

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Posuvový mechanismus a vedení osy X a Z univerzálního hrotového soustruhu

Autor: **Bc. Tomáš KECKSTEIN**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Martin HYNEK, Ph.D.**

Akademický rok 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš KECKSTEIN**
Osobní číslo: **S12N0041P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Posuvový mechanismus a vedení osy X a Z univerzálního hrotového soustruhu**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Průzkum současného stavu problematiky, rešerše. Analýza získaných poznatků. Návrh koncepce posuvů s ohledem na požadované parametry soustruhu. Kinematické schéma posuvů. MKP analýza konstrukčního řešení. Detailní konstrukce posuvů. Výrobní a výkresová dokumentace v závislosti na technologii výroby.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Průzkum současného stavu problematiky
2. Návrh koncepcí posuvů s ohledem na požadované parametry soustruhu
3. Porovnání jednotlivých variant a výběr vhodné varianty
4. Detailní konstrukce, výkresová dokumentace a MKP analýza vybrané varianty
5. Zhodnocení práce, závěr

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

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999


KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S., KRÓNEROVÁ, E. Obecné strojí části 2. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Martin Hynek, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Jaroslav Vykoukal**
GENERAL ENGINEERING SERVICES s.r.o.
Datum zadání diplomové práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Keckstein	Jméno Tomáš		
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hynek Ph.D.	Jméno Martin		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Posuvový mechanismus a vedení osy X a Z univerzálního hrotového soustruhu			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	124	TEXTOVÁ ČÁST	74	GRAFICKÁ ČÁST	50
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>V této diplomové práci bylo prozkoumáno současné řešení posuvových mechanismů a vedení univerzálních hrotových soustruhů. Na základě rešerše byly navrženy tři varianty, z kterých bylo vybráno konstrukční řešení, které bylo dále detailně zkonstruováno v CAD systému, a byla vytvořena výkresová dokumentace. Jednotlivé konstrukční části byly navrženy a zkontrolovány pomocí analytických a numerických výpočtů.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>soustruh, posuvový mechanismus, vedení, motor, převod, kuličkový šroub, ozubený řemen, ložisko, CAD, MKP</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Keckstein	Name Tomáš	
FIELD OF STUDY	2302T019 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hynek Ph.D.	Name Martin	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Feed mechanism and guide way of the universal center lathe's axis X and Z		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	124	TEXT PART	74	GRAPHICAL PART	50
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	In this diploma sheet current construction of the feed mechanism and guide way of the universal center lathe's was examined. Based on the study three versions were designed. One of them was chosen and was design in detail in CAD system. Some parts of the construction were designed and checked by the analytic and numeric calculations.
KEY WORDS	lathe, feed mechanism, guide way, engine, transmission, ball screw, toothed belt, bearing, CAD, FEM

Obsah

Prohlášení o autorství	4
ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE	5
SUMMARY OF DIPLOMA SHEET.....	6
Obsah.....	7
Seznam použitých symbolů.....	10
1. Úvod	13
1.1. Téma diplomové práce	13
1.2. Zadávající organizace	13
1.3. Univerzální hrotové soustruhy.....	13
2. Rešerše stávajícího řešení.....	14
2.1. TOS SUA 80 Numeric	14
2.2. Fat Haco TUR 800 MN	14
2.3. Trens SE 820 Numeric.....	15
2.4. Kovosvit MAS Masturn 820 CNC	16
2.5. Technické parametry navrhovaného a konkurenčních strojů	17
3. Přímočaré (lineární) vedení	18
3.1. Vedení kluzná	18
3.1.1. Vedení hydrostatické	18
3.1.2. Vedení hydrodynamické.....	19
3.2. Vedení valivé	19
3.3. Vedení kombinované	20
3.4. Vedení aerostatické.....	20
4. Vyvození přímočarého pohybu	21
4.1. Kuličkový šroub a kuličková matice	21
4.1.1. Poháněný kuličkový šroub	22
4.1.2. Poháněná kuličková matice	22
4.2. Pastorek a hřeben	22
4.2.1. Náhon s jedním motorem	23
4.2.2. Náhon s dvěma motory.....	23
5. Návrh variant a jejich zhodnocení.....	24
5.1. Varianta A.....	24
5.2. Varianta B	25
5.3. Varianta C.....	26

5.4.	Výběr varianty	27
6.	Návrhové výpočty konstrukčního řešení	28
6.1.	Vstupní hodnoty	28
6.2.	Výpočet řezných sil	28
6.3.	Návrh zatěžovacích stavů	28
6.3.1.	Zatěžovací stavy při obrábění	28
6.3.2.	Zatěžovací stavy při rychloposuvu	29
6.3.3.	Vektor zatěžovacích sil s třením	29
6.3.4.	Doby běhu posuvového mechanismu osy X	30
6.3.5.	Navržené zatěžovací stavy	32
6.4.	Návrh a kontrola převodu kuličkový šroub - kuličková matice	32
6.4.1.	Návrh kuličkového šroubu a matice	32
6.4.2.	Výpočet velikosti zatížení	33
6.4.3.	Kontrola životnosti převodu	35
6.4.4.	Kontrola šroubu na vzpěr a kritické otáčky	36
6.5.	Uložení kuličkového šroubu	36
6.5.1.	Výpočet velikosti zatížení	37
6.5.2.	Kontrola životnosti ložiska	38
6.6.	Výpočet tuhosti soustavy pohonného mechanismu	38
6.7.	Specifikace pohonného mechanismu	39
6.7.1.	Návrh motoru	39
6.7.2.	Výpočet převodových poměrů mechanismu	40
6.7.3.	Návrh vstupního převodu	40
7.	Popis navrženého konstrukčního řešení	41
7.1.	Příčný posuv – osa X	41
7.2.	Podélný posuv – osa Z	41
8.	Kontrolní výpočty konstrukčního řešení	48
8.1.	Výpočet šroubových spojení	48
8.1.1.	Upevnění motoru podélného suportu	48
8.1.2.	Ložiskové domky podélného suportu	49
8.1.3.	Upevnění motoru příčného suportu	49
8.2.	MKP výpočet ložiskových domků podélného suportu	50
8.2.1.	MKP model	51
8.2.2.	Okrajové podmínky	52
8.2.3.	Výsledky MKP výpočtu se silou u předního ložiskového domku	55

8.2.4.	Výsledky MKP výpočtu se silou uprostřed mezi ložiskovými domky	57
8.2.5.	Vyhodnocení výsledků	60
8.3.	MKP výpočet vedení	60
8.3.1.	Vytvořený MKP model	60
8.3.2.	Okrajové podmínky	61
8.3.3.	Výsledky MKP výpočtu s příčným suportem v přední krajní poloze	63
8.3.4.	Výsledky MKP výpočtu s příčným suportem v zadní krajní poloze	68
8.3.5.	Vyhodnocení výsledků	68
8.4.	Výpočet celkové tuhosti	69
9.	Detailní konstrukce a výkresová dokumentace	70
10.	Závěr	70
	Použitá literatura	71
	Použitý software	72
	Seznam obrázků	72
	Seznam tabulek	74
	Seznam příloh	74

Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
a_x	zrychlení / zpomalení příčného suportu	m/s^2
C_{ax}	dynamická únosnost kuličkové matice / ložiska	N
C_{oax}	axiální statická únosnost ložiska	N
$C_{oaxcalc}$	požadovaná axiální statická únosnost matice	N
C_{ox}	statická únosnost kuličkové matice	N
C_{orx}	radiální statická únosnost ložiska	N
C_{rx}	radiální dynamická únosnost ložiska	N
D_{ek}	výpočtový průměr obrábění	m
D_{sup}	oběžný průměr nad suportem	m
d_x	průměr kuličkového šroubu	m
E	Youngův modul pružnosti oceli v tahu	MPa
F_{1x}, F_{2x}	vektor sil působící na ložiska příčného suportu	kN
F_{1mx}, F_{2mx}	střední síly působící na matici a ložiska příčného suportu	kN
F_a, F_{ax}	vektor maximálních sil na matici / ložisko	kN
F_b, F_{bx}	vektor minimálních sil na matici / ložisko	kN
F_{cx}	kritická síla na vzpěr	kN
$F_{Ex1,2}$	střední síly působící na ložiska	kN
F_{LL}	omezná síla ložiska	kN
F_{Lox}	předepínací síla ložiska	kN
F_{Lx}	omezná síla kuličkové matice	kN
F_{Lxcalc}	požadovaná omezná síla kuličkové matice	kN
F_{Mxmax}	maximální vyvoditelná síla motorem	kN
F_{obv}	obvodová složka řezné síly – hlavní řezná síla	kN
F_{ox}	předpětí kuličkové matice	kN
F_{oxcalc}	požadované předpětí kuličkové matice	kN
F_{stat}	předpětí ozubeného řemenu	N
F_{sx}	vektor posuvových sil	kN
F_{Tx}	Vektor třecích sil	kN
f_{vx}	kluzné tření GS super Gamapest	-
$F_{výsl}$	výsledné zatížení šroubového spoje	N
F_{x0}	radiální složka řezné síly – síla na přísuv v ose X	kN
F_{x1}, F_{x2}, F_{xi}	síly působících na matici příčného suportu	kN

F_{xmax}, F_{zmax}	maximální zátěžná síla	kN
F_{z0}	axiální složka řezné síly – síla na posuv v ose Z	kN
g	gravitační zrychlení	m/s ²
G	modul pružnosti ve smyku	MPa
G_{motx}, G_{motz}	gravitační síla motoru	N
h_x	stoupání kuličkového šroubu	m
i_{1rx}	vstupní převodový poměr	-
i_{1sx}	celkový převodový poměr	1/m
i_{rsx}	finální převodový poměr	1/m
J_{px}	polární moment průřezu kuličkového šroubu	m ⁴
k	bezpečnost vůči mezi pevnosti	-
$k_{\varphi x}$	torzní tuhost kuličkového šroubu	mm·kN
$k_{\varphi, sx}$	torzní tuhost kuličkového šroubu redukována na translační	kN/mm
k_{cx}	celková tuhost soustavy matice – šroub – ložiska	kN/mm
k_{Lcx}	axiální tuhost ložiska	kN/μm
k_{mx}	axiální tuhost kuličkové matice	N/m
k_n	součinitel kritických otáček	-
$k_{s1, \varphi x}$	celková tuhost kuličkového šroubu	kN/mm
k_{s1minx}	minimální tuhost kuličkového šroubu	kN/mm
k_v	součinitel vzpěru	-
k_{z1}, k_{z2}	tuhost předního ložiskového domku	kN/mm
k_{x1}, k_{y1}, k_{z1}	tuhost suportů v místě nástroje v jednotlivých osách	kN/mm
k_{xc}, k_{yc}, k_{zc}	celková tuhost v jednotlivých osách	kN/mm
L_{10hx}	životnost ložisek	hod
L_{1x}, L_{2x}	poměrná životnost matic příčného suportu	-
L_{hx}	celková životnost matice	hod
L_{10hx}	životnost ložiska	hod
L_{px}	vzdálenost podpor kuličkového šroubu	m
L_{Rx}	délka pojezdu příčného suportu rychloposuvem	m
L_{sx}	kritická poloha matice	m
L_x	délka pojezdu příčného suportu	m
M_{10x}	statický moment motoru	N·m
M_{1x}	jmenovitý moment motoru	N·m
M_L	omezný moment na vřetení	N·m

$M_{výsl}$	výsledný moment na šroubový spoj	N·m
m_x	hmotnost pohybujících částí příčného suportu	kg
n_{1x}	jmenovité otáčky motoru	1/min
n_{cx}	kritické otáčky kuličkového šroubu	1/min
n_{mx}	střední otáčky kuličkového šroubu	1/min
n_x	vektor otáček kuličkového šroubu	1/min
n_{xmax}	maximální otáčky kuličkového šroubu	1/min
$P_{potřx}$	potřebný výkon motoru	kW
P_x	výkon motoru	kW
q_x	vektor poměrné doby běhu	-
R_m	mez pevnosti	MPa
s_{ot}	posuv na otáčku	mm
s_{ox}	statická bezpečnost matice / ložiska	-
s_{nx}	bezpečnost pro kritické otáčky	-
s_{vx}	bezpečnost kuličkového šroubu ve vzpěru	-
T_C	celková doba běhu	hod
T_{obr}	celková doba běhu při obrábění	hod
T_R	celková doba běhu při rychloposuvu	hod
T_{sx}	symetrický vektor doby běhu	hod
T_x	vektor doby běhu	hod
v_c	řezná rychlost	m/min
v_{Rxmax}	maximální vyvoditelná rychlost motorem	m/min
v_{Rx}	maximální rychlost rychloposuvu	m/min
v_x	vektor posuvových rychlostí	m/min
Δ_{z1}, Δ_{z2}	deformace předního ložiskového domku v ose Z	mm
$\Delta X_1, \Delta Y_1, \Delta Z_1$	deformace suportů v místě nástroje v jednotlivých osách	mm
η_{1s0x}	odhad celkové účinnosti	-
η_{vx}	účinnost rybinového vedení	-
ν	Poissonova konstanta	-
σ_c	celkové napětí šroubu	MPa
$\sigma_{Dšr}$	dovolené napětí šroubu	MPa
σ_e	mez kluzu	MPa
σ_o	ohybové napětí šroubu	MPa
σ_o	tahové napětí šroubu	MPa

1. Úvod

1.1. Téma diplomové práce

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem posuvových mechanismů a vedení příčného a podélného suportu univerzálního hrotového soustruhu, označeného jako SU840. Navržený univerzální hrotový soustruh SU840 byl navržen dle těchto parametrů:

Oběžný průměr nad ložem	840 mm
Oběžný průměr nad suportem	530 mm
Vzdálenost mezi hroty	2500 mm
Max. hmotnost obrobku (mezi hroty)	3000 kg
Max. hmotnost obrobku (letmo)	1000 kg
Omezný moment na vřetení	2600 N.m

Tyto parametry odpovídají středně velkým strojům, které má ve svém výrobním portfoliu velké množství firem. Na trhu je možné takto velké stroje pořídit v různých délkách, s různým typem řízení a různým příslušenstvím odpovídající konkrétní aplikaci stroje. U tohoto navrženého soustruhu je použito CNC řízení, kterému odpovídá i vybavení stroje odměřováním a dalšími kontrolními prvky.

1.2. Zadávající organizace

Společnost General Engineering Services s.r.o. působí na trhu již od roku 2008. V současné době se její činnost soustřeďuje na konstrukci a poskytování IT služeb.

1.3. Univerzální hrotové soustruhy

Univerzální hrotové soustruhy s CNC řízením se používají v kusové a malosériové výrobě pro soustružení hřídelových a přírubových součástí různých tvarů a rozměrů. Moderní stroje se vyznačují vysokou přesností, výkoností a jednoduchou obsluhou. U těchto strojů bývá standardně možnost grafické simulace obrábění, obrábění s CNC řízením nebo s ručním řízením, jako na běžném konvenčním soustruhu. Univerzální hrotové soustruhy dále umožňují také obrábění s konstantní řeznou rychlostí, čímž je zaručen kvalitně opracovaný povrch. CNC program je možné vytvářet pomocí klávesnice přímo na stroji nebo pomocí softwaru na PC mimo stroj.

Velikost univerzálních hrotových soustruhů se posuzuje především podle maximálního průměru obrobku, který lze na stroji obrobit a dále se posuzuje maximální délka soustružení, daná vzdáleností mezi hroty.

2. Rešerše stávajícího řešení

Výrobci zabývající se produkcí univerzálních hrotových soustruhů obvykle ve svém portfoliu strojů nabízí současně konvenční univerzální hrotové soustruhy a soustružnická centra. CNC univerzální hrotové soustruhy kombinují výhody konvenčních soustruhů s CNC řízením. Tyto soustruhy jsou obvykle v několika velikostních řadách značených většinou dle velikosti oběžného průměru nad suportem, a dále jsou tyto velikostní řady nabízeny v různých délkách lože resp. s různými maximálními vzdálenostmi mezi hroty. Navrhovaný soustruh bude řešen pouze pro jednu vzdálenost mezi hroty 2500mm.

Na základě požadovaných parametrů univerzálního hrotového soustruhu byly vybrány 4 konkurenční CNC soustruhy s odpovídajícími parametry.

2.1. TOS SUA 80 Numeric

Univerzální hrotový soustruh SUA 80 Numeric je numericky řízený stroj, určený pro všechny typy soustružnických operací. Stroj má vodorovné tuhé lože s kalenými a broušenými vodícími plochami. Vodící plochy na podélných saních jsou obloženy kluznou hmotou Turcite B kvůli odstranění trhavých pohybů při malých posuvech.

Náhon kuličkového šroubu pohánějícího podélný suport – osu Z je realizován servopohonem přímo na šroub. U strojů se vzdáleností mezi hroty delší než 3500 mm je podélný suport poháněn ozubeným řemenem. Pohon příčného suportu – osy X je taktéž zabezpečen servopohonem přímo na kuličkový šroub.



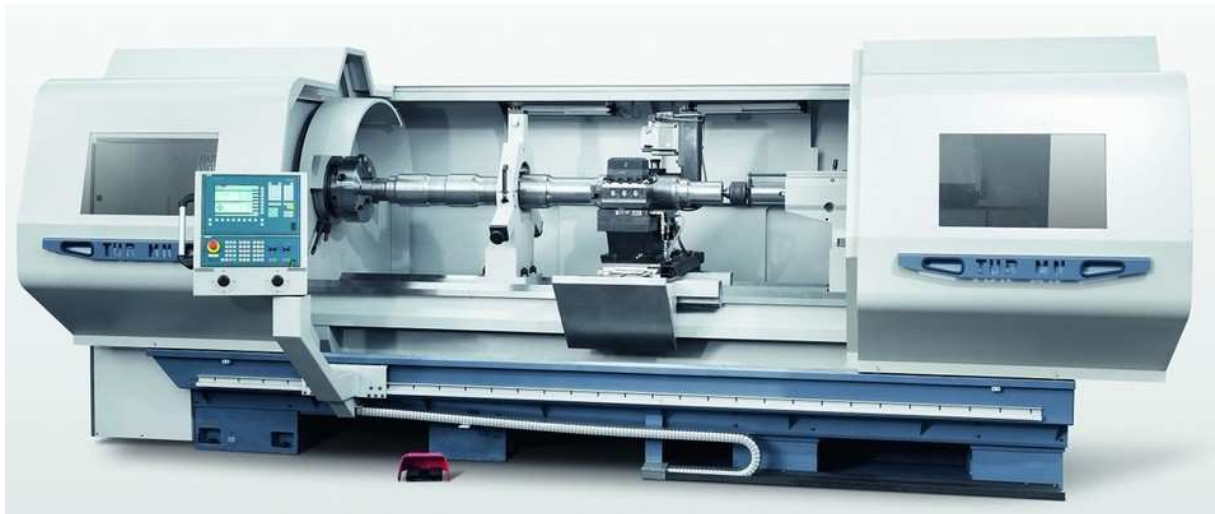
Obr. 2.1 - TOS SUA 80 Numeric [17]

2.2. Fat Haco TUR 800 MN

Univerzální hrotový CNC soustruh Fat Haco vyhovuje požadavkům optimálního provozu moderní dílny díky vysoké přesnosti, nízkým nárokům na údržbu, jednoduchému ovládní a programování.

Pohyb obou suportů je zajištěn pomocí vysoce přesných kuličkových šroubů, které jsou uloženy ve vysoce přesných ložiscích a poháněny servomotorem přes ozubený řemen. Vodící plochy jsou kalené a broušené, což zajišťuje dlouhou životnost a přesný provoz soustruhu.

Soustruh také umožňuje pracovat jak v CNC režimu, tak s manuálním ovládáním jako na konvenčním univerzálním hrotovém soustruhu.



Obr. 2.2 - Fat Haco TUR 800 MN [18]

2.3. Trens SE 820 Numeric

Soustruh SE 820 Numeric je CNC univerzální hrotový soustruh sloužící pro obrábění rozměrných součástí. Umožňuje veškeré soustružnické operace a v kombinaci s vrtacími a frézovacími operacemi umožňuje obrábění složitých tvarových ploch. Vysoká variabilita vyhotovení a množství doplňkového vybavení umožňuje sestavení různých specifikací nového stroje podle individuálních potřeb zákazníka. Soustruh opět umožňuje obrábění v manuálním i automatickém režimu.

Pohon podélného suportu – osy Z je proveden pomocí předepnutého kuličkového šroubu poháněného servopohonem přes ozubený řemen. Pohon příčného suportu – osy X je opět realizován pomocí kuličkového šroubu přímo poháněného motorem. Vodící plochy jsou kalené a broušené.



Obr. 2.3 - Trens SE 820 Numeric [19]

2.4. Kovosvit MAS Masturn 820 CNC

Univerzální hrotový soustruh Masturn 820 s CNC řízením se vyznačuje vysokou přesností, výkoností a jednoduchou obsluhou. Tento soustruh je určený pro přesné soustružnické operace ve výrobě s malou sériovostí. Obrábění je možné provádět pomocí ručního řízení nebo automaticky s využitím CNC řízení. A to také s konstantní řeznou rychlostí čímž je zaručeno kvalitní opracování povrchu. Stroj má zvýšenou přesnost odpovídající normě ISO1708.

Pohon osy Z je proveden pomocí kuličkového šroubu poháněného servopohonem přes ozubený řemen. Pohon osy X je realizován pomocí kuličkového šroubu poháněného přímo servopohonem.



Obr. 2.4 - Kovosvit MAS Masturn 820 CNC [20]

2.5. Technické parametry navrhovaného a konkurenčních strojů

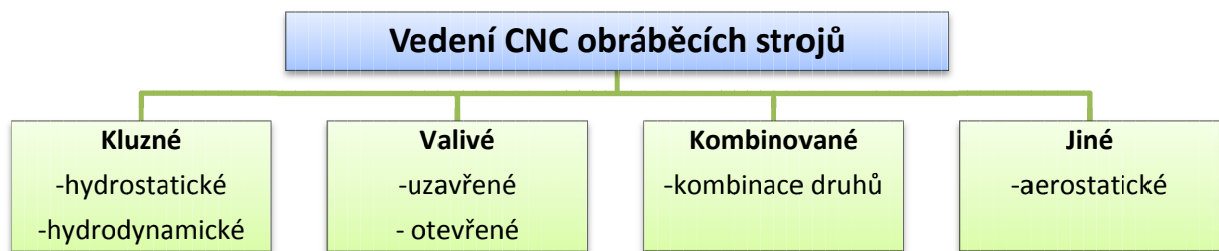
Tabulka 1 – Technické parametry vybraných strojů

	SU840	TOS SUA 80 Numeric	Fat Haco TUR 830 MN	Trens SE 820 Numeric	Kovosvit MAS Masturn 820
Pracovní rozsah					
Oběžný ϕ nad ložem [mm]	840	840	820	800	820
Oběžný ϕ nad suportem [mm]	530	530	520	515	530
Vzdálenost mezi hroty [mm]	2500	2000 / 2750 / 3500 / 5000 / 6500	2000 / 3000 / 4000 / 5000 / 6000	2000 / 3000 / 4000 / 6000 / 8000	2000 / 3000 / 4500
Max. hmotnost obrobku - mezi hroty [kg]	3000	6000	4000	3000	-
Max. hmotnost obrobku - letmo [kg]	1000	-	1000	1000	-
Vřeteno					
Vrtání vřetene [mm]	132	128	140	133	128
Rozsah otáček [1/min]	1-1600	5-1250	4-1800	1-1600	0-1800
Výkon hlavního motoru [kW]	22	30	33	30	28
Max. krouticí moment na vřetenu [N.m]	2600	8000	4100	4000	3000
Posuvy					
Rychlost rychloposuvu osy Z [m/min]	6	5	6	6	10
Rychlost rychloposuvu osy X [m/min]	5	5	6	5	10
Max. posuvová síla [kN]	20	-	20	30	-
Max. příusuvová síla [kN]	10	-	15	12	-
Max. zdvih osy X [mm]	500	-	505	405	370
Rozměry stroje (vzdálenost mezi hroty - 2000mm)					
Délka [mm]	4600	-	4400	4604	4000
Šířka [mm]	2400	-	2660	2325	1810
Výška [mm]	1950	-	2000	2115	1885
Hmotnost [kg]	7100	7500	7300	7000	4900

3. Přímočaré (lineární) vedení

Pod pojmem vedení chápeme systém vodících ploch, na nichž se stýkají pohyblivé a nepohyblivé části stroje. Tato soustava musí zaručit pohyb po geometricky přesné dráze, zabezpečit určitý druh pohybu nebo zajistit polohu a přenést zatížení z jednoho dílu na druhý. Dle tvaru drah se rozlišují vedení na přímočará a kruhová.

Přímočaré (lineární) vedení se používá u celé řady strojírenských zařízení, jako jsou obráběcí stroje, tvářecí stroje, montážní linky, měřicí stroje a řada dalších strojů, které využívají lineární pohyb. Druhy vedení používané v konstrukci posuvových soustav CNC strojů jsou patrné na obrázku 3.1.



Obr. 3.1 - Druhy vedení posuvových lineárních soustav používaných v konstrukci CNC obráběcích strojů [4]

Při konstrukci klademe na lineární vedení tyto všeobecné požadavky [4] :

- vysoká statická a dynamická tuhost
- přesnost výroby vedení v mezích odpovídajících požadované přesnosti práce stroje
- možnost vymezení vůle vzniklé opotřebením vodících ploch
- výborná jakost povrchu snižující součinitel tření
- ochrana proti vnikání prachu, třísek a jiných nečistot
- mazání, aby ztráty pohybu a opotřebení byly co nejmenší
- tvar, který musí za všech okolností při provozu zaručovat vedení pohybujících se částí s jedním stupněm volnosti a vhodné zachycení sil přenášených z jedné části na druhou

3.1. Vedení kluzná

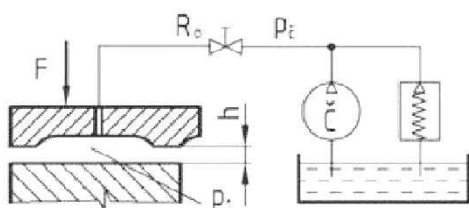
Kluzné vedení se používá zejména pro vysoká zatížení a u velkých strojů. U kluzných vedení rozlišujeme několik typů vodících ploch a to:

- válcová (kruhová)
- prizmatická
- plochá
- rybinová

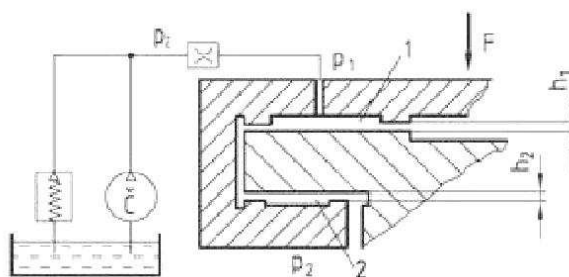
3.1.1. Vedení hydrostatické

U tohoto vedení se mezi dvěma kluznými plochami vytváří po celou dobu chodu stroje stálý olejový film, a to bez závislosti na pohybu vodících ploch. Kapalinné tření je zajištěno přívodem maziva pod tlakem mezi vodící plochy. Kapalinné tření má velice malý součinitel tření při velkém rozsahu rychlostí. Hydrostatická vedení se dělí na dvě provedení: otevřená a uzavřená. Otevřené vedení nepřenáší klopné momenty a používá se pouze pro rovnoměrné

zatížení. Pokud vedení přenáší klopné momenty nebo nerovnoměrné zatížení je nutné použít uzavřené vedení.



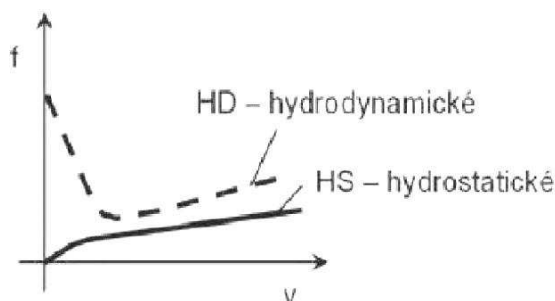
Obr. 3.2 - Otevřené hydrostatické vedení [4]



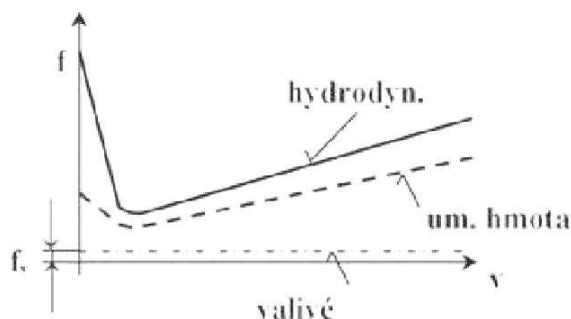
Obr. 3.3 - Uzavřené hydrostatické vedení [4]

3.1.2. Vedení hydrodynamické

U hydrodynamického vedení se olejový kluzný film vytvoří mezi kluznými plochami až při vzájemném pohybu vodících ploch. To může způsobovat při nízkých rychlostech nežádoucí trhavé pohyby kvůli překonávání vysokého součinitele tření za klidu. Jakmile se zvýší vzájemná rychlost pohybujících se ploch, součinitel tření klesá. Trhavý pohyb se dá zmírnit nebo zcela odstranit pomocí obložení vodících ploch kluznými materiály nebo přidáním speciálních aditiv do mazacího oleje. [4] Na obrázku 3.4 je znázorněna závislost součinitele tření na rychlosti pohybu u hydrodynamického a hydrostatického vedení. Na obrázku 3.5 je zobrazen snížený součinitel tření vlivem kluzného obložení a srovnání s valivým vedením.



Obr. 3.4 - Závislost součinitele tření na rychlosti kluzného vedení [4]



Obr. 3.5 - Závislost součinitele tření na rychlosti valivého a hydrodynamického kluzného tření [4]

3.2. Vedení valivé

Valivé vedení se skládá z valivých bloků a vodících kolejnic. Valivý blok se pohybuje po valivých elementech, které v bloku obíhají. Výhody použití valivých vedení oproti kluzným jsou obdobné jako u valivých ložisek oproti kluzným. Jsou to zejména [4]:

- menší součinitel tření
- nepatrný rozdíl v součiniteli tření za klidu a za pohybu; viz obrázek 3.5
- minimální opotřebení a dlouhá životnost
- možnost vymezení vůle a předepnutí
- vysoká přesnost pohybu i při malých rychlostech

A jako nevýhody lze uvést:

- vysokou náročnost na přesnost výroby a tím někdy vyšší cenu
- větší rozměry než kluzná vedení
- menší schopnost útlumu chvění
- náročnost na ochranu proti vnikání nečistot

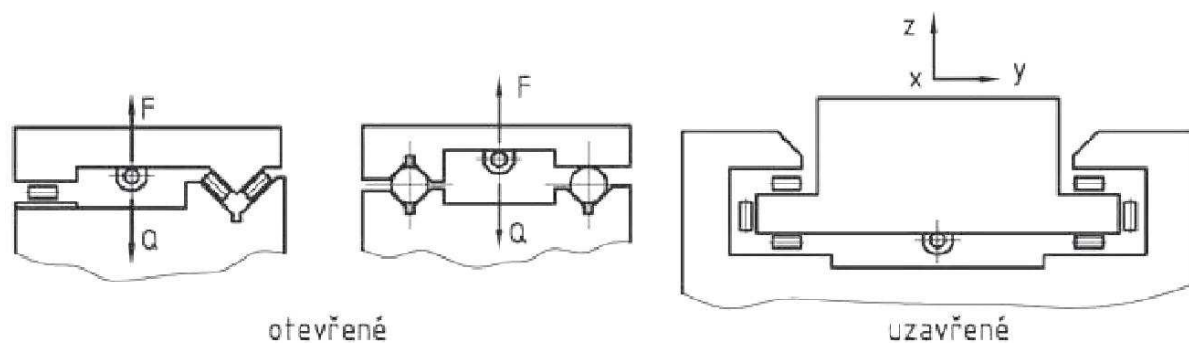
Valivé vedení je možné také předeprnout, čímž se zvýší tuhost vedení, protože stejně velká zatěžující síla způsobí výrazně menší deformaci u předeprnutého vedení než u vedení nepředeprnutého.

Valivá vedení je možné dělit dle typu valivého tělesa na:

- kuličková – menší tuhost, menší citlivost na výrobní nepřesnosti
- válečková – větší tuhost, únosnost, životnost, citlivost na přesnou výrobu
- jehličková

Dále se rozlišují vedení:

- otevřená – zachycují pouze zatížení v tlaku, nezachycují klopné momenty – nesmí odléhat
- uzavřená – zachycují klopné momenty, vedení je možné předeprnout



Obr. 3.6 - Valivé vedení otevřené a uzavřené [4]

Dle rozsahu pohybu rozlišujeme valivé vedení:

- s omezeným pohybem – pohyb je možný pouze v určitém rozsahu
- s neomezeným pohybem – pohyb je omezen pouze délkou kolejnice. Toto vedení se používá pro přesné CNC stroje. Existuje několik druhů profilů kolejnic

3.3. Vedení kombinované

Kombinované vedení spojuje výhody a nevýhody jednotlivých druhů vedení. V praxi se používají kombinované kluzně-valivé (hydrodynamické) uzavřené vedení.

3.4. Vedení aerostatické

Aerostatické vedení je obdobné hydrostatickému, jen s rozdílem, že místo kapaliny se používá stlačený vzduch. Aerostatické vedení je ve srovnání s hydrostatickým méně tuhé, proto se používá pouze u menších strojů. Regulací tlaku vzduchu je možné nastavit vůle ve vedení.

4. Vyvození přímočarého pohybu

Lineární pohyb je možné vyvinout dvěma způsoby. První možností je převod rotačního pohybu na přímočarý a druhá možnost je použití lineárního motoru.

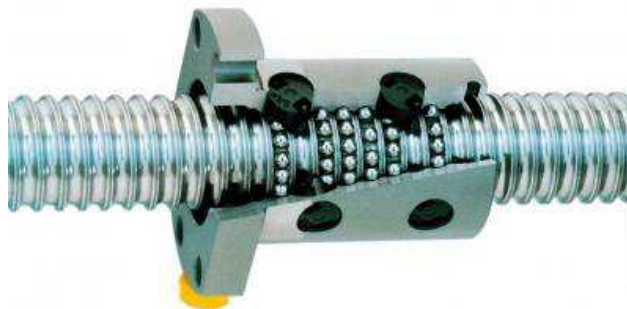
Ústrojí umožňující převod rotačního pohybu na přímočarý:

- šroub a matice
 - kuličkový šroub a kuličková matice
 - závit s plošným dotykem
- šnek a ozubený hřeben
- pastorek a hřeben
- klikový a kulisový mechanismus

U obráběcích strojů se v dnešní době používá nejvíce kuličkový šroub a kuličková matice a pastorek a hřeben.

4.1. Kuličkový šroub a kuličková matice

Kuličkové šrouby se používají pro přesné převody především díky vysoké účinnosti, která je daná nízkým valivým odporem kuliček v dráze profilu závitu. Účinnost tohoto převodu je 90% i více. Přednosti tohoto převodu jsou malé oteplování během provozu, možnost odstranění vůle a vytvoření předpětí, tím se dosáhne vysoké tuhosti a přesnosti. Dále malé opotřebení a tím vysoká životnost.



Obr. 4.1 - Kuličkový šroub a kuličková matice [21]

Kuličkové matice a šrouby je možné dělit dle těchto hledisek [4]

Provedení závitu:

- gotický profil – čtyřbodový styk kuličky s profilem, lepší účinnost, vyšší přesnost
- kruhový profil – dvoubodový styk kuličky s profilem, jednodušší, levnější nižší přesnost a účinnost

Převádění kuliček:

- převáděcí trubka – těžké zatížení, běžná stoupání
- deflektor – nižší zatížení, malá stoupání, převádění v rámci jednoho závitu
- převáděcí kanál – střední zatížení, velká stoupání

Způsob předepnutí:

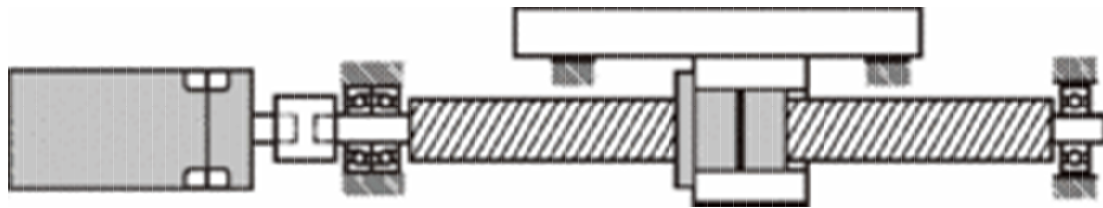
- vymezovací podložka – delší matice s výbornou tuhostí
- pružina – delší matice a malé zatížení (menší tuhost)
- difference ve stoupání – střední délky matic s dobrou tuhostí

- výběr kuliček – krátké matice s menší tuhostí
- dělená matice – svěrný spoj, krátké matice s menší tuhostí

Při konstrukci převodu kuličkový šroub kuličková matice je možné uspořádání dvěma způsoby a to tak, že se otáčí šroub a matice se posouvá nebo matice se otáčí i posouvá a šroub je pevně uchycen.

4.1.1. Poháněný kuličkový šroub

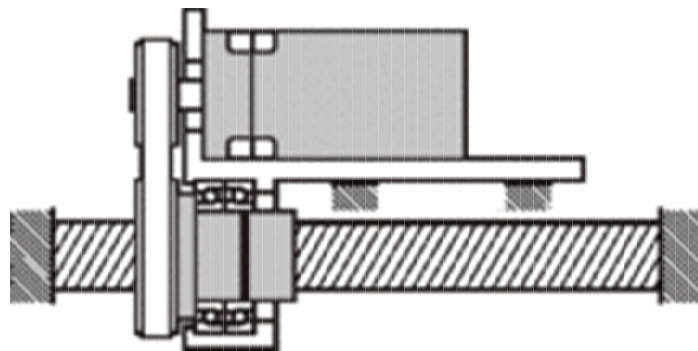
Při tomto uspořádání je kuličkový šroub poháněn přímo servomotorem nebo přes vložený převod. Servomotor je pevně spojen s rámem a pohání kuličkový šroub, který je na ložiskách uložen v rámu. Kuličková matice je pevně uchycena s pohyblivou částí stroje.



Obr. 4.2 - Poháněný kuličkový šroub [22]

4.1.2. Poháněná kuličková matice

V tomto případě je kuličkový šroub oboustranně pevně uchycen v rámu, díky čemuž má převod vysokou tuhost. Servomotor je pevně uchycen na pohyblivé části stroje a přímo nebo přes vložený převod pohání kuličkovou matici, která je uložena pomocí ložiska v pohyblivé části stroje. Nevýhodou tohoto uspořádání je vyšší hmotnost pohyblivé části stroje, což se negativně projeví na velikosti setrvačných momentů.



Obr. 4.3 - Poháněná kuličková matice [22]

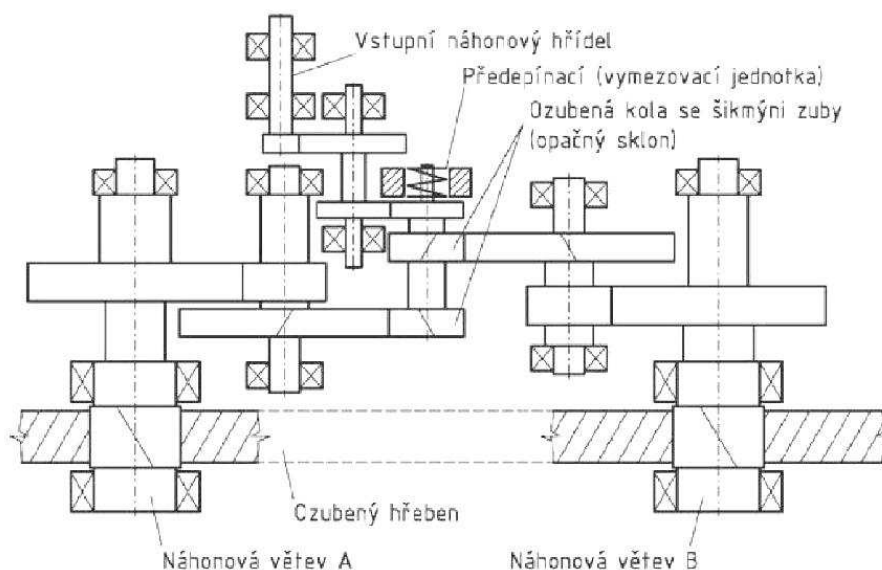
4.2. Pastorek a hřeben

Převod pomocí pastorku a ozubeného hřebenu se používá u CNC strojů pro velké zdvihy, kde převod pomocí kuličkového šroubu není vhodný kvůli tuhosti a velikosti kritických otáček. Tento typ převodu má oproti šroubu a matici menší převodový poměr, větší tuhost a lepší účinnost. V převodu vzniká vůle, kterou je nutné vymezit. Vymezení vůle v převodu je možné následujícími dvěma způsoby.

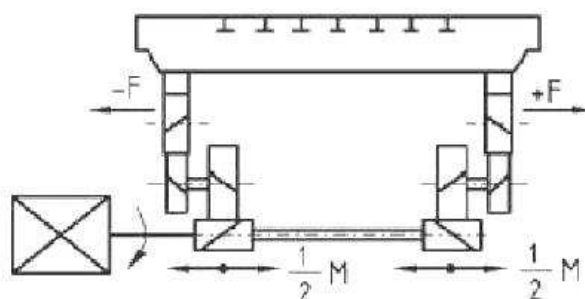
4.2.1. Náhon s jedním motorem

Předepnutí lze dosáhnout [4]:

- mechanicky (pružinou) – pružina dotlačuje posuvnou hřídel se dvěma pastorky, s opačným sklonem šikmých zubů do záběru a tím je vymezena vůle v obou větvích pohonu A a B viz obrázek 4.4.
- hydraulicky – stejné jako mechanické, jen pružina nahrazena hydraulickým členem, který dotlačuje pastorky do záběru
- duplexním pastorkem – používá se pro pohony stolů o velkých rozměrech. Hřebeny mohou být o polovinu rozteče přesazeny a sklony šikmých zubů mají opačný smysl. Výhodou je rovnoměrně rozdělený krouticí moment na obě větve pohonu, viz obrázek 4.5.



Obr. 4.4 - Pohon pastorkem a hřebem s mechanickým vymezením vůle [4]



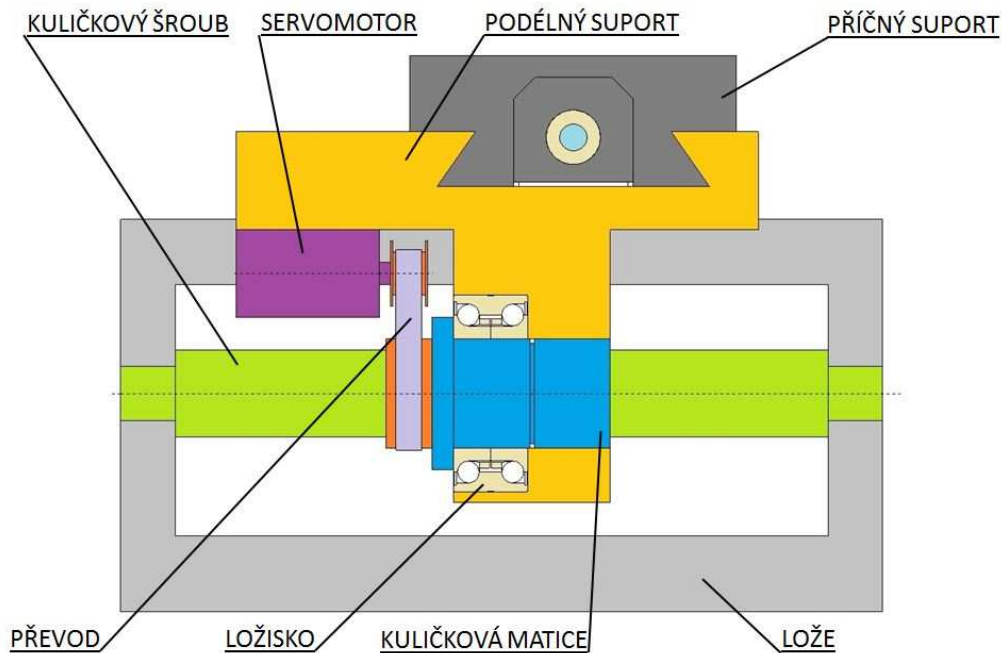
Obr. 4.5 - Pohon pastorek a hřeben s vymezením vůle pomocí duplexního pastorku [4]

4.2.2. Náhon s dvěma motory

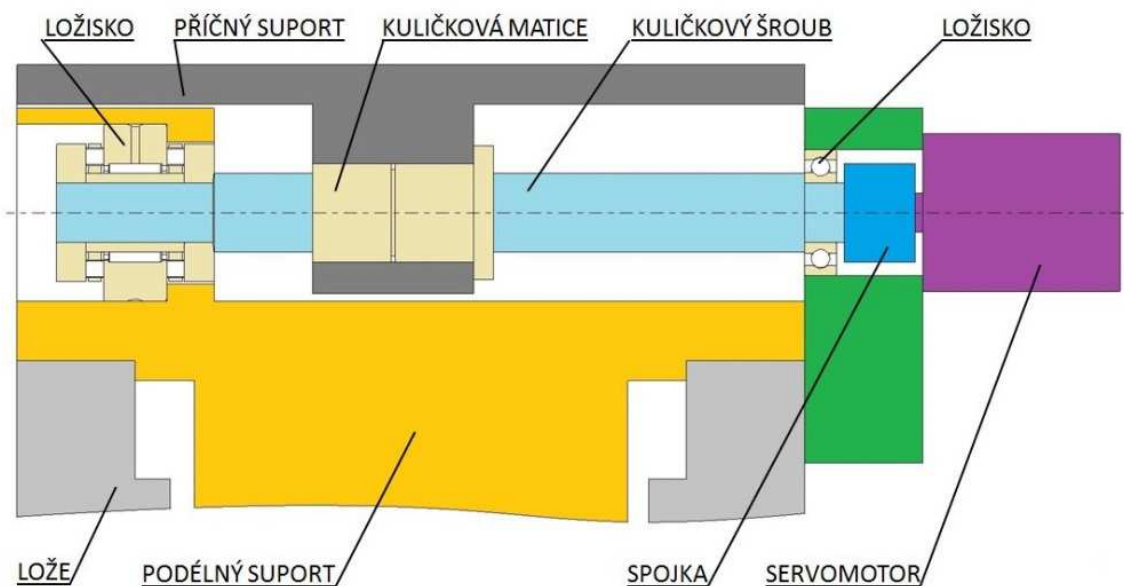
Pomocí moderních řídicích systémů je možné elektronické předepnutí pastorků tzv. Master Slave. Pastorky jsou poháněny dvěma servomotory přes vložené planetové převodovky. Pokud nejsou pastorky zatíženy, motory vyvíjejí stejně velké momenty, ale opačného smyslu. Při zatížení kladnou vnější silou bude např. levý motor závislý (Slave) a pravý nezávislý (Master). Moment závislého motoru roste ze záporné hodnoty, velikost předpětí klesá při určité velikosti až na nulu a pak oba motory působí ve stejném smyslu [4].

5.2. Varianta B

Druhá navržená varianta viz obrázky 5.3 a 5.4 obsahuje podélný suport poháněný kuličkovou maticí pomocí servomotoru přes vložený řemenový převod. U příčného suportu je kuličkový šroub poháněný přímo motorem bez vloženého převodu. Kuličkový šroub podélného suportu je pevně uchycen k loži, kuličková matice je uložena otočně v ložisku v pohyblivé části podélného suportu. Kuličkový šroub příčného suportu je uložen na jedné straně v radiálně-axiálním ložisku a na druhé straně je podepřen v kuličkovém ložisku. Vedení podélného suportu je na obou stranách ploché. Vedení příčného suportu je rybinového tvaru. Obě vedení jsou na stykové ploše pohyblivé části opatřeny kluzným obložím.



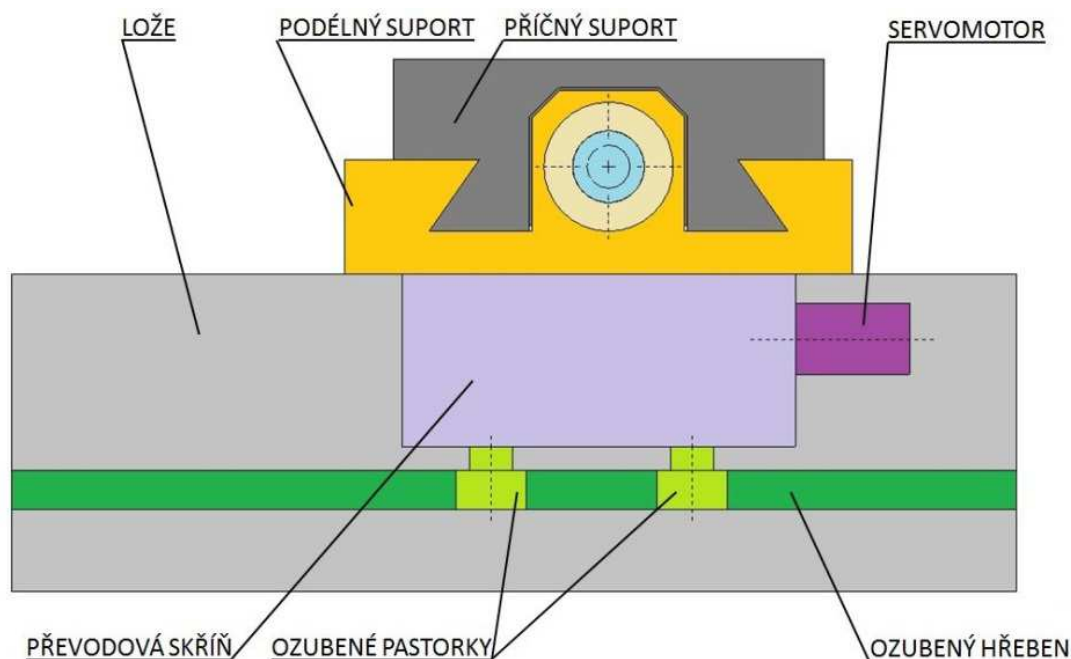
Obr. 5.3 - Varianta B – podélný suport



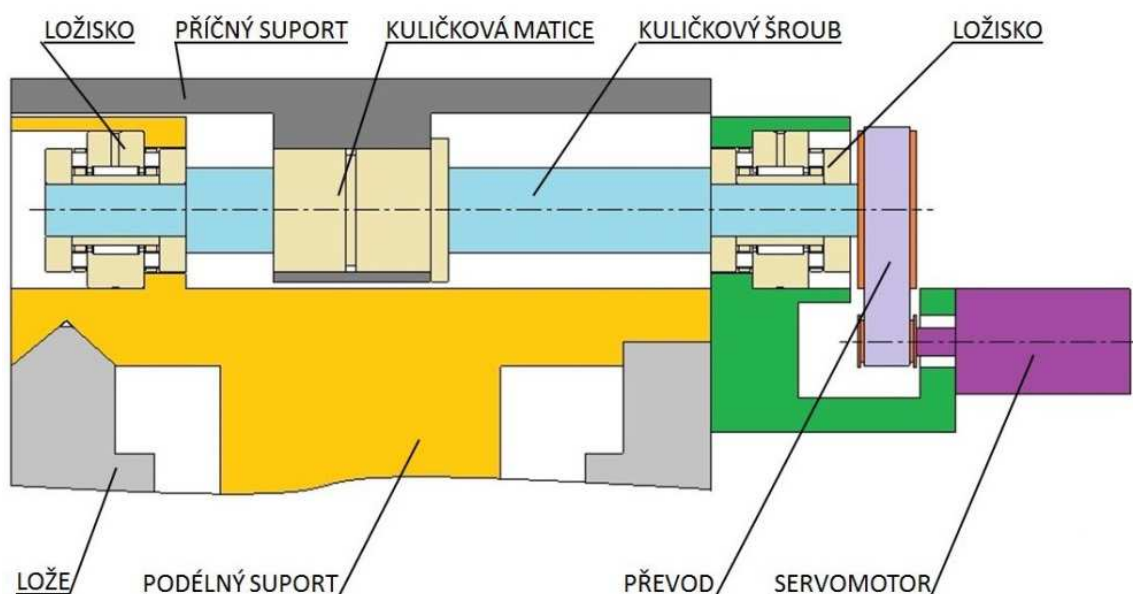
Obr. 5.4 - Varianta B – příčný suport

5.3. Varianta C

U poslední navržené varianty viz obrázky 5.5 a 5.6 je podélný suport poháněn pomocí mechanicky předepnutého ozubeného pastorku a hřebenu. Příčný suport se skládá z kuličkového šroubu, který je poháněn servomotorem přes vložený převod ozubeným řemenem. Kuličkový šroub je uložen oboustranně v radiálně-axiálních ložiskách. Vedení podélného suportu je na jedné straně prizmatické symetrické a na druhé straně ploché. Vedení příčného suportu je rybinového tvaru. Obě vedení jsou na stykové ploše pohyblivé části opatřeny kluzným obložením.



Obr. 5.5 - Varianta C – podélný suport



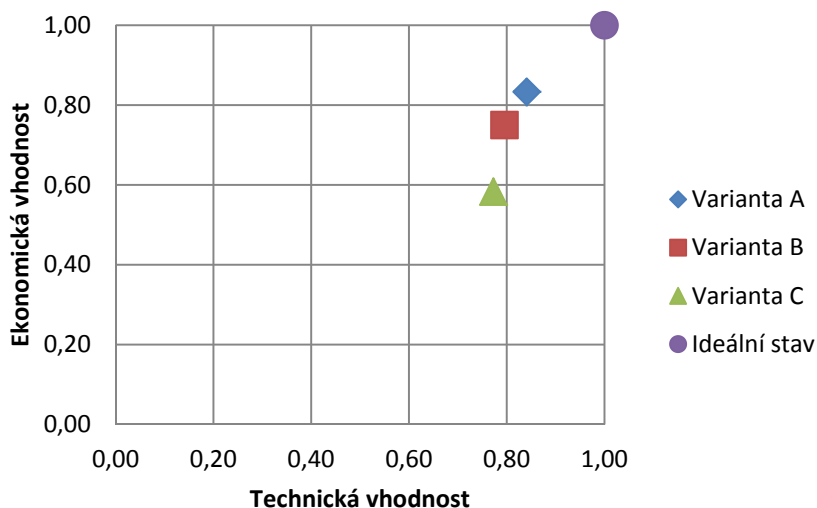
Obr. 5.6 - Varianta C – příčný suport

5.4. Výběr varianty

Navržené varianty byly porovnány z hlediska splnění technických a ekonomických parametrů. Z hodnot technicko - ekonomického hodnocení byl vytvořen diagram, na základě kterého byla vybrána varianta, která byla následně podrobně zpracována.

Tabulka 2 – Hodnocení variant

Kritérium	Varianta			
	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Ideální stav
Tuhost podélného posuvu	3	3	4	4
Tuhost příčného posuvu	3	3	3	4
Účinnost podélného posuvu	3	3	4	4
Účinnost příčného posuvu	3	3	3	4
Montáž podélného posuvu	4	4	3	4
Montáž příčného posuvu	4	4	4	4
Seřizování podélného posuvu	4	4	2	4
Seřizování příčného posuvu	4	4	4	4
Náročnost podélného vedení	3	2	3	4
Náročnost příčného vedení	2	2	2	4
Hmotnost pohybujících se skupin	4	3	2	4
Σ	37	35	34	44
Technická vhodnost	0,84	0,80	0,77	1
Počet částí	3	3	2	4
Tvarová složitost	3	2	2	4
Cena	4	4	3	4
Σ	10	9	7	12
Ekonomická vhodnost	0,83	0,75	0,58	1



Obr. 5.7 - Diagram vhodnosti variant

Na základě výsledku technicko - ekonomického hodnocení vytvořených variant bude dále řešena varianta A.

6. Návrhové výpočty konstrukčního řešení

Podélný (osa Z) i příčný (osa X) pohyb suportů je odvozeny od kuličkového šroubu, poháněného servomotorem přes vložený řemenový převod. Z toho vyplývá, že výpočty obou posuvů budou velice podobné. Zde je uvedena část výpočtu příčného pohonu osy X a v Příloze č. 1 je uveden kompletní výpočet podélného pohonu osy Z a zbývající část výpočtu příčného pohonu.

6.1. Vstupní hodnoty

Oběžný průměr nad suportem	$D_{sup} = 530 \text{ mm}$
Omezný moment na vřetení	$M_L = 2600 \text{ N} \cdot \text{m}$
Rychlost rychloposuvu příčného suportu	$v_{Rx} = 5000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$
Délka pojezdu příčného suportu	$L_x = 520 \text{ mm}$
Řezná rychlost	$v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$
Posuv na otáčku	$s_{ot} = 1 \text{ mm}$

6.2. Výpočet řezných sil

Ekonomický průměr obrábění [8] – empiricky stanovený průměr, na kterém je výhodné obrábět při využití maximálního momentu.

$$D_{ek} = 0,3 \cdot D_{sup} = 0,3 \cdot 530 = 159 \text{ mm} = 0,159 \text{ m} \quad (6.2.1)$$

Obvodová složka řezné síly – hlavní řezná síla

$$F_{obv} = \frac{2 \cdot M_L}{D_{ek}} = \frac{2 \cdot 2600}{0,159} = 32704 \text{ N} = 32,704 \text{ kN} \quad (6.2.2)$$

Další složky řezné síly jsou vypočítány z poměru sil $F_{obv} : F_z : F_x$, který je 1 : 0,6 : 0,3. Tento poměr byl zvolen na základě rešerše konkurenčních strojů.

Radiální složka řezné síly – síla na přísuv v ose X

$$F_{x0} = 0,3 \cdot F_{obv} = 0,3 \cdot 32,704 = 9,811 \text{ N} \approx 10 \text{ kN} \quad (6.2.3)$$

Axiální složka řezné síly – síla na posuv v ose Z

$$F_{z0} = 0,6 \cdot F_{obv} = 0,6 \cdot 32,704 = 19,623 \text{ N} \approx 20 \text{ kN} \quad (6.2.4)$$

6.3. Návrh zatěžovacích stavů

Z vstupních parametrů bylo stanoveno 10 zatěžovacích stavů, 6 pro obrábění a 4 pro pojezd rychloposuvem. Dále byla vypočítána velikost třecích sil vznikajících ve vedení mechanismu.

6.3.1. Zatěžovací stavy při obrábění

Výpočet a volba sil a rychlostí pro zatěžovací stavy při obrábění [8]. Velikosti sil a rychlostí se volí na základě prováděných soustružnických operací na stroji.

$$F_{x0} = 10 \text{ kN} \quad v_{x0} = s_{ot} \cdot \frac{v_c}{\pi \cdot D_{ek}} = 0,001 \cdot \frac{150}{\pi \cdot 0,159} = 0,3 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad (6.3.1)$$

$$F_{x1} = 0,5 \cdot F_{x0} = 5 \text{ kN} \quad v_{x1} = 0,6 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad (6.3.2)$$

$$F_{x2} = 0,2 \cdot F_{x0} = 2 \text{ kN} \quad v_{x2} = 1 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad (6.3.3)$$

6.3.2. Zatěžovací stavy při rychloposuvu

Hmotnost pohybujících se částí příčného suportu $m_x = 400 \text{ kg}$

Zrychlení / zpomalení příčného suportu $a_x = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Výpočet sil a rychlostí při rychloposuvu

$$F_{x3} = m_x \cdot a_{x0} = 400 \cdot 1 = 0,4 \text{ kN} \quad v_{x3} = \frac{v_{Rx}}{2} = \frac{5}{2} = 2,5 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad (6.3.4)$$

$$F_{x4} = 0 \text{ kN} \quad v_{x4} = v_{Rx} = 5 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad (6.3.5)$$

v_{x3} – střední hodnota lineárně zrychleného pohybu

6.3.3. Vektor zatěžovacích sil s třením

Vodící plochy jsou obloženy epoxidovou kluznou hmotou GS super Gamapest. Gamapest je dvousložkový rychle tvrdnoucí polymer, který má po vytvrzení 16x lepší kluzné vlastnosti než bronz, při vyšší životnosti než bronz. [23]

Kluzné tření $f_{vx} = 0,07$

Účinnost rybinového vedení [8] – empiricky stanovené ztráty od všech zatížení vznikajících ve vedení (i klopných momentů) $\eta_{vx} = 0,3$

Gravitační zrychlení $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Vektor sil bez tření $F_{xi}^T = [10 \quad 5 \quad 2 \quad 0,4 \quad 0] \text{ kN}$

Vektor třecích sil

$$F_{Txi} = (F_{xi} + m_x \cdot g) \cdot \frac{f_{vx}}{\eta_{vx}} = \left(\begin{bmatrix} 10 \\ 5 \\ 2 \\ 0,4 \\ 0 \end{bmatrix} + 400 \cdot 9,81 \right) \cdot \frac{0,07}{0,3} = \begin{bmatrix} 3,249 \\ 2,082 \\ 1,382 \\ 1,009 \\ 0,915 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad (6.3.6)$$

Vektor posuvových sil

$$F_{sxi} = F_{xi} + F_{Txi} = \begin{bmatrix} 10 \\ 5 \\ 2 \\ 0,4 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 3,249 \\ 2,082 \\ 1,382 \\ 1,009 \\ 0,915 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 13,249 \\ 7,082 \\ 3,382 \\ 1,409 \\ 0,915 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad (6.3.7)$$

Pro symetrické zatěžování platí

$$F_{sx} = \begin{bmatrix} F_{x0} \\ F_{x1} \\ F_{x2} \\ F_{x3} \\ F_{x4} \\ -F_{x4} \\ -F_{x3} \\ -F_{x2} \\ -F_{x1} \\ -F_{x0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 13,249 \\ 7,082 \\ 3,382 \\ 1,409 \\ 0,915 \\ -0,915 \\ -1,409 \\ -3,382 \\ -7,082 \\ -13,249 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad v_x = \begin{bmatrix} v_{x0} \\ v_{x1} \\ v_{x2} \\ v_{x3} \\ v_{x4} \\ -v_{x4} \\ -v_{x3} \\ -v_{x2} \\ -v_{x1} \\ -v_{x0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,3 \\ 0,6 \\ 1 \\ 2,5 \\ 5 \\ -5 \\ -2,5 \\ -1 \\ -0,6 \\ -0,3 \end{bmatrix} \frac{m}{min} \quad (6.3.8)$$

6.3.4. Doby běhu posuvového mechanismu osy X

Pro tento univerzální hrotový soustruh byla zvolena nižší celková životnost stroje používaná pro menší stroje. Celková životnost stroje je 20 000 hod, doba běhu při obrábění 3 500 hod a doba běhu při rychloposuvu 4 000 hod.

Doby běhu při obrábění

Celková doba běhu při obrábění

$$T_{obr} = 3500 \text{ hod}$$

Vektor poměrných dob běhu jednotlivých stavů [8]

$$q_{oi} = \begin{bmatrix} q_{o1} \\ q_{o2} \\ q_{o3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,3 \\ 0,5 \\ 0,2 \end{bmatrix}$$

Doby běhu při obrábění

$$T_{xi} = \begin{bmatrix} T_{x0} \\ T_{x1} \\ T_{x2} \end{bmatrix} = T_{obr} \cdot \begin{bmatrix} q_{o1} \\ q_{o2} \\ q_{o3} \end{bmatrix} = 3500 \cdot \begin{bmatrix} 0,3 \\ 0,5 \\ 0,2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 525 \\ 875 \\ 350 \end{bmatrix} \text{ hod} \quad (6.3.9)$$

Doby běhu při rychloposuvu

Celková doba běhu při rychloposuvu

$$T_R = 4000 \text{ hod}$$

Délka pojezdu příčného suportu rychloposuvem [8]

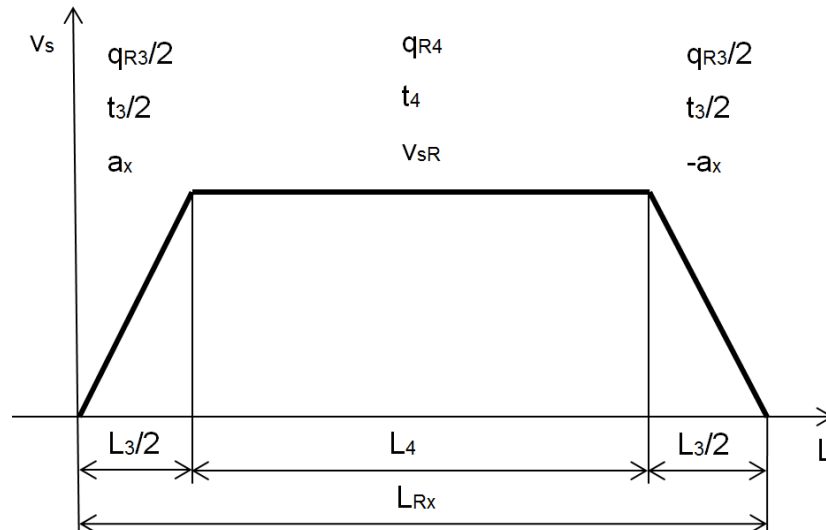
$$L_{Rx} = 0,75 \cdot L_x = 0,75 \cdot 0,52 = 0,39 \text{ m} \quad (6.3.10)$$

Poměrná doba běhu při zrychleném pohybu rychloposuvu

$$q_{x3} = \frac{2}{1 + \frac{a_x}{v_{Rx}^2} \cdot L_{Rx} + 1} = \frac{2}{1 + \frac{1}{5^2} \cdot 0,39 + 1} = 0,035 \quad (6.3.11)$$

Poměrná doba běhu při rovnoměrném pohybu rychloposuvu

$$q_{x4} = \frac{\frac{a_x}{v_{Rx}^2} \cdot L_{Rx} - 1}{\frac{a_x}{v_{Rx}^2} \cdot L_{Rx} + 1} = \frac{\frac{1}{5^2} \cdot 0,39 - 1}{\frac{1}{5^2} \cdot 0,39 + 1} = 0,965 \quad (6.3.12)$$



Obr. 6.1 - Rozložení doby běhu při rychloposuvu

Doby běhu při rychloposuvu

$$T_{xi} = \begin{bmatrix} T_{x3} \\ T_{x4} \end{bmatrix} = 0,5 \cdot T_R \cdot \begin{bmatrix} q_{x3} \\ q_{x4} \end{bmatrix} = 4000 \cdot \begin{bmatrix} 0,035 \\ 0,965 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 69,979 \\ 1930,021 \end{bmatrix} \text{ hod} \quad (6.3.13)$$

Celkový vektor doby běhu souměrného zatěžování v obou směrech pohybu

Celková doba běhu $T_C = T_{obr} + T_R = 3500 + 4000 = 7500 \text{ hod}$

Symetrický vektor doby běhu

$$T_{sx} = \begin{bmatrix} T_{sx0} \\ T_{sx1} \\ T_{sx2} \\ T_{sx3} \\ T_{sx4} \\ T_{sx5} \\ T_{sx6} \\ T_{sx7} \\ T_{sx8} \\ T_{sx9} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{x0} \\ T_{x1} \\ T_{x2} \\ T_{x3} \\ T_{x4} \\ T_{x4} \\ T_{x3} \\ T_{x2} \\ T_{x1} \\ T_{x0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 525 \\ 875 \\ 350 \\ 69,979 \\ 1930,021 \\ 1930,021 \\ 69,979 \\ 350 \\ 875 \\ 525 \end{bmatrix} \text{ hod} \quad (6.3.14)$$

Vytvořené zátěžné stavy byly navrženy pro symetrické zatížení v obou směrech obrábění. U posuvového mechanismu osy X je zatížení pouze v jednom směru, a proto pomocí součinitele poměrné doby běhu byly zátěžné stavy upraveny pro nesymetrické zatížení.

Celkový vektor doby běhu nesouměrného zatěžování

Součinitel poměrné doby běhu pro zatížení pouze v jednom směru [8] $k = \begin{bmatrix} k_0 \\ k_1 \\ k_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2 \\ 2 \\ 2 \end{bmatrix}$

Nesymetrický vektor doby běhu a vektor poměrné doby běhu [8]

$$T_x = \begin{bmatrix} T_{x0} \\ T_{x1} \\ T_{x2} \\ T_{x3} \\ T_{x4} \\ T_{x5} \\ T_{x6} \\ T_{x7} \\ T_{x8} \\ T_{x9} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_0 \cdot T_{sx0} \\ k_1 \cdot T_{sx1} \\ k_2 \cdot T_{sx2} \\ T_{sx3} \\ T_{sx4} \\ T_{sx5} \\ T_{sx6} \\ (2 - k_2) \cdot T_{sx7} \\ (2 - k_1) \cdot T_{sx8} \\ (2 - k_0) \cdot T_{sx9} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1050 \\ 1750 \\ 700 \\ 69,979 \\ 1930,021 \\ 1930,021 \\ 69,979 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ hod} \quad q_x = \frac{T_x}{T_C} = \begin{bmatrix} 0,14 \\ 0,233 \\ 0,093 \\ 0,009 \\ 0,257 \\ 0,257 \\ 0,009 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.3.15)$$

6.3.5. Navržené zatěžovací stavy

V tabulce 3 jsou přehledně zobrazeny jednotlivé veličiny všech zatěžovacích stavů vypočtených v předchozí části.

Tabulka 3 – Navržené zatěžovací stavy

Stav	Operace	Posuvová síla F_{sx} [kN]	Rychlost v_x [m/min]	Poměrná doba běhu q_x [-]	Doba běhu T_x [hod]
0	Hrubování 1	13,249	0,3	0,14	1050
1	Hrubování 2	7,082	0,6	0,233	1750
2	Dokončování	3,382	1	0,093	700
3	Rychloposuv	1,409	2,5	0,009	69,979
4		0,915	5	0,257	1930,021
5		-0,915	-5	0,257	1930,021
6		-1,409	-2,5	0,009	69,979
7		-3,382	-1	0	0
8		-4,082	-0,6	0	0
9		-13,249	-0,3	0	0

6.4. Návrh a kontrola převodu kuličkový šroub - kuličková matice

6.4.1. Návrh kuličkového šroubu a matice

Maximální síla na převod

$$F_{xmax} = \max(F_{sx}) = 13,249 \text{ kN} \quad (6.4.1)$$

Požadovaná omezná síla [8]

$$F_{Lxcalc} = 0,3 \cdot F_{xmax} = 0,3 \cdot 13,249 = 3,975 \text{ kN} \quad (6.4.2)$$

Požadovaná předpětí [8]

$$F_{oxcalc} = \frac{F_{Lxcalc}}{2,85} = \frac{3,975}{2,85} = 1,395 \text{ kN} \quad (6.4.3)$$

Požadovaná dynamická únosnost [8]

$$C_{axcalc} = \frac{F_{oxcalc}}{0,1} = \frac{1,395}{0,1} = 13,950 \text{ kN} \quad (6.4.4)$$

Volba kuličkového šroubu a matice

Kuličkový šroub K32x5

Kuličková matice K32x5-6/AP+A/1 IT5

Průměr kuličkového šroubu $d_x = 32 \text{ mm}$

Stoupání kuličkového šroubu $h_x = 5 \text{ mm}$

Základní statická únosnost matice: $C_{ox} = 83080 \text{ N}$

Základní dynamická únosnost matice: $C_{ax} = 28400 \text{ N}$

Axiální tuhost matice $k_{mx} = 1590 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$

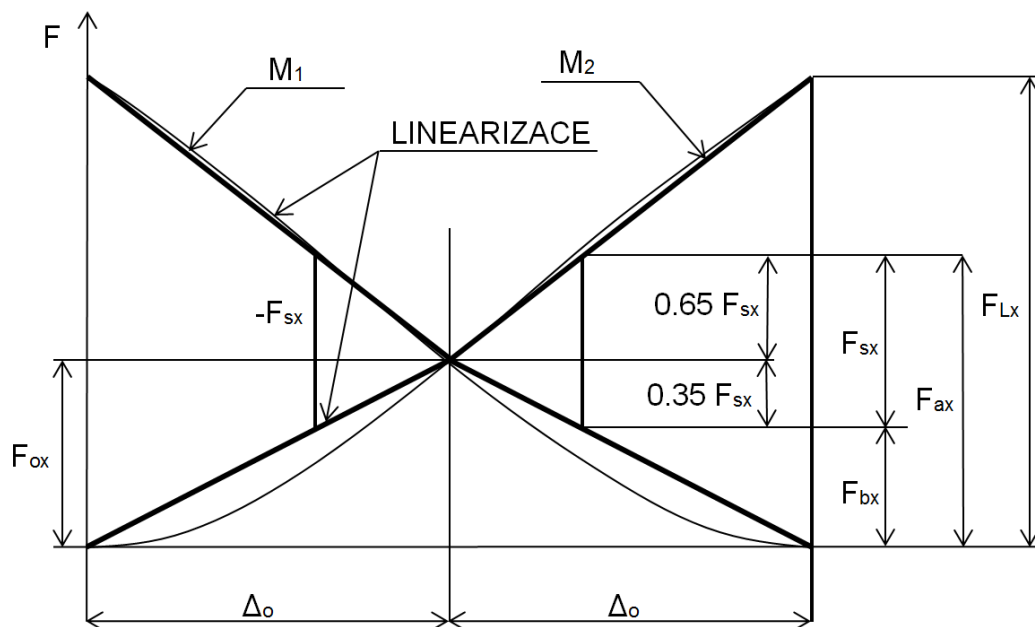
Předpětí matice

$$F_{ox} = 0,1 \cdot C_{ax} = 0,1 \cdot 28400 = 2,84 \text{ kN} \quad (6.4.5)$$

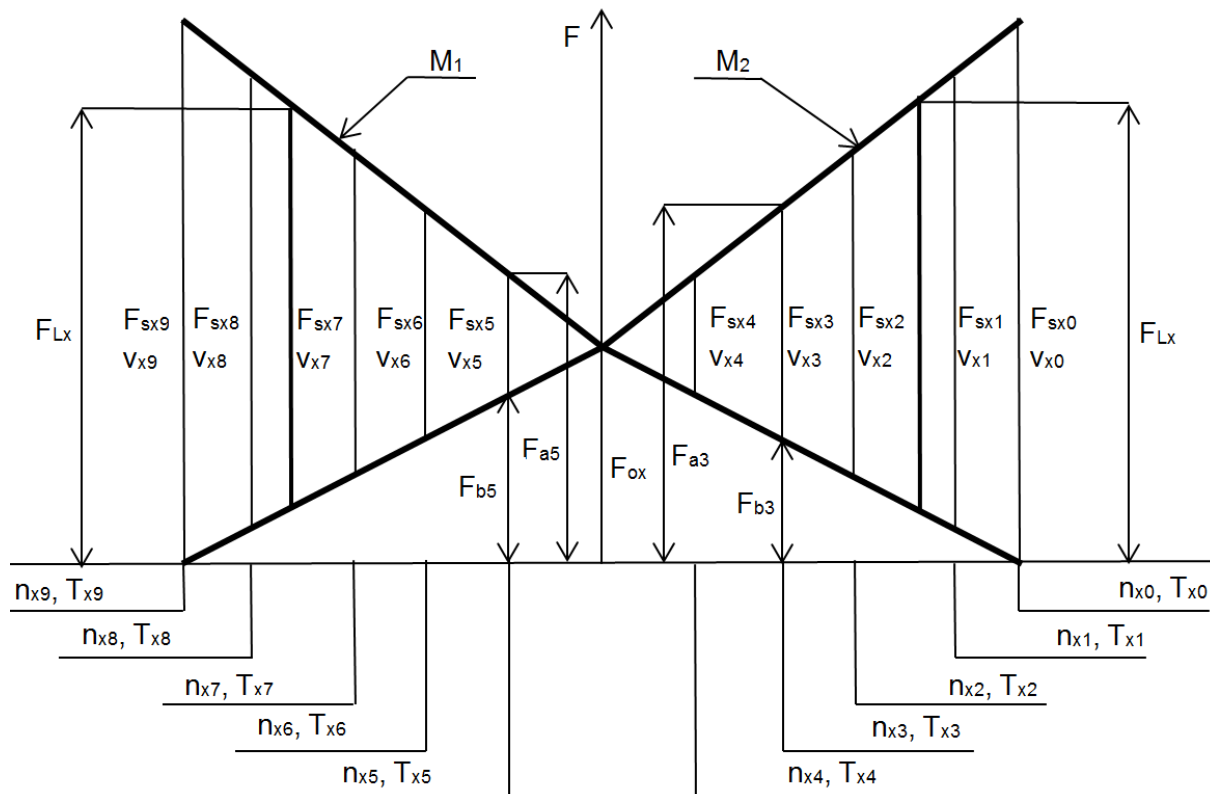
Omezná síla

$$F_{Lx} = 2 \cdot F_{ox} = 2 \cdot 2,84 = 5,68 \text{ kN} \quad (6.4.6)$$

6.4.2. Výpočet velikosti zatížení



Obr. 6.2 - Charakteristika předepnuté matice



Obr. 6.3 - Zatížení předepnuté dvojice matic

Maximální síly na matici

$$F_{ax} = \text{if } (F_{sx} > F_{Lx}) \text{ than } (F_{ax} = F_{sx}) \text{ else } (F_{ax} = F_{ox} + 0,65 \cdot F_{sx}) \quad (6.4.7)$$

Vztah (6.4.7) udává velikost maximálních sil působících na matici. Pokud je zátěžná síla větší než omezná síla, potom na matici působí zátěžná síla F_{sx} . Pokud je zátěžná síla menší než omezná síla, potom na matici působí síla o velikost $F_{ox} + 0,65 \cdot F_{sx}$. Viz Obr. 6.3.

Minimální síly na matici

$$F_{bx} = \text{if } (F_{sx} > F_{Lx}) \text{ than } (F_{bx} = 0) \text{ else } (F_{bx} = F_{ox} - 0,35 \cdot F_{sx}) \quad (6.4.8)$$

Vztah (6.4.8) udává velikost minimálních sil působících na matici. Pokud je zátěžná síla větší než omezná síla, potom na matici nepůsobí žádná síla. Pokud je zátěžná síla menší než omezná síla, potom na matici působí síla o velikost $F_{ox} - 0,35 \cdot F_{sx}$. Viz Obr. 6.3.

Vektory maximálních a minimálních sil na předpnutou dvojici matic

$$F_{ax} = \begin{bmatrix} F_{ax0} \\ F_{ax1} \\ F_{ax2} \\ F_{ax3} \\ F_{ax4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 13,249 \\ 7,082 \\ 4,198 \\ 2,916 \\ 2,595 \end{bmatrix} \text{ kN}, \quad F_{bx} = \begin{bmatrix} F_{bx0} \\ F_{bx1} \\ F_{bx2} \\ F_{bx3} \\ F_{bx4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,381 \\ 1,072 \\ 1,245 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Vektory zatížení dvojice předepnutých matic příčného suportu

$$F_{x1} = \begin{bmatrix} F_{ax0} \\ F_{ax1} \\ F_{ax2} \\ F_{ax3} \\ F_{ax4} \\ F_{bx4} \\ F_{bx3} \\ F_{bx2} \\ F_{bx1} \\ F_{bx0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 13,249 \\ 7,082 \\ 4,198 \\ 2,916 \\ 2,595 \\ 1,68 \\ 1,507 \\ 0,816 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}, \quad F_{x2} = \begin{bmatrix} F_{bx0} \\ F_{bx1} \\ F_{bx2} \\ F_{bx3} \\ F_{bx4} \\ F_{ax4} \\ F_{ax3} \\ F_{ax2} \\ F_{ax1} \\ F_{ax0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,816 \\ 1,507 \\ 1,68 \\ 2,595 \\ 2,916 \\ 4,198 \\ 7,082 \\ 13,249 \end{bmatrix} \text{ kN}, \quad (6.4.9)$$

Vektor otáček šroubu v obou směrech

$$n_x = \frac{v_x}{h_x} = \begin{bmatrix} 60,058 \\ 120 \\ 200 \\ 500 \\ 1000 \\ -1000 \\ -500 \\ -200 \\ -120 \\ -60,058 \end{bmatrix} \frac{1}{\text{min}} \quad (6.4.10)$$

6.4.3. Kontrola životnosti převodu

Střední otáčky šroubu

$$n_{mx} = \sum_{i=0}^9 (q_x \cdot |n_x|) = 579,078 \frac{1}{\text{min}} \quad (6.4.11)$$

Střední síly působící na matici 1 a 2

$$F_{1mx} = \sqrt[3]{\frac{\sum_0^9 (F_{x1}^3 \cdot q_x \cdot |n_x|)}{|n_{mx}|}} = 3,988 \text{ kN} \quad (6.4.12)$$

$$F_{2mx} = \sqrt[3]{\frac{\sum_0^9 (F_{x2}^3 \cdot q_x \cdot |n_x|)}{|n_{mx}|}} = 2,163 \text{ kN} \quad (6.4.13)$$

Poměrná životnost matice 1 a 2

$$L_{1x} = \left(\frac{C_{ax}}{F_{1mx}}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{28400}{3988}\right)^3 \cdot 10^6 = 3,612 \cdot 10^8 \quad (6.4.14)$$

$$L_{2x} = \left(\frac{C_{ax}}{F_{2mx}}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{28400}{2163}\right)^3 \cdot 10^6 = 2,264 \cdot 10^9 \quad (6.4.15)$$

Celková životnost předepnuté dvojice matic

$$L_{hx} = \frac{1}{\left(\left(\frac{1}{L_{1x}} \right)^{\frac{10}{9}} + \left(\frac{1}{L_{2x}} \right)^{\frac{10}{9}} \right)^{\frac{9}{10}}} \cdot \frac{1}{|n_{mx}|} = 9311,577 \text{ hod} > 7500 \text{ hod} \quad (6.4.16)$$

Statická bezpečnost

$$s_{ox} = \frac{C_{ox}}{F_{xmax}} = 6,271 > 3 \quad (6.4.17)$$

6.4.4. Kontrola šroubu na vzpěr a kritické otáčky

Kuličkový šroub je uložen na obou koncích v oboustranných v radiálně axiálních ložiskách, proto je počítáno jako uložení „vetknuto-vetknuto“ a součinitel vzpěru $k_v=22,4$ a součinitel kritických otáček $k_n=25,5$.

Youngův modul pružnosti oceli v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Vzdálenost podpor kuličkového šroubu $L_{px} = 1,127 \text{ m}$

Maximální otáčky kuličkového šroubu $n_{xmax} = 1000 \frac{1}{\text{min}}$

Kritická poloha kuličkové matice

$$L_{sx} = \frac{L_{px}}{2} = \frac{1,127}{2} = 0,564 \text{ m} \quad (6.4.18)$$

Kritická síla na vzpěr

$$F_{cx} = k_v \cdot \frac{d_x^4}{L_{sx}^2} \cdot \frac{E}{20} = 22,4 \cdot \frac{0,032^4}{0,564^2} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^{11}}{20} = 776,693 \text{ kN} \quad (6.4.19)$$

Bezpečnost ve vzpěru

$$s_{vx} = \frac{F_{cx}}{F_{xmax}} = \frac{776,693}{13,249} = 58,624 > 2 \quad (6.4.20)$$

Kritické otáčky

$$n_{cx} = k_n \cdot \frac{d_x}{L_{sx}} \cdot 10^4 = 25,5 \cdot \frac{0,032}{0,564^2} \cdot 10^4 = 25698,177 \frac{1}{\text{min}} \quad (6.4.21)$$

Bezpečnost pro kritické otáčky

$$s_{nx} = \frac{n_{cx}}{n_{xmax}} = \frac{25698,177}{1000} = 25,698 > 1,25 \quad (6.4.22)$$

6.5. Uložení kuličkového šroubu

Vektory zatížení, otáček, doby běhu a poměrné doby běhu jsou shodné s vektory pro kuličkový šroub a kuličkovou maticí. Pro uložení kuličkových šroubů byla zvolena radiálně-axiální ložiska LKSN a LKSF firmy KS Kuřim. Dle katalogu Standardní konce kuličkových šroubů [24], byla na základě velikosti kuličkového šroubu vybrána ložiska, která byla následně podrobena kontrolnímu výpočtu.

KSK LKSN2052

KSK LKSF2068

Obě zvolená ložiska mají shodné únosnosti, liší se pouze tvarem

Axiální dynamická únosnost ložiska	$C_{ax} = 33500 \text{ N}$
Axiální statická únosnost ložiska	$C_{oax} = 76000 \text{ N}$
Radiální dynamická únosnost ložiska	$C_{rx} = 14900 \text{ N}$
Radiální statická únosnost ložiska	$C_{orx} = 22400 \text{ N}$
Axiální tuhost ložiska	$k_{Lcx} = 1,8 \frac{\text{kN}}{\mu\text{m}}$

Předpětí ložiska

$$F_{Lox} = 0,1 \cdot C_{ax} = 0,1 \cdot 33500 = 3,35 \text{ kN} \quad (6.5.1)$$

Omezná síla

$$F_{LLx} = 2,5 \cdot F_{Lox} = 2,5 \cdot 3,35 = 8,375 \text{ kN} \quad (6.5.2)$$

6.5.1. Výpočet velikosti zatížení

Maximální síly na ložisko

$$F_{ax} = \text{if } (F_{sx} > F_{LLx}) \text{ than } (F_{ax} = F_{sx}) \text{ else } (F_{Lax} = F_{ox} + 0,6 \cdot F_{sx}) \quad (6.5.3)$$

Vztah (6.4.7) udává velikost maximálních sil působících na ložisko. Pokud je zátěžná síla větší než omezná síla, potom na matici působí zátěžná síla F_{sx} . Pokud je zátěžná síla menší než omezná síla, potom na matici působí síla o velikost $F_{ox} + 0,6 \cdot F_{sx}$. Viz Obr. 6.3.

Minimální síly na ložisko

$$F_{bx} = \text{if } (F_{sx} > F_{LLx}) \text{ than } (F_{bx} = 0) \text{ else } (F_{bx} = F_{Lox} - 0,4 \cdot F_{sx}) \quad (6.5.4)$$

Vztah (6.4.8) udává velikost minimálních sil působících na matici. Pokud je zátěžná síla větší než omezná síla, potom na matici nepůsobí žádná síla. Pokud je zátěžná síla menší než omezná síla, potom na matici působí síla o velikost $F_{ox} - 0,4 \cdot F_{sx}$. Viz Obr. 6.3.

Vektory maximálních a minimálních sil na předpnutou dvojici ložisek

$$F_{ax} = \begin{bmatrix} F_{ax0} \\ F_{ax1} \\ F_{ax2} \\ F_{ax3} \\ F_{ax4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 13,249 \\ 7,599 \\ 5,379 \\ 4,195 \\ 3,899 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad F_{bx} = \begin{bmatrix} F_{bx0} \\ F_{bx1} \\ F_{bx2} \\ F_{bx3} \\ F_{bx4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,517 \\ 1,997 \\ 2,787 \\ 2,984 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Zatížení dvojice předepnutých ložisek

$$F_{1x} = \begin{bmatrix} F_{ax0} \\ F_{ax1} \\ F_{ax2} \\ F_{ax3} \\ F_{ax4} \\ F_{bx4} \\ F_{bx3} \\ F_{bx2} \\ F_{bx1} \\ F_{bx0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 13,249 \\ 7,599 \\ 5,379 \\ 4,195 \\ 3,899 \\ 2,984 \\ 2,787 \\ 1,997 \\ 0,517 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}, \quad F_{2x} = \begin{bmatrix} F_{bx0} \\ F_{bx1} \\ F_{bx2} \\ F_{bx3} \\ F_{bx4} \\ F_{ax4} \\ F_{ax3} \\ F_{ax2} \\ F_{ax1} \\ F_{ax0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,517 \\ 1,997 \\ 2,787 \\ 2,984 \\ 3,899 \\ 4,195 \\ 5,379 \\ 7,599 \\ 13,249 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad (6.5.5)$$

6.5.2. Kontrola životnosti ložiska

Střední zatížení jednotlivých ložisek

$$F_{Ex1,2} = \left(\frac{\sum_0^9 \left(F_{1,2x}^{\frac{10}{3}} \cdot q_x \cdot |n_x| \right)}{\sum_0^9 (q_x \cdot |n_x|)} \right)^{\frac{3}{10}} = \begin{bmatrix} 4,827 \\ 3,415 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad (6.5.6)$$

Životnost ložisek

$$L_{10hx} = \frac{10^6}{n_{mx}} \cdot \left(\frac{C_{ax}}{F_{Ex1,2}} \right)^{\frac{10}{3}} = \begin{bmatrix} 18351,786 \\ 58141,143 \end{bmatrix} \text{ hod} > 7500 \text{ hod} \quad (6.5.7)$$

Statická bezpečnost

$$s_{ox} = \frac{C_{oax}}{\max(F_{1x}, F_{2x})} = 5,736 > 4 \quad (6.5.8)$$

6.6. Výpočet tuhosti soustavy pohonného mechanismu

Minimální tuhost kuličkového šroubu

$$k_{s1minx} = 4 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d_x^2}{4 L_{px}} = 4 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,032^2}{4 \cdot 1,127} = 599,439 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (6.6.1)$$

Finální převod

$$i_{rsx} = \frac{2 \cdot \pi}{h_x} = \frac{2 \cdot \pi}{0,005} = 1256,637 \frac{1}{\text{m}} \quad (6.6.2)$$

Polární moment průřezu kuličkového šroubu

$$J_{px} = \frac{\pi \cdot d_x^4}{32} = \frac{\pi \cdot 0,032^4}{32} = 1,029 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4 \quad (6.6.3)$$

Modul pružnosti oceli ve smyku

$$G = 0,81 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Torzni tuhost kuličkového šroubu

$$k_{\varphi x} = \frac{G \cdot J_{px}}{L_{sx}} = \frac{0,81 \cdot 10^{11} \cdot 1,029 \cdot 10^{-7}}{0,564} = 1,48 \cdot 10^4 \text{ mm} \cdot \text{kN} \quad (6.6.4)$$

Torzní tuhost kuličkového šroubu redukovaná na translační

$$k_{\varphi, sx} = k_{\varphi x} \cdot i_{rsx}^2 = 1,48 \cdot 10^4 \cdot 1256,637^2 = 2,337 \cdot 10^4 \frac{kN}{mm} \quad (6.6.5)$$

Celková tuhost kuličkového šroubu a matice

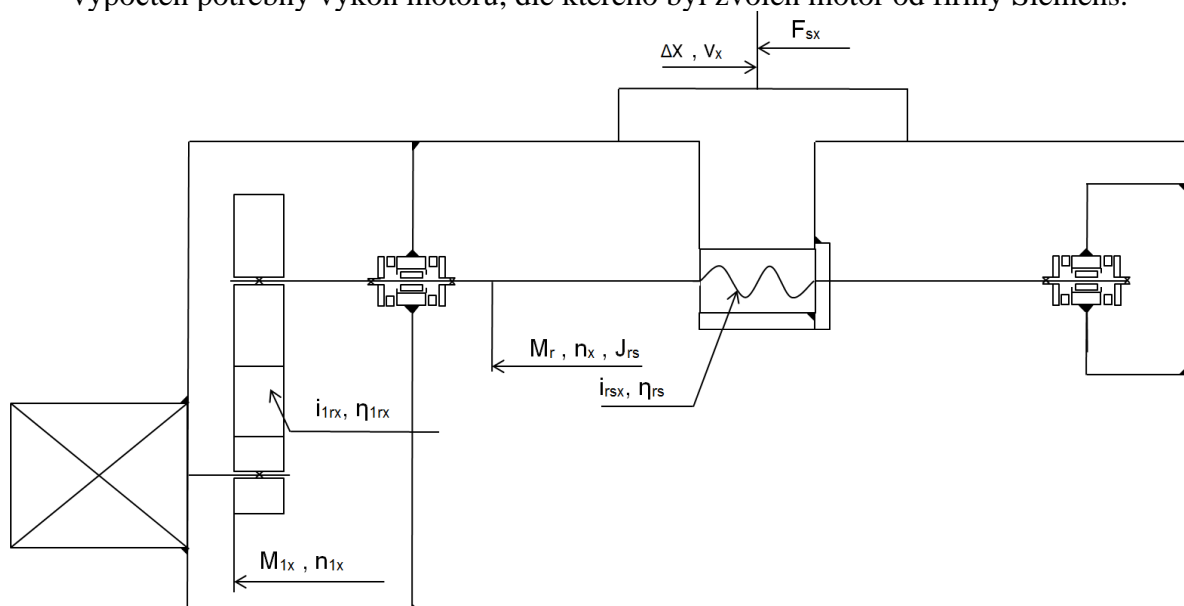
$$k_{s1.\varphi x} = \frac{1}{\frac{1}{k_{s1minx}} + \frac{1}{k_{\varphi, sx}}} = \frac{1}{\frac{1}{599,439} + \frac{1}{2,337 \cdot 10^4}} = 584,447 \frac{kN}{mm} \quad (6.6.6)$$

Celková tuhost soustavy matice – šroub – ložiska

$$\begin{aligned} k_{cx} &= \frac{1}{\frac{1}{k_{s1minx}} + \frac{1}{k_{\varphi, sx}} + \frac{1}{k_{mx}} + \frac{1}{2 \cdot k_{Lcx}}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{599,439} + \frac{1}{2,337 \cdot 10^4} + \frac{1}{1,59 \cdot 10^3} + \frac{1}{2 \cdot 1,8 \cdot 10^3}} = \\ &= 382,011 \frac{kN}{mm} \end{aligned} \quad (6.6.7)$$

6.7. Specifikace pohonného mechanismu

Z hodnoty max. zatížení, max. rychlosti rychloposuvu a počátečního odhadu účinnosti byl vypočten potřebný výkon motoru, dle kterého byl zvolen motor od firmy Siemens.



Obr. 6.4 - Kinematické schéma posuvového mechanismu osy X

6.7.1. Návrh motoru

Počáteční odhad účinnosti

$$\eta_{1s0x} = 0,9$$

Potřebný výkon motoru

$$P_{potřx} = F_{xmax} \cdot \frac{v_{Rx}}{\eta_{1s0x}} = 13249 \cdot \frac{0,083}{0,9} = 1,227 \text{ kW} \quad (6.7.1)$$

Volba motoru

Siemens 1FT6 081-8AC71-3FH0

Výkon motoru	$P_x = 1,6 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n_{1x} = 2000 \frac{1}{\text{min}}$
Jmenovitý moment	$M_{1x} = 7,5 \text{ N} \cdot \text{m}$
Statický moment	$M_{10x} = 8 \text{ N} \cdot \text{m}$

6.7.2. Výpočet převodových poměrů mechanismu

Celkový převodový poměr

$$i_{1sx} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{1x}}{v_{Rx}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2000}{5} = 2513,274 \frac{1}{\text{m}} \quad (6.7.2)$$

Vstupní převodový poměr

$$i_{1rx} = \frac{i_{1sx}}{i_{rsx}} = \frac{2513,274}{1256,637} = 2 \quad (6.7.3)$$

Hodnoty vstupního převodu byly sníženy kvůli úspoře zástavbového prostoru potřebného pro převod.

Upravený vstupní převod a celkový převodový poměr

$$i_{1rx} = 1,5 \quad i_{1sx} = i_{1rx} \cdot i_{rsx} = 1,5 \cdot 1256,637 = 1884,956 \frac{1}{\text{m}} \quad (6.7.4)$$

Kontrola vyvoditelné síly

$$F_{Mxmax} = M_{10x} \cdot i_{1sx} \cdot \eta_{cx} = 8 \cdot 1884,956 \cdot 0,89 = 13,425 \text{ kN} > F_{xmax} \quad (6.7.5)$$

Kontrola vyvoditelné rychlosti

$$v_{Rxmax} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{1x}}{i_{1sx}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2000}{1884,956} = 6,667 \frac{\text{m}}{\text{min}} > v_{Rx} \quad (6.7.6)$$

6.7.3. Návrh vstupního převodu

Jako vstupní převod posuvového mechanismu byl zvolen převod pomocí ozubeného řemene od firmy ContiTech typ Synchronbelt HTD. Výpočet byl proveden dle katalogu CONTI SYNCHROBELT HTD Synchronous Drive Belts [25]. Celkový výpočet převodu je uveden v Příloze č. 1.

Navržené řemenice a řemeny

Vstupní převod příčného posuvového mechanismu:

Řemen:	CONTI SYNCHROBELT HTD 560 - 8M - 20
Hnací řemenice:	HTD toothed pulley PT 26 - 8M - 20 F
Hnaná řemenice:	HTD toothed pulley PT 40 - 8M - 20

Vstupní převod podélného posuvového mechanismu:

Řemen:	CONTI SYNCHROBELT HTD 624 - 8M - 50
Hnací řemenice:	HTD toothed pulley PT 26 - 8M - 50 F
Hnaná řemenice:	HTD toothed pulley PT 56 - 8M - 50

7. Popis navrženého konstrukčního řešení

7.1. Příčný posuv – osa X

Na zadní části podélného suportu je umístěna konzola, ke které je připevněn elektromotor. Pomocí ozubeného řemene se krouticí moment z hnací řemenice na motoru, přenáší na hnanou řemenici, která je upevněna na zadním konci kuličkového šroubu.

Kuličkový šroub je na obou koncích uložen v radiálně-axiálních ložiskách, která jsou mazána tukem s dlouhodobou životností. Mezi ložisky je na šroubu umístěna kuličková matice pevně uchycená na příčném suportu. Matice kuličkového šroubu je mazána ručně olejem pomocí maznice v horní části příčného suportu.

Vodící plochy jsou tvořeny vedením rybinového tvaru. Na podélném suportu je navržena vnitřní rybinová drážka, která je mazána olejem z centrálního mazacího systému. Na příčném suportu je vytvořena vnější drážka, která je opatřena vodící lištou vymezující vůle ve vedení. Dále jsou vnější vodící plochy opatřeny epoxidovou kluznou hmotou Gamapest s drážkami pro rozvod maziva. Vodící plochy jsou chráněny proti třískám a dalším nečistotám pomocí roletového krytu umístěného v přední části podélného suportu.

Poloha suportu je odměřována pomocí absolutního digitálního odměřovacího systému Heidenhain LC415. Krajní polohy suportu jsou kontrolovány pomocí mechanických koncových spínačů Balluff BNS819 a pevných dorazů. Právítko i koncové spínače jsou zakrytovány.

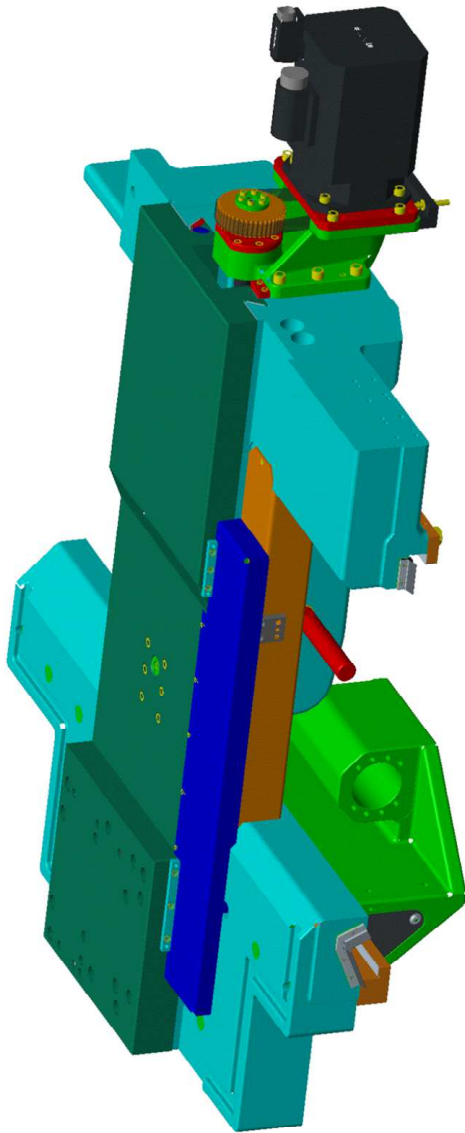
7.2. Podélný posuv – osa Z

Na levé straně lože je upevněna konzola s připevněným elektromotor. Ozubený řemen přenáší krouticí moment z hnací řemenice motoru na hnanou řemenici, která je upevněna na levém konci kuličkového šroubu.

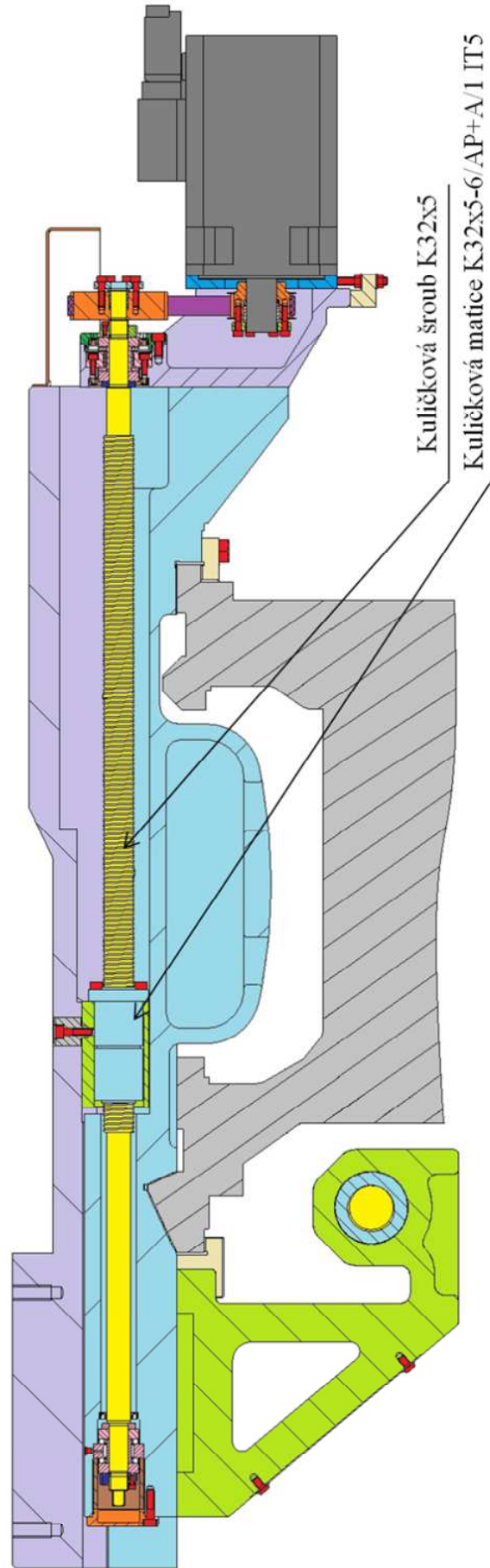
Uložení kuličkového šroubu je zabezpečeno na obou koncích v radiálně-axiálních ložiskách. Mazání ložisek je zajištěno náplní tuku s dlouhodobou životností. Ložiska jsou uložena v ložiskových domcích, které jsou pevně spojeny s ložem. Mezi ložisky je na šroubu umístěna kuličková matice, která je připevněna k podélnému suportu. Matice kuličkového šroubu je mazána automaticky z centrálního mazacího systému.

Vodící plochy na loži a podélném suportu jsou tvořeny pomocí jedné prizmatické a jedné ploché vodící dráhy. Na podélném suportu jsou také příložky zachycující klopný moment. Všechny vodící plochy jsou obloženy epoxidovou kluznou hmotou Gamapest s vytvořenými drážkami rozvádějícími mazivo. Mazání všechny vodících ploch je prováděno olejem z centrálního mazacího systému. Vodící plochy jsou opatřeny svařovanými stěrácí od firmy Hennlich chránícími vedení proti vnikání nečistot.

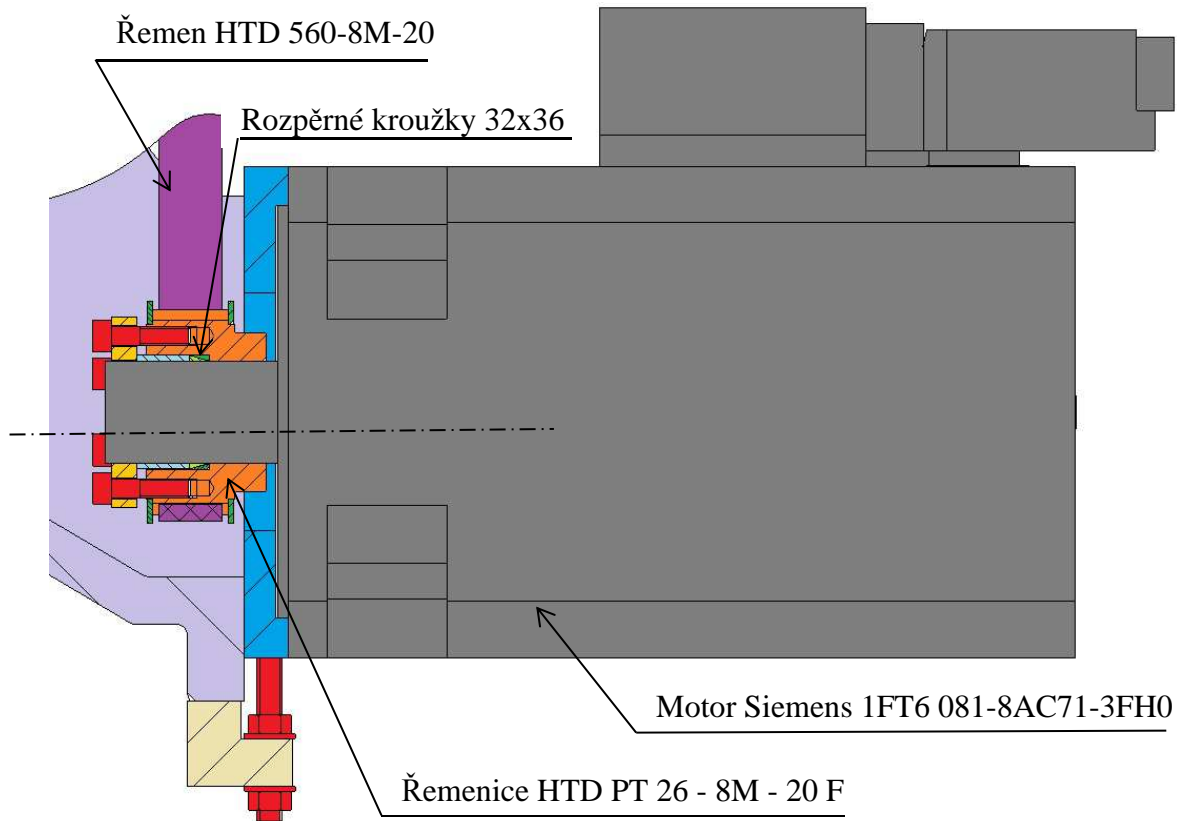
Poloha suportu je snímána absolutním digitálním odměřovacím systémem Heidenhain LC115. Krajní polohy suportu jsou kontrolovány pomocí mechanických koncových spínačů Balluff BNS819 a pevných dorazů.



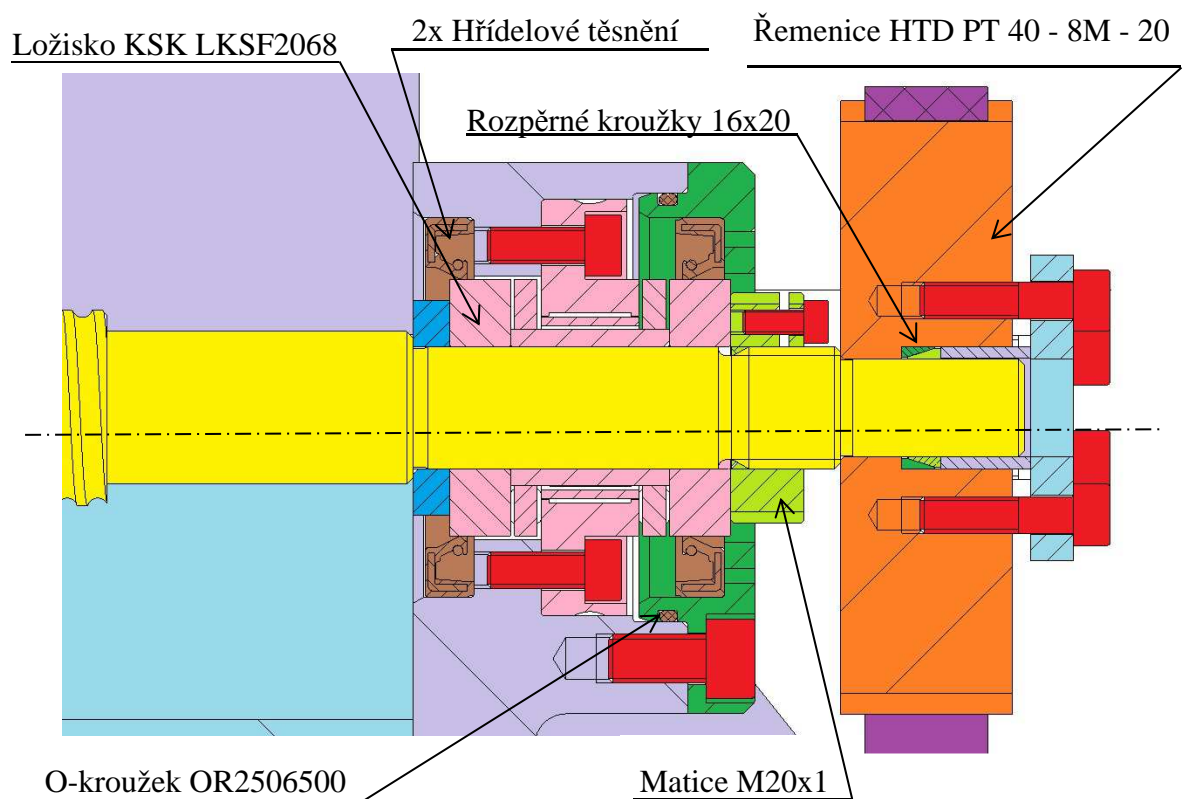
Obr. 7.1 - Konstrukční řešení příčného posuvu - ISO pohled



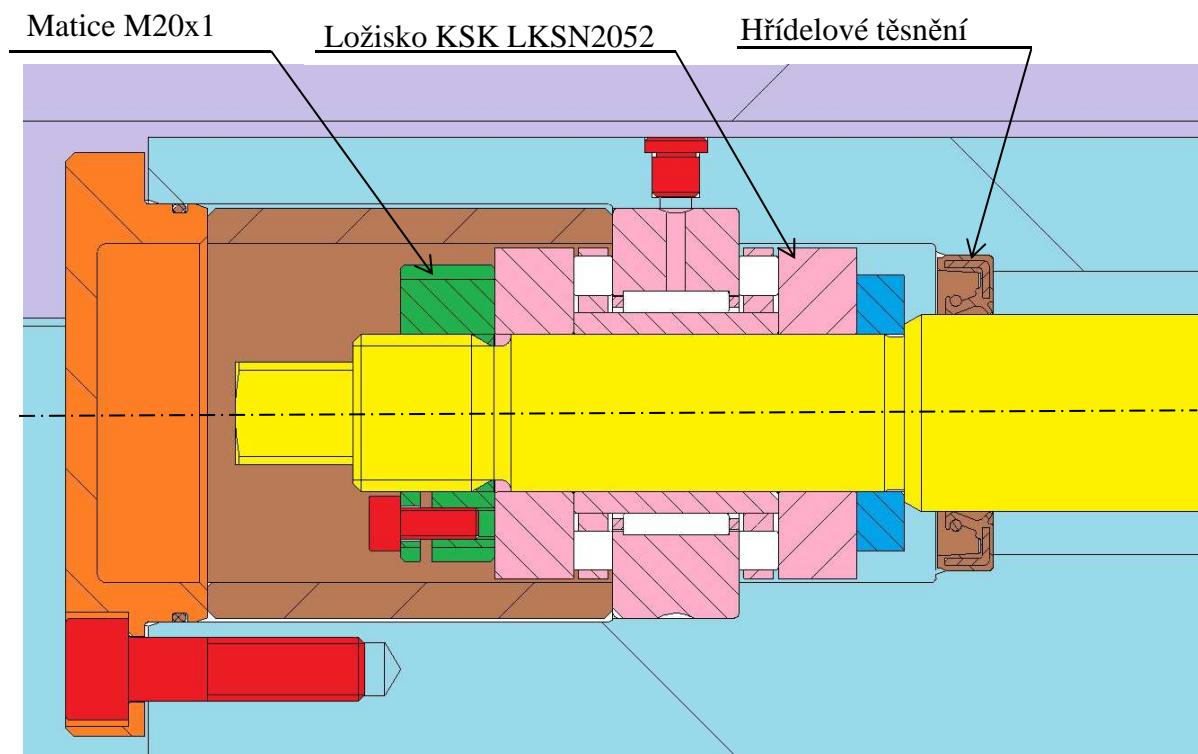
Obr. 7.2 - Konstrukční řešení příčného posuvu – řez



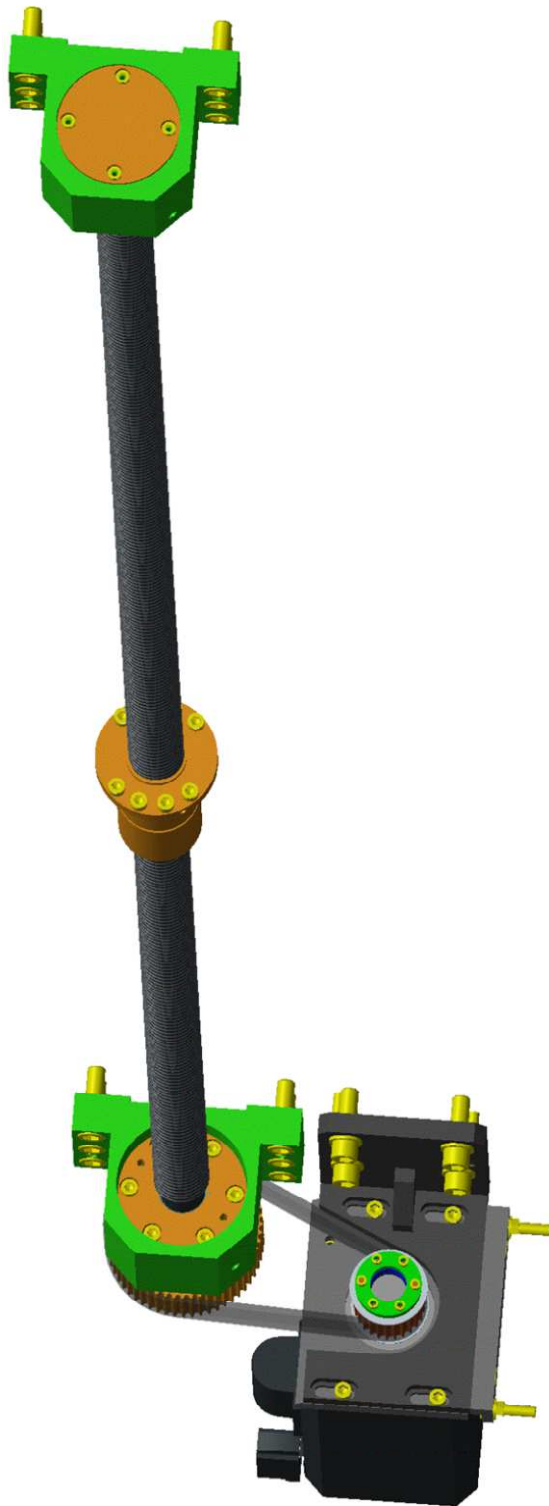
Obr. 7.3 - Upevnění motoru příčného posuvu



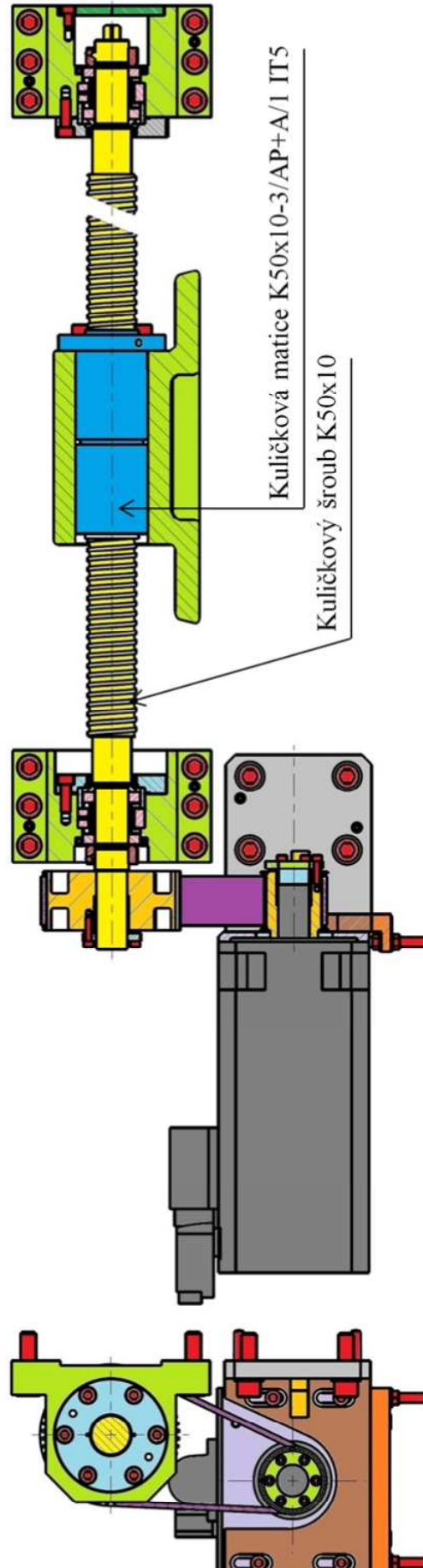
Obr. 7.4 - Zadní uložení příčného posuvu



Obr. 7.5 - Přední uložení příčného posuvu



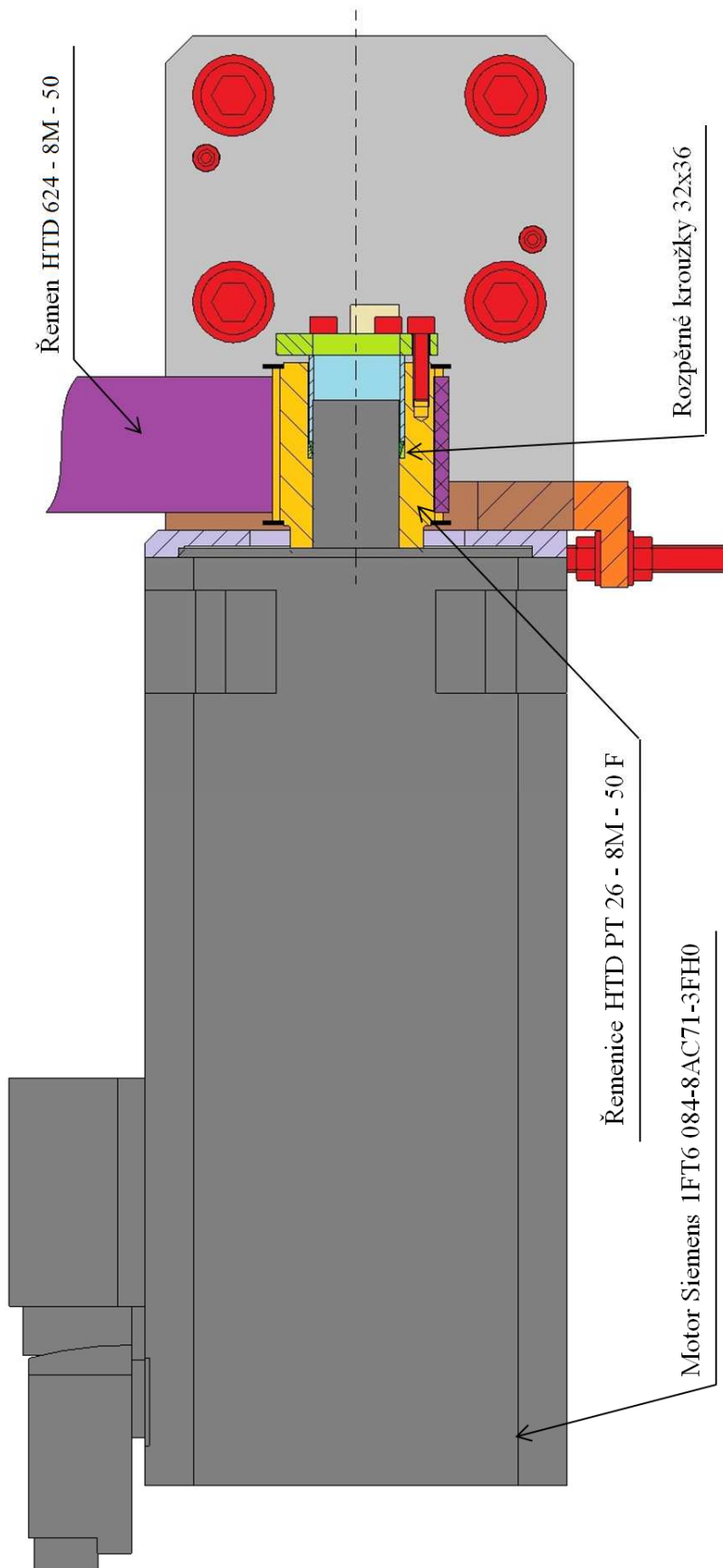
Obr. 7.6 - Konstrukční řešení podélného posuvu - ISO pohled



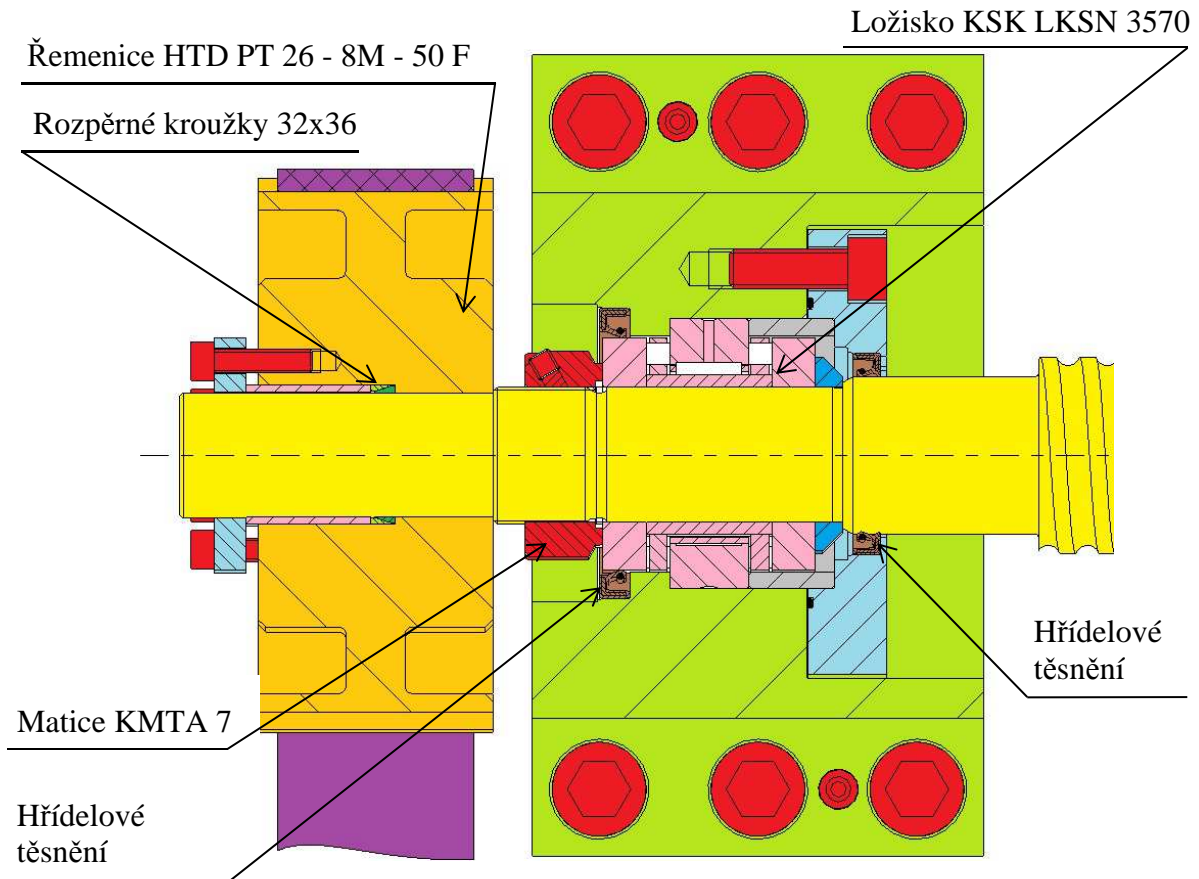
Kuličková matice K50x10-3/AP+A/1 IT5

Kuličkový šroub K50x10

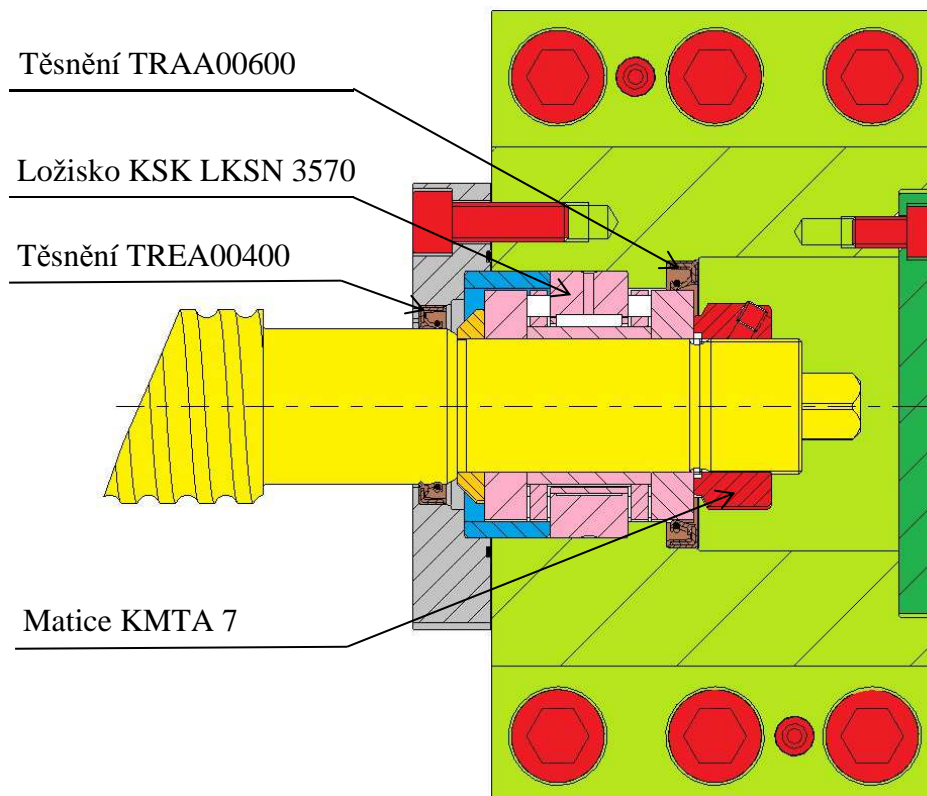
Obr. 7.7 - Konstrukční řešení podélného posuvu – řez



Obr. 7.8 - Upevnění motoru podélného posuvu



Obr. 7.9 - Levý ložiskový domek podélného posuvu



Obr. 7.10 - Pravý ložiskový domek podélného posuvu

8. Kontrolní výpočty konstrukčního řešení

8.1. Výpočet šroubových spojení

Výpočet šroubových spojení byl vytvořen v programu BSPOJ. V této kapitole je uveden pouze náčrt počítaných úloh, výsledné bezpečnosti a napětí v nejméně zatíženém šroubu. Kompletní zadání a výsledky z programu BSPOJ jsou v Příloze č. 2. Materiál šroubů je pevnostní třídy 8G s pevností $R_m=780 \text{ MPa}$.

Bezpečnost $k = 2$

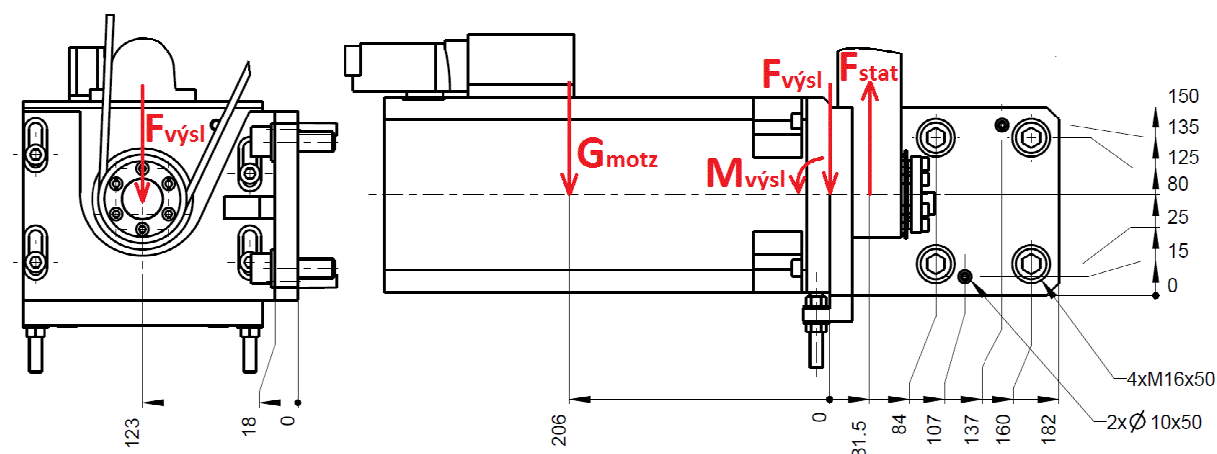
Výpočet dovoleného napětí šroubu

$$\sigma_{Dšr} = \frac{R_m \cdot 0.8}{k} = \frac{780 \cdot 0.8}{2} = 312 \text{ MPa} \quad (8.1.1)$$

8.1.1. Upevnění motoru podélného suportu

Gravitační síla motoru $G_{motz} = 205 \text{ N}$

Předpětí ozubeného řemenu $F_{stat} = 252,4 \text{ N}$



Obr. 8.1 - Výpočtové schéma upevnění motoru podélného suportu

Výpočet výsledné síly

$$G_{motz} + F_{výsl} - F_{stat} = 0 \quad (8.1.2)$$

$$F_{výsl} = F_{stat} - G_{motz} = 252,4 - 205 = 47,4 \text{ N}$$

Výpočet výsledného momentu

$$\begin{aligned} G_{motz} \cdot 0,206 + M_{výsl} + F_{stat} \cdot 0,0315 &= 0 \\ M_{výsl} &= -F_{stat} \cdot 0,0315 - G_{motz} \cdot 0,206 = \\ &= -252,4 \cdot 0,0315 - 205 \cdot 0,206 = -50,181 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (8.1.3)$$

Výsledné vypočtené součinitele bezpečnosti z programu BSPOJ:

Proti odlehnutí:	2,14
Proti proklouznutí:	594,30
Proti protočení:	39,47

Namáhání nejvíce zatíženého šroubu

Tahové: $\sigma_t = 223,4 \text{ MPa}$

Ohybové: $\sigma_o = 0,1 \text{ MPa}$

Výpočet celkového napětí

$$\sigma_c = \sigma_t + \sigma_o = 223,4 + 0,1 = 223,5 \text{ MPa} < \sigma_D \quad (8.1.4)$$

8.1.2. Ložiskové domky podélného suportu

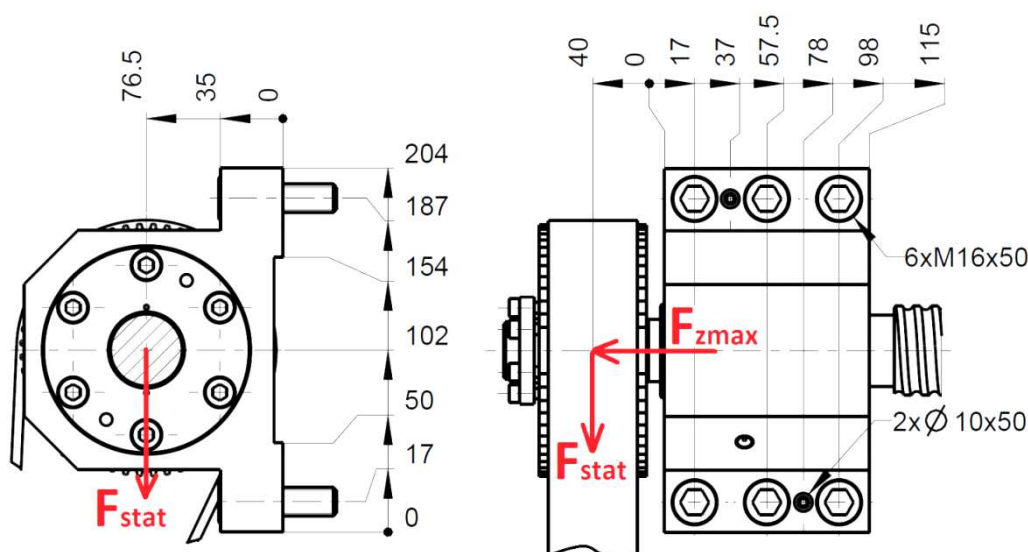
Oba ložiskové domky jsou namáhány shodně posuvovou silou podélného suportu, pouze na levý ložiskový domek působí navíc síla od předepnutí ozubeného řemene. Proto byl spočítán pouze šroubový spoj levého ložiskového domku, který je namáhán více.

Maximální posuvová síla podélného suportu

$$F_{zmax} = 24\,516 \text{ N}$$

Předpětí ozubeného řemenu

$$F_{stat} = 252,4 \text{ N}$$



Obr. 8.2 - Výpočtové schéma levého ložiskového domku

Výsledné vypočtené součinitele bezpečnosti z programu BSPOJ:

Proti odlehnutí: 1,57

Proti proklouznutí: 1,71

Proti protočení: 115,63

Namáhání nejvíce zatíženého šroubu

Tahové: $\sigma_t = 224,8 \text{ MPa}$

Ohybové: $\sigma_o = 1,4 \text{ MPa}$

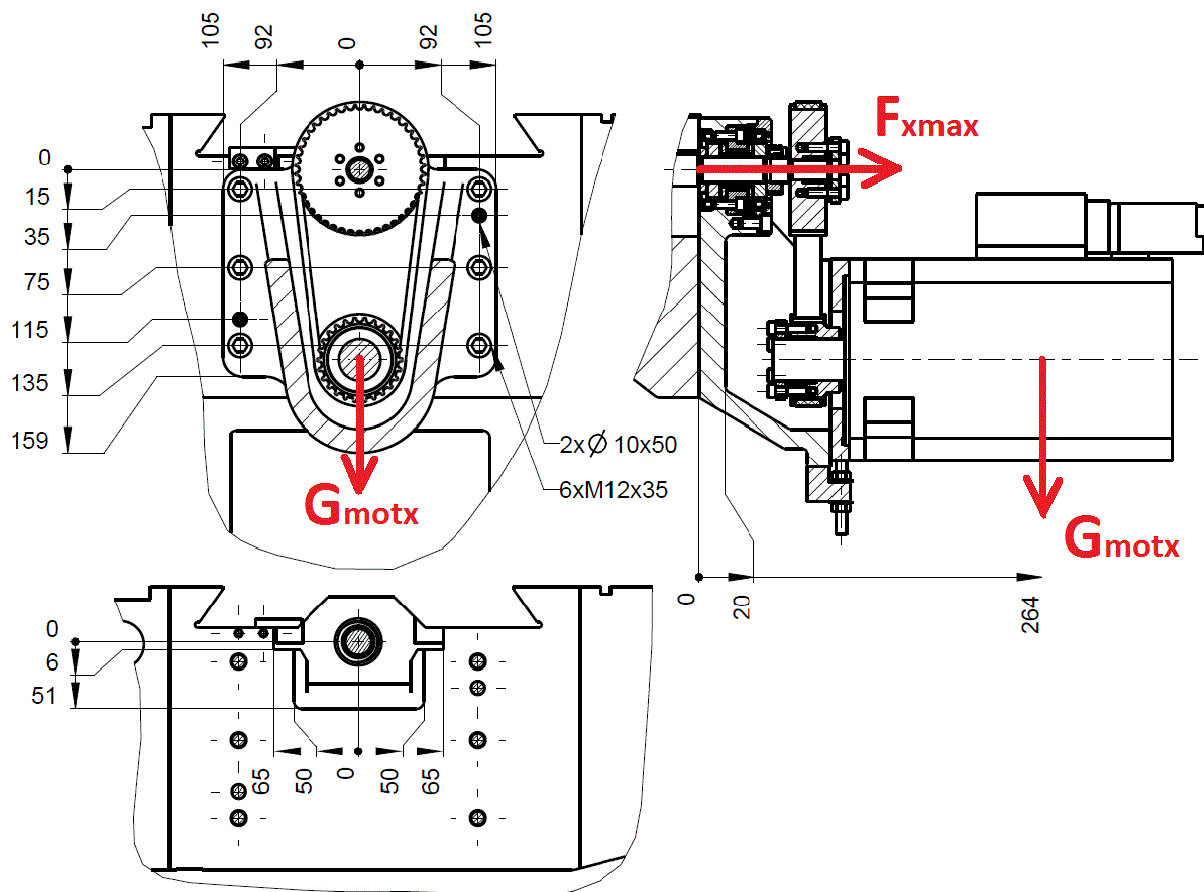
Výpočet celkového napětí

$$\sigma_c = \sigma_t + \sigma_o = 224,8 + 1,4 = 226,2 \text{ MPa} < \sigma_D \quad (8.1.5)$$

8.1.3. Upevnění motoru příčného suportu

Gravitační síla motoru $G_{motx} = 125 \text{ N}$

Předpětí ozubeného řemenu $F_{xmax} = 13249 \text{ N}$



Obr. 8.3 - Výpočtové schéma upevnění motoru příčného suportu

Výsledné vypočtené součinitele bezpečnosti z programu BSPOJ:

Proti odlehnutí: 2,79

Proti proklouznutí: 159,09

Namáhání nejvíce zatíženého šroubu

Tahové: $\sigma_t = 223,6 \text{ MPa}$

Ohybové: $\sigma_o = 0 \text{ MPa}$

Výpočet celkového napětí

$$\sigma_c = \sigma_t + \sigma_o = 223,6 + 0 = 223,6 \text{ MPa} < \sigma_D \quad (8.1.6)$$

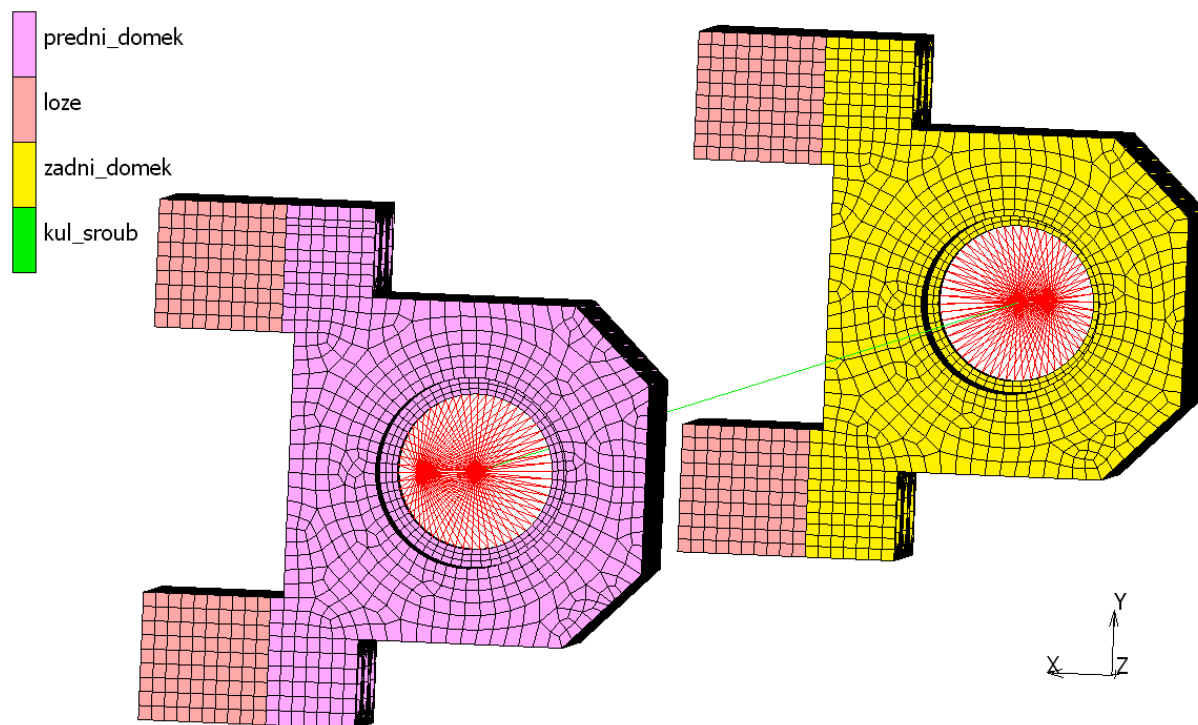
8.2. MKP výpočet ložiskových domků podélného suportu

Pro MKP výpočty byly použity SW Pro/Engineer Wildfire 5. V modulu Pro/Mechanica byla vytvořena základní plošná síť a SW Marc Mentat 2011, ve kterém byla vytvořena objemová síť a provedeny výpočty. Modely byly pro výpočty zjednodušeny o některé prvky, které nebyly pro výpočet potřebné.

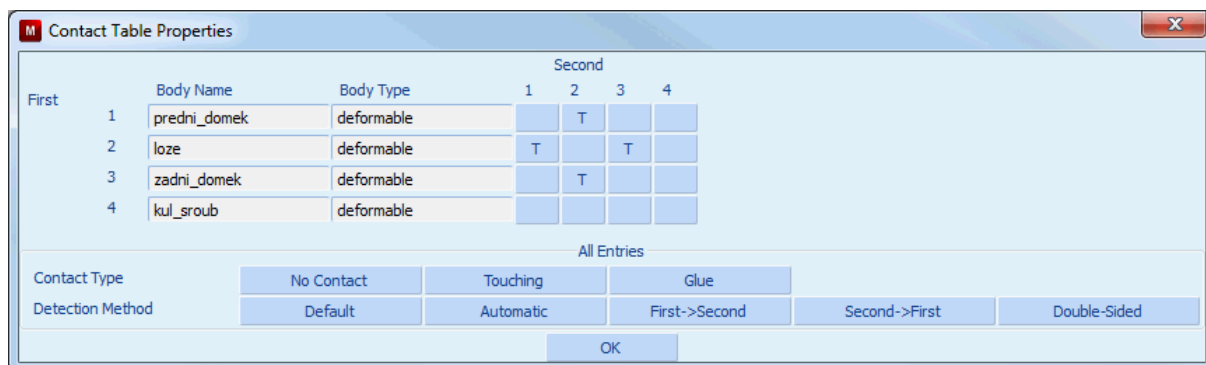
Cílem tohoto výpočtu bylo provést pevnostní a tuhostní analýzu ložiskových domků podélného suportu. Výpočet byl proveden dvakrát pro různou polohu zatěžující síly a výsledky těchto dvou výpočtů byly porovnány.

8.2.1. MKP model

Na Obr. 8.4 je zobrazený vytvořený MKP model ložiskových domků se zobrazením kontaktních těles. Na Obr. 8.5 je tabulka definující kontakt mezi jednotlivými tělesy. Z této tabulky je patrné, že mezi ložiskovými domky a ložem byl vytvořen kontakt typu Touching (dotek součástí).



Obr. 8.4 Vytvořený objemový model se zobrazením kontaktních těles



Obr. 8.5 - Definice tabulky Contac Table

Materiálové vlastnosti

Jako materiál ložiskových domků byla použita ocel třídy 11 500, materiál kuličkového šroubu byla použita ocel 42CrMo4 (15 142), a materiál lože byla použita litina ČSN 42 2306. Vlastnosti materiálů viz Tabulka 4.

Tabulka 4 – Materiálové vlastnosti výpočtu ložiskových domků

Název	Znak	11 500	42CrMo4	42 2306
Youngův modul pružnosti v tahu	E	210 000 MPa	210 000 MPa	130 000 MPa
Poissonova konstanta	ν	0,3	0,3	0,25
Mez kluzu	σ_F	275 MPa	650 MPa	370 MPa

8.2.2. Okrajové podmínky

Pro úlohy byly nadefinovány tyto okrajové podmínky:

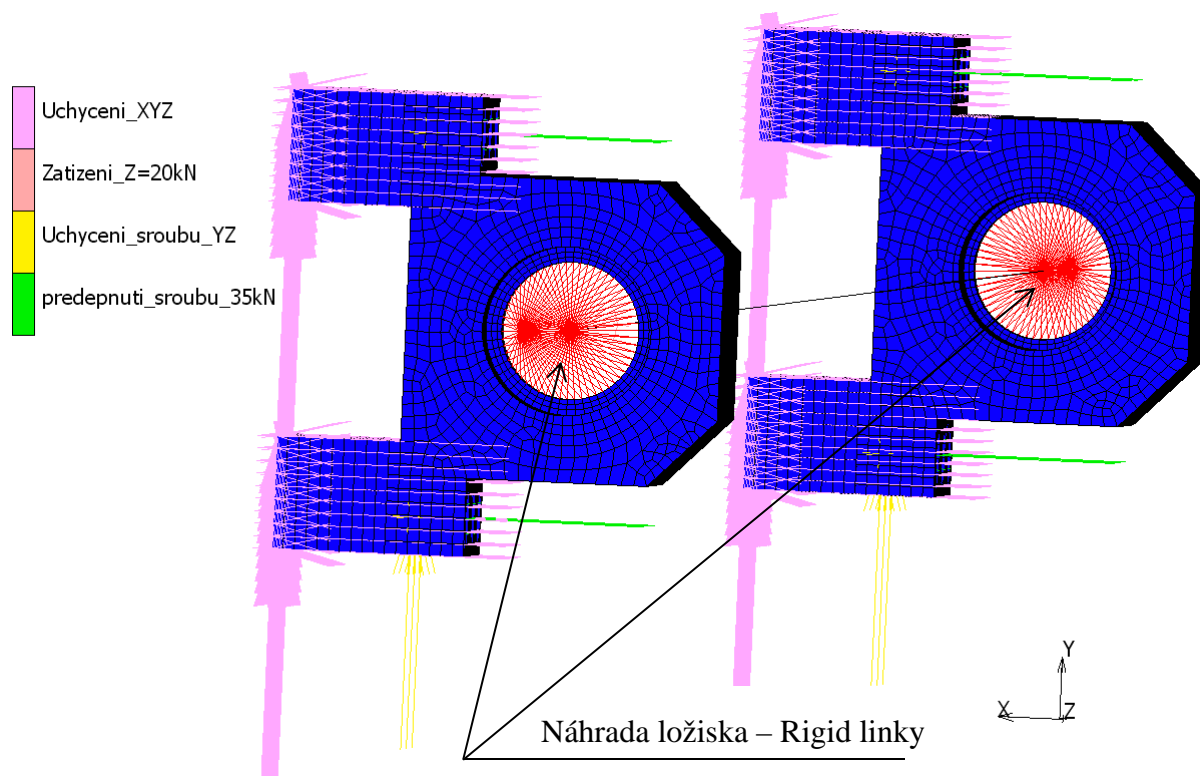
Uchycení lože bylo provedeno odebráním všech stupňů volnosti všem uzlům na vzdálené ploše od ložiskových domků

Zatěžující síla byla umístěna do bodu prutu reprezentujícího kuličkový šroub. V prvním výpočtu byla síla umístěna do nejbližšího bodu od předního ložiskového domku. V druhém výpočtu byla síla umístěna do bodu uprostřed mezi ložiskovými domky. Síla byla nadefinována jako proměnná v čase s maximální hodnotou 20 kN v kladném směru osy Z. Viz Obr. 8.7.

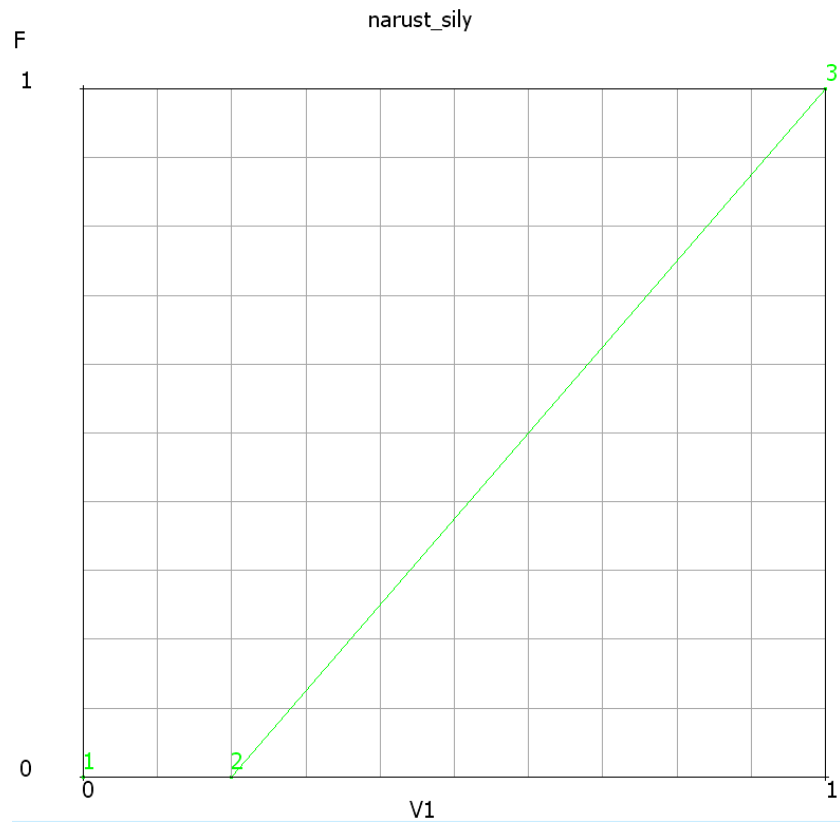
Předpětí šroubu bylo umístěno do linků předepnutí spojující ložiskové domky s ložem. Velikost předpětí byla převzata z výpočtu ložiskových domků v programu BSPOJ a to 35 kN v kladném směru osy X. Hodnota předpětí je závislá na čase viz Obr. 8.8.

Uchycení šroubů bylo provedeno zakázáním posuvů ve směru os Y a Z pomocným linkům předepnutí, spojujících lože a ložiskové domky.

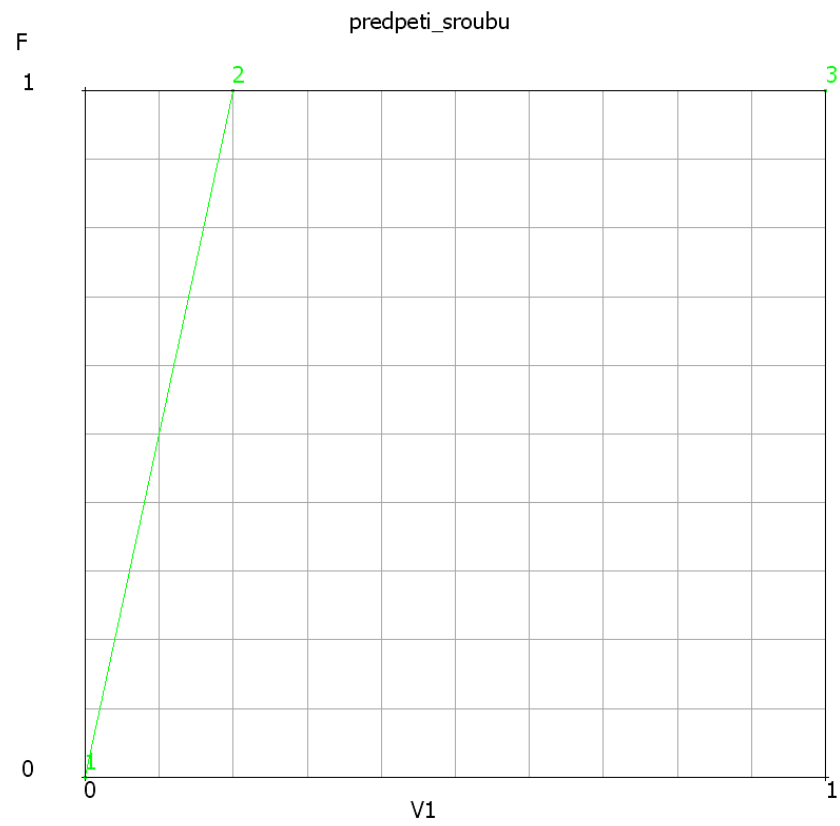
Uložení kuličkového šroubu bylo nahrazeno v obou ložiskových domcích růžicí tvořenou z Rigid linků.



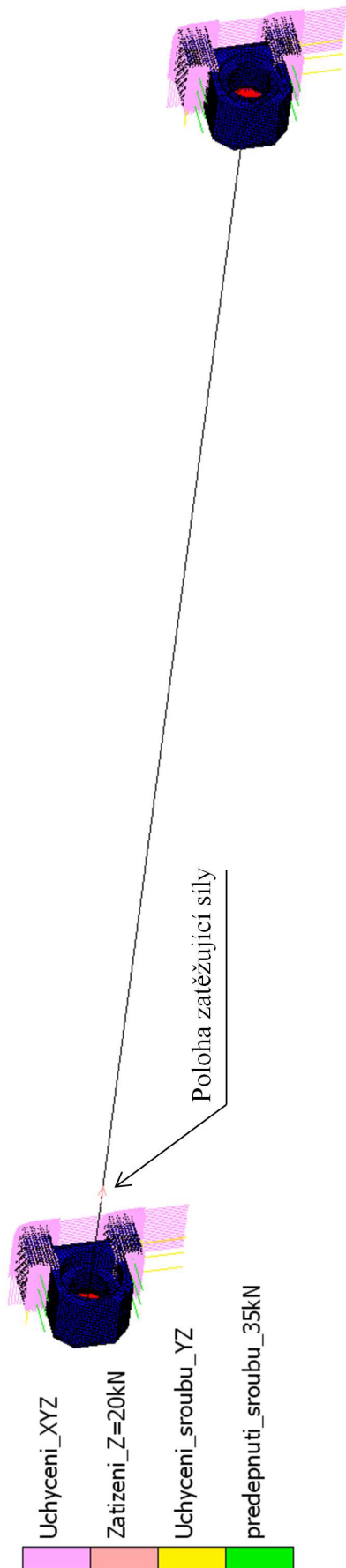
Obr. 8.6 - Okrajové podmínky



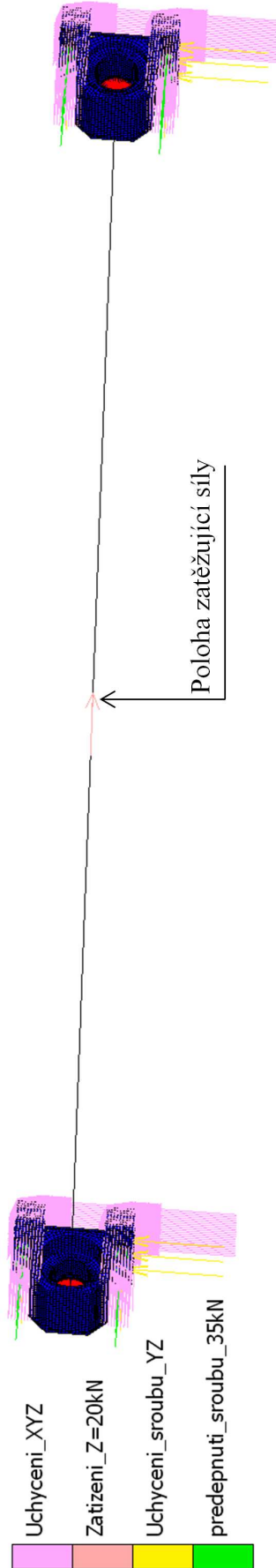
Obr. 8.7 - Časový průběh zatěžující síly



Obr. 8.8 - Časový průběh předpětí šroubů



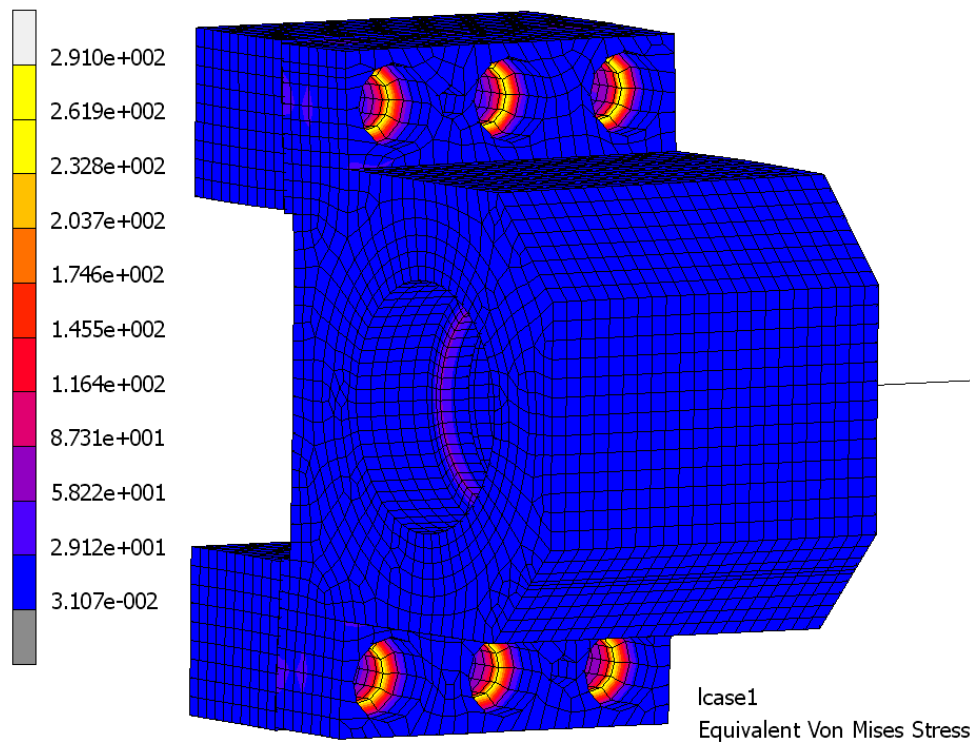
Obr. 8.9 - Poloha zatěžující síly pro první výpočet



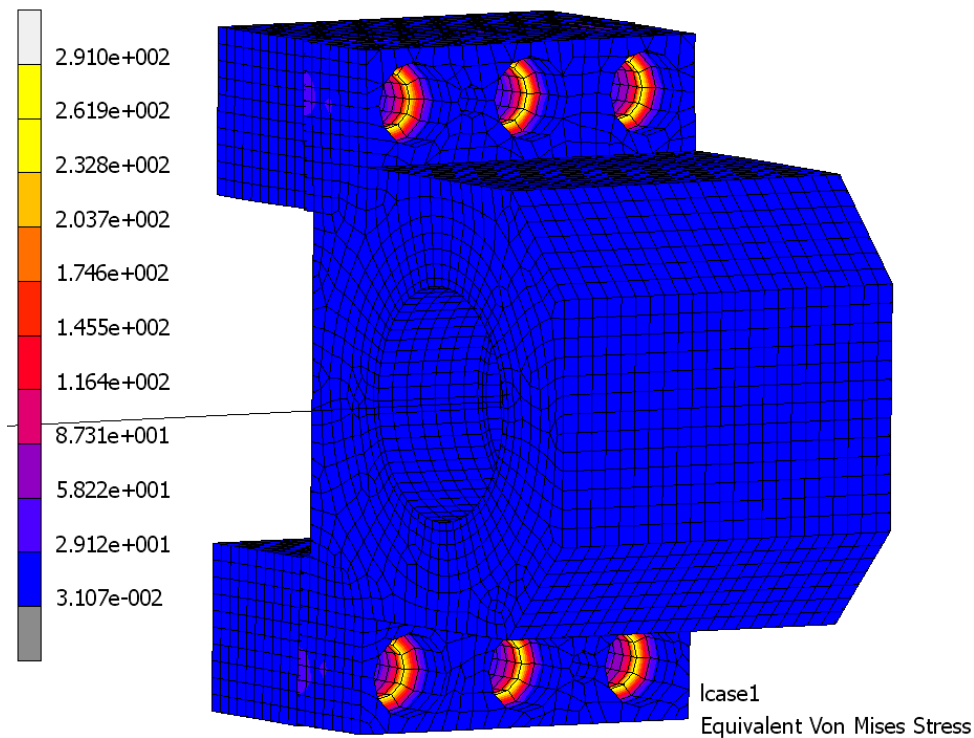
Obr. 8.10 - Poloha zatěžující síly pro druhý výpočet

8.2.3. Výsledky MKP výpočtu se silou u předního ložiskového domku

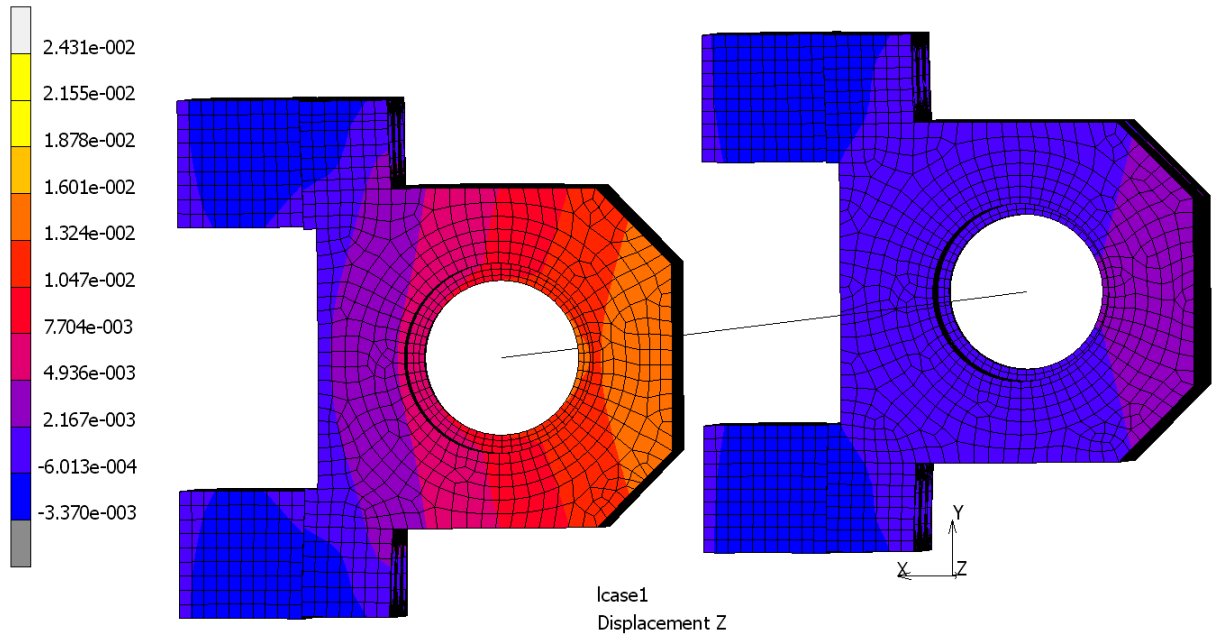
Výsledky budou zobrazeny pouze v posledním kroku výpočtu, kdy je zatěžující síla maximální, a proto bude i namáhání ložiskových domků největší.



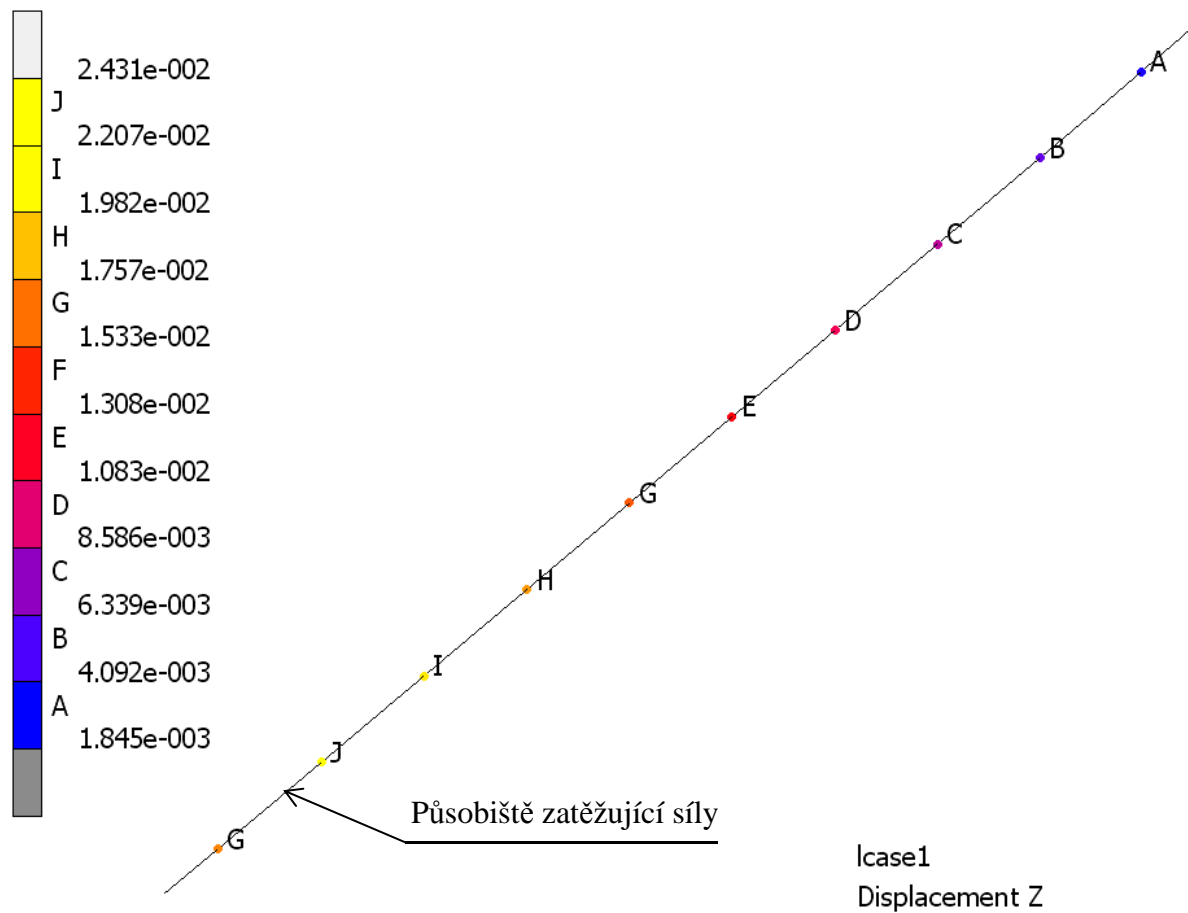
Obr. 8.11 - Redukované napětí HMH předního ložiskového domku [MPa]



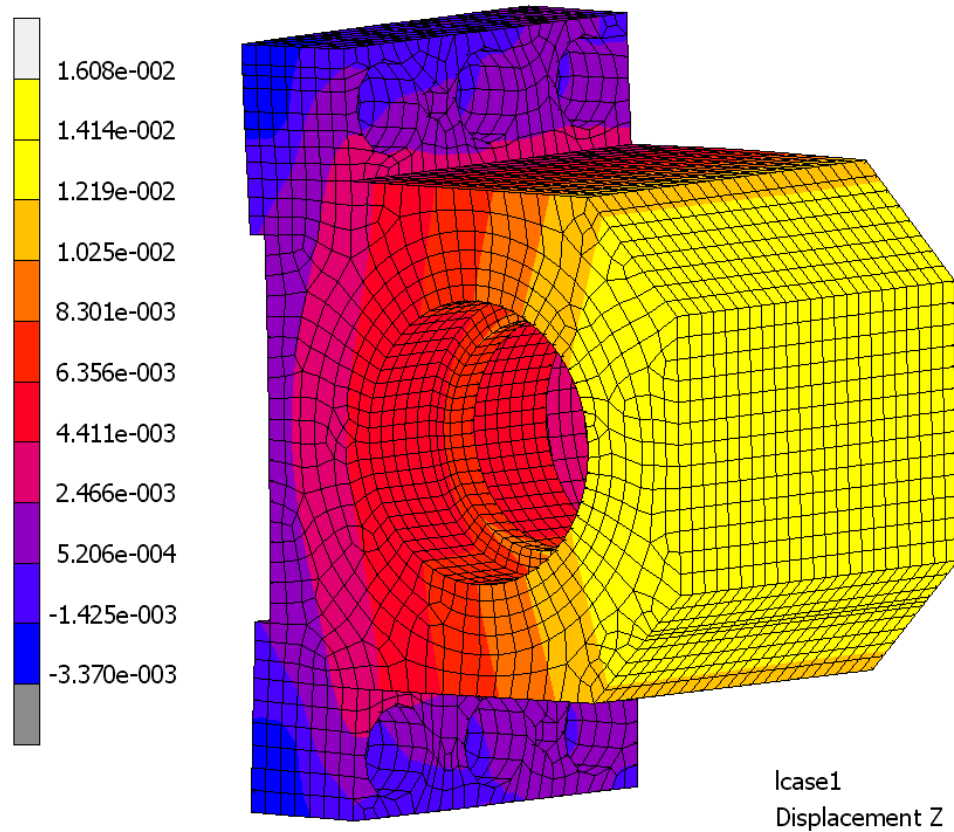
Obr. 8.12 - Redukované napětí HMH zadního ložiskového domku [MPa]



Obr. 8.13 - Deformace ve směru osy Z [mm]

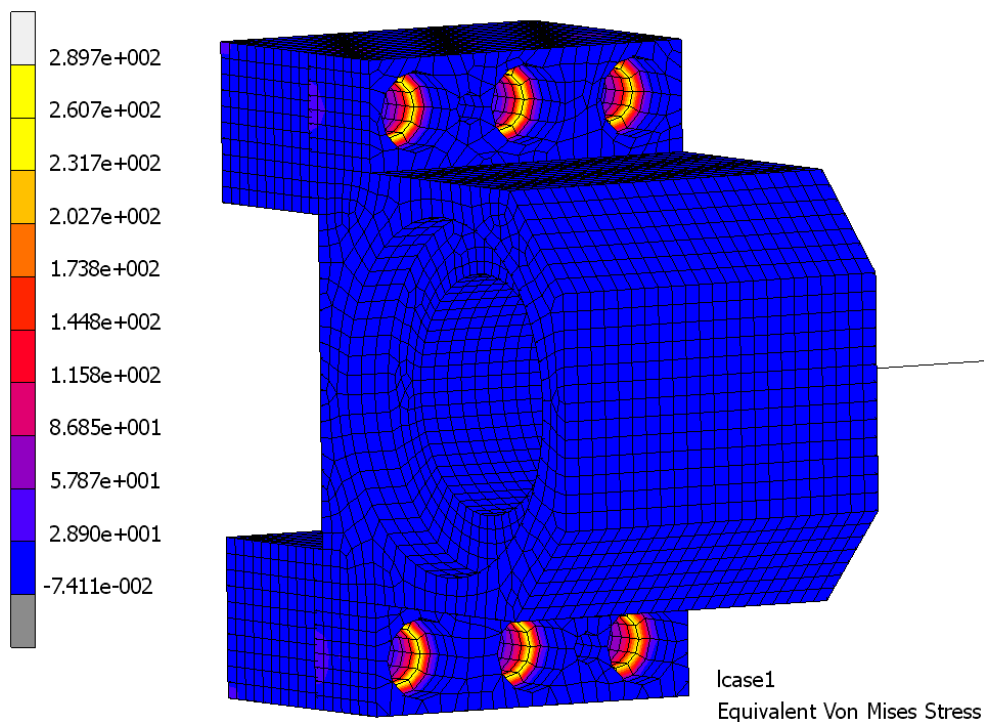


Obr. 8.14 - Deformace kuličkového šroubu v ose Z [mm]

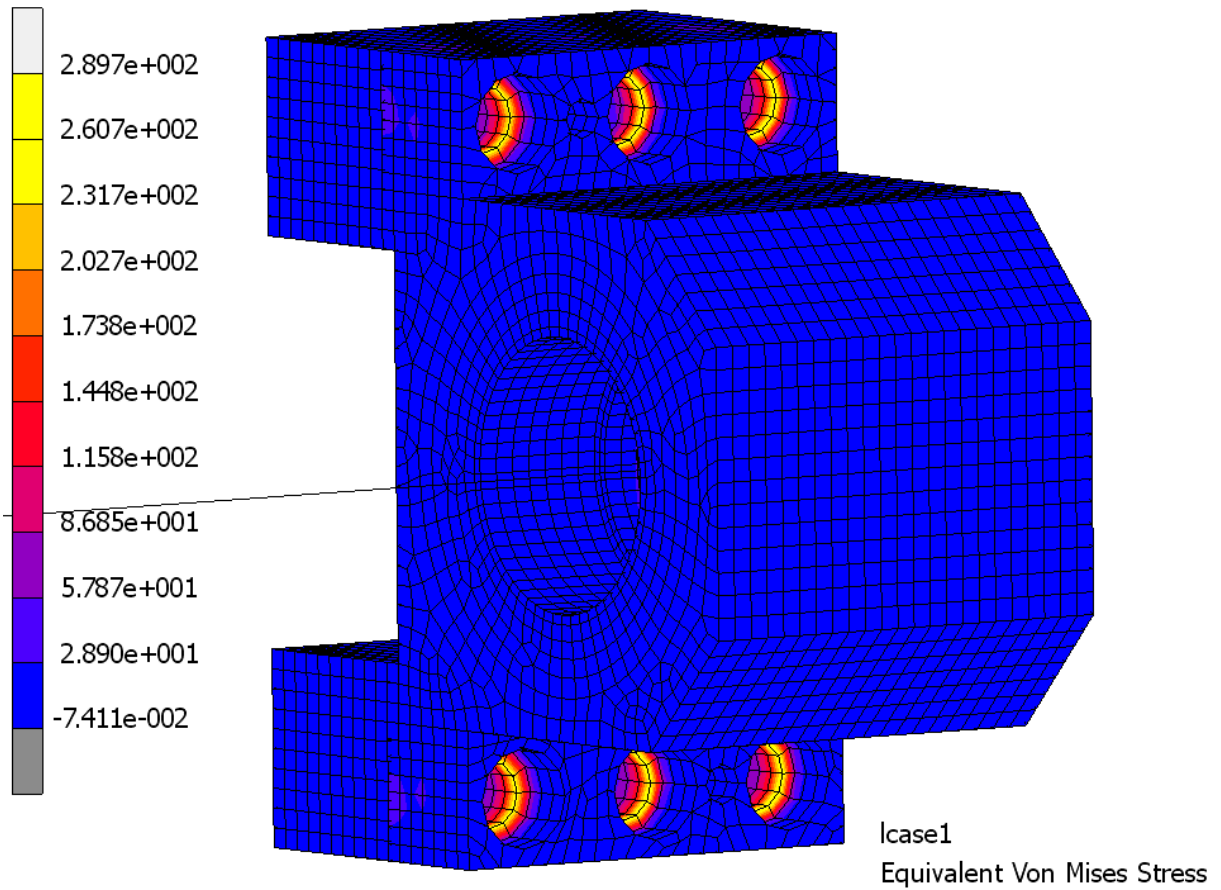


Obr. 8.15 - Deformace předního ložiskového domku ve směru osy Z [mm]

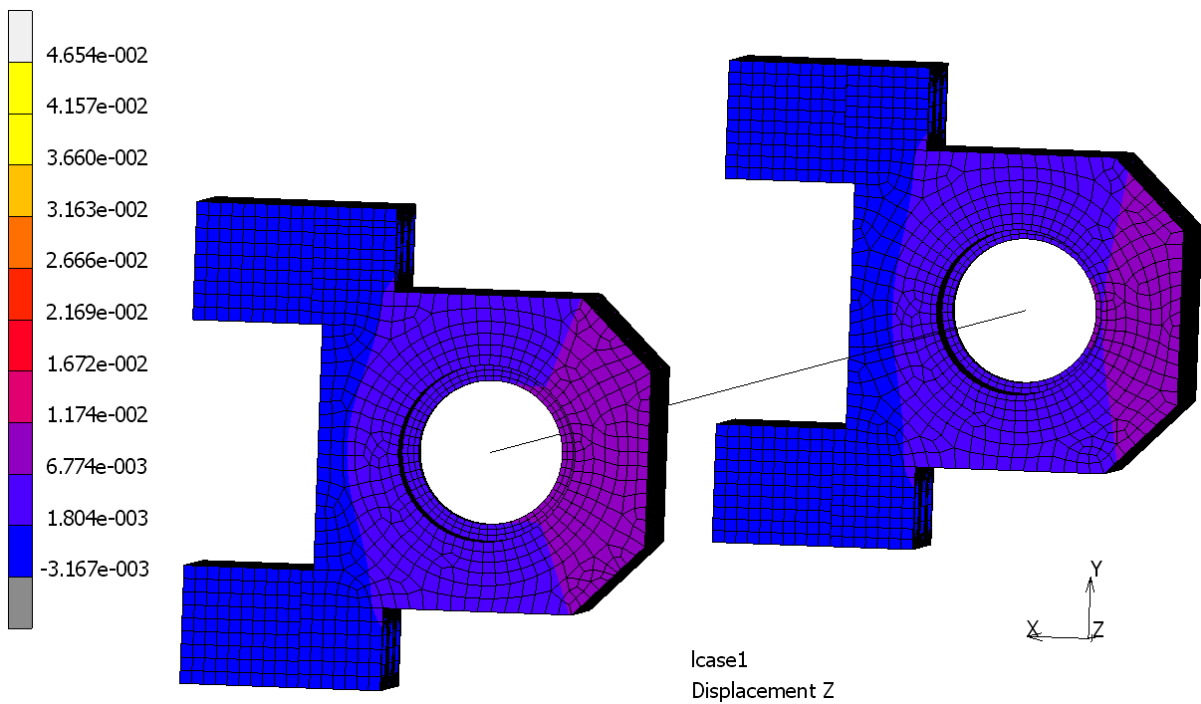
8.2.4. Výsledky MKP výpočtu se silou uprostřed mezi ložiskovými domky



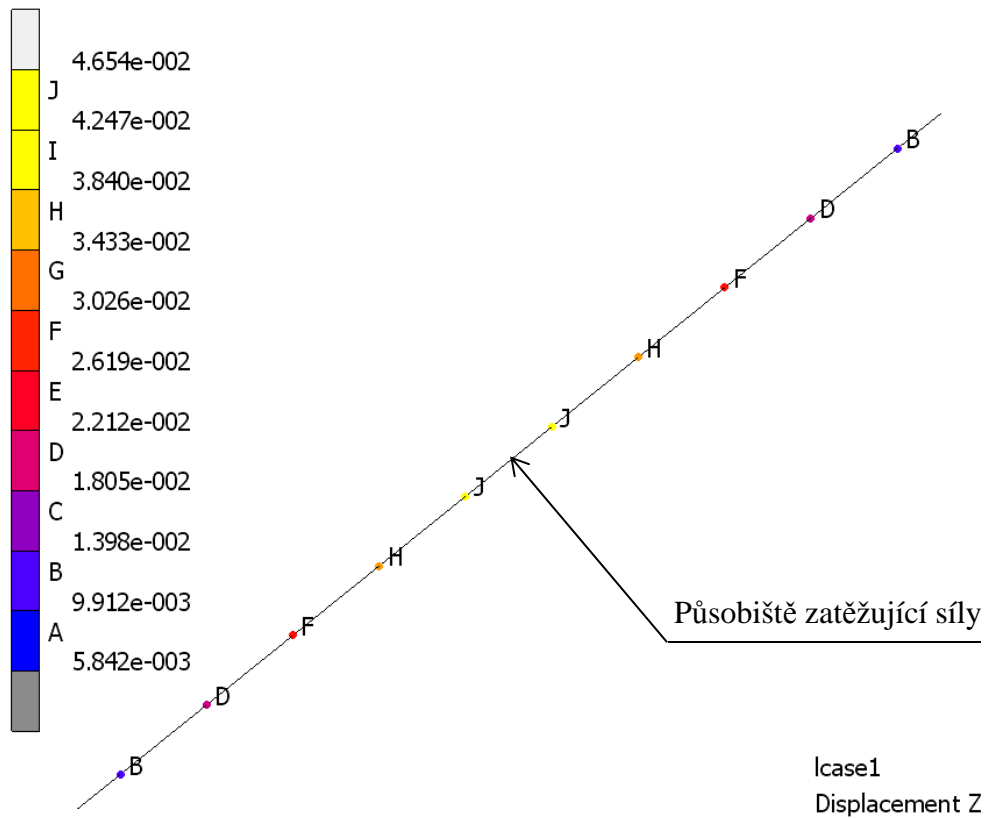
Obr. 8.16 - Redukované napětí HMH předního ložiskového domku [MPa]



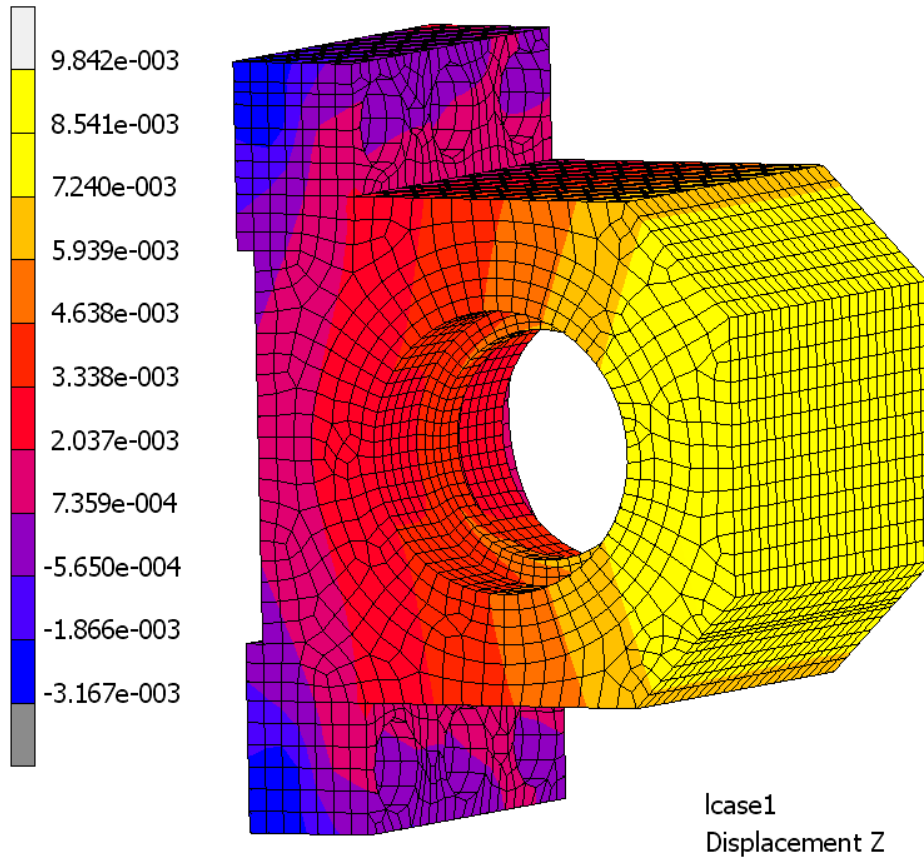
Obr. 8.17 - Redukované napětí HMH zadního ložiskového domku [MPa]



Obr. 8.18 - Deformace ve směru osy Z [mm]



Obr. 8.19 - Deformace kuličkového šroubu ve směru osy Z [mm]



Obr. 8.20 - Deformace předního ložiskového domku ve směru osy Z [mm]

8.2.5. Vyhodnocení výsledků

Z obrázků 8.11, 8.12, 8.16, 8.17 je patrné, že maximální napětí vzniká působením předepínací síly šroubů a poloha zatěžující síly má na maximální napětí pouze minimální vliv. Napětí od předepínací síly šroubů nebude ve skutečnosti tak velké, protože tlak pod hlavou se rozloží na větší plochu, nyní je veškeré zatížení přenášeno pouze na hranu díry pro šroub.

Porovnáním obrázků 8.14 a 8.19 je možné určit vliv polohy zatěžující síly na deformaci kuličkového šroubu. Pokud je zatěžující síla blíže k ložiskovému domku, deformace kuličkového šroubu klesá. Opačná závislost je vidět z obrázku 8.15 a 8.20, čím je zatěžující síla blíže k ložiskovému domku tím je deformace ložiskového domku větší. Z vypočítaných deformací ložiskových domků ve směru osy Z je možné určit tuhost ložiskových domků.

Určení tuhosti ložiskových domků v ose Z se silou u předního ložiskového domku

Zatěžující síla v ose Z

$$F_{zmax} = 20 \text{ kN}$$

Max. deformace předního ložiskového domku v ose Z

$$\Delta_{z1} = 1,608 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

$$k_{z1} = \frac{F_{zmax}}{\Delta_{z1}} = \frac{20}{1,608 \cdot 10^{-2}} = 1243,781 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (8.2.1)$$

Určení tuhosti ložiskových domků v ose Z se silou uprostřed mezi ložiskovými domky

Max. deformace předního ložiskového domku v ose Z

$$\Delta_{z2} = 9,842 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$k_{z2} = \frac{F_{zmax}}{\Delta_{z2}} = \frac{20}{9,842 \cdot 10^{-3}} = 2032,108 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (8.2.2)$$

8.3. MKP výpočet vedení

Cílem tohoto výpočtu bylo provést analýzu napětí ve vodících plochách příčného a podélného vedení a tím zkontrolovat vhodnost obložení vodících ploch. Dále bylo účelem výpočtu zjištění tuhosti suportů při obrábění ve všech třech osách. Výpočet byl proveden ve dvou krajních polohách příčného suportu.

8.3.1. Vytvořený MKP model

Na Obr. 8.22 a 8.23 je zobrazený vytvořený MKP model vedení se zobrazením kontaktních těles. Na Obr. 8.21 je tabulka definující kontakty mezi jednotlivými tělesy. Mezi podélným suportem a ložem, mezi podélným a příčným suportem a mezi ložem a příložkami byl vytvořen kontakt typu Touching (dotek součástí). Mezi podélným suportem a příložkami byl vytvořen kontakt typu Glue (spojení součástí) nahrazující spojení šrouby.



Obr. 8.21- Definice tabulky Contact Table

Materiálové vlastnosti

Jako materiál přílozek, kuličkového šroubu, a příčného suportu byla použita ocel třídy 11 500, materiál podélného suportu a lože byla použita litina ČSN 42 2306. Materiálové vlastnosti použitých materiálů viz Tabulka 4. Materiálové vlastnosti kluzného obložení viz Tabulka 5.

Tabulka 5 – Materiálové vlastnosti kluzné hmoty GS super Gamapest [23]

Tepelná odolnost	85 °C
Pevnost v tlaku	statická 200 MPa, dynamická 95 MPa
Koeficient tření	0,01 – 0,07 (dle tlaku a mazání)

8.3.2. Okrajové podmínky

Uchycení lože bylo provedeno odebráním všech stupňů volnosti vždy na dvou plochách náhrady lože.

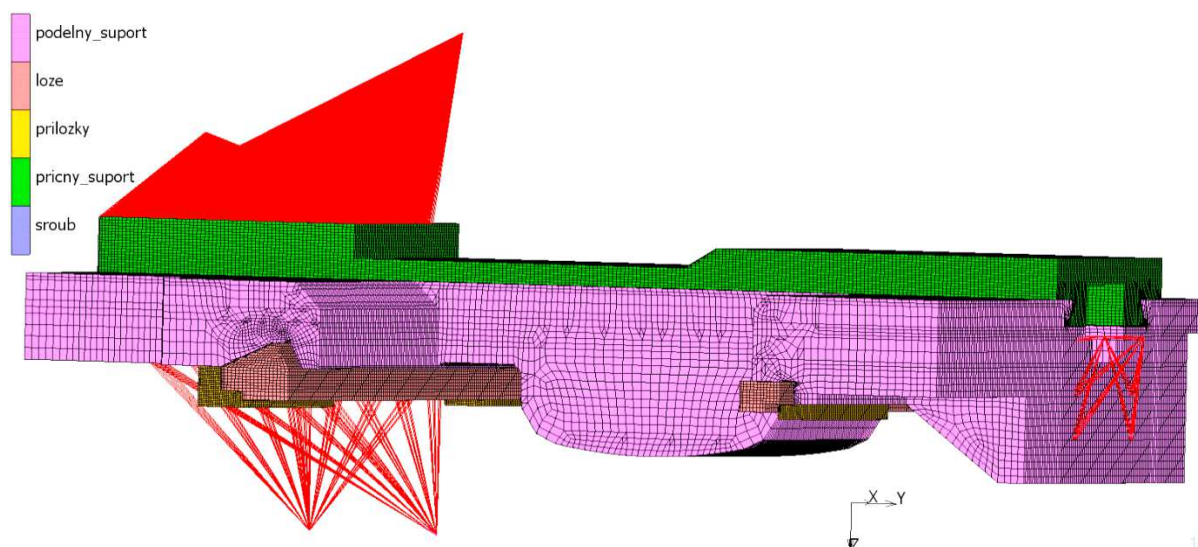
Zamezení pohybu podélného suportu bylo provedeno přidáním nodu do osy kuličkového šroubu podélného suportu. Tento node byl dále spojen s podélným suportem pomocí Rigid linků a dále tomuto nodu byla přidána okrajová podmínka zamezující posuv v ose šroubu, viz Obr. 8.23.

Zatížení od řezného procesu bylo provedeno pomocí nodu spojeného s příčným suportem pomocí Rigid linků (reprezentující náhradu nožové hlavy). A do tohoto nodu byla vložena síla $F_x = 10 \text{ kN}$, $F_y = 33 \text{ kN}$, $F_z = 20 \text{ kN}$, viz obrázek 8.24.

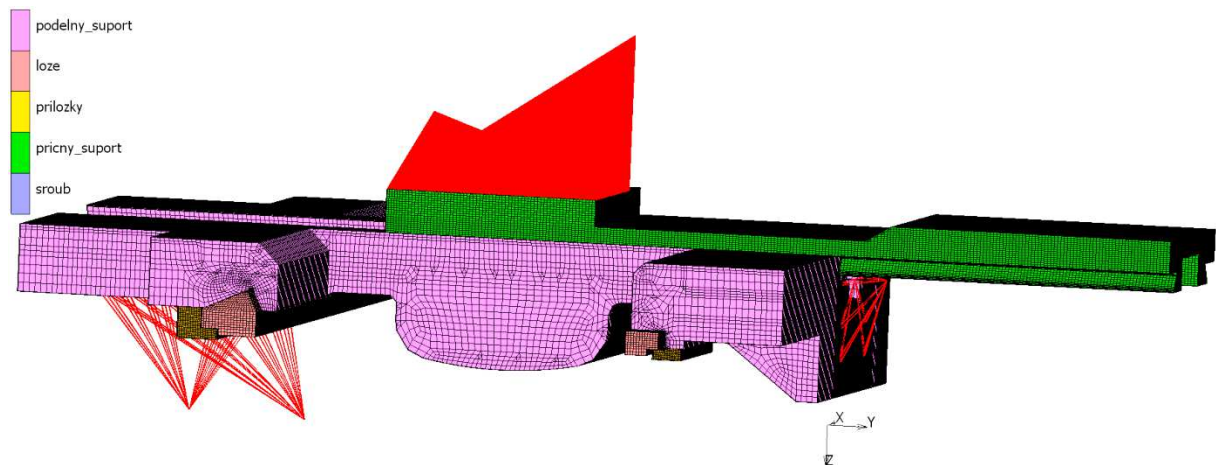
Uložení kuličkového šroubu příčného suportu bylo provedeno pomocí dvou růžic z Rigid linků na obou koncích kuličkového šroubu spojeného s podélným suportem, viz obrázek 8.24 a 8.25.

Náhrada kuličkové matice příčného suportu byla provedena pomocí růžice z Rigid linků mezi jedním bodem kuličkového šroubu a několika body příčného suportu, viz obrázek 8.25.

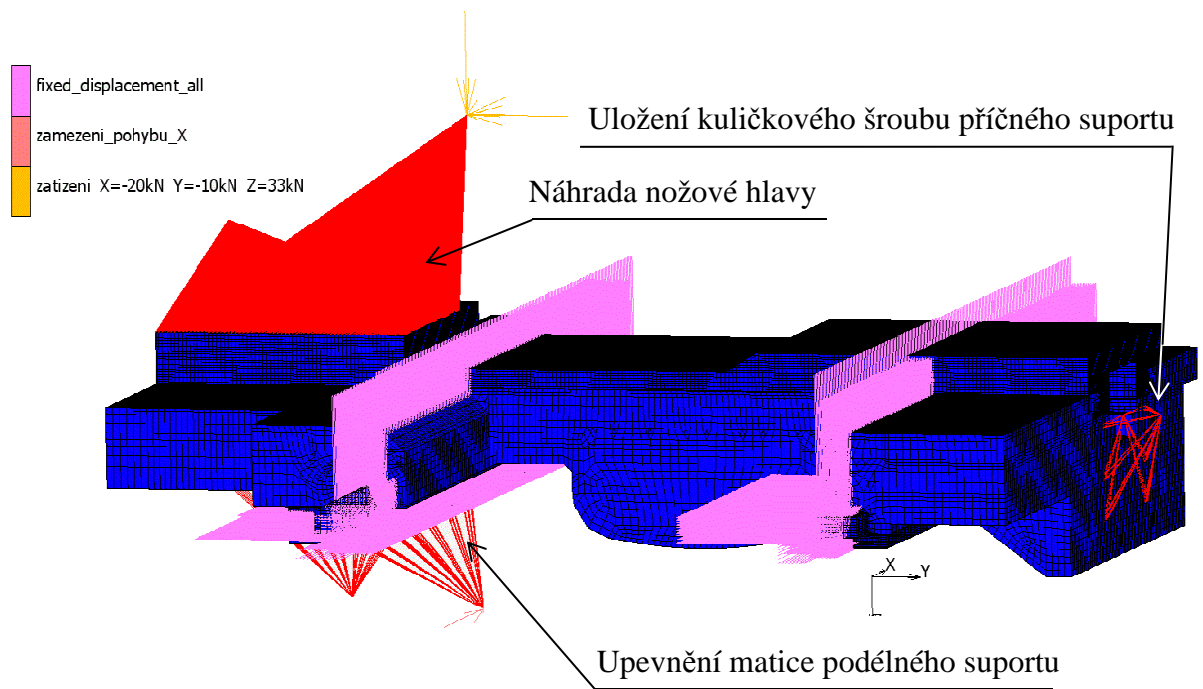
Zde jsou uvedeny obrázky vytvořených modelů a okrajových podmínek pro úlohy v obou krajních polohách příčného suportu a výsledky úlohy s příčným suportem v přední krajní poloze. Výsledky úlohy s příčným suportem v zadní krajní poloze jsou uvedeny v Příloze č. 3.



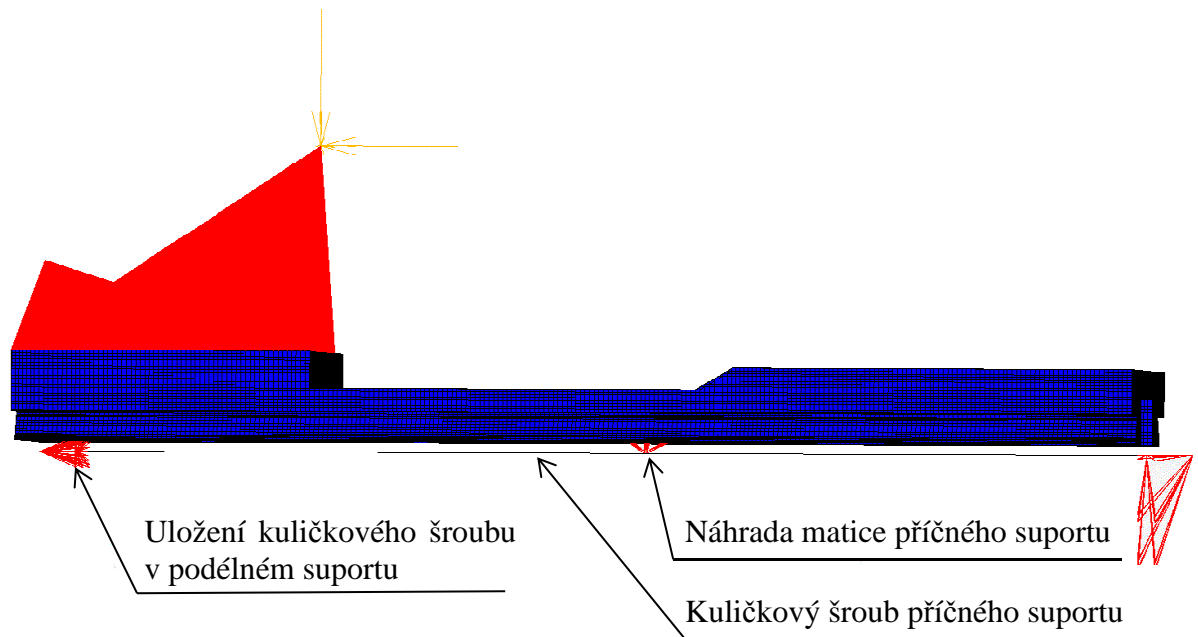
Obr. 8.22 - Vytvořený výpočtový model příčného suportu v přední krajní poloze se zobrazením kontaktních těles



Obr. 8.23 - Vytvořený výpočtový model příčného suportu v zadní krajní poloze se zobrazením kontaktních těles

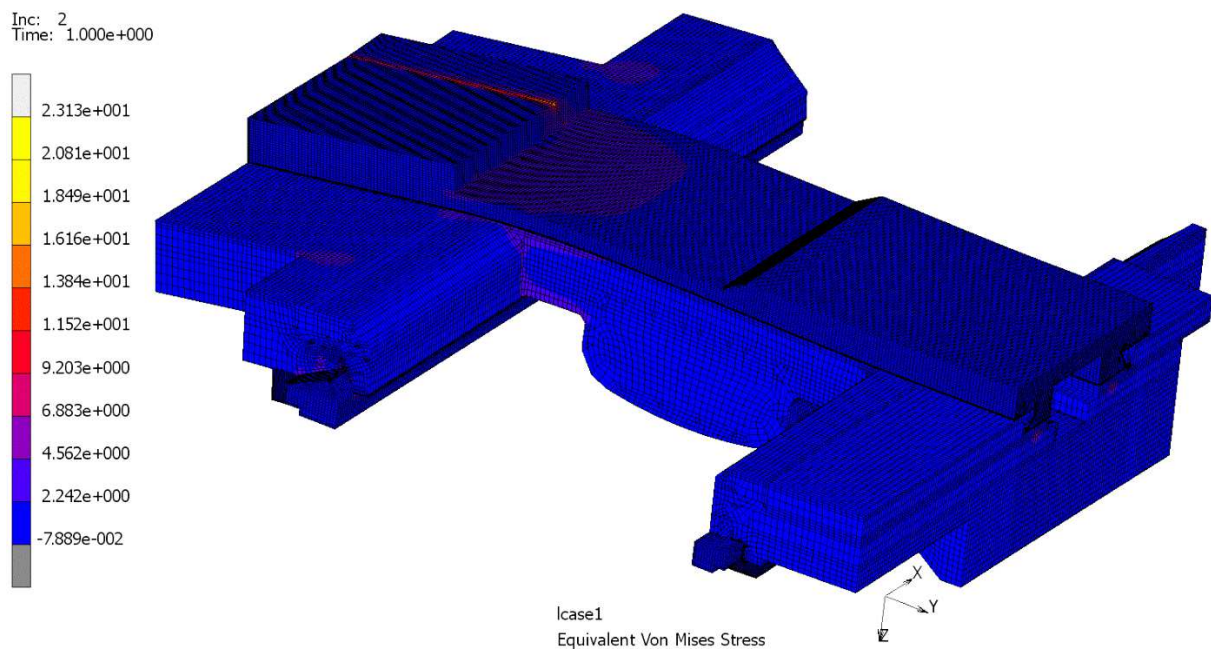


Obr. 8.24 - Okrajové podmínky (shodné pro oba výpočty)

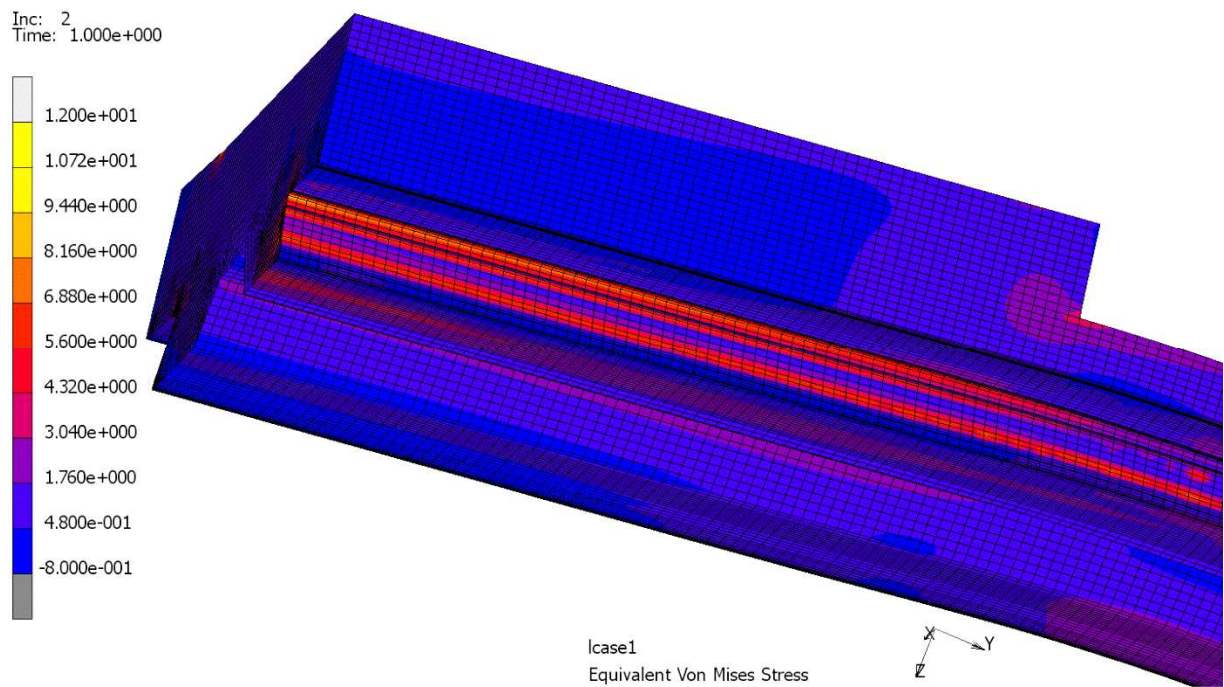


Obr. 8.25 - Okrajové podmínky, zobrazen pouze příčný suport a kuličkový šroub (shodné pro oba výpočty)

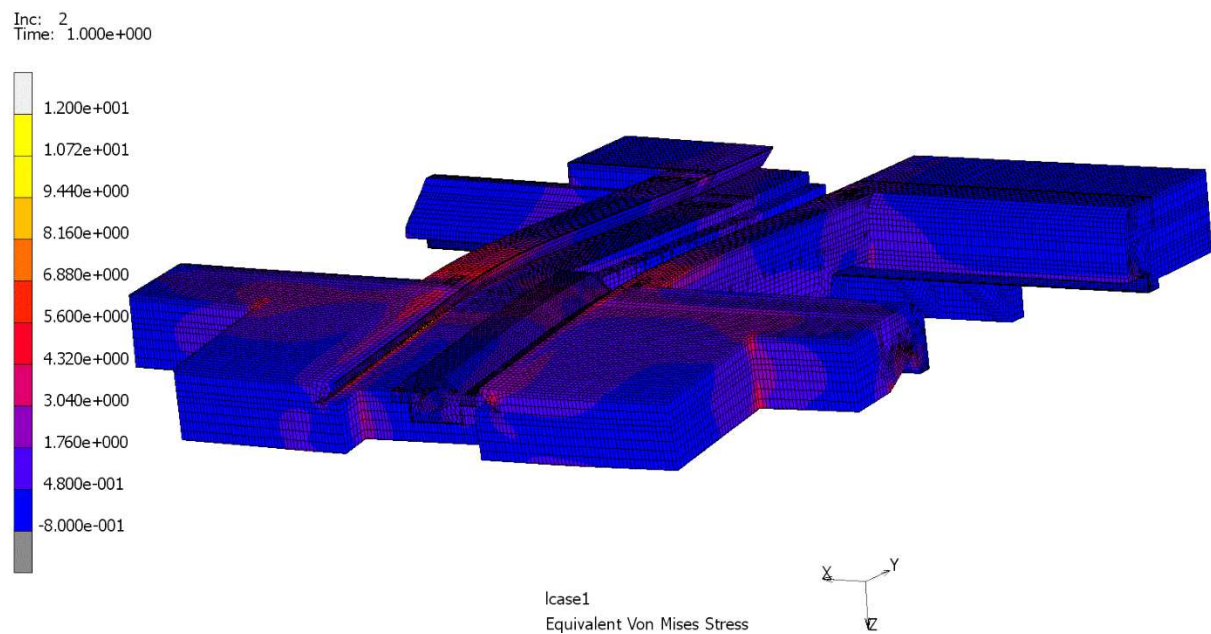
8.3.3. Výsledky MKP výpočtu s příčným suportem v přední krajní poloze



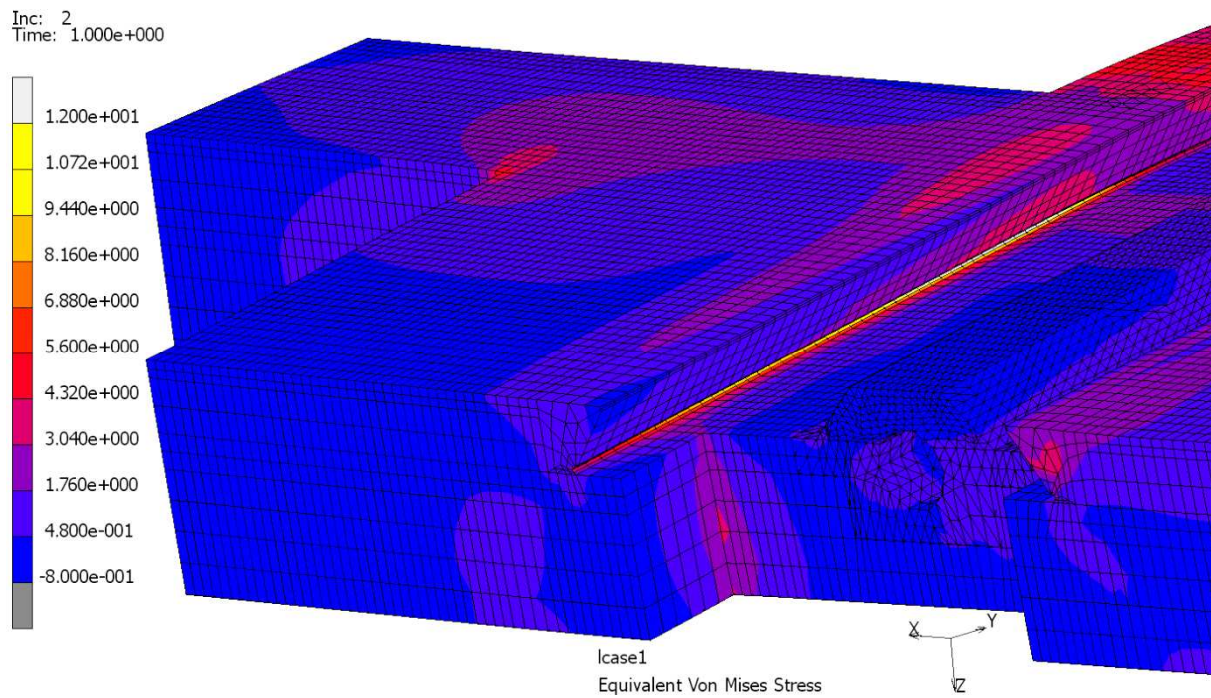
Obr. 8.26 - Redukované napětí HMH celkové sestavy vedení [MPa]



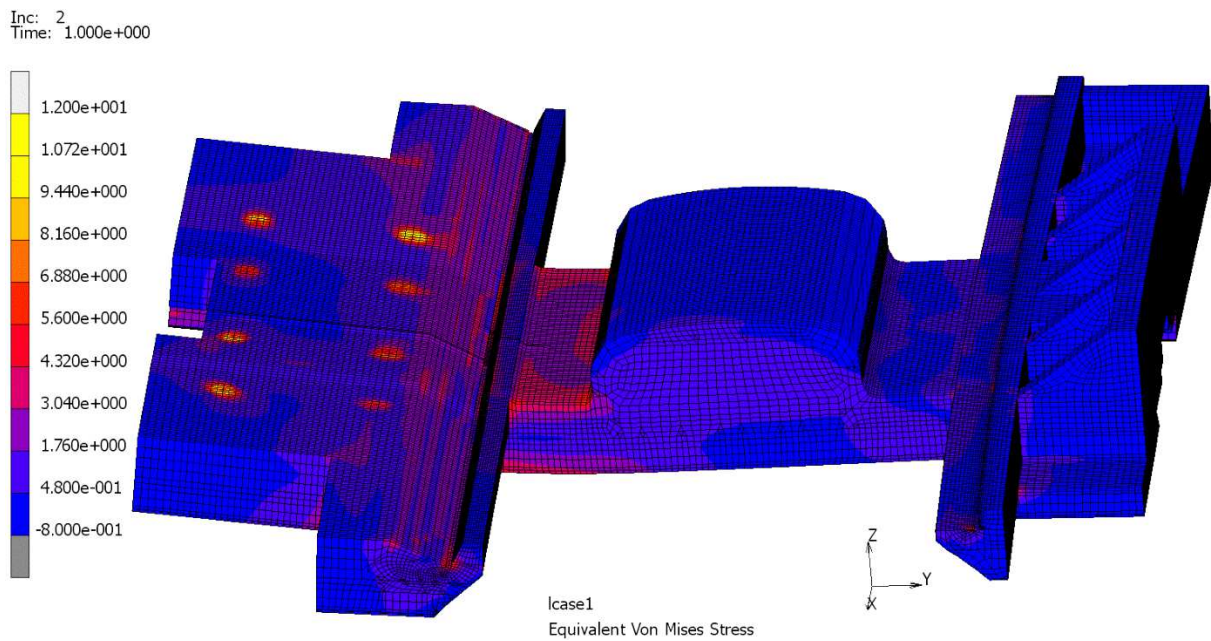
Obr. 8.27 - Detail redukovaného napětí HMH vodících ploch příčného suportu [MPa]



Obr. 8.28 - Redukované napětí HMH podélného suportu [MPa]

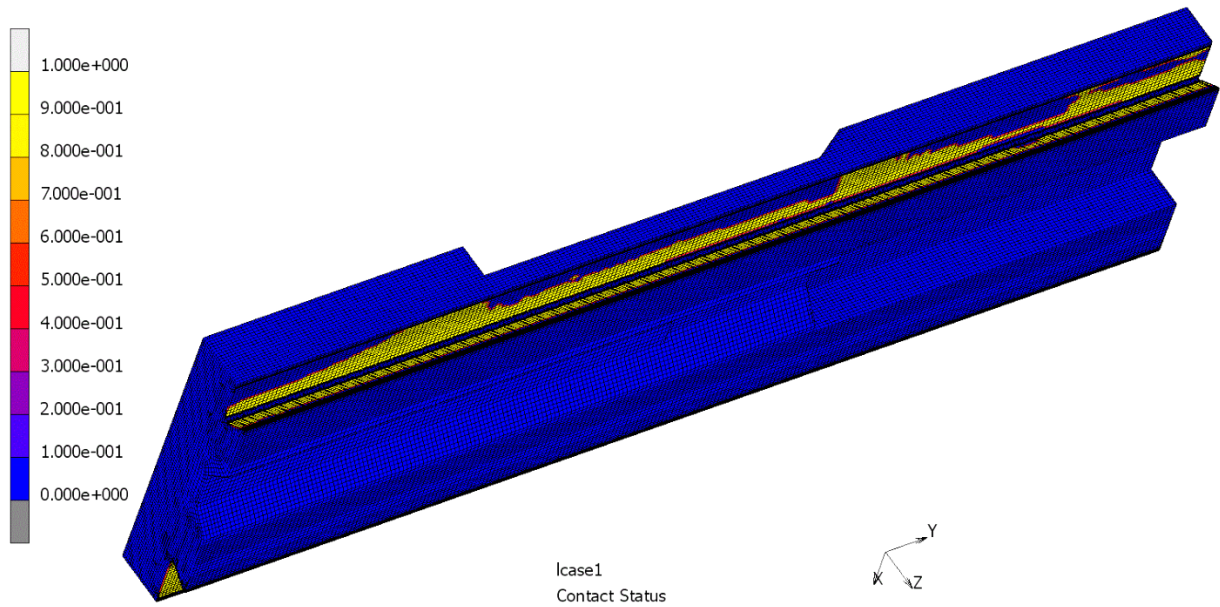


Obr. 8.29 - Detail redukovaného napětí HMH vodících ploch podélného suportu [MPa]

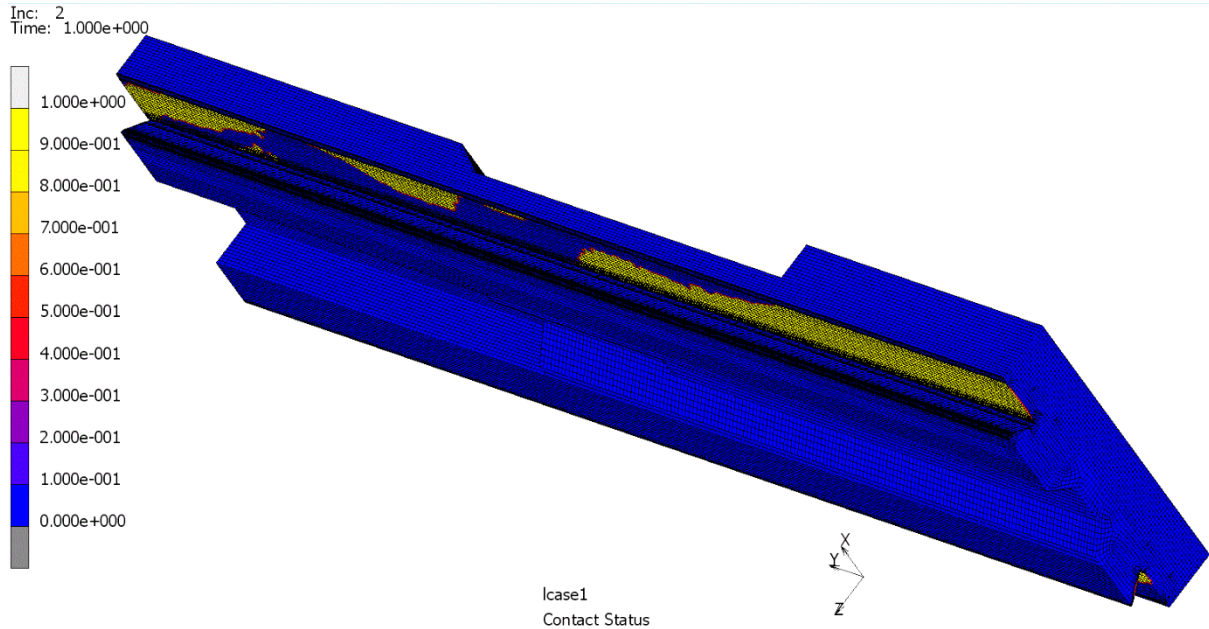


Obr. 8.30 - Redukované napětí HMH podélného suportu - dolní pohled [MPa]

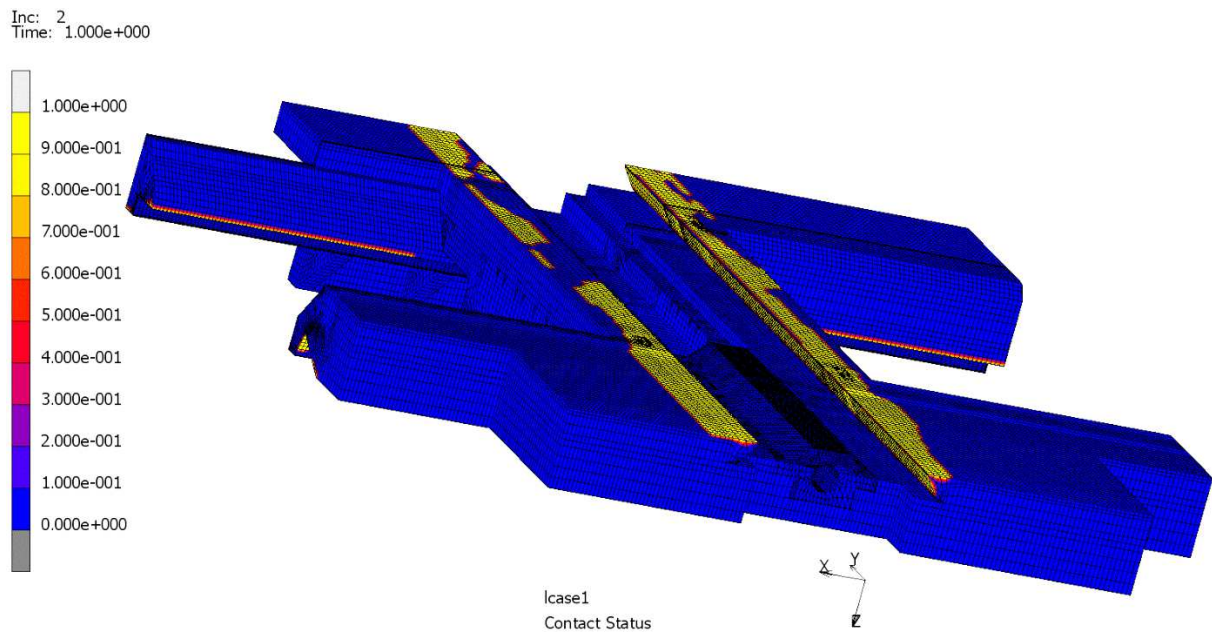
Zobrazení kontaktních ploch pomocí funkce Contact status definuje, kde se dvě kontaktní tělesa mezi sebou dotýkají. Barevná legenda zobrazuje procentuálně kontakt stykových ploch. To znamená, pokud je styková plocha žlutě, kontaktní tělesa na sebe doléhají. Pokud je ve stykové ploše barva modrá, kontaktní tělesa nejsou v kontaktu.



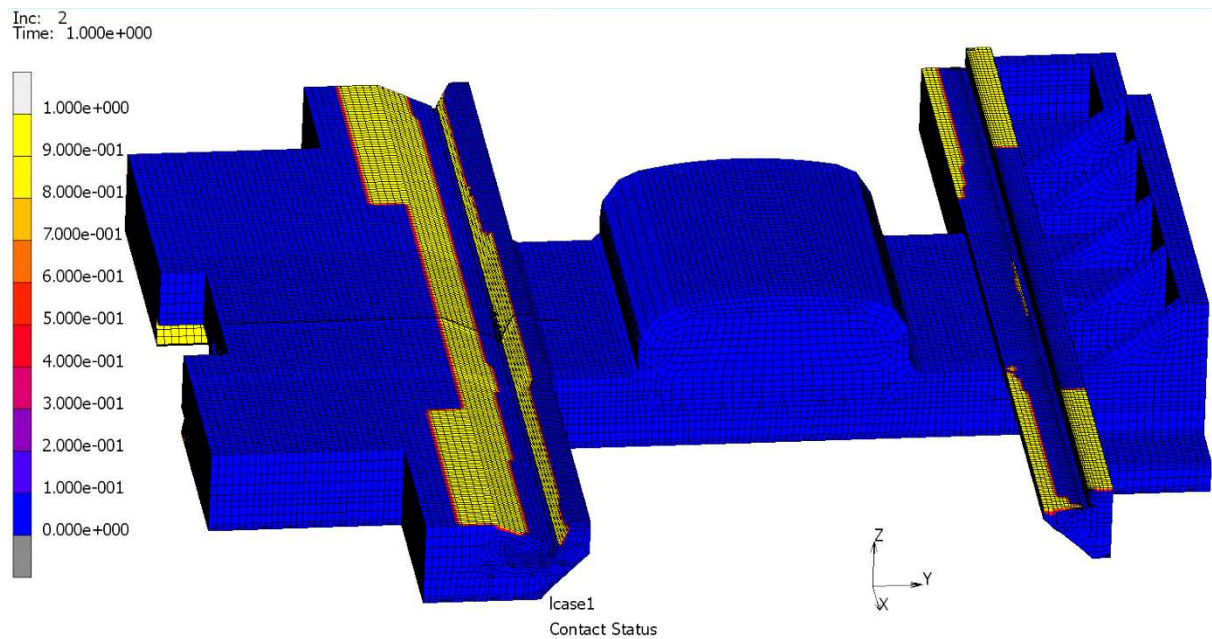
Obr. 8.31 - Contact status: Styková plocha příčného suportu - zadní pohled



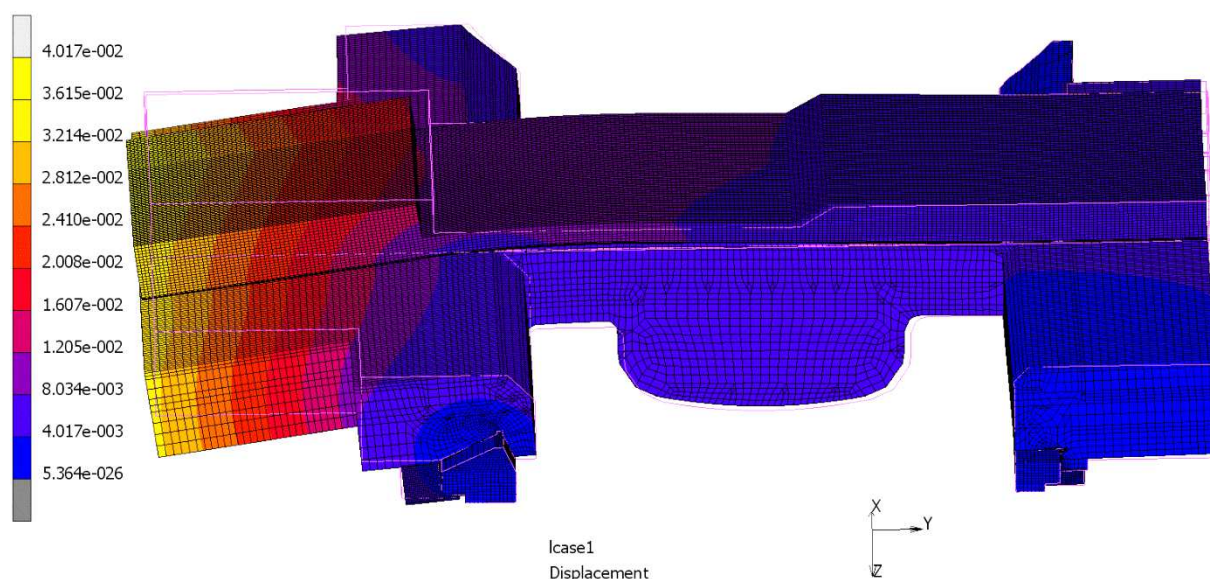
Obr. 8.32 - Contact status: Styková plocha příčného suportu - přední pohled



Obr. 8.33 - Contact status: Styková plocha podélného suportu s příčným suportem



Obr. 8.34 - Contact status: Styková plocha podélného suportu s ložem a příložkami



Obr. 8.35 - Celková deformace sestavy vedení (deformace zvětšena 1500-krát)

8.3.4. Výsledky MKP výpočtu s příčným supotem v zadní krajní poloze

Obrázky výsledků MKP výpočtu s příčným supotem v zadní krajní poloze jsou uvedeny v Příloze č. 3.

8.3.5. Vyhodnocení výsledků

U úlohy s příčným supotem v přední krajní poloze se vyskytuje redukované napětí ve vodících plochách maximálně 12 MPa. U úlohy s příčným supotem v zadní krajní poloze (viz Příloha č. 3) dosahuje díky koncentraci napětí na přední hraně obložení k špičkovému redukovanému napětí 61,6 MPa, ve zbylé ploše vedení se redukované napětí pohybuje maximálně do 15 MPa. I přes koncentraci napětí v jednom místě je toto napětí nižší než dovolené napětí kluzné hmoty Gamapest 200 MPa.

U obou úloh byla dále změřena deformace ve všech třech osách a byly dopočítány tuhosti v jednotlivých směrech. Ve všech směrech je požadována tuhost větší než 50 kN/mm.

Příčný supot v přední krajní poloze

Deformace v místě nástroje ve třech osách:

$$\Delta X_1: 0,0364820287 \text{ mm}$$

$$\Delta Y_1: 0,0130422246 \text{ mm}$$

$$\Delta Z_1: 0,0015939698 \text{ mm}$$

Výpočet tuhosti ve třech osách

$$k_{X1} = \frac{F_x}{\Delta X_1} = \frac{10}{0,00364820287} = 2741,075 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (8.3.1)$$

$$k_{Y1} = \frac{F_Y}{\Delta Y_1} = \frac{33}{0,0130422246} = 2530,243 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (8.3.2)$$

$$k_{Z1} = \frac{F_Z}{\Delta Z_1} = \frac{20}{0,0015939698} = 12547,289 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (8.3.3)$$

Příčný suport v zadní krajní poloze

Deformace v místě nástroje ve třech osách:

$$\Delta X_2: 0,0039716181 \text{ mm}$$

$$\Delta Y_2: 0,0227611624 \text{ mm}$$

$$\Delta Z_2: 0,0025337208 \text{ mm}$$

Výpočet tuhosti ve třech osách

$$k_{X2} = \frac{F_x}{\Delta X_2} = \frac{10}{0,0039716181} = 2517,865 \frac{kN}{mm} \quad (8.3.4)$$

$$k_{Y2} = \frac{F_Y}{\Delta Y_2} = \frac{33}{0,0227611624} = 1449,838 \frac{kN}{mm} \quad (8.3.5)$$

$$k_{Z2} = \frac{F_Z}{\Delta Z_2} = \frac{20}{0,0025337208} = 7893,530 \frac{kN}{mm} \quad (8.3.6)$$

8.4. Výpočet celkové tuhosti

Celková tuhost soustavy matice – šroub – ložiska příčného suportu (6.6.7)

$$k_{s1.\varphi x} = 382,011 \frac{kN}{mm}$$

Celková tuhost soustavy matice – šroub – ložiska podélného suportu (Příloha č.1)

$$k_{s1.\varphi z} = 323,641 \frac{kN}{mm}$$

Minimální tuhost ložiskových domků (8.2.1)

$$k_{Z1} = 1243,781 \frac{kN}{mm}$$

Minimální tuhosti suportů v jednotlivých směrech (8.3.1) - (8.3.6)

$$k_{X1} = 2741,075 \frac{kN}{mm}$$

$$k_{Y2} = 1449,838 \frac{kN}{mm}$$

$$k_{Z2} = 7893,530 \frac{kN}{mm}$$

Výpočet celkových tuhostí v jednotlivých směrech

$$k_{XC} = \frac{1}{\frac{1}{k_{s1.\varphi x}} + \frac{1}{k_{X1}}} = \frac{1}{\frac{1}{382,011} + \frac{1}{274,108}} = 159,593 \frac{kN}{mm} > 50 \frac{kN}{mm} \quad (8.4.1)$$

$$k_{YC} = k_{Y2} = 1449,838 \frac{kN}{mm} > 50 \frac{kN}{mm} \quad (8.4.2)$$

$$k_{ZC} = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot k_{Z1}} + \frac{1}{k_{s1.\varphi z}} + \frac{1}{k_{Z2}}} = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot 1243,781} + \frac{1}{323,641} + \frac{1}{7893,530}} = 276,355 \frac{kN}{mm} > 50 \frac{kN}{mm} \quad (8.4.3)$$

9. Detailní konstrukce a výkresová dokumentace

Vybrané konstrukční řešení posuvových mechanismů a vedení osy X a osy Z univerzálního hrotového soustruhu bylo detailně navrženo a následně byla vytvořena výkresová dokumentace v softwaru Pro/Engineer Wildfire 5, viz Příloha č. 4.

10. Závěr

Diplomovou práci je možné rozdělit na dvě hlavní části.

První část se zabývá rešerší univerzálních hrotových soustruhů střední velikosti. Jsou zde zobrazeny parametry 4 konkurenčních strojů a parametry navrhovaného univerzálního hrotového soustruhu. Dále je provedena rešerše používaných typů vodících ploch a mechanismů sloužících pro převod rotačního pohybu na přímočarý.

Druhá část diplomové práce navazuje na předchozí rešeršní část. V této části diplomové práce byl proveden návrh tří konstrukčních variant posuvových mechanismů a vedení univerzálního hrotového soustruhu. Z těchto variant byla následně vybrána, pomocí technicko – ekonomického hodnocení, vhodná varianta, která byla dále rozpracována. Dle požadovaných parametrů soustruhu, byly vytvořeny návrhové konstrukční výpočty všech částí posuvového mechanismu jako například kuličkový šroub a matice, uložení šroubu v radiálně axiálních ložiskách, převod ozubeným řemenem a další. Dle výsledků výpočtů byla vytvořena detailní konstrukce v programu Pro/Engineer a tato konstrukce byla dále podrobena kontrolním výpočtům. Z kontrolních výpočtů byla provedena kontrola šroubových spojů v programu BSPOJ, výpočet tuhosti ložiskových domků, kontrola tlaku vodících ploch a kontrola celkové tuhosti v místě nástroje ve všech třech osách. Na závěr byla vytvořena výkresová dokumentace navržené konstrukce.

V diplomové práci byla navržena konstrukce posuvových mechanismů a vedení univerzálního hrotového soustruhu srovnatelná s moderními konkurenčními stroji. Při návrhu bylo použito moderních softwarových nástrojů Pro/Engineer, Pro/Mechanica, MSC Marc, Mathcad a BSPOJ.

Použitá literatura

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1*. Brno: Computer Press, 1999
- [2] KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S., KRÓNEROVÁ, E. *Obecné strojní části 2*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2008
- [4] MAREK, J. a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing, s.r.o, 2010
- [5] POSPÍCHAL, J. *Technické kreslení*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2008
- [6] Podkladové materiály k předmětu: Části a mechanismy strojů 1 (KKS/CMS1)
- [7] Podkladové materiály k předmětu: Části a mechanismy strojů 2 (KKS/CMS2)
- [8] Podkladové materiály k předmětu: Konstrukce obráběcích strojů (KKS/KOS)
- [9] Podkladové materiály k předmětu: Konstrukce výrobních strojů (KKS/KVS)
- [10] Podkladové materiály k předmětu: Inženýrské výpočty v CAD (KKS/IC)
- [11] Použité katalogové listy firmy: KS Kuřim
- [12] Použité katalogové listy firmy: Hennlich
- [13] Použité katalogové listy firmy: Siemens
- [14] Použité katalogové listy firmy: Balluff
- [15] Použité katalogové listy firmy: Heidenhain
- [16] Použité katalogové listy firmy: Contitech
- [17] TOS ČELÁKOVICE. *Slovácké strojírny* [online]. [cit. 28.4.2014]. Dostupný na WWW: <http://www.sub.cz/tos-celakovice/cnc-soustruhy/sua-80-numeric.aspx>
- [18] FAT HACO. *FatHaco* [online]. [cit. 28.4.2014]. Dostupný na WWW: <http://www.fathaco.com/en/our-solution/tur-mn-8009301100#main>
- [19] TRENS. *Trens* [online]. [cit. 28.4.2014]. Dostupný na WWW: http://www.trens.sk/sites/default/files/imce/download/se820_numeric_.pdf
- [20] KOVOSVIT MAS. *Kovosvit* [online]. [cit. 28.4.2014]. Dostupný na WWW: <http://www.kovosvit.cz/upload/products/pdf/masturn-550-cnc-1384865671.pdf>
- [21] SKF. *MMSpektrum* [online]. [cit. 28.4.2014]. Dostupný na WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/volba-kulickovych-sroubu.html>
- [22] KS KUŘIM. *KS Kuřim* [online]. [cit. 28.4.2014]. Dostupný na WWW: <http://www.ks-kurim.cz/sluzby/poradenstvi-a-technicke-konzultace/>
- [23] DAWEX. *GS super (Gamapest)* [online]. [cit. 28.4.2014]. Dostupný na WWW: <http://www.dawex.cz/userFiles/technicke-listy/kluzne-hmoty/gs-super-gamapest.pdf>
- [24] KS KUŘIM. *Standardní konce hřídelí kuličkových šroubů* [online]. [cit. 28.4.2014]. Dostupný na WWW: http://www.ks-kurim.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/konce_hrideli_CZ.pdf
- [25] CONTITECH. *CONTI SYNCHROBELT HTD Synchronous Drive Belts* [online]. [cit. 28.4.2014]. Dostupný na WWW: http://www.tyma.cz/files/katalogy/contitech_htd_e.pdf

Použitý software

- [1] - BSPOJ
- [2] - PTC Pro/Engineer Wildfire 5
- [3] - PTC Pro/Engineer Wildfire 5: modul Pro/Mechanica
- [4] - MSC Marc Mentat 2011
- [5] - PTC Mathcad Prime 2.0
- [6] - Microsoft Office 2010

Seznam obrázků

Obr. 2.1 - TOS SUA 80 Numeric [17]	14
Obr. 2.2 - Fat Haco TUR 800 MN [18].....	15
Obr. 2.3 - Trens SE 820 Numeric [19]	15
Obr. 2.4 - Kovosvit MAS Masturn 820 CNC [20].....	16
Obr. 3.1 - Druhy vedení posuvových lineárních soustav používaných v konstrukci CNC obráběcích strojů [4].....	18
Obr. 3.2 - Otevřené hydrostatické vedení [4]	19
Obr. 3.3 - Uzavřené hydrostatické vedení [4]	19
Obr. 3.4 - Závislost součinitele tření na rychlosti kluzného vedení [4]	19
Obr. 3.5 - Závislost součinitele tření na rychlosti valivého a hydrodynamického kluzného tření [4].....	19
Obr. 3.6 - Valivé vedení otevřené a uzavřené [4].....	20
Obr. 4.1 - Kuličkový šroub a kuličková matice [21].....	21
Obr. 4.2 - Poháněný kuličkový šroub [22]	22
Obr. 4.3 - Poháněná kuličková matice [22].....	22
Obr. 4.4 - Pohon pastorkem a hřebenem s mechanickým vymezením vůle [4]	23
Obr. 4.5 - Pohon pastorek a hřeben s vymezením vůle pomocí duplexního pastorku [4].....	23
Obr. 5.1 - Varianta A – podélný suport	24
Obr. 5.2 - Varianta A - příčný suport	24
Obr. 5.3 - Varianta B – podélný suport	25
Obr. 5.4 - Varianta B – příčný suport.....	25
Obr. 5.5 - Varianta C – podélný suport	26
Obr. 5.6 - Varianta C – příčný suport.....	26
Obr. 5.7 - Diagram vhodnosti variant.....	27
Obr. 6.1 - Rozložení doby běhu při rychloposuvu	31
Obr. 6.2 - Charakteristika předepnuté matice.....	33
Obr. 6.3 - Zatížení předepnuté dvojice matic	34

Obr. 6.4 - Kinematické schéma posuvového mechanismu osy X	39
Obr. 7.1 - Konstrukční řešení příčného posuvu - ISO pohled	42
Obr. 7.2 - Konstrukční řešení příčného posuvu – řez	42
Obr. 7.3 - Upevnění motoru příčného posuvu	43
Obr. 7.4 - Zadní uložení příčného posuvu	43
Obr. 7.5 - Přední uložení příčného posuvu	44
Obr. 7.6 - Konstrukční řešení podélného posuvu - ISO pohled	45
Obr. 7.7 - Konstrukční řešení podélného posuvu – řez	45
Obr. 7.8 - Upevnění motoru podélného posuvu	46
Obr. 7.9 - Levý ložiskový domek podélného posuvu	47
Obr. 7.10 - Pravý ložiskový domek podélného posuvu	47
Obr. 8.1 - Výpočtové schéma upevnění motoru podélného suportu	48
Obr. 8.2 - Výpočtové schéma levého ložiskového domku	49
Obr. 8.3 - Výpočtové schéma upevnění motoru příčného suportu	50
Obr. 8.4 Vytvořený objemový model se zobrazením kontaktních těles	51
Obr. 8.5 - Definice tabulky Contac Table	51
Obr. 8.6 - Okrajové podmínky	52
Obr. 8.7 - Časový průběh zatěžující síly	53
Obr. 8.8 - Časový průběh předpětí šroubů	53
Obr. 8.9 - Poloha zatěžující síly pro první výpočet	54
Obr. 8.10 - Poloha zatěžující síly pro druhý výpočet	54
Obr. 8.11 - Redukované napětí HMM předního ložiskového domku [MPa]	55
Obr. 8.12 - Redukované napětí HMM zadního ložiskového domku [MPa]	55
Obr. 8.13 - Deformace ve směru osy Z [mm]	56
Obr. 8.14 - Deformace kuličkového šroubu v ose Z [mm]	56
Obr. 8.15 - Deformace předního ložiskového domku ve směru osy Z [mm]	57
Obr. 8.16 - Redukované napětí HMM předního ložiskového domku [MPa]	57
Obr. 8.17 - Redukované napětí HMM zadního ložiskového domku [MPa]	58
Obr. 8.18 - Deformace ve směru osy Z [mm]	58
Obr. 8.19 - Deformace kuličkového šroubu ve směru osy Z [mm]	59
Obr. 8.20 - Deformace předního ložiskového domku ve směru osy Z [mm]	59
Obr. 8.21- Definice tabulky Contact Table	60
Obr. 8.22 - Vytvořený výpočtový model příčného suportu v přední krajní poloze se zobrazením kontaktních těles	61
Obr. 8.23 - Vytvořený výpočtový model příčného suportu v zadní krajní poloze se zobrazením kontaktních těles	62

Obr. 8.24 - Okrajové podmínky (shodné pro oba výpočty)	62
Obr. 8.25 - Okrajové podmínky, zobrazen pouze příčný suport a kuličkový šroub (shodné pro oba výpočty)	63
Obr. 8.26 - Redukované napětí HMM celkové sestavy vedení [MPa]	63
Obr. 8.27 - Detail redukovaného napětí HMM vodících ploch příčného suportu [MPa]	64
Obr. 8.28 - Redukované napětí HMM podélného suportu [MPa]	64
Obr. 8.29 - Detail redukovaného napětí HMM vodících ploch podélného suportu [MPa]	65
Obr. 8.30 - Redukované napětí HMM podélného suportu - dolní pohled [MPa]	65
Obr. 8.31 - Contact status: Styková plocha příčného suportu - zadní pohled	66
Obr. 8.32 - Contact status: Styková plocha příčného suportu - přední pohled	66
Obr. 8.33 - Contact status: Styková plocha podélného suportu s příčným suportem	67
Obr. 8.34 - Contact status: Styková plocha podélného suportu s ložem a příložkami	67
Obr. 8.35 - Celková deformace sestavy vedení (deformace zvětšena 1500-krát)	68

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Technické parametry vybraných strojů	17
Tabulka 2 – Hodnocení variant	27
Tabulka 3 – Navržené zatěžovací stavy	32
Tabulka 4 – Materiálové vlastnosti výpočtu ložiskových domků	52
Tabulka 5 – Materiálové vlastnosti kluzné hmoty GS super Gamapest [23]	61

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výpočet vstupního převodu a setrvačných momentů osy X a kompletní výpočet posuvového mechanismu osy Z
Příloha č. 2 – Výpočet šroubových spojů v programu BSPOJ
Příloha č. 3 – Výsledky MKP výpočtu vedení s příčným suportem v zadní krajní poloze
Příloha č. 4 – Výkresová dokumentace

PŘÍLOHA č. 1

**Výpočet vstupního převodu a setrvačných momentů osy X a
kompletní výpočet posuvového mechanismu osy Z**

1. Základní technické parametry univerzálního hrotového soustruhu

1.1. Vstupní hodnoty

Oběžný průměr nad suportem	$D_{sup} := 530 \text{ mm}$
Omezný moment na vřetení	$M_L := 2600 \text{ N} \cdot \text{m}$
Rychlost rychloposuvu příčného suportu	$v_{Rx} := 5000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$
Délka pojezdu příčného suportu	$L_x := 520 \text{ mm}$
Rychlost rychloposuvu podélného suportu	$v_{Rz} := 6000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$
Délka pojezdu podélného suportu	$L_z := 2050 \text{ mm}$

2. Zatěžovací stavy při obrábění

2.1. Výpočet řezné síly při soustružení

$v_c := 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$	Řezná rychlost
$s_{ot} := 1 \text{ mm}$	Posuv na otáčku
$D_{ek} := 0.3 \cdot D_{sup} = 159 \text{ mm}$	Ekonomický průměr obrábění
$F_{obv} := \frac{2 \cdot M_L}{D_{ek}} = 32.704 \text{ kN}$	Obvodová složka řezné síly - hlavní řezná síla
$F_{fx} := 0.3 \cdot F_{obv} = 9.811 \text{ kN}$	Výpočtová radiální složka řezné síly
$F_{fz} := 0.6 \cdot F_{obv} = 19.623 \text{ kN}$	Výpočtová axiální složka řezné síly
Volba velikosti sil působících na posuvové mechanismy	
$F_{x_0} := 10 \text{ kN}$	Radiální složka řezné síly - síla na přísuv v ose X
$F_{z_0} := 20 \text{ kN}$	Axiální složka řezné síly - síla na posuv v ose Z

3. Kontrola měrného tlaku v závitech matice M20x1 dotahující ložisko

$d_{zx} := 20 \text{ mm}$	Průměr závitu
$P_{hx} := 1 \text{ mm}$	Stoupání závitu
$d_{1zx} := 18.917 \text{ mm}$	Malý průměr závitu
$d_{2zx} := 19.350 \text{ mm}$	Střední průměr závitu
$H_{1zx} := \frac{d_{zx} - d_{1zx}}{2} = 0.541 \text{ mm}$	Nosná výška závitu
$B_x := 8.5 \text{ mm}$	Nosná šířka matice

$$p_{Dz} := 40 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak v závitech

$$F_{Lox} := 3.35 \text{ kN}$$

Předpětí ložiska

$$p_{zx} := \frac{F_{Lox} \cdot P_{hx}}{\pi \cdot d_{2zx} \cdot H_{1zx} \cdot B_x} = 11.973 \text{ MPa}$$

Tlak v závitech

$$\begin{array}{l} \text{if } p_{zx} < p_{Dz} \\ \quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{array} \Bigg| = \text{"Vyhovuje"}$$

4. Specifikace vstupního převodu ozubeným řemenem

4.1. Návrh řemenu

$$i_{1rx} := 1.5$$

Převodový poměr

$$i_{rsx} := 1257 \frac{1}{m}$$

Finální převodový poměr

$$\eta_{1r} := 0.98$$

Účinnost převodu

$$P_x := 1.6 \text{ kW}$$

Přenášený výkon

$$n_{1x} := 2000 \frac{1}{\text{min}}$$

Otáčky na vstupu

$$a_{xcalc} := 120 \text{ mm}$$

Výpočtová osová vzdálenost řemenic

Výpočet řemenového převodu dle katalogu CONTI SYNCHROBELT HTD Synchronous Drive Belts

$$c_2 := 1.4$$

Součinitel zátěže

$$c_3 := 0$$

Součinitel zrychlení

$$c_4 := 0.4$$

Součinitel únavy

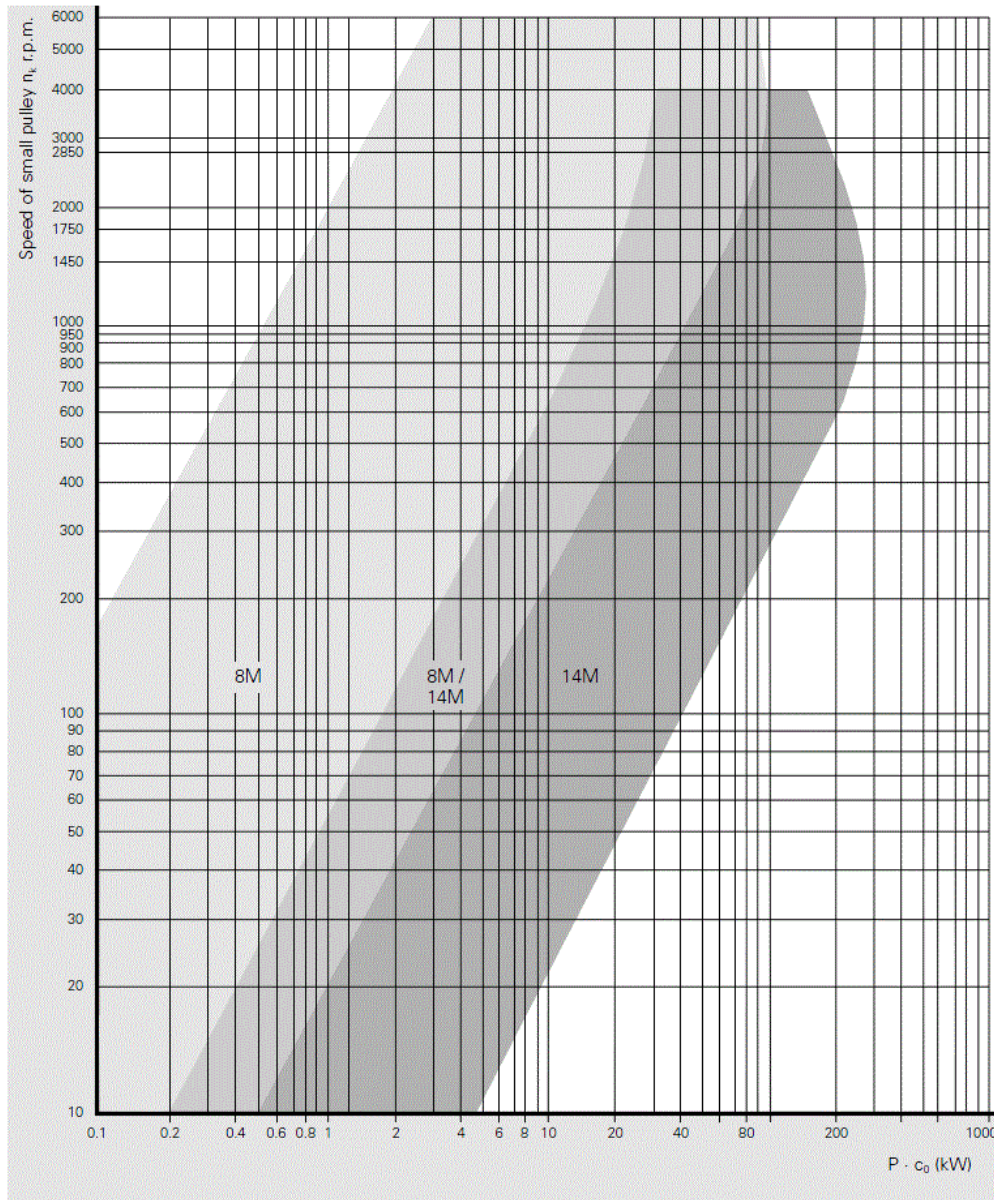
$$c_0 := c_2 + c_3 + c_4 = 1.8$$

Celkový součinitel provozu

Volba velikosti řemenu

$$P_x \cdot c_0 = 2.88 \text{ kW}$$

$$n_{1x} = 2000 \frac{1}{\text{min}}$$



Obr. 1 - Volba velikosti řemenu

Řemen - CONTI SYNCHROBELT HTD 8M

$$t_x := 8 \text{ mm}$$

Rozteč zubů řemenu

Zatížení by vyhovoval i řemen HTD 5M, ale vzhledem k velkému průměru hřídele motoru by převod byl příliš rozměrný.

Volba velikosti malé řemenice

Řemenice PT26 - 8M

$$z_{1x} := 26$$

Počet zubů malé řemenice

$$d_{w1x} := 66.21 \text{ mm}$$

Roztečný průměr malé řemenice

$$d_{a1x} := 64.84 \text{ mm}$$

Vnější průměr malé řemenice

Výpočet velké řemenice

$$z_{2calc} := z_{1x} \cdot i_{1rx} = 39$$

Výpočtový počet zubů velké řemenice

$$z_{2x} := 40$$

Skutečný počet zubů velké řemenice

Řemenice PT40 - 8M

$$d_{w2x} := 101.86 \text{ mm}$$

Roztečný průměr velké řemenice

$$d_{a2x} := 100.49 \text{ mm}$$

Vnější průměr velké řemenice

Skutečný převodový poměr

$$i_{1rx} := \frac{z_{2x}}{z_{1x}} = 1.538$$

Převodový poměr řemenového převodu

$$i_{1sx} := i_{1rx} \cdot i_{rsx} = 1933.846 \frac{1}{m}$$

Celkový převodový poměr

Volba šířky řemenu

$$F_{ux} := \frac{P_x}{t_x \cdot n_{1x} \cdot z_{1x}} = 230.769 \text{ N}$$

Efektivní síla přenášená řemenem

Permissible effective pull in N

Table 31

Belt width mm	Tooth profile			
	3M	5M	8M	14M
6	50			
9	80	120		
15	145	230		
20			550	
25		410		
30			870	
40				1700
50			1500	
55				2600
85			3200	4200
115				6100
170				11000

Obr. 2 - Volba šířky řemenu

$$b_x := 20 \text{ mm}$$

Řemen - CONTI SYNCHROBELT HTD 8M - 20

$$F_{uzulx} := 550 \text{ N}$$

Efektivní únosnost řemenem

Volba počtu zubů a délky řemenu

$$z_{2x} - z_{1x} = 14$$

Rozdíl počtu zubů velké a malé řemenice

$$X_{ax} := \frac{a_{xcalc}}{t_x} = 15$$

Poměr výpočtové osové vzdálenosti a rozteče

$$z_k := z_{1x} = 26$$

Počet zubů malé řemenice

$$z_g := z_{2x} = 40$$

Počet zubů velké řemenice

$$z_x$$

Počet zubů řemenu

$z_3 - z_k$	$z - z_k$	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
1	14.749	15.249	15.749	16.249	16.749	17.249	17.749	18.249	18.749	19.249	19.749	20.249	20.749	
2	14.496	14.997	15.497	15.997	16.497	16.997	17.497	17.997	18.497	18.997	19.497	19.997	20.497	
3	14.242	14.742	15.243	15.743	16.243	16.743	17.243	17.744	18.244	18.744	19.244	19.744	20.244	
4	13.985	14.486	14.986	15.487	15.987	16.488	16.988	17.488	17.989	18.489	18.989	19.490	19.990	
5	13.727	14.228	14.728	15.229	15.730	16.230	16.731	17.232	17.732	18.233	18.733	19.234	19.734	
6	13.466	13.967	14.468	14.970	15.471	15.971	16.472	16.973	17.474	17.975	18.475	18.976	19.477	
7	13.203	13.705	14.206	14.708	15.209	15.710	16.212	16.713	17.214	17.715	18.216	18.717	19.218	
8	12.937	13.440	13.942	14.444	14.946	15.447	15.949	16.451	16.952	17.454	17.955	18.456	18.957	
9	12.669	13.172	13.675	14.178	14.680	15.182	15.685	16.187	16.688	17.190	17.692	18.194	18.695	
10	12.398	12.902	13.405	13.909	14.412	14.915	15.418	15.920	16.423	16.925	17.427	17.929	18.431	
11	12.123	12.628	13.133	13.637	14.141	14.645	15.149	15.652	16.155	16.658	17.161	17.663	18.166	
12	11.846	12.352	12.858	13.363	13.868	14.373	14.877	15.381	15.885	16.389	16.892	17.395	17.898	
13	11.564	12.072	12.579	13.086	13.592	14.098	14.603	15.108	15.613	16.117	16.621	17.125	17.628	
14	11.279	11.789	12.298	12.806	13.313	13.820	14.326	14.832	15.338	15.843	16.348	16.852	17.357	
15	10.990	11.501	12.012	12.522	13.031	13.539	14.047	14.554	15.060	15.567	16.072	16.578	17.083	
16	10.695	11.209	11.722	12.234	12.745	13.255	13.764	14.272	14.780	15.287	15.794	16.301	16.807	
17	10.396	10.913	11.428	11.942	12.455	12.967	13.477	13.987	14.497	15.005	15.513	16.021	16.528	
18	10.091	10.611	11.129	11.646	12.161	12.675	13.188	13.699	14.210	14.720	15.230	15.739	16.247	
19	9.779	10.303	10.825	11.345	11.862	12.379	12.894	13.408	13.920	14.432	14.943	15.453	15.963	
20	9.459	9.988	10.514	11.038	11.559	12.078	12.596	13.112	13.626	14.140	14.653	15.165	15.676	

Obr. 3 - Volba délky řemenu

Nejbližší poměr výpočtové osové vzdálenosti a rozteče

$$X_{ax} := 14.832 \quad --> \quad Xz = z - z_1 \quad X_{zx} := 37$$

$$z_{xcalc} := X_{zx} + z_{1x} = 63$$

Výpočtový počet zubů řemenu

Zaokrouhlení počtu zubů řemenu na normalizovaný počet

$$z_x := 70 \quad \text{Počet zubů řemenu}$$

$$L_{wx} := 560 \text{ mm}$$

Délka řemenu

Výpočet skutečné osové vzdálenosti

$$z_{2x} - z_{1x} = 14 \quad --> \quad X_{ax} := 18.365$$

$$z_x - z_{1x} = 44$$

$$a_x := X_{ax} \cdot t_x = 146.92 \text{ mm}$$

Skutečná osová vzdálenost

$$\begin{aligned} &\text{if } (0.2 \cdot t_x \cdot (z_{2x} + z_{1x}) \leq a_x \leq (0.7 \cdot t_x \cdot (z_{2x} + z_{1x}))) \\ &\quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ &\text{else} \\ &\quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{aligned} \quad \Bigg| = \text{"Vyhovuje"}$$

$$v_{remenx} := t_x \cdot z_{1x} \cdot n_{1x} = 6.933 \frac{m}{s}$$

Rychlost řemenu

$$\beta_x := 2 \cdot \arccos \left(\frac{t_x \cdot (z_{2x} - z_{1x})}{2 \cdot \pi \cdot a_x} \right) = 166.063 \text{ deg}$$

Úhel opásání malé řemenice

$$z_{ex} := z_{1x} \cdot \frac{\beta_x}{360 \text{ deg}} = 11.993$$

Počet zubů malé řemenice v záběru

$$c_1 := 1$$

Součinitel zubů v záběru

$$c_5 := 0.8$$

Součinitel délky pásu

4.2. Kontrola řemenu

Synchronous Drive Belt 8M 20 mm Belt Width Power Rating P_R (kW)

Table 39

Speed of small toothed pulley n_k r.p.m.	No. of teeth of small toothed pulley z_k																
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72	80
	Pitch $\varnothing d_w$ (mm)																
	56.02	61.12	66.21	71.30	76.39	81.49	86.58	91.67	96.77	101.86	112.05	122.23	132.42	142.60	162.97	183.35	203.72
10	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11
20	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.19	0.21
50	0.08	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	0.21	0.23	0.26	0.28	0.31	0.33	0.36	0.38	0.43	0.48	0.53
100	0.16	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.41	0.47	0.52	0.56	0.62	0.67	0.72	0.77	0.87	0.96	1.06
200	0.33	0.37	0.45	0.53	0.62	0.72	0.82	0.93	1.05	1.13	1.24	1.34	1.44	1.54	1.73	1.93	2.12
300	0.49	0.53	0.65	0.77	0.90	1.04	1.19	1.34	1.51	1.64	1.78	1.93	2.07	2.22	2.50	2.77	3.05
400	0.65	0.71	0.84	0.99	1.16	1.34	1.54	1.74	1.96	2.12	2.31	2.50	2.68	2.87	3.23	3.59	3.94
500	0.81	0.89	1.02	1.22	1.42	1.64	1.88	2.13	2.39	2.59	2.82	3.05	3.27	3.50	3.94	4.37	4.80
600	0.98	1.07	1.21	1.43	1.67	1.93	2.21	2.51	2.82	3.05	3.32	3.59	3.85	4.11	4.63	5.13	5.63
700	1.14	1.24	1.38	1.64	1.92	2.22	2.54	2.88	3.23	3.50	3.81	4.11	4.41	4.71	5.30	5.88	6.44
800	1.30	1.42	1.56	1.85	2.17	2.50	2.86	3.24	3.64	3.94	4.29	4.63	4.97	5.30	5.96	6.60	7.23
950	1.55	1.69	1.83	2.16	2.52	2.91	3.33	3.77	4.24	4.59	4.99	6.38	5.78	6.16	6.92	7.66	8.38
1000	1.63	1.77	1.93	2.26	2.64	3.05	3.49	3.95	4.44	4.80	5.22	5.63	6.04	6.44	7.23	8.00	8.76
1200	1.95	2.13	2.31	2.65	3.10	3.58	4.09	4.64	5.21	5.63	6.12	6.60	7.08	7.54	8.46	9.34	10.20
1450	2.35	2.57	2.79	3.14	3.66	4.23	4.83	5.47	6.15	6.64	7.21	7.78	8.33	8.87	9.92	10.93	11.90
1600	2.60	2.83	3.07	3.42	3.99	4.61	5.27	5.96	6.69	7.23	7.85	8.46	9.05	9.63	10.76	11.83	12.86
1800	2.92	3.18	3.45	3.79	4.42	5.11	5.83	6.60	7.41	8.00	8.68	9.34	9.99	10.62	11.83	12.99	14.07
2000	3.24	3.53	3.83	4.19	4.84	5.59	6.38	7.22	8.11	8.76	9.49	10.20	10.89	11.57	12.86	14.07	15.20
2200	3.56	3.87	4.20	4.59	5.26	6.06	6.92	7.83	8.73	9.49	10.27	11.03	11.77	12.48	13.84	15.09	16.25
2500	4.03	4.39	4.76	5.20	5.86	6.75	7.71	8.71	9.78	10.55	11.40	12.23	13.02	13.78	15.20	16.49	17.63
2850	4.58	4.98	5.40	5.89	6.53	7.53	8.59	9.71	10.88	11.74	12.66	13.54	14.38	15.18	16.64	17.90	18.97
3000	4.81	5.23	5.67	6.19	6.81	7.85	8.95	10.12	11.34	12.23	13.17	14.07	14.93	15.74	17.19	18.43	19.44

Obr. 4 - Přenositelný výkon PR (šířka řemenu 20mm)

$$P_{Rx} := 3.83 \text{ kW}$$

$$\text{if } P_x \cdot c_0 \leq P_{Rx} \cdot c_1 \cdot c_5 \text{ } = \text{“Vyhovuje”}$$

|| “Vyhovuje”

else

|| “Nevyhovuje”

Přenositelný výkon řemenem

Výpočet předepínací síly řemenu

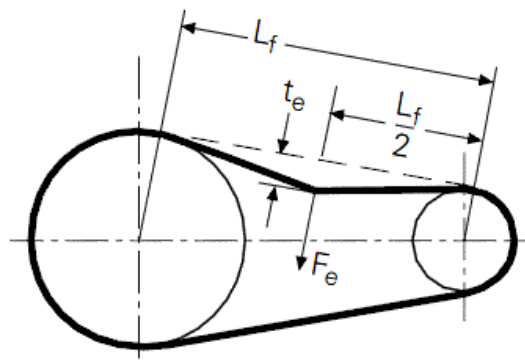
$$F_{vx} := \frac{P_x \cdot \sin\left(\frac{\beta_x}{2}\right)}{t_x \cdot z_{1x} \cdot n_{1x}} = 229.064 \text{ N}$$

Únosnost řemenu

$$F_{statx} := \frac{F_{vx}}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta_x}{2}\right)} = 115.385 \text{ N}$$

Předepínací síla

Výpočet průhybu řemenu



Obr. 5 - Průhyb řemenu

$$F_{ex} := b_x + 50 \text{ mm} = 70 \text{ mm}$$

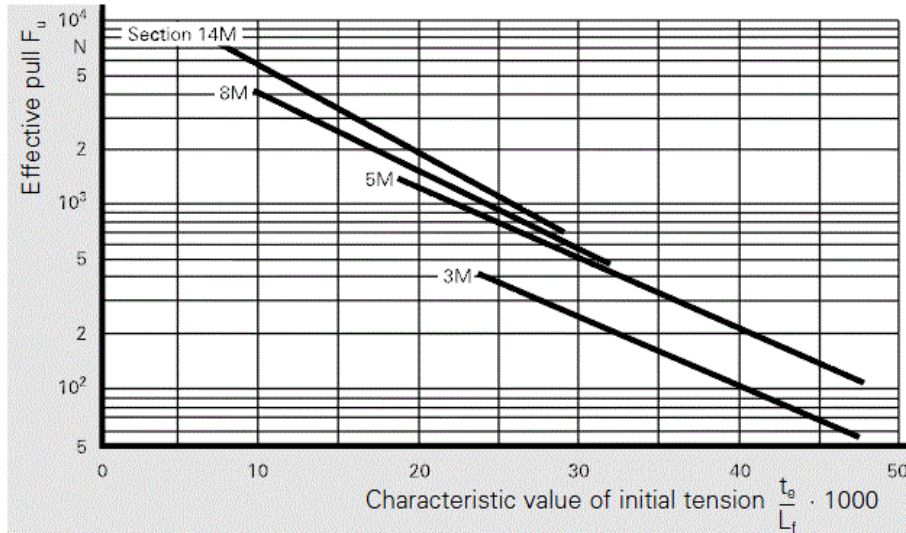
$$F_{ex} := F_{ex} \cdot \frac{N}{\text{mm}} = 70 \text{ N}$$

Zkušební síla

$$L_{fx} := a_x \cdot \sin\left(\frac{\beta_x}{2}\right) = 145.835 \text{ mm}$$

Volná délka řemenu (neopásaná)

$$F_{uzulx} = 550 \text{ N}$$



Obr. 6 - Volba charakteristické hodnoty počátečního napětí

$$X_{ex} := 31$$

Charakteristická hodnota předpětí

$$t_{ex} := \frac{L_{fx}}{1000} \cdot X_{ex} = 4.521 \text{ mm}$$

Průhyb řemenu

Výpočet vlastní frekvence řemenu

$$m_{sřx} := 5.6 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{mm}}$$

Měrná hmotnost řemenu

$$m_{sx} := m_{sřx} \cdot b_x = 0.112 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Hmotnost 1 metru řemenu

$$f_x := \sqrt{\frac{1 \cdot F_{statx}}{4 \cdot m_{sx} \cdot L_{fx}^2}} = 110.046 \text{ Hz}$$

Vlastní frekvence

Navržené řemenice a řemen

Řemen: CONTI SYNCHROBELT HTD 560 - 8M - 20

Malá řemenice: HTD toothed pulley PT 26 - 8M - 20 F

Velká řemenice: HTD toothed pulley PT 40 - 8M - 20

4.3. Spojení řemenic s hřídelí

Pro spojení obou řemenic bylo vybráno spojení pomocí rozpěrných kroužků firmy Ringfeder typ RfN8006.

Řemenice u motoru je na hřídeli s průměrem 32mm --> Kroužky 32 x 36

Řemenice u kuličkového šroubu je na hřídeli s průměrem 16mm --> Kroužky 16 x 20

Kontrola spoje

$$M_{rMx} := 11.606 N \cdot m$$

$$T_{32x36} := 81.6 N \cdot m$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{if } M_{rMx} \leq T_{32x36} \\ \quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{array} \right| = \text{"Vyhovuje"}$$

$$T_{16x20} := 20.8 N \cdot m$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{if } M_{rMx} \leq T_{16x20} \\ \quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{array} \right| = \text{"Vyhovuje"}$$

Maximální vyvoditelný moment motorem

Kroucí moment přenositelný rozpěrnými kroužky 32 x 36

Kroucí moment přenositelný rozpěrnými kroužky 16 x 20

5. Síla, rychlost, moment setrvačnosti a zrychlení

$$\eta_{rsx} := 0.908$$

Účinnost finálního převodu

$$\eta_{1sx} := \eta_{rsx} \cdot \eta_{1r} = 0.89$$

Celková účinnost

$$F_{Mxmax} := 13.245 kN$$

Max. dosažitelná síla

$$\omega_{1x} := 2 \cdot \pi \cdot n_{1x} = (1.257 \cdot 10^4) \frac{1}{min}$$

Jmenovitá úhlová rychlost motoru

$$v_{sMx} := \frac{\omega_{1x}}{i_{1sx}} = 6.498 \frac{m}{min}$$

Max. dosažitelná rychlost

$$v_{Mx} := 5 \frac{m}{min}$$

Max. potřebná rychlost

Setrvačné hmoty

$$d_x := 32 mm$$

Průměr kuličkového šroubu

$$L_{px} := 1127 mm$$

Vzdálenost podpor kuličkového šroubu

$$m_x := 400 kg$$

Hmotnost pohybujících částí příčného suportu

$$\rho := 7850 \frac{kg}{m^3}$$

Hustota oceli

$$J_{1x} := 2.1 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^2$$

Moment setrvačnosti motoru

$$b_{1x} := 38 mm$$

Šířka malé řemenice

$$d_{v1x} := 32 mm$$

Vnitřní průměr malé řemenice

$$m_{1x} := 0.487 kg$$

Hmotnost malé řemenice

$$b_{2x} := 38 mm$$

Šířka velké řemenice

$$d_{v2x} := 16 mm$$

Vnitřní průměr velké řemenice

$m_{2x} := 2.017 \text{ kg}$	Hmotnost velké řemenice
$J_{1r1x} := \frac{1}{2} \cdot m_{1x} \cdot \left(\left(\frac{d_{a1x}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{v1x}}{2} \right)^2 \right) = (318.268 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti malé řemenice
$J_{r2x} := \frac{1}{2} \cdot m_{2x} \cdot \left(\left(\frac{d_{a2x}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{v2x}}{2} \right)^2 \right) = (2.611 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti velké řemenice
$J_{1r2x} := \frac{J_{r2x}}{i_{1rx}^2} = (1.103 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti velké řemenice redukovaný na vstupní hřídel
$J_{1rx} := J_{1r1x} + J_{1r2x} = (1.421 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti vstupního převodu
$J_{rsx} := \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} \cdot L_{px} \cdot \rho \cdot \frac{d_x^2}{8} = (910.738 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu
$J_{1rsx} := \frac{J_{rsx}}{i_{1rx}^2} = (384.787 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu redukovaný na vstupní hřídel
$J_{1msx} := \frac{m_x}{i_{1sx}^2} = (106.959 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti posouvající skupiny redukovaný na vstupní hřídel
$J_{1posx} := J_{1rx} + J_{1rsx} + J_{1msx} = (1.913 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti posuvového mechanismu včetně posouvajících skupin
$\mu_{px} := \frac{J_{1posx}}{J_{1x}} = 0.911$	Snížení dynamické stability-překmit

if $\mu_{px} < 2$	= "Vyhovuje"
"Vyhovuje"	
else	
"Nevyhovuje"	

$J_{1cx} := J_{1x} + J_{1posx} = 0.004 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Celkový moment setrvačnosti
---	-----------------------------

Podíly momentů setrvačnosti jednotlivých částí posuvového mechanismu

$\mu_{mx} := \frac{J_{1x}}{J_{1cx}} = 0.523$	Motor
$\mu_{1rx} := \frac{J_{1rx}}{J_{1cx}} = 0.354$	Vstupní převod
$\mu_{rsx} := \frac{J_{1rsx}}{J_{1cx}} = 0.096$	Kuličkový šroub
$\mu_{sx} := \frac{J_{1msx}}{J_{1cx}} = 0.027$	Posouvající skupina

Rozběh

$M_{10x} := 8 \text{ N} \cdot \text{m}$	Statický moment motoru
$m_{scx} := J_{1cx} \cdot i_{1sx}^2 = (1.501 \cdot 10^4) \text{ kg}$	Celková hmotnost redukována na posuvovou část mechanismu

$$M_{Rozx} := 2 \cdot M_{10x} = 16 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment motoru při rozběhu

$$F_{sMRozx} := M_{Rozx} \cdot i_{1sx} \cdot \eta_{1sx} = 27.533 \text{ kN}$$

Max. síla při rozběhu

$$a_{xmax} := \frac{F_{sMRozx}}{m_{scx}} = 1.835 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Max. zrychlení

6. Posuvový mechanismus - osa Z

Z požadovaných parametrů obrábění bylo stanoveno 10 symetrických zatěžovacích stavů sil a rychlostí. 6 stavů pro obrábění a 4 stavy pro pojezd rychloposuvem. Byla vypočítána také velikost třecích sil vznikajících v prizmatickém vedení mechanismu.

6.1. Zatěžovací stavy posuvového mechanismu osy Z

6.1.1. Zatěžovací stavy při obrábění

$$F_{z_0} = 20 \text{ kN}$$

Max. posuvová síla (hrubování)

$$v_{z_0} := s_{ot} \cdot \frac{v_c}{\pi \cdot D_{ek}} = 0.3 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Posuvová rychlost pro 1. zátěžný stav

$$F_{z_1} := 0.5 \cdot F_{z_0} = 10 \text{ kN}$$

Optimální posuvová síla (normální soustružení)

$$v_{z_1} := 0.6 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Posuvová rychlost pro 2. zátěžný stav

$$F_{z_2} := 0.2 \cdot F_{z_0} = 4 \text{ kN}$$

Minimální posuvová síla (dokončování)

$$v_{z_2} := 1 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Posuvová rychlost pro 3. zátěžný stav

6.1.2. Zatěžovací stavy při rychloposuvu

Zadání

$$m_z := 1250 \text{ kg}$$

Hmotnost pohybujících skupin podélného suportu

$$a_z := 1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Zrychlení / zpoždění

$$v_{Rz} := 6 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Rychlost rychloposuvu

Výpočet

$$F_{z_3} := m_z \cdot a_z = 1.875 \text{ kN}$$

Zrychlující síla

$$v_{z_3} := \frac{v_{Rz}}{2} = 3 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Střední rychlost při zrychlování/ brždění

$$v_{z_4} := v_{Rz} = 6 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Rychlost rychloposuvu

$$F_{z_4} := 0 \text{ kN}$$

Síla při rychloposuvu

6.1.3. Vektor sil a posuvových rychlostí s třením

Vodící plochy jsou obloženy kluznou hmotou Gamapest

$$f_{vz} := 0.07$$

Kluzné tření

$$\eta_{vz} := 0.5$$

Účinnost pro prizmatické vedení

$$i := 0..4$$

$$g = 9.807 \frac{m}{s^2}$$

Gravitační zrychlení

Vektor třecích sil

$$F_{Tz_i} := (F_{z_i} + m_z \cdot g) \cdot \frac{f_{vz}}{\eta_{vz}}$$

$$F_{Tz}^T = [4.516 \quad 3.116 \quad 2.276 \quad 1.979 \quad 1.716] \text{ kN}$$

Vektor posuvových sil

$$F_{sz_i} := F_{z_i} + F_{Tz_i}$$

$$F_{sz}^T = [24.516 \quad 13.116 \quad 6.276 \quad 3.854 \quad 1.716] \text{ kN}$$

Pro symetrické zatěžování platí

$$i := 0..9$$

Řezné síly a rychlosti

$$F_{sz_9} := -F_{sz_0} = -24.516 \text{ kN}$$

$$v_{z_9} := -v_{z_0} = -0.3 \frac{m}{min}$$

$$F_{sz_8} := -F_{sz_1} = -13.116 \text{ kN}$$

$$v_{z_8} := -v_{z_1} = -0.6 \frac{m}{min}$$

$$F_{sz_7} := -F_{sz_2} = -6.276 \text{ kN}$$

$$v_{z_7} := -v_{z_2} = -1 \frac{m}{min}$$

Síly a rychlosti při rychloposuvu

$$F_{sz_6} := -F_{sz_3} = -3.854 \text{ kN}$$

$$v_{z_6} := -v_{z_3} = -3 \frac{m}{min}$$

$$F_{sz_5} := -F_{sz_4} = -1.716 \text{ kN}$$

$$v_{z_5} := -v_{z_4} = -6 \frac{m}{min}$$

Vektor posuvových sil

$$F_{sz}^T = [24.516 \quad 13.116 \quad 6.276 \quad 3.854 \quad 1.716 \quad -1.716 \quad -3.854 \quad -6.276 \quad -13.116 \quad -24.516] \text{ kN}$$

Vektor posuvových rychlostí

$$v_z^T = [0.3 \quad 0.6 \quad 1 \quad 3 \quad 6 \quad -6 \quad -3 \quad -1 \quad -0.6 \quad -0.3] \frac{m}{min}$$

6.2. Doby běhu posuvového mechanismu osy Z

6.2.1. Doba běhu při obrábění

$$T_{obr} := 3500 \text{ hr}$$

Celková doba běhu při obrábění

$$q_{o_0} := 0.3$$

$$q_{o_1} := 0.5$$

Poměrné doby běhu jednotlivých stavů

$$q_{o_2} := 0.2$$

Doby běhu při obrábění pro stavy 1,2,3 pro shodné zatěžování v obou směrech

$$T_{z_0} := 0.5 \cdot T_{obr} \cdot q_{o_0} = 525 \text{ hr}$$

$$T_{z_1} := 0.5 \cdot T_{obr} \cdot q_{o_1} = 875 \text{ hr}$$

$$T_{z_2} := 0.5 \cdot T_{obr} \cdot q_{o_2} = 350 \text{ hr}$$

6.2.2. Doba běhu při rychloposuvu

$$T_R := 4000 \text{ hr}$$

Celková doba běhu při rychloposuvu

$$L_z := 2.23 \text{ m}$$

Délka pojezdu podélného suportu

$$L_{Rz} := 0.75 \cdot L_z = 1.673 \text{ m}$$

Délka pojezdu podélného suportu rychloposuvem

$$q_{Rz_3} := \frac{2}{1 + \frac{a_z}{v_{Rz}^2} \cdot L_{Rz}} = 0.008$$

Poměrná doba běhu při zrychleném pohybu rychloposuvu

$$q_{Rz_4} := \frac{\frac{a_z}{v_{Rz}^2} \cdot L_{Rz} - 1}{\frac{a_z}{v_{Rz}^2} \cdot L_{Rz} + 1} = 0.992$$

Poměrná doba běhu při rovnoměrném pohybu rychloposuvu

Doby běhu při rychloposuvu pro stavy 4,5 pro shodné zatěžování v obou směrech

$$T_{z_3} := 0.5 \cdot q_{Rz_3} \cdot T_R = 15.881 \text{ hr}$$

$$T_{z_4} := 0.5 \cdot q_{Rz_4} \cdot T_R = 1984.119 \text{ hr}$$

6.2.3. Vektor doby běhu souměrného zatěžování v obou směrech pohybu

$$T_{sz} := \begin{bmatrix} T_{z_0} & T_{z_1} & T_{z_2} & T_{z_3} & T_{z_4} & T_{z_4} & T_{z_3} & T_{z_2} & T_{z_1} & T_{z_0} \end{bmatrix}$$

$$T_{sz} := T_{sz}^T$$

$$T_{sz}^T = \begin{bmatrix} 525 & 875 & 350 & 15.881 & 1984.119 & 1984.119 & 15.881 & 350 & 875 & 525 \end{bmatrix} \text{ hr}$$

$$\sum T_{sz} = 7500 \text{ hr}$$

$$T_C := 7500 \text{ hr}$$

Celková doba běhu

Poměrné doby běhu

$$q_z := \frac{T_{sz}}{T_C}$$

$$q_z^T = \begin{bmatrix} 0.07 & 0.117 & 0.047 & 0.002 & 0.265 & 0.265 & 0.002 & 0.047 & 0.117 & 0.07 \end{bmatrix}$$

6.3. Volba a výpočet zatížení kuličkového šroubu a kuličkové matice

6.3.1 Volba kuličkového šroubu a kuličkové matice

Jako finální převod posuvového mechanismu osy Z byl zvolen převod pomocí kuličkového šroubu a kuličkové matice. Na základě maximální síly byl zvolen kuličkový šroub a předepnutá dvojice matic, které byly následně zkontrolovány výpočtem. Předpětí matic je vyvozeno distančním kroužkem mezi maticemi.

$$F_{Mz} := \max(F_{sz}) = 24.516 \text{ kN}$$

Maximální síla

$$F_{Lzcalc} := 0.3 \cdot F_{Mz} = 7.355 \text{ kN}$$

Požadovaná omezná síla

$$F_{ozcalc} := \frac{F_{Lzcalc}}{2.85} = 2.581 \text{ kN}$$

Požadované předpětí

$$C_{azcalc} := \frac{F_{ozcalc}}{0.1} = 25.806 \text{ kN}$$

Požadovaná dynamická únosnost

Velikost kuličkového šroubu K50x10

Volba matice K50x10-3/AP+A/1 IT5

$$C_{oz} := 115185 \text{ N}$$

Základní statická únosnost

$$C_{az} := 42000 \text{ N}$$

Základní dynamická únosnost

$$F_{oz} := 0.1 \cdot C_{az} = 4.2 \text{ kN}$$

Předpětí matice

$$F_{Lz} := 2.85 \cdot F_{oz} = 11.97 \text{ kN}$$

Omezná síla

$$h_z := 10 \text{ mm}$$

Stoupání šroubu

$$k_{mz} := 1250 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

Axiální tuhost matice

$$d_z := 50 \text{ mm}$$

Průměr kuličkového šroubu

$$L_{pz} := 3320 \text{ mm}$$

Vzdálenost podpor

$$L_{sz} := \frac{L_{pz}}{2} = 1660 \text{ mm}$$

Krajní poloha matice

$$\alpha_z := \text{atan}\left(\frac{h_z}{\pi \cdot d_z}\right) = 3.643 \text{ deg}$$

Úhel stoupání závitu

$$f := 0.005$$

Součinitel tření

$$\varphi := \text{atan}(f) = 0.286 \text{ deg}$$

Třecí úhel

$$\eta_{rsz} := \frac{\tan(\alpha_z)}{\tan(\alpha_z + \varphi)} = 0.927$$

Účinnost "zvedání"

$$\eta_{rsx1} := \frac{\tan(\alpha_z - \varphi)}{\tan(\alpha_z)} = 0.921$$

Účinnost "spouštění"

6.3.2. Zatížení, rychlosti a otáčky dvojice matice-šroub

Síly na matici

$$i := 0..4$$

Maximální síly

$$F_{az_i} := \text{if}\left(F_{sz_i} > F_{Lz}, F_{sz_i}, F_{oz} + 0.65 \cdot F_{sz_i}\right) = \begin{bmatrix} 24.516 \\ 13.116 \\ 8.28 \\ 6.705 \\ 5.316 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Minimální síly

$$F_{bz_i} := \text{if}\left(F_{sz_i} > F_{Lz}, 0 \text{ kN}, F_{oz} - 0.35 \cdot F_{sz_i}\right) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 2.003 \\ 2.851 \\ 3.599 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Vektory zatížení matice 1 a 2

$$F_{z1} := \begin{bmatrix} F_{az_0} \\ F_{az_1} \\ F_{az_2} \\ F_{az_3} \\ F_{az_4} \\ F_{bz_4} \\ F_{bz_3} \\ F_{bz_2} \\ F_{bz_1} \\ F_{bz_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 24.516 \\ 13.116 \\ 8.28 \\ 6.705 \\ 5.316 \\ 3.599 \\ 2.851 \\ 2.003 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_{z2} := \begin{bmatrix} F_{bz_0} \\ F_{bz_1} \\ F_{bz_2} \\ F_{bz_3} \\ F_{bz_4} \\ F_{az_4} \\ F_{az_3} \\ F_{az_2} \\ F_{az_1} \\ F_{az_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 2.003 \\ 2.851 \\ 3.599 \\ 5.316 \\ 6.705 \\ 8.28 \\ 13.116 \\ 24.516 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$i := 0 \dots 9$$

Otáčky šroubu v obou směrech

$$v_{z_i}$$

$$n_{z_i} := \frac{v_{z_i}}{h_z}$$

$$n_z^T = [30.029 \ 60 \ 100 \ 300 \ 600 \ -600 \ -300 \ -100 \ -60 \ -30.029] \frac{1}{\text{min}}$$

6.4. Kontrola převodu kuličkový šroub - kuličková matice

Kuličkový šroub byl zkontrolován z hlediska životnosti, vzpěru a kritických otáček.

6.4.1 Životnost

$$n_{mz} := \sum_{i=0}^9 (q_{z_i} \cdot |n_{z_i}|) = 346.267 \frac{1}{\text{min}}$$

Střední otáčky šroubu

$$F_{1mz} := \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=0}^9 (F_{z1_i}^3 \cdot q_{z_i} \cdot |n_{z_i}|)}{|n_{mz}|}} = 6.159 \text{ kN}$$

Střední působící síly na matici 1

$$F_{2mz} := \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=0}^9 (F_{z2_i}^3 \cdot q_{z_i} \cdot |n_{z_i}|)}{|n_{mz}|}} = 6.159 \text{ kN}$$

Střední působící síly na matici 2

$$L_{1z} := \left(\frac{C_{az}}{F_{1mz}} \right)^3 \cdot 10^6 = 3.171 \cdot 10^8$$

Životnost matice 1

$$L_{2z} := \left(\frac{C_{az}}{F_{2mz}} \right)^3 \cdot 10^6 = 3.171 \cdot 10^8$$

Životnost matice 2

$$L_{hz} := \frac{1}{\left(\left(\frac{1}{L_{1z}} \right)^{\frac{10}{9}} + \left(\frac{1}{L_{2z}} \right)^{\frac{10}{9}} \right)^{\frac{9}{10}}} \cdot \frac{1}{|n_{mz}|} = 8179.16 \text{ hr}$$

Celková životnost šroubu a předepnuté dvojice matice

$$s_{hz} := \frac{L_{hz}}{T_C} = 1.091$$

Bezpečnost vůči době běhu

$$\begin{array}{l} \text{if } s_{hz} > 1 \\ \quad \parallel \text{"Vyhovuje"} \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{"Nevyhovuje"} \end{array} \Bigg| = \text{"Vyhovuje"}$$

$$s_{oz} := \frac{C_{oz}}{\max(F_{az})} = 4.698$$

Statická bezpečnost

$$\begin{array}{l} \text{if } s_{oz} > 3 \\ \quad \parallel \text{"Vyhovuje"} \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{"Nevyhovuje"} \end{array} \Bigg| = \text{"Vyhovuje"}$$

6.4.2. Vzpěr

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Modul pružnosti v tahu

$$k_v := 22.4$$

Součinitel vzpěru pro uložení "vetknuto-vetknuto" (2 oboustranná axiální ložiska)

$$F_{cz} := k_v \cdot \frac{d_z^4}{L_{sz}^2} \cdot \frac{E}{20} = 533.459 \text{ kN}$$

Kritická síla

$$s_{vz} := \frac{F_{cz}}{F_{Mz}} = 21.759$$

Bezpečnost ve vzpěru

$$\begin{array}{l} \text{if } s_{vz} > 2 \\ \quad \parallel \text{"Vyhovuje"} \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{"Nevyhovuje"} \end{array} \Bigg| = \text{"Vyhovuje"}$$

6.4.3. Kritické otáčky

$$k_n := 25.5 \frac{m}{\min}$$

Součinitel kritických otáček pro uložení "vetknuto-vetknuto" (2 oboustranná axiální ložiska)

$$n_{cz} := k_n \cdot \frac{d_z}{L_{sz}^2} \cdot 10^4 = 4626.942 \frac{1}{\min}$$

Kritické otáčky

$$s_{nz} := \frac{n_{cz}}{\max(n_z)} = 7.712$$

Bezpečnost pro kritické otáčky

$$\begin{array}{l|l} \text{if } s_{nz} > 1.25 & = \text{“Vyhovuje”} \\ \parallel & \\ \text{“Vyhovuje”} & \\ \text{else} & \\ \parallel & \\ \text{“Nevyhovuje”} & \end{array}$$

6.5. Uložení kuličkového šroubu

Vektor zatížení dvojice ložisek, otáčky a poměrné doby běhu jsou shodné se zatížením a poměrnými dobami běhu kuličkové matice.

Ložiska byla zvolena od firmy KS Kuřim. Byla zvolena doporučená ložiska z katalogu Standardní konce hřídelí kuličkových šroubů a to radiálně-axiální ložiska LKSN. Tato ložiska byla následně podrobena kontrolnímu výpočtu z hlediska statické bezpečnosti a životnosti.

Zatížení dvojice ložisek

$$F_{sz}^T = [24.516 \ 13.116 \ 6.276 \ 3.854 \ 1.716 \ -1.716 \ -3.854 \ -6.276 \ -13.116 \ -24.516] \text{ kN}$$

$$q_z^T = [0.07 \ 0.117 \ 0.047 \ 0.002 \ 0.265 \ 0.265 \ 0.002 \ 0.047 \ 0.117 \ 0.07]$$

$$n_z^T = [30.029 \ 60 \ 100 \ 300 \ 600 \ -600 \ -300 \ -100 \ -60 \ -30.029] \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{mz} = 346.267 \frac{1}{\text{min}}$$

Ložiska KSK LKSN3585 - Zvolena dle katalogu: Standardní konce hřídelí kuličkových šroubů KSK

$$F_{Mz} = 24.516 \text{ kN}$$

Max. zatížení

$$C_{az} := 105 \text{ kN}$$

Axiální dynamická únosnost ložiska

$$C_{oaz} := 265 \text{ kN}$$

Axiální statická únosnost ložiska

$$C_{rz} := 27.5 \text{ kN}$$

Radiální dynamická únosnost ložiska

$$C_{orz} := 53 \text{ kN}$$

Radiální statická únosnost ložiska

$$F_{Loz} := 0.1 \cdot C_{az} = 10.5 \text{ kN}$$

Předpětí ložiska

$$F_{LLz} := 2.5 \cdot F_{Loz} = 26.25 \text{ kN}$$

Síla omezující pásmo předpětí ložisek

$$k_{Lez} := 3.5 \frac{\text{kN}}{\mu\text{m}}$$

Axiální tuhost ložiska

Síly na ložiska

$$i := 0..4$$

Maximální síly

$$F_{az_i} := \text{if} \left(F_{sz_i} > F_{LLz}, F_{sz_i}, F_{Loz} + 0.6 \cdot F_{sz_i} \right) = \begin{bmatrix} 25.21 \\ 18.37 \\ 14.266 \\ 12.812 \\ 11.53 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Minimální síly

$$F_{bz_i} := \text{if} \left(F_{sz_i} > F_{LLz}, 0 \text{ kN}, F_{Loz} - 0.4 \cdot F_{sz_i} \right) = \begin{bmatrix} 0.694 \\ 5.254 \\ 7.99 \\ 8.959 \\ 9.814 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_{aLMz} := \max(F_{az}) = 25.21 \text{ kN}$$

Max. zatížení

6.5.1. Rozdělení zatížení na jednotlivá ložiska

$$i := 0..4$$

Vektory zatížení jednotlivých ložisek

$$F_{1z} := \begin{bmatrix} F_{az_0} \\ F_{az_1} \\ F_{az_2} \\ F_{az_3} \\ F_{az_4} \\ F_{bz_4} \\ F_{bz_3} \\ F_{bz_2} \\ F_{bz_1} \\ F_{bz_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 25.21 \\ 18.37 \\ 14.266 \\ 12.812 \\ 11.53 \\ 9.814 \\ 8.959 \\ 7.99 \\ 5.254 \\ 0.694 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_{2z} := \begin{bmatrix} F_{bz_0} \\ F_{bz_1} \\ F_{bz_2} \\ F_{bz_3} \\ F_{bz_4} \\ F_{az_4} \\ F_{az_3} \\ F_{az_2} \\ F_{az_1} \\ F_{az_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.694 \\ 5.254 \\ 7.99 \\ 8.959 \\ 9.814 \\ 11.53 \\ 12.812 \\ 14.266 \\ 18.37 \\ 25.21 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

6.5.2. Životnost

$$i := 0..9$$

$$F_{Ez_0} := \frac{\sum_{i=0}^9 \left(F_{1z_i}^{\frac{10}{3}} \cdot q_{z_i} \cdot |n_{z_i}| \right)}{\sum_{i=0}^9 \left(q_{z_i} \cdot |n_{z_i}| \right)} = 11.319 \text{ kN}$$

Střední zatížení prvního ložiska

$$F_{Ez_1} := \frac{\sum_{i=0}^9 \left(F_{2z_i}^{\frac{10}{3}} \cdot q_{z_i} \cdot |n_{z_i}| \right)}{\sum_{i=0}^9 \left(q_{z_i} \cdot |n_{z_i}| \right)} = 11.319 \text{ kN}$$

Střední zatížení druhého ložiska

$$n_{mz} = 346.267 \frac{1}{\text{min}}$$

Střední otáčky šroubu

$$i := 0..1$$

$$L_{10hz_i} := \frac{10^6}{n_{mz}} \cdot \left(\frac{C_{az}}{F_{Ez_i}} \right)^{\frac{10}{3}} = \begin{bmatrix} 80730.657 \\ 80730.657 \end{bmatrix} \text{ hr}$$

Životnost ložisek

$$s_{hz_i} := \frac{L_{10hz_i}}{T_C} = \begin{bmatrix} 10.764 \\ 10.764 \end{bmatrix}$$

Bezpečnost vůči životnosti

$$\begin{array}{l} \text{if } s_{hz_i} > 1 \\ \quad \parallel \text{“Vyhovuje”} \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{“Nevyhovuje”} \end{array} \Bigg| = \begin{array}{l} \text{“Vyhovuje”} \\ \text{“Vyhovuje”} \end{array}$$

$$s_{oz} := \frac{C_{oaz}}{\max(F_{1z}, F_{2z})} = 10.512$$

Statická bezpečnost

$$\begin{array}{l} \text{if } s_{oz} > 4 \\ \quad \parallel \text{“Vyhovuje”} \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{“Nevyhovuje”} \end{array} \Bigg| = \text{“Vyhovuje”}$$

Ložiska vyhovují, ale obě bezpečnosti jsou vzhledem k zatížení a únosnosti příliš velké, proto budou ložiska nahrazena ložisky se stejným vnitřním průměrem ale nižší únosností.

Ložiska KSK LKSN3570

$$F_{Mz} = 24.516 \text{ kN}$$

Max. zatížení

$$C_{az} := 56 \text{ kN}$$

Axiální dynamická únosnost ložiska

$$C_{oaz} := 148 \text{ kN}$$

Axiální statická únosnost ložiska

$$C_{rz} := 26 \text{ kN}$$

Radiální dynamická únosnost ložiska

$$C_{orz} := 47 \text{ kN}$$

Radiální statická únosnost ložiska

$$F_{Loz} := 0.1 \cdot C_{az} = 5.6 \text{ kN}$$

Předpětí ložiska

$$F_{LLz} := 2.5 \cdot F_{Loz} = 14 \text{ kN}$$

Síla omezující pásmo předpětí ložisek

$$k_{Lcz} := 2.6 \frac{\text{kN}}{\mu\text{m}}$$

Axiální tuhost ložiska

Síly na ložiska

$$i := 0..4$$

Maximální síly

$$F_{az_i} := \text{if} \left(F_{sz_i} > F_{LLz}, F_{sz_i}, F_{Loz} + 0.6 \cdot F_{sz_i} \right) = \begin{bmatrix} 24.516 \\ 13.47 \\ 9.366 \\ 7.912 \\ 6.63 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Minimální síly

$$F_{bz_i} := \text{if} \left(F_{sz_i} > F_{LLz}, 0 \text{ kN}, F_{Loz} - 0.4 \cdot F_{sz_i} \right) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.354 \\ 3.09 \\ 4.059 \\ 4.914 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_{aLMz} := \max(F_{az}) = 24.516 \text{ kN}$$

Max. zatížení

4.5.3. Rozdělení zatížení na jednotlivá ložiska - Oprava

$i := 0..4$

Vektory zatížení jednotlivých ložisek

$$F_{1z} := \begin{bmatrix} F_{az_0} \\ F_{az_1} \\ F_{az_2} \\ F_{az_3} \\ F_{az_4} \\ F_{bz_4} \\ F_{bz_3} \\ F_{bz_2} \\ F_{bz_1} \\ F_{bz_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 24.516 \\ 13.47 \\ 9.366 \\ 7.912 \\ 6.63 \\ 4.914 \\ 4.059 \\ 3.09 \\ 0.354 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_{2z} := \begin{bmatrix} F_{bz_0} \\ F_{bz_1} \\ F_{bz_2} \\ F_{bz_3} \\ F_{bz_4} \\ F_{az_4} \\ F_{az_3} \\ F_{az_2} \\ F_{az_1} \\ F_{az_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.354 \\ 3.09 \\ 4.059 \\ 4.914 \\ 6.63 \\ 7.912 \\ 9.366 \\ 13.47 \\ 24.516 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

6.5.4. Životnost - Oprava

$i := 0..9$

$$F_{Ez_0} := \frac{\sum_{i=0}^9 \left(F_{1z_i} \cdot q_{z_i} \cdot |n_{z_i}| \right)^{\frac{3}{10}}}{\sum_{i=0}^9 \left(q_{z_i} \cdot |n_{z_i}| \right)^{\frac{3}{10}}} = 7.277 \text{ kN}$$

Střední zatížení prvního ložiska

$$F_{Ez_1} := \frac{\sum_{i=0}^9 \left(F_{2z_i} \cdot q_{z_i} \cdot |n_{z_i}| \right)^{\frac{3}{10}}}{\sum_{i=0}^9 \left(q_{z_i} \cdot |n_{z_i}| \right)^{\frac{3}{10}}} = 7.277 \text{ kN}$$

Střední zatížení druhého ložiska

$$n_{mz} = 346.267 \frac{1}{\text{min}}$$

Střední otáčky šroubu

$$L_{10hz_i} := \frac{10^6}{n_{mz}} \cdot \left(\frac{C_{az}}{F_{Ez_i}} \right)^{\frac{10}{3}} = \begin{bmatrix} 43308.966 \\ 43308.966 \end{bmatrix} \text{ hr}$$

Životnost ložisek

$$s_{hz_i} := \frac{L_{10hz_i}}{T_C} = \begin{bmatrix} 5.775 \\ 5.775 \end{bmatrix}$$

Bezpečnost vůči životnosti

$$\begin{array}{l} \text{if } s_{hz_i} > 1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} \text{“Vyhovuje”} \\ \text{“Vyhovuje”} \end{array} \right. \\ \text{else} \\ \quad \left| \begin{array}{l} \text{“Nevyhovuje”} \end{array} \right. \end{array}$$

$$s_{oz} := \frac{C_{oaz}}{\max(F_{1z}, F_{2z})} = 6.037$$

Statická bezpečnost

$$\left. \begin{array}{l} \text{if } s_{oz} > 4 \\ \quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{array} \right| = \text{"Vyhovuje"}$$

6.5.5. Tuhost

$$k_{Lcz} = 2.6 \frac{kN}{\mu m}$$

Axiální tuhost ložiska

$$A_z := \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} = (1.963 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

Průřez šroubu

$$k_{s1minz} := 4 \cdot E \cdot \frac{A_z}{L_{pz}} = 496.788 \frac{kN}{mm}$$

Min. tuhost šroubu při uložení "vetknuto-vetknuto" (2 oboustranná axiální ložiska)

$$i_{rsz} := \frac{2 \pi}{h_z} = 628.319 \frac{1}{m}$$

Finální převod

$$J_{pz} := \frac{\pi \cdot d_z^4}{32} = (6.136 \cdot 10^{-7}) \text{ m}^4$$

Polární moment průřezu

$$G := 8.1 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

Modul pružnosti ve smyku

$$x_z := \frac{L_{pz}}{2} = 1.66 \text{ m}$$

Délka zkrutu

$$k_{\varphi z} := \frac{G \cdot J_{pz}}{x_z} = (2.994 \cdot 10^4) \text{ mm} \cdot kN$$

Torzni tuhost

$$k_{\varphi.sz} := k_{\varphi z} \cdot i_{rsz}^2 = (1.182 \cdot 10^4) \frac{kN}{mm}$$

Torzni tuhost redukována na translační

$$k_{s1.\varphi z} := \frac{1}{\frac{1}{k_{s1minz}} + \frac{1}{k_{\varphi.sz}}} = 476.75 \frac{kN}{mm}$$

Celková tuhost šroubu při uložení "vetknuto-vetknuto" (2 oboustranná axiální ložiska)

$$k_{cz} := \frac{1}{\frac{1}{k_{s1minz}} + \frac{1}{k_{\varphi.sz}} + \frac{1}{k_{mz}} + \frac{1}{2 \cdot k_{Lcz}}} = 323.641 \frac{kN}{mm}$$

Celková tuhost soustavy matice - šroub - ložiska při uložení "vetknuto-vetknuto" (2 oboustranná axiální ložiska)

6.5.6. Kontrola matice KMTA 7 vyvozující předpětí matice

$$F_{axD} := 190 \text{ kN}$$

Axiální únosnost matice

$$F_{Loz} = 5.6 \text{ kN}$$

Předpětí ložiska

if $F_{axD} > F_{Loz}$ | = "Vyhovuje"
 || "Vyhovuje"
 else
 || "Nevyhovuje"

6.6. Specifikace motoru

Dle hodnoty minimálního potřebného výkonu byl zvolen motor od firmy Siemens. Následně byl spočítán potřebný převod a celý pohonný systém byl zkontrolován z hlediska maximální vyvoditelné síly a rychlosti, které systém dokáže vyvodit.

$$F_{Mz} = 24.516 \text{ kN}$$

Maximální zatížení

$$v_{Rz} = 6 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Rychlost rychloposuvu

$$\eta_{1s0z} := 0.9$$

Počáteční odhad účinnosti

$$P_{potřz} := F_{Mz} \cdot \frac{v_{Rz}}{\eta_{1s0z}} = 2.724 \text{ kW}$$

Potřebný výkon motoru

Volba motoru SIEMENS 1FT6 084-8AC71-3FH0

Parametry motoru

$$P_z := 3.5 \text{ kW}$$

Výkon motoru

$$n_{1z} := 2000 \frac{1}{\text{min}}$$

Jmenovité otáčky

$$M_{1z} := 16.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

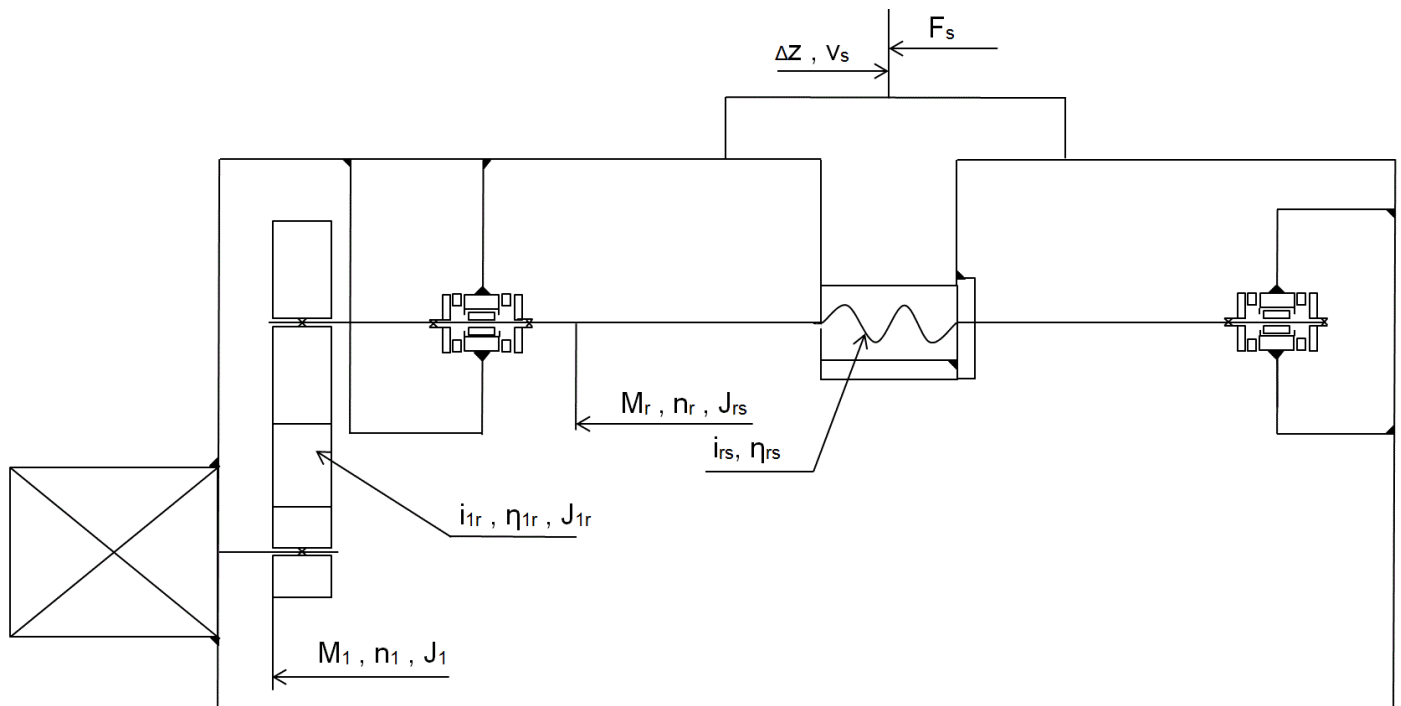
Jmenovitý moment

$$M_{10z} := 20 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Statický moment

$$J_{1z} := 48 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti



Obr. 7 - Kinematické schéma posuvového mechanismu osy Z

Výpočet

$$\omega_{1z} := 2 \cdot \pi \cdot n_{1z} = 12566.371 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$$

Úhlová rychlost

$$i_{rsz} = 628.319 \frac{1}{m}$$

Finální převod

$$i_{1sz} := \frac{\omega_{1z}}{v_{Rz}} = 2094.395 \frac{1}{m}$$

Celkový převod

$$i_{1rz} := \frac{i_{1sz}}{i_{rsz}} = 3.333$$

Vstupní převod

Kontrola vyvoditelné síly motorem

$$\eta_{1r} = 0.98$$

Účinnost řemenového převodu

$$\eta_{cz} := \eta_{1r} \cdot \eta_{rsz} = 0.908$$

Celková účinnost

$$F_{Mzmax} := M_{10z} \cdot i_{1sz} \cdot \eta_{cz} = 38.049 \text{ kN}$$

Max. posuvová síla vyvoditelná motorem

$$\begin{array}{l} \text{if } F_{Mzmax} > F_{Mz} \\ \quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{array} \Bigg| = \text{"Vyhovuje"}$$

Síla vyvoditelná motorem je oproti potřebné síle dostatečně velká, proto je možné snížit převodový poměr kvůli ušetření prostoru potřebného pro převod

$$i_{1rz} := 2.15$$

Upravený převodový poměr vstupního převodu

$$i_{1sz} := i_{rsz} \cdot i_{1rz} = 1350.885 \frac{1}{m}$$

Upravený celkový převodový poměr

$$F_{Mzmax} := M_{10z} \cdot i_{1sz} \cdot \eta_{cz} = 24.541 \text{ kN}$$

Max. síla vyvoditelná motorem

$$\begin{array}{l} \text{if } F_{Mzmax} > F_{Mz} \\ \quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{array} \Bigg| = \text{"Vyhovuje"}$$

$$v_{Rzmax} := \frac{\omega_{1z}}{i_{1sz}} = 9.302 \frac{m}{\text{min}}$$

Max. rychlost rychloposuvu vyvoditelná motorem

$$\begin{array}{l} \text{if } v_{Rzmax} > v_{Rz} \\ \quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{array} \Bigg| = \text{"Vyhovuje"}$$

Vektor momentů převodu

$$i := 0..9$$

$$M_{rz_i} := F_{sz_i} \cdot \frac{1}{i_{rsz} \cdot \eta_{rsz}}$$

$$M_{rz}^T = [42.097 \quad 22.522 \quad 10.777 \quad 6.617 \quad 2.947 \quad -2.947 \quad -6.617 \quad -10.777 \quad -22.522 \quad -42.097] \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{rMz} := \max(M_{rz}) = 42.097 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Max. moment při režimu obrábění

6.7. Specifikace vstupního převodu ozubeným řemenem

Jako vstupní převod byl zvolen převod pomocí ozubeného řemenu od firmy ContiTech typ Synchronbelt HTD. Výpočet byl proveden dle katalogu CONTI SYNCHROBELT HTD Synchronous Drive Belts. Nejprve byl proveden návrhový výpočet a následně kontrolní výpočet řemenového převodu.

6.7.1. Návrh řemenu

$i_{1rz} = 2.15$	Převodový poměr
$\eta_{1r} = 0.98$	Účinnost převodu
$P_z = 3.5 \text{ kW}$	Přenášený výkon
$n_{1x} = 2000 \frac{1}{\text{min}}$	Otáčky na vstupu
$a_{zcalc} := 170 \text{ mm}$	Výpočtová osová vzdálenost řemenic

Výpočet řemenového převodu dle katalogu CONTI SYNCHROBELT HTD Synchronous Drive Belts

$c_2 := 1.4$	Součinitel zátěže
$c_3 := 0$	Součinitel zrychlení
$c_4 := 0.4$	Součinitel únavy
$c_0 := c_2 + c_3 + c_4 = 1.8$	Celkový součinitel provozu

Volba velikosti řemenu

$$P_z \cdot c_0 = 6.3 \text{ kW}$$

$$n_{1z} = 2000 \frac{1}{\text{min}}$$

Volba velikosti řemenu viz Obr. 10.

Řemen - CONTI SYNCHROBELT HTD 8M

$$t_z := 8 \text{ mm}$$

Rozteč zubů řemenu

Zatížení by vyhovoval i řemen HTD 5M, ale vzhledem k velkému průměru hřídele motoru by převod byl příliš rozměrný.

Volba velikosti malé řemenice

Řemenice PT26 - 8M

$$z_{1z} := 26$$

$$d_{w1z} := 66.21 \text{ mm}$$

$$d_{a1z} := 64.84 \text{ mm}$$

Výpočet velké řemenice

$$z_{2calc} := z_{1z} \cdot i_{1rz} = 55.9$$

$$z_{2z} := 56$$

Řemenice PT56 - 8M

$$d_{w2z} := 142.60 \text{ mm}$$

$$d_{a2z} := 141.23 \text{ mm}$$

Skutečný převodový poměr

$$i_{1rz} := \frac{z_{2z}}{z_{1z}} = 2.154$$

$$i_{1sz} := i_{1rz} \cdot i_{rsz} = 1353.301 \frac{1}{m}$$

Volba šířky řemenu

$$F_{uz} := \frac{P_z}{t_z \cdot n_{1z} \cdot z_{1z}} = 504.808 \text{ N}$$

Volba šířky řemenu viz Obr. 11

$$b_z := 20 \text{ mm}$$

Řemen - CONTI SYNCHROBELT HTD 8M - 20

$$F_{uzulz} := 550 \text{ N}$$

Volba počtu zubů a délky řemenu

$$z_{2z} - z_{1z} = 30$$

$$X_{az} := \frac{a_{zcalc}}{t_z} = 21.25$$

$$z_k := z_{1z} = 26$$

$$z_g := z_{2z} = 56$$

$$z_x$$

Počet zubů malé řemenice

Roztečný průměr malé řemenice

Vnější průměr malé řemenice

Výpočtový počet zubů velké řemenice

Skutečný počet zubů velké řemenice

Roztečný průměr velké řemenice

Vnější průměr velké řemenice

Převodový poměr řemenového převodu

Celkový převodový poměr

Efektivní síla přenášená řemenem

Efektivní únosnost řemenem

Rozdíl počtu zubů velké a malé řemenice

Poměr výpočtové osové vzdálenosti a rozteče

Počet zubů malé řemenice

Počet zubů velké řemenice

Počet zubů řemenu

$z_g - z_k$	$z - z_k$	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68
1	27.750	28.250	28.750	29.250	29.750	30.250	30.750	31.250	31.750	32.250	32.750	33.250	33.750	
2	27.498	27.998	28.498	28.998	29.498	29.998	30.498	30.998	31.498	31.998	32.498	32.998	33.498	
3	27.246	27.746	28.246	28.746	29.246	29.746	30.246	30.746	31.246	31.746	32.246	32.746	33.246	
4	26.992	27.493	27.993	28.493	28.993	29.493	29.993	30.493	30.993	31.494	31.994	32.494	32.994	
5	26.738	27.238	27.739	28.239	28.739	29.239	29.739	30.239	30.740	31.240	31.740	32.240	32.740	
6	26.483	26.983	27.483	27.984	28.484	28.984	29.484	29.985	30.485	30.985	31.485	31.986	32.486	
7	26.226	26.727	27.227	27.728	28.228	28.728	29.229	29.729	30.229	30.730	31.230	31.730	32.231	
8	25.969	26.469	26.970	27.470	27.971	28.471	28.972	29.472	29.973	30.473	30.974	31.474	31.975	
9	25.710	26.211	26.712	27.212	27.713	28.214	28.714	29.215	29.715	30.216	30.717	31.217	31.718	
10	25.450	25.951	26.452	26.953	27.454	27.955	28.455	28.956	29.457	29.958	30.458	30.959	31.460	
11	25.189	25.690	26.191	26.693	27.194	27.695	28.196	28.697	29.197	29.698	30.199	30.700	31.201	
12	24.927	25.428	25.930	26.431	26.932	27.433	27.935	28.436	28.937	29.438	29.939	30.440	30.941	
13	24.663	25.165	25.667	26.168	26.670	27.171	27.673	28.174	28.675	29.177	29.678	30.179	30.680	
14	24.398	24.900	25.402	25.904	26.406	26.908	27.409	27.911	28.413	28.914	29.416	29.917	30.418	
15	24.132	24.634	25.137	25.639	26.141	26.643	27.145	27.647	28.149	28.650	29.152	29.654	30.155	
16	23.864	24.367	24.869	25.372	25.875	26.377	26.879	27.381	27.884	28.386	28.888	29.390	29.891	
17	23.595	24.098	24.601	25.104	25.607	26.110	26.612	27.115	27.617	28.120	28.622	29.124	29.626	
18	23.324	23.828	24.331	24.835	25.338	25.841	26.344	26.847	27.350	27.853	28.355	28.858	29.360	
19	23.051	23.556	24.060	24.564	25.067	25.571	26.074	26.578	27.081	27.584	28.087	28.590	29.093	
20	22.777	23.282	23.787	24.291	24.795	25.299	25.803	26.307	26.811	27.314	27.818	28.321	28.824	
21	22.501	23.007	23.512	24.017	24.522	25.026	25.531	26.035	26.539	27.043	27.547	28.051	28.554	
22	22.224	22.730	23.236	23.741	24.247	24.752	25.257	25.762	26.266	26.771	27.275	27.779	28.283	
23	21.944	22.451	22.958	23.464	23.970	24.476	24.981	25.487	25.992	26.497	27.001	27.506	28.010	
24	21.662	22.170	22.678	23.185	23.691	24.198	24.704	25.210	25.716	26.221	26.727	27.232	27.737	
25	21.379	21.887	22.396	22.903	23.411	23.918	24.425	24.932	25.438	25.944	26.450	26.956	27.461	
26	21.093	21.602	22.112	22.620	23.129	23.637	24.145	24.652	25.159	25.666	26.172	26.678	27.184	
27	20.805	21.315	21.826	22.335	22.845	23.353	23.862	24.370	24.878	25.385	25.893	26.399	26.906	
28	20.514	21.026	21.537	22.048	22.558	23.068	23.578	24.087	24.595	25.103	25.611	26.119	26.626	
29	20.221	20.734	21.247	21.759	22.270	22.781	23.291	23.801	24.311	24.820	25.328	25.837	26.345	
30	19.925	20.440	20.954	21.467	21.979	22.491	23.003	23.514	24.024	24.534	25.043	25.553	26.061	

Obr. 8 - Volba délky řemenu

Nejbližší poměr výpočtové osové vzdálenosti a rozteče

$$X_{az} := 21.467 \quad \rightarrow \quad Xz = z - z_1 \quad X_{zz} := 59$$

$$z_{zcalc} := X_{zz} + z_{1z} = 85 \quad \text{Výpočtový počet zubů řemenu}$$

Zaokrouhlení počtu zubů řemenu na normalizovaný počet

$$z_z := 90 \quad \text{Počet zubů řemenu}$$

$$L_{wz} := 720 \text{ mm} \quad \text{Délka řemenu}$$

Výpočet skutečné osové vzdálenosti

$$z_{2z} - z_{1z} = 30 \quad \rightarrow \quad X_{az} := 24.024$$

$$z_z - z_{1z} = 64$$

$$a_z := X_{az} \cdot t_z = 192.192 \text{ mm} \quad \text{Skutečná osová vzdálenost}$$

$$\begin{cases} \text{if } (0.2 \cdot t_z \cdot (z_{2z} + z_{1z}) \leq a_z \leq (0.7 \cdot t_z \cdot (z_{2z} + z_{1z}))) & \text{“Vyhovuje”} \\ \text{else} & \text{“Nevyhovuje”} \end{cases}$$

$$v_{remenz} := t_z \cdot z_{1z} \cdot n_{1z} = 6.933 \frac{m}{s} \quad \text{Rychlost řemenu}$$

$$\beta_z := 2 \cdot \arccos \left(\frac{t_z \cdot (z_{2z} - z_{1z})}{2 \cdot \pi \cdot a_z} \right) = 157.073 \text{ deg} \quad \text{Úhel opásání malé řemenice}$$

$$z_{ez} := z_{1z} \cdot \frac{\beta_z}{360 \text{ deg}} = 11.344$$

Počet zubů malé řemenice v záběru

$$c_1 := 1$$

Součinitel zubů v záběru

$$c_5 := 0.8$$

Součinitel délky pásu

6.7.2. Kontrola řemenu

$$P_{Rz} := 3.83 \text{ kW}$$

Přenositelný výkon řemenem

$$\begin{cases} \text{if } P_z \cdot c_0 \leq P_{Rz} \cdot c_1 \cdot c_5 & = \text{“Nevyhovuje”} \\ \text{“Vyhovuje”} \\ \text{else} \\ \text{“Nevyhovuje”} \end{cases}$$

Řemen nevyhovuje - volba řemenu s větší šířkou

$$b_z := 30 \text{ mm}$$

Řemen - CONTI SYNCHROBELT HTD 8M - 30

$$F_{uzulz} := 870 \text{ N}$$

Efektivní únosnost řemenem

Kontrola řemenu (šířka 30mm)

CONTI SYNCHROBELT® HTD

Synchronous Drive Belt 8M

30 mm Belt Width

Power Rating P_R (kW)

Table 40

Speed of small toothed pulley n _k r.p.m.	No. of teeth of small toothed pulley z _k																
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72	80
Pitch Ø d _w (mm)																	
	56.02	61.12	66.21	71.30	76.39	81.49	86.58	91.67	96.77	101.86	112.05	122.23	132.42	142.60	162.97	183.35	203.72
10	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.11	0.12	0.14	0.15	0.17
20	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	0.19	0.21	0.23	0.24	0.27	0.30	0.33
50	0.13	0.15	0.18	0.21	0.24	0.28	0.32	0.37	0.41	0.44	0.49	0.53	0.57	0.61	0.68	0.76	0.84
100	0.26	0.29	0.35	0.42	0.49	0.57	0.65	0.73	0.83	0.83	0.97	1.05	1.13	1.21	1.37	1.52	1.67
200	0.51	0.58	0.70	0.84	0.98	1.13	1.25	1.47	1.65	1.78	1.95	2.11	2.27	2.42	2.73	3.04	3.34
300	0.77	0.84	1.02	1.21	1.41	1.63	1.87	2.12	2.38	2.58	2.81	3.04	3.27	3.49	3.94	4.38	4.81
400	1.03	1.12	1.32	1.57	1.83	2.12	2.42	2.75	3.09	3.34	3.64	3.94	4.23	4.52	5.09	5.66	6.21
500	1.28	1.40	1.61	1.92	2.24	2.59	2.96	3.35	3.78	4.08	4.45	4.81	5.16	5.52	6.21	6.90	7.57
600	1.54	1.68	1.90	2.26	2.64	3.05	3.49	3.95	4.44	4.81	5.24	5.66	6.07	6.49	7.30	8.10	8.88
700	1.80	1.96	2.18	2.59	3.03	3.50	4.00	4.54	5.10	5.52	6.00	6.49	6.96	7.43	8.36	9.27	10.17
800	2.05	2.24	2.46	2.92	3.42	3.95	4.51	5.11	5.74	6.21	6.76	7.30	7.83	8.36	9.40	10.42	11.41
950	2.44	2.66	2.89	3.40	3.98	4.60	5.25	5.95	6.69	7.23	7.87	8.49	9.11	9.72	10.92	12.09	13.23
1000	2.57	2.80	3.04	3.56	4.17	4.81	5.50	6.23	7.00	7.57	8.23	8.88	9.53	10.17	11.41	12.63	13.82
1200	3.08	3.36	3.64	4.19	4.90	5.65	6.45	7.31	8.22	8.88	9.66	10.42	11.17	11.90	13.35	14.75	16.10
1450	3.71	4.05	4.40	4.95	5.78	6.67	7.62	8.63	9.70	10.48	11.38	12.27	13.14	13.99	16.66	17.26	18.80
1600	4.09	4.46	4.85	5.39	6.30	7.27	8.31	9.40	10.56	11.41	12.39	13.35	14.28	15.20	16.99	18.69	20.33
1800	4.60	5.01	5.44	5.98	6.98	8.06	9.20	10.41	11.69	12.63	13.70	14.75	15.77	16.77	18.69	20.53	22.26
2000	5.11	5.56	6.04	6.60	7.65	8.82	10.07	11.40	12.79	13.82	14.98	16.10	17.20	18.27	20.33	22.26	24.06
2200	5.61	6.11	6.63	7.25	8.30	9.57	10.92	12.36	13.87	14.98	16.22	17.42	18.59	19.72	21.88	23.89	25.73
2500	6.36	6.92	7.51	8.21	9.25	10.66	12.17	13.76	15.44	16.66	18.01	19.32	20.58	21.79	24.06	26.13	27.97
2850	7.23	7.86	8.52	9.31	10.31	11.89	13.56	15.33	17.19	18.54	20.00	21.41	22.74	24.02	26.36	28.42	30.16
3000	7.59	8.26	8.95	9.77	10.76	12.40	14.14	15.98	17.92	19.32	20.82	22.26	23.62	24.91	27.26	29.28	30.94
3500	8.81	9.57	10.36	11.30	12.26	14.03	15.99	18.06	20.24	21.79	23.40	24.91	26.32	27.62	29.87	31.62	32.83
4000	10.01	10.86	11.73	12.78	13.85	15.56	17.72	19.99	22.38	24.06	25.73	27.26	28.65	29.87	31.83	33.07	
4500	11.17	12.11	13.06	14.21	15.37	16.98	19.31	21.77	24.34	26.13	27.80	29.28	30.56	31.62	33.07		
5000	12.31	13.32	14.34	15.58	16.82	18.27	20.76	23.38	26.12	27.97	29.58	30.94	32.03	32.83			
5500	13.42	14.49	15.57	16.88	18.18	19.48	22.06	24.81	27.68	29.58	31.06	32.21	33.01				
6000	14.49	15.61	16.74	18.10	19.46	20.79	23.21	26.06	29.03	30.94	32.21	33.07					

Obr. 9 - Přenositelný výkon PR (šířka řemenu 30mm)

$$P_{Rz} := 6.04 \text{ kW}$$

Přenositelný výkon řemenem

$$\begin{cases} \text{if } P_z \cdot c_0 \leq P_{Rz} \cdot c_1 \cdot c_5 & = \text{“Nevyhovuje”} \\ \text{“Vyhovuje”} \\ \text{else} \\ \text{“Nevyhovuje”} \end{cases}$$

Řemen nevyhovuje - volba řemenu s větší šířkou

$$b_z := 50 \text{ mm}$$

Řemen - CONTI SYNCHROBELT HTD 8M - 50

$$F_{uzulz} := 1500 \text{ N}$$

Efektivní únosnost řemenem

Kontrola řemenu (šířka 50mm)

CONTI SYNCHROBELT® HTD

Synchronous Drive Belt 8M 50 mm Belt Width Power Rating P_R (kW)

Table 41

Speed of small toothed pulley n_k r.p.m.	No. of teeth of small toothed pulley z_k																
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72	80
	Pitch $\varnothing d_w$ (mm)																
	56.02	61.12	66.21	71.30	76.39	81.49	86.58	91.67	96.77	101.86	112.05	122.23	132.42	142.60	162.97	183.35	203.72
10	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.15	0.17	0.18	0.20	0.21	0.24	0.26	0.29
20	0.09	0.11	0.12	0.14	0.17	0.20	0.22	0.25	0.29	0.31	0.34	0.37	0.39	0.42	0.47	0.53	0.58
50	0.22	0.25	0.30	0.36	0.42	0.49	0.56	0.64	0.72	0.77	0.84	0.91	0.98	1.05	1.18	1.32	1.45
100	0.45	0.50	0.61	0.72	0.85	0.98	1.12	1.27	1.43	1.54	1.69	1.83	1.96	2.10	2.37	2.63	2.90
200	0.89	1.01	1.22	1.45	1.70	1.96	2.24	2.54	2.86	3.08	3.38	3.65	3.93	4.20	4.74	5.27	5.79
300	1.34	1.46	1.76	2.09	2.45	2.83	3.24	3.67	4.13	4.47	4.87	5.27	5.66	6.05	6.82	7.58	8.33
400	1.78	1.94	2.29	2.71	3.18	3.67	4.20	4.76	5.35	5.79	6.31	6.82	7.33	7.83	8.82	9.80	10.76
500	2.22	2.43	2.80	3.32	3.88	4.49	5.13	5.81	6.84	7.07	7.70	8.33	8.94	9.55	10.76	11.94	13.11
600	2.67	2.91	3.29	3.91	4.57	5.28	6.04	6.85	7.70	8.33	9.07	9.80	10.52	11.24	12.64	14.03	15.39
700	3.11	3.40	3.78	4.49	5.25	6.07	6.93	7.86	8.83	9.55	10.40	11.24	12.06	12.88	14.49	16.06	17.61
800	3.56	3.88	4.26	5.06	5.92	6.83	7.81	8.85	9.95	10.76	11.71	12.64	13.57	14.49	16.28	18.05	19.77
950	4.22	4.61	5.00	5.90	6.89	7.96	9.10	10.31	11.58	12.53	13.63	14.71	15.78	16.84	18.91	20.94	22.92
1000	4.44	4.85	5.26	6.17	7.21	8.33	9.52	10.79	12.12	13.11	14.26	15.39	16.51	17.61	19.77	21.88	23.94
1200	5.33	5.81	6.31	7.25	8.48	9.79	11.19	12.67	14.23	15.39	16.73	18.05	19.34	20.62	23.13	25.55	27.91
1450	6.43	7.01	7.61	8.57	10.01	11.56	13.21	14.95	16.80	18.16	19.72	21.26	22.76	24.25	27.13	29.92	32.60
1600	7.09	7.73	8.39	9.34	10.92	12.60	14.39	16.29	18.30	19.77	21.47	23.13	24.75	26.35	29.45	32.42	35.26
1800	7.97	8.69	9.43	10.35	12.09	13.96	15.94	18.04	20.26	21.88	23.74	25.55	27.33	29.07	32.42	35.60	38.63
2000	8.85	9.64	10.46	11.44	13.25	15.28	17.45	19.75	22.17	23.94	25.95	27.91	29.82	31.69	35.26	38.63	41.78
2200	9.72	10.58	11.48	12.56	14.37	16.58	18.93	21.41	24.04	25.95	28.11	30.20	32.23	34.21	37.97	41.47	44.71
2500	11.02	11.99	13.01	14.22	16.02	18.48	21.08	23.85	26.76	28.87	31.22	33.50	35.69	37.80	41.78	45.40	48.66
2850	12.52	13.62	14.76	16.13	17.88	20.61	23.51	26.57	29.81	32.14	34.69	37.14	39.48	41.70	45.81	49.44	52.54
3000	13.16	14.32	15.51	16.94	18.65	21.50	24.51	27.71	31.07	33.50	36.12	38.63	41.01	43.27	47.40	50.97	53.94
3500	15.27	16.60	17.96	19.60	21.26	24.34	27.74	31.33	35.11	37.80	40.62	43.27	45.75	48.04	52.03	55.19	57.43
4000	17.34	18.83	20.35	22.17	24.02	27.00	30.75	34.70	38.85	41.78	44.71	47.40	49.85	52.03	55.57	57.89	
4500	19.38	21.00	22.66	24.66	26.68	29.48	33.54	37.81	42.29	45.40	48.35	50.97	53.26	55.19	57.89		
5000	21.36	23.11	24.90	27.05	29.21	31.75	36.08	40.64	45.41	48.66	51.51	53.94	55.93	57.43			
5500	23.29	25.15	27.05	29.32	31.60	33.88	38.38	43.17	48.18	51.51	54.16	55.27	57.79				
6000	25.15	27.12	29.10	31.48	33.85	36.20	40.41	45.39	50.58	53.94	56.27	57.89					

Obr. 10 - Přenositelný výkon PR (šířka řemenu 50mm)

$$P_{Rz} := 10.49 \text{ kW}$$

Přenositelný výkon řemenem

$$\begin{cases} \text{if } P_z \cdot c_0 \leq P_{Rz} \cdot c_1 \cdot c_5 & = \text{“Vyhovuje”} \\ \text{“Vyhovuje”} \\ \text{else} \\ \text{“Nevyhovuje”} \end{cases}$$

Výpočet předepínací síly řemenu

$$F_{vz} := \frac{P_z \cdot \sin\left(\frac{\beta_z}{2}\right)}{t_z \cdot z_{1z} \cdot n_{1z}} = 494.737 \text{ N}$$

Únosnost řemenu

$$F_{statz} := \frac{F_{vz}}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta_z}{2}\right)} = 252.404 \text{ N}$$

Předepínací síla

Výpočet průhybu řemenu

Průhyb řemenu

$$F_{ez} := b_z + 50 \text{ mm} = 100 \text{ mm}$$

Zkušební síla

$$F_{ez} := F_{ez} \cdot \frac{N}{mm} = 100 \text{ N}$$

$$L_{fz} := a_z \cdot \sin\left(\frac{\beta_z}{2}\right) = 188.358 \text{ mm}$$

Volná délka řemenu (neopásaná)

$$F_{uzulz} = 1.5 \text{ kN}$$

$$X_{ez} := 21$$

Charakteristická hodnota předpětí

$$t_{ez} := \frac{L_{fz}}{1000} \cdot X_{ez} = 3.956 \text{ mm}$$

Průhyb řemenu

Výpočet vlastní frekvence řemenu

$$m_{sz} := 5.6 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot mm}$$

Měrná hmotnost řemenu

$$m_{sz} := m_{sz} \cdot b_z = 0.28 \frac{kg}{m}$$

Hmotnost 1 metru řemenu

$$f_z := \sqrt{\frac{1 \cdot F_{statz}}{4 \cdot m_{sz} \cdot L_{fz}^2}} = 79.699 \text{ Hz}$$

Vlastní frekvence

Navržené řemenice a řemen

Řemen: CONTI SYNCHROBELT HTD 624 - 8M - 50

Malá řemenice: HTD toothed pulley PT 26 - 8M - 50 F

Velká řemenice: HTD toothed pulley PT 56 - 8M - 50

6.8. Spojení řemenic s hřídelí

Pro spojení obou řemenic bylo vybráno spojení pomocí rozpěrných kroužků firmy Ringfeder typ RfN8006.

Obě řemenice jsou na hřídeli s průměrem 32mm --> Kroužky 32 x 36

Kontrola spoje

$$T_{32x36} = 81.6 \text{ N} \cdot m$$

Kroucí moment přenositelný rozpěrnými kroužky 32 x 36

$$\left. \begin{array}{l} \text{if } M_{rMz} \leq T_{32x36} \\ \quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{array} \right| = \text{"Vyhovuje"}$$

6.9. Síla, rychlost, moment setrvačnosti a zrychlení

$$\eta_{1sz} := \eta_{rsz} \cdot \eta_{1r} = 0.908$$

Celková účinnost

$$F_{Mzmax} = 24.541 \text{ kN}$$

Max. dosažitelná síla

$$F_{Mz} = 24.516 \text{ kN}$$

Max. posuvová síla

$$v_{sMz} := \frac{\omega_{1z}}{i_{1sz}} = 9.286 \frac{m}{min}$$

Max. dosažitelná rychlost

$$v_{Mz} := \max(v_z) = 6 \frac{m}{min}$$

Max. potřebná rychlost

Setrvačné hmoty

$$\rho = 7850 \frac{kg}{m^3}$$

Hustota oceli

$$J_{1z} = (4.8 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot m^2$$

Moment setrvačnosti motoru

$$b_{1z} := 70 \text{ mm}$$

Šířka malé řemenice

$$d_{v1z} := 32 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr malé řemenice

$$m_{1z} := 0.981 \text{ kg}$$

Hmotnost malé řemenice

$$b_{2z} := 60 \text{ mm}$$

Šířka velké řemenice

$$d_{v2z} := 32 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr velké řemenice

$$m_{2z} := 4.419 \text{ kg}$$

Hmotnost velké řemenice

$$J_{1r1z} := \frac{1}{2} \cdot m_{1z} \cdot \left(\left(\frac{d_{a1z}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{v1z}}{2} \right)^2 \right) = (641.111 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot m^2 \quad \text{Moment setrvačnosti malé řemenice}$$

$$J_{r2z} := \frac{1}{2} \cdot m_{2z} \cdot \left(\left(\frac{d_{a2z}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{v2z}}{2} \right)^2 \right) = (11.583 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot m^2 \quad \text{Moment setrvačnosti velké řemenice}$$

$$J_{1r2z} := \frac{J_{r2z}}{i_{1rz}} = (2.497 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot m^2 \quad \text{Moment setrvačnosti velké řemenice redukováný na vstupní hřídel}$$

$$J_{1rz} := J_{1r1z} + J_{1r2z} = (3.138 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot m^2 \quad \text{Moment setrvačnosti vstupního převodu}$$

$$J_{rsz} := \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot L_{pz} \cdot \rho \cdot \frac{d_z^2}{8} = (15.991 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot m^2 \quad \text{Moment setrvačnosti kuličkového šroubu}$$

$$J_{1rsz} := \frac{J_{rsz}}{i_{1rz}} = (3.447 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot m^2 \quad \text{Moment setrvačnosti kuličkového šroubu redukováný na vstupní hřídel}$$

$$J_{1msz} := \frac{m_z}{i_{1sz}^2} = (682.529 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{1posz} := J_{1rz} + J_{1rsz} + J_{1msz} = (7.268 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\mu_{pz} := \frac{J_{1posz}}{J_{1z}} = 1.514$$

$$\begin{array}{l} \text{if } \mu_{pz} < 2 \\ \quad \parallel \text{“Vyhovuje”} \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{“Nevyhovuje”} \end{array} \Bigg| = \text{“Vyhovuje”}$$

$$J_{1cz} := J_{1z} + J_{1posz} = 0.012 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti posouvající skupiny
redukovaný na vstupní hřídel

Moment setrvačnosti posuvového
mechanismu včetně posouvajících skupin

Snížení dynamické stability-překmit

Celkový moment setrvačnosti

Podíly momentů setrvačnosti jednotlivých částí posuvového mechanismu

$$\mu_{mz} := \frac{J_{1z}}{J_{1cz}} = 0.398$$

Motor

$$\mu_{1rz} := \frac{J_{1rz}}{J_{1cz}} = 0.26$$

Vstupní převod

$$\mu_{rsz} := \frac{J_{1rsz}}{J_{1cz}} = 0.286$$

Kuličkový šroub

$$\mu_{sz} := \frac{J_{1msz}}{J_{1cz}} = 0.057$$

Posouvající skupina

Rozběh

$$m_{scz} := J_{1cz} \cdot i_{1sz}^2 = (2.21 \cdot 10^4) \text{ kg}$$

Celková hmotnost redukovaná na posuvovou
část mechanismu

$$M_{Rozz} := 2 \cdot M_{10z} = 40 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment motoru při rozběhu

$$F_{sMRozz} := M_{Rozz} \cdot i_{1sz} \cdot \eta_{1sz} = 49.171 \text{ kN}$$

Max. síla při rozběhu

$$a_{zmax} := \frac{F_{sMRozz}}{m_{scz}} = 2.225 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Max. zrychlení

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet šroubových spojů v programu BSPOJ

1. Upevnění motoru příčného suportu

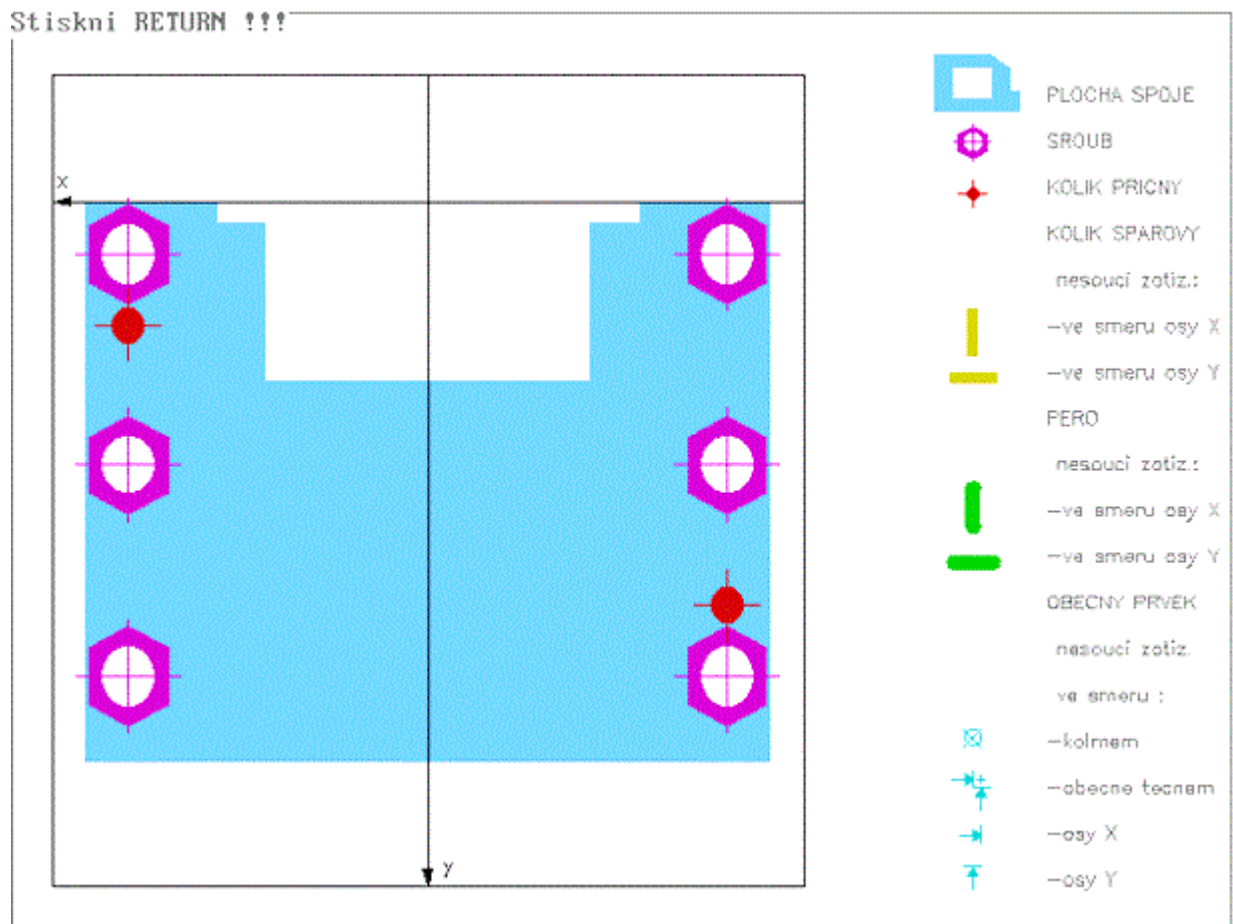
```
*****
*      SPOJENI PLOCH SROUBY,KOLIKY, PERY A DALS. NOSN. PRVKY      *
*
*      Upevnění motoru příčného suportu.                          *
*
*      Keckstein      .      28-01-14                              *
*
*****
* ZADANE HODNOTY
* #####
*
*      ZADANE SOURADNICE BODU SPOJOVANE PLOCHY :
*
*      X ( 1, 1) = -105.0 mm      Y ( 1, 1) =      .0 mm
*      X ( 1, 2) =  -65.0 mm      Y ( 1, 2) =      .0 mm
*      X ( 1, 3) =  -65.0 mm      Y ( 1, 3) =     6.0 mm
*      X ( 1, 4) =  -50.0 mm      Y ( 1, 4) =     6.0 mm
*      X ( 1, 5) =  -50.0 mm      Y ( 1, 5) =    51.0 mm
*      X ( 1, 6) =   50.0 mm      Y ( 1, 6) =    51.0 mm
*      X ( 1, 7) =   50.0 mm      Y ( 1, 7) =     6.0 mm
*      X ( 1, 8) =   65.0 mm      Y ( 1, 8) =     6.0 mm
*      X ( 1, 9) =   65.0 mm      Y ( 1, 9) =      .0 mm
*      X ( 1,10) =  105.0 mm      Y ( 1,10) =      .0 mm
*      X ( 1,11) =  105.0 mm      Y ( 1,11) =   159.0 mm
*      X ( 1,12) = -105.0 mm      Y ( 1,12) =   159.0 mm
*
*      POCET VRSTEV SPOJ. MATERIALU : 1
*
*      1. VRSTVA :      TLOUSTKA      20.0 mm
*                      MODUL PRUZNOSTI V TAHU 125000. MPa
*                      MODUL PRUZNOSTI VE SMYKU 44000. MPa
*                      POISSONOVO CISLO      .25
*
*      SROUB :      PRUMER ZAVITU      12.0 mm
*                  STOUPANI      1.8 mm
*                  DELKA MATICE      12.0 mm
*                  MATERIAL SROUBU      8G
*                  PEVNOST MATERIALU      780. MPa
*
*      PREDEPNUTI SROUBU 18779.6 N
*      UTAHOVACI MOMENT 57.8 Nm
*
*      ZADANE SOURADNICE SROUBU :
*
*      X ( 1, 1) =  -92.0 mm      Y ( 1, 1) =   15.0 mm
*      X ( 1, 2) =  -92.0 mm      Y ( 1, 2) =   75.0 mm
*      X ( 1, 3) =  -92.0 mm      Y ( 1, 3) =  135.0 mm
*      X ( 1, 4) =   92.0 mm      Y ( 1, 4) =  135.0 mm
*      X ( 1, 5) =   92.0 mm      Y ( 1, 5) =   75.0 mm
*      X ( 1, 6) =   92.0 mm      Y ( 1, 6) =   15.0 mm
*
*      ROZMERY A SOURADNICE PRIC. KOLIKU :
*      PRUMER      D = 10. mm
*      DELKA      L = 10. mm
*
*      X ( 1) =  -92.0 mm      Y ( 1) =  115.0 mm
*      X ( 2) =   92.0 mm      Y ( 2) =   35.0 mm
*****
```



```

*****
*
* PRICNY KOLIK
*
*
* SOURADN. MAXIM. ZATIZENEHO KOLIKU : XK = 92.0 mm
*                                     YK = 35.0 mm
*
* ZATIZENI KOLIKU      .2 N
* NAPETI V OHYBU       .0 MPa
* NAPETI VE SMYKU      .0 MPa
* TLAK NA KOLIK       .0 MPa
*
*
* Pocet iteraci..... 1
*
*****

```



Obr. 1 – Obrázek úlohy z programu BSPOJ

2. Upevnění motoru podélného suportu

```
*****
*
*      SPOJENI PLOCH SROUBY,KOLIKY, PERY A DALS. NOSN. PRVKY
*
*      Upevneni motoru podélného suportu.
*
*      Keckstein      .      28-01-14
*
*****
*
*
*      ZADANE HODNOTY
*      #####
*
*      ZADANE SOURADNICE BODU SPOJOVANE PLOCHY :
*
*      X ( 1, 1) = 50.0 mm      Y ( 1, 1) = .0 mm
*      X ( 1, 2) = 172.0 mm     Y ( 1, 2) = .0 mm
*      X ( 1, 3) = 182.0 mm     Y ( 1, 3) = 10.0 mm
*      X ( 1, 4) = 182.0 mm     Y ( 1, 4) = 140.0 mm
*      X ( 1, 5) = 172.0 mm     Y ( 1, 5) = 150.0 mm
*      X ( 1, 6) = 50.0 mm      Y ( 1, 6) = 150.0 mm
*
*      POCET VRSTEV SPOJ. MATERIALU : 1
*
*      1. VRSTVA :      TLOUSTKA      18.0 mm
*                      MODUL PRUZNOSTI V TAHU 210000. MPa
*                      MODUL PRUZNOSTI VE SMYKU 80500. MPa
*                      POISSONOVO CISLO      .30
*
*      SROUB :      PRUMER ZAVITU      16.0 mm
*                  STOUPANI      2.0 mm
*                  DELKA MATICE      16.0 mm
*                  MATERIAL SROUBU      8G
*                  PEVNOST MATERIALU      780. MPa
*
*      PREDEPNUTI SROUBU      34914.9 N
*      UTAHOVACI MOMENT      143.3 Nm
*
*      ZADANE SOURADNICE SROUBU :
*
*      X ( 1, 1) = 84.0 mm      Y ( 1, 1) = 25.0 mm
*      X ( 1, 2) = 160.0 mm     Y ( 1, 2) = 25.0 mm
*      X ( 1, 3) = 160.0 mm     Y ( 1, 3) = 125.0 mm
*      X ( 1, 4) = 84.0 mm      Y ( 1, 4) = 125.0 mm
*
*      ROZMERY A SOURADNICE PRIC. KOLIKU :
*      PRUMER      D = 10. mm
*      DELKA      L = 10. mm
*
*      X ( 1) = 107.0 mm      Y ( 1) = 15.0 mm
*      X ( 2) = 137.0 mm      Y ( 2) = 135.0 mm
*
*****
```

```

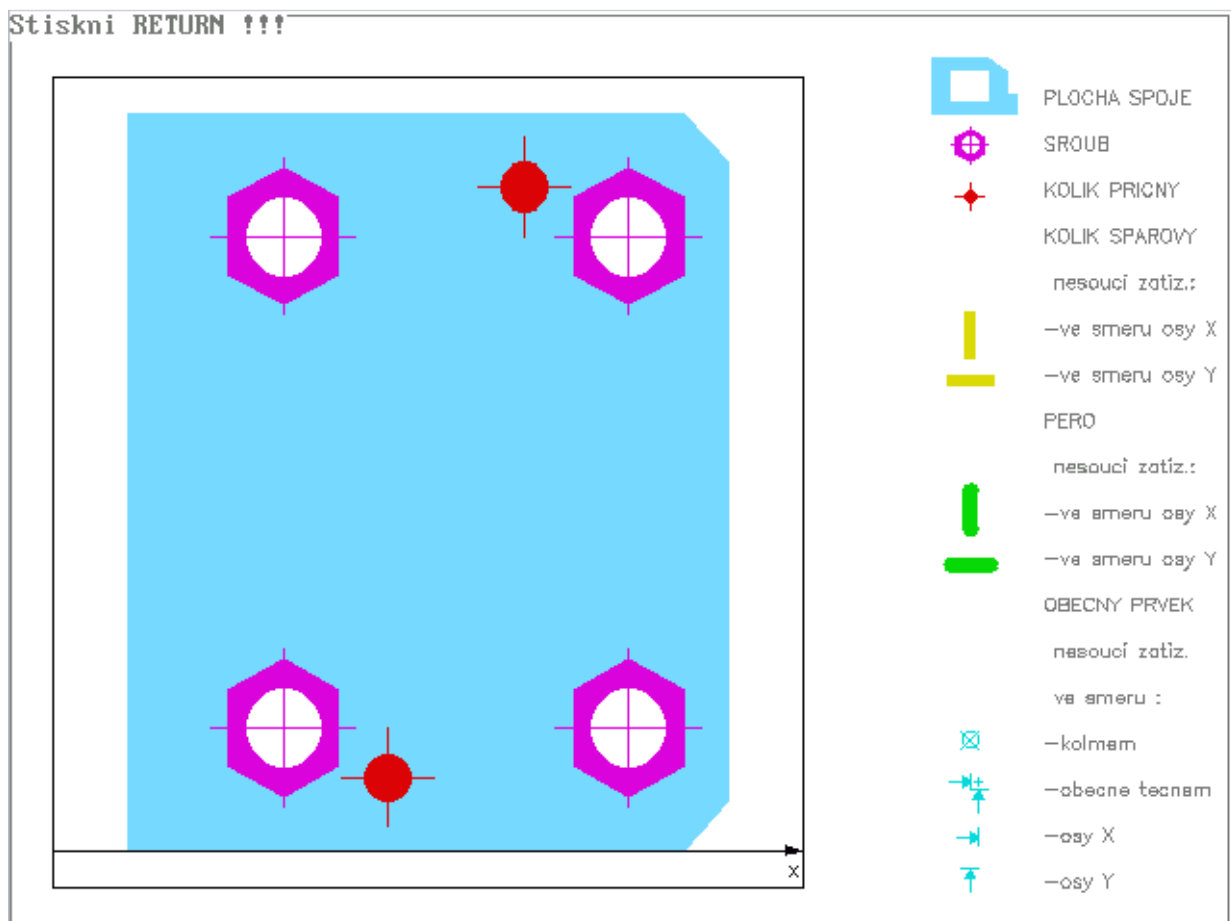
*****
*
*   ZATIZENI SPOJOVANE PLOCHY :
*   #####
*
*   FX =          .0 N      FY =       -47.0 N      FZ =          .0 N
*   MX =          .0 Nm     MY =          .0 Nm     MZ =       -50.2 Nm
*
*   PUSOBISTE VNEJSICH SIL :
*   x =          .0 mm     y =       80.0 mm     z =       123.0 mm
*
*
*   SOUCINITEL BEZPECNOSTI :
*
*   PROTI ODLEHNUTI          2.14
*   PROTI PROKLOUZNUTI     594.30
*   PROTI PROTOCENI        39.47
*
*
*   SOURADNICE STREDU PRUZNOSTI V NORMALNEM SMERU :
*   X =       115.7 mm     Y =       75.0 mm
*
*   SOURADNICE STREDU PRUZNOSTI V TECNEM SMERU :
*   X =       122.0 mm     Y =       74.9 mm
*
*
*   VYSLEDNE POSUNUTI V MISTE PUSOBISTE VNEJSIHO ZATIZENI
*   Dx =       .4334E-03 mm
*   Dy =       .2285E-06 mm
*   Dz =       .3917E-03 mm
*
*
*   MAXIMALNI ZATIZENI A NAMAHA NI SPOJOVACICH PRVKU
*   #####
*
*
*   SROUBY :
*   _____
*
*   SOURAD. MAX. ZATIZENEHO SROUBU :   XS =       84.0 mm
*                                       YS =      125.0 mm
*
*   ZATIZENI SROUBU   :  NORMALNE   34996. N
*                       TECNE       1. N
*
*   NAMAHA NI
*   TAHOVE             223.4 MPa
*   OHYBOVE            .1 MPa
*   NORMALNE          223.5 MPa
*   SMYKOVE            .0 MPa
*   TLAK V ZAVITU     116.7 MPa
*
*****

```

```

*****
*
*
*
* PRICNY KOLIK
*
*
* SOURADN. MAXIM. ZATIZENEHO KOLIKU : XK = 107.0 mm
*                                     YK = 15.0 mm
*
* ZATIZENI KOLIKU .7 N
* NAPETI V OHYBU .0 MPa
* NAPETI VE SMYKU .0 MPa
* TLAK NA KOLIK .0 MPa
*
*
*
* Pocet iteraci..... 1
*
*
*****

```



Obr.2 – Obrázek úlohy z programu BSPOJ

3. Ložiskové domky podélného suportu

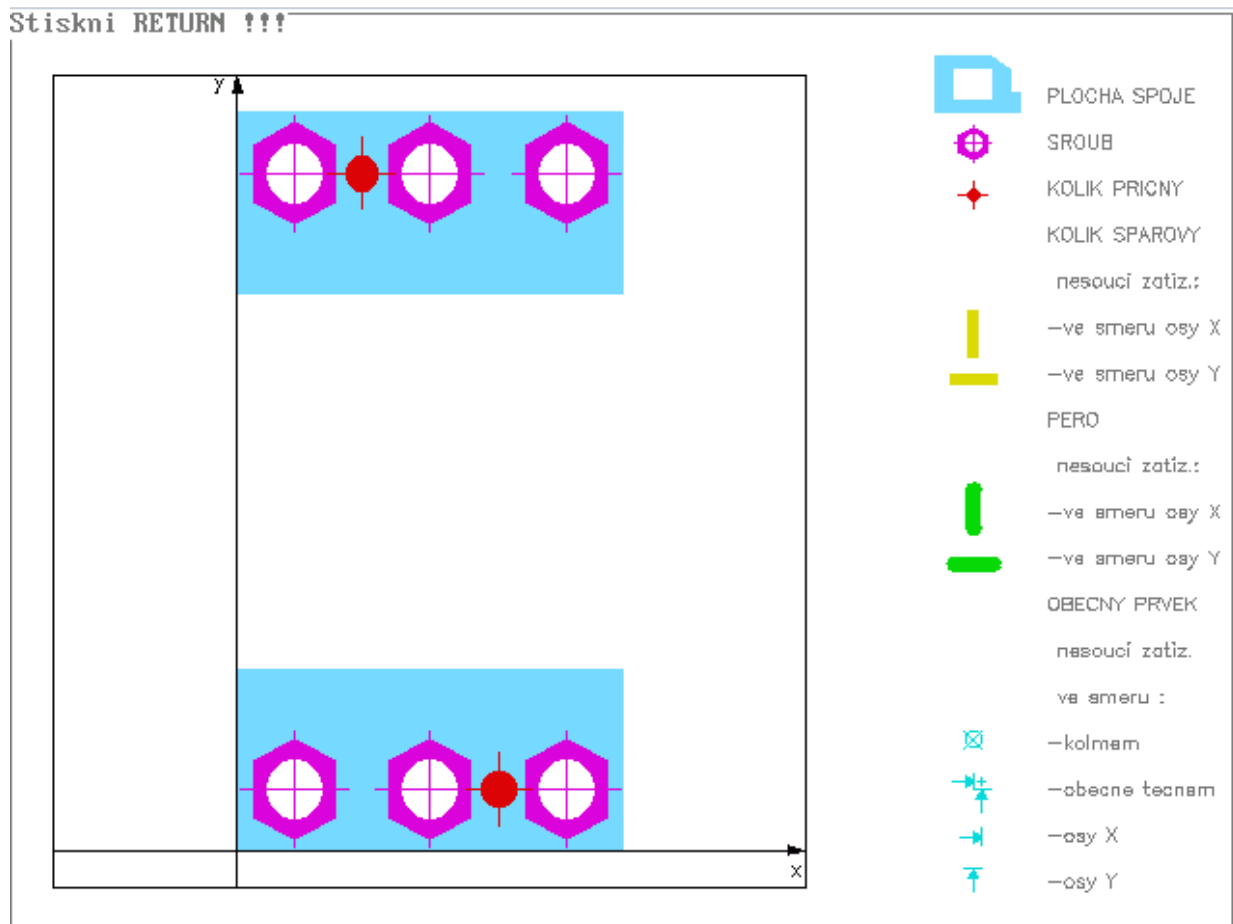
```
*****
*
*      SPOJENI PLOCH SROUBY,KOLIKY, PERY A DALS. NOSN. PRVKY
*
*      Upevneni loziskoveho domku
*
*      Keckstein                28-01-14
*
*****
*
*      ZADANE HODNOTY
*      #####
*
*      ZADANE SOURADNICE BODU SPOJOVANE PLOCHY :
*
*      X ( 1, 1) = .0 mm          Y ( 1, 1) = .0 mm
*      X ( 1, 2) = 115.0 mm       Y ( 1, 2) = .0 mm
*      X ( 1, 3) = 115.0 mm       Y ( 1, 3) = 50.0 mm
*      X ( 1, 4) = .0 mm          Y ( 1, 4) = 50.0 mm
*      X ( 1, 5) = .0 mm          Y ( 1, 5) = 154.0 mm
*      X ( 1, 6) = 115.0 mm       Y ( 1, 6) = 154.0 mm
*      X ( 1, 7) = 115.0 mm       Y ( 1, 7) = 204.0 mm
*      X ( 1, 8) = .0 mm          Y ( 1, 8) = 204.0 mm
*
*      POCET VRSTEV SPOJ. MATERIALU : 1
*
*      1. VRSTVA :                TLOUSTKA                35.0 mm
*                                MODUL PRUZNOSTI V TAHU    210000. MPa
*                                MODUL PRUZNOSTI VE SMYKU   80500. MPa
*                                POISSONOVO CISLO          .30
*
*      SROUB :                    PRUMER ZAVITU           16.0 mm
*                                STOUPANI                  2.0 mm
*                                DELKA MATICE              16.0 mm
*                                MATERIAL SROUBU          8G
*                                PEVNOST MATERIALU        780. MPa
*
*      PREDEPNUTI SROUBU          34914.9 N
*      UTAHOVACI MOMENT           143.3 Nm
*
*      ZADANE SOURADNICE SROUBU :
*
*      X ( 1, 1) = 17.0 mm         Y ( 1, 1) = 17.0 mm
*      X ( 1, 2) = 57.5 mm         Y ( 1, 2) = 17.0 mm
*      X ( 1, 3) = 98.0 mm         Y ( 1, 3) = 17.0 mm
*      X ( 1, 4) = 98.0 mm         Y ( 1, 4) = 187.0 mm
*      X ( 1, 5) = 57.5 mm         Y ( 1, 5) = 187.0 mm
*      X ( 1, 6) = 17.0 mm         Y ( 1, 6) = 187.0 mm
*
*      ROZMERY A SOURADNICE PRIC. KOLIKU :
*      PRUMER      D = 10. mm
*      DELKA       L = 10. mm
*
*      X ( 1) = 37.0 mm            Y ( 1) = 187.0 mm
*      X ( 2) = 78.0 mm            Y ( 2) = 17.0 mm
*
*****
```



```

*****
*
* PRICNY KOLIK
*
*
* SOURADN. MAXIM. ZATIZENEHO KOLIKU : XK = 37.0 mm
*                                     YK = 187.0 mm
*
* ZATIZENI KOLIKU      35.0 N
* NAPETI V OHYBU       .4 MPa
* NAPETI VE SMYKU      .4 MPa
* TLAK NA KOLIK       .7 MPa
*
*
*
* Pocet iteraci..... 1
*
*****

```

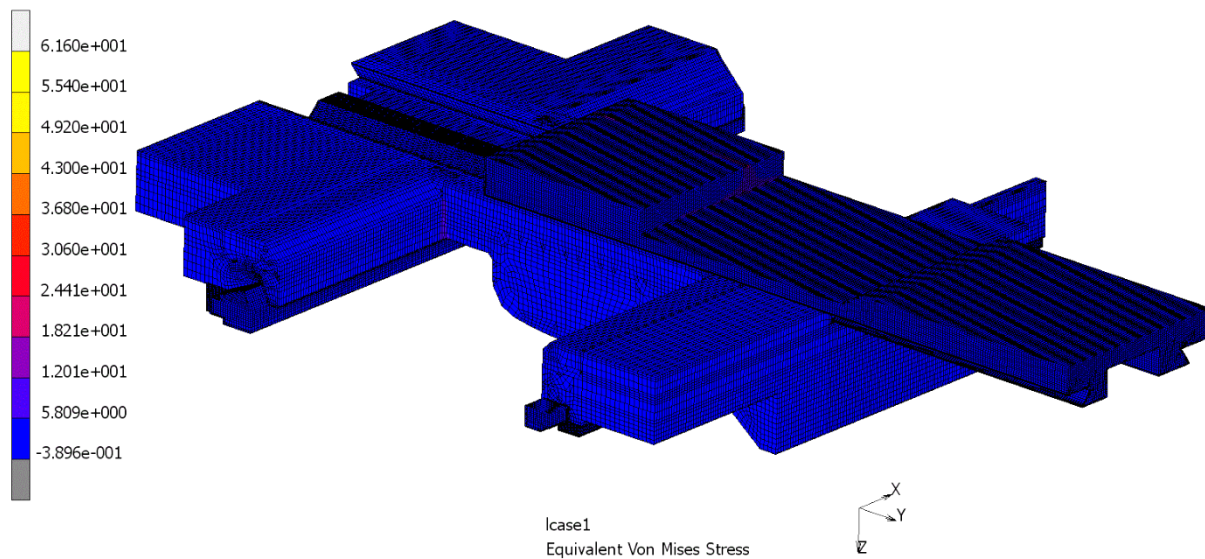


Obr. 3 – Obrázek úlohy z programu BSPOJ

PŘÍLOHA č. 3

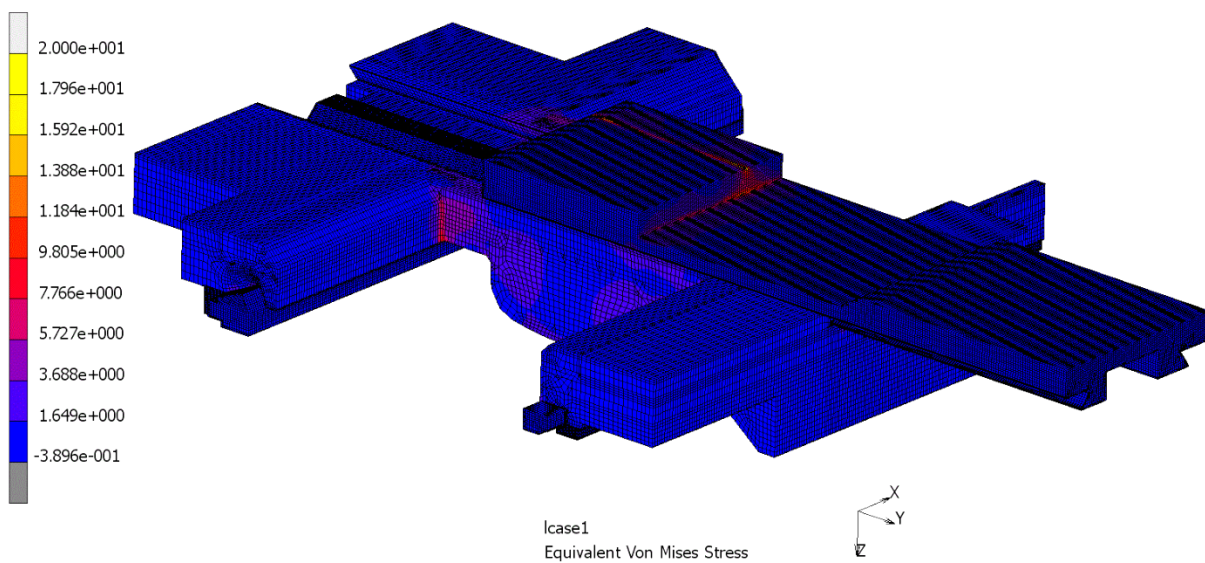
Výsledky MKP výpočtu vedení s příčným suportem v zadní krajní poloze

Inc: 2
Time: 1.000e+000



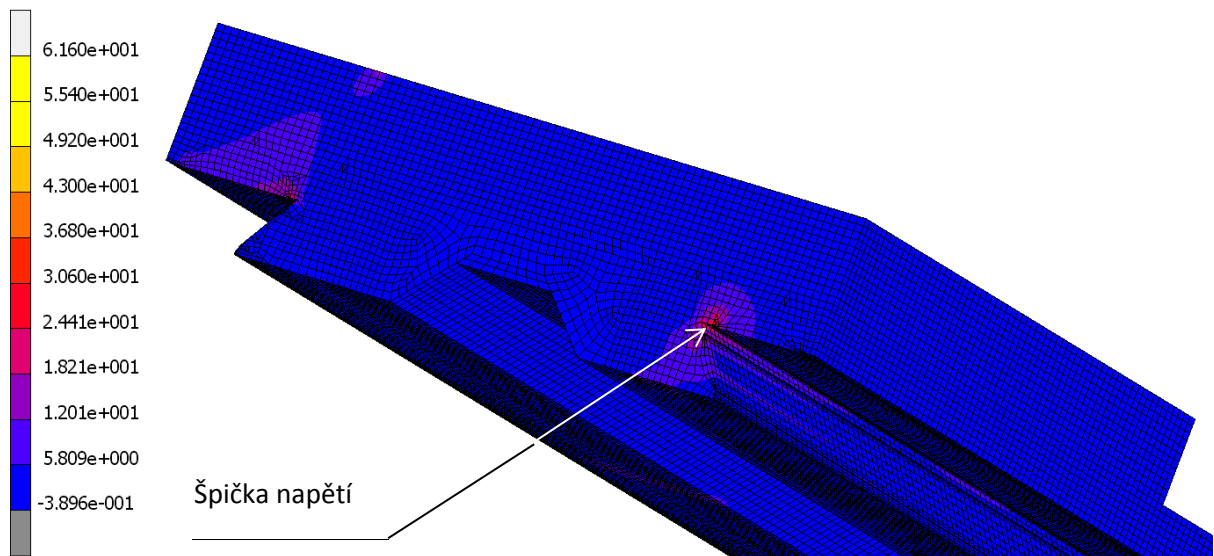
Obr. 1 - Redukované napětí HMH celkové sestavy vedení [MPa]

Inc: 2
Time: 1.000e+000



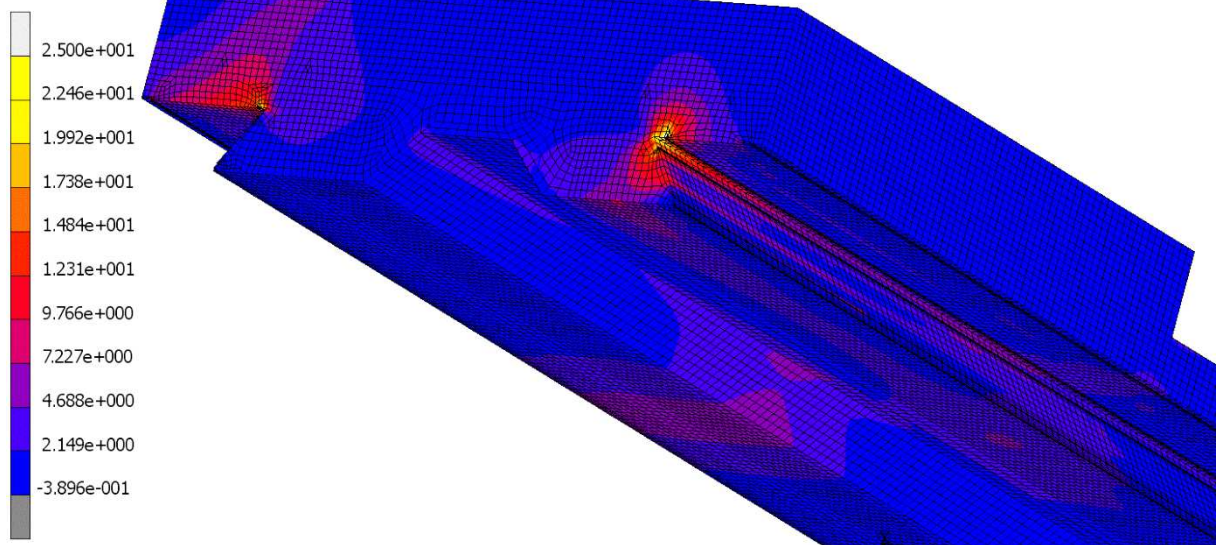
Obr. 2 - Redukované napětí HMH celkové sestavy vedení s upravenou stupnicí napětí [MPa]

Inc: 2
Time: 1.000e+000



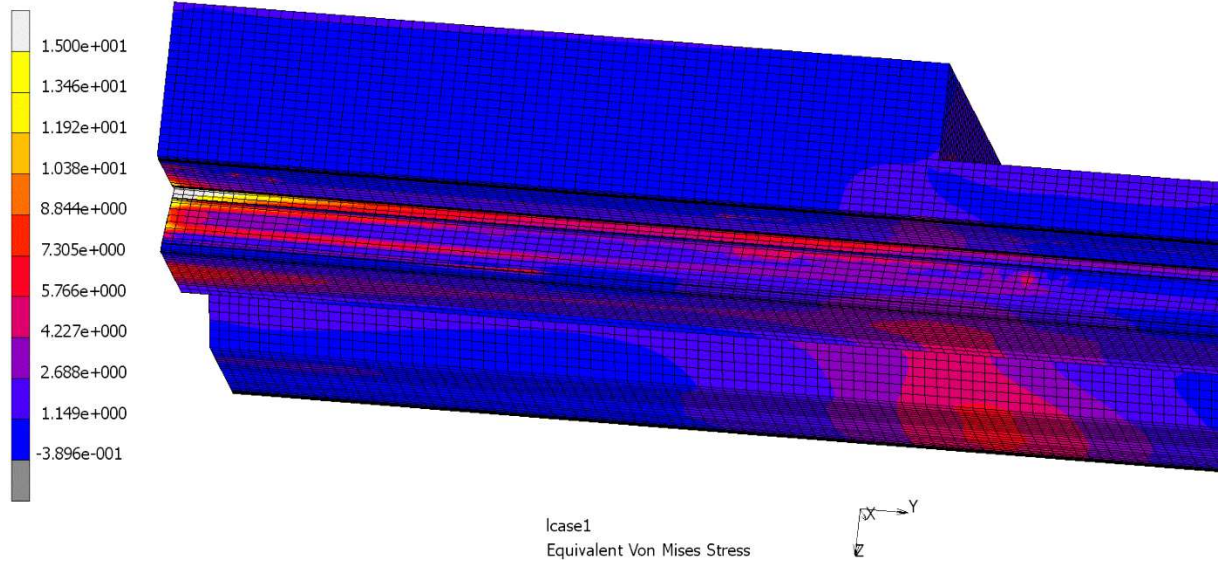
Obr. 3 - Špička redukovaného napětí HMMH v příčném suportu [MPa]

Inc: 2
Time: 1.000e+000



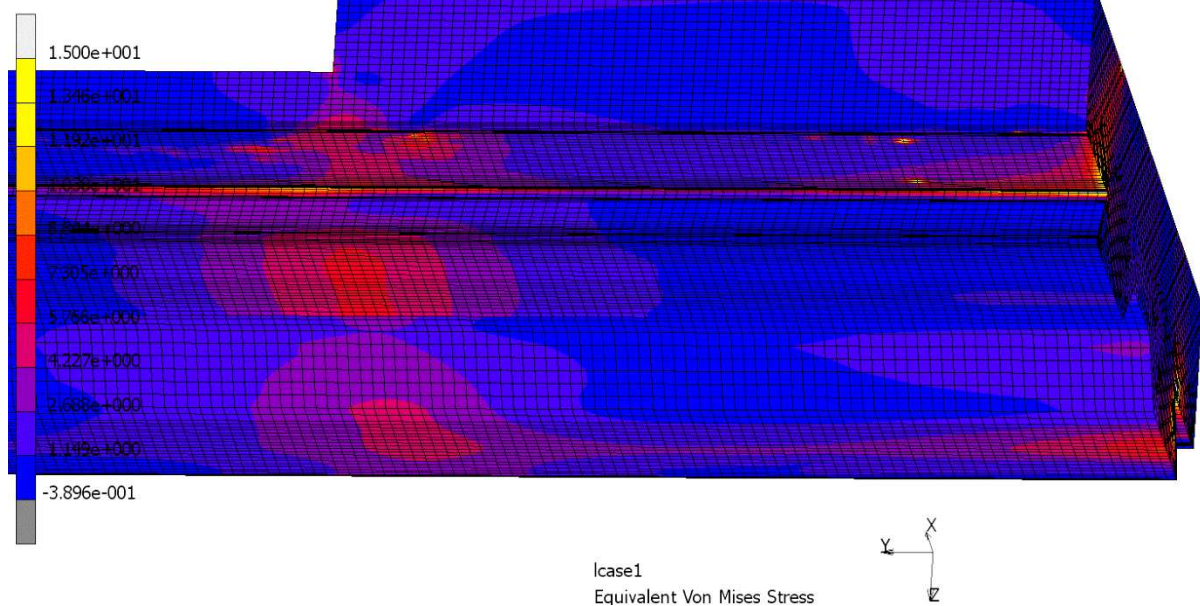
Obr. 4 - Špička redukovaného napětí HMMH v příčném suportu s upravenou stupnicí napětí [MPa]

Inc: 2
Time: 1.000e+000

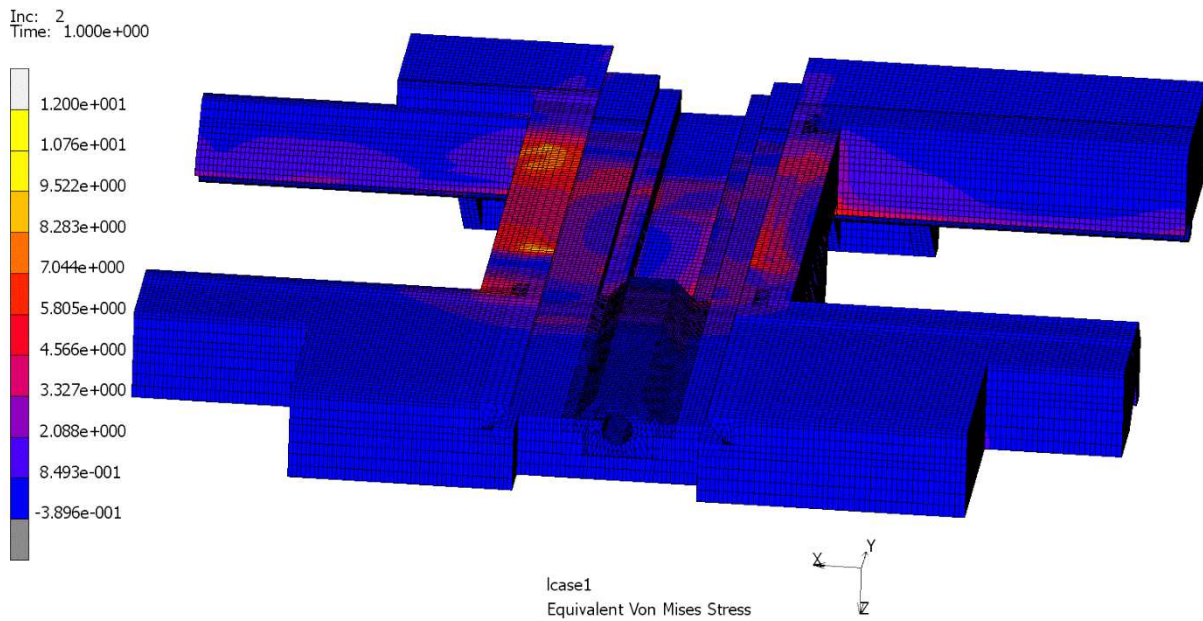


Obr. 5 - Detail redukovaného napětí HMH vodících ploch příčného suportu - zadní pohled [MPa]

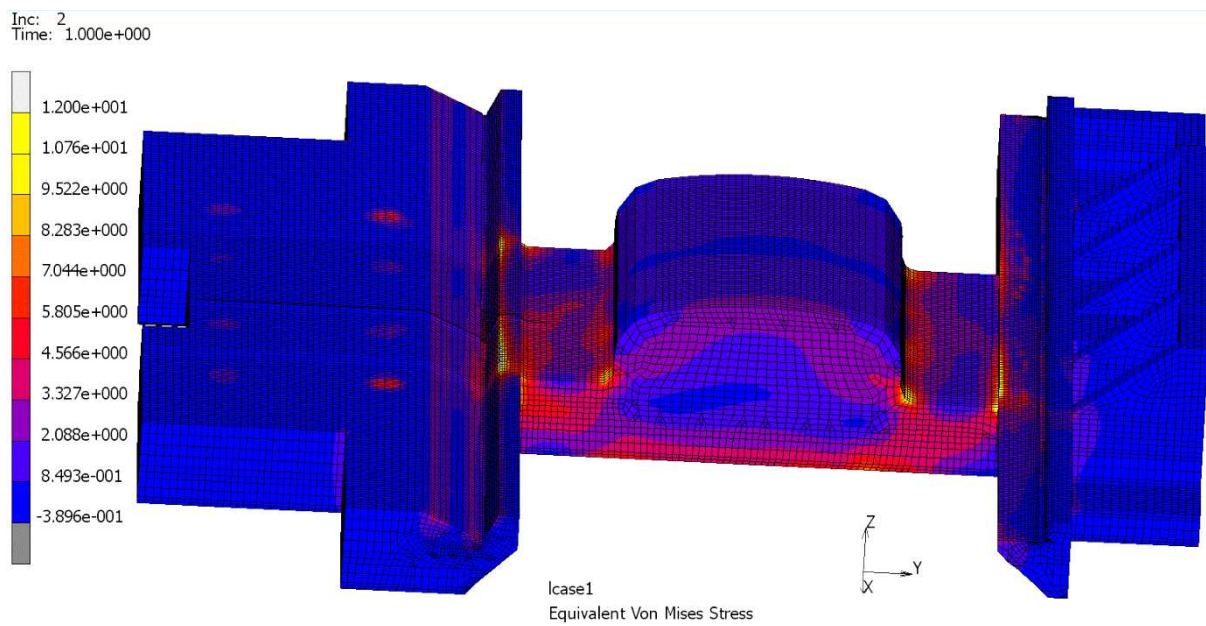
Inc: 2
Time: 1.000e+000



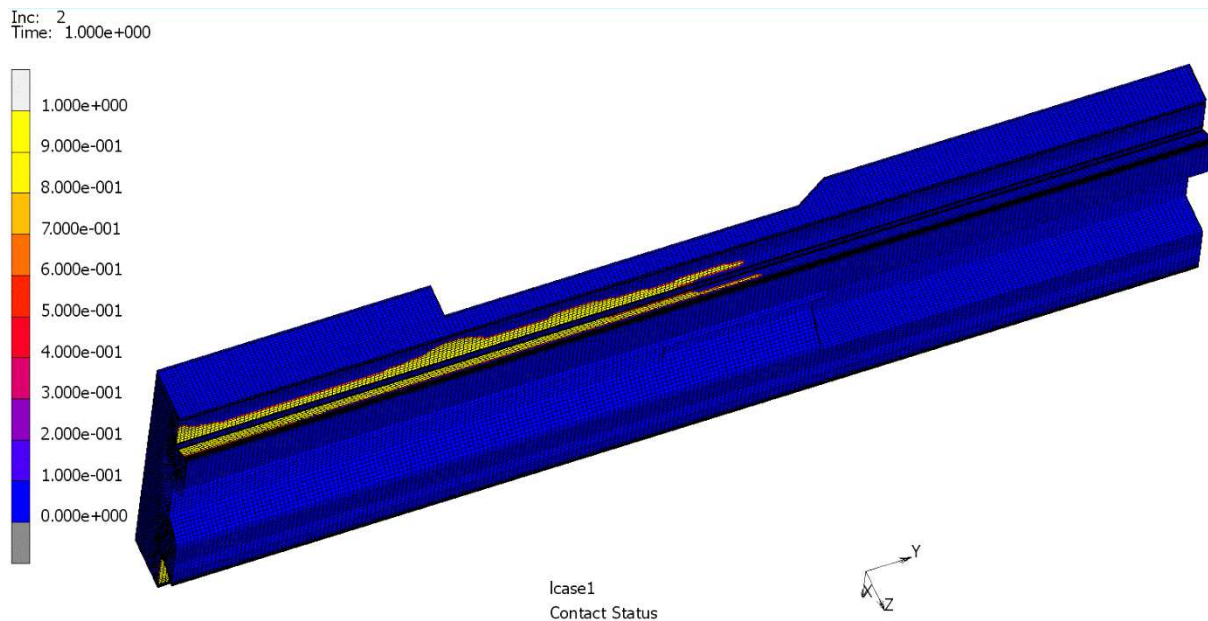
Obr. 6 - Detail redukovaného napětí HMH vodících ploch příčného suportu – přední pohled [MPa]



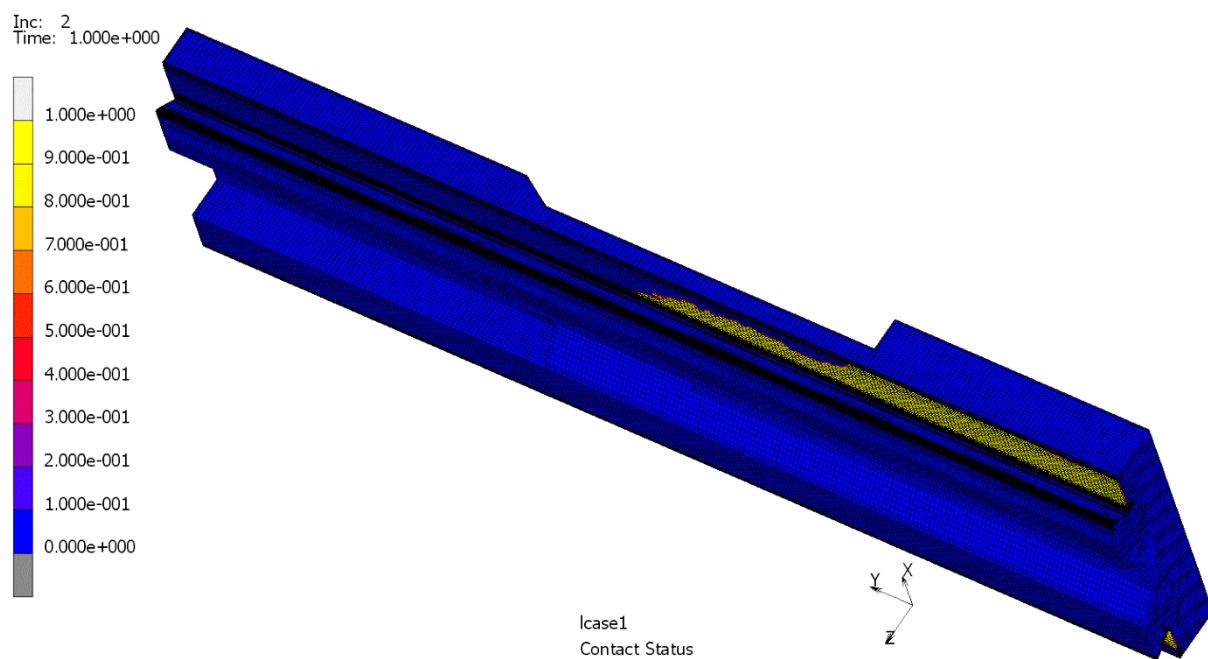
Obr. 7 - Redukované napětí HMH podélného suptu [MPa]



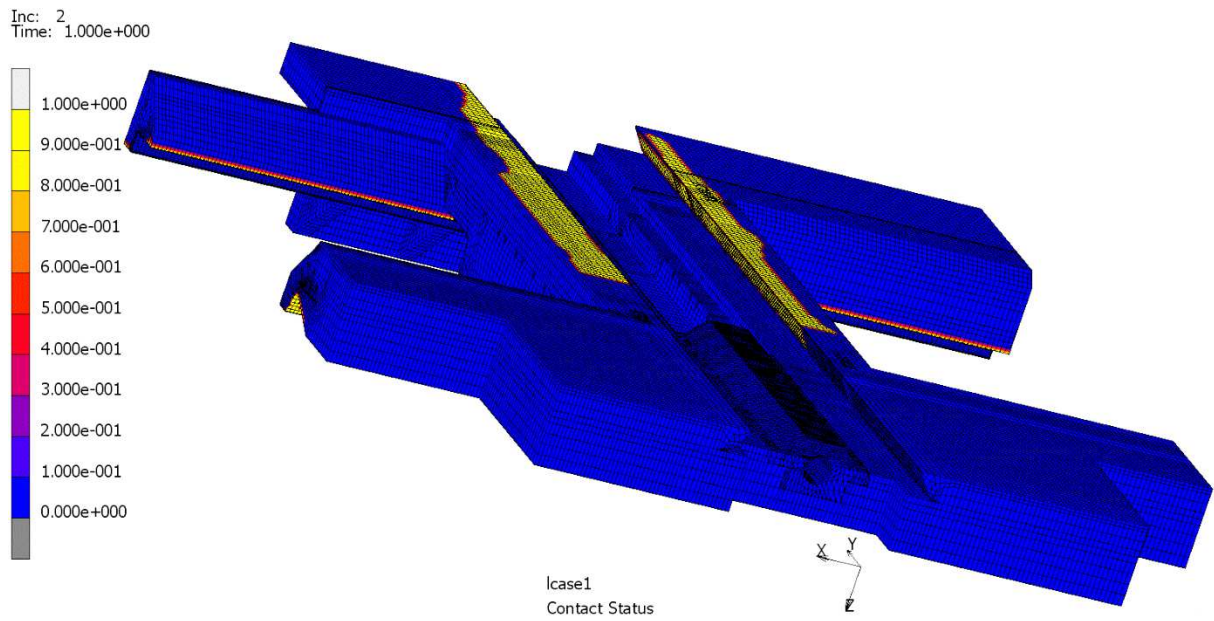
Obr. 8 - Redukované napětí HMH podélného suptu - dolní pohled [MPa]



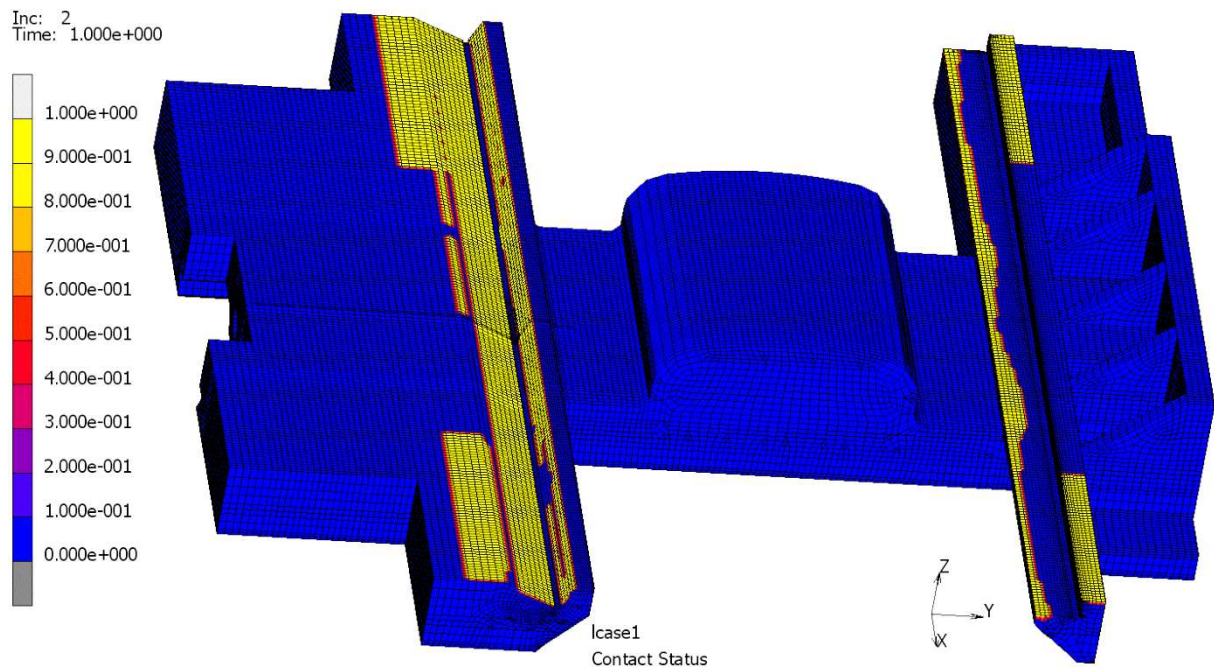
Obr. 9 - Styková plocha příčného suptu zadní pohled



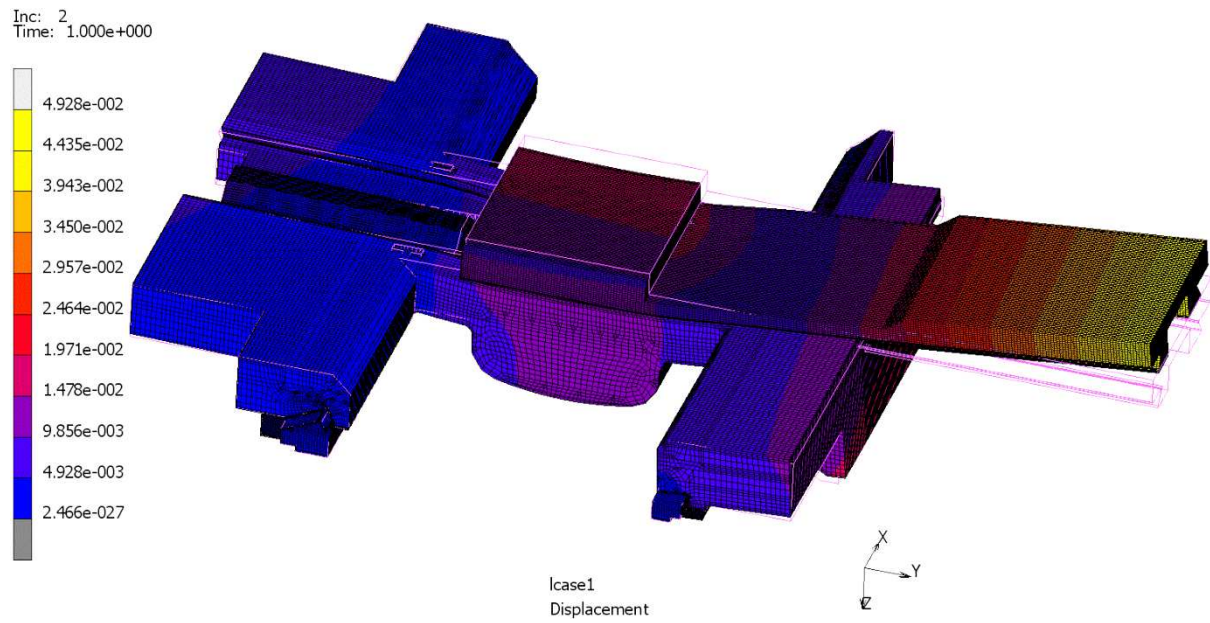
Obr. 10 - Styková plocha příčného suptu přední pohled



Obr. 11 - Styková plocha podélného suportu s příčným suportem



Obr. 12 - Styková plocha podélného suportu s ložem a příložkami

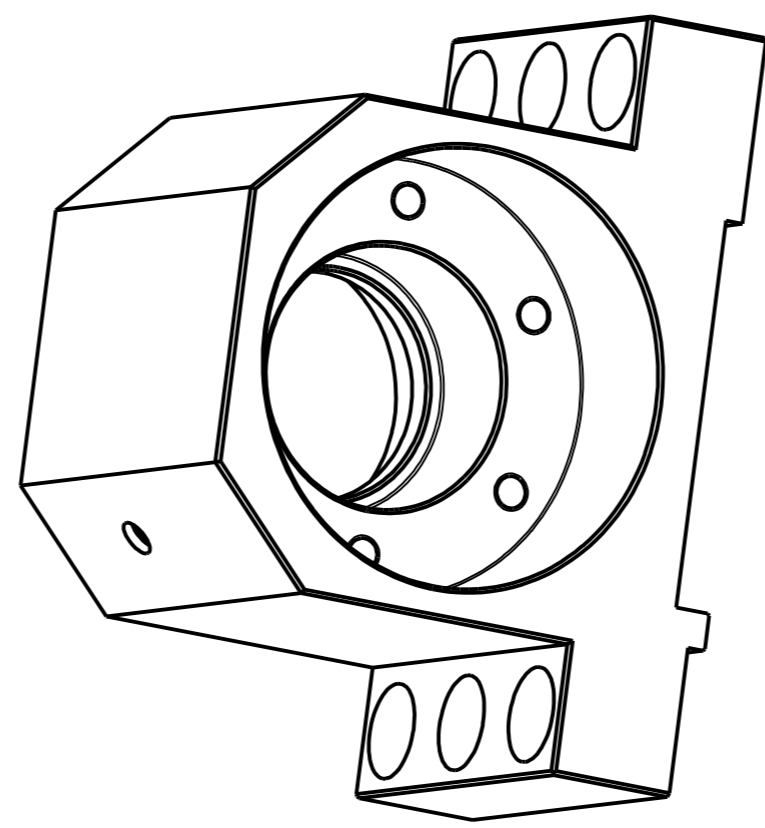
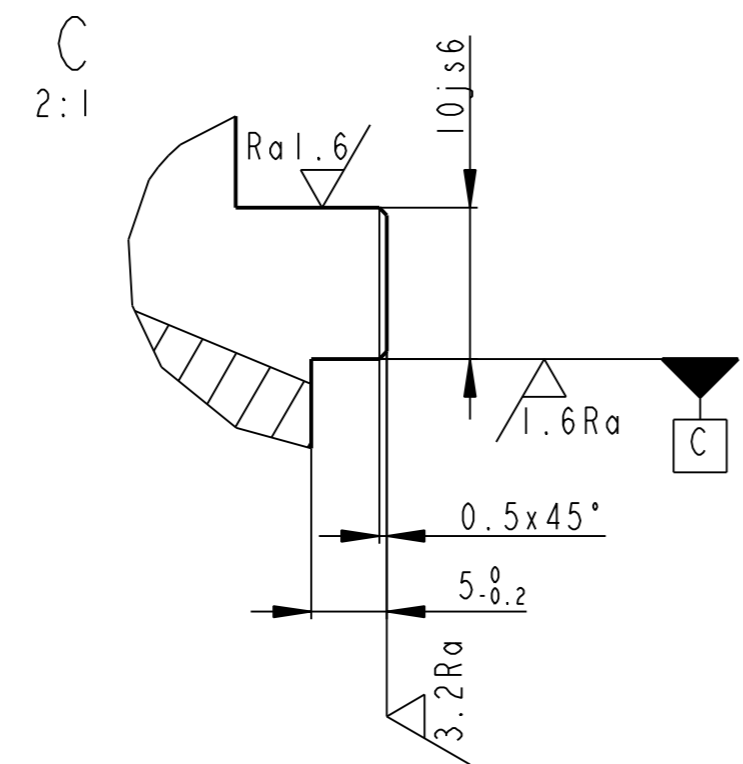
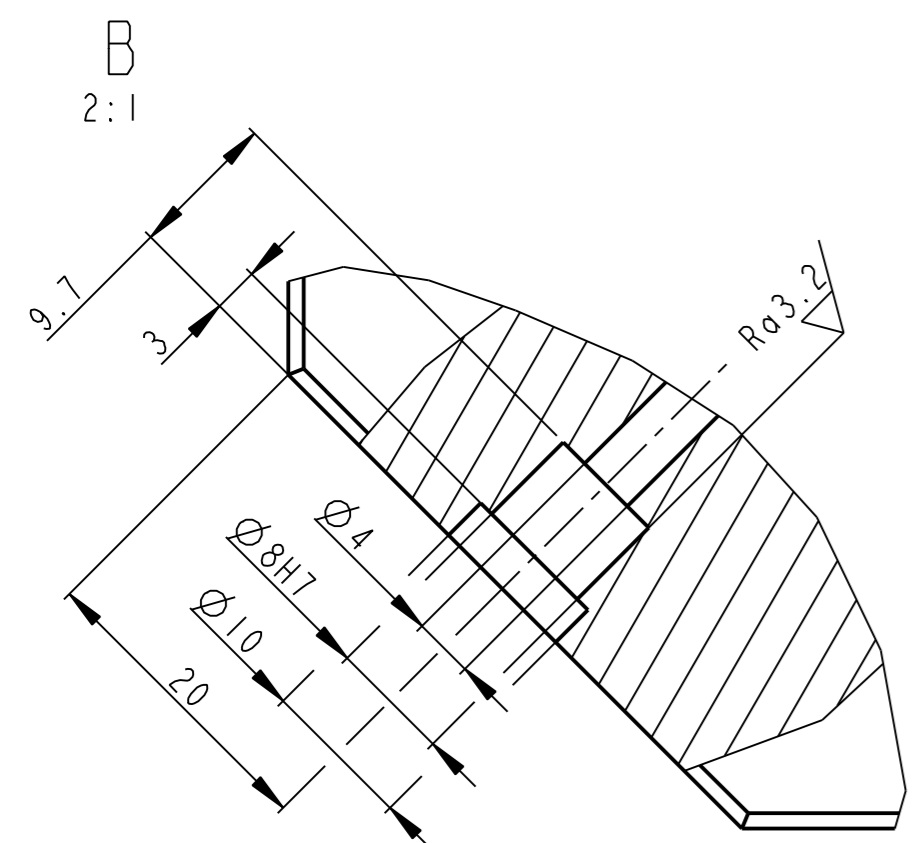
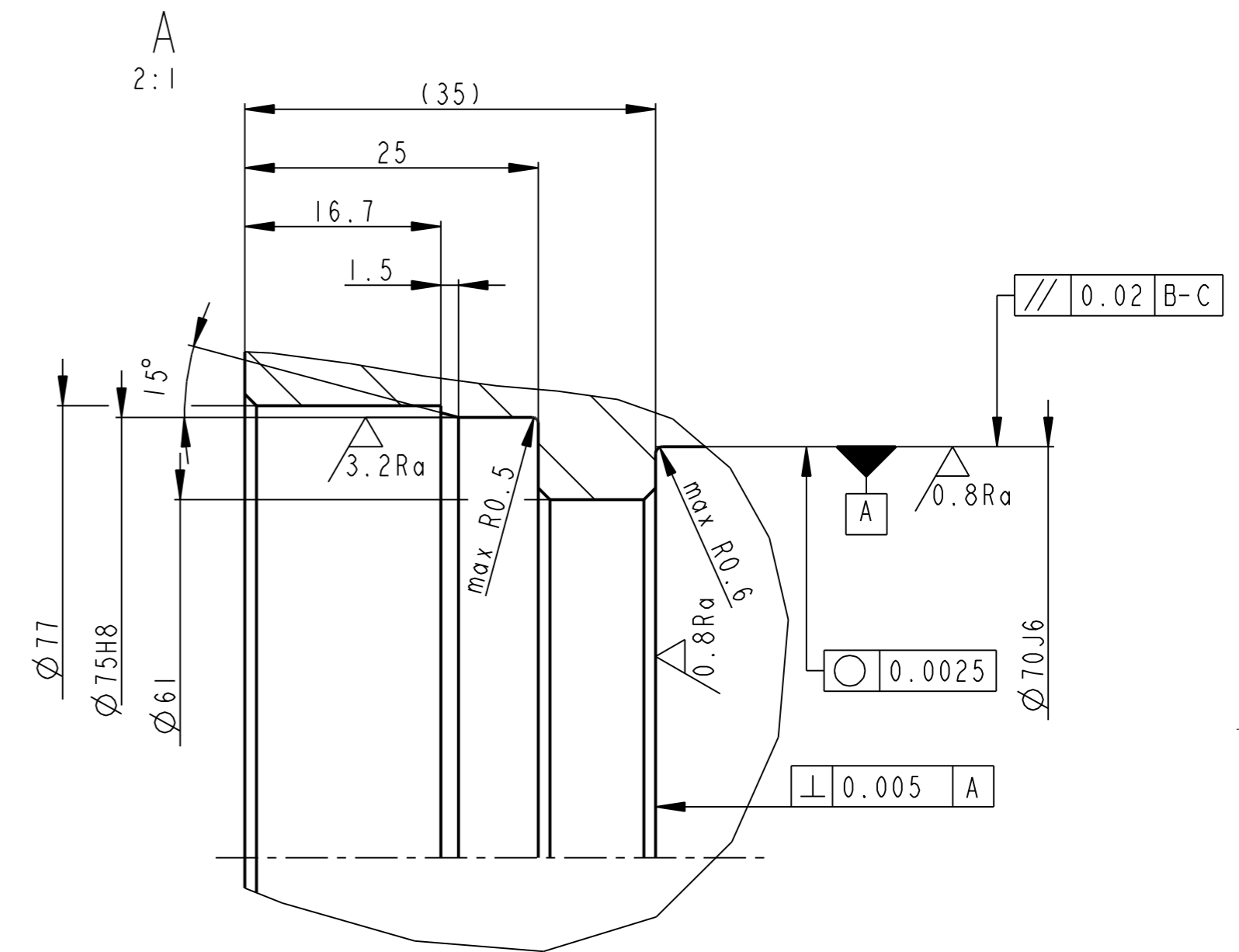
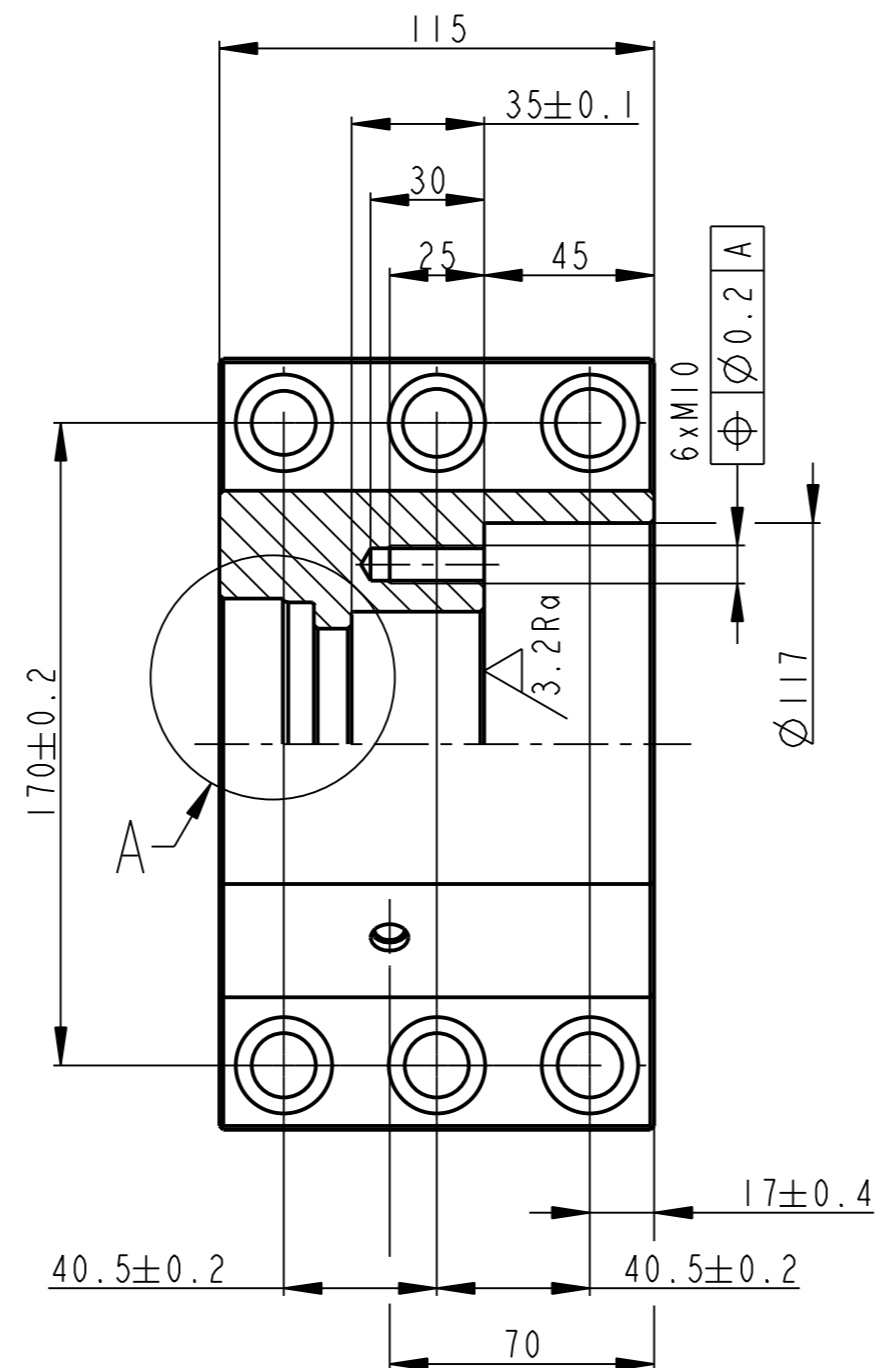
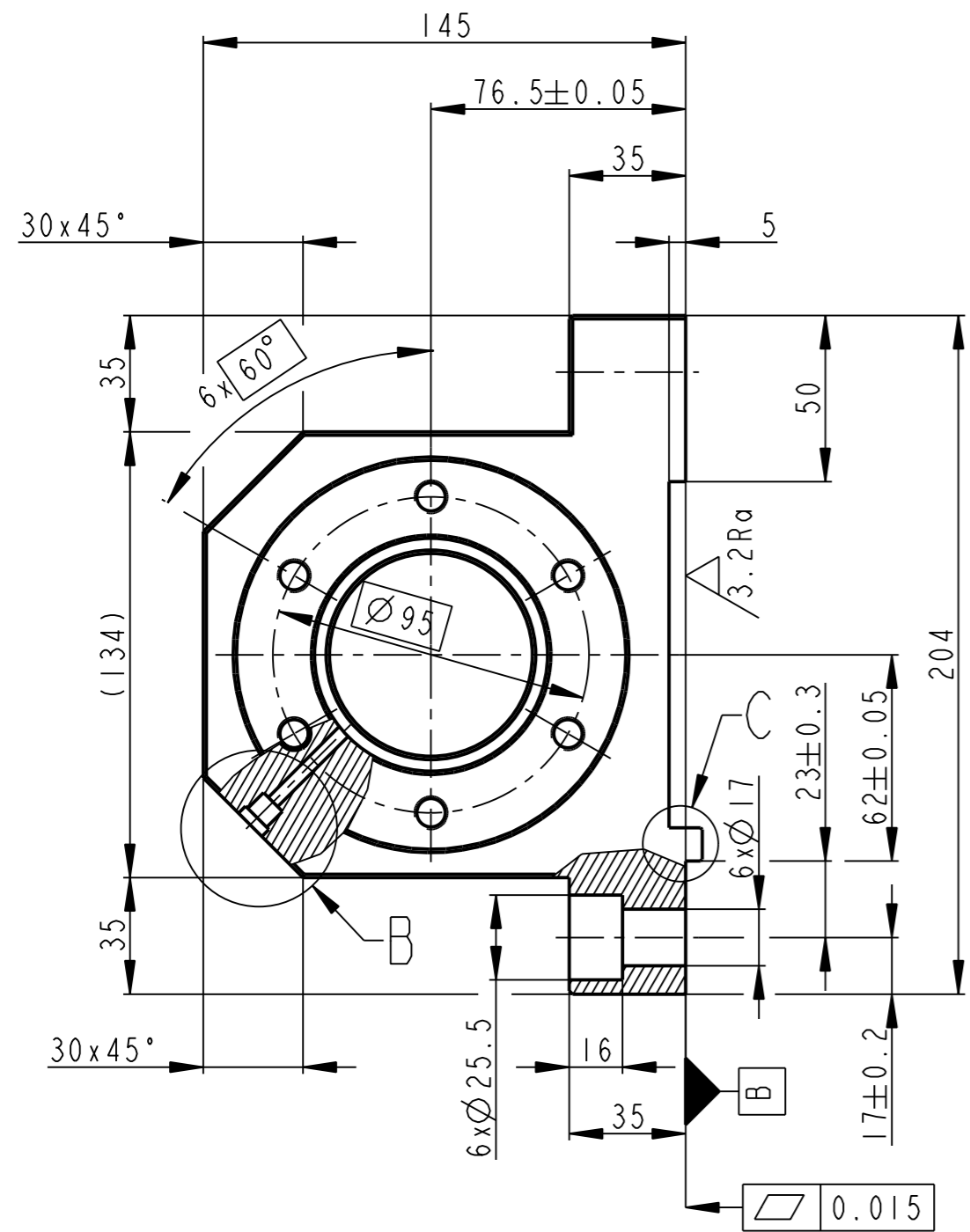


Obr. 13 - Celková deformace sestavy vedení (deformace zvětšena 1500-krát)

PŘÍLOHA č. 4

Výkresová dokumentace

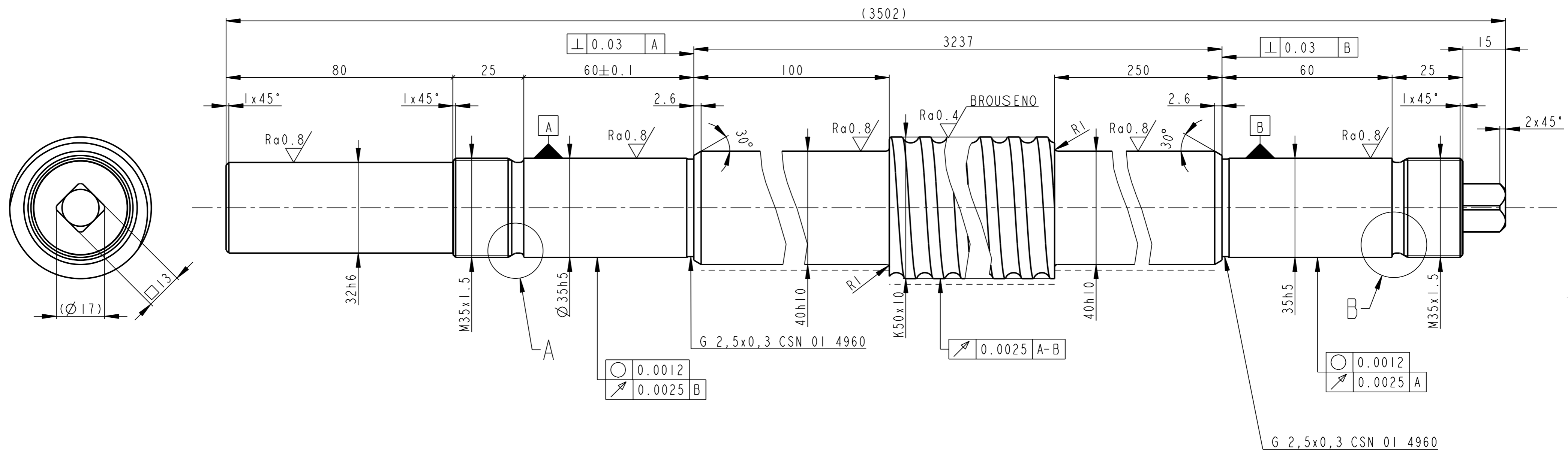
Ra6.3/ (✓)



NEKOTOVANE SRAZENI HRAN 1x45°
OBVODOVE HRANY SRAZIT 1x45°

	4HR 150 - 210	CSN 42 5520	11 500	0.012	00004	1
Pocet kusu / Quantity	Název - rozmer / Title - size	Polotovar / Blank	Material konecny/výchozi / End material/Material	T.odp. / Weight	C.hmot. / Raw weight	C. výkr. sestavy / Drawing asm. No. / Pos.
Kreslil / DWN. / 25-Feb-14	Jmeno/Name / KECKSTEIN	Techno-log/ist				
Prezk./CHK		Prezk./CHK				
Schval./APP		Schval./APP				
Methode 1 / TOLERANCE / TOLEROVANI / ISO 128 / ISO 80015 / ISO 2768mk			Soubor-model/PART-file / Soubor-vykres/DRW-file / SUB84-A004-PRED_LOZ_DOM-04000 / SUB84-A004-PRED_LOZ_DOM-04000		Meritko / SCALE / 1:2	C.sestavy / Assembly No. / 00004
Název / Title / PREDNI LOZISKOVY DOMEK			CISLO VYKRESU / DRAWING NO. / 04000		Typ/Type / SUB40	Format / SIZE / 2
List/sheet 1			pocet listu/ no.sheets 1			

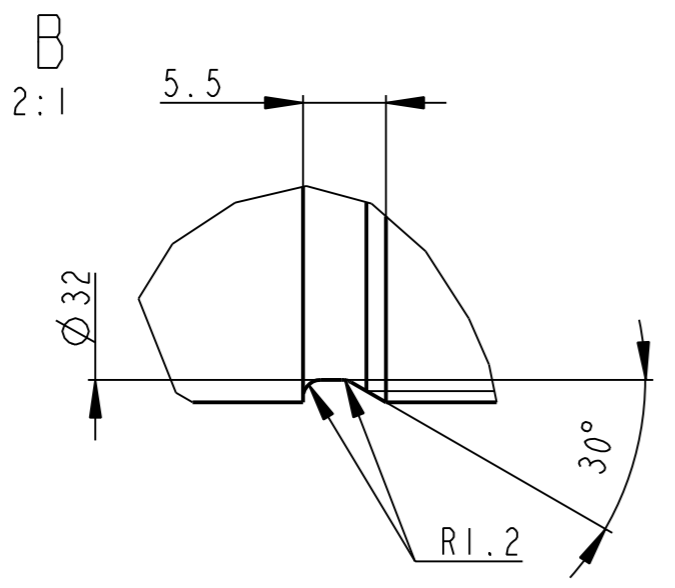
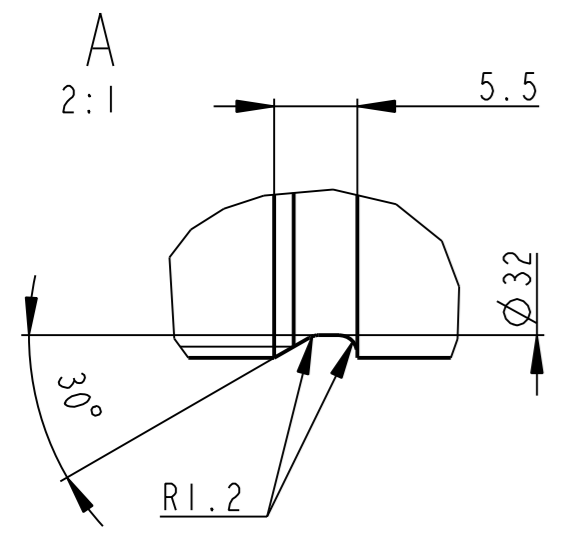
Ra3.2/ (✓)



○	0.0012
↗	0.0025 B

↗	0.0025 A-B
---	------------

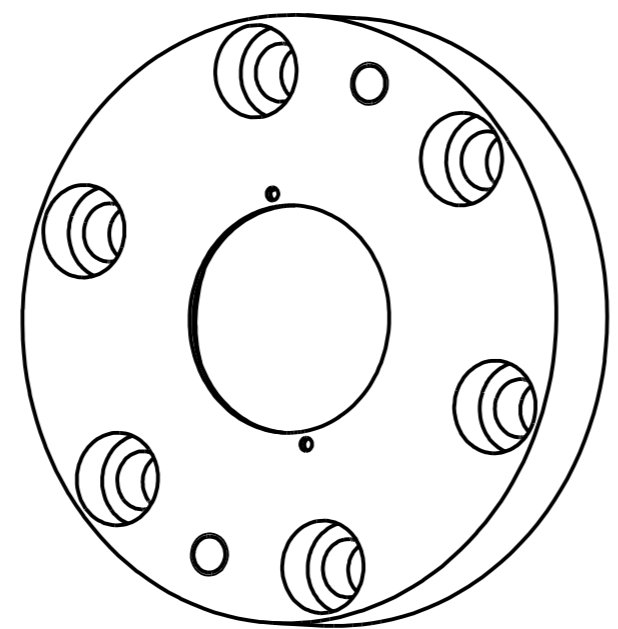
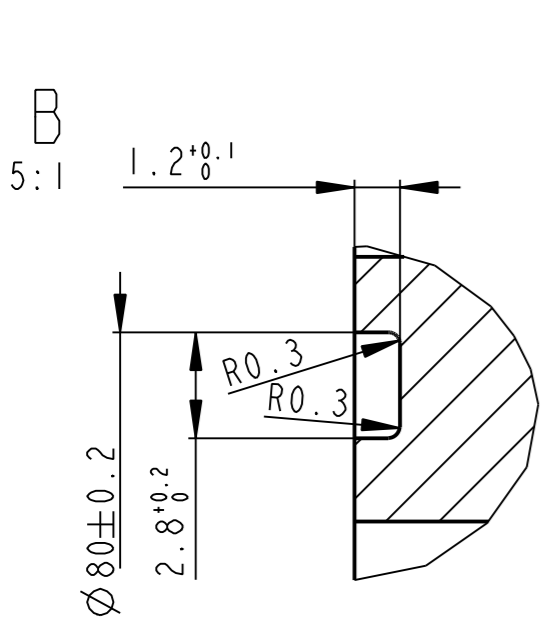
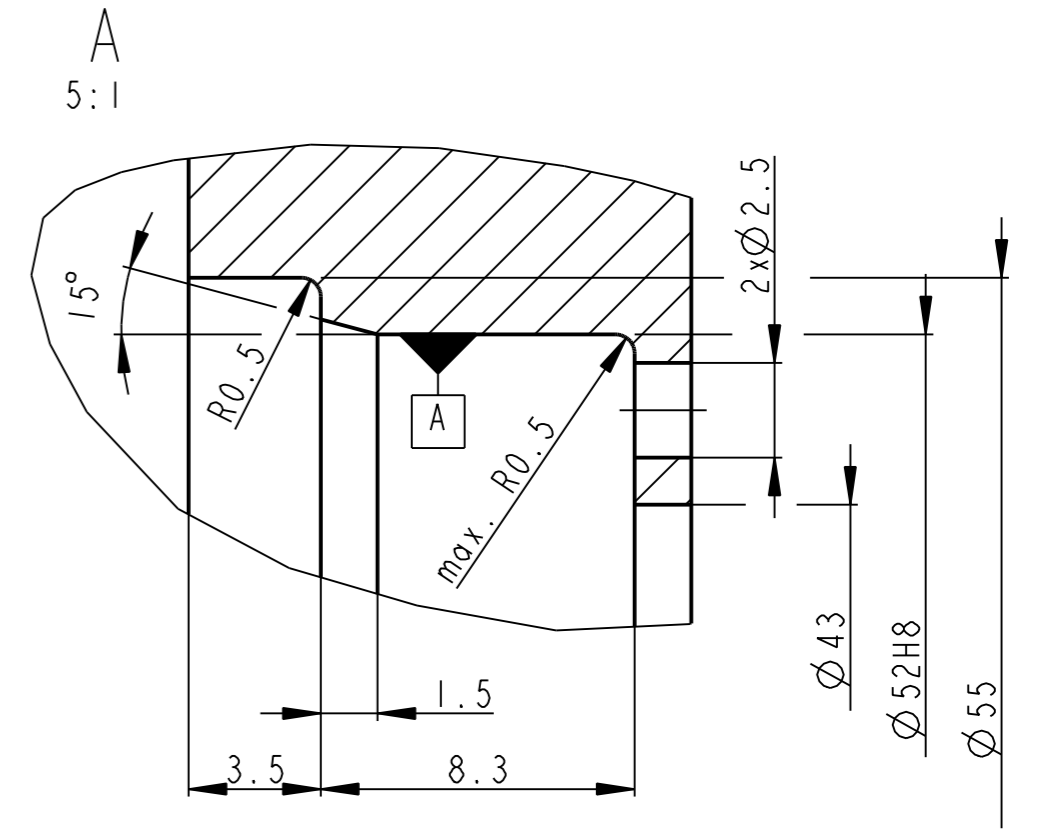
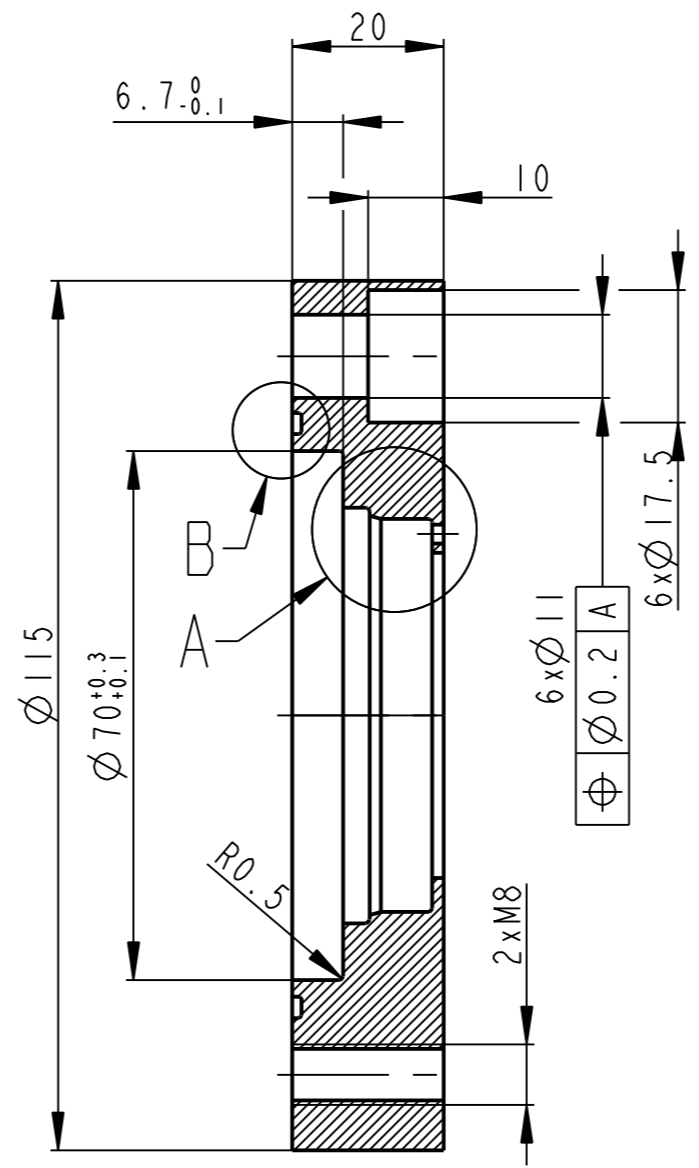
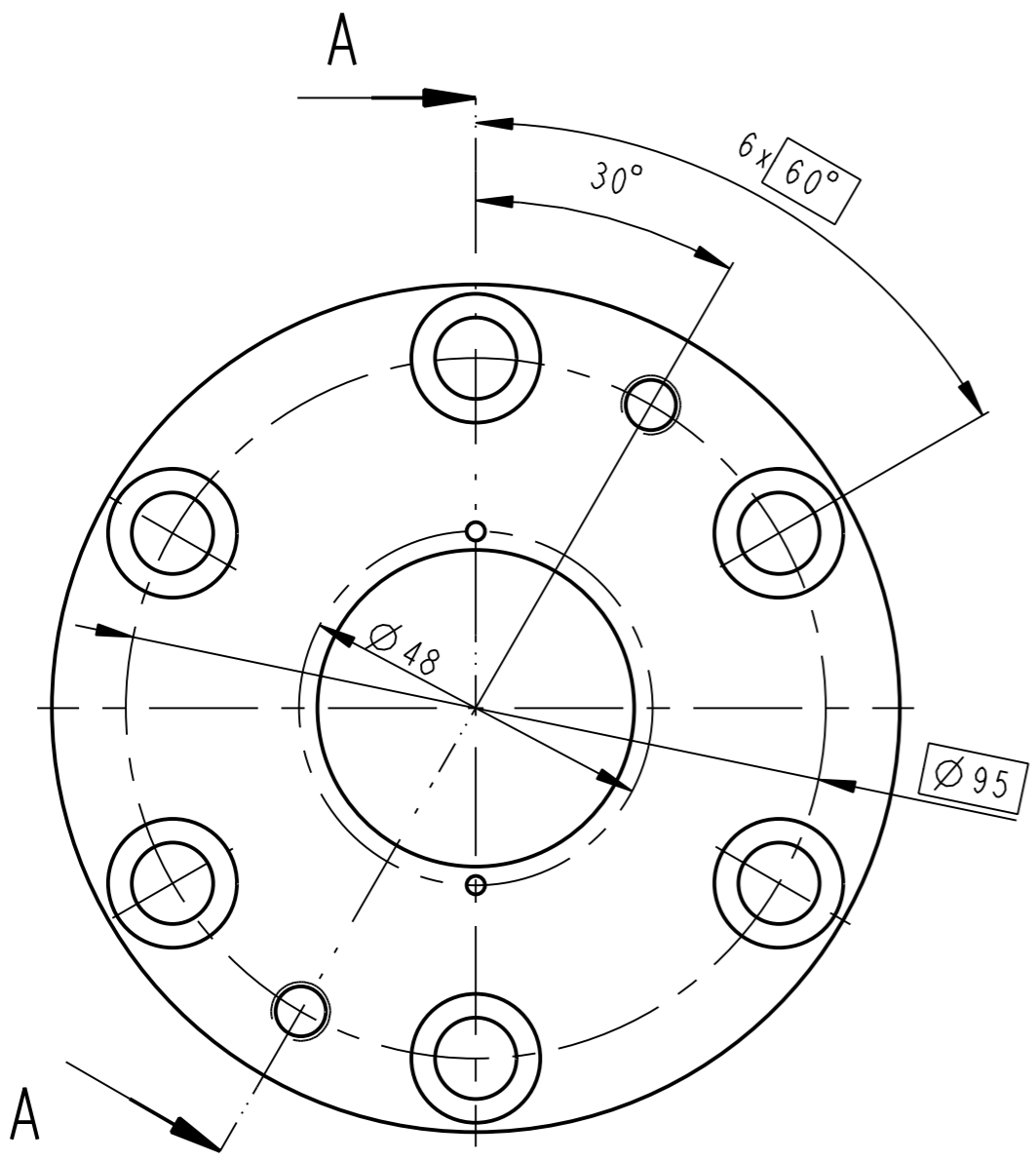
○	0.0012
↗	0.0025 A



----- KALIT 60...63 HRC DO HLOUBKY 2mm

		KS KURIM		42CrMo4		46.605		00004		4	
Pocet kusu / Quantity	Název - rozmer / Title - size	Polotovar / Blank	Material konecny/výchozi / End material/Material	T.odp.	C.hmot. / Weight	Hr.hmot. / Raw weight	C. výkr. sestavy / Drawing asm. No.	Poz. / Pos.			
Datum	Jmeno/Name	Datum	Name								
Kresil / DWN.	28-Feb-14	KECKSTEIN	Techno-log/ist								
Prezk. /CHK			Prezk. /CHK								
Schval. /APP			Schval. /APP								
index/No., Schvalil/ Appr.				popis zmeny/change				Datum		Podpis/Name	
				Poznamka/Note:							
Methode 1 / ISO 128	TOLERANCE / TOLEROVANI / ISO 80015 / ISO 2768mK	Soubor-model / PART-file	SUB40-A004-N_KUL_SR_50X10-04003		Meritko / SCALE	1:2		C.sestavy / Assembly No.		00004	
Soubor-vykres / DRW-file				SUB40-A004-N_KUL_SR_50X10-04003		Typ/Type		SUB40		Format SIZE	
Nazev / Title				KULICKOVY SROUB 50x10				CISLO VYKRESU / DRAWING NO.		04003	
				List/sheet 1		pocet listu/ no.sheets 1				2	

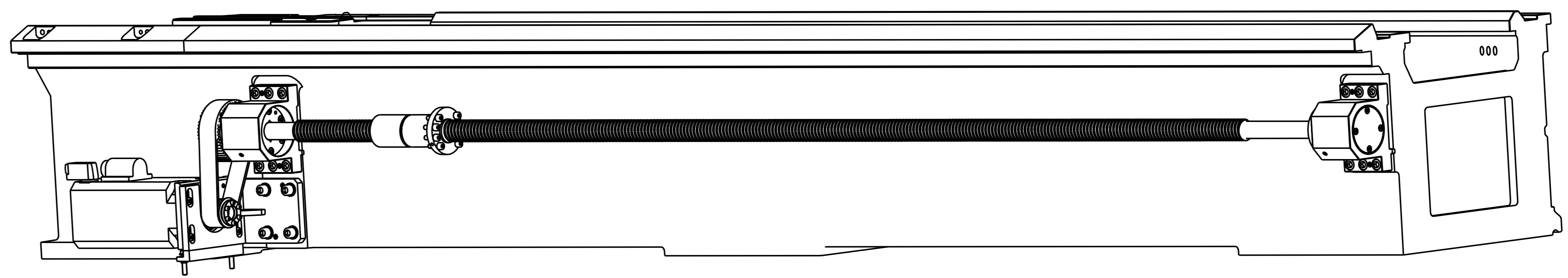
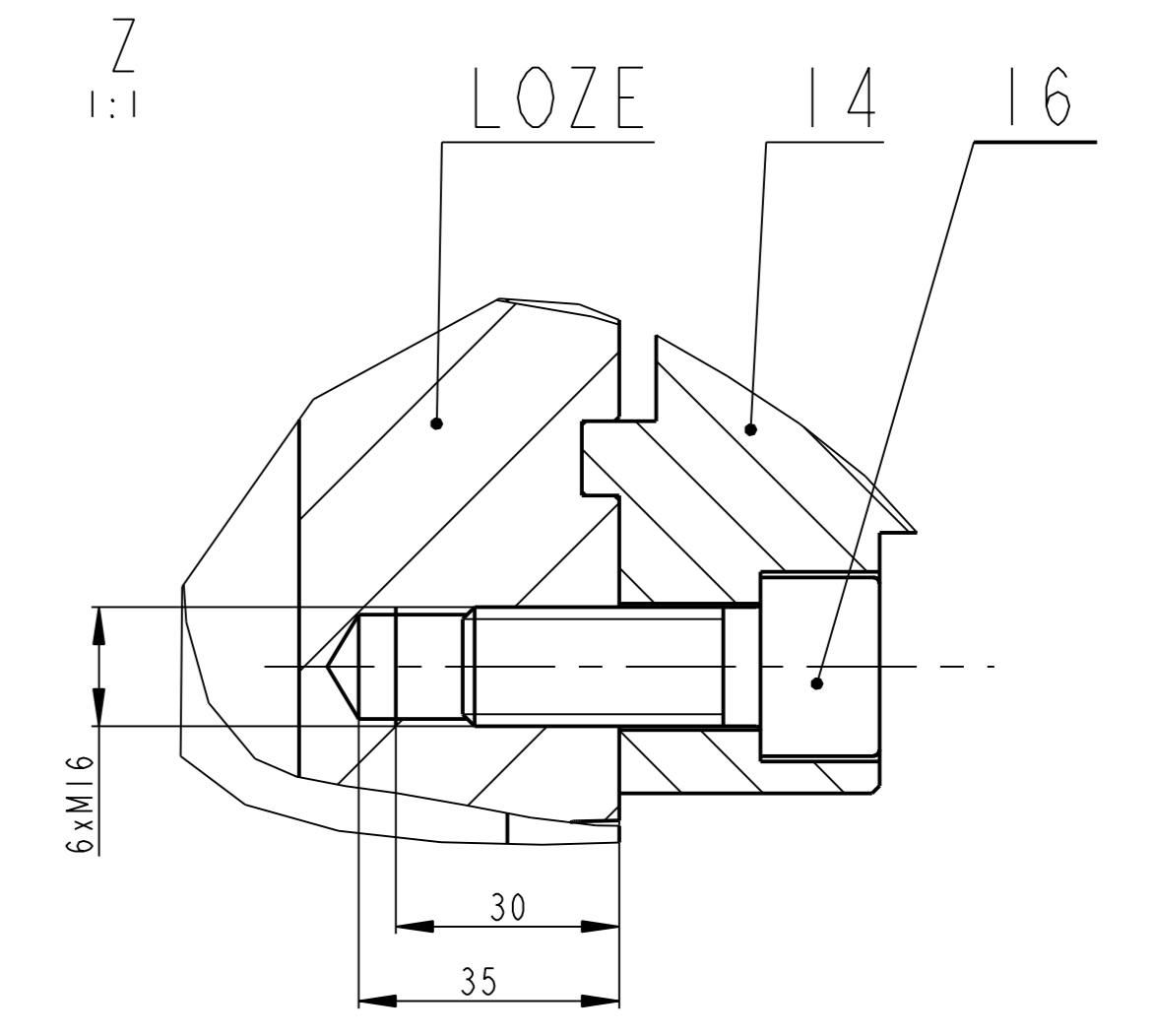
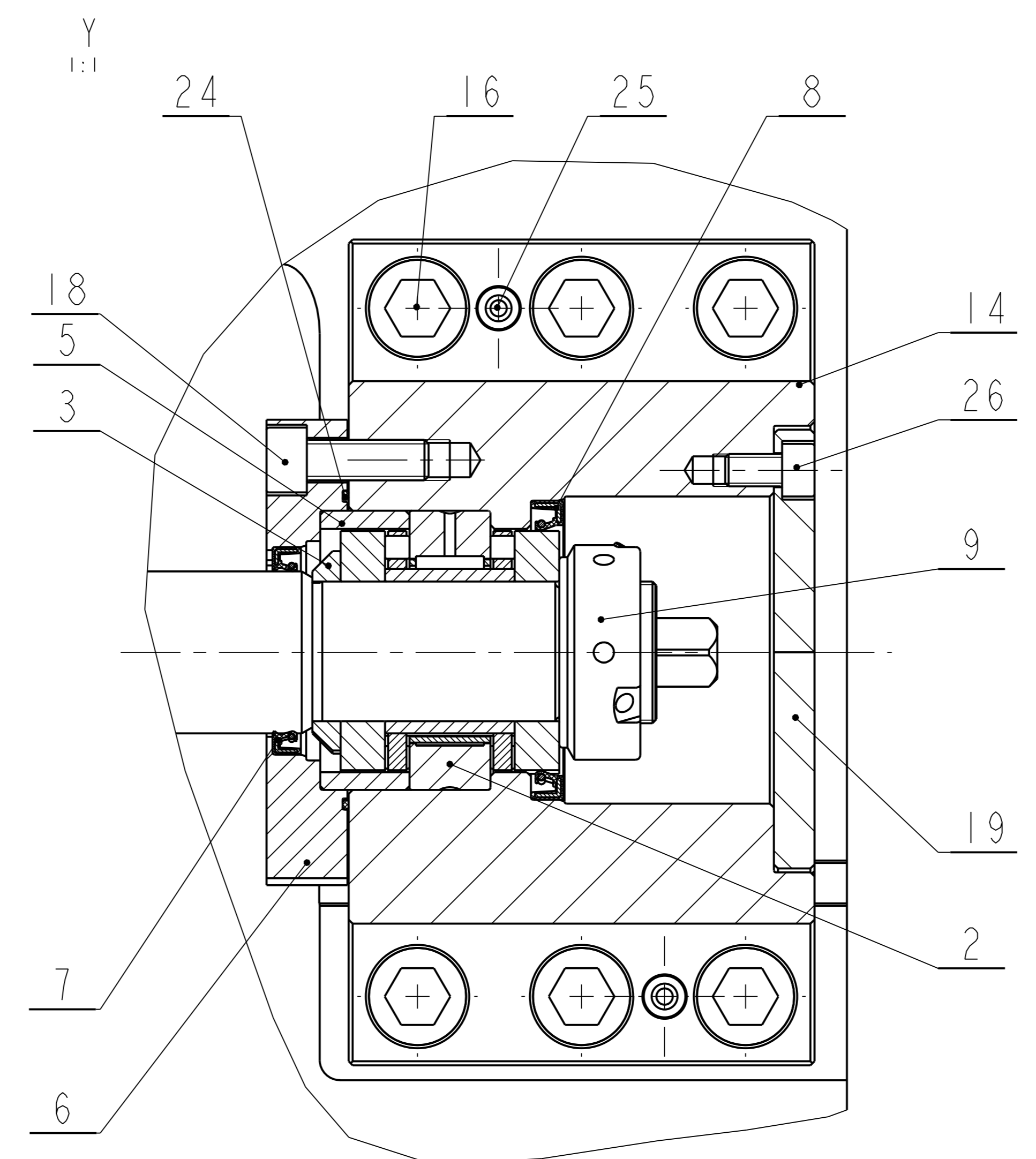
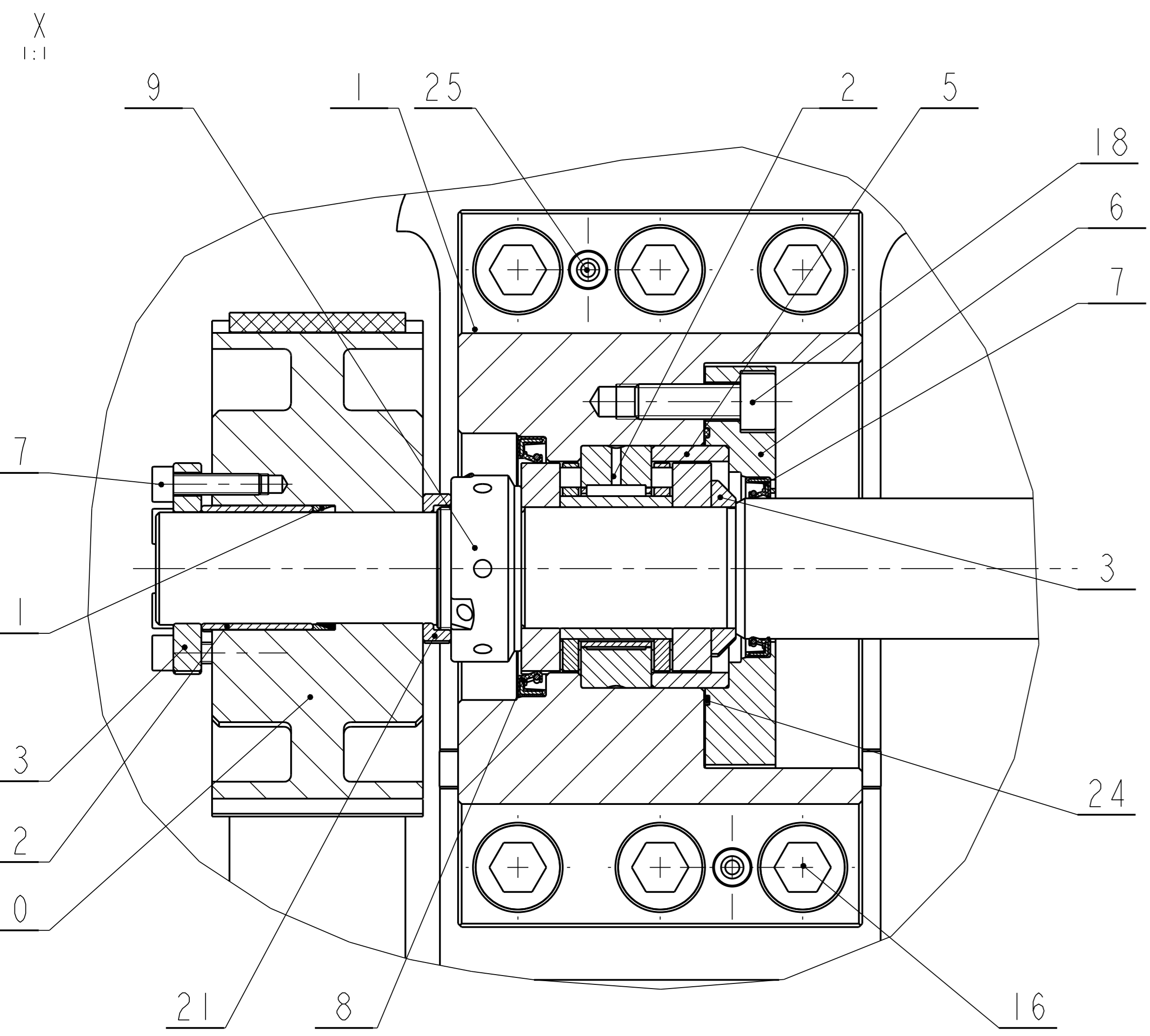
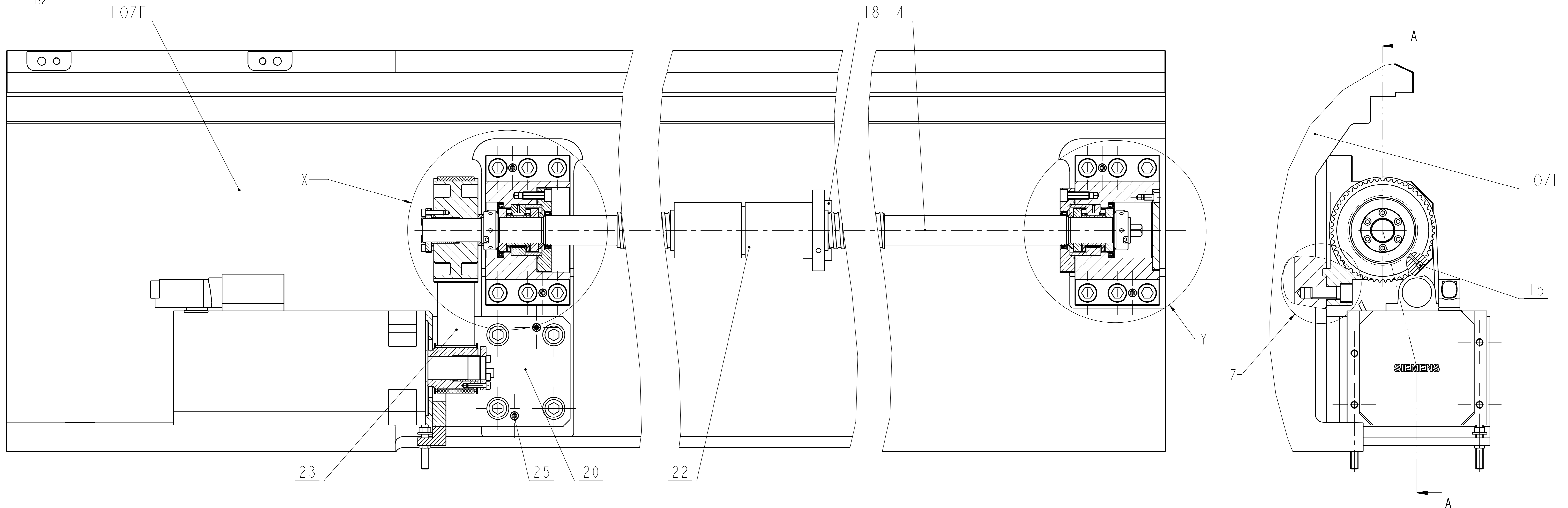
Ra3.2/ (✓)



	KR 120 A - 25	CSN 42 5510	11 500	1.032	00004	6	
Pocet kusu / Quantity	Název - rozmer / Title - size	Polotovary / Blank	Material konecny/výchozí / End material/Material	T.odp. / Weight	C.hmot. / Row weight	hr.hmot. / Drawing asm. No.	C. výkr. sestavy / Pos.
	Datum / Jmeno/Name	Datum / Name					
Kreslil / DWN.	27-Feb-14 KECKSTEIN	Technolog/ist					
Prezk. /CHK		Prezk. /CHK					
Schval. /APP		Schval. /APP					
	index/No	Schvalil/Apr.	popis zmeny/change		Datum	Podpis/Name	
			Poznámka/Note:				
Methode 1 / ISO 128	TOLERANCE / TOLEROVANI / ISO 80015 / ISO 2768mK	Soubor-model/PART-file / Soubor-vykres/DRW-file	SU840-A004-PRIRUBA-04005 / SU840-A004-PRIRUBA-04005	Meritko / SCALE	C.sestavy / Assembly No.	00004	
Název / Title			PRIRUBA		CISLO VYKRESU /DRAWING NO.		Format SIZE
					04005		3
			List/sheet 1		pocet listu/ no.sheets 1		

A-A
1:2

✓(✓)



VSEOBECNE PODMINKY:
 POZ. 16, 17, 18, 23 POJISTIT ZAJISTOVACEM SROUBY LOCTITE 243
 POSTUP MONTAZE:
 1. MATICE POZ. 9 UTAHNOUT MOMENTEM 345 N.m
 2. UTAHNOUT SROUBY POZ. 16 NA POZ. 1 MOMENTEM 145 N.m
 3. PO USTAVENI ZAKOLIKOVAT POZ. 1 A LOZE KOLIKEM POZ. 25
 4. PRI MONTAZI ZHOTOVIT ZAVITOVE DIRY V LOZI PRO SROUBY POZ. 16
 5. UTAHNOUT SROUBY POZ. 16 MOMENTEM 145 N.m
 6. PO USTAVENI ZAKOLIKOVATK POZ. 14 A LOZE KOLIKEM POZ. 25
 7. PO USTAVENI ZAKOLIKOVATK POZ. 20 A LOZE KOLIKEM POZ. 25

Priloha	Datum	Priloha	Datum	Priloha	Datum
1	27-Feb-14	1		1	



OPVK ENGINEERING	OPVK REKSTEIN	OPVK REKSTEIN	OPVK REKSTEIN	OPVK REKSTEIN	OPVK REKSTEIN
121-090	121-090	121-090	121-090	121-090	121-090
121-090	121-090	121-090	121-090	121-090	121-090
121-090	121-090	121-090	121-090	121-090	121-090

POHON PODELNEHO SUPORTU

0004

Pocet kusů	Název - rozmer	Polotovár	Material konečný / vchozí	T.odp	C.hmot.	Hr.hmot.	Císlo výkresu	Poz.
Quantity	Title - size	Blank	End material/material		Weight	Raw weight	Drawing No.	Pos.
1	PREDNI LOZISKOVY DOMEK 4HR 150 - 210	CSN 42 5520	11 500		0.012		04000	1
2	LOZISKO LKSN 3570	KS KURIM			0.879			2
2	DISTANCNI KROUZEK KR 50 A - 11	CSN 42 5510	11 500		0.041		04002	3
1	KULICKOVY SROUB 50x10	KS KURIM	42CrMo4		46.605		04003	4
2	DISTANCNI KROUZEK TR KR 76 x 9 - 26	CSN 42 5715	11 523		0.159		04004	5
2	PRIRUBA KR 120 A - 25	CSN 42 5510	11 500		1.032		04005	6
2	TESNENI TREA00400	TRELLEBORG			0.013			7
2	TESNENI TRAA00600	TRELLEBORG			0.027			8
2	MATICE KMTA 7	SKF			0.185			9
1	REMENICE P56-8M-50 P56-8M-50	CONTITECH	9SMn28K		4.419		04010	10
1	ROZPERNE KROUZKY RLK300_32x36	RINGSPANN			0.010			11
1	DISTANCNI KROUZEK TR KR 38 x 4 - 34	CSN 42 6711	11 523		0.048		04012	12
1	PRIRUBA KR 60 A -12	CSN 42 5510	11 500		0.113		04013	13
1	ZADNI LOZISKOVY DOMEK 4HR 150 - 210	CSN 42 5520	11 500		0.014		04014	14
2	MAZ. HLAV. TRYCHTYROVA D1a d8	HENNLICH			0.005			15
12	SROUB M16x50	CSN 02 1143			0.107			16
6	SROUB M6x25	CSN 02 1143			0.009			17
20	SROUB M10x30	CSN 02 1143			0.032			18
1	VIKO KR 115 A - 14	CSN 42 5510	11 500		0.699		04015	19
1	NAPINANI	SESTAVA			31.391		00205	20

	Datum	Jmeno/Name		Datum	Name				
Kreslil /DWN.	27-Feb-14	KECKSTEIN	Techno-log/ist						
Prezk. /CHK			Prezk. /CHK						
Schval. /APP			Schval. /APP						
				Index/No.	Schvalil/Appr.		popis zmeny/change	Datum	Podpis/Name

 OPVK ENGINEERING <small>Vsechna práva vyhrazena/ All rights reserved</small>	Soubor-model/ASM-file SU840-A000-POH_PODEL_SUP-00004 Soubor-vykres/DRW -file SU840-A000-POH_PODEL_SUP-00004		Meritko 1:2 SCALE	C.hmotnost sestavy/ Asm. weight 121.690 C.sestavy / Assembly No. 00000 Typ/Type SU840
	Methode 1 ISO 128  TOLERANCE/TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mK			CÍSLA VÝKRESU /DRAWING NO. 00004 List/sheet 2 počet listů/ no.sheets 3
Název / Title POHON PODELNEHO SUPORTU				Format SIZE 4

Pocet kusů	Název - rozmer	Polotovár	Material konečný / vychozí	T.odp	C.hmot.	Hr.hmot.	Císlo výkresu	Poz.
Quantity	Title - size	Blank	End material/material		Weight	Raw weight	Drawing No.	Pos.
1	DISTANČNÍ KROUZEK TR KR 42.4 x 5.6 - 12	CSN 42 5715	11 523		0.028		04021	21
1	KULICKOVÁ MATICE K50x10-3AP+A/1 IT5	KS KURIM			4.999			22
1	REMEN HTD720-8M-50	CONTITECH			0.260			23
2	O-KROUZEK OR2007600	TRELLEBORG			0.007			24
6	VALCOVÝ KOLÍK 10x50	ISO 8733			0.001			25
4	SROUB M8 x 14	CSN 02 1143			0.013			26

	Datum	Jmeno/Name		Datum	Name				
Kreslil / DWN.	27-Feb-14	KECKSTEIN	Techno-log / ist						
Prezk. / CHK			Prezk. / CHK						
Schval. / APP			Schval. / APP						
				Index/No.	Schvalil/Appr.		popis zmeny/change	Datum	Podpis/Name



**OPVK
ENGINEERING**

Vsechna práva vyhrazena/
All rights reserved

Poznámka/Note:

C.hmotnost sestavy /
Asm. weight 121.690

Methode 1
ISO 128

TOLERANCE/
TOLEROVANI
ISO 80015
ISO 2768mK

Soubor-model/ASM-file SU840-A000-POH_PODEL_SUP-00004
Soubor-vykres/DRW-file SU840-A000-POH_PODEL_SUP-00004

Meritko
SCALE **1:2**

C.sestavy /
Assembly No. 00000
Typ/Type SU840

Název / Title

POHON PODELNEHO SUPORTU

CÍSLA VÝKRESU /DRAWING NO.

00004

Format
SIZE

4

List/sheet 3

pocet listu/ no.sheets 3