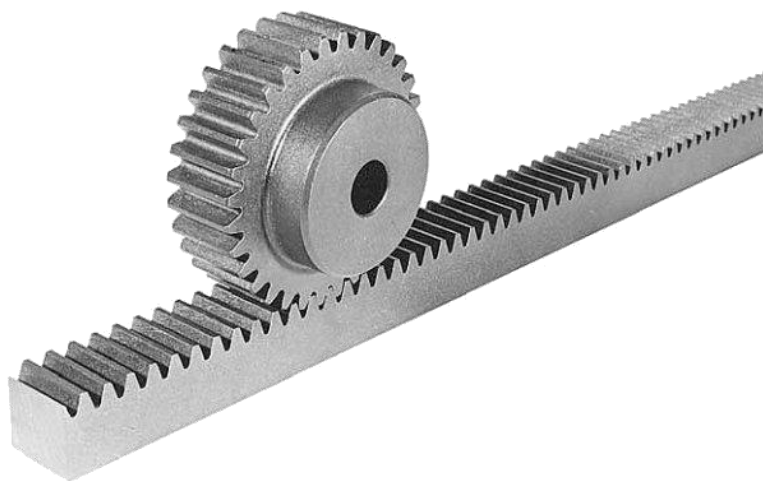
- Hydraulický systém
- Pneumatický systém
- Klikový mechanismus
- Kulisový mechanismus
- Přímé posuvy (lineární pohony)

Posuvové mechanismy na těchto principech se vyskytují jen ve výjimečných případech a v další části, kde budou jednotlivé mechanismy blíže popisovány, jim nebude věnován prostor. V této části jsou uvedeny jen pro úplnost.

Zde budou uvedena ta část mechanismu, která skutečně mění pohyb z rotačního na posuvný.

2.1 Pastorek a ozubený hřeben

Prvním možným řešením změny rotačního pohybu hnacího členu na přímočarý pohyb je pomocí pastorku a hřebenu. Oba prvky vytvářejí kinematickou a silovou vazbu vzájemným dotykem boků zubů, jak je vidět na obr. 3. Pastorek s hřebenem tedy slouží k přeměně rotačního pohybu na přímočarý a u silové vazby přeměna točivého momentu na posuvovou sílu. (2)



obr. 3: Převod pastorek - ozubený hřeben (3)

Ozubení může být s přímými zuby, tak jako je na obr. 3, nebo se šikmými zuby. To jaký tvar zubu bude zvolen, se projeví jak na použitém materiálu pastorku potažmo hřebenu, tak i výsledných vlastnostech převodu.

Tento mechanismus se používá pro posuv zařízení na obráběcích strojích, které jsou velmi hmotné a u kterých chceme vyvodit velkou posuvovou sílu.

2.1.1 Materiály

Pastorky u tohoto typu převodu jsou více namáhané, než hřebeny, proto by měly být vyrobeny z kvalitnějšího houževnatějšího materiálu nebo mít větší tvrdost.

Nejčastěji jsou zhotoveny z oceli, ale můžou být vyrobeny i z šedé litiny, mosazi, bronzů, slitin hliníku a plastů. Pokud se budeme zabírat nejčastěji využívaným materiálem a to ocelí, pastorky se mohou vyrábět ze všech tříd oceli, záleží na velikosti zatížení. Často je jejich povrch tepelně zpracován, aby se zvýšila životnost převodu a snížilo jeho opotřebení společně s možností vzniku vad, vlivem proměnlivého zatížení. Využívané tepelné úpravy jsou povrchové kalení, cementování a kalení, nitridování. Hřebeny se vyrábějí z typově stejných materiálů, ale jak bylo popsáno výše, nemusejí být ze stejně kvalitního materiálu. (2)

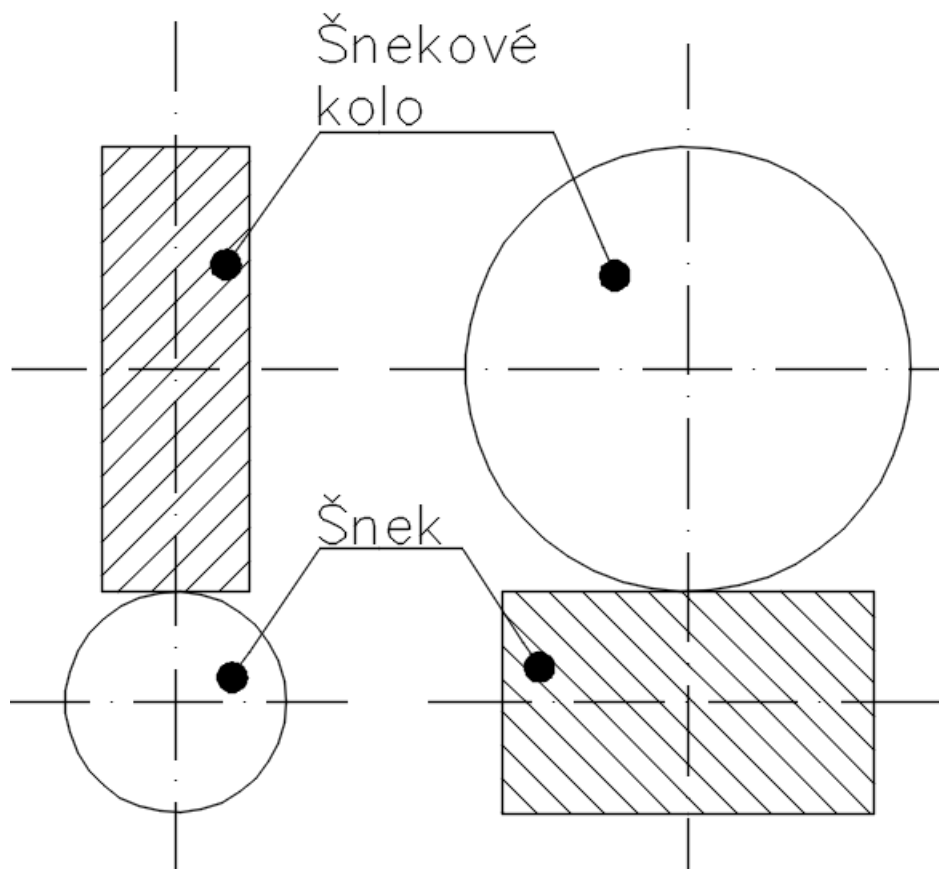
2.1.2 Výroba

Způsobů jak ozubení vyrobit je několik. Jedním je frézování dělicím způsobem, kdy se postupně frézuje jedna zubová mezera za druhou, tím že se pastorek pootáčí a nástroj ve tvaru zubové mezery vytváří zubovou mezeru. Tato metoda je málo produktivní a málo přesná. Další možností jak vyrobit ozubení je obrážení. Ozubení vzniká tak, že se nástroj pohybuje zpravidla svislým přímočaře vratným pohybem a obrobek se postupně otáčí. Zde existují dvě metody. První za pomoci obrážecího hřebenu, neboli metoda MAAG, kterou lze obrábět pouze vnější zuby. Druhou je pak pomocí obrážecího kolečka, metoda Fellows, kdy se dají obrážet jak vnější tak i vnitřní ozubení. Jednou z velmi častých, přesných a produktivních metod výroby je odvalovací způsob. Kde se jak nástroj, tak obrobek současně otáčejí a zubová mezera vzniká postupně při odebrání materiálu pohybem jednotlivých břitů. Tato metoda vlastně plně kopíruje vznik evolventy. Pokud jsou kola tepelně zpracována, často dochází k jejich deformaci a zhoršení kvality povrchu. V takových případech je třeba ozubení brousit. Toto pravidlo porušuje jen nitridování, při kterém nedochází k ohřevu součásti, takže žádné deformace a ani okuje na bocích zubu nevznikají. Šikmé ozubení je možno vyrobit stejnými metodami jako ozubení přímé. (2)

2.2 Šnek a hřeben

Dalším možným řešením posuvového mechanismu, a dalším ozubeným převodem, je šnekové ozubení. Stejně jako u pastorek s hřebem i tento mechanismus transformuje rotační pohyb na posuvný a naopak a točivý moment na axiální sílu. Jeho funkce je tedy zajištění kinematické a silové vazby mezi šnekem a hřebem. Šnek je vlastně ozubené kolo s malým počtem zubů (např. jeden zub) a malou roztečí zubů, obdobně jako u závitu na šroubu. U šneku ale hovoříme o počtu chodů, vzniká tedy jednochodý nebo vícechodý šnek. Pro

správnou funkčnost převodu je nutné dodržení osové vzdálenosti, ustavení šneku a hřebenu do záběru a správné axiální uložení šneku, kvůli správnému záběru. (2)

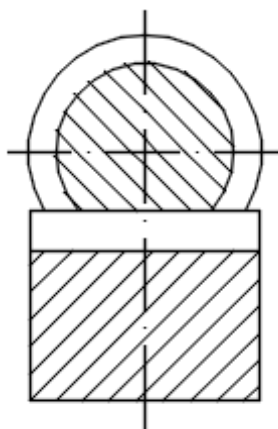


obr. 4: Příklad šnekového soukolí

Na rozdíl od klasických šnekových převodů se zde využívá pouze válcový šnek. Hřeben je pak v provedení buď přímý, nebo globoidní. Z tohoto plynou pouze dvě varianty provedení:

1. Válcový šnek – přímý hřeben

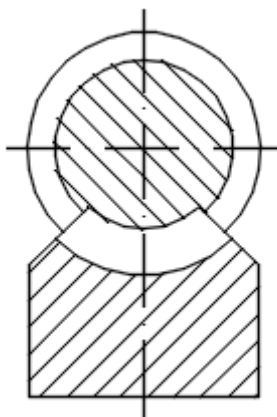
Zuby šneku a hřebenu se dotýkají pouze bodově.



obr. 5: Šnek - hřeben

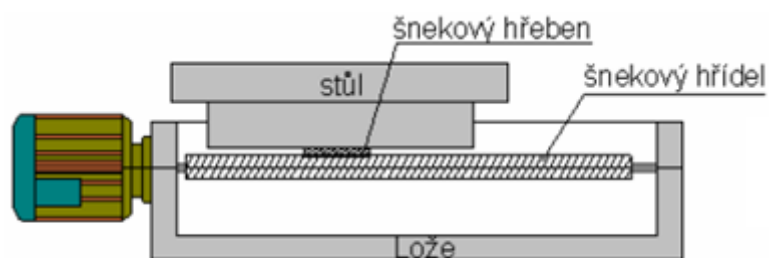
2. Válcový šnek – globoidní hřeben

Zuby šneku se s hřebenem dotýkají ve větší ploše, než u případu předchozího. Výroba globoidního hřebenu je více nákladná, než výroba klasického.



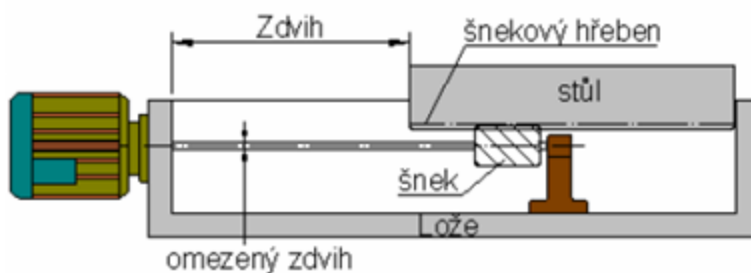
obr. 6: Šnek - globoidní hřeben

Zde jsou pro ilustraci uvedeny dva příklady možného konstrukčního uspořádání pro posun stolu obráběcího stroje:



A. se šnekovým hřídelem

obr. 7: Varianta 1 (4)



B. se šnekem

obr. 8: Varianta 2 (4)

2.2.1 Materiál

Díky velkým tlakům na boky zubu a velkým skluzovým rychlostem, se musí materiály vybírat s větší obezřetností. Materiály musí jednak vyhovět pevnostním požadavkům a také mít dobré vzájemné třecí vlastnosti, tak aby se minimalizovali možnosti vzniku pettingu a zadírání. Vznik těchto nechtěných poruch, je také možno snížit správnou povrchovou úpravou nejčastěji ve formě teplených úprav a následného broušení. (2)

Šnek se nejčastěji, tak jako v případě pastorku, vyrábí z legované oceli a to buď bez tepelných úprav, nebo se vyrábějí kalené, cementované a kalené nebo se také mohou šneky nitridovat. Nitridované šneky, stejně jako v případě pastorku není potřeba déle brousit. (2)

Hřebeny se vyrábějí z šedé litiny, mosazi nebo ze slitin bronzu a to právě kvůli snížení vzájemného tření mezi dotykovými plochami. Volba materiálu hřebenu je závislá na obvodové rychlosti šneku, pro malé rychlosti se volí litina, pro velké rychlosti slitiny bronzů.(2)

2.2.2 Výroba

Výroba šneku je velmi složitá a nákladná, oproti výrobě pastorku s přímými nebo s šikmými zuby. Šneky lze vyrábět frézováním kotoučovou i stopkovou frézou, kdy se obráběný šnek musí jak otáčet tak posouvat. Další metodou je obrázení, kdy se opět může vyrábět jak hřebenovým tak kotoučovým nožem, opět se zde musí otáčet jak nástroj, tak obrobek, což výrobu značně stěžuje. Nejčastější metodou výroby je odvalovací frézou, globoidní šneková kola se jinou metodou než odvalovací globoidní frézou vyrábět nedají. Kalené šneky se brousí kruhovými tvarovými kotouči ve tvaru zubové mezery. (2)

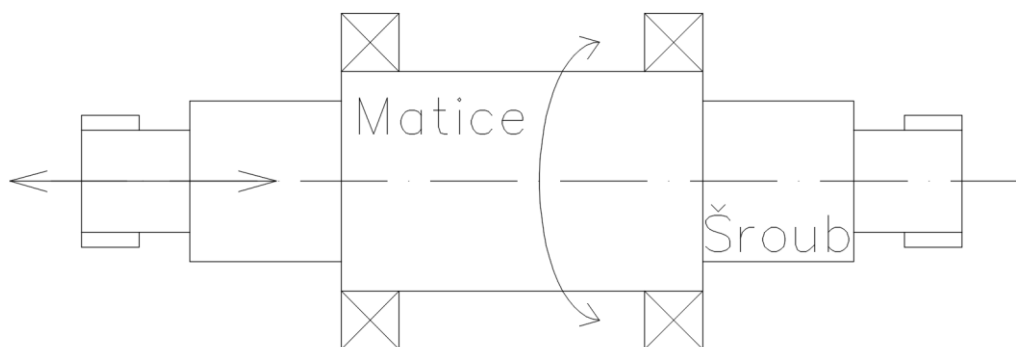
Hřebeny se vyrábějí stejně, jako bylo popsáno v podkapitole 2.1.2.

2.3 Pohybový šroub – pohybová matice

Převod jak název napovídá je tvořen šroub společně s maticí. Slouží, tak jako všechny předchozí převody k vytvoření mechanické a silové vazby, to znamená k transformaci rotačního pohybu na posuvový nebo naopak. A také k transformaci točivého momentu na axiální sílu a naopak. K transformaci dochází za pomoci šroubového pohybu obou částí, které mají společnou osu. Jejich hlavní dělení je dle způsobu dotyku jednotlivých částí, a to na závity s plošným dotykem a závity s bodovým dotykem. (2)

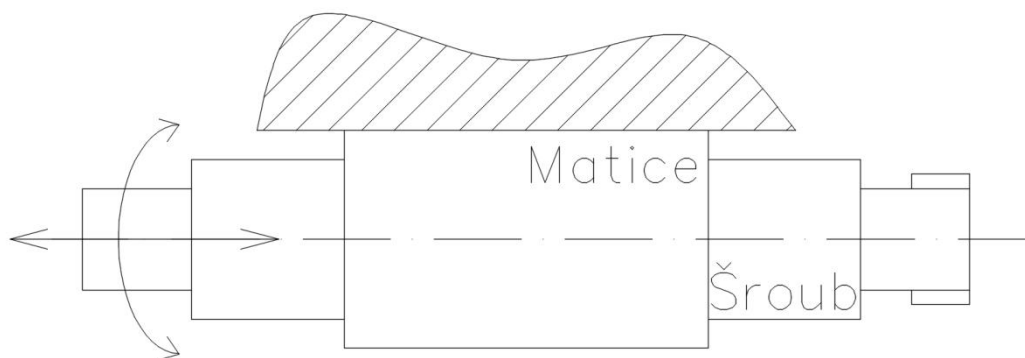
Tuto vazbu je možno docílit následujícími čtyřmi možnostmi:

1. Šroub se posouvá – matice otáčí



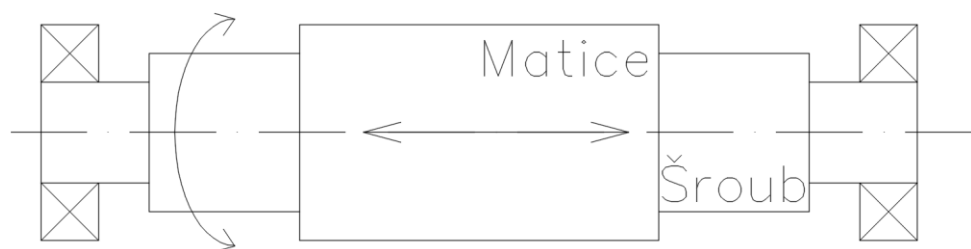
obr. 9: Varianta 1

2. Šroub se otáčí a posouvá – matice se nepohybuje



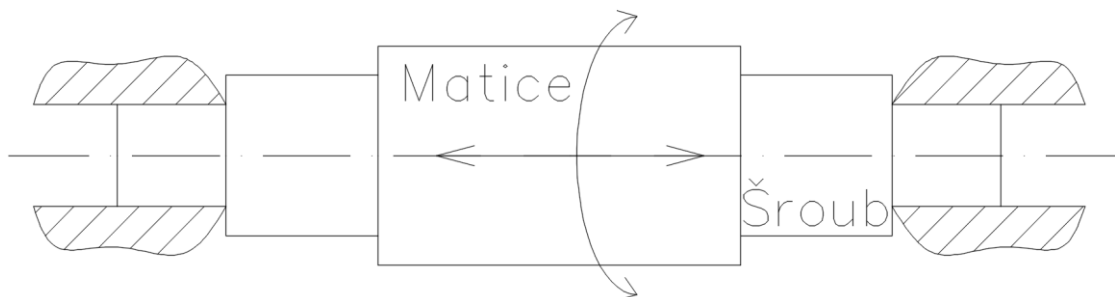
obr. 10: Varianta 2

3. Šroub se otáčí – matice posouvá



obr. 11: Varianta 3

4. Šroub se nepohybuje – matice se otáčí a posouvá

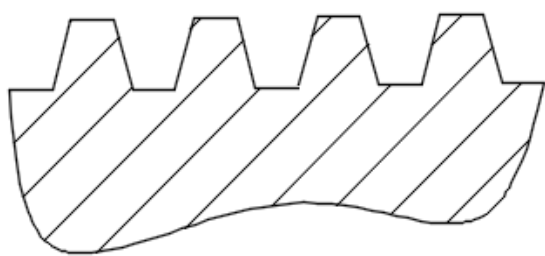


obr. 12: Varianta 4

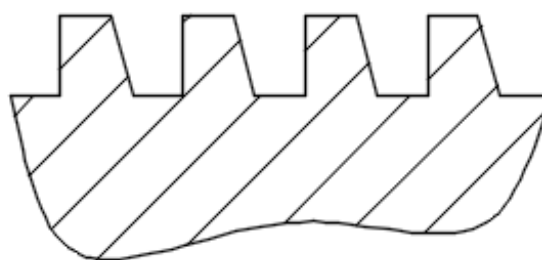
u obráběcích strojů ale varianta, kde se pohybuje šroub, nedává smysl proto je v těchto aplikacích možno vidět pouze poslední dvě varianty

2.3.1 Závity s plošným dotykem

Existují dva druhy těchto převodů. Jedním je lichoběžníkový rovnoramenný profil, který přenáší zatížení v obou směrech pohybu a druhým je lichoběžníkový nerovnoramenný profil, který se používá, působí-li zatížení pouze v jednom směru pohybu. Rovnoramennému profilu se také říká trapézový a nerovnoramennému pilový (viz. obr. 13 a obr. 14). Při tomto způsobu změny pohybu vzniká ve stykových plochách závitu smykové tření. Dříve se tento typ převodu hojně používal na posuv suportu soustruhu, dnes je ale nahrazován kuličkovými šrouby.



obr. 13: Trapézový profil



obr. 14: Pilový profil

2.3.1.1 Přesnost

O přesnosti u tohoto druhu převodu rozhoduje odchylka od teoretického stoupání závitu. Jsou vyráběny ve třech třídách přesnosti.

Použití

1. jemná řada: brusky na závity a výrobní stroje se souvislým řízením

2. střední řada: dělicí zařízení, obráběcí stroje se standardními přesnostmi
3. hrubá řada: stroje bez zvláštních požadavků na přesnost (2)

2.3.1.2 Materiály

Při volbě materiálu šroubu a matice musí být splněny požadavky na vysokou pevnost a dobré vzájemné třecí vlastnosti, které jsou předpokladem pro maximalizaci odolnosti proti otěru, zadírání a opotřebení. Tím, že jde o plošný dotyk šroubu a matice, vzniká velmi vysoké tlakové napětí na bocích závitu a tomu se také musí přizpůsobit vhodný výběr materiálu. (2)

Materiál šroubu bývá většinou legovaná ocel a to buď bez tepelných úprav, nebo s tepelnými úpravami povrchu, tj. kalené (2)

U matice je větší variantnost výběru materiálu. Jako je například šedá litina, bronz nebo ocel, u které není splněn druhý požadavek na vysoké kluzné vlastnosti, ale zato dosahuje takovýto převod největší možné pevnosti. U převodu ocelový šroub – ocelová matice, oba ve stavu bez tepelných úprav, je potřeba, aby rozdíl tvrdosti bodů závitu byl alespoň 30%, u kalených závitů tento požadavek odpadá. (2)

2.3.1.3 Výroba

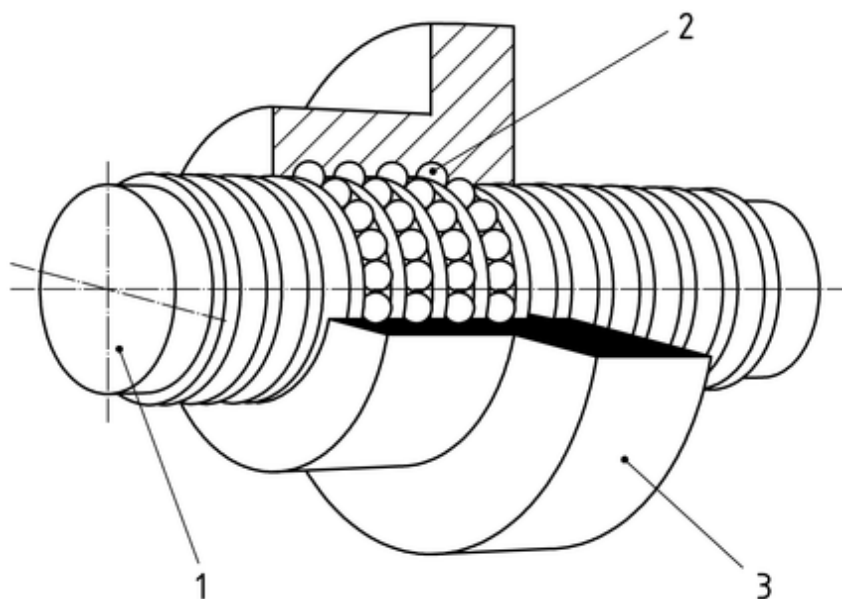
Pro závity s plošným dotykem nejsou požadovány vysoké přesnosti. Šrouby je možné vyrábět klasickým soustružením a matice vyvrtáváním nebo je možnost vyrábět oba závity tvářením za studena, a to válcováním. Takové závity je nutno brousit na požadovanou drsnost. (2)

2.3.2 Závity s bodovým dotykem

Tomuto způsobu přeměně pohybu se často říká kuličkové šrouby (matice). Kdy mezi bok šroubu (pozice 1) a maticí (pozici 3) jsou vloženy valivá tělesa (pozice 2), odtud kuličkové šrouby, které se po těchto bocích odvalují a přenášejí tak zatížení případně pohyb. Mezi bokem šroubu, bokem matice a valivým tělesem vzniká valivé tření a součinitel tohoto tření je řádově menší, než součinitel kluzného tření. Proto má tento převod větší účinnost, než převod s plošným dotykem. (2)

Konstrukčně je tento způsob převodu řešen tak, že valivá tělesa se pohybují v drahách, které vytvořili závity šroubu a matice. Matice je konstrukčně uzpůsobena tak, aby docházelo k neustálé recirkulaci valivých tělísek. Obě části jak recirkulační kanálek, tak závitové části matice a šroubu jsou kuličkami plně zaplněny. (2)

V dnešní době se tento převod používá prakticky na jakýchkoliv strojích pro posuv suportu nebo stolů. Na soustruhu se také velmi často používá jako výsuvný mechanismus pinoly koníku.



obr. 15: Řez kuličkovým šroubem (5)

2.3.2.1 Přesnosti

Platí pro ně stejná podmínka jako pro spoje s plošným dotykem, tj. že přesnost je závislá na odchylce od teoretické přesnosti stoupání závitu. Kuličkové šrouby se na rozdíl od klasických vyrábějí ve více stupních přesnosti a tím je i jejich použití více rozmanité.

1. Stupeň: měřicí stroje a přístroje, přesné stroje na dokončování závitů a laboratorní přístroje.
2. Stupeň: přesné programově řízené obráběcí stroje a tvářecí stroje souvisle řízené.
3. Stupeň: produkční programově řízené obráběcí stroje a tvářecí stroje pravoúhle řízené.
4. Stupeň: řídicí, manipulační a transportní zařízení.
5. Stupeň: stroje bez požadavků na přesnost.(2)

2.3.2.2 Materiály

Šroub i matice jsou u tohoto typu převodu velmi namáhány. Šroub se nejčastěji vyrábí z ušlechtilé oceli třídy 14, dle ČSN značení, a jeho závity jsou kaleny a broušeny. Matice se vyrábí stejně jako šroub z ušlechtilé oceli třídy 14 a je také kalena. Kuličky jsou vyráběny ze stejných materiálů jako kuličky do valivých ložisek. Všechny části kuličkových šroubů, tedy šroub, matice a valivé tělesa se tepelně zpracovávají na stejnou tvrdost 61 ± 2 HRC. (2)

2.3.2.3 Výroba

Závit kuličkového šroubu je možno vyrábět několika způsoby. Prvním způsobem je válcování, kdy se tvarovými rotačními nástroji závit tváří do hladkého povrchu tyče. Vyrobený závit nemá často jmenovité stoupání, toto stoupání je posutou o přídavek pro další opracování. Dalším opracováním je myšleno nejčastěji kalení a následné broušení případně leštění, to závisí na požadované přesnosti šroubu. Touto výrobní metodou dojde ke zpevnění materiálu a tím zvýšení jeho mechanických vlastností, ale také dojde k velkému vnitřnímu

pnutí, které se projeví deformací osy šroubu a nižší geometrickou nepřesností. Toto se navenek projeví větší hlučností výsledného převodu. Výsledné přesnosti závitů jsou v IT7 až IT5. Dalším způsobem výroby závitů je okružování. Postup výroby je takový, že se polotovar nejdříve zakalí a poté se speciálními tvarovým nástrojem, který krouží kolem polotovaru, vytváří požadovaný profil. Výsledný profil závitu má takové stoupání a přesnosti, které jsou předepsány na výkrese. Přesnost výroby je v tomto případě ovlivněna přesností stroje a nástroje. Použití takto vyrobeného šroubu je méně obecné, což je zapříčiněno částečným zmenšením zakalené vrstvy okružováním. Nejčastěji je výsledná přesnost šroubů IT5. Jestli je požadavek na dosažení větších přesností je potřeba závit vždy brousit, poté je možno dosáhnout až IT1. (6)

2.3.2.4 Způsoby zpětné cirkulace valivých elementů

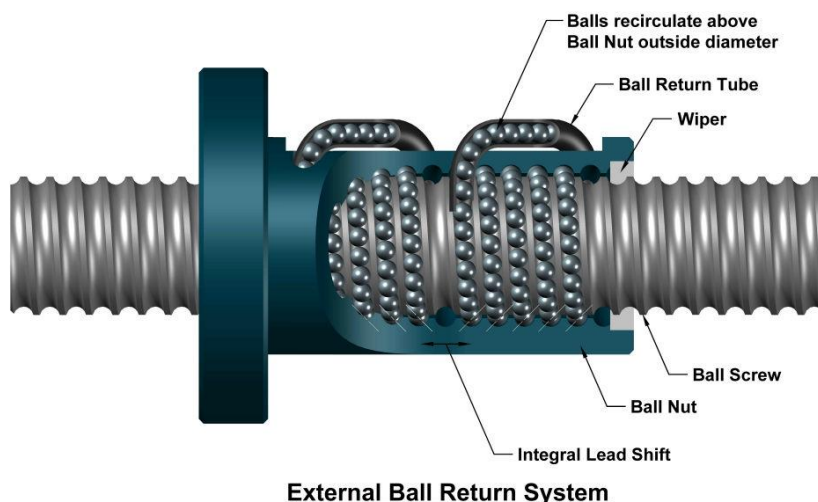
Existuje několik způsobů realizace převodu kuliček:

1. Převáděcí lůžka - převod probíhá mezi jedním stoupáním, v matici může být několik těchto lůžek podle počtu nosných závitů



obr. 16: Převáděcí lůžko (6)

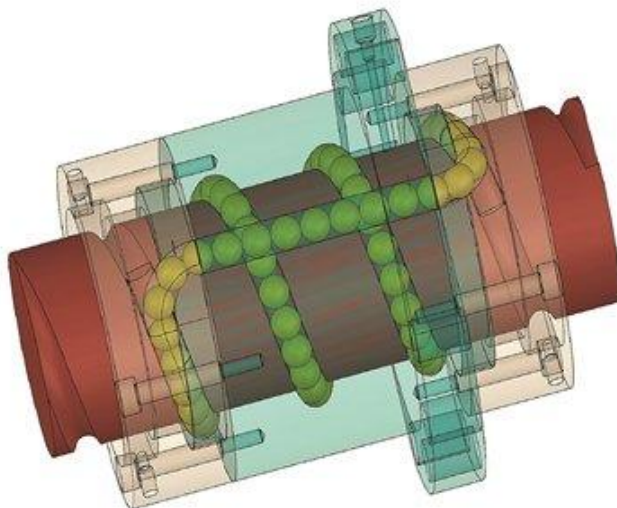
2. Převáděcí kanálek – kanálek může být zcela mimo matici, ale existují i s převáděcím kanálkem uvnitř matice. Kanálek převádí kuličky mezi několika stoupáními závitu.



External Ball Return System

obr. 17: Převáděcí kanálek (7)

3. Rychloběžné matice – v podélném axiálním směru v matici je vyvrtán otvor, kterým jsou vedeny kuličky. Tento způsob vyžaduje speciální víčka nebo segmenty upravené pro plynulý přechod kuliček z pracovních prostoru do vyvrtaného otvoru.



obr. 18: Rychloběžná matice (8)

2.3.2.5 Speciální kuličkový šroub

Jde o takzvaný bezprofilový šroub, kdy profilová část je pouze v matici a šroub je pouze hladká kalená tyč. Pohyb se děje pomocí pružné deformace šroubu a valivých těles, které se pohybují v závitě matice. Tento způsob přenosu se využívá v aplikacích, kde není vyžadována velká tuhost a únosnost převodu. Je možno ho také využít jako bezpečnostní prvek, kdy po dosažení maximální axiální síly matice bude prokluzovat po hladkém šroubu. (6)

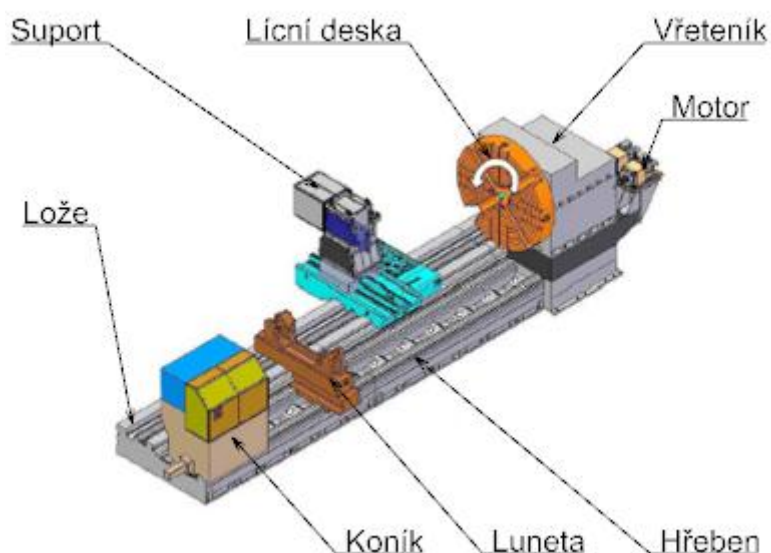


obr. 19: Bezprofilový kuličkový šroub (6)

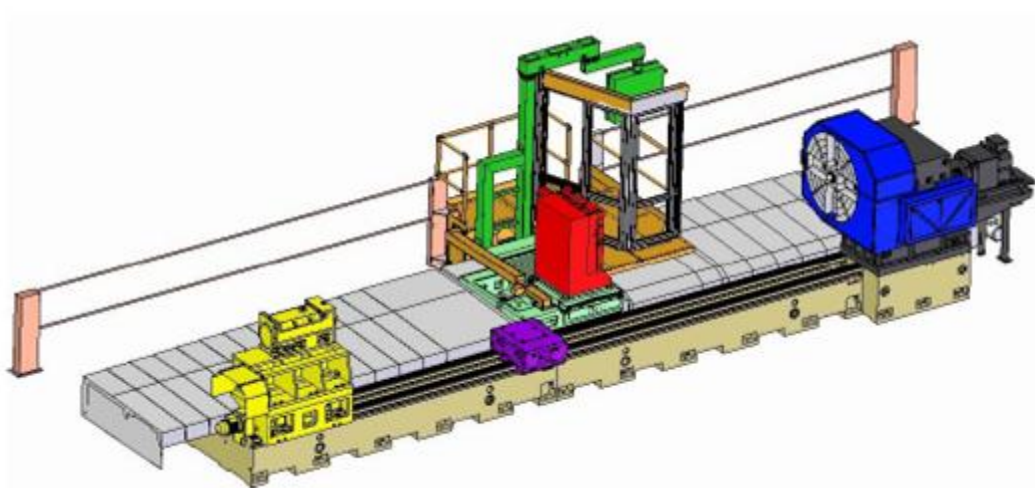
3 Rekonstrukce posuvového mechanismu koníku soustruhu SR3

3.1 Popis stávajícího řešení

Na obr. 20a obr. 21 je vidět soustruh SR3, pro který se má navrhnout nové řešení posuvového mechanismu koníku. Nejprve bude stávající konstrukce posuvového mechanismu popsána, aby se zjistilo, zda a kde přesně jsou slabá místa stávajícího konstrukčního řešení.



obr. 20: Soustruh SR3

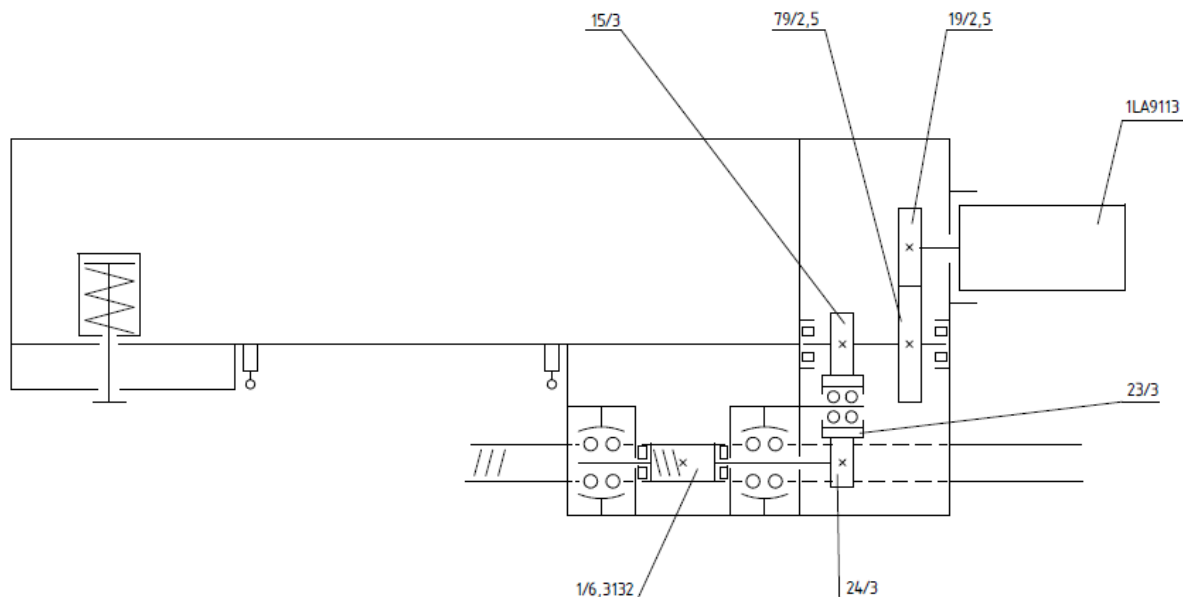


obr. 21: Odkrytvaný soustruh SR3

Jde o těžký hrotový soustruh pro obrábění několika tunových obrobků, až 80 tun (9), firmy Škoda Machine Tool. Tomuto odpovídají i rozměry jednotlivých částí soustruhu. Délka lože soustruhu může v některých případech dosahovat až 30 metrů. Jednotlivé součásti jsou popsány na obrázku výše.

Posuvový mechanismus je součástí koníku. Tedy motor, převodovka i samotný mechanismus pro převod pohybu i s jeho uložením je zabudován do koníka. Na obr. 22 je vidět kinematické schéma posuvu, s popisem počtu zubů a modulu jednotlivých ozubených kol a také typ použitého motoru. Posuvový mechanismus koník přisune do přibližné polohy, co nejbliže

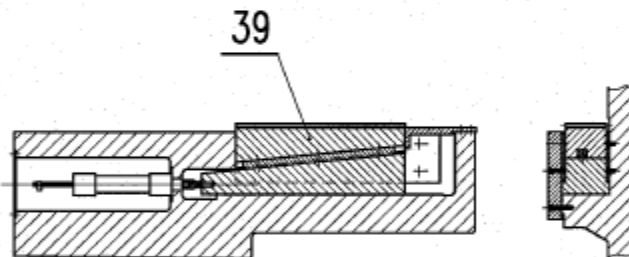
obrobku, ale tak aby se ho hrot koníku nedotýkal. To zajistí pinola, v které je hrot uložen, která se vysune z těla koníku, podepře a zároveň předepne obrobek.



obr. 22: Posuvový mechanismus koníku SR3 - kinematické schéma

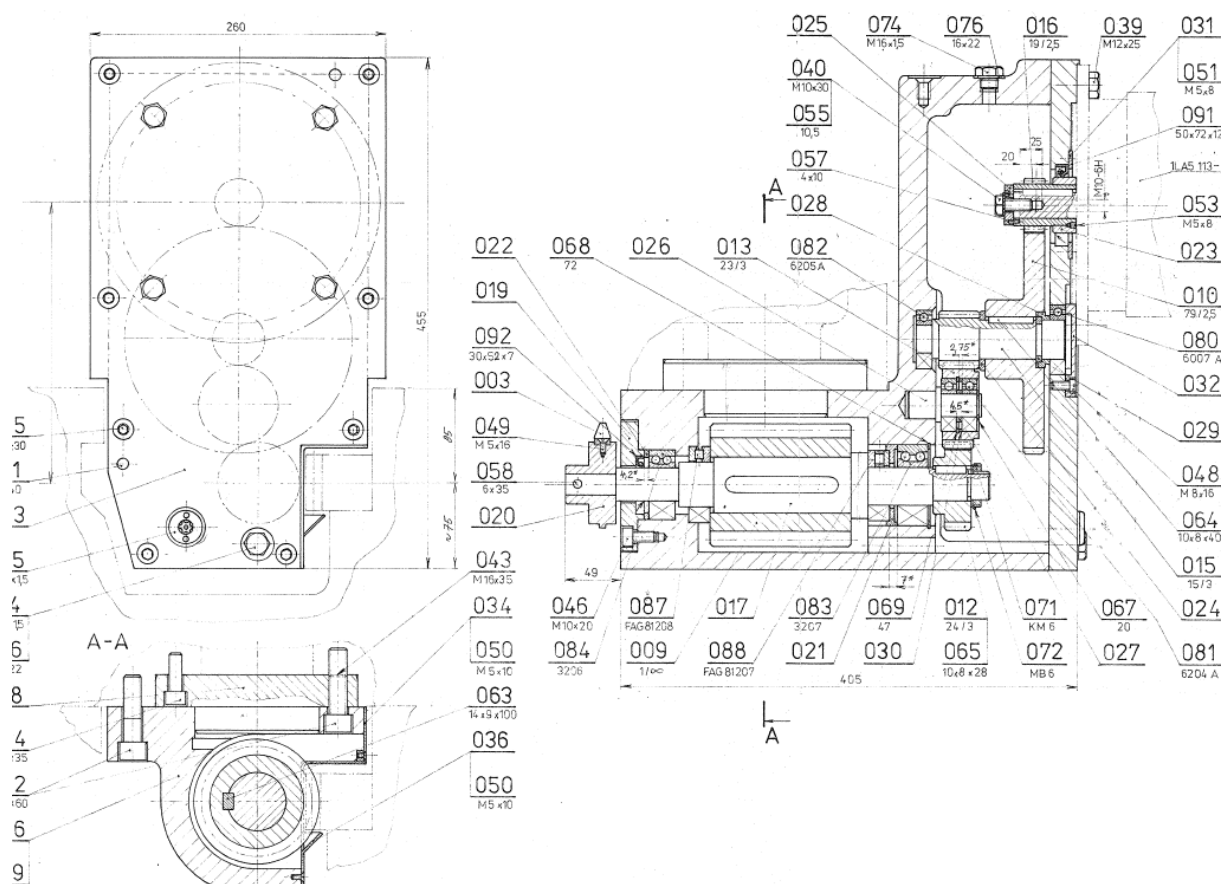
Spodek koníku je k loži přichycen lištami s vůlí, která je potřeba pro zajištění posuvu. Lišty slouží ještě k tomu, aby zpevňovali koník s ložem, a to díky soustavě upínacích jednotek. Boční vůle potřebná pro posuv, mezi spodkem koníku a ložem, lze nastavit pomocí klínových lišt a šroubů, které jsou zajištěny stavěcími šrouby.

Tím, že pinola předepne obrobek, by mohlo dojít k tomu, že touto předepínací silou a hmotností obrobku se celý koník odsune zpět. Proto dochází k automatické aretaci koníku po jeho zastavení. Ta je zajištěna zasunutím klínu do hřebenu na loži. Tento pohyb je zajišťován hydraulickým pístem. To aby píst vyjel v ten správný okamžik, tedy okamžik, kdy je klín nad zubovou mezerou, hlídá elektromagnetické zařízení, které za pohybu koníku sleduje rozteč zubů hřebenu.



obr. 23: Posuvový mechanismus koníku SR3 - aretace

Na obr. 24 je už vidět výkres sestavy, tak jak je celý mechanismus realizován přímo na stroji.

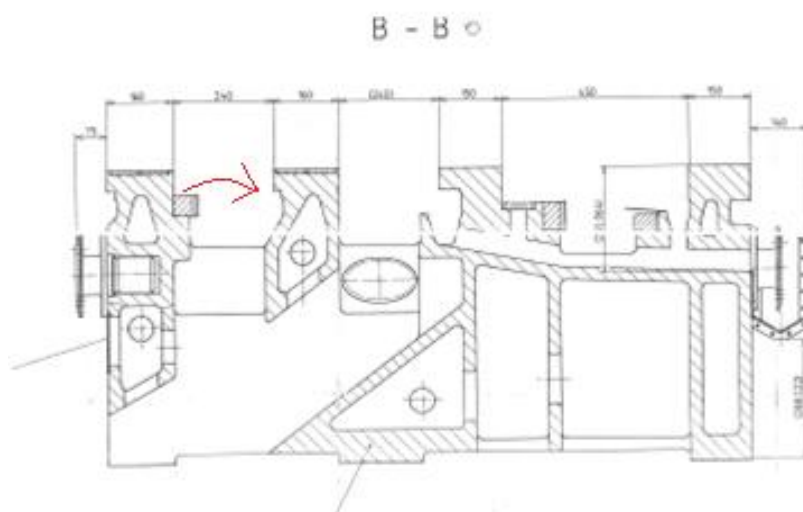


obr. 24: Posuvový mechanismus koníku SR3 – sestava

3.2 Analýza stávajícího řešení a výběr nového řešení

Nevýhody stávajícího řešení tedy jsou, velký počet vřazených převodů a tím i složitější tvar vnitřku koníku, větší nepřesnost mechanismu a větší silové namáhání koníka. Dále jelikož je hřeben na levé kluzné vodící ploše lože, při pohledu na vřeteno, působí na něj při obrábění velký klopný moment, toto se sice může dít, jen když koník stojí, ale i tak je mechanismus nadměrně namáhá.

Tyto nedostatky by šli nahradit vřazením planetové převodovky za motor, tím by odpadla nutnost vřazených ozubených kol a snížila by se také zástavbová plocha první části posuvového mechanismu. Druhý nedostatek, který se týká již samotného posuvového mechanismu, by se mohl vyřešit přesunutím mechanismu na pravou kluznou vodící plochu, na které je dostatek místa pro jeho umístění. Tato změna polohy je vyznačena červeně na obr. 25 a obr. 27.

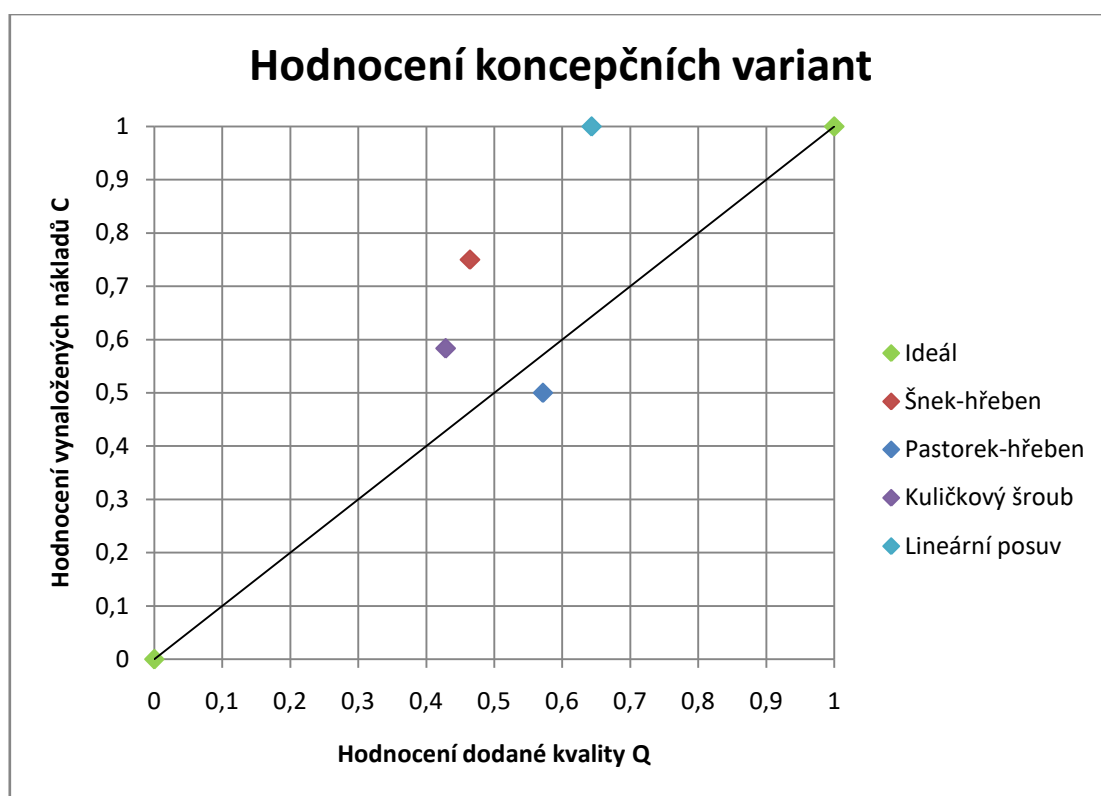


obr. 25: Změna umístění hřebenu

Jako koncepční varianty poslouží jednotlivé posuvové mechanismy popsané výše. U všech, u kterých je to potřeba, bude uvažováno, že mechanismus bude umístěn na pravou kluznou vodící plochu lože. Nároky, které jsou v Tabulka 1, jsou sestaveny z požadavků na mechanismus kladených. Hodnoty jsou určeny z popisu mechanismů výše.

Tabulka 1: Hodnocení koncepčních variant

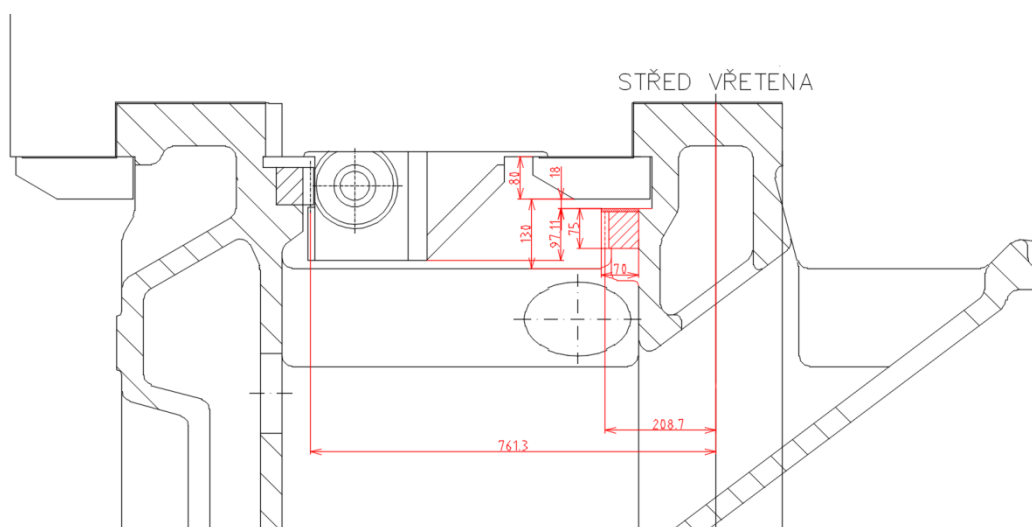
	Varianta	Šnek - hřeben	Pastorek - hřeben	Kuličkový šroub	Lineární posuv	Ideál
Q	Pohon	3	3	3	2	4
	Převodovka	0	0	0	4	4
	Složitost celého mechanismu	2	3	2	1	4
	Přesnost polohy	3	2	3	4	4
	Vznik tepla	2	3	3	1	4
	Síly vzniklé mechanismem	1	2	2	3	4
	Tuhost mechanismu	2	3	2	3	4
	celkový součet	13	16	15	18	28
	normované hodnocení	0,464	0,571	0,536	0,643	1
C	Výrobní náklady	3	2	2	4	4
	Náklady na nákup	3	2	3	4	4
	Náklady na montáž	3	2	2	4	4
	celkový součet	9	6	7	12	12
	normované hodnocení	0,75	0,5	0,58	1	1



obr. 26: Graf hodnocení koncepčních variant

Nejlépe tady vyšla varianta, posuvového mechanismu tvořený z pastorku a hřebenu. Tato varianta má při nejnižších nákladech dostačující kvalitu. Kuličkový šroub má sice vyšší kvalitu, při skoro srovnatelných nákladech, ale dosahuje se zbytečně přesné polohy. Nám stačí, aby se mechanismu přisunul koník do polohy blízké obrobku, a o přesné zapolohování se již postará výsuvná pinola.

Rozměry do jakých by se měl hřeben pastorku vejít, jsou vidět na obrázku níže.



obr. 27: Změna umístění hřebenu – zástavbové rozměry

3.3 Zdané hodnoty

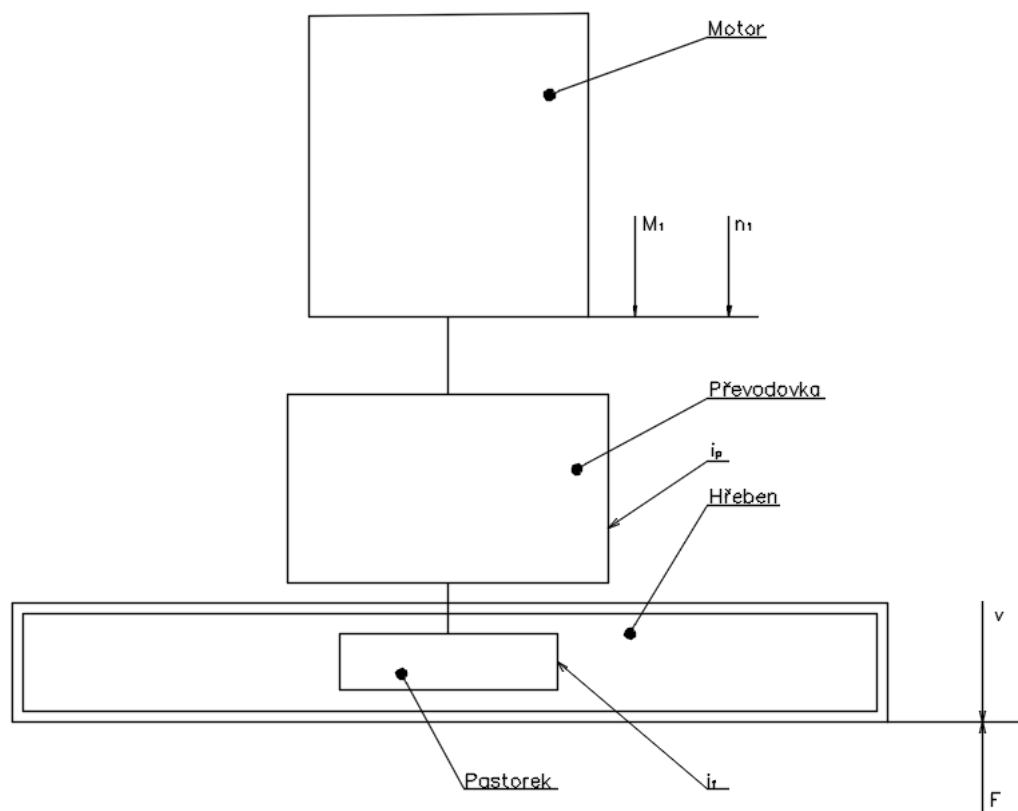
Tabulka 2: Tabulka zadaných hodnot

Max. hmotnost obrobku upnutého mezi hroty	kg	80 000
Hmotnost koníku		
• Svršek	kg	12500
• Spodek	kg	11500
Účinnost vedení		0,5
Součinitel tření		0,15
Rychlost výstupní části mechanismu	m/min	2,5

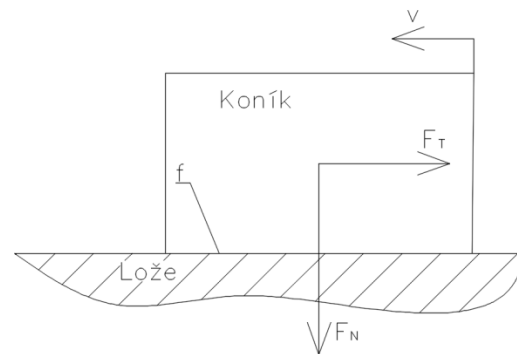
3.4 Výpočet pohonu

3.4.1 Výpočet potřebného výkonu motoru

Nejprve musíme určit výkon motoru, takový aby celý koník, i se započítanými pasivními odpory a účinnostmi jednotlivých částí, byl schopný uvést do pohybu. Jednotlivé účinnosti jsou uvažovány tak, že účinnost finálního převodu je 0,98, účinnost převodovky, jako kdyby byla třístupňová, a to je 0,94 a účinnost motoru je 0,88.



obr. 28: Blokové schéma posuvového mechanismu



obr. 29: Síly působící na koníku

$$m_k = m_{svrsek} + m_{spodek} = 12500 + 11500 = 24\,000 \text{ kg}$$

$$F_N = m_k \cdot g = 24000 \cdot g = 235\,359,6 \text{ N}$$

$$F_T = \frac{F_N \cdot f}{\eta_V} = \frac{235359,6 \cdot 0,15}{0,5} = 70\,607,9 \text{ N}$$

$$P = F_T \cdot v = 70607,7 \cdot 2,5 = 2,94 \text{ kW}$$

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_p \cdot \eta_f = 0,88 \cdot 0,94 \cdot 0,98 = 0,811$$

$$P_{skut} = \frac{P}{\eta_c} = \frac{2,94}{0,811} = 3,6 \text{ kW}$$

Z vypočteného výkonu je zvolen motor značky Siemens s označením 1FT6102-8AB7 s výkonem 3850 W a otáčkami 1500 ot/min.

Dále spočteme celkový převodový poměr mezi motorem a pastorkem

$$i_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{motor}}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1500}{2,5} = 3769,9 \frac{1}{m}$$

Tento poměr se nechá také rozložit a vyjádřit pomocí poměru převodovky a finálního převodu

$$i_c = i_p \cdot i_f$$

Převodový poměr finálního převodu jsme schopni vyjádřit

$$i_f = \frac{2 \cdot \pi}{h} = \frac{2 \cdot \pi}{\pi \cdot m \cdot z}$$

Kde h je obvod pastorku, proto v tomto kroku bude vhodné zvolit všechny potřebné parametry ozubení

$$m = 6 \text{ mm}$$

$$z = 20 \text{ zubů}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 7^\circ$$

$$\psi = 13$$

$$c = 40 \text{ MPa}$$

A nyní můžeme spočítat tento převodový poměr

$$i_f = \frac{2}{m \cdot z} = \frac{2}{6 \cdot 20} = 16,667 \frac{1}{m}$$

A dále dopočteme převodový poměr, který musí být na převodovce

$$i_p = \frac{i_c}{i_f} = \frac{3769,9}{16,667} = 226,2$$

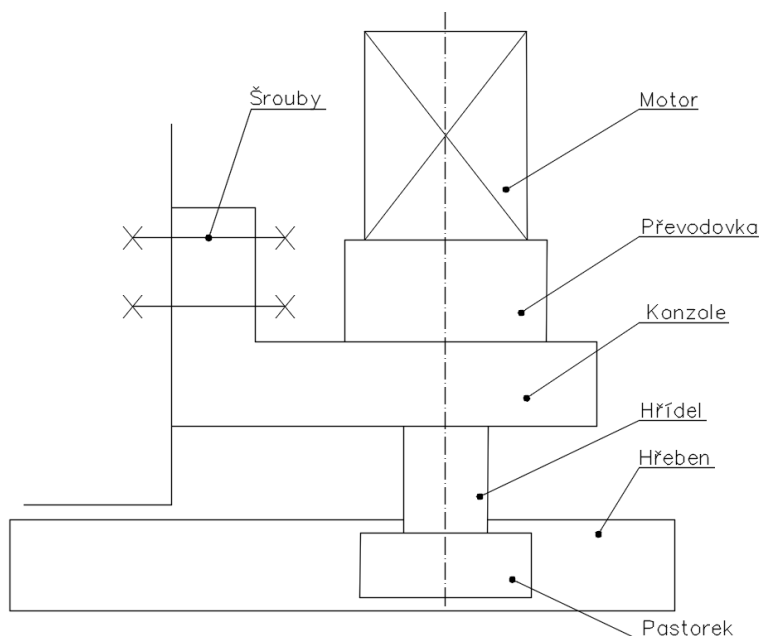
Nyní můžeme zvolit potřebnou převodovku, to je planetová třístupňová převodovka od firmy Witttenstain s označením TP+ 500 MA High torque, jejíž hlavní parametr, převodový poměr, je 220. Hodnoty vyčteny z katalogu výrobce (10) strana 98.

Kontrola skutečné posuvové rychlosti koníku, jakou je možno docílit s navrženými komponentami

$$n_{skut} = \frac{n_{motor}}{i_{pskut}} = \frac{1500}{220} = 6,82 \text{ ot/min}$$

$$v_{skut} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{skut}}{i_f} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 6,82}{16,7} = 2,57 \frac{m}{min}$$

Což je 3 % odchýlení od požadované rychlosti 2,5 m/min, při zvolení jiných převodových poměrů převodovky, byli odchylky značné, proto bylo vyhodnoceno, že zvolená převodovka je vyhovující. Na obrázku níže je načrtnuto bližší řešení pohonu posuvu. Jde o jednoduchou svařovanou konzolu ve tvaru L na kterou je usazen motor společně s planetovou převodovkou ke které bude přes přírubu připojena hřídel s pastorkem.



obr. 30: Náčrt návrhu pohonu

3.5 Návrh základních rozměrů pastorku a hřebene

$$D = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} = \frac{6 \cdot 20}{\cos 7} = 120,901 \text{ mm}$$

$$D_a = D + 2 \cdot h_a^* \cdot m = 120,901 + 2 \cdot 1 \cdot 6 = 132,901 \text{ mm}$$

$$D_f = D - 2 \cdot h_f^* \cdot m = 120,901 - 2 \cdot 1,25 \cdot 6 = 105,901 \text{ mm}$$

$$b = \psi \cdot m = 13 \cdot 6 = 78 \text{ mm}$$

Šířka pastorku je zvolena z doporučené řady, tj. $b = 80 \text{ mm}$.

$$z_{\text{hřeben}} = \frac{L_{\text{lože}}}{\pi \cdot m} = \frac{10000}{\pi \cdot 6} = 530,5 \text{ zubů}$$

$$h_{\text{hřeben}} = 2 \cdot m = 2 \cdot 6 = 12 \text{ mm}$$

$$b_{\text{hřeben}} = \psi \cdot m = 13 \cdot 6 = 78 \text{ mm}$$

Šířka hřebenu je zvolena z doporučené řady, tj. $b_{\text{hřeben}} = 80 \text{ mm}$.

3.6 Kontrola navržené převodovky

Proto, aby námi navrhované řešení mohlo být uskutečněno je potřeba zkontrolovat dovolené hodnoty na výstupu převodovky. Tyto hodnoty byly dohledány v katalogu výrobce (10) strana 98. Těmito hodnotami jsou axiální síla a ohybový moment způsobený radiální silou. Při této příležitosti také spočteme všechny síly působící v ozubení.

$$M_{k_1} = \frac{P_{\text{motor}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{motor}}} = \frac{3850}{2 \cdot \pi \cdot 1500} = 24,51 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{k_2} = M_{k_1} \cdot i_{\text{pskut}} \cdot \eta_p = 24,51 \cdot 220 \cdot 0,93 = 5014,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_o = \frac{2 \cdot M_{k_2}}{D} = \frac{2 \cdot 5014700}{120,901} = 82\,956 \text{ N}$$

$$F_a = F_o \cdot \text{tg } \beta = 82956 \cdot \text{tg } 7 = 10\,186 \text{ N}$$

$$F_r = F_o \cdot \text{tg } \alpha_t = 82956 \cdot \text{tg } 20,14 = 30\,423 \text{ N}$$

$$m_{mp} = m_m + m_p = 20,5 + 89 = 109,5 \text{ kg}$$

$$F_{mp} = m_{mp} \cdot g = 109,5 \cdot g = 1073,8 \text{ N}$$

$$F_{Amax} = F_a + F_g = 10186 + 1073,8 = 11\,260 \text{ N}$$

$$F_{Amin} = F_a - F_g = 10186 - 1073,8 = 9\,112 \text{ N}$$

$$M_o = F_r \cdot a = 30\,423 \cdot 225 = 6845,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

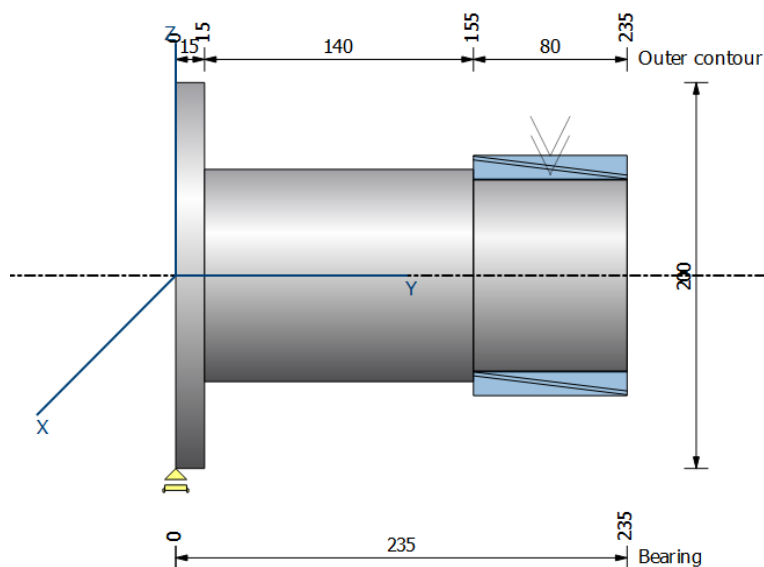
Ohybový moment a axiální síla jsou menší, než dovolené hodnoty. Navržená převodovka tedy plně vyhovuje a může být použita do navrhovaného řešení.

3.7 Návrh a kontrola hřídele

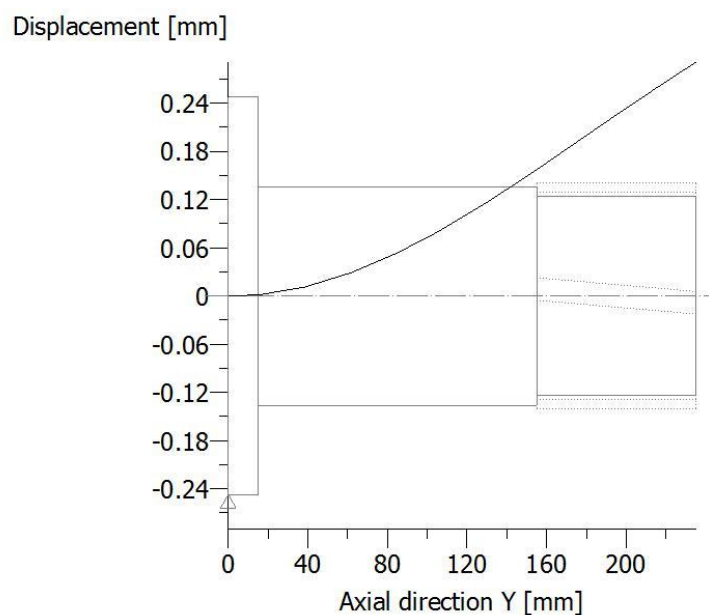
Průměr hřídele bude spočítán se zanedbáním ohybového momentu a sníženou dovolenou hodnotou v krutu, tak jako by hřídel byla namáhána pouze krutem. Tato dovolená hodnota je zvolena 35 MPa. Materiál hřídele zvolen 11 700.

$$\tau_{kdov} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_{hnat}^3}{16}} \Rightarrow d_{hnav} = \sqrt[3]{\frac{5014700 \cdot 16}{\pi \cdot 35}} = 90,03 \text{ mm}$$

Průměr tedy musí být větší, než 90 mm. Nejmenší navržený průměr je 110 mm.

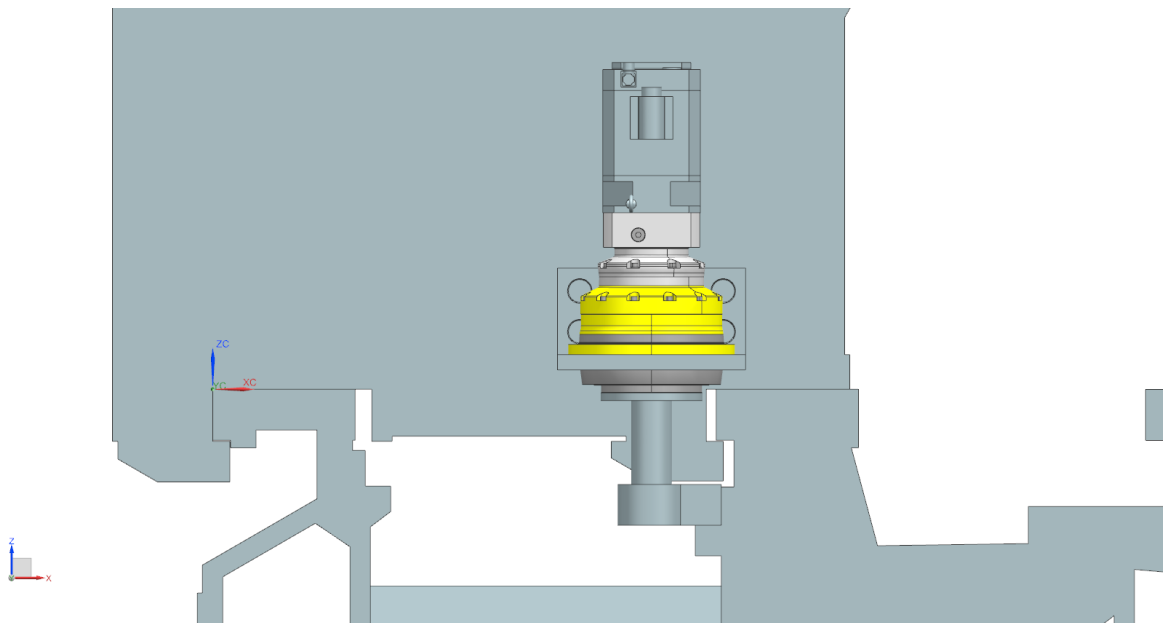


obr. 31: Rozměrový návrh hřídele s pastorkem

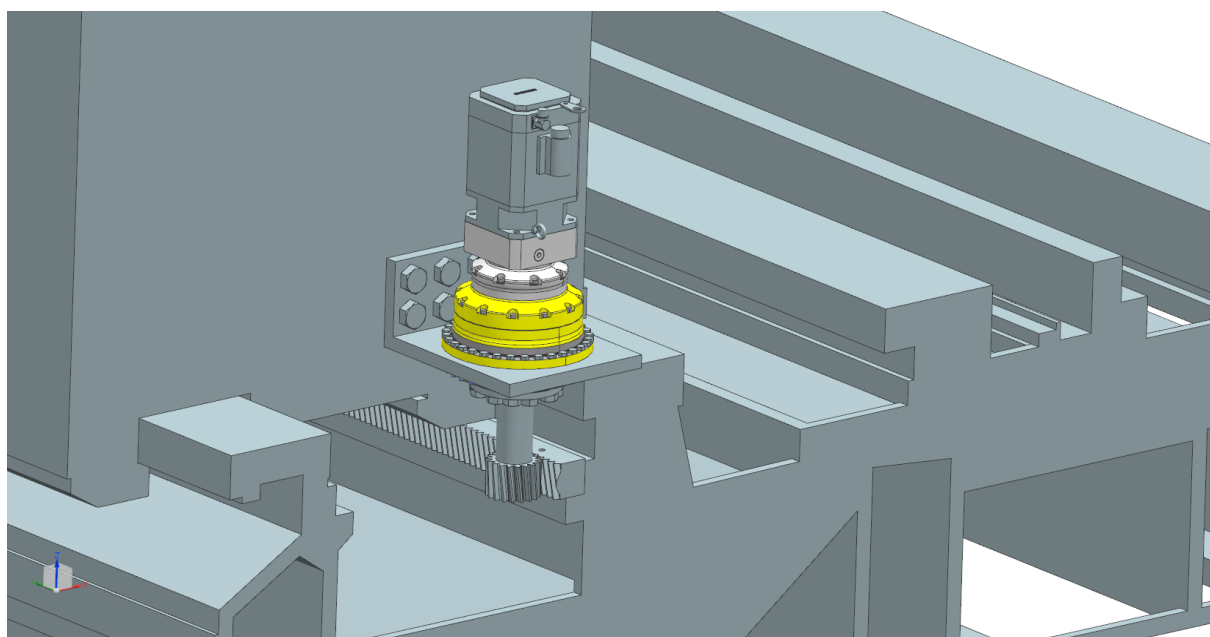


obr. 32: Výsledné posunutí hřídele s pastorkem

Deformace pastorku dle normy má být od $(0,01 \div 0,02) \cdot m$. Měla by tedy být od 0,06 do 0,12 setin milimetru. Jak je tedy vidět z obr. 32 deformace je příliš velká. Toto by šlo vyřešit menším vysazením pastorku, když se ale pokusíme, náš problém reálně zkonstruovat vidíme, že vysazení pastorku zmenšit nelze jak je vidět na obr. 33 a obr. 34 velikost převodovky a tím

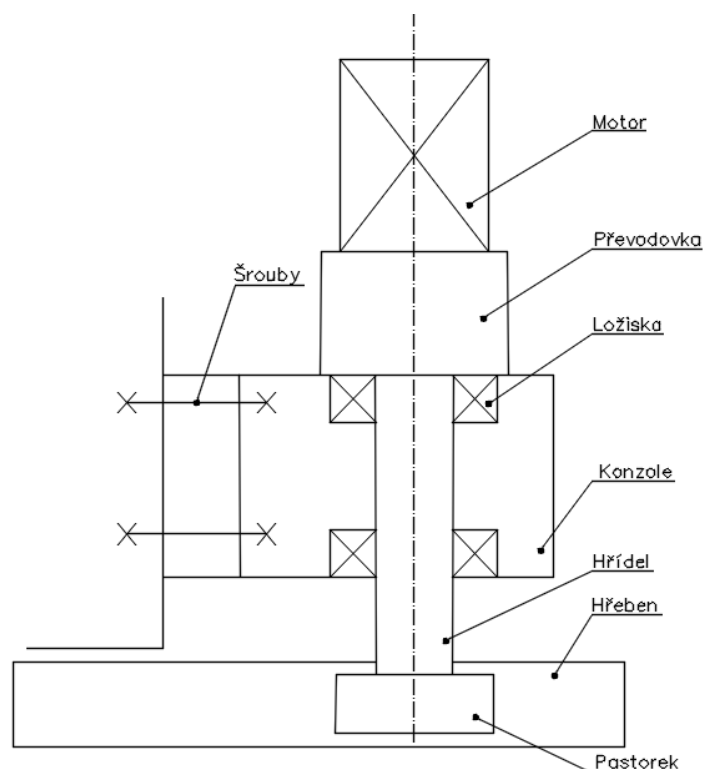


obr. 33: Nárys navrhovaného řešení



obr. 34: Axonometrický pohled na navrhované řešení

pádem i konzole nám neumožňuje zmenšit vysazení pastorku, protože by poté byla konzole v kolizi s ložem. Možnost by byla zvolit menší převodovku, ta ale nesplňuje požadavek na výstupní točivý moment (viz. (10) strana 100). Proto je potřeba náš návrh upravit a některé prvky změnit. Pozměněný návrh je vidět na obr. 35, konzole nebude jen pouhý L profil, ale bude to složitější tvar svařovaný z několika částí. V ní budou uložena dvě ložiska, která by měli zvýšit tuhost hřídele a tedy zmenšit deformaci pastorku. Konzola bude s koníkem spojena šrouby a na hřídel bude připojena planetová převodovka s elektromotorem.



obr. 35: Kinematické schéma předělaného návrhu

3.8 Varianta 2

Potřebný výkon k pohonu bude v tomto případě stejný, takže je potřeba motor o výkonu minimálně 3,6 kW. O přísun tohoto potřebného výkonu se bude starat asynchronní elektromotor od firmy Siemens s označením 1LE112M třídy IE2, jde o motor se zvýšenou účinností, ta je dosahuje hodnoty 88%. Tento motor má výkonu 4 kW při 1460 ot/min, hodnoty zjištěny dle (11) kapitola 2 strana 21.

$$i_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{motor}}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1460}{2,5} = 3669,4 \frac{1}{m}$$

Pastorek bude mít tyto rozměry

$$m = 6 \text{ mm}$$

$$z = 28 \text{ zubů}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 15^\circ$$

$$\psi = 13$$

$$c = 40 \text{ MPa}$$

$$i_f = \frac{2 \cdot \pi}{h} = \frac{2 \cdot \pi}{\pi \cdot m \cdot z} \Rightarrow i_f = \frac{2}{m \cdot z} = \frac{2}{6 \cdot 28} = 11,9 \frac{1}{m}$$

$$i_c = i_p \cdot i_f \Rightarrow i_p = \frac{i_c}{i_f} = \frac{3669,4}{11,9} = 308,2$$

Je tedy zvolen asynchronní elektromotor od firmy Siemens, tato firma má v nabídce elektromotory s připojenou planetovou převodovkou, proto bude zvolena tato forma pohonu. Převodovka s nejbližším převodovým poměrem je převodovka s označením SIMOGEAR D 109, ta má převodový poměr 314,98, dle (12) kapitola 3 strana 17. Tato převodovka mění vstupní otáčky motoru na výstupní o hodnotě 4,8 ot/min. Výsledná rychlost je tedy

$$v_{skut} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{i_f} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 4,8}{11,9} = 2,53 \frac{m}{min}$$

což je odchylka okolo jednoho procenta od požadované posuvové rychlosti. Tato odchylka je vyhovující.

3.9 Návrh a kontrola rozměrů pastorku a hřebene

3.9.1 Pastorek

$$D = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} = \frac{6 \cdot 28}{\cos 15} = 173,926 \text{ mm}$$

$$D_a = D + 2 \cdot h_a \cdot m = 173,926 + 2 \cdot 1 \cdot 6 = 185,926 \text{ mm}$$

$$D_f = D - 2 \cdot h_f \cdot m = 173,926 - 2 \cdot 1,25 \cdot 6 = 158,26$$

$$b = \psi \cdot m = 13 \cdot 6 = 78 \text{ mm}$$

Materiál pastorku volíme ocel s označením 18CrMiNo 7-6 dle evropského značení, dle staré české státní normy je ekvivalentní s 16 420. Tento materiál je vhodný k cementování a kalení.

3.9.2 Hřeben

$$z_{hřeben} = \frac{l_{lože}}{\pi \cdot m} = \frac{10000}{\pi \cdot 6} = 530,5 \text{ zubů}$$

$$h_{zubu} = 2 \cdot m = 2 \cdot 6 = 12 \text{ mm}$$

$$b_{hřeben} = \psi \cdot m = 13 \cdot 6 = 78 \text{ mm}$$

Materiál hřebenu volíme ocel s označením 15 NiCr 13 dle evropského značení, dle staré české státní normy je ekvivalentní s 16 326. I tato ocel je vhodná k cementování a kalení.

3.9.3 Kontrola modulu dle Bacha

$$M_{k_1} = \frac{P_{motor}}{2 \cdot \pi \cdot n_{motor}} = \frac{4000}{2 \cdot \pi \cdot 1460} = 26,162 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{k_2} = M_{k_1} \cdot i_{pskut} \cdot \eta_{prev} = 26,162 \cdot 314,98 \cdot 0,93 = 7\,663,805 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$m = 7,5 \cdot \sqrt{\frac{M_{k2} \cdot \cos \beta}{\psi \cdot c \cdot z}} = 7,5 \cdot \sqrt{\frac{7663805 \cdot \cos 15}{13 \cdot 40 \cdot 28}} = 5,9 \text{ mm}$$

Navržený modul 6 mm, podle zjednodušeného výpočtu dle Bacha, vyhovuje.

3.9.4 Kontrola ozubení programem KISSsoft

Zde se kontrolují některé důležité hodnoty bezpečnosti, jako je bezpečnost v ohybu, bezpečnost v dotyku, bezpečnost proti otěru, možnost vzniku pettingu a také bezpečnost proti zlomení zubu.

Results			
Contact ratio (Transverse/Overlap/Total)	1.7143 /	1.0985 /	2.8128
	Pinion	Rack	
Actual tip circle (mm)	185.926	50.000	
Root safety	1.4135	1.7152	
Flank safety	1.6324	1.9441	
Safety against scuffing (integral temperature)	6.0744		
Safety against scuffing (flash temperature)	11.3616		

obr. 36: Výsledky

Na obr. 36 jsou vidět prvotní výsledky, detailnější výsledky jsou v reportu viz. PŘÍLOHA I. Z těchto výsledků jsou nejdůležitější root safety (bezpečnost v ohybu) a flank safety (bezpečnost v dotyku), tyto bezpečnosti by měli pro moduly větší než 2 vycházet větší, než 1,4 respektive 1. Navržené rozměry pastorku, hřebenu a modul tedy vyhovují.

3.10 Síly v ozubení

$$F_o = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D} = \frac{2 \cdot 7663805}{173,926} = 88\,127 \text{ N}$$

$$F_a = F_o \cdot \operatorname{tg} \beta = 88127 \cdot \operatorname{tg} 15 = 23\,614 \text{ N}$$

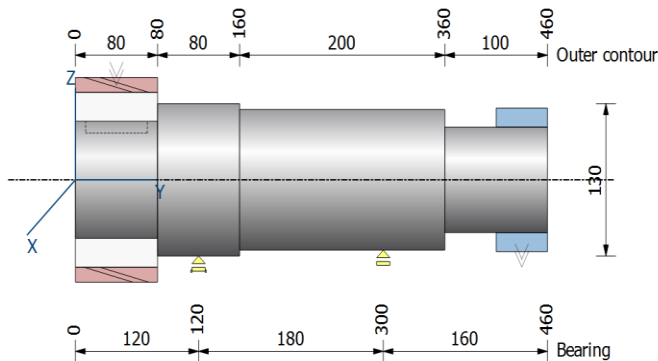
$$F_r = F_o \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = 88127 \cdot \operatorname{tg} 20,14 = 32\,320 \text{ N}$$

3.11 Návrh a kontrola hřídele

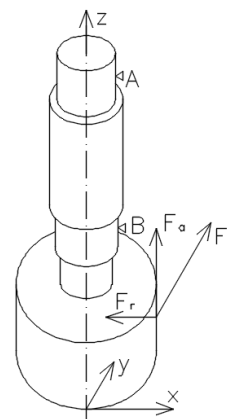
Nejprve navrhne průměr hřídele se zanedbáním ohybového momentu a velkou bezpečností, ta se tedy projeví v dovoleném namáhání v krutu, které bude 35 MPa. Materiál hřídele volíme 11 373 (označení dle evropské normy S 235J2), který má dovolené napětí na mezi kluzu 235 MPa.

$$\tau_{kdov} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_{hnav}^3}{16}} \Rightarrow d_{hnav} = \sqrt[3]{\frac{7663805 \cdot 16}{\pi \cdot 35}} = 103,7 \text{ mm}$$

Tento rozměr je pouze přibližný, nejmenší průměr hřídele by, ale neměl by být nějak výrazně menší. Proto nejmenší průměr na hřídeli bude 92 mm.



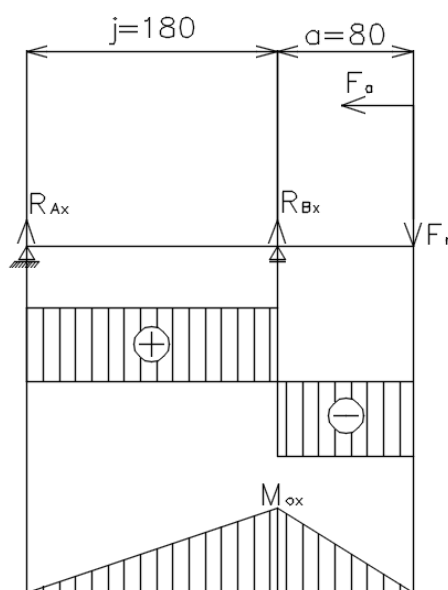
obr. 37: Návrh rozměrů v programu KISSsoft



obr. 38: Rozložení sil v ozubení pastorku

Nyní můžeme spočítat reakce v jednotlivých rovinách a poté výsledné reakce a skutečné napětí od krutu a ohybu. Následně bude provedena kontrola v programu KISSsoft.

3.11.1 Rovina x-z

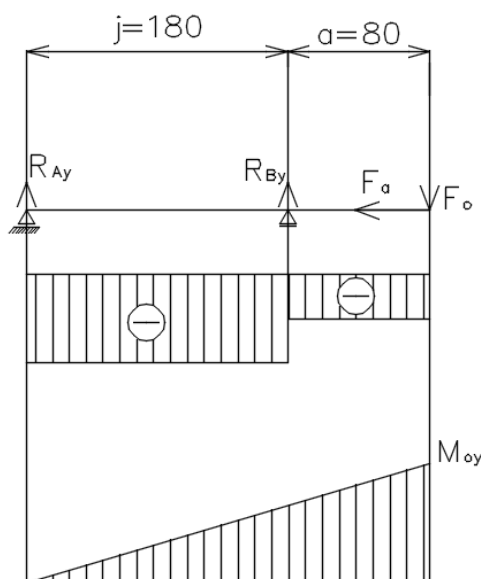


obr. 39: Rozložení posouvajících sil a napětí v rovině x-z

$$R_{B_x} = \frac{F_r \cdot (j + a) - F_a \cdot \frac{D}{2}}{j} = \frac{32320 \cdot 260 - 23614 \cdot 86,95}{180} = 35\,276 \text{ N}$$

$$R_{A_x} = F_r - R_{B_x} = 32320 - 35276 = -2\,956 \text{ N}$$

3.11.2 Rovina y-z



obr. 40: Rozložení posouvajících sil a napětí v rovině y-z

$$R_{By} = -\frac{F_o \cdot (j + a)}{j} = \frac{88127 \cdot 260}{180} = -127\,295 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = -F_o - R_{By} = -88127 + 127295 = 39\,168 \text{ N}$$

3.11.3 Výsledné reakce a celkové napětí

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{2956^2 + 39168^2} = 39\,279 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{35276^2 + 127295^2} = 132\,092 \text{ N}$$

$$M_o = R_A \cdot (j + a) = 39\,279 \cdot 260 = 10\,212\,522 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{odov} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_{min}^3}{32}} = \frac{10212522 \cdot 32}{\pi \cdot 92^3} = 134 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kdov} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{16}} = \frac{7663805 \cdot 16}{\pi \cdot 92^3} = 50 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{134^2 + 4 \cdot 50^2} = 167 \text{ MPa}$$

3.11.4 Kontrola hřídele v programu KISSsoft

Results

maximum deflection

57.21 μm

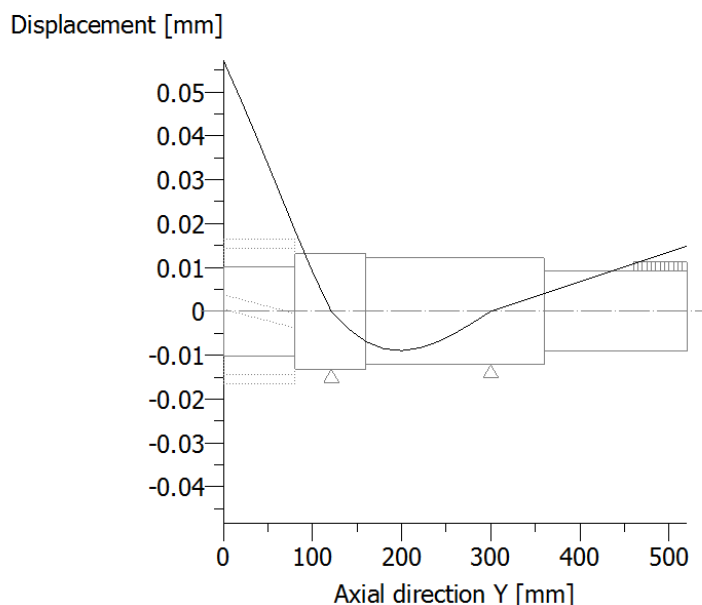
maximum equivalent stress

115.97 N/mm²

Bearing reaction force

	Component	X	Y	Z	Rxz
Podpora B	F	65.211 kN	26.514 kN	141.447 kN	155.755 kN
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
Podpora A	F	-28.515 kN	0.000 kN	-44.064 kN	52.486 kN
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm

obr. 41: Výsledky pro hřídel s absolutně tuhou podporou



obr. 42: Graf deformace hřídele v podélné ose

Z výsledků výše je patrné, že deformace v místě dotyku zubů je již v požadovaných mezích. To znamená, že varianta 2 vyhovuje našim požadavkům a můžeme ji dále podrobněji zpracovávat. Bezpečnost pro zvolený materiál S235 je skoro dvounásobná. Zbylé výsledky jsou k nalezení v PŘÍLOHA II.

3.12 Návrh a kontrola ložisek

V místě A (obr. 38) bude kuličkové ložisko, které zachytí jak radiální tak i axiální sílu. V místě B bude radiální válečkové ložisko, toto ložisko zachytí pouze radiální sílu. Takovéto rozložení ložisek je zvoleno z toho důvodu, že v místě B je daleko větší reakce než v místě A. Ložiska budou počítány na statickou únosnost, protože jsou otáčky hřídele menší než 10 ot/min. Statická únosnost by měla být minimálně rovna nebo větší než 2.

3.12.1 Místo A

Radiální reakce v místě opírání je $R_A = 38\,231,5$ N. Nejprve bude potřeba spočítat statickou únosnost ložiska, jako by ložisko bylo namáháno čistě radiální silou.

$$P_o = X \cdot R_A = 1 \cdot 39279 = 39279 \text{ N}$$

$$C_o = P_o \cdot s_o = 39279 \cdot 2 = 78558 \text{ N}$$

Dále bude postup výpočtu pokračovat dohledáním součinitelů X a Y, součinitelů pro radiální zatížení ložiska, tyto hodnoty jsou dohledány z tabulek firmy SKF (13) a jsou tedy $X = 0,56$ a $Y = 1,71$.

$$\frac{F_a}{R_A} = \frac{23614}{39279} = 0,601$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{23614}{78558} = 0,317$$

$$P_o = X \cdot R_A + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 39279 + 1,71 \cdot 23617 = 62375 \text{ N}$$

$$C_o = P_o \cdot s_o = 62375 \cdot 2 = 124751 \text{ N}$$

Volba ložiska od firmy SKF s označením 6224-Z, jehož parametry jsou $d = 120 \text{ mm}$, $D = 215 \text{ mm}$, $B = 40 \text{ mm}$, $C_o = 118000 \text{ N}$.

3.12.2 Místo B

Radiální reakce v místě popiska je $R_B = 128569 \text{ N}$. V tomto případě je $X = 1$.

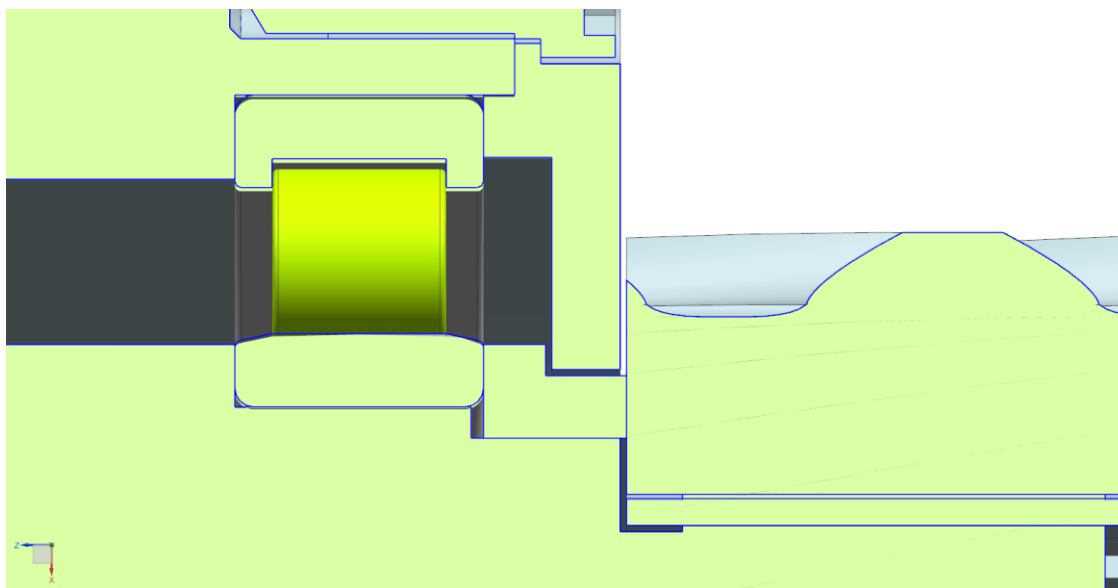
$$P_o = X \cdot R_B = 1 \cdot 132092 = 132092 \text{ N}$$

$$C_o = P_o \cdot s_o = 132092 \cdot 2 = 264184 \text{ N}$$

Volba ložiska od firmy SKF s označením NU 226 ECJ, jehož parametry jsou $d = 130 \text{ mm}$, $D = 230 \text{ mm}$, $B = 40 \text{ mm}$, $C_o = 455000 \text{ N}$.

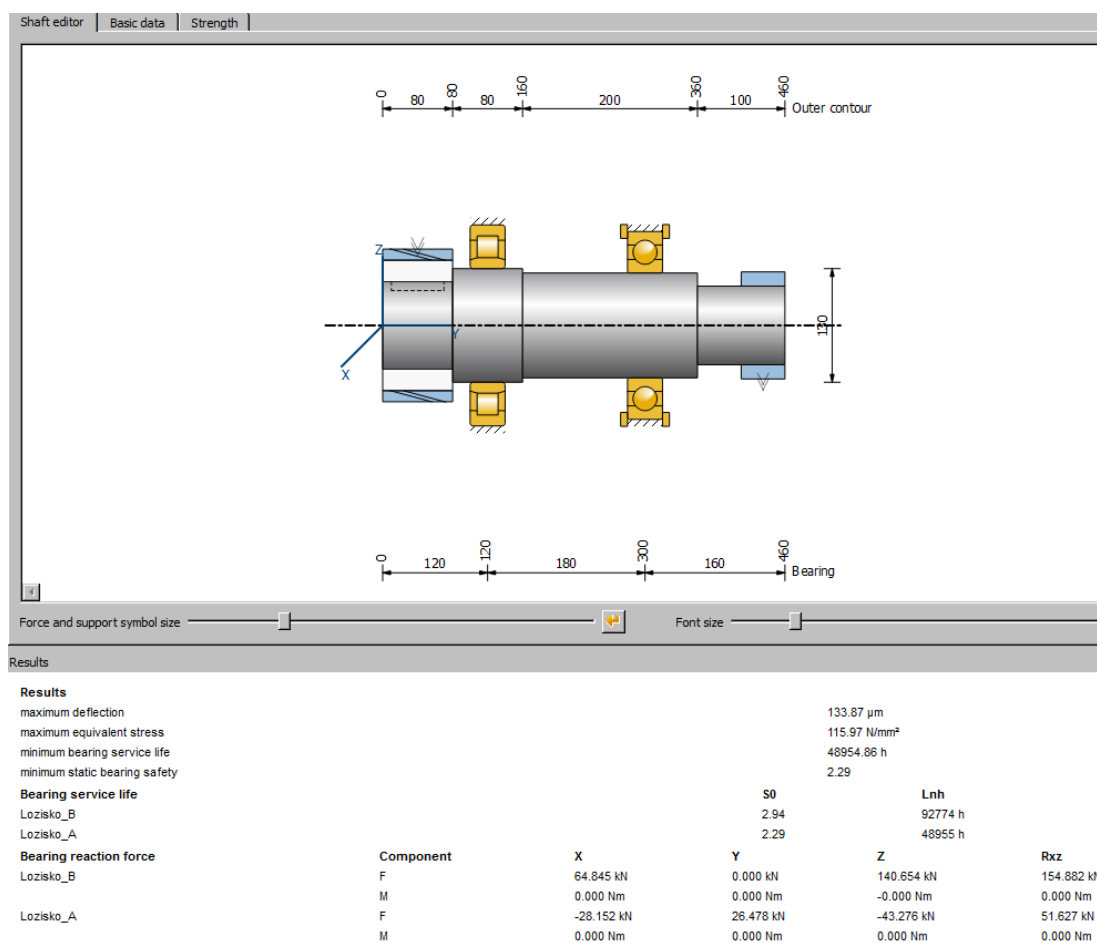
3.12.3 Mazání ložisek

Ložiska budou mazána tuhým mazivem ve formě tuku. Problém nastává u spodního ložiska, kde vlivem snahy o co možná nejmenší vyložení pastorku, nezůstává na hřídeli moc místa na vložení těsnění. Proto je navrženo vlastní jednoduché labyrintové těsnění, toto těsnění je vidět na obr. 43 níže. Mezery v tomto těsnění jsou 1 mm. mezera mezi víčkem a pastorkem je také 1 mm. S horním těsněním nejsou žádné problémy a bude to klasické hřídelové těsnění.



obr. 43: Jednoduché labyrintové těsnění

3.12.4 Kontrola hřídele i s ložisky v programu KISSsoft



obr. 44: Výsledky hřídele se započtenými ložisky

Z výsledků je vidět, že statická bezpečnost je větší než 2, protože jsou zvolena ložiska s nejbližší vyšší statickou únosností, než je požadovaná únosnost stanovená výpočtem. Deformace v místě dotyku zubů je větší než v případě na obr. 41, tento značný nesoulad je způsoben tím, že nyní bylo počítáno i s tuhostí ložisek, toto značně ovlivňuje výsledné posunutí. Výsledná deformace by tedy měla být 0,06 až 0,12 mm. I přesto, že je výsledek větší než horní mez, můžeme říci, že tuhost hřídele vyhovuje. Jelikož do výsledku není zahrnuta deformace tělesa, ve kterém budou ložiska uložena, dále také deformace koníku a samotného lože, tyto deformace výslednou deformaci v místě dotyku boků zubů ještě zvětší. Suma všech těchto deformací způsobí, že bok zubu nebude po své šířce rovnoměrně zatěžován, pro tento případ, aby se vyrovnaly všechny deformace, se nejčastěji kola korigují na měrné skluzu. V tomto případě nejsou kola nijak korigována.

3.13 Návrh a kontrola spoje pastorku a hřídele

Tvarový spoj, kterým bude pastorek spojen s hřídelí, bude uskutečněn pomocí rovnobokého drážkování. Průměr, na kterém je pastorek nasazen bude 92mm, tedy $d_{kon} = 92\text{mm}$. Materiál hřídele bude změněn na 11 700, tak aby délka drážkování byla menší. Dovolená hodnota v otláčení bude 150 MPa.

$$p_{dov} = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{kon}}}{0,75 \cdot z_{draž} \cdot h_{draž} \cdot l_{draž}} \Rightarrow l_{draž} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{kon} \cdot 0,75 \cdot z \cdot h \cdot p_{dov}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 7663805}{92 \cdot 0,75 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 150} = 28 \text{ mm}$$

Minimální délka spoje rovnobokým drážkováním, tedy musí být 28 mm. Pastorek je široký 80 mm, takže zbývá ještě dostatečný prostor pro zápich a spoj pořad kroučící moment přeneše. Kontrola spoje je provedena pomocí programu MITcalc, na obr. 45.

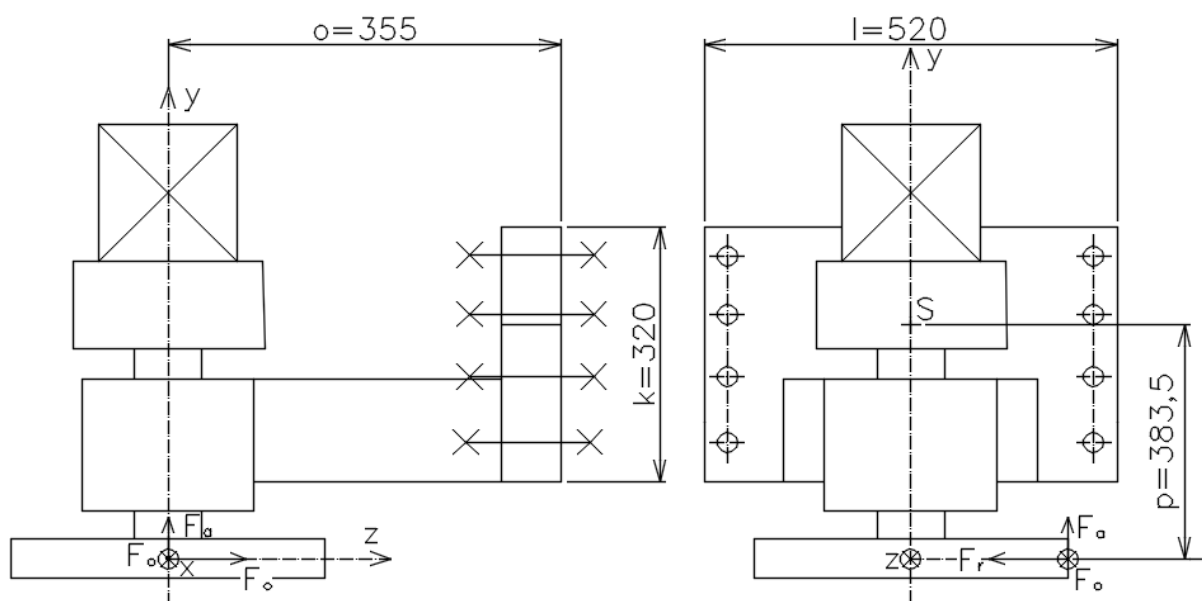
Rovnoboké drážkování			
6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů			
6.1 Parametry spoje			
6.2 Typ drážkování	E ... ISO 14 - Střední řada		
6.3 Koefficient rozložení zatižení	K_t	0,75	
6.4 Celkový provozní koeficient	K_S	1,00	<input checked="" type="checkbox"/>
6.5 Návrh rozměrů spoje			
6.6 Drážkování pro průměry		14 ~ 125	[mm]
6.7 Min. průměr hřídele	d_{min}	63,1	[mm]
6.8 Drážkování		92 - 10x82x92	
6.9 Vnější průměr drážkování	D	92	[mm]
6.10 Vnitřní průměr drážkování	d	82	[mm]
6.11 Počet drážek	n	10	
6.12 Šířka zubu	b	12	[mm]
6.13 Sražení (zaoblení) hran	s	0,5	[mm]
6.14 Min. funkční délka drážkování	L_{min}	41,5	[mm]
6.15 Zvolená délka drážkování	L	70,000	70 [mm] <input type="checkbox"/>
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	275	[MPa]
7.3 Srovnávací napětí	τ	73,5	[MPa]
7.4 Bezpečnost		3,74	
7.6 Dovolený tlak	p_D	250	[MPa]
7.7 Srovnávací tlak	p	87,1	[MPa]
7.8 Bezpečnost		2,87	

obr. 45: Kontrola spoje hřídele s pastorkem

3.14 Návrh a kontrola šroubů

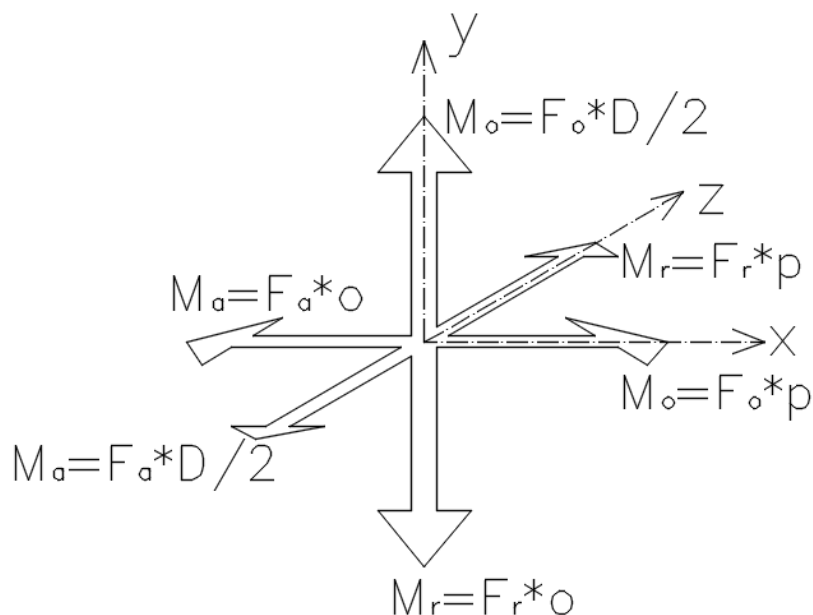
Šrouby budou zajišťovat pevné spojení konzoly s koníkem. Na šrouby budou působit síly vyvolané pastorkem a hřebenem. V tomto případě jde o kombinované namáhání, přesněji o prostorový ohyb. Šrouby budou symetricky rozděleny kolem osy naznačené na obr. 46. Ve spoji bude uvažováno osm šroubů.

Nejprve jednotlivé síly přesuneme do středu spodní desky konzoly, na obr. 46 bod S.



obr. 46: Síly působící ve šroubovém spoji

Tímto přesunutím se jednak všechny síly v ozubení přesunuly do bodu S, ale také vznikly momenty od posunutých sil. Vektory jednotlivých momentů, které ve spoji vznikly, jsou zobrazeny na obr. 47.



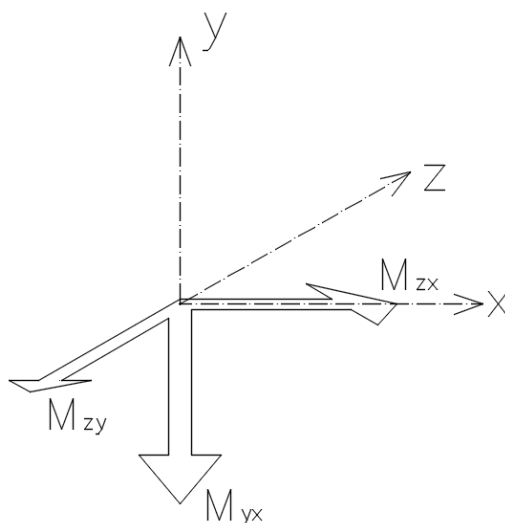
obr. 47: Vektory momentů vzniklých ve šroubovém spoji

Dvojici těchto vektorů vždy vektorově sečteme, tak aby v každé ose působil vždy jen jeden vektor moment, obr. 48.

$$M_{zx} = F_o \cdot p - F_a \cdot o = 88127 \cdot 383,5 - 23614 \cdot 355 = 25\,413\,888 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

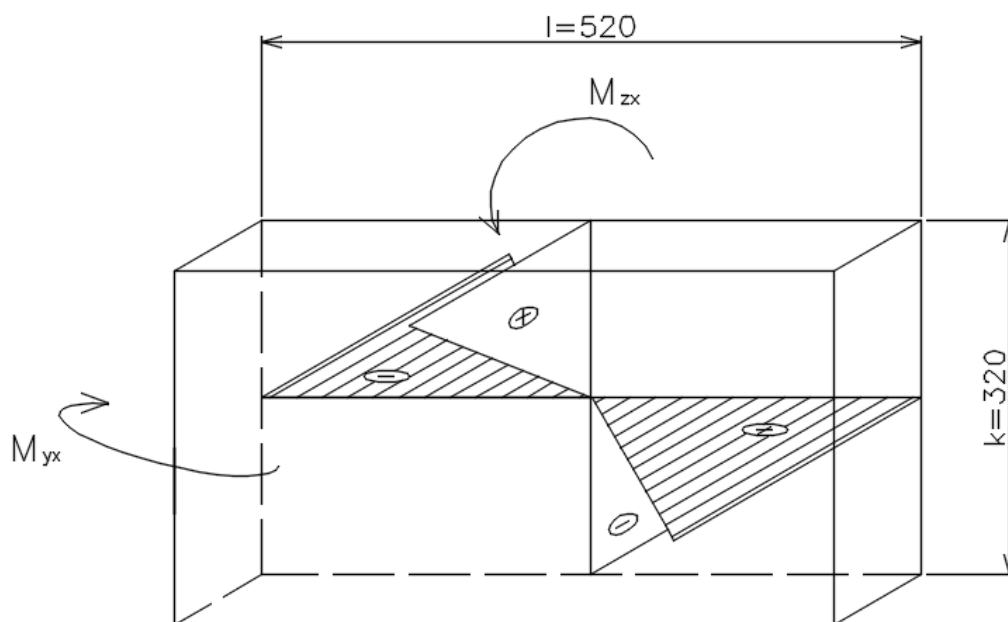
$$M_{zy} = F_a \cdot \frac{D}{2} - F_r \cdot p = 22276 \cdot \frac{173,926}{2} - 32320 \cdot 383,5 = -10\,341\,087 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{yx} = F_o \cdot \frac{D}{2} - F_r \cdot o = 88127 \cdot \frac{173,926}{2} - 32320 \cdot 355 = -3\,809\,681 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



obr. 48: Vektory výsledných momentů

Tyto výsledné momenty namáhání spoj ohybovým momentem ve dvou rovinách, momenty M_{yx} a M_{zx} , a moment M_{zy} namáhá spoj na krut.



obr. 49: Napětí vyvolané momenty

Momenty převedeme na tlak ve spoji. Ve spoji, ale ovšem také stále působí posunuté síly. A právě síly F_o namáhá spoj také na tlak. Jak je psáno výše, ve spoji je osm šroubů.

$$p_M = \frac{M_{yx}}{\frac{1}{6} \cdot l^2 \cdot k} + \frac{M_{zx}}{\frac{1}{6} \cdot l \cdot k^2} = \frac{3809681}{\frac{1}{6} \cdot 520^2 \cdot 320} + \frac{25413888}{\frac{1}{6} \cdot 520 \cdot 320^2} = 2,6 \text{ MPa}$$

$$p_{F_o} = \frac{F_o}{l \cdot k} = \frac{88127}{520 \cdot 320} = 0,48 \text{ MPa}$$

$$p_c = p_M + p_{F_o} = 2,6 + 0,48 = 3,1 \text{ MPa}$$

$$p_c = \frac{F_{\xi}}{l \cdot h} \cdot i \Rightarrow F_{\xi} = \frac{p_c \cdot l \cdot k}{i} = \frac{3,1 \cdot 520 \cdot 320}{8} = 63\,999 \text{ N}$$

$$F_1 = 1,2 \cdot F_{\xi} = 1,2 \cdot 63999 = 76\,799 \text{ N}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot d_{\xi}^2}{4}} \Rightarrow d_{\xi} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot \sigma_{DOV}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 76799}{\pi \cdot 150}} = 25,5 \text{ mm}$$

Šroub tedy musí mít nejmenší průměr větší než je 25,3 mm, tomuto kritériu vyhovuje šroub o velikosti M36jehož nejmenší průměr má hodnotu 31,09 mm. Ve spoji tedy bude osm šroubů o velikosti M36.

3.14.1 Kontrola programem KISSsoft

The screenshot displays the KISSsoft software interface for a multi-bolted joint analysis. The 'Operating data' section includes configuration, torque (10341.0870 Nm), axial force (23614.0000 N), shearing force (88127.0000 N), bending moment (25413.8880 Nm), and clamping force (0.0000 N). The 'Bolt data' section specifies a cylindrical screw with socket head bolt (DIN EN ISO 4762:2004), reference diameter (36.0000 mm), bolt length (140.0000 mm), and strength class (8.8). The 'Type of bolting' section shows 'Blind hole' selected. The 'Washer' section has 'under bolt head' checked. The 'Tightening technique' section shows 'Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)' selected. The 'results' section displays 'Forces and torques' with required pretension force (241074.17 N) and required tightening torque (1175.22 Nm). It also shows safety factors for yield point (1.16), pressure (1.93), and fatigue failure (49.30).

Forces and torques			
Required pretension force (min/max)	241074.17	385718.68	N
Required tightening torque (min/max)	1175.22	1880.35	Nm

Safeties with maximal attained pretension force		
Yield point	Pressure	Fatigue failure
1.16	1.93	49.30

Safeties with minimal attained pretension force		
Sliding		
1.22		

obr. 50: Zadané hodnoty a výsledky šroubů v programu KISSsoft

3.14.2 Kontrola programem KISSsoft

Z výsledků je patrné, že navržený rozměr šroubů vyhovuje. A navíc byly zjištěny spodní a horní hodnoty pro předepínací sílu a pro utahovací moment, tento rozptyl je dán přesností klíče. Když zavedeme zjednodušení, tak můžeme psát, že:

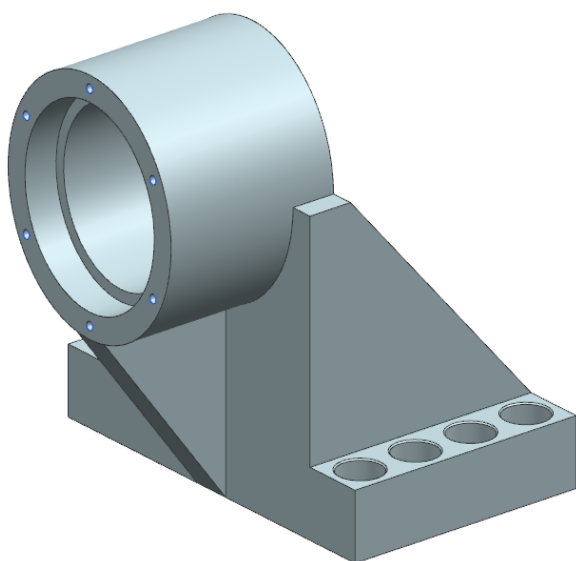
$$F_{předep} = \frac{241074 + 385719}{2} = 313\,397\,N$$

$$M_{utah} = \frac{1175 + 1880}{2} = 1\,528\,N \cdot m$$

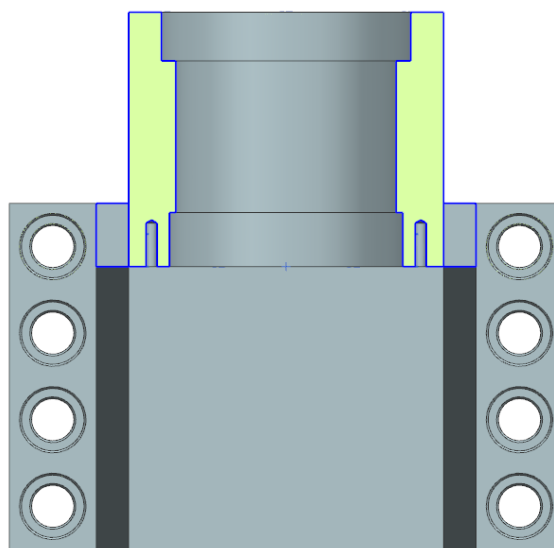
3.15 Návrh a kontrola konzoly

Konzole bude sloužit k uložení ložisek a přichycení celého mechanismu ke koníku, musí tedy přenést jak vzniklé gravitační síly, tak i všechny síly působící v samotném posuvovém mechanismu, tedy v pastorku a hřebenu.

Na obr. 35 je vidět možný tvar konzoly. Tento tvar bude muset být upraven tak aby pastorek byl v záběru s hřebenem a samotná konzole nebyla v kolizi s ložem a zároveň byla zajištěna dostatečná tuhost jak konzole, tak i hřídele. Konzole bude navrhována metodou konečných prvků programem NX Nastran. Konzole bude vyrobena z jednotlivých svařovaných dílů, pro náš výpočet bude konzole zjednodušena a je namodelována jako jedno solid tělo.

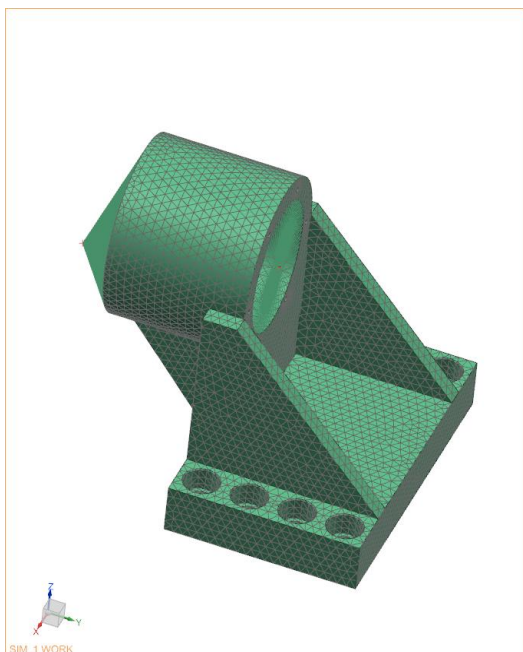


obr. 51: Návrh tvaru konzoly

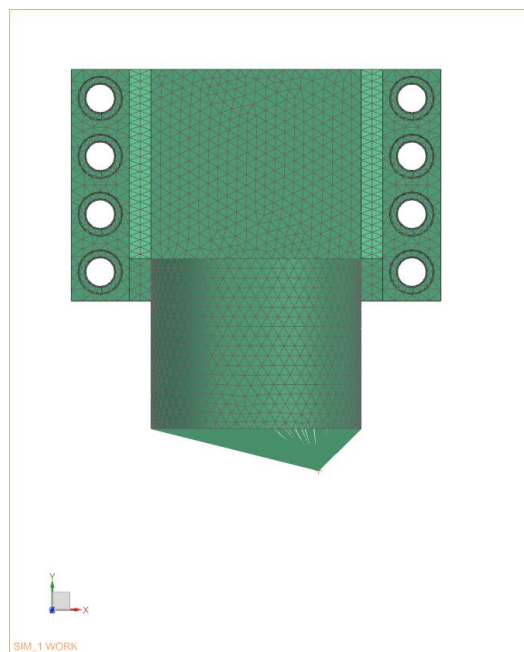


obr. 52: Návrh tvaru konzoly - půdorys a řez

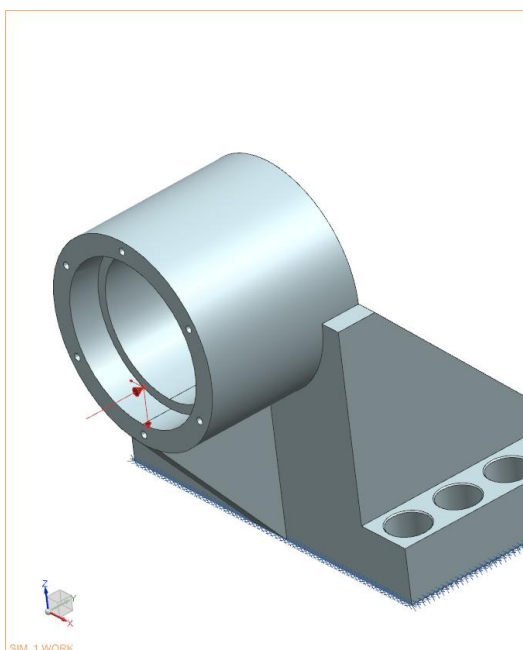
Na celý tvar konzoly jsou aplikovány 3D tetraedrové prvky. Dále jsou vytvořeny 2 body, na obr. 53 a obr. 54 jsou zobrazeny červeně. Jeden bod v místě dotyku zubů pastorku a hřebenu, druhý bod v ose otvoru. Body jsou v tělesu připojeny absolutně tuhými 1D prvky. Do prvního bodu je umístěna normálová síla rozložená do tří složek a do druhého bodu síla, která odpovídá součtu hmotností motoru s převodovkou. Spodní ploše konzoly jsou odebrány všechny stupně volnosti.



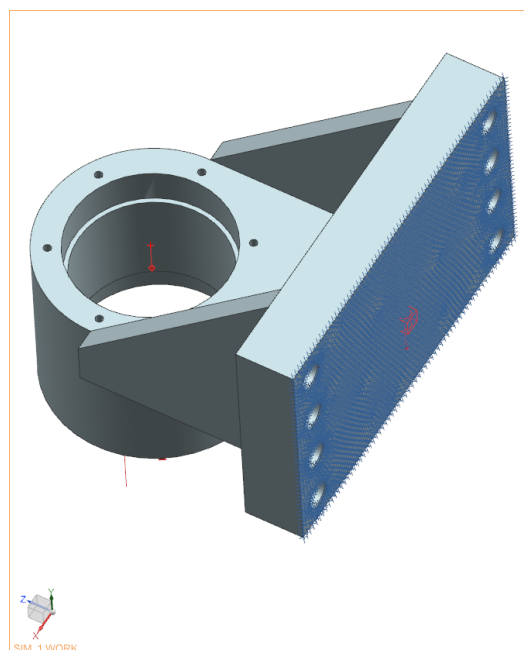
obr. 53: FEM síť konzoly



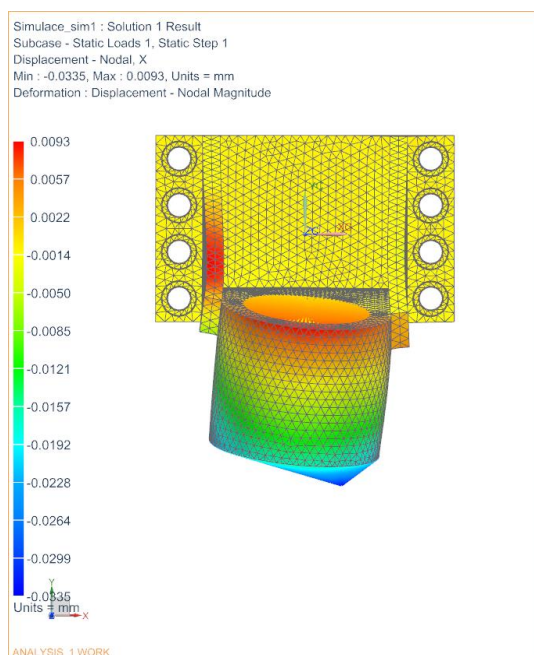
obr. 54: FEM síť konzoly - půdorys



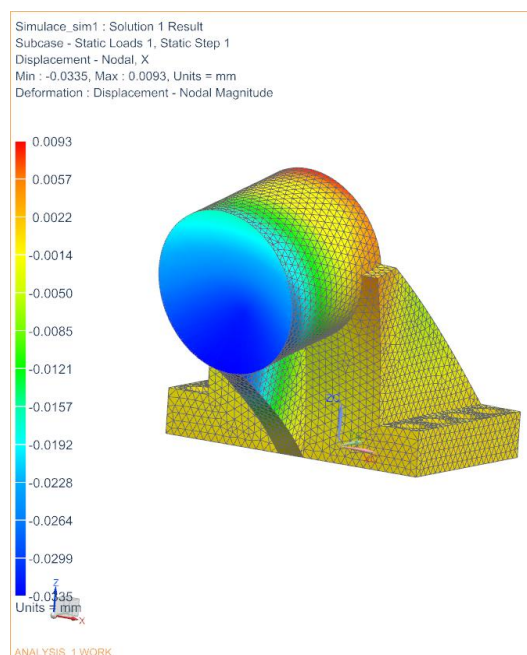
obr. 55: Síly v ozubení



obr. 56: Síla od hmotnosti



obr. 57: Posunutí směr-x pohled 1



obr. 58: Posunutí směr-x pohled 2

Nejdůležitější výsledek je směr posunutí, ve které je ozubený převod vytlačován ze záběru, je to tedy posunutí ve směru x, v souřadnicích programu NX. Toto posunutí je v řádech setinách milimetru, což je v naprostém pořádku. Zbylé výsledky jsou v PŘÍLOHA V.

3.16 Kontrola spojky

Mezi výstupním hřídelem převodovky a hřídelem, na kterém je pastorek, bude muset být spojka. Půjde o pevnou nerozpojovanou hřídelovou spojku firmy Flender. Byla zvolena spojka ZAPEX ZNN velikosti 130 varianty A. Zde je důležité zkontrolovat pouze délku pera, tak aby pero přeneslo námi požadovaný krouticí moment. Dovolená hodnota v otlacení musí být pro nejhorší materiál ve spoji. V tomto případě to bude materiál samotného pera, které bude z materiálu 11 500. Náboj a hřídel budou vyrobeny z totožného materiálu a to s oceli třídy 11, přesněji oceli ČSN 11 700. Informace o spojce byly vyčteny z katalogu výrobce, viz.(14) kapitola 4 strana 4. Dovolená hodnota v otlacení byla zvolena 120 MPa.

3.16.1 Strana převodovky

Tuto stranu není potřeba kontrolovat, protože výrobce zaručuje, že výstupní hřídel z převodovky a délka pera, která je v ní vyrobena, plně vyhovuje maximálnímu momentu převodovky, který je vyšší než moment, který je na našem hřídeli. Výstupní hřídel převodovky má průměr $d_{přev} = 60$ mm.

$$p_{dov} = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{přev}}}{(l_{pera} - b_{pera}) \cdot t_1} \Rightarrow l = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{přev} \cdot p_{dov} \cdot t_1} + b = \frac{2 \cdot 7663805}{60 \cdot 120 \cdot 4,2} + 28 =$$

$$l_{pera} = 19,8 \text{ mm}$$

Protože je hřídel převodovky ve spojce zasunuta, jak jen je to možné, tj. 100 mm hluboko, je požadavek na minimální délku pera splněn.

3.16.2 Strana pastorku

Konec hřídele, na které je nasunut pastorek finálního převodu, má průměr 92 mm. Tj. $d_{kon} = 92$ mm. Spoj bude uskutečněn rovnobokým normalizovaným drážkováním.

$$p_{dov} = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{kon}}}{0,75 \cdot z_{draž} \cdot h_{draž} \cdot l_{draž}} \Rightarrow l_{draž} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{kon} \cdot 0,75 \cdot z \cdot h \cdot p_{dov}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 7663805}{82 \cdot 0,75 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 120} = 41,6 \text{ mm}$$

Tento spoj tedy musí mít minimální délku 42 mm. Firma Flender, od které bude spojka nakoupena, umožňuje si délku náboje spojky zvolit v rozmezí od 62 do 186 mm, proto navržená spojka vyhovuje.

3.16.3 Kontrola délky spoje – strana pastorku

Rovnoboké drážkování na straně pastorku je kontrolováno programem MITcalc, níže na obr. 59 jsou vidět výsledky, z nichž vyplývá, že navržená délka plně vyhovuje.

Rovnoboké drážkování

6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

6.1 Parametry spoje

6.2 Typ drážkování: E ... ISO 14 - Střední řada

6.3 Koefficient rozložení zatížení: K_L 0,75

6.4 Celkový provozní koeficient: K_S 1,00

6.5 **Návrh rozměrů spoje**

6.6 Drážkování pro průměry: 14 ~ 125 [mm]

6.7 Min. průměr hřídele: d_{min} 63,1 [mm]

6.8 Drážkování: 92 - 10x82x92

6.9 Vnější průměr drážkování: D 92 [mm]

6.10 Vnitřní průměr drážkování: d 82 [mm]

6.11 Počet drážek: n 10

6.12 Šířka zubu: b 12 [mm]

6.13 Sražení (zaoblení) hran: s 0,5 [mm]

6.14 Min. funkční délka drážkování: L_{min} 51,9 [mm]

6.15 Zvolená délka drážkování: L 56,000 56 [mm]

7.0 Pevnostní kontroly spoje

7.1 **Kontrola hřídele na krut**

7.2 Dovolené napětí v krutu: τ_D 275 [MPa]

7.3 Srovnávací napětí: τ 73,5 [MPa]

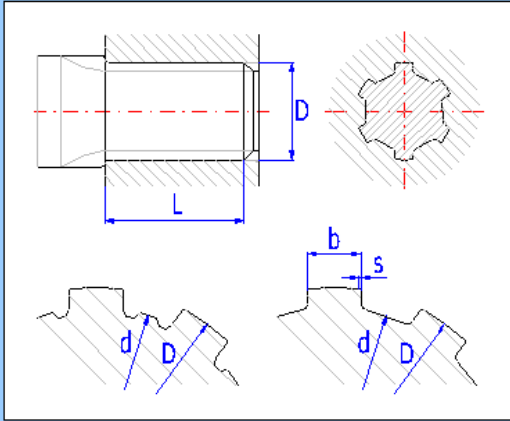
7.4 Bezpečnost: 3,74

7.5 **Kontrola otláčení na bocích drážkování**

7.6 Dovolенý tlak: p_D 200 [MPa]

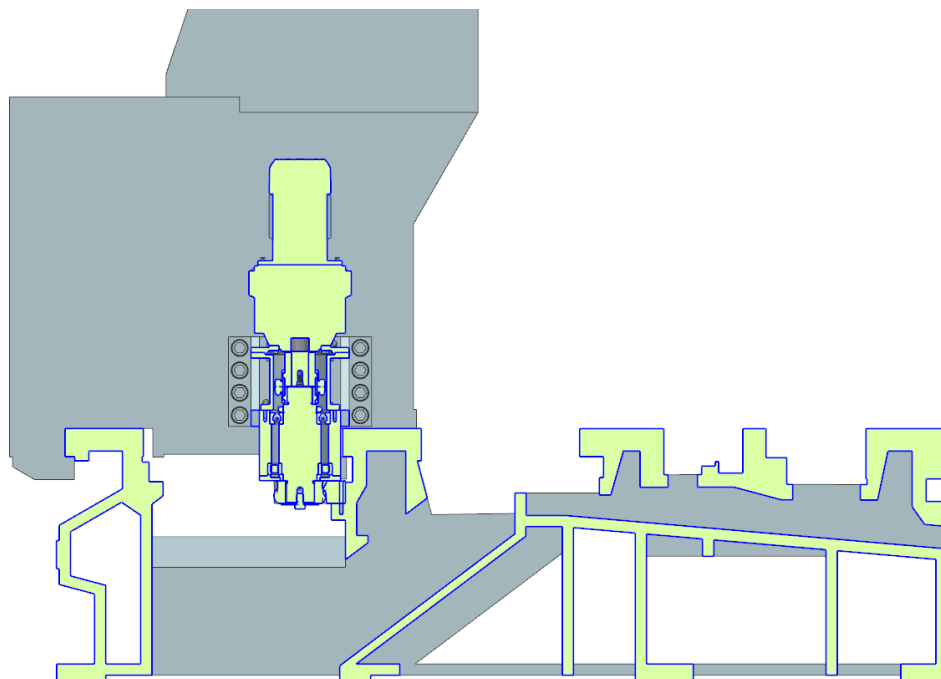
7.7 Srovnávací tlak: p 108,9 [MPa]

7.8 Bezpečnost: 1,84

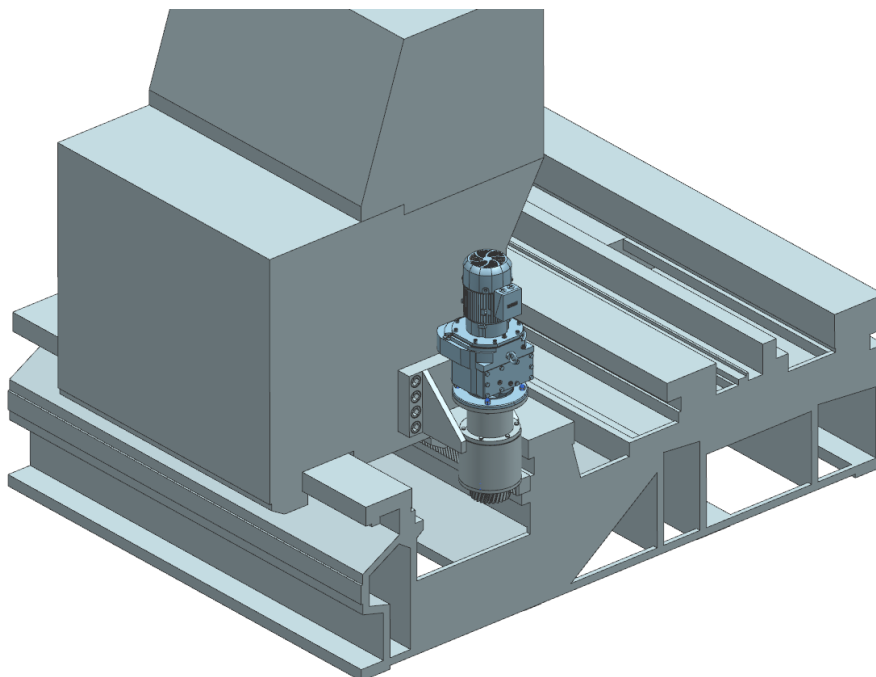


obr. 59: Kontrola rovnobokého drážkování

Na obrázcích níže je vidět, nejprve v řezu a poté v izometrickém pohledu, jak ve finále vypadá celý posuvový mechanismus.



obr. 60: Výsledné řešení



obr. 61: Výsledné řešení - izometrický pohled

Nakonec není potřeba řešit horní těsnění, protože motor s převodovkou jsou s konzolou spojeny pomocí trubky a přírub a spojka je uvnitř této trubky. Toto spojení zajišťuje dostatečné utěsnění a ochranu proti nečistotám, prachu, třískám a řzným kapalinám.

4 Závěr

Tématem mé bakalářské práce tedy byly posuvové mechanismy koníku, ale čistě teoreticky se posuv koníku dá realizovat pomocí jakéhokoliv posuvového mechanismu, který existuje. Proto jsem zpracoval rešerši posuvových mechanismů, kde jsem mechanismy rozdělil, popsal nároky na mechanismy kladené a také jsem v této části popisoval, jak tyto mechanismy fungují, jak se vyrábějí, z jakých materiálů se dané mechanismy vyrábějí, přesnosti jakou dosahují.

Dále následovala analýza stávajícího řešení posuvového mechanismu koníku na soustruhu SR 1. K rozhodnutí, který z možných mechanismů je lepší, než stávající, jsem využil nabyté poznatky z rešeršní části a znalostí z jiných předmětů. Jako nejlepší možné řešení pro právě tento řešený problém vyšel převod pomocí pastorku a hřebenu.

Pro tento mechanismus jsem tedy dál zpracovával konstrukční návrh. Ve kterém jsem navrhoval všechny důležité součásti, jako jsou motor, převodovka, hřídel s ložisky, spojka a v neposlední řadě samotný finální převod. Nejprve jsem se pokusil, navrhnou co možná nejjednodušší tvar konzoly, ve které je mechanismu uložen, ale to řešení nevyhovovalo z hlediska tuhostních nároků na mechanismus kladených. Pro jsem konzoly a celé uložení finálního převodu předělal do konečné podoby. Všechny navrhované součásti byly kontrolovány pomocí programu KISSsoft, konzola byla kontrolována metodou konečných prvku programem NX. Mým posledním krokem bylo zhotovení výkresu sestavy celého posuvového mechanismu, tak jak bude uchycen na koníku a také vytvoření výrobních výkresů nenormalizovaných a nenakupovaných součástí.

5 Seznam použité literatury

1. **Ostravská univerzita.** www.osu.cz. [Online] [Citace: 17. 11 2017.] Dostupné z: <http://www.osu.cz/dokumenty/proportal/pdf/kpv/soustruzeni/02000.html>.
2. **Krátký, J.** *Obecné strojní části 2.* Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.
3. **Raveo s.r.o.** <http://www.ozubene-hrebeny.cz/>. [Online] [Citace: 13. 11 2017.] Dostupné z: <http://www.ozubene-hrebeny.cz/>.
4. **Lašová, V.** *Základy stavby obráběcích strojů.* [Online] Fakulta strojní ZČU v Plzni, 2012. [Citace: 29. 3 2018.] <https://zcu.cz/pracoviste/vyd/On-line.html#FST>. ISBN 978-80-261-0126-0.
5. **International Organization for Standardization.** <https://www.iso.org/>. [Online] [Citace: 8. 11 2017.] Dostupné z: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:3408:-1:ed-2:v1:en>.
6. **KSK Precise Motion, a.s.** <http://www.ksk-pm.cz/>. [Online] [Citace: 8. 11 2017.] Dostupné z: <http://www.ksk-pm.cz/>.
7. **Barnes Industries, Inc.** <http://www.barnesballscrew.com>. [Online] [Citace: 20. 4 2018.] Dostupné z: <http://www.barnesballscrew.com/how-a-ball-screw-works/>.
8. **MM Průmyslové spektrum.** [Online] [Citace: 18. 4 2018.] Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabcich-stroju-cast-2.html>.
9. **Katalog firmy Škoda Machine Tool.** [Online] [Citace: 5. 3 2018.] Dostupné z: <https://issuu.com/skodamt/docs/skoda-katalog-cz-web>.
10. **Katalog planetových převodovek firmy Wittenstein.** [Online] [Citace: 8. 3 2018.] Dostupné z: <https://issuu.com/wittenstein-ag/docs/sp-tp-en?e=2924389/59031093>.
11. **Katalog asynchronních motorů značky Siemens.** [Online] [Citace: 5. 3 2018.] Dostupné z: http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/technika_pohonu/motory/nizkonapetove_standardni_motory/D81_1-2016_cz.pdf.
12. **Katalog převodovek značky Siemens.** [Online] [Citace: 17. 3 2018.] Dostupné z: <https://support.industry.siemens.com/cs/document/109746830/catalog-md-50-11%3A-simogear-gearboxes-with-adapter?dti=0&lc=en-WW>.
13. **SKF.** <http://www.skf.com/cz/index.html>. [Online] [Citace: 5. 4 2018.] Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/loads/index.html>.
14. **Katalog spojek firmy Flender.** [Online] [Citace: 2. 4 2018.] Dostupné z: <https://w3app.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentcenter/md/InfocenterLanguagePacks/FLENDER%20Standardkupplungen/MD10-1-FLENDER-Standardkupplungen-EN.pdf>.
15. **Leinveber, J a Vávra, P.** *Strojnické tabulky.* Úvaly : Albra-pedagogické nakladatelství, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
16. **TumliKOVO.** <http://www.tumlikovo.cz>. [Online] [Citace: 17. 11 2017.] Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/druhy-soustruhu/#>.

PŘÍLOHA I

Report s výpočtem pastorku a hřebene programem Klsoft

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : KISSsoft_pastorek-hreben
 Changed by: joskozak on: 19.04.2018 at: 09:58:02

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

1-> Calculation of scuffing:
 The entered gear pair data is outside the boundary of the calculation method!

The application of ISO/TR 13989-2 has following limitations:

1.0 m/s <= v(=0.0 m/s) <= 50.0 m/s

RACK ANALYSIS (CYLINDRICAL GEAR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0
 Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

---- Pinion ----- Rack -

Power (kW)	[P]		4.000
Speed (1/min)	[n]	4.8	
Torque (Nm)	[T]	7957.7	
Application factor	[KA]		1.35
Required service life (h)	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Right flank			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to DIN 3960:1987)

---- Pinion ----- Rack -

Running centre distance (mm)	[a]		130.963
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Rack height (mm)	[Hz]		50.000
Normal module (mm)	[mn]		6.0000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		15.0000
Number of teeth	[z]	28	
Facewidth (mm)	[b]	80.00	85.00
Hand of gear	right left		
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	17480.65
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: 15 NiCr 13, Case-carburized steel, case-hardened

ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28
18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

Gear 2:

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Surface hardness		HRC 60	HRC 61
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT ≥ 0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1030.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	835.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile	1 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height factor	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	

Gear reference profile	2 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height factor	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	

Summary of reference profile gears:

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

Type of profile modification: none (only running-in)

Tip relief (μm)	[Ca]	2.0	2.0
-----------------	------	-----	-----

Lubrication type	Grease lubrication
Type of grease	Grease: Microlube GB 00
Lubricant base	Mineral-oil base

Kinem. viscosity base oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	700.00	
Kinem. viscosity base oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	35.00	
FZG-Test A/8.3/90 step	[FZGtestA]	12	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.900	
Grease temperature (°C)	[TS]	40.000	
---- Pinion ----- Rack -			
Transverse module (mm)	[mt]	6.212	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	20.647	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	20.647	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	20.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	15.000	
Base helix angle (°)	[betab]	14.076	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.0000	
Profile shift coefficient	[x]	0.0000	0.0000
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.5708	1.5708
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	173.926	44.000
Base diameter (mm)	[db]	162.755	
Tip diameter (mm)	[da,Hz]	185.926	50.000
(mm)	[da,Hz.e/i]	185.926 / 185.880	50.000 / 49.995
Tip diameter allowances (mm)	[Ada,AHz.e/i]	0.000 / -0.046	0.000 / -0.005
Tip form diameter (mm)	[dFa]	185.926	50.000
(mm)	[dFa.e/i]	185.926 / 185.880	50.000 / 49.995
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	185.926 / 185.880	50.000 / 49.995
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	173.926	44.000
Root diameter (mm)	[df]	158.926	36.500
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.0060 / -0.0174	-0.0060 / -0.0174
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	158.855 / 158.718	36.464 / 36.396
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	1.500	1.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.647 / 1.516	1.629 / 1.516
Active root diameter (mm)	[dNf]	165.015	38.955
(mm)	[dNf.e/i]	165.038 / 164.996	38.992 / 38.935
Root form diameter (mm)	[dFf]	165.029	38.458
(mm)	[dFf.e/i]	164.995 / 164.932	38.422 / 38.353
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.053 / 0.000	0.639 / 0.513
Height of bolt head (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		6.000 / 6.000
(mm)	[ha.e/i]	6.000 / 5.977	6.000 / 5.995
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		7.500 / 7.500
(mm)	[hf.e/i]	7.536 / 7.604	7.536 / 7.604
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	31.643 / 31.609	
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	31.643 / 31.609	
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	9.630 / 9.540	
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	9.538 / 9.401	
Tooth height (mm)	[h]	13.500	13.500
Virtual gear no. of teeth	[zn]	30.810	
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	4.445	5.057
(mm)	[san.e/i]	4.440 / 4.364	5.035 / 4.981
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	3.965
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	3.961 / 3.953
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.007	0.008
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.315	0.554
Specific sliding at the root	[zetaf]	-1.241	-0.459
Sliding factor on tip	[Kga]	0.163	0.194
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.194	-0.163
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	19.514	

Base pitch (mm)	[pbt]	18.261	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	18.261	
Lead height (mm)	[pz]	2039.215	203921.456
Axial pitch (mm)	[px]	72.829	
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	31.336 (31.393/ 31.218)
Length T1-A (mm)	[T1A]	13.606 (13.550/ 13.677)
Length T1-B (mm)	[T1B]	26.681 (26.681/ 26.634)
Length T1-C (mm)	[T1C]	30.664 (30.664/ 30.663)
Length T1-D (mm)	[T1D]	31.867 (31.811/ 31.938)
Length T1-E (mm)	[T1E]	44.943 (44.943/ 44.895)
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	171.280 (171.280/ 171.251)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	174.790 (174.748/ 174.841)
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.716	
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.719 /	1.714 / 1.710
Overlap ratio	[eps_b]	1.098	
Total contact ratio	[eps_g]	2.814	
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	2.818 /	2.813 / 2.808

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		---- Pinion	----- Rack -
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	91507.1	
Axial force (N)	[Fa]	24519.2	
Radial force (N)	[Fr]	34480.8	
Normal force (N)	[Fnorm]	100815.0	
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	1143.84	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	91507.1	
Axial force (N)	[Faw]	24519.2	
Radial force (N)	[Frw]	34480.8	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.04	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	0.04	
Running-in value (µm)	[yp]	0.7	
Running-in value (µm)	[yf]	0.9	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient	[CR]	1.000	
Reference profile coefficient	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	14.412	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]	22.151	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	18.829	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.10211	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	5023	
Resonance ratio (-)	[N]	0.001	
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]	0.7	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	160.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	16.000	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	80.000	
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006	[-]	4	
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)			
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']	-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]	6.56	

from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	11.20	
(fsh (μm) = 11.20, B1= 1.00, fHb5 (μm) = 16.00)			
Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (μm)	[fma*B2]	15.62	
(B2= 1.00)			
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fbx]	7.72	
Running-in value (μm)	[yb]	1.16	
Dynamic factor	[KV]	1.000	
Face load factor - flank	[KHb]	1.040	
- Tooth root	[KFb]	1.033	
- Scuffing	[KBb]	1.040	
Transverse load factor - flank	[KH _a]	1.000	
- Tooth root	[KF _a]	1.000	
- Scuffing	[KB _a]	1.000	
Helical load factor scuffing	[K _{bg}]	1.267	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	5.760	3.147
Rack length (mm)	[l]		1000.000

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing: Calculation of r_oF and sFn according to ISO 6336-3:2007-04-01

Internal toothing: Calculation of YF, YS with pinion type cutter ($z_0=50, x_0= 0.000, r_oF^*= 0.380$)

---- Pinion ----- Rack -

Calculated with profile shift	[x]	0.0000	0.0000
Tooth form factor	[YF]	1.18	1.01
Stress correction factor	[YS]	2.06	2.61
Working angle ($^\circ$)	[alfFen]	17.17	20.00
Bending moment arm (mm)	[hF]	4.99	5.80
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	12.43	14.39
Tooth root radius (mm)	[roF]	3.28	2.28
(hF* = 0.832/0.967 sFn* = 2.072/2.398 roF* = 0.547/0.380)			
(dsFn (mm) = 161.375/0.000 alfsFn($^\circ$) = 30.00/30.00 qs = 1.893/3.156)			
Helix angle factor	[Ybet]		0.875
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	80.00	85.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	405.25	412.80
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	565.37	575.90
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	0.994	1.006
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	0.990	0.990
Finite life factor	[YNT]	0.987	0.999
	[YdreIT*YRrelT*YX*YNT]	0.929	0.952
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ²)	[sigFE]	860.00	860.00

Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	570.81	584.69
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	799.13	818.57
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.41	1.42
Transmittable power (kW)	[kWRating]	4.04	4.06

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		---- Pinion -----	Rack -
Zone factor	[ZH]		2.425
Elasticity coefficient ($\sqrt{N/mm}$)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.763
Helix angle factor	[Zbet]		1.017
Effective facewidth (mm)	[beff]		80.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]		912.16
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		1080.90
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	1080.90	1080.90
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.062	1.052
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.957	0.963
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.983	0.986
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.178	1.233
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.176	1.232
Small no. of pittings permissible:	no		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1764.47	1847.29
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	1764.47	1847.29
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.63	1.71
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.63	1.71
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	2.66	2.92
Transmittable power (kW)	[kWRating]	10.66	11.68

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Calculation method according to ISO TR 13989:2000

The calculation of load capacity for scuffing does not cover grease.

The FZG-Test stage estimated for grease.

[FZGtestA] is only

The calculation can only serve as a rough guide.!

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.200	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	

Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	69.71	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	80.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	1606.159	
Kbg = 1.267, wBt*Kbg = 2034.743			
Angle factor (ε1:0.782, ε2:0.934)	[Xalfbet]	0.981	
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.725	
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	43.47	
theMi = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	6.16	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	314.96	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	-0.556	
[Gamma.A]=-0.556 [Gamma.E]=0.466			
Highest contact temp. (°C)	[theB]	64.20	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.218	
Load sharing factor	[XGam]	0.758	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	618.24 (40.0 °C)	
Coefficient of friction	[mym]	0.149	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	11.362	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[theMC]	46.75	
theMC = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	8.03	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	357.16	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.277	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	618.24 (40.0 °C)	
Mean coefficient of friction	[mym]	0.122	
Geometry factor	[XBE]	0.303	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.096	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	58.80	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	6.074	
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	16.872	

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		--- Pinion -----	Rack -
		DIN 3967 f25	DIN 3967 f25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.026 /	-0.076 -0.026 / -0.076
Number of teeth spanned	[k]	4.000	
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)			
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	64.592	
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	64.568 /	64.521
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.024 /	-0.071

Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	174.381		
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	10.224		11.666
Effective Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	10.500		12.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	94.432		54.596
Radial one ball mass (mm)	[MrK.e/i]	94.401 / 94.341	54.560 /	54.491
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	174.338		
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	188.863		
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	188.802 / 188.683		
Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	188.863		
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	188.802 / 188.683		
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	188.802 / 188.683		
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	9.421		9.425
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	9.395 / 9.345	9.399 /	9.349
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	6.108		5.996
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	9.425		9.425
(mm)	[sn.e/i]	9.399 / 9.349	9.399 /	9.349
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	130.892 / 130.754		
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.071 / -0.209		
Tip clearance	[c0.i(aControl)]	1.327		1.327
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.020 / -0.020		
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.015 / -0.015		
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.229 / 0.051		
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.172 / 0.039		
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0011 / 0.0003		
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.157 / 0.035		

7. GEAR ACCURACY

--- Pinion ----- Rack -

According to ISO 1328:1995

One or several gear data (mn, b or d) lay beyond the limits covered by the standard.

The tolerances are calculated on the basis of the formulae in the standard.

However, their values are outside the official range of validity!

Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	10.00	10.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	9.40	9.40
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	17.00	17.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	12.00	12.00
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	9.50	9.50
Total profile deviation (µm)	[FaT]	15.00	15.00
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	10.00	12.00
Helix slope deviation (µm)	[fHbT]	10.00	12.00
Total helix deviation (µm)	[FbT]	15.00	17.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	36.00	36.00
Runout (µm)	[FrT]	29.00	29.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	51.00	51.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	15.00	15.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	51.00	51.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	22.00	22.00

(Tolerances of rack following

DIN 3961:1978 mit der Zähnezahzahl und dem Teilkreis des Ritzels berechnet)

Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality 6)		
Maximum value for deviation error of axis (μm)	[fSigbet]	31.00 (Fb=31.00)
Maximum value for inclination error of axes (μm)	[fSigdel]	62.00

8. ADDITIONAL DATA

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.071
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.763
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.025
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	99.376

9. DETERMINATION OF TOOTH FORM

Data for the tooth form calculation :
Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]	32251
-------------------------	--------	-------

Tooth root service life (h)	[HFatt]	3.225e+004	4.261e+004
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (20000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
62.01	46.93	0.00	0.00

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (32251.2 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
100.00	75.68	0.00	0.00

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
The calculation is done for the Operating pitch circle..
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1/(\cos(\beta))^{0.5}$
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
KHa, KFa according to method B

- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRreIT and YX..

End of Report

lines: 495

PŘÍLOHA II

Report s výpočtem návrhu hřídele programem KISSsoft

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : KISSsoft_hridel_navrh

Changed by: joskozak

on: 03.05.2018

at: 10:53:29

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	520.000
Speed (1/min)	4.80
Sense 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
Weight of shaft (kg)	39.273
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (kg)	42.889
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.077
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	3.012
Position in space (°)	90.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

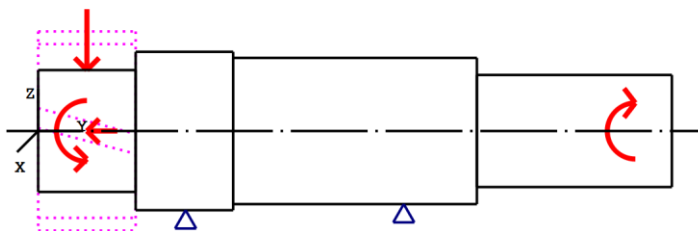
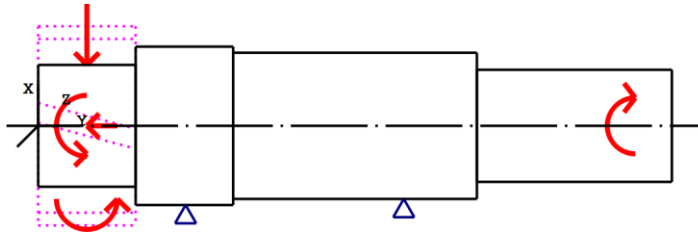


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 80.000mm

Diameter (mm)	[d]	100.0000
Length (mm)	[l]	80.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

Key way (Key way) 10.000mm ... 70.000mm
l=60.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

Cylinder (Cylinder) 80.000mm ... 160.000mm

Diameter (mm)	[d]	130.0000
Length (mm)	[l]	80.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

Cylinder (Cylinder) 160.000mm ... 360.000mm

Diameter (mm)	[d]	120.0000
Length (mm)	[l]	200.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

Cylinder (Cylinder) 360.000mm ... 520.000mm

Diameter (mm)	[d]	92.0000
Length (mm)	[l]	160.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

Forces

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Pastorek
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	40.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	40.0000
Operating pitch diameter (mm)		163.4370
Helix angle (°)		15.0000 right
Working pressure angle at normal section (°)		20.0000
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		80.0000
Power (kW)		4.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		7957.7472
Axial force (N)		-26092.8911
Shearing force X (N)		-36693.7282
Shearing force Z (N)		-97379.9954
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-2132.2719

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling / Motor
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	490.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	490.0000
Effective diameter (mm)		0.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		60.0000
Power (kW)		4.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		-7957.7472
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
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

Bearing

Label in the model		Podpora B
Bearing type		Fixed bearing adjusted on both sides
Bearing position (mm)	[Ylocal]	121.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	121.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: fixedZ: fixed		
Rx: freeRy: freeRz: free		
Label in the model		Podpora A
Bearing type		Free bearing
Bearing position (mm)	[Ylocal]	300.000

Bearing position (mm) [yglobal] 300.000
 Degrees of freedom
 X: fixed Y: free Z: fixed
 Rx: free Ry: free Rz: free

Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'Pastorek' (y= 40.0000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.
 EI (y= 0.0000 (mm)): 1011200.1354 (Nm²), EI (y= 80.0000 (mm)): 1011200.1354 (Nm²), m (yS= 40.0000 (mm)): 3.6159 (kg)
 Jp: 0.0124 (kg*m²), Jxx: 0.0081 (kg*m²), Jzz: 0.0081 (kg*m²)

Results

Shaft

Maximum deflection (mm)	0.057
Position of the maximum (mm)	0.000
Mass center of gravity (mm)	240.972
Total axial load (N)	-26092.891
Torsion under torque (°)	-0.187

Bearing

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Podpora B'

Position (Y-coordinate)	[y]	121.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	65.211	kN
Bearing reaction force	[Fy]	26.514	kN
Bearing reaction force	[Fz]	141.447	kN
Bearing reaction force	[Fr]	155.755	kN (65.25°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	µm
Displacement of bearing	[uy]	0.000	µm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	µm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[rx]	0.244	mrad (0.84')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.283	mrad (-0.97')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.158	mrad (-0.54')
Misalignment of bearing	[rr]	0.291	mrad (1')

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Podpora A'

Position (Y-coordinate)	[y]	300.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-28.515	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-44.064	kN
Bearing reaction force	[Fr]	52.486	kN (-122.91°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	µm
Displacement of bearing	[uy]	-0.016	µm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	µm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	µm

Misalignment of bearing	[rx]	-0.057	mrاد (-0.2')
Misalignment of bearing	[ry]	-1.113	mrاد (-3.83')
Misalignment of bearing	[rz]	0.037	mrاد (0.13')
Misalignment of bearing	[r]	0.068	mrاد (0.23')

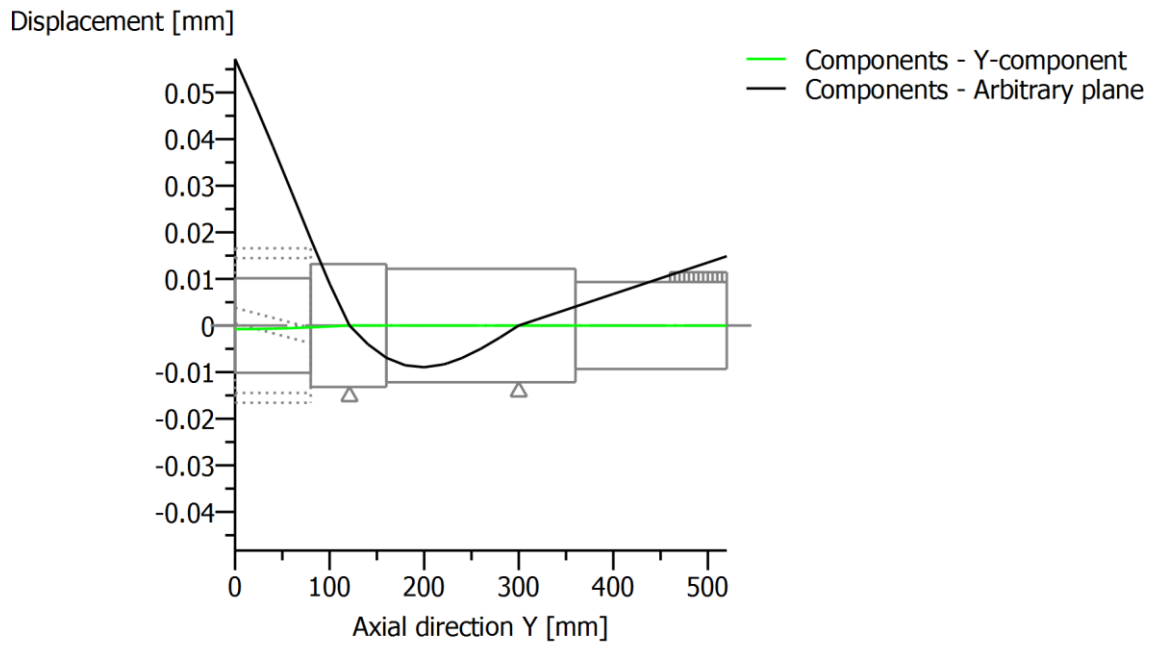
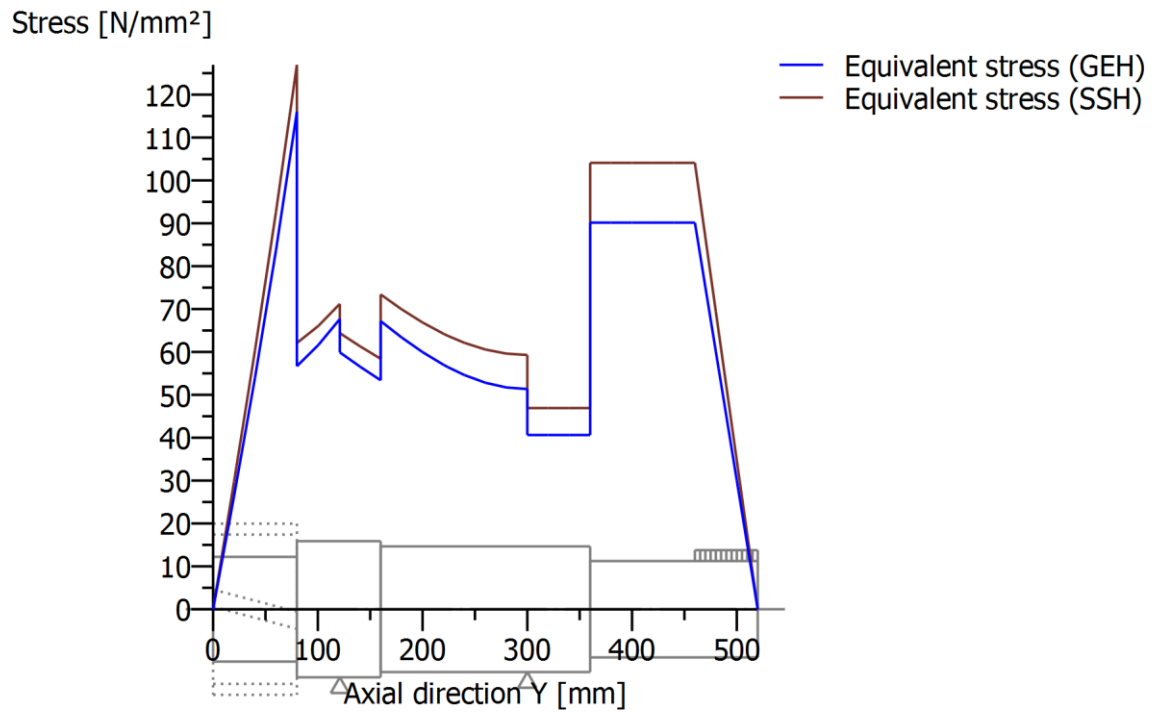


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 237.5570603 120)



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

PŘÍLOHA III

Report s výpočtem hřídele s ložisky programem KISSsoft

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : KISSsoft_hridel_dodelana
 Changed by: joskozak on: 03.05.2018 at: 11:00:24

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	520.000
Speed (1/min)	4.80
Sense 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
Weight of shaft (kg)	39.273
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (kg)	42.889
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.077
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	3.012
Position in space (°)	90.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

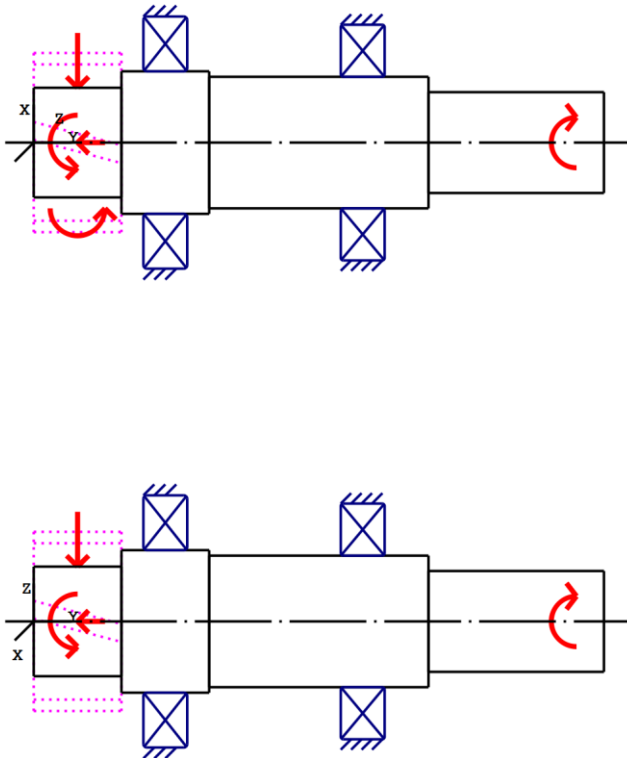


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft 1)

Outer contour

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			0.000mm ...	80.000mm
Diameter (mm)	[d]	100.0000		
Length (mm)	[l]	80.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000		

Key way (Key way) 10.000mm ... 70.000mm
l=60.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			80.000mm ...	160.000mm
Diameter (mm)	[d]	130.0000		
Length (mm)	[l]	80.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000		

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			160.000mm ...	360.000mm
Diameter (mm)	[d]	120.0000		
Length (mm)	[l]	200.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000		

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			360.000mm ...	520.000mm
Diameter (mm)	[d]	92.0000		
Length (mm)	[l]	160.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000		

Forces

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Pastorek
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	40.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	40.0000
Operating pitch diameter (mm)		163.4370
Helix angle (°)		15.0000 right
Working pressure angle at normal section (°)		20.0000
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		80.0000
Power (kW)		4.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		7957.7472
Axial force (N)		-26092.8911
Shearing force X (N)		-36693.7282
Shearing force Z (N)		-97379.9954
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-2132.2719

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling / Motor
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	495.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	495.0000
Effective diameter (mm)		0.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		50.0000
Power (kW)		4.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		-7957.7472
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
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

Bearing

Label in the model		Lozisko_B
Bearing type		SKF *NU 226 ECJ
Bearing type		Cylindrical roller bearing (single row)
Bearing position (mm)	[Ylocal]	120.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	120.000
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	130.000
External diameter (mm)	[D]	230.000
Width (mm)	[b]	40.000
Corner radius (mm)	[r]	3.000
Basic static load rating	[C ₀]	455.000

Basic dynamic load rating	[C]	415.000
Fatigue load rating	[CU]	51.000
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[Ctheo]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C0theo]	0.000

Label in the model		Lozisko_A
Bearing type		SKF 6224-Z
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[Ylokal]	300.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	300.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	120.000
External diameter (mm)	[D]	215.000
Width (mm)	[b]	40.000
Corner radius (mm)	[r]	2.100
Basic static load rating	[C0]	118.000
Basic dynamic load rating	[C]	146.000
Fatigue load rating	[CU]	3.900
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[Ctheo]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C0theo]	0.000

Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'Pastorek' (y= 40.0000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.
 EI (y= 0.0000 (mm)): 1011200.1354 (Nm²), EI (y= 80.0000 (mm)): 1011200.1354 (Nm²), m (yS= 40.0000 (mm)): 3.6159 (kg)
 Jp: 0.0124 (kg*m²), Jxx: 0.0081 (kg*m²), Jzz: 0.0081 (kg*m²)

Results

Shaft

Maximum deflection (mm)	0.134
Position of the maximum (mm)	0.000
Mass center of gravity (mm)	240.972
Total axial load (N)	-26092.891
Torsion under torque (°)	-0.191

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[uA]	10.00	µm
Lubricant		Oil: ISO-VG 220	
Lubricant - service temperature	[TB]	20.00	°C
Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)			

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Lozisko_B'

Position (Y-coordinate)	[y]	120.00	mm
-------------------------	-----	--------	----

Equivalent load	[P]	154.89	kN
Equivalent load	[P0]	154.89	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Nominal bearing service life	[Lnh]	92768.13	h
Operating viscosity	[v]	912.87	mm ² /s
Static safety factor	[S0]	2.94	
Bearing reaction force	[Fx]	64.847	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	140.657	kN
Bearing reaction force	[Fr]	154.885	kN (65.25°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	0.00	Nm (-180°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[Mrr]	2.353	Nm
Sliding moment of friction	[Msl]	3.859	Nm
Moment of friction, seals	[Mseal]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[Mdrag]	0.000	Nm
Torque of friction	[Mloss]	6.212	Nm
Power loss	[Ploss]	3.123	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl}=0.15$.

Displacement of bearing	[ux]	-17.309	μm
Displacement of bearing	[uy]	-11.965	μm
Displacement of bearing	[uz]	-37.443	μm
Displacement of bearing	[ur]	41.250	μm (-114.81°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.513	mrad (1.76')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.279	mrad (-0.96')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.298	mrad (-1.03')
Misalignment of bearing	[rr]	0.593	mrad (2.04')

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Lozisko_A'

Position (Y-coordinate)	[y]	300.00	mm
Equivalent load	[P]	60.47	kN
Equivalent load	[P0]	51.63	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Nominal bearing service life	[Lnh]	48869.80	h
Operating viscosity	[v]	912.87	mm ² /s
Static safety factor	[S0]	2.29	
Bearing reaction force	[Fx]	-28.154	kN
Bearing reaction force	[Fy]	26.513	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-43.277	kN
Bearing reaction force	[Fr]	51.629	kN (-123.05°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[Mrr]	0.999	Nm
Sliding moment of friction	[Msl]	13.159	Nm
Moment of friction, seals	[Mseal]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[Mdrag]	0.000	Nm
Torque of friction	[Mloss]	14.158	Nm
Power loss	[Ploss]	7.117	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl}=0.15$.

Displacement of bearing	[ux]	8.130	μm
-------------------------	------	-------	---------------

Displacement of bearing	[u _y]	-10.000	μm
Displacement of bearing	[u _z]	11.398	μm
Displacement of bearing	[u _r]	14.000	μm (54.5°)
Misalignment of bearing	[r _x]	0.214	mrad (0.74')
Misalignment of bearing	[r _y]	-1.113	mrad (-3.83')
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.104	mrad (-0.36')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.239	mrad (0.82')

Damage (%)			[H] (20000.000)
No.	B1	B2	
1	21.56	40.93	

Σ	21.56	40.93	

Utilization (%)			[H] (20000.000)
	B1	B2	
	63.11	74.24	

B1: Lozisko_B
B2: Lozisko_A

Displacement [mm]

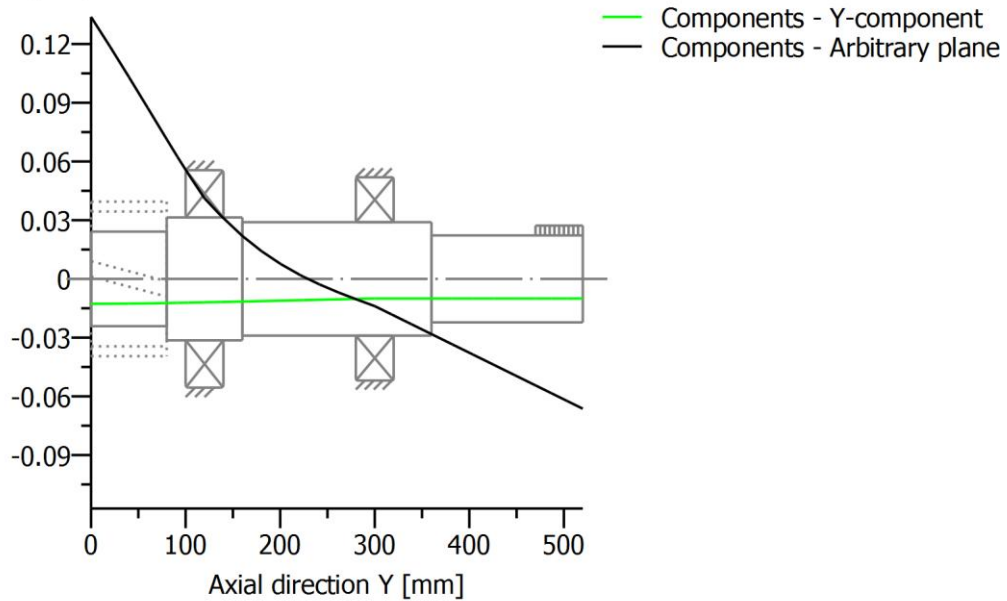
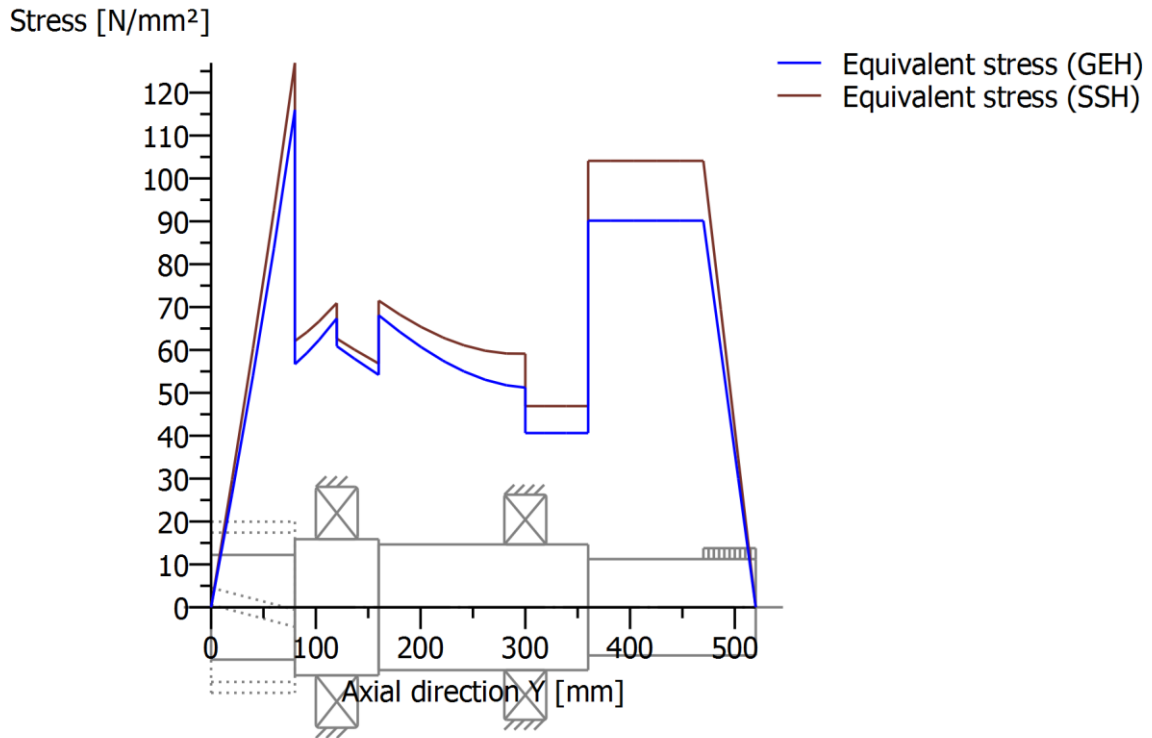


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 241.2175485 120)



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

PŘÍLOHA IV

Report s výpočtem šroubů programem KISSsoft

Name : Srouby
 Changed by: joskozak on: 07.05.2018 at: 10:45:29

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M36		
Pitch (mm)	[P]	4.00	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	36.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	33.40	
Core diameter (mm)	[d3]	31.09	
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	1017.88	
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	759.28	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	23614.00 /	0.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	88127.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	32320.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	10341.09	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	25413.89 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	3809.68 /	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.100	
Number of screws	[n]	8	
Chosen screw	[no.]	7	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	0.00 /	52817.72
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	176028.52	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is not taken into account			
For sealing (N)	[FKP]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	-215.00	-120.00	1.00	0.00	-42484.36	176028.52
2	215.00	-120.00	1.00	0.00	-46914.22	176028.52
3	-215.00	-40.00	1.00	0.00	-10717.00	169465.30
4	215.00	-40.00	1.00	0.00	-15146.86	169465.30
5	-215.00	40.00	1.00	0.00	21050.36	169465.30
6	215.00	40.00	1.00	0.00	16620.50	169465.30
7	-215.00	120.00	1.00	0.00	52817.72	176028.52
8	215.00	120.00	1.00	0.00	48387.86	176028.52

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000
sy	0.000	0.000	0.000

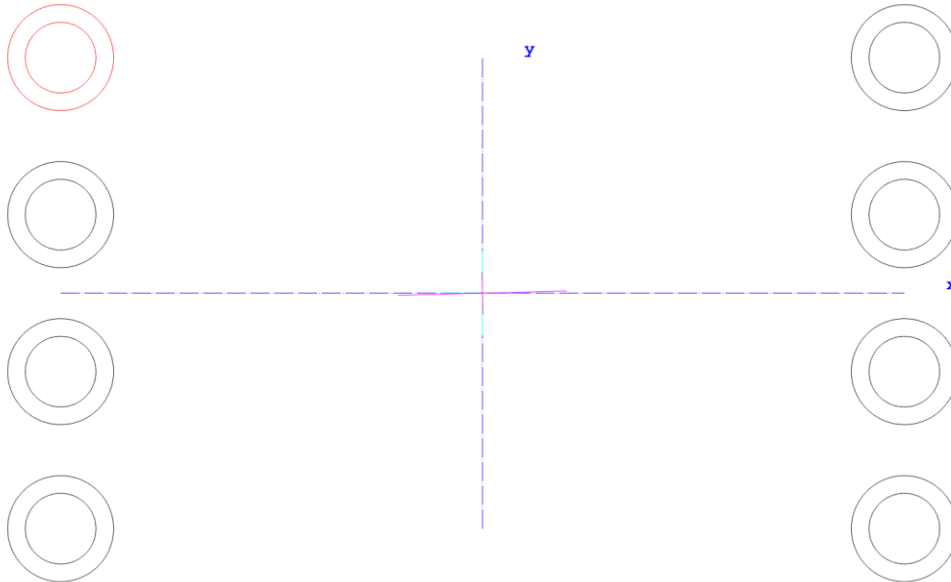


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)		
Tightening factor	[αA]		1.60
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]		1.00
Load application factor	[n]		0.16
Bolting type: SV	1		
Length of connected solid (mm)	[lA]		92.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]		0.00
Force application height (mm)	[lk]		16.80
Coef. of friction in thread	[μG]		0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[μK]		0.100/ 0.100
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004		
Reference diameter (mm)	[d]		36.00
Bolt length (mm)	[l]		140.00
Shank diameter (mm)	[d1]		36.00
Shank length (mm)	[l1]		56.00
Thread length (mm)	[b]		84.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]		52.54
Inner diameter of head support (mm)	[da]		39.40
Surface roughness (head bearing area) (μm)	[Rz]		16.00

Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	816.72
Height of bolt head (mm)	[k]	36.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	54.00
Free thread length (mm)	[l3]	49.00
Width across flats (mm)	[s]	27.00
Reduction coefficient	[kt]	0.50

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	830.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	660.00
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	660.00
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00

Clamped parts: Plates

Number of parts	[iP]	1
-----------------	------	---

Part A

Material	S235J2 (St37.3 N)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	100.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	490.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole

Clamping length (mm)	[lk]	100.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	105.00
(including washers and counter bore depth or extension sleeves)		

Through hole standard ISO 273:1979 (DIN 273) fine

Diameter through hole (mm)	[dh]	37.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

Washer bellow screw head:

Standard	DIN EN ISO 7089:2000	
External diameter (mm)	[d2]	64.80
Inner diameter (mm)	[d1]	37.62
Thickness (mm)	[h]	5.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	205000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00

Blind hole

Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA']	176.66
Diameter (mm)	[DA]	176.66
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	176.66
Cone angle (°)	[φ]	30.58

Ductility of flange (mm/N)	[δP]	9.378833e-008
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	5.665710e-008
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	8.244872e-007
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.0262
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	13612.47
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	241074.17
-maximum (N)	[FMmax]	385718.68
Pretension force according table (N)	[FMtab]	450000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	540000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	448345.40
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	434732.93
Additional bolt load (N)	[FSA]	1384.54
Additional plate load (N)	[FPA]	51433.18
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	0.85
Fatigue life (N/mm ²)	[σAzul]	41.79
Number of load cycles	[NZ]	>= 2000000
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.19876
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.31802
at FM (mm)	[fS]	0.36966
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.02261
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.03618
at FM (mm)	[fT]	0.04205

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	448345.40
Pretension force (N)	[FV]	434732.93
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	39141.70
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M]	594.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B]	571.05
Tightening torque (Nm)	[MA]	2185.65
Loose torque (Nm)	[ML]	1558.38
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK]	473.98
(below washer) (N/mm ²)	[p]	254.51

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	241074.17
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	319.39
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	307.81
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	1175.22
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	815.38
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	255.53
(below washer) (N/mm ²)	[p]	137.21

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.60

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	385718.68
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	39141.70
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	511.03

Equivalent stress (N/mm ²)	[σ _{red.B_FMmax}]	491.51
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	1880.35
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	1333.88
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	407.98
(below washer) (N/mm ²)	[p]	219.07
Remaining clamping force (N)	[FKR]	176028.52
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	594.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	660.00
Support area		
(below screw head) (mm ²)	[ApK]	948.83
(below washer) (mm ²)	[Ap]	1767.01
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1250
(below washer) (N/mm ²)	[pzul]	490.00

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.60

Safety against yield point	[SF]	1.34
Safety against fatigue	[SD]	49.30
Safety against pressure	[SP]	2.24

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	49.30
Safety against pressure	[SP]	1.93

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	1.22
------------------------	------	------

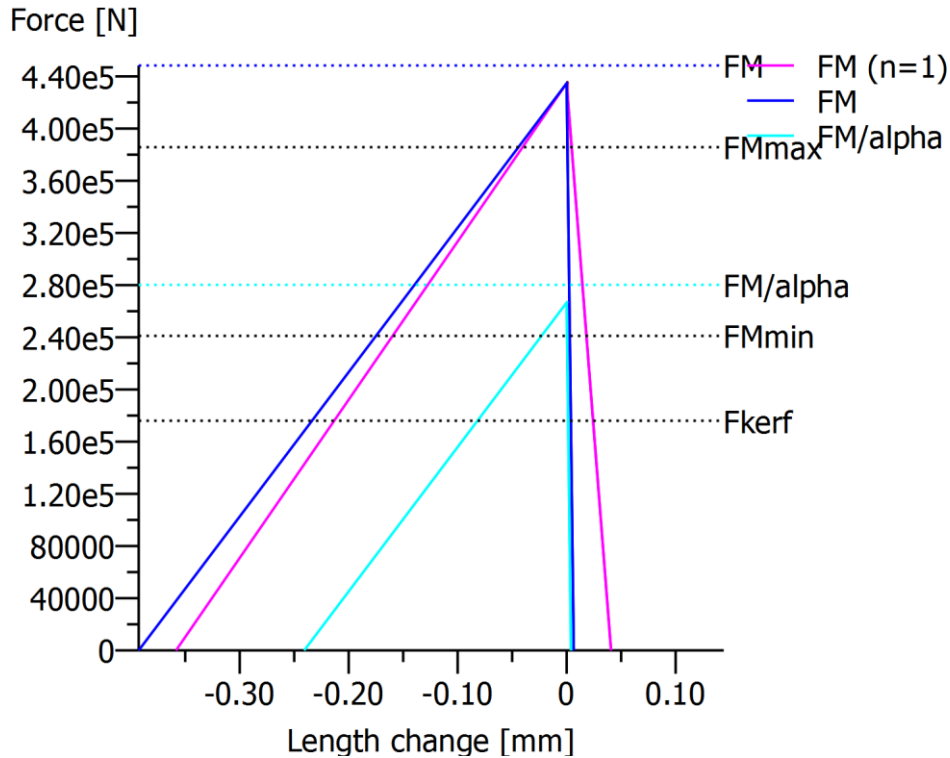


Figure: Display of restraint-diagram

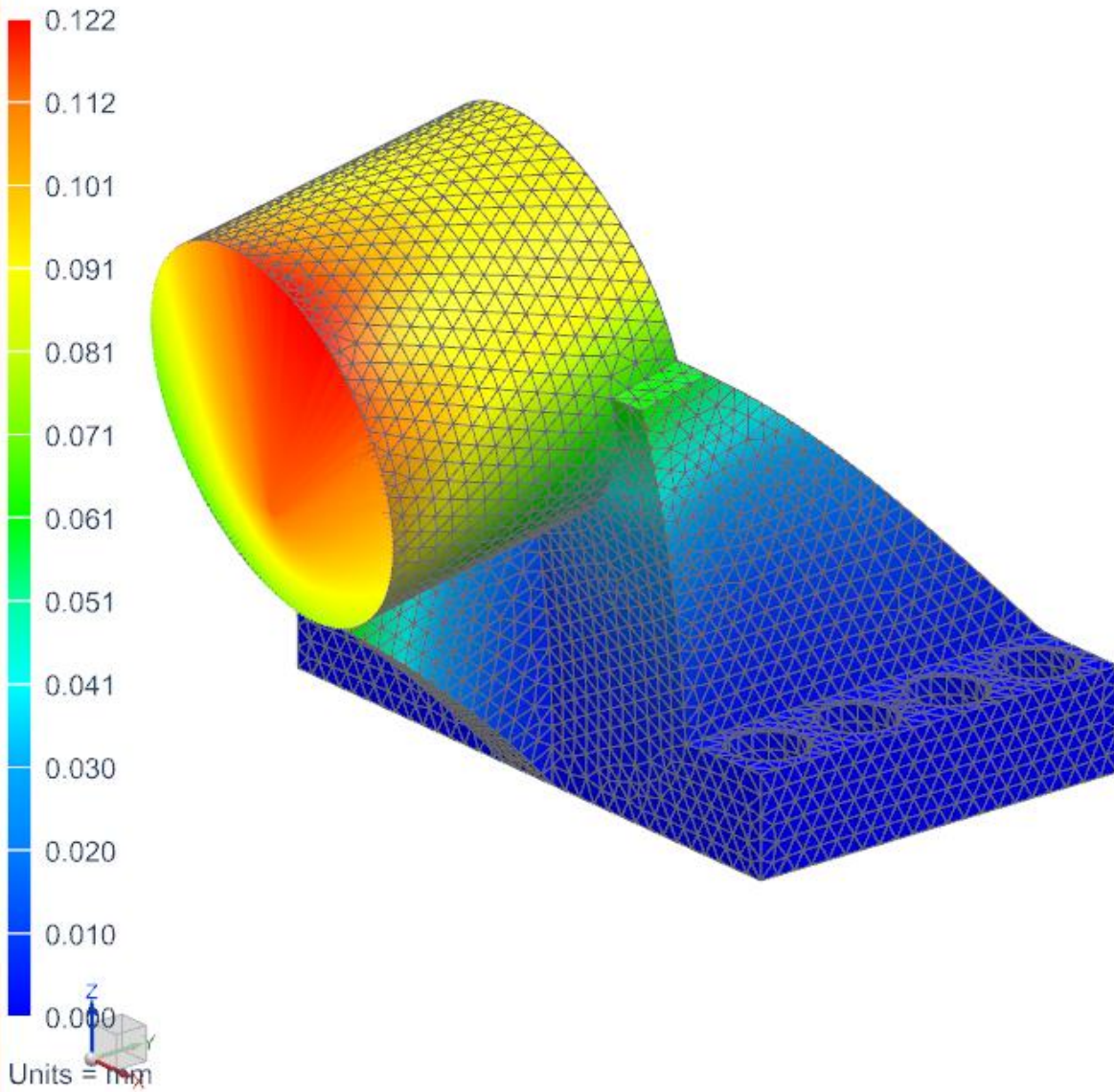
Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR/FKerf] is calculated with:
FKR: with FM/αA, FKerf = FKQ + FKP
- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Surface pressure under washers: Maximum external diameter for calculating the support area is dw + 1.6*hs (VDI 2230: 2015, Formula 194).
- Total required clamp load according to (R2/4): FKerf >= Maxi(FKA + FKP, FKQ)

PŘÍLOHA V

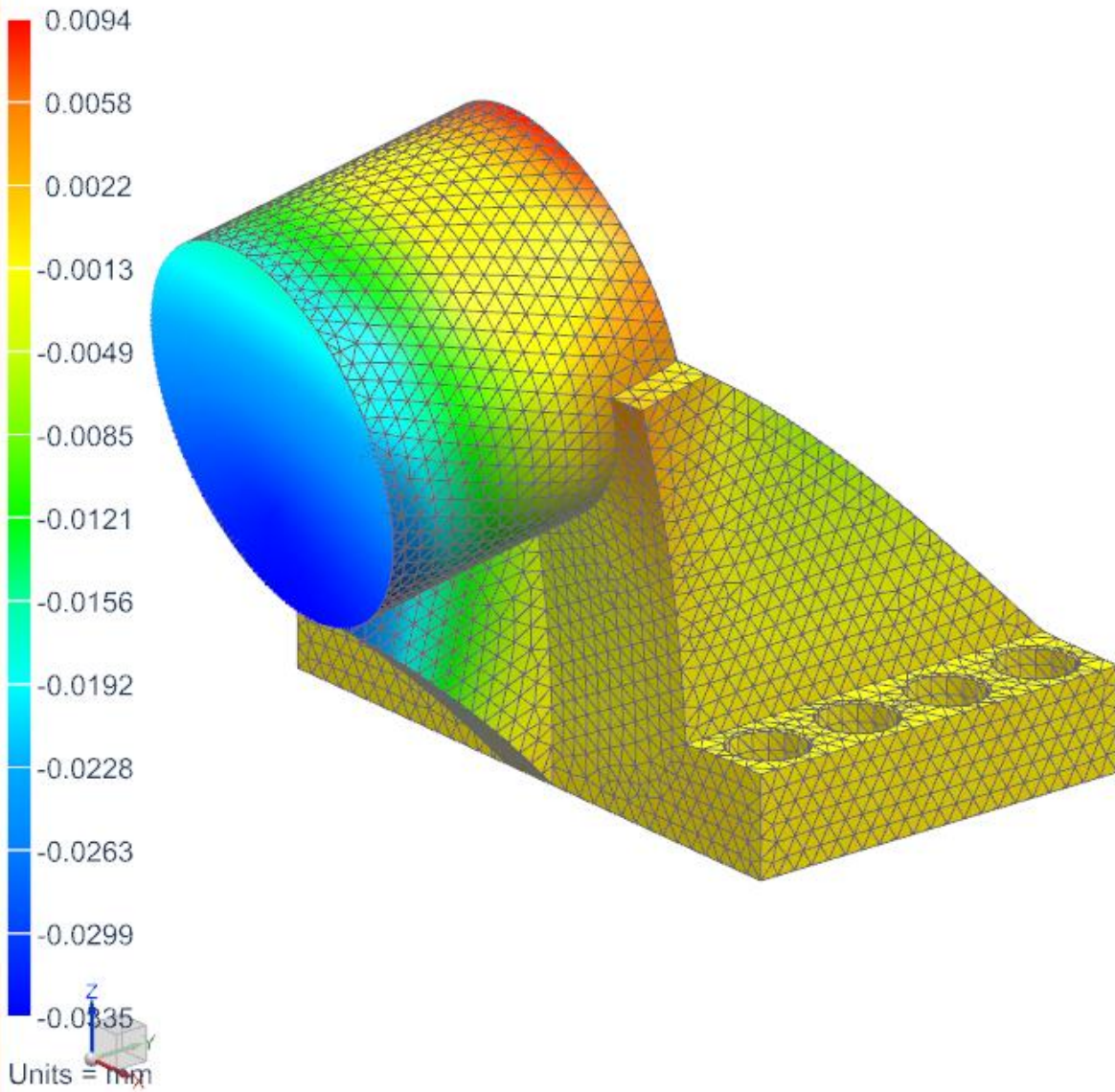
Výsledy simulace konzoly programem NX

Simulace_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.122, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



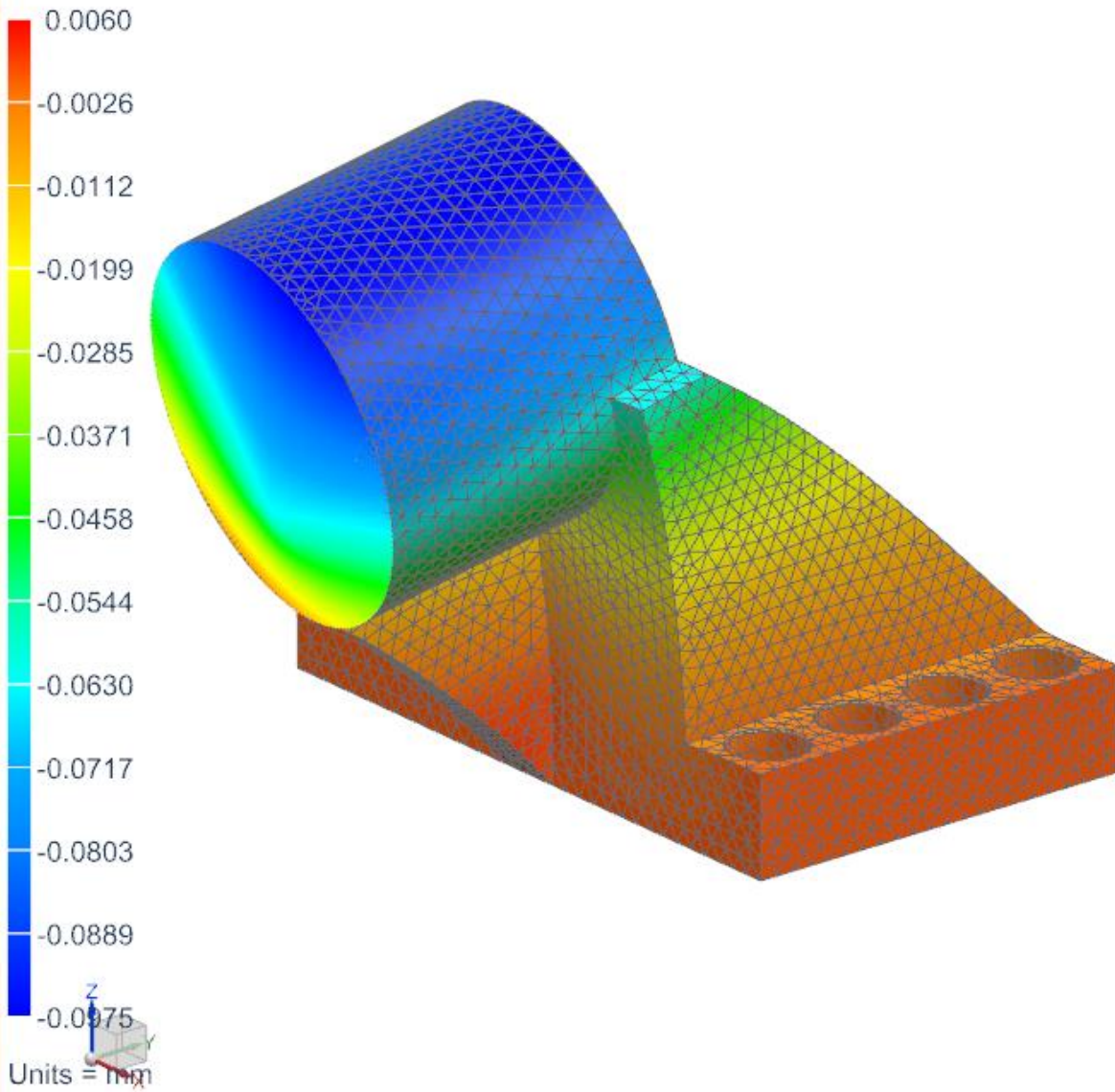
ANALYSIS_1 WORK

Simulace_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, X
Min : -0.0335, Max : 0.0094, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



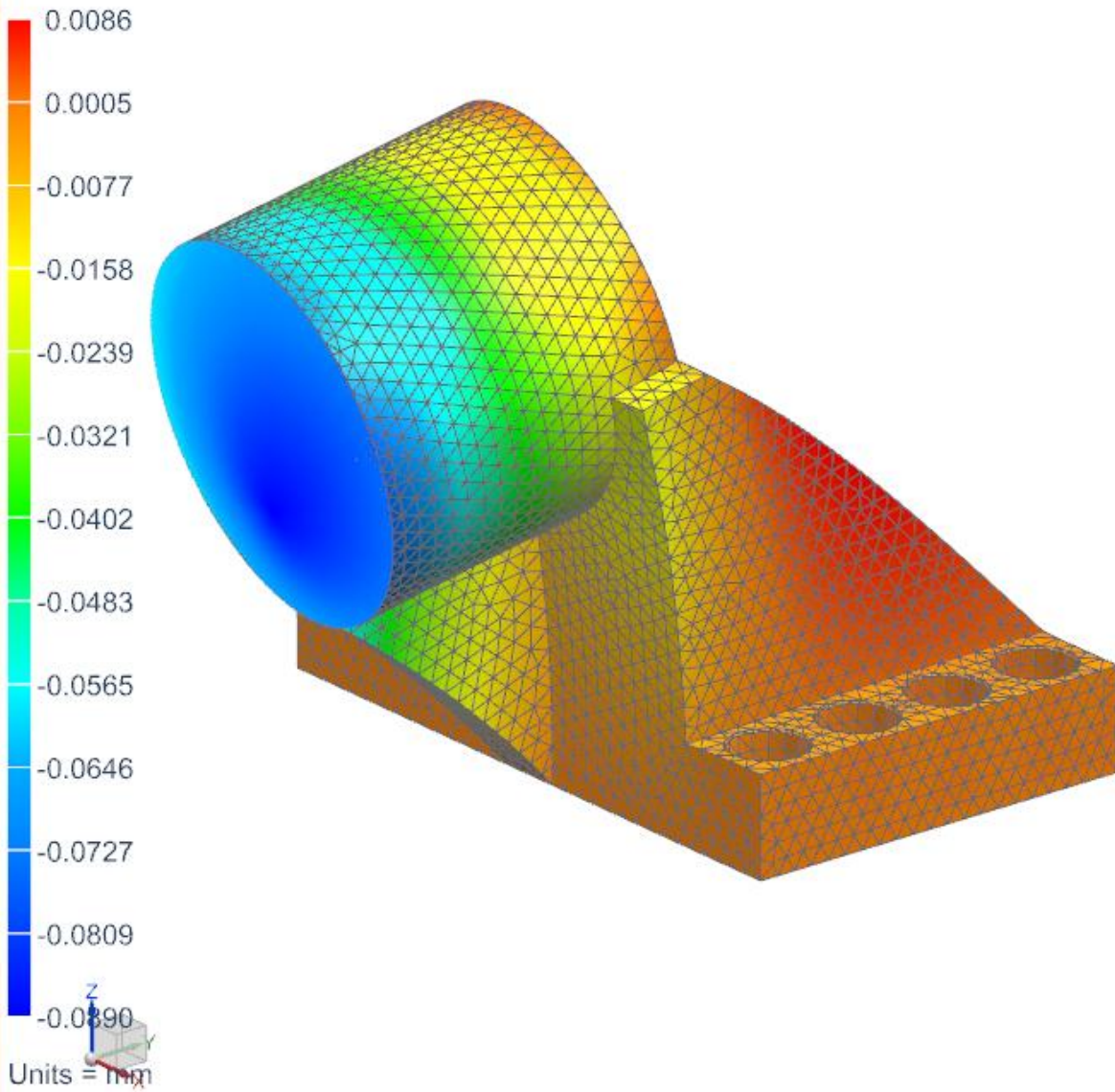
ANALYSIS_1 WORK

Simulace_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.0975, Max : 0.0060, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



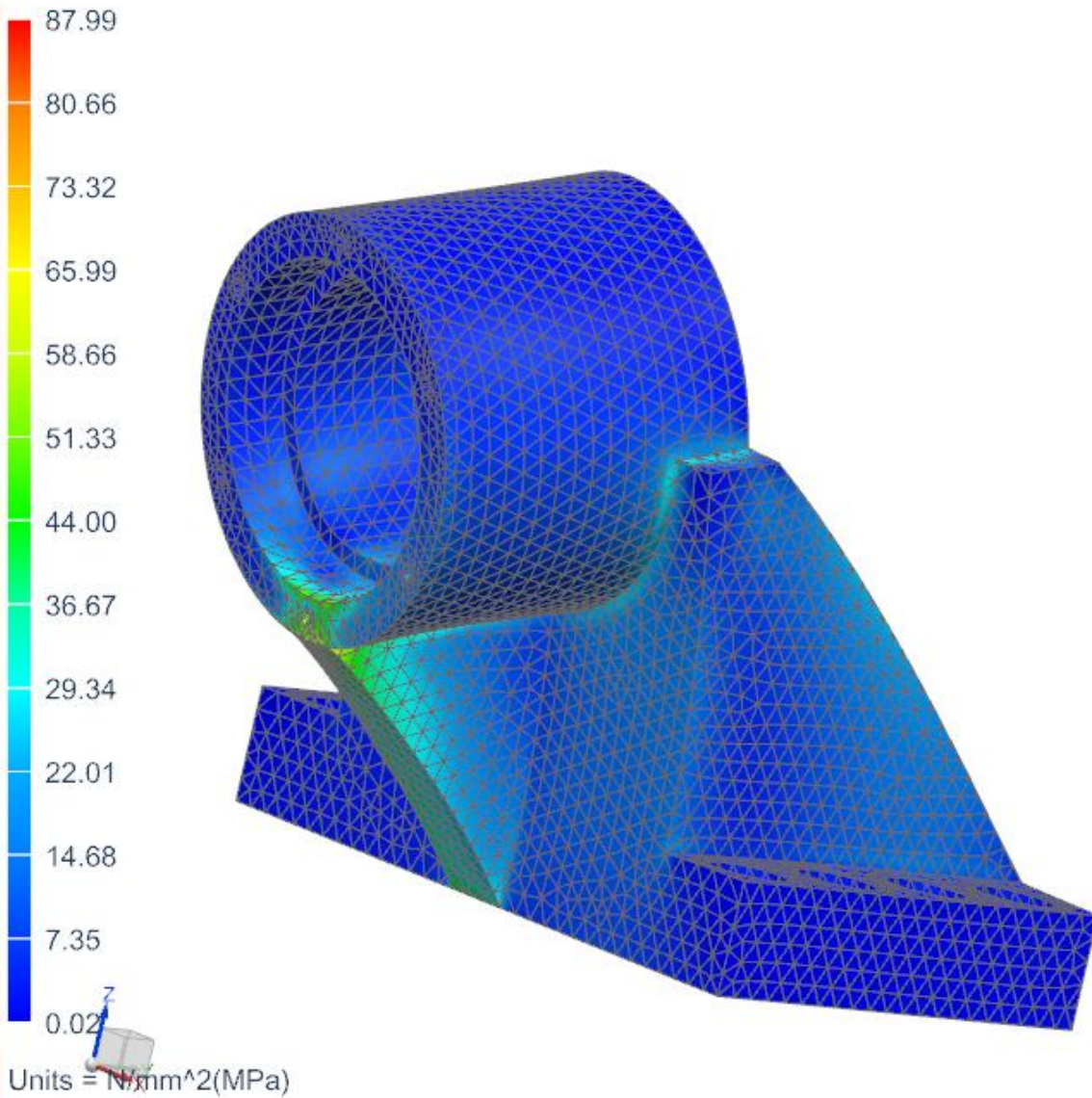
ANALYSIS_1 WORK

Simulace_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Z
Min : -0.0890, Max : 0.0086, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

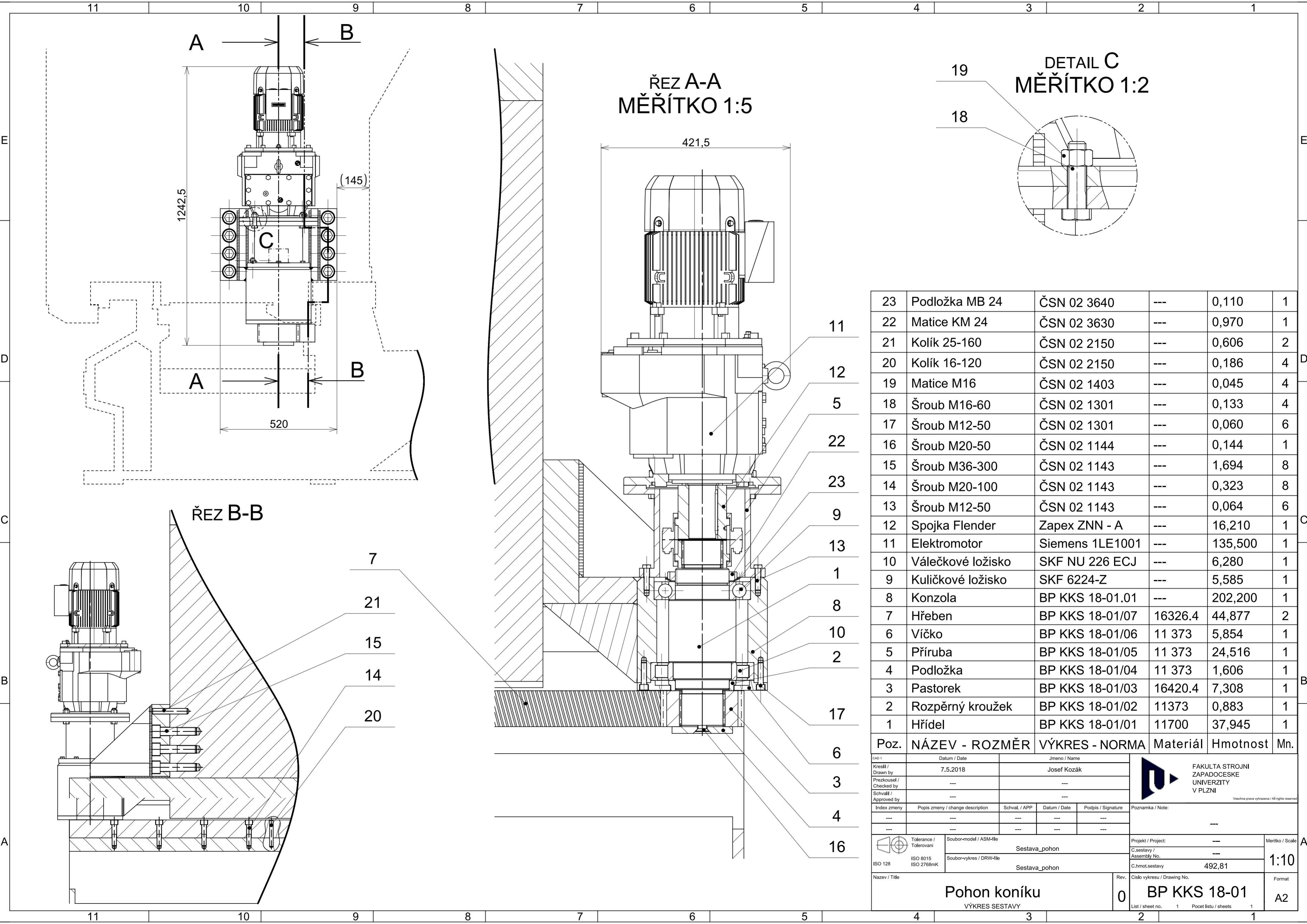


ANALYSIS_1 WORK

Simulace_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0.02, Max : 87.99, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



ANALYSIS_1 WORK



ŘEZ A-A
MĚŘÍTKO 1:5

DETAIL C
MĚŘÍTKO 1:2

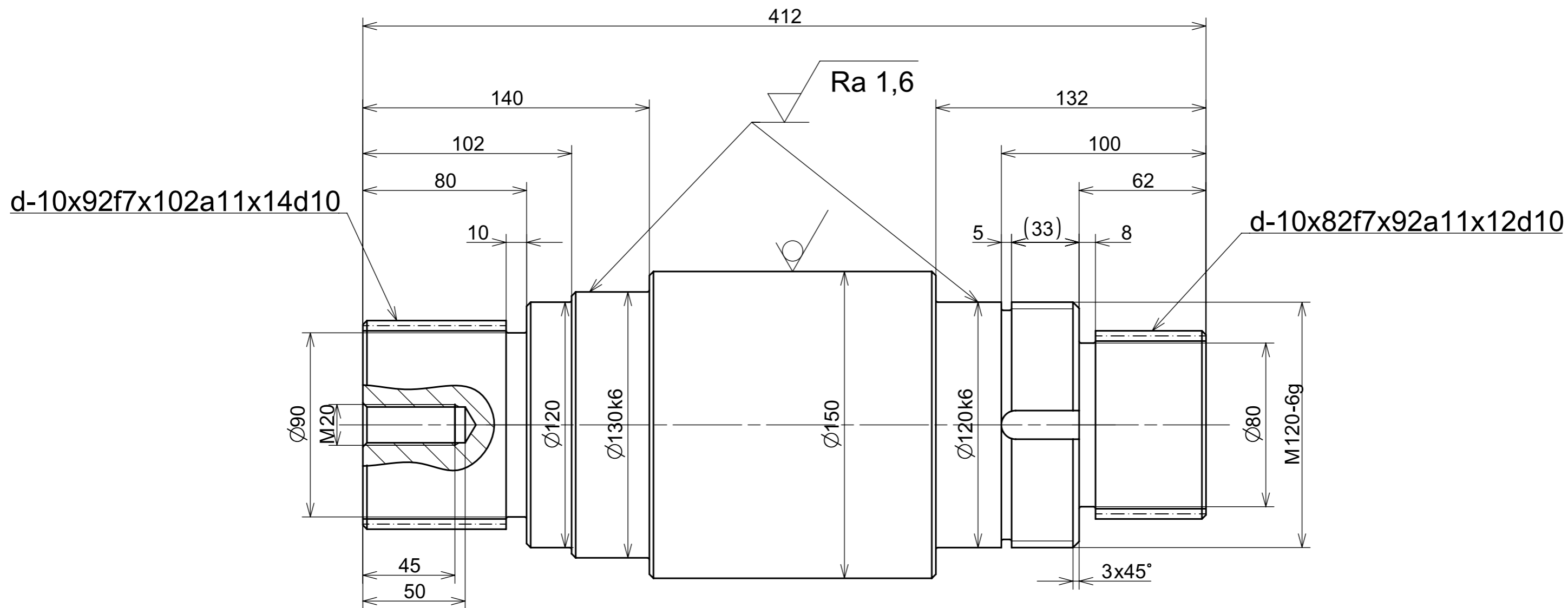
ŘEZ B-B

Poz.	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	Materiál	Hmotnost	Mn.
23	Podložka MB 24	ČSN 02 3640	---	0,110	1
22	Matice KM 24	ČSN 02 3630	---	0,970	1
21	Kolík 25-160	ČSN 02 2150	---	0,606	2
20	Kolík 16-120	ČSN 02 2150	---	0,186	4
19	Matice M16	ČSN 02 1403	---	0,045	4
18	Šroub M16-60	ČSN 02 1301	---	0,133	4
17	Šroub M12-50	ČSN 02 1301	---	0,060	6
16	Šroub M20-50	ČSN 02 1144	---	0,144	1
15	Šroub M36-300	ČSN 02 1143	---	1,694	8
14	Šroub M20-100	ČSN 02 1143	---	0,323	8
13	Šroub M12-50	ČSN 02 1143	---	0,064	6
12	Spojka Flender	Zapex ZNN - A	---	16,210	1
11	Elektromotor	Siemens 1LE1001	---	135,500	1
10	Válečkové ložisko	SKF NU 226 ECJ	---	6,280	1
9	Kuličkové ložisko	SKF 6224-Z	---	5,585	1
8	Konzola	BP KKS 18-01.01	---	202,200	1
7	Hřeben	BP KKS 18-01/07	16326.4	44,877	2
6	Víčko	BP KKS 18-01/06	11 373	5,854	1
5	Příruba	BP KKS 18-01/05	11 373	24,516	1
4	Podložka	BP KKS 18-01/04	11 373	1,606	1
3	Pastorek	BP KKS 18-01/03	16420.4	7,308	1
2	Rozpěrný kroužek	BP KKS 18-01/02	11373	0,883	1
1	Hřídel	BP KKS 18-01/01	11700	37,945	1

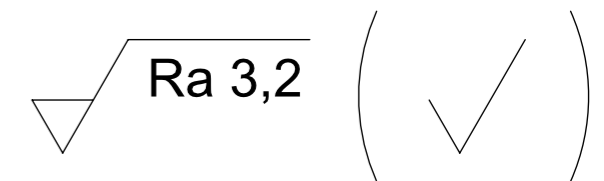
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note
---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---

Tolerance / Tolerování		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		Měřítko / Scale	
ISO 8015		Sestava_pohon		---		1:10	
ISO 128		Soubor-vykres / DRW-file		C.sestavy / Assembly No.		---	
		Sestava_pohon		C.hmot.sestavy		492,81	
Název / Title				Rev.		Císlo vykresu / Drawing No.	
Pohon koníku				0		BP KKS 18-01	
VÝKRES SESTAVY				List / sheet no.		Počet listů / sheets	
				1		1	





Nekótované rádiusy R1
 Nekótované sražené hrany $2 \times 45^\circ$



1	KR 150-420	ČSN 42 6510	11700/11700	001	37,945	---	BP KKS 18-01	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kresil / Drawn by	4.5.2018	Josef Kozák						
Prezkoušel / Checked by	---	---						
Schválil / Approved by	---	---						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Hřidel		Projekt / Project:		---	
	Soubor-vykres / DRW-file		Hřidel		C.sestavy / Assembly No.		BP KKS 18-01	
Nazev / Title				Rev.		Cislo vykresu / Drawing No.		Format
Hřidel				0		BP KKS 18-01/01		A3
VÝROBNÍ VÝKRES				List / sheet no.		1		Pocet listu / sheets
						1		

