

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh univerzální CNC frézky

Autor: **Antonín Max**

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

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Antonín MAX**
Osobní číslo: **S14N0096P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Konstrukční návrh univerzální CNC frézky**
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:

Cílem práce je vypracovat přehled současného stavu používaných konstrukcí univerzálních CNC frézek s automatickým výměníkem. Návrh koncepce univerzální CNC frézky s automatickým výměníkem nástrojů. Prostorové uspořádání konstrukčního řešení. Výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů, dimenzování pohonů pro jednotlivé osy. MKP analýza navržené konstrukce. Výrobní a výkresová dokumentace.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Přehled používaných konstrukcí pro univerzální CNC frézky s automatickým výměníkem
2. Návrh koncepce univerzální CNC frézky s automatickým výměníkem nástrojů
3. Výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů, dimenzování pohonů pro jednotlivé osy
4. MKP analýza navržené konstrukce
5. Výrobní a výkresová dokumentace

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 strojního inženýra. Brno: Computer Press, 1999

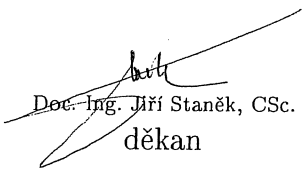
KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S., KRÓNEROVÁ, E. Obecné strojní části 2. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011

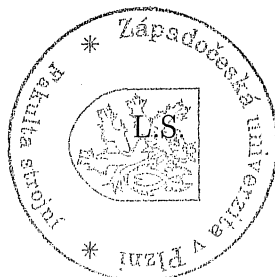
VOJNA, J., HUDEC, Z. System of automatic tool change. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2005

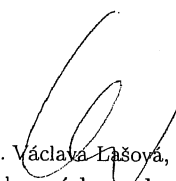
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

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: **22. září 2014**
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval mému vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Martinu Hynkovi, Ph.D., a konzultantům panu Jaroslavu Vykoukalovi a panu Doc. Ing. Zdeňkovi Hudcovi, CSc. za odborné vedení, poskytnutí cenných rad a připomínek vycházejících z praxe, které mi byly velkým přínosem při řešení diplomové práce.

Dále bych velice rád poděkoval mé rodině za podporu, kterou mi poskytovali po celou dobu mého studia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Max	Jméno Antonín	
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Jméno Martin	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh univerzální CNC frézky		

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

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	173	TEXTOVÁ ČÁST	71	GRAFICKÁ ČÁST	102
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	-----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje přehled současného stavu používaných konstrukcí univerzálních CNC frézek s automatickým výměníkem. Návrh koncepce univerzální CNC frézky s automatickým výměníkem nástrojů. Výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů, dimenzování pohonů pro jednotlivé osy. MKP analýza navržené konstrukce. Výrobní a výkresová dokumentace.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	konstrukce, CNC frézka, šroubový mechanismus, kuličkový šroub, lineární vedení, frézování, CAD, MKP

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Max	Name Antonín	
FIELD OF STUDY	2301T001 „Transport Vehicles and Handling Machinery“		
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	Engineering design of universal CNC milling machine		

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	173	TEXT PART	71	GRAPHICAL PART	102
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	-----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis includes The thesis includes research engaged in the structure of CNC milling machine with a automatic tool changer. Design concept of CNC milling machine with a automatic tool changer. Calculation of main machine parts, including dimensioning of actuators for individual axis. FEM analysis of the designed structure. Drawing documentation.
KEY WORDS	construction, CNC milling, ball screws, linear guides, milling, CAD, FEM

Obsah:

Symbole použité u výpočtu lineárního vedení	9
Symbole použité u výpočtu pohonu kuličkového šroubu	10
1 Úvod.....	13
1.1 Téma diplomové práce	13
1.2 Zadávající organizace	13
1.3 Technické parametry univerzální CNC frézky	13
2 CNC frézky s automatickým výměníkem nástrojů.....	14
2.1 Automatická výměna nástrojů.....	15
2.1.1 Nosné zásobníky.....	15
2.1.2 Skladovací zásobník.....	16
2.1.3 Kombinovaný zásobník.....	20
2.2 Rešerše používaných konstrukcí univerzálních CNC frézek	20
2.2.1 OPTIMill F 105	20
2.2.2 VF-3YT	21
2.2.3 DMC 650 V.....	21
2.2.4 Series 15	22
3 Konstrukční návrh univerzální CNC frézky	24
3.1 Rám stroje.....	25
3.2 Vřeteno a krytování přívodních kabelů.....	26
3.3 Posuvové mechanismy	28
3.3.1 Kuličkový šroub.....	29
3.3.2 Pohon kuličkového šroubu.....	30
3.4 Lineární vedení	31
3.5 Mazání	33
3.6 Výměník nástrojů.....	34
3.7 Kotevní desky a upínání příslušenství	35
4 Výpočet parametrů lineárního vedení	37
4.1 Rozměry a silový rozbor.....	37
4.2 Návrh zátěžových stavů	38
4.2.1 Výpočet složek řezné síly	38
4.2.2 Zatěžovací stavy	42
4.3 Doby běhu lineárního vedení a spektrum ujeté dráhy	44
4.3.1 Doba běhu při obrábění.....	44
4.3.2 Doba běhu při rychloposuvu.....	44
4.3.3 Spektrum ujeté dráhy.....	44
4.4 Kontrola valivých jednotek	45
4.4.1 Poloha, počet a parametry valivých jednotek	45
4.4.2 Vektory sil a momenty v počátku souřadnic pro zatěžovací stavy 1 - 8	45
4.4.3 Síly působící na jednotky	46
4.4.4 Fiktivní a efektivní zatížení	46
4.4.5 Statická bezpečnost.....	47
4.4.6 Dynamická bezpečnost.....	47
5 Výpočet pohonů pro posuvové mechanismy	48
5.1 Specifikace motoru	48
5.1.1 Výpočet úhlové rychlosti a převodových poměrů.....	49
5.2 Specifikace vstupního převodu ozubeným řemenem	49
5.2.1 Návrh řemene.....	49
5.2.2 Návrh malé řemenice	51

5.2.3	Výpočet velikosti velké řemenice.....	51
5.2.4	Výpočet šířky řemene.....	51
5.2.5	Volba počtu zubů a délky řemene.....	52
5.2.6	Výpočet skutečné osové vzdálenosti.....	53
5.2.7	Kontrola řemene.....	53
5.2.8	Výpočet předepínací síly a průhybu řemene.....	54
5.3	Spojení řemenice s hřídelí.....	56
5.4	Kontrola setrvačných hmot.....	56
5.4.1	Výpočet momentů setrvačnosti.....	57
5.4.2	Kontrola snížení dynamické stability-překmit.....	57
5.5	Shrnutí použitých komponent.....	58
6	MKP analýza navržené konstrukce.....	59
6.1	MKP model.....	59
6.2	Definice okrajových podmínek.....	62
6.3	Výsledky MPK analýzy.....	64
7	Výkresová dokumentace.....	67
8	Závěr.....	67
	Použitá literatura.....	68
	Seznam obrázků.....	69
	Seznam tabulek.....	71
	Seznam příloh.....	71

Symboly použité u výpočtu lineárního vedení

Symbol	Název symbolu	Jednotky
a	zrychlení	m.s^{-2}
a_e	šířka řezu	mm
a_p	hloubka řezu	mm
C	dynamická únosnost valivé jednotky	N
C_0	statická únosnost valivé jednotky	N
D_c	průměr středu destiček	mm
D_v	průměr nástroje	mm
F_{A1}, F_{A2}, F_{A2}	axiální složky řezných sil	N
$F_{A1i}, F_{A2i}, F_{B1i}, F_{B2i}$	celkové fiktivní zatížení valivé jednotky	N
$F_{A1M}, F_{A2M}, F_{B1M}, F_{B2M}$	maximální efektivní zatížení na valivé jednotky	N
F_{A1yi}, F_{A1xi}	složky sil působící na valivou jednotku A1	N
F_{A2yi}, F_{A2xi}	složky sil působící na valivou jednotku A2	N
F_{B1yi}, F_{B1xi}	složky sil působící na valivou jednotku B1	N
F_{B2yi}, F_{B2xi}	složky sil působící na valivou jednotku B2	N
F_{C1} až F_{C8}	vektor celkových sil pro zátěžové stavy	N
$F_{deA1i}, F_{deA2i}, F_{deB1i}, F_{deB2i}$	dynamické ekvivalentní zatížení na valivé jednotky	N
$F_{eA1i}, F_{eA2i}, F_{eB1i}, F_{eB2i}$	efektivní zatížení na valivé jednotky	N
F_o, F_z	maximální obvodová složka řezné síly	N
F_p	posuvová síla	N
F_0	předpětí valivé jednotky	N
F_{R1}, F_{R2}, F_{R3}	radiální složky řezných sil	N
F_v	tíhová síla vřetene	N
F_z	tíhová síla vřetene	N
$F_{Xi}, F_{Yi}, F_{Zi}, F_{Si}$	vektory sil v počátku valivých jednotek	N
F_1, F_2, F_2	obvodové složky řezných sil	N
f_n	posuv na otáčku	mm
f_z	posuv na zub	mm
h_{ex}	maximální tloušťka třísky	mm
iC	průměr destičky	mm
κ	nastavení hlavního ostří	°

k_c	měrný řezný odpor materiálu	N/mm ²
$L_{A1}, L_{A2}, L_{B1}, L_{B2}$	délková životnost valivých jednotek	m
L_R	délka pojezdu rychloposuvem	m
l_{Si}	spektrum ujeté dráhy	mm
L_x	vzdálenost vodících drah	mm
L_z	vzdálenost vodících vozíků	mm
M_L	potřebný moment vřetene	N.m
M_{c1} až M_{c8}	vektor celkových momentů pro zátěžové stavy	N.m
M_{Xi}, M_{Yi}, M_{Zi}	vektory momentů v počátku valivých jednotek	N.m
n	otáčky vřetene	1/min
n_c	celkový počet vodících vozíků	-
n_d	počet vodících drah	-
n_v	počet vozíků na jedné dráze	-
P_c	potřebný výkon vřetene	W
q_1, q_2, q_3, q_4	poměrné doby běhu pro operace obrábění	-
q_{R5}, q_{R6}	poměrné doby běhu pro rychloposuv	-
$r_{1p}, r_{2p}, r_{3p}, r_{4p}$	počáteční polohové vektory působíště sil	m
r_1, r_2, r_3, r_4	polohové vektory působíště sil se zdvihem	m
$S_{dA1}, S_{dA2}, S_{dB1}, S_{dB2}$	dynamická bezpečnost valivých jednotek	-
$S_{0A1}, S_{0A2}, S_{0B1}, S_{0B2}$	statická bezpečnost valivých jednotek	-
T_0	celková doba běhu obrábění a rychloposuvu	hod
T_1 až T_8	doba běhu pro jednotlivé zátěžové stavy	hod
v_c	řezná rychlost	m/min
$v_{s1}, v_{s2}, v_{s3}, v_{s4}$	posuvová rychlost pro zátěžové stavy	m/min
v_R	posuvová rychlost pro rychloposuv	m/min
Z_n	počet zubů	-

Symbole použité u výpočtu pohonu kuličkového šroubu

Symbol	Název symbolu	Jednotky
a_x	skutečná osová vzdálenost	mm
a_{xcalc}	výpočtová osová vzdálenost řemenic	mm
β_x	úhel opásání malé řemenice	°
b_x	šířka řemene	mm

b_{1x}	šířka malé řemenice	mm
b_{2x}	šířka velké řemenice	mm
c_0	celkový součinitel provozu	-
c_1	součinitel zubů v záběru	-
c_2	součinitel zátěže	-
c_3	součinitel zrychlení	-
c_4	součinitel únavy	-
c_5	součinitel délky pásu	-
d_{a1x}	vnější průměr malé řemenice	mm
d_{a2x}	vnější průměr velké řemenice	mm
d_{v1x}	vnitřní průměr malé řemenice	mm
d_{v2x}	vnitřní průměr velké řemenice	mm
d_{w1x}	roztečný průměr malé řemenice	mm
d_{w2x}	roztečný průměr velké řemenice	mm
F_{ex}	zkušební síla	N
F_{Mx}	maximální zatížení	N
F_{statx}	předepínací síla	N
F_{sXT}	transformovaná matice posuvové síly	N
F_{ux}	efektivní síla	N
F_{uzulx}	efektivní únosnost řemene	N
F_{vx}	únosnost řemene	N
h_x	stoupání šroubu	mm
i_{1rsx}	finální převodový poměr	1/m
i_{1sx}	celkový převod	1/m
i_{1rx}	vstupní převod	1/m
J_{rsx}	moment setrvačnosti kuličkového šroubu	kg.m ²
J_{spr2x}	moment setrvačnosti pouzdra redukovaný na hřídel	kg.m ²
J_{sp1x}, J_{sp2x}	moment setrvačnosti upínacích pouzder	kg.m ²
J_{1posx}	moment setrvačnosti posuvového mechanismu	kg.m ²
J_{1msx}	moment setrvač. posouvající skupiny reduk. na hřídel	kg.m ²
J_{1rsx}	moment setrvač. kulič. šroubu redukovaný na hřídel	kg.m ²
J_{1rx}	moment setrvačnosti vstupního převodu	kg.m ²
J_{1r1x}, J_{1r2x}	moment setrvačnosti malé a velké řemenice	kg.m ²

J_{1r2x}	moment setrvač.velké řemenice redukováný na hřídel	kg.m^2
J_{1x}	moment setrvačnosti motoru	kg.m^2
L_{fx}	volná délka řemene	mm
L_{wx}	délka řemene	mm
M_{max}	potřebný moment motoru	N.m
m_x	hmotnost posouvajících skupin	kg
m_{1x}	hmotnost malé řemenice	kg
m_{2x}	hmotnost velké řemenice	kg
M_{1x}	jmenovitý moment motoru	N.m
M_{10x}	statický moment motoru	N.m
M_{24x36}, M_{25x42}	moment přenositelný upínacím pouzdem	N.m
η_{1s0x}	počáteční odhad účinnosti	-
n_{max}	maximální otáčky šroubů	1/min
n_{1x}	přenášené otáčky	1/min
n_x	jmenovité otáčky motoru	1/min
P_{max}	potřebný výkon motoru	W
P_{Rx}	přenositelný výkon řemene	kW
P_x	výkon motoru	W
ρ	hustota oceli	kg/m^3
t_{ex}	průhyb řemene	mm
t_x	rozteč zubů řemene	mm
μ_{px}	překmit	-
v_{Rx}	rychlost rychloposuvu	m/min
ω_{1x}	úhlová rychlost	rad/min
X_{ax}	poměr výpočtové osové vzdálenosti a rozteče	-
X_{ex}	charakteristická hodnota předpětí	-
Z_x	počet zubů řemene	-
Z_{xcalc}	výpočtový počet zubů řemene	-
Z_{1x}, Z_k	počet zubů malá řemenice	-
Z_{2x}, Z_g	počet zubů velké řemenice	-
Z_{2calc}	výpočtový počet zubů velké řemenice	-

1 Úvod

1.1 Téma diplomové práce

Cílem této diplomové práce je vypracovat rešerši současných konstrukčních řešení v oblasti univerzálních CNC frézek s automatickou výměnou nástrojů. Následně navrhnout konstrukční řešení CNC frézky s automatickým výměníkem nástrojů, včetně prostorového uspořádání. Toto řešení poté detailněji rozpracovat, vytvořit 3D model pomocí CAD softwaru, který je podložený pomocí analytických a numerických výpočtů. Posledním krokem je vytvoření výkresové dokumentace pro finální konstrukční řešení.

1.2 Zadávající organizace

Společnost General Engineering Service s.r.o., která je zadavatelem této diplomové práce, působí na trhu již od roku 2008. Hlavním zaměřením této společnosti v dnešní době je činnost soustředující se na konstrukci a poskytování IT služeb.

1.3 Technické parametry univerzální CNC frézky

Návrh univerzální CNC frézky vychází z parametrů uvedených v tabulce 1.

Tab. 1 – Výchozí parametry univerzální CNC frézky

Pracovní rozsah		
Posuv v ose X / Y / Z	450 / 350 / 350	[mm]
Rychloposuv v ose X / Y / Z	25	[m/min]
Maximální zrychlení v ose X / Y / Z	5	[m/s ²]
Maximální posuvová síla v ose X / Y / Z	4.8	[kN]
Maximální posuvová rychlost v ose X / Y / Z	25	[m/min]
Vřeteno		
Upínač	HSK-A63 (DIN 69063-1)	
Maximální otáčky	15000	[ot/min]
Výkon vřetene	44	[kW]
Moment vřetene	50	[N.m]
Vnější průměr vřetene	170	[mm]
Hmotnost	63	[kg]
Výměník nástrojů		
Kapacita nástrojů	16	[ks]
Typ upínání nástroje	HSK	[-]
Doba výměny nástroje	1	[s]
Maximální hmotnost nástrojové jednotky	7	[kg]
Maximální délka nástrojové jednotky	250	[mm]
Maximální průměr nástroje	100	[mm]

2 CNC frézky s automatickým výměníkem nástrojů

Univerzální CNC frézky slouží pro výrobu rovinných, válcových, tvarových ploch a vrtacích operací v malosériové a středně sériové výrobě. Velikost pracovního prostoru se běžně pohybuje v rozsahu 0,3m-1m, pro jednotlivé osy X/Y/Z.

Nejčastější koncepce univerzálních CNC frézek je dělený otevřený rám viz. Obr. 1, nazývaný také „C-rám“. Tento typ rámu se vyznačuje horší tuhostí a větší hmotností oproti rámu uzavřenému („O-rám“). Výhodou je ale nižší omezení pracovního prostoru (maximální rozměry obrobku) a přístupnější konstrukce z pohledu manipulace obrobku. Proto pro univerzální CNC frézku, u které může docházet k časté výměně otočných stolů a obrábění různorodých obrobků, je tato konstrukce („C-rám“) nejčastěji používána.



Obr. 1 – Otevřený rám CNC frézky [24]

Jednotlivé části rámu jsou propojeny lineárními vedeními a kuličkovými šrouby. Lineární vedení, neboli profilové kolejnicové vedení, zajišťuje přesné posuvy v jednotlivých osách. Kuličkové šrouby slouží k přeměně rotačního pohybu na pohyb posuvný a přenosu silových účinků z elektromotoru na rám stroje. Tato konstrukce zaručuje vysokou polohovou přesnost při použití jednoduchého konstrukčního řešení. Pohyb v jednotlivých osách X/Y/Z je řešen různými způsoby, které jsou popsány pro lepší názornost přímo na reálných řešeních v kapitole 2.2.

CNC frézky jsou vybaveny ovládacím panelem a počítačovou jednotkou. Ovládací panel zobrazuje veškeré informace, které získává počítačová jednotka od systémů snímajících velikost rezné síly, rychlosti pohybů v jednotlivých osách, velikost vibrací, atd. Klávesnice, které jsou součástí ovládacího panelu, umožňují tvorbu CNC programu přímo na stroji a ruční ovládání jako na konvekčních strojích. Samozřejmostí je i možnost tvorby CNC kódu na počítači a následné nakopírování do stroje. Takto vybavené stroje zaručují rychlé a přesné obrábění s vysokou efektivitou s co nejnižší časovou a finanční náročností výroby.

2.1 Automatická výměna nástrojů

Princip automatické výměny nástroje, vychází z konstrukce stroje, množství potřebných nástrojových jednotek, prostorového uspořádání, hmotnosti používaných nástrojových jednotek, jednoduchosti a rychlosti výměny a dalších vlivů.

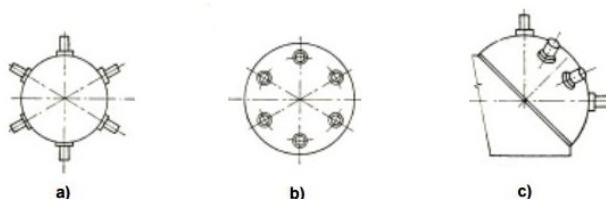
Celkový mechanismus se skládá ze zásobníku, manipulátoru a výměníku. O tom zda jsou použity všechny tři části, nebo pouze některé z nich, rozhodují právě podmínky zmíněné dříve.

Systém automatické výměny nástrojů lze rozdělit na skladovací, nosné, kombinované. Toto rozdělení vychází z faktu, zda konstrukce přenáší řezné síly či ne.

2.1.1 Nosné zásobníky

Nosné zásobníky pracují přímo v pracovním prostoru stroje a přenáší řezné síly do rámu stroje. Aby nedocházelo ke zmenšování pracovního prostoru, jsou tyto zásobníky relativně malé a tím i množství nástrojů je nízké. Konstrukce nosných zásobníků nepotřebuje výměník a manipulátor. Výhody této jednoduché konstrukce jsou rychlá výměna nástroje a vysoká spolehlivost. Nevýhodou zásobníku je nebezpečí kolize nástrojových jednotek s obrobkem v pracovním prostoru.

Konstrukce těchto zásobníků je založena na revolverové hlavě, která je osazena několika vřeteny. Tvar zásobníku vychází z polohy osy vřetene vůči ose otáčení revolverové hlavy. Na Obr. 2 jsou uvedeny tři druhy konstrukčních řešení. První konstrukční uspořádání (a) má vřetena uložené po obvodu revolverové hlavy. Osy vřeten leží v jedné rovině a tato rovina je kolmá na osu rotace hlavy. Druhé možné uložení vřeten je z čela revolverové hlavy (b). Osy vřeten a osa rotace jsou rovnoběžné. Poslední uspořádání je po povrchu kulové plochy (c). Osy vřeten a osa rotace revolverové hlavy prochází středem kulové plochy.



Obr. 2 – Rozdělení vřetenových revolverových hlav [18]

Na Obr. 3 je uveden příklad nosného zásobníku (nástrojová hlava) CT-20 společnosti Ciessetrade, s.r.o. Je navržen pro speciální stroje, je schopen provádět soustružení a frézování s vysokým výkonem a velkou produktivitou.

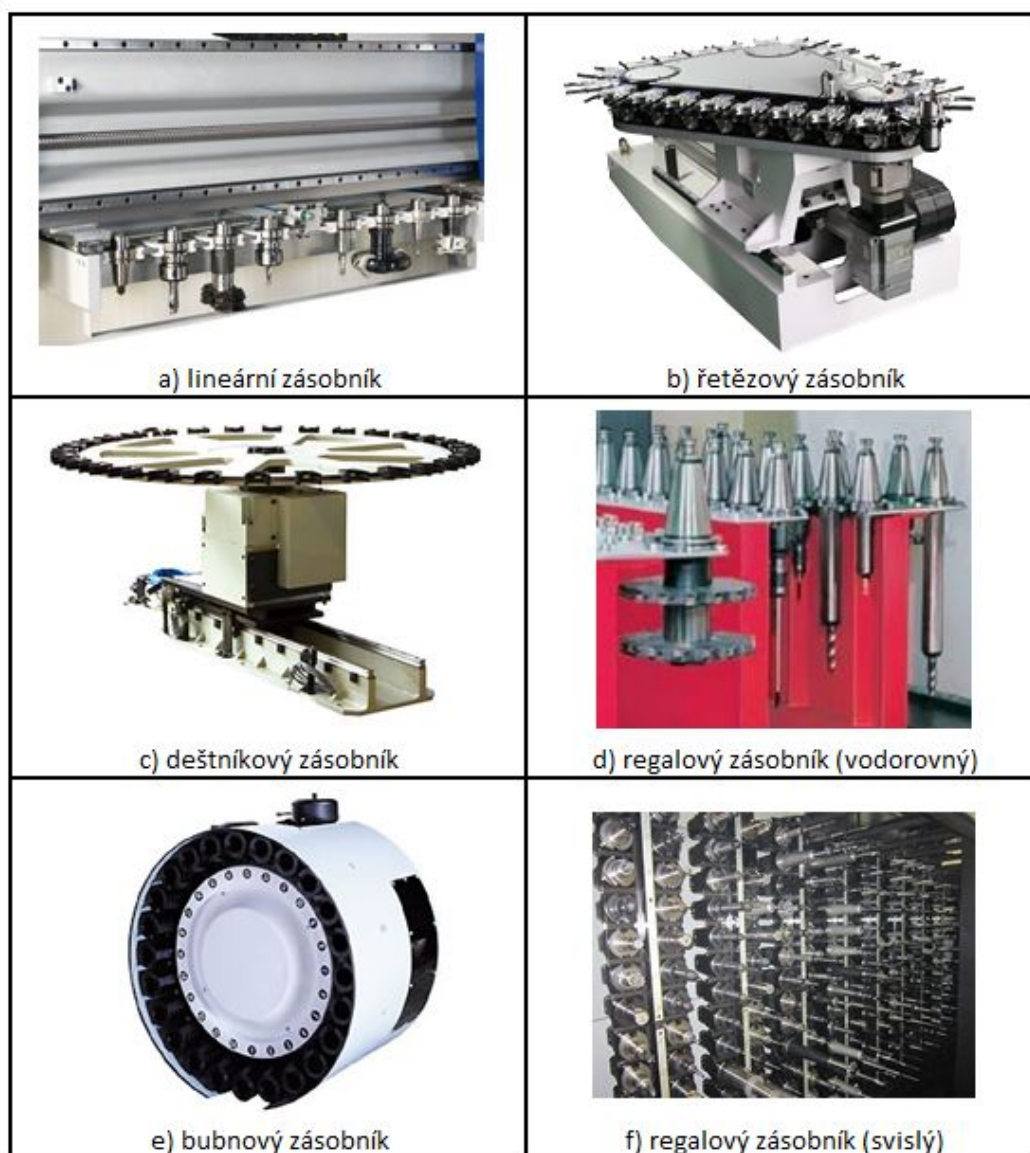


Obr. 3 – Nástrojová hlava CT-20 od společnosti Ciessetrade, s.r.o. [25]

2.1.2 Skladovací zásobník

Skladovací zásobník slouží pouze k bezpečnému uložení nástrojových jednotek a nepřenáší řezné síly. Systém je umístěn mimo pracovní prostor stroje a z toho důvodu kapacita zásobníku je omezena pouze půdorysnou plochou stroje. Další výhodou je uložení nástrojů mimo pracovní prostor, díky čemuž nemůže dojít k poškození nástroje kolizí s obrobkem jako u nosných zásobníků. Nevýhoda tohoto systému se projevuje s narůstajícím počtem nástrojových jednotek. Zásobník je uložen ve vzdálenější poloze od frézovacího vřetene a tím jsou do cyklu výměny zahrnuty další mechanismy (výměník, manipulátor). S přibývajícím počtem mechanismů narůstají konstrukční náklady, snižuje se spolehlivost a prodlužují se časy na výměnu nástroje.

První způsob rozdělení skladovacích zásobníků je založen na principu uložení nástroje, množství nástrojových jednotek a konstrukci zásobníku. Na Obr. 4 je uvedeno několik možných způsobů konstrukčního řešení. Druhý způsob dělení je závislý na principu výměny nástroje. Výměna nástroje probíhá přímo, pomocí výměníku nebo pomocí manipulátoru a výměníku.



Obr. 4 – Rozdělení zásobníků dle konstrukce

2.1.2.1 Přímá výměna nástroje (Pick-Up)

Přímá výměna nástroje nevyžaduje žádný další mechanismus pro cyklus výměny nástroje a proto je tato konstrukce je velice jednoduchá, spolehlivá a finančně nenáročná. Tento systém výměny nástrojů je využíván u malých obráběcích center s malokapacitními zásobníky.

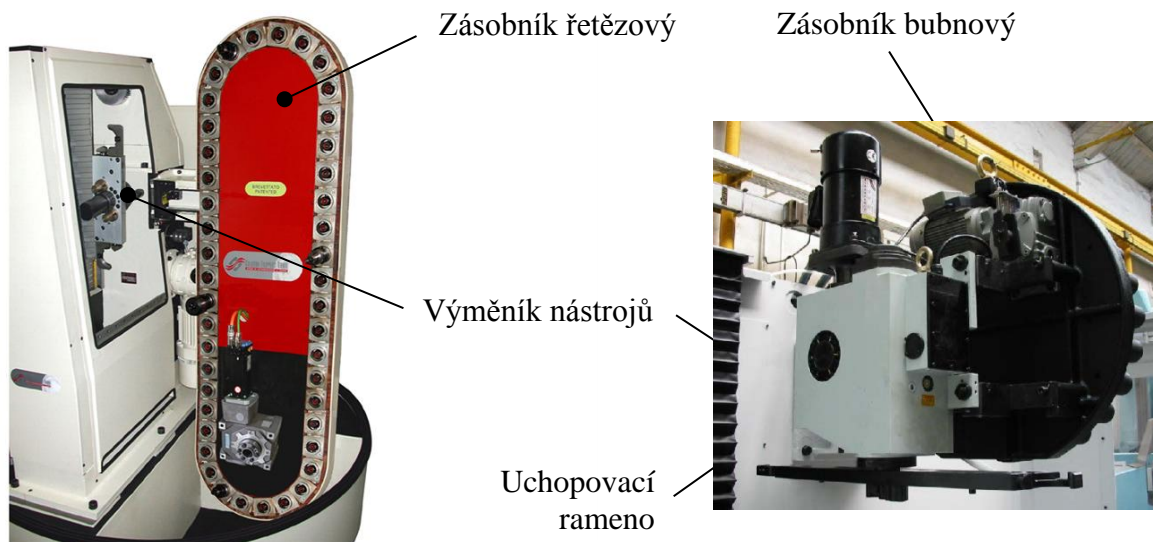
Výměna nástroje probíhá, vůči dále popsaným způsobům výměny dlouho. Nástroje jsou uloženy v zásobníku na pevně stanoveném místě. Po dokončení operace obrábění, vřeteno ukládá nástroj do zásobníku. Poté pomocí vlastních mechanismů stroje dojede vřeteno k dalšímu nástroji, uchopí nástroj a cyklus obrábění může pokračovat.



Obr. 5 – Přímá výměna nástroje [26]

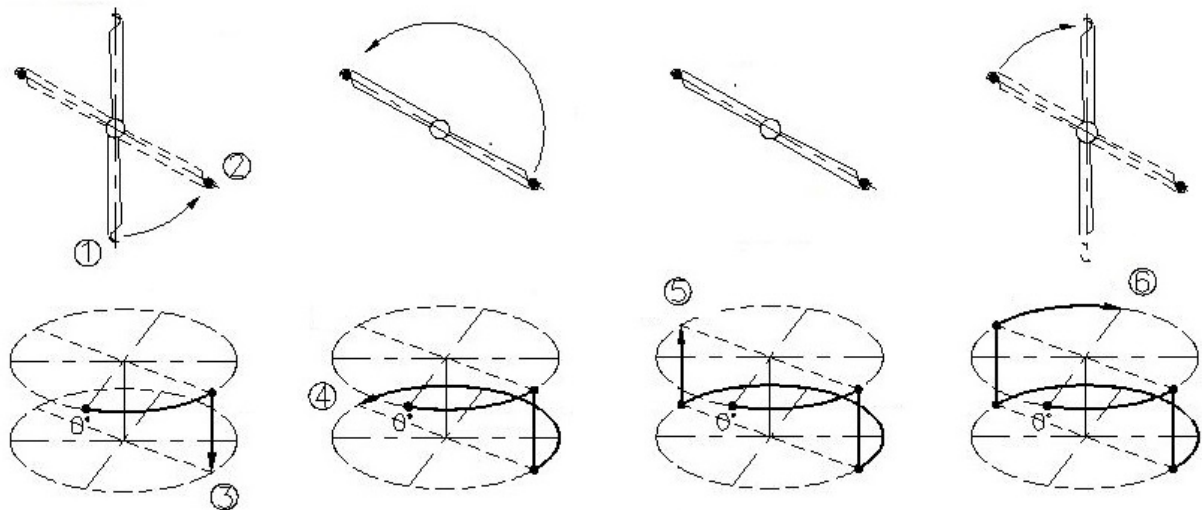
2.1.2.2 Zásobník + výměník nástrojů

Pro další princip výměny nástroje je mezi zásobník a vřeteno zařazen výměník nástrojů. Výhoda této konstrukce spočívá v možnosti použití více kapacitních zásobníků, jako jsou bubnový a řetězový. Na Obr. 6a je zobrazen řetězový zásobník s výměníkem nástrojů, kdy osy nástrojů jsou rovnoběžné s osou rotace výměníku. Na Obr. 6b je zobrazen bubnový zásobník s výměníkem. Osy nástrojů jsou kolmé na osu rotace výměníku, a proto je zásobník dále doplněn mechanismem pro vyklápění držáků nástroje do požadované polohy pro výměnu.



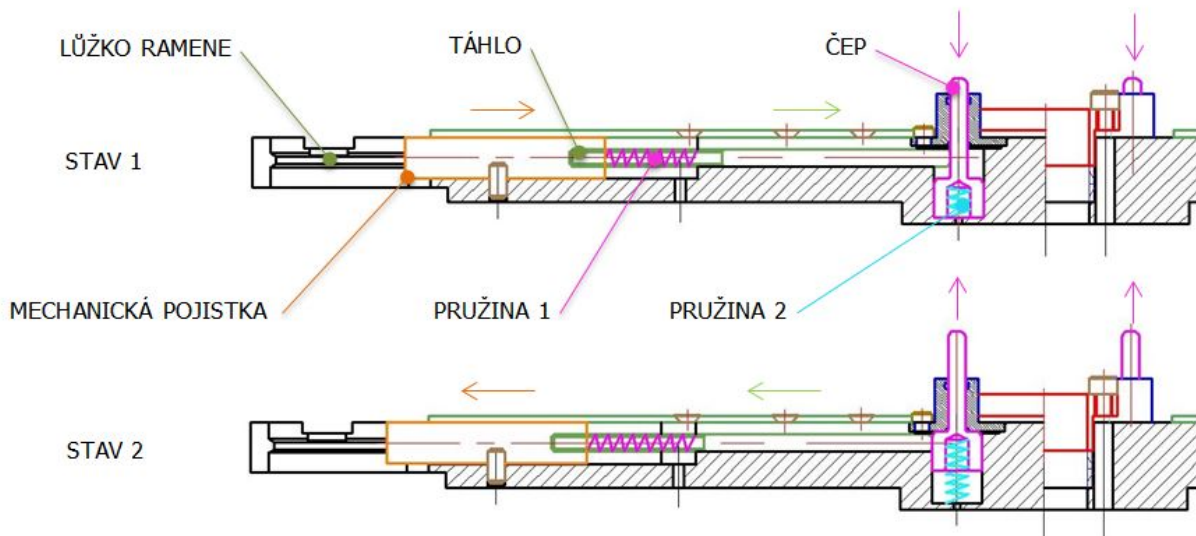
Obr. 6 – a) Řetězový zásobník s výměníkem, b) Bubnový zásobník s výměníkem

Princip výměny nástroje je zobrazen na Obr. 7. Prvním krokem výměny je natočení ramene z výchozí polohy (Obr. A – Bod 1) do pozice pro uchopení nástrojové jednotky (Obr. A - Bod 2). Po uvolnění nástrojové jednotky (vysunutí ramene) z vřetene a zároveň ze zásobníku (Obr. A - Bod 3) dojde k otočení ramene o 180° (Obr. B - Bod 4). Poté následuje nasunutí nástrojové jednotky (zasunutí ramene) do vřetene a zároveň do zásobníku (Obr. C - Bod 5). Posledním krokem je natočení ramene do výchozí polohy (Obr. D - Bod 6). Tímto krokem je ukončena výměna a obrábění pokračuje.



Obr. 7 – Princip výměny nástroje

Obr. 8 zobrazuje princip jištění resp. uvolnění nástroje v uchopovacím ramenu. Na začátku cyklu výměny nástrojových jednotek (STAV 1) je rameno v zasunutém stavu. Čep je zatlačen do dolní polohy. Dojde k přetlačení pružiny 2. Táhlo, ke kterému je připojena mechanická pojistka, se může volně pohybovat. K přetlačení pružiny 1 dojde, když je rameno v kontaktu s nástrojovou jednotkou – jak na straně zásobníku, tak i vřetene. Po najetí ramene na nástrojovou jednotku následuje odsunutí ramene (STAV 2). Následně nastane odlehčení čepu a pružina 2 posune čep nahoru. V této poloze čepu je zablokován volný pohyb táhla a zároveň i pohyb mechanické pojistky. Tím je zajištěno, že nedojde k vypadnutí nástrojové jednotky z lůžka ramene.

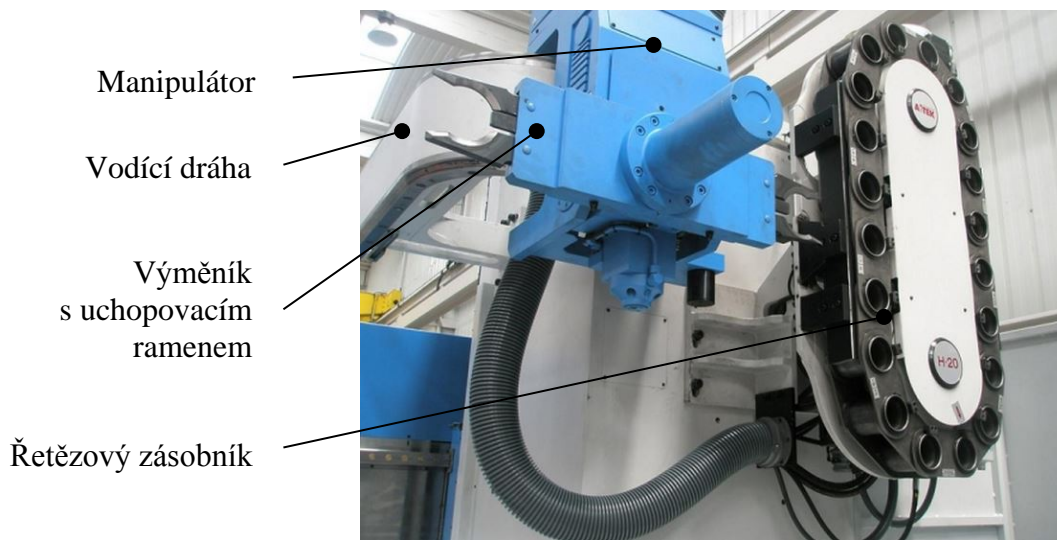


Obr. 8 – Princip funkce uchopovacího ramene

2.1.2.3 Zásobník + manipulátor + výměník

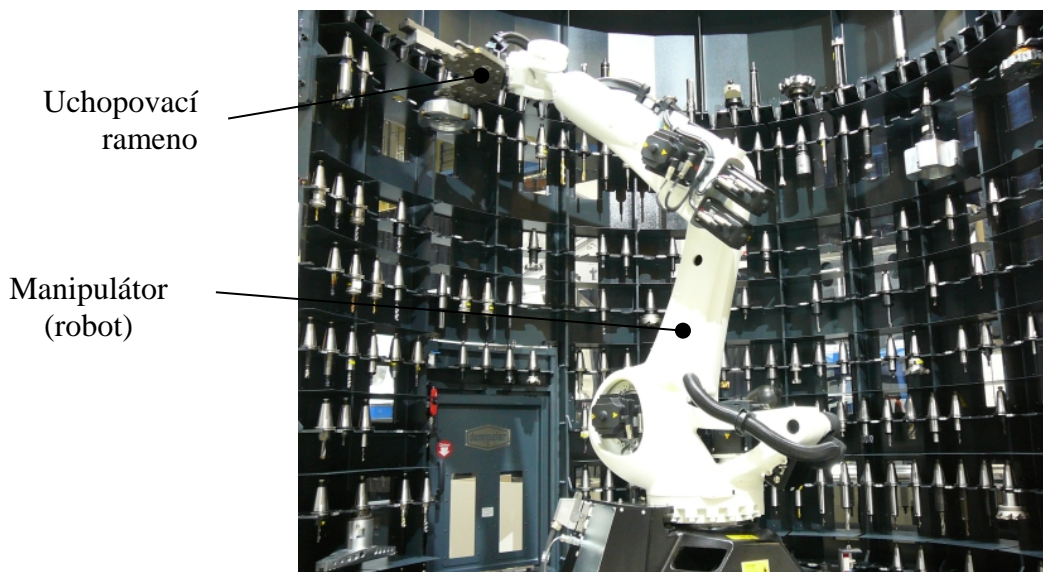
Poslední způsob výměny nástroje je systém, při kterém se využívá zásobníku, manipulátoru a výměníku nástrojů. Tento systém se používá u velkokapacitních zásobníků. Tyto zásobníky jsou často uloženy ve velké vzdálenosti od pracovního prostoru, a proto tuto vzdálenost už nelze překonat pouze výměníkem nástrojů.

Na Obr. 9 je první typ manipulátoru s pevně uchyceným výměníkem. Manipulátor je uložen na vodící dráze a nástroj je dopravován od zásobníku do polohy pro výměnu. Tento princip výměny se používá u zásobníků, které mají vlastní pohon pro posun nástrojů (např. řetězový nebo bubnový zásobník).



Obr. 9 – Výměník uložený na manipulátoru [27]

Jako manipulátor lze používat také průmyslový robot, který má na konci uchopovací rameno viz. Obr. 10. Tohoto systému se využívá hlavně u regálových zásobníků, které nemají žádný mechanismus posuvu nástrojů. Robot uchopí nástroj a provede výměnu nástroje.



Obr. 10 – Průmyslový robot [28]

Robot je možno použít i v kombinaci s předchozím způsobem. Robot přesune nástroj pouze do dalšího manipulátoru s výměníkem, který dopravuje nástroj dále.

2.1.3 Kombinovaný zásobník

Kombinovaný zásobník vznikl propojením předchozích dvou výměníků (nosných a skladovacích). Tento systém se využívá u konstrukčně složitých obráběcích center, která mají skladovací zásobníky a zároveň několika vřetenový nosný zásobník.

2.2 Rešerše používaných konstrukcí univerzálních CNC frézek

V této kapitole je provedena rešerše nejčastějších řešení konstrukce univerzálních CNC frézek s automatickým výměníkem. Tato rešerše slouží také jako inspirace pro vlastní návrh konstrukčního řešení univerzální CNC frézky s výměníkem.

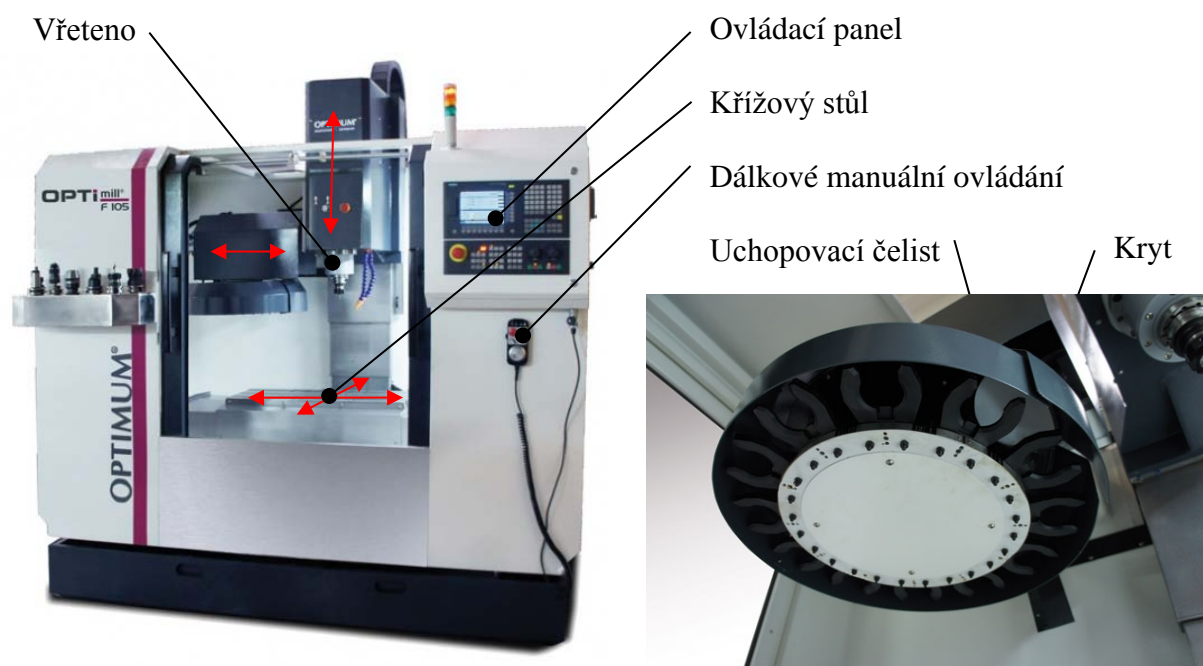
2.2.1 OPTIMill F 105

Univerzální CNC frézka OPTIMill F 105 je navržena a vyrobena společností Optimum Maschinen Germany. Společnost vyrábí široké spektrum obráběcích strojů, počínaje vrtačkami, soustruhy, frézky i brusky.

Stroj je osazen standardním vřetenem, které je poháněno servomotorem. Posuv v jednotlivých osách je zajištěn motory Siemens. Vřeteno je posouváno v Z-tovém směru a ostatní pohyby zajišťuje přesný křížový stůl. Všechna lineární vedení na stroji jsou vyrobena z ušlechtilé oceli. Mazání pohybových částí stroje zajišťuje centrální mazací soustava. Ovládací panel stroje je zabudován přímo do krytování. Součástí panelu je dálkové ovládání s elektronickým kolečkem, pro jednodušší ovládání stroje v manuálním režimu.

K uložení nástrojů slouží deštníkový zásobník, který je uložený na manipulátoru. Kapacita zásobníku je 14 nástrojů. Uváděná doba výměny nástroje dosahuje sedmi sekund.

Výměna nástroje probíhá v několika krocích. Vřeteno s nástrojovou jednotkou zaujme polohu pro výměnu nástrojů. Odsune se kryt, zásobník je posunut pomocí manipulátoru z výchozí pozice a prázdná uchopovací čelist je obsazena. Vřeteno uvolní nástrojovou jednotku a odsune se. Zásobník se pootočí, vřeteno se nasune a upne jednotku. Zásobník se vrátí do výchozí polohy a vlastní cyklus obrábění může pokračovat.



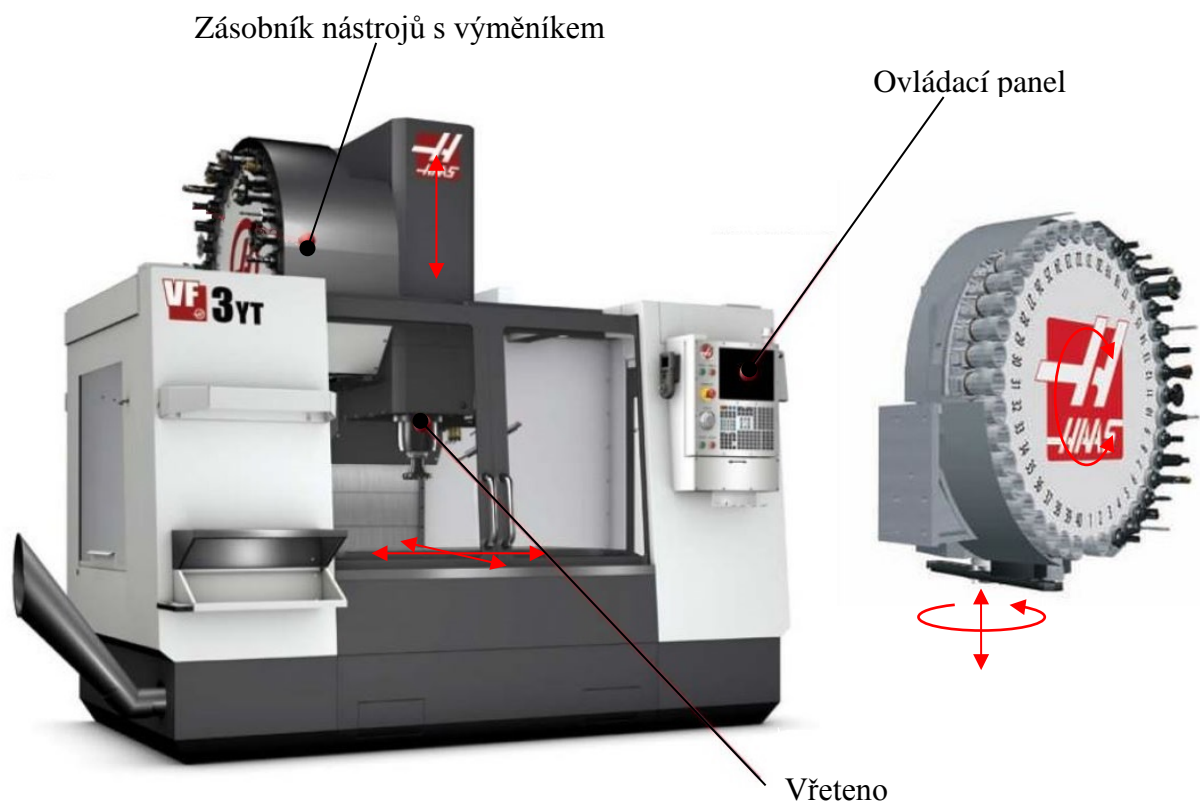
Obr. 11 – a) Konstrukce stroje OPTIMill F105; b) Výměník nástrojů [20]

2.2.2 VF-3YT

CNC frézka VF-3YT je vyráběna firmou Haas. Tento výrobce zásobuje trh velkou škálou soustružnických a frézovacích CNC obráběcích center. Dále se také zaměřuje na konstrukci rotačních strojů, které jsou dodávány jako příslušenství.

Stejně jako u předchozího stroje se vřeteno pohybuje pouze v Z-tovém směru a ostatní dva pohyby zajišťuje křížový stůl. Přesný pohyb v jednotlivých osách zajišťují lineární vedení a šroubové mechanismy poháněné servomotory. CNC frézka je řízena systémem Siemens z pevně zabudovaného ovládacího panelu v přední části.

Stroj je osazen bubnovým zásobníkem nástrojů s ramenovým výměníkem. Dodávaná kapacita zásobníku je v rozmezí 20-40 nástrojů a rychlost výměny nástroje je pět sekund. Výměník nástrojů je přišroubován k rámu stroje. Princip výměny nástroje je popsán v kapitole 2.1.2.2 Zásobník + výměník nástrojů.



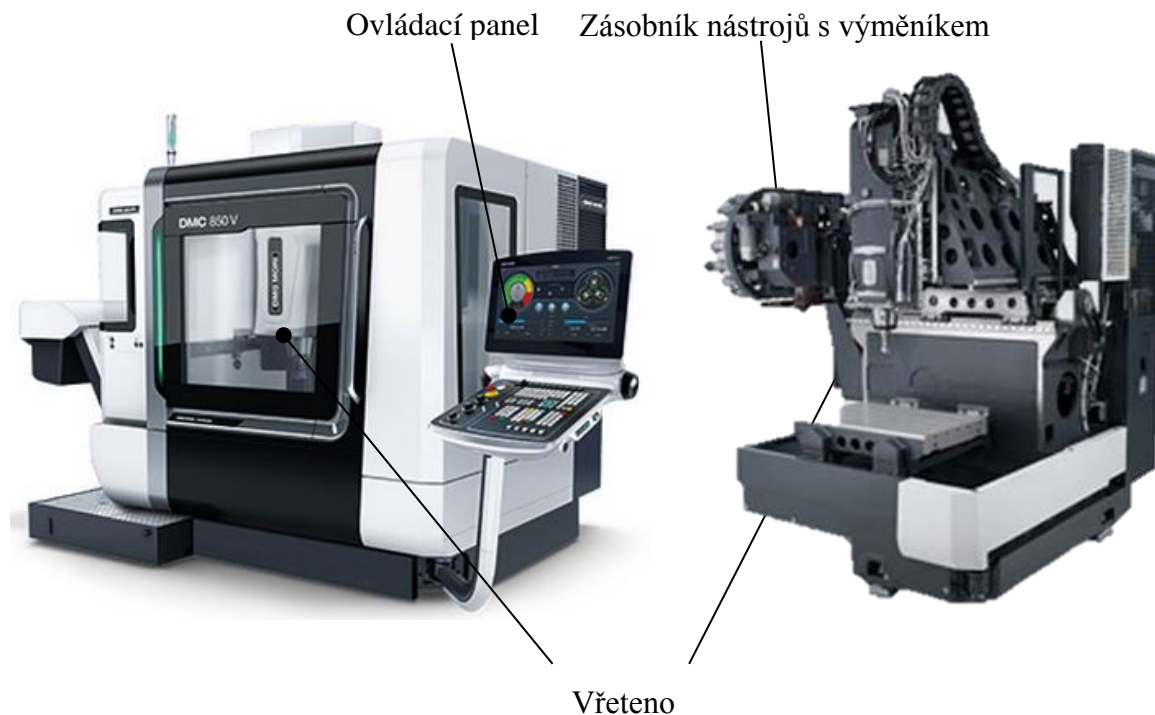
Obr. 12 – a) Konstrukce stroje VF-3YT b) Výměník nástrojů [21]

2.2.3 DMC 650 V

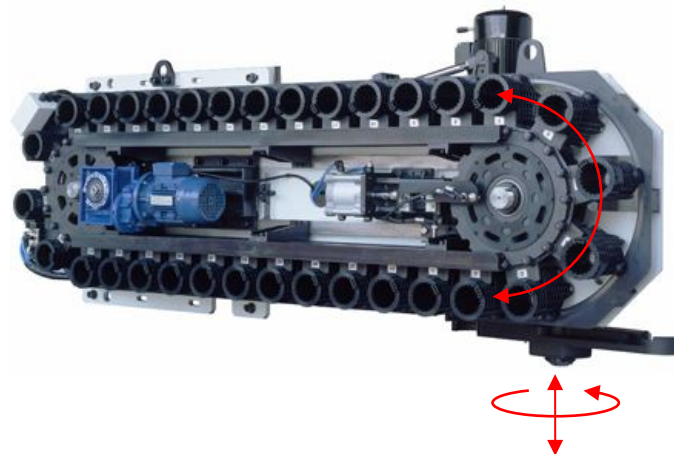
Dalším výrobcem na trhu, který vyrábí široké spektrum CNC obráběcích strojů, je společnost DMG Mori.

Tento stroj se od předchozích dvou odlišuje tím, že pohyby v jednotlivých osách X, Y, Z vykonává vřeteno. Jednotlivé rámy jsou uloženy na lineárních vedeních, která zaručují přesné polohování. O posuv se starají kuličkové mechanismy poháněné servomotory. Ovládací panel stroje je uložen na otočném rameni, které zlepšuje ovládání a nastavení stroje při manuálním režimu obsluhy.

Standardně jsou stroje dodávány s bubnovým zásobníkem a výměníkem. Pro zákazníky se zvýšenou potřebou z hlediska počtu nástrojů je možné jejich stroje doplnit řetězovým zásobníkem. Kapacita těchto zásobníků se pohybuje v rozsahu 40-120 nástrojů pro daný stroj. Doba výměny nástroje je pět sekund. Princip výměny nástroje je stejný jako u předchozího stroje, protože typově jde o zásobník s výměníkem.



Obr. 13 – a) Konstrukce stroje DMC650V b) Stroj bez krytování [22]



Obr. 14 – Řetězový výměník nástrojů

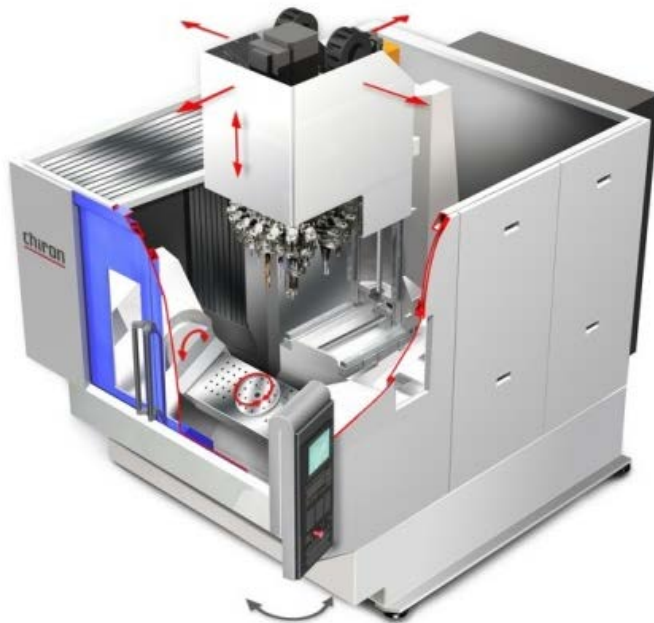
2.2.4 Series 15

Velice zajímavou konstrukci výměníku zabudovanou do CNC frézky přináší na trh společnost Chiron. Jejich výroba se zaměřuje pouze na CNC frézky.

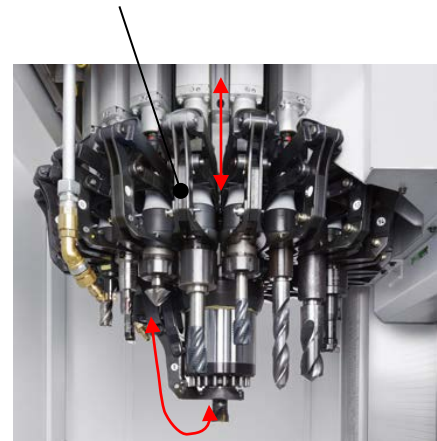
Stroj je založen na stejném principu posuvu v jednotlivých osách, jako předchozí stroj společnosti DMG Mori. Vřeteno, včetně zásobníku s výměníkem, se pohybuje ve třech osách (X, Y, Z). Standardně je stroj vybaven pevnou upínací deskou s T-drážkami.

Modulární stavba CNC frézky také umožňuje nahradit upínací desku rotačními stoly a rozšířit stroj o další dvě osy obrábění.

Zásobník s výměníkem nástrojů je přišroubován přímo k Z-tovému rámu stroje. Kapacita zásobníků dosahuje rozsahu 10-80 nástrojů. Tento typ výměny nástroje lze označit jako bubnový zásobník s výměníkem. Výměník je konstruován s jednočelistovým uchopovacím ramenem. Takto konstruovaný zásobník s výměníkem dosahuje časového intervalu výměny nástroje 1,7 sekundy. Osa nástrojové jednotky a osa vřetene jsou rovnoběžné. Každý nástroj má vlastní uchopovací rameno, které je neustále připraveno na výměnu nástrojové jednotky.



Pákový mechanismus



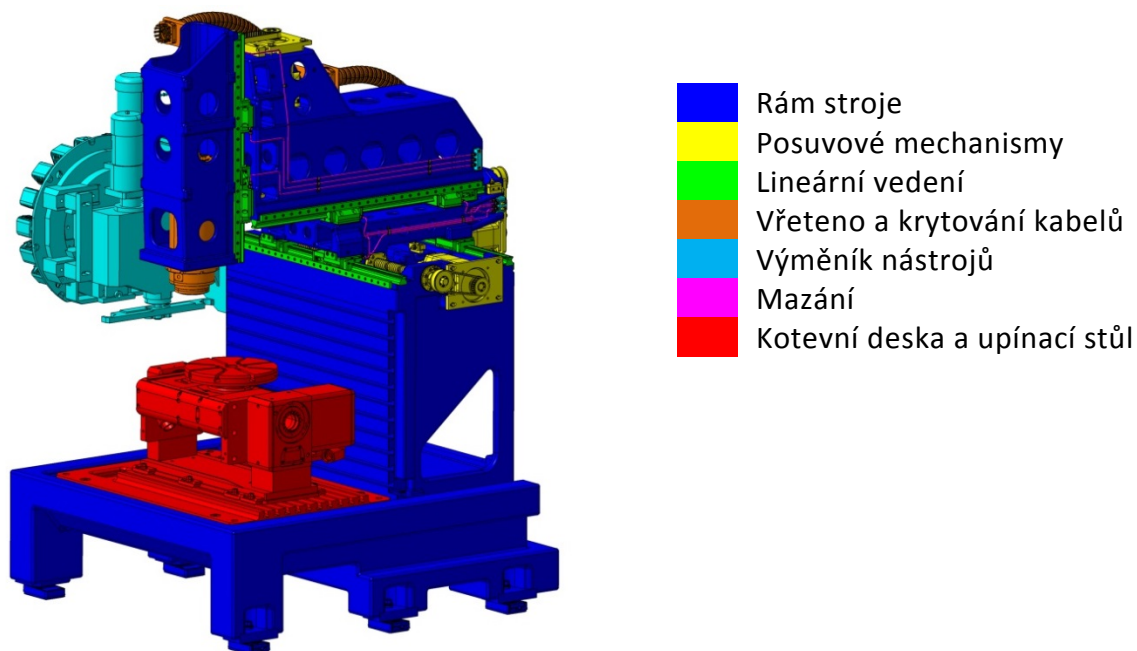
Obr. 15 – a) Konstrukce stroje Series 15 b) Výměník nástrojů [23]

V prvním kroku výměny nástroje dojde k odjetí vřetene se systémem výměny nástroje do bezpečné polohy. Zásobník s výměníkem se sesune podél vřetene (osa Z). Pneumatický válec přes pákový mechanismus uchopovacího ramene přesouvá nástrojovou jednotku z vřetene do zásobníku. Další rameno usazuje nástrojovou jednotku ze zásobníku do vřetene. Zásobník s výměníkem se posune do své výchozí polohy a obrábění může pokračovat.

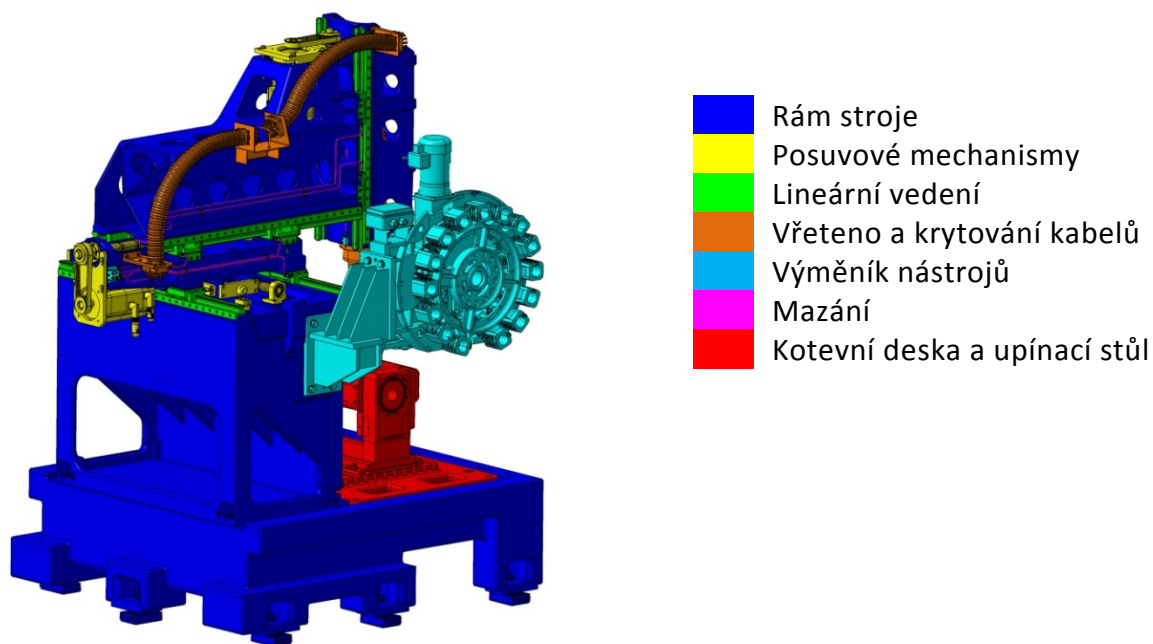
3 Konstrukční návrh univerzální CNC frézky

V rámci diplomové práce byl vypracován návrh rámové konstrukce univerzálního frézovacího centra. Do návrhu bylo dále zahrnuto navržení a uložení výměníku nástrojů. Při konstrukci frézovacího centra bylo dbáno na vysoký požadavek univerzálnosti, a proto je přizpůsobeno k užívání více druhů tvarových kotevnických desek a širokého sortimentu rotačních stolů.

Na Obr. 16 a Obr. 17 je zobrazena navržená část konstrukce frézovacího centra a barevně odlišena podle funkce.



Obr. 16 – Vnitřní část konstrukce frézovacího centra – Pohled 1

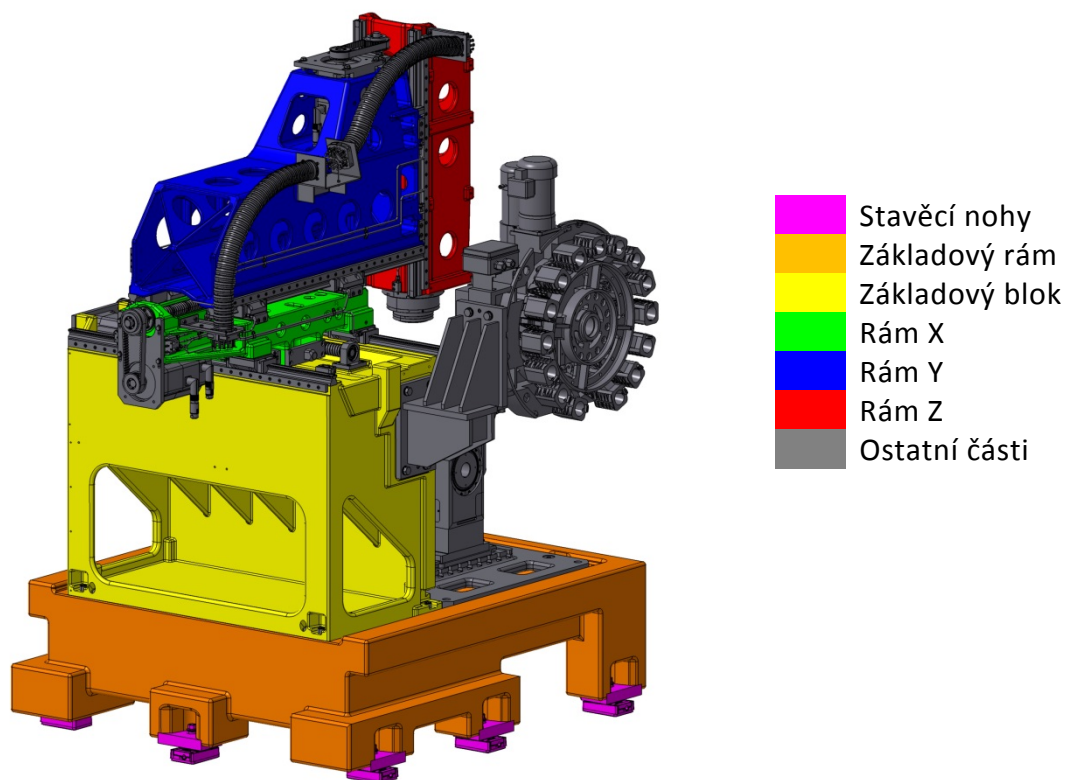


Obr. 17 – Vnitřní část konstrukce frézovacího centra – Pohled 2

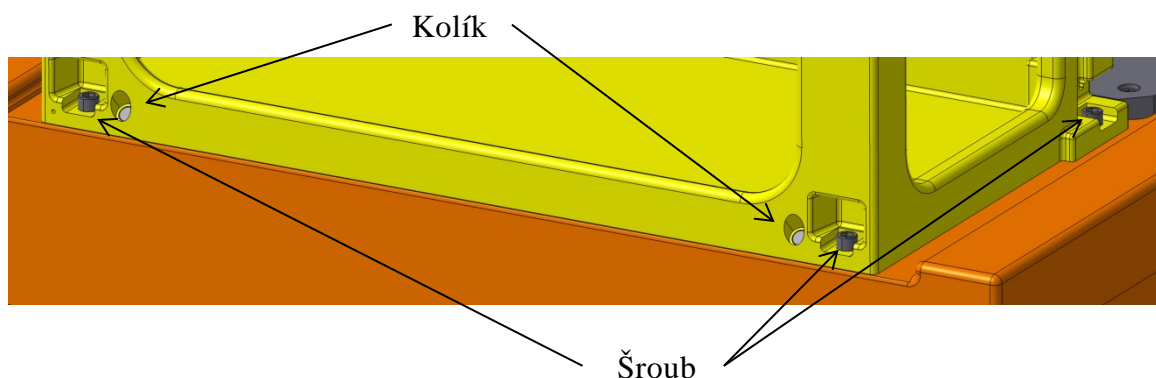
3.1 Rám stroje

Základní nosná část stroje se skládá z pěti litinových odlitků: základový rám, základový blok, rám X, rám Y, rám Z, viz. Obr. 18. Přesné vedení rámu X, Y, Z a základového bloku vůči sobě je zajištěno lineárním vedením od firmy Schneeberger. Základový blok je ustaven na obrobenu plochu základového rámu, sešroubován a poté zakolíkován, viz. Obr. 19.

Celá konstrukce frézovacího centra je volně ustavena na betonový základ pomocí stavěcích noh Nivell. Použití těchto noh zajišťuje snazší ustavení konstrukce a tlumí přenos vibrací do podkladové desky.



Obr. 18 – Barevné rozlišení jednotlivých částí rámu stroje a stavěcí nohy



Obr. 19 – Ustavení základového rámu stroje

3.2 Vřeteno a krytování přívodních kabelů

Vřeteno, které vykonává hlavní řezný pohyb nástroje, je hlavním prvkem frézovacího centra. Z tohoto důvodu jsou na vřeteno kladeny vysoké nároky a to zejména na přesnost chodu, vysokou tuhost a co nejnižší ztráty v uložení.



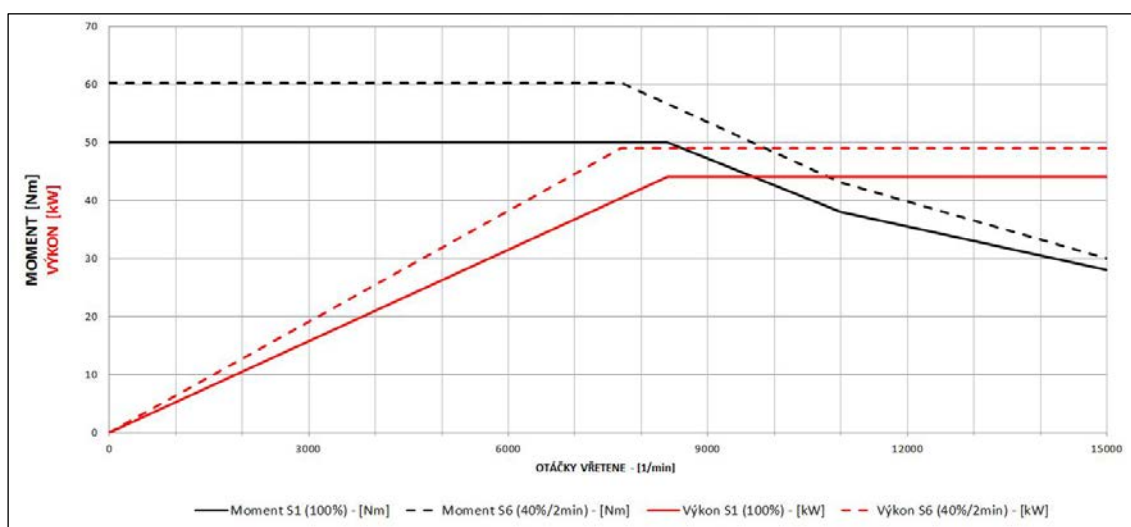
Obr. 20 – Frézovací vřeteno [10]

Navržené vřeteno MFW-1708/15/1 [10] (viz. Obr. 20) je od společnosti Fischer a.s. a hlavní parametry zvoleného vřetene jsou uvedeny v Tab. 2.

Tab. 2 – Specifikace frézovacího vřetene

Typ	MFW-1708/15/1	
Upínač	HSK-A63 (DIN 69063-1)	
Maximální otáčky	15000	[ot/min]
Výkon vřetene (40% DC /100% DC)	49 / 44	[kW]
Moment vřetene (40% DC /100% DC)	60.2 / 50	[Nm]
Vrtání	170	[mm]
Hmotnost	63	[kg]

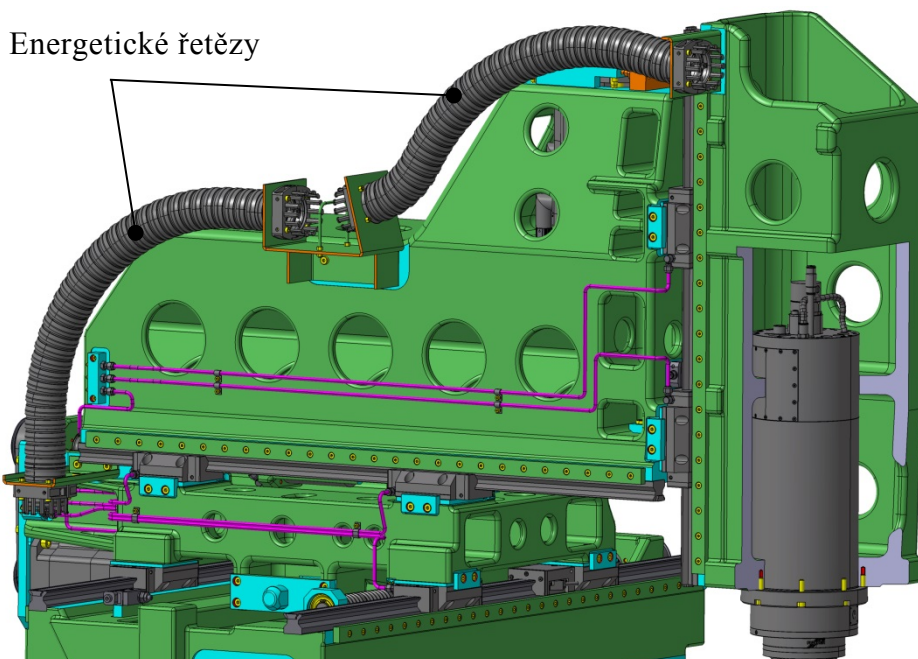
Výkonová charakteristika, která udává závislost momentu a výkonu vřetene na otáčkách, je zobrazena na Obr. 21. Čerchované označení výkonové a momentové charakteristiky (40%/2min) odpovídá možnému přetížení vřetene dle normy ČSN EN 60034-1.



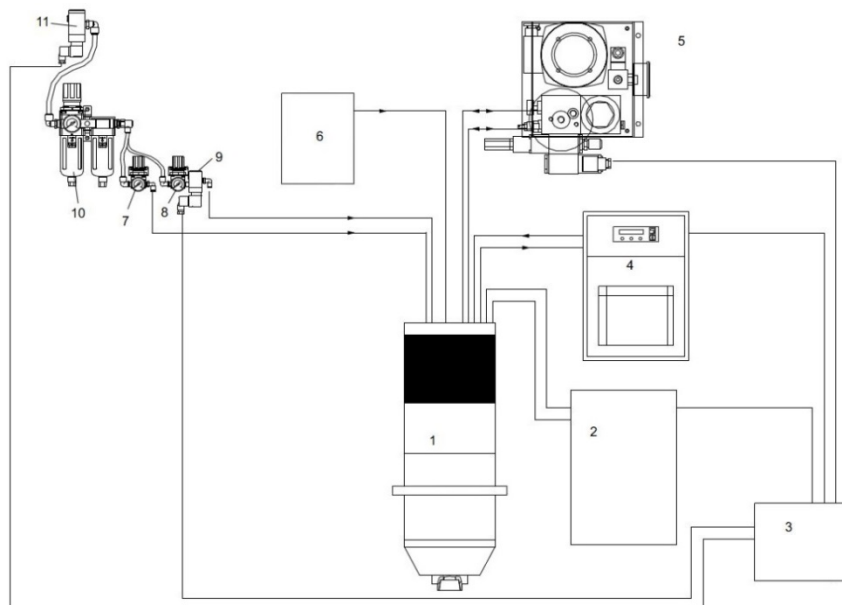
Obr. 21 – Výkonová charakteristika

Na Obr. 22 je zobrazen řez rámu Z a uložení vřetene, které je přišroubováno osmy šrouby a poté zakolíkováno. Ustavení vřetene v rámu stroje je provedeno na dolním průměru vrtání v rámu Z. Horní část vývrtu slouží pouze jako opěrné místo.

Vřeteno je připojeno k několika systémům, které zajišťují mazání, chlazení, upínání nástrojů a klidný chod viz. Obr. 23. Pro bezpečný přívod všech kabelů jsou na konstrukci navrženy přívodní energetické řetězy Triflex [14] viz Obr. 22. Tyto řetězy od firmy IGUS® jsou navrženy speciálně pro víceosé stroje. Hlavní výhody těchto řetězů jsou vysoká odolnost proti nárazu, robustnost, spolehlivost, snadná montáž a demontáž a snadné plnění.



Obr. 22 – Uložení vřetene



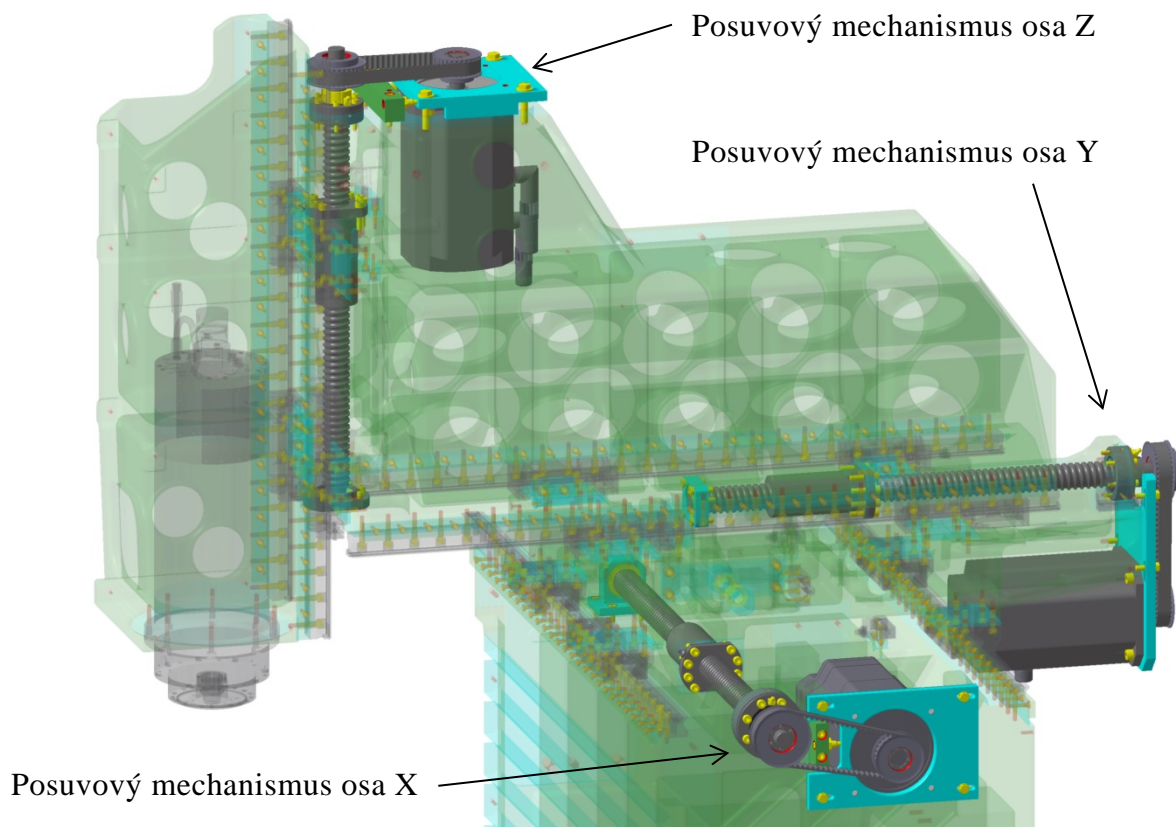
1. Vřeteno, 2. Frekvenční měnič, 3. Microprocesor (SPC), 4. Chladicí systém – vřetene 5. Hydraulický agregát, 6. Chladicí systém – nástroj, 7. Regulace tlaku – ochrana soustavy, 8. Regulace tlaku – ofukování upínacího kužele, 9. Pneumatický ventil 3/2 – ofukování upínacího kužele, 10. Úprava vzduchu, 11. Pneumatický ventil 3/2.

Obr. 23 – Schéma připojení vřetene

3.3 Posuvové mechanismy

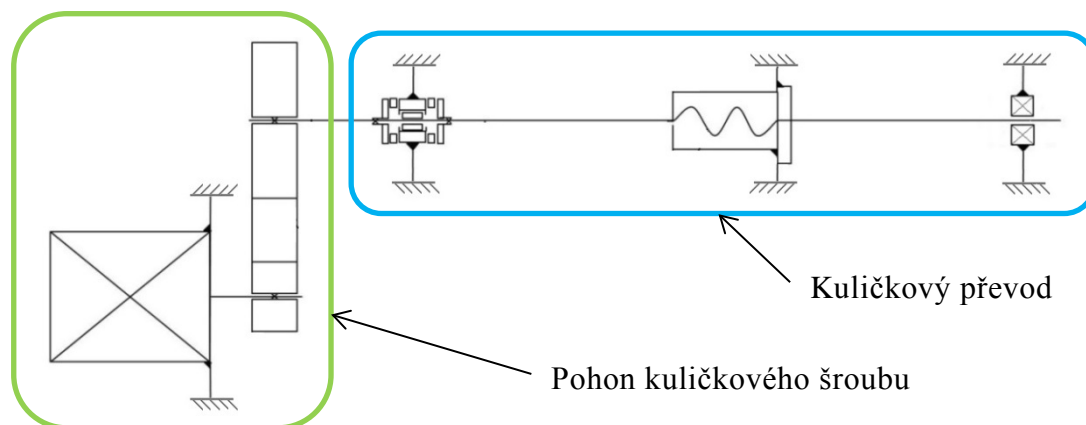
Posuv v jednotlivých osách (X, Y, Z) zajišťují tři sestavy kuličkových šroubů poháněných pomocí elektromotorů přes řemenový převod. Jejich poloha je zobrazena na Obr. 24.

U jednotlivých posuvových mechanismů jsou využity typově stejné prvky. Sestavy se případně liší délkou posuvu, únosností ložiskových domků, typem upínacích prvků pro spojení řemenic a hřídelí apod.



Obr. 24 – Poloha posuvových mechanismů

Posuvový mechanismus lze rozdělit na dvě hlavní části, kuličkový převod (šroub a matice) a pohon kuličkového šroubu viz. Obr. 25.

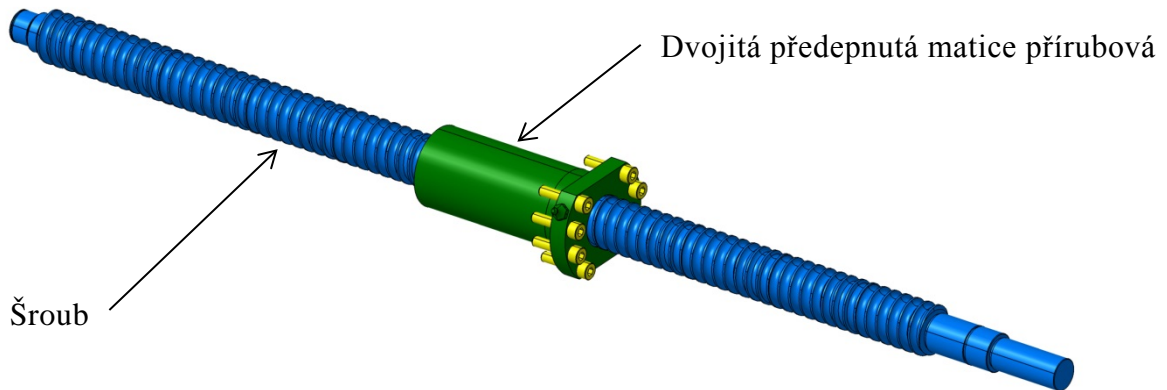


Obr. 25 – Hlavní části posuvového mechanismu

3.3.1 Kuličkový šroub

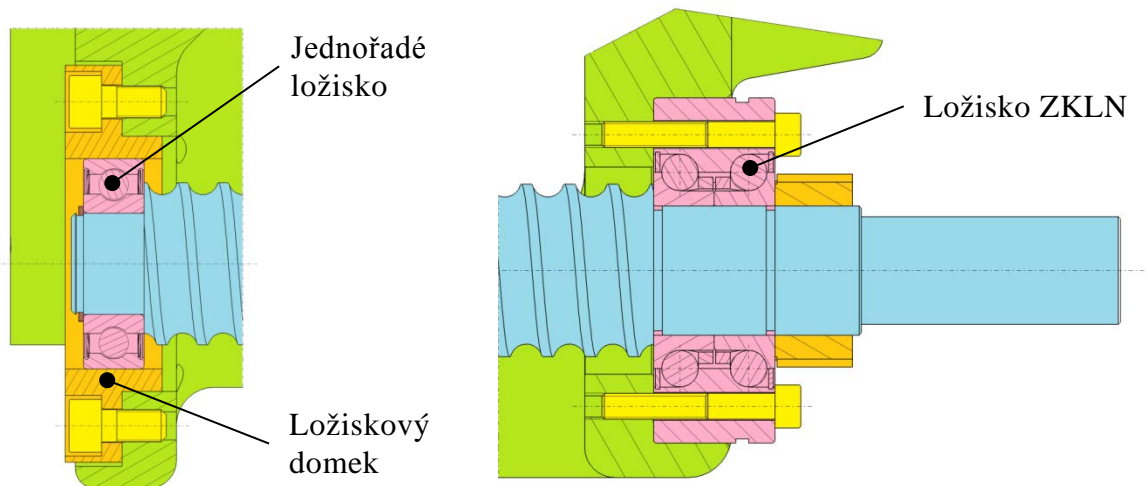
Kuličkové šrouby jsou použitelné pouze pro přenos axiálních sil. Finální převod mezi kuličkovým šroubem a maticí zajišťuje transformaci rotačního pohybu na pohyb posuvný.

Dvojitá předepnutá matice je upevněna vždy přímo do rámu pro příslušný osový systém stroje. K rámu stroje je přišroubována osmy šrouby. Kuličkové šrouby musí být namontovány bez excentrických nebo radiálních sil na matici nebo hřídel.



Obr. 26 – Finální kuličkový převod

Kuličkový šroub je uložen stylem vetknuto – podepřeno. Na hnané (vetknuté) straně kuličkového šroubu je použito radiálně-axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, série ZKLN [9] od společnosti HIWIN viz. Obr. 27b. Podepřená strana kuličkového šroubu je opatřena pouze jednořadým kuličkovým ložiskem uloženým v ložiskovém domku viz. Obr. 27a. Toto ložisko je opatřeno těsněním s nízkým třením a je naplněno plastickým mazivem.

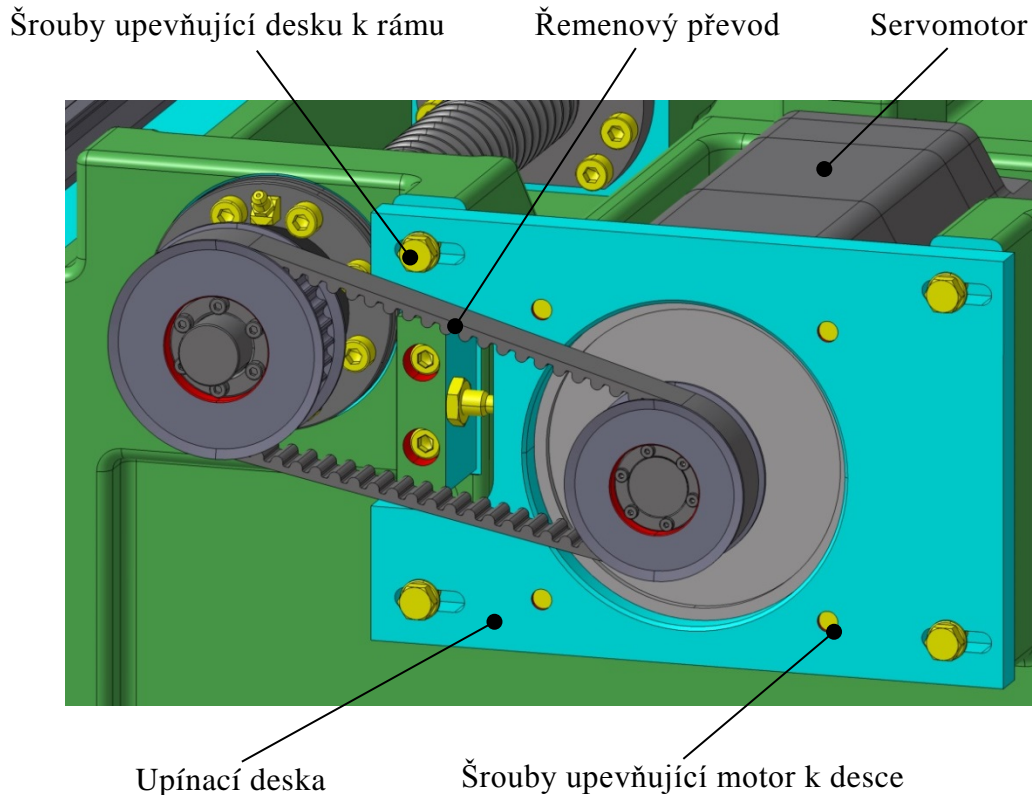


Obr. 27 – Uložení kuličkového šroubu: a)Podepřeno b) Vetknuto

Ložiska ZKLN jsou dodávána ve stavu připraveném k montáži a namazána pro celou dobu životnosti. Ložisko je případně opatřeno mazací drážkou na obvodu vnějšího kroužku a třemi otvory pro mazání umístěnými na čele. Dvoudílný vnitřní kroužek je slícovaný s oběma kuličkovými věnci a vnějším kroužkem tak, že při utažení pojistné matice předem daným utahovacím momentem má ložisko optimální předpětí. Radiálně-axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou samonosná. Na obou stranách jsou vybavena těsněním.

3.3.2 Pohon kuličkového šroubu

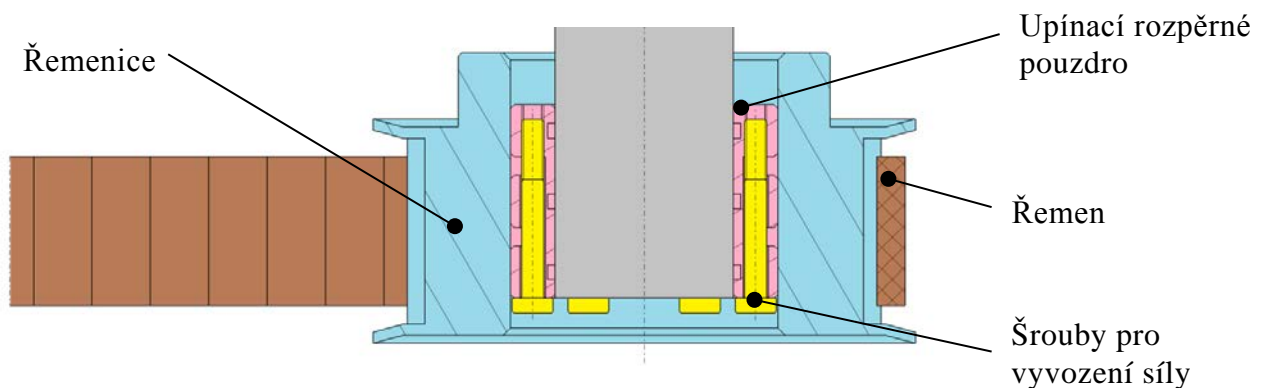
Kuličkový šroub je poháněn synchronním servomotorem Siemens. Motor je vždy přišroubován čtyřmi šrouby na upevňovací desku, která je následně přišroubována k rámu stroje viz. Obr. 28.



Obr. 28 – Pohon kuličkového šroubu

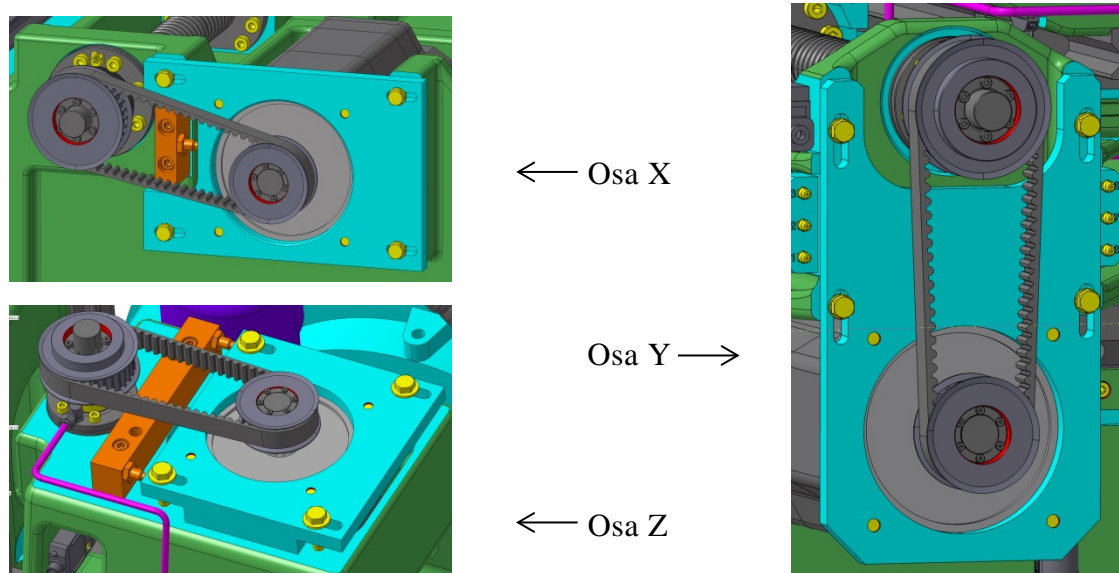
Výkon motoru je na kuličkový šroub přenášán řemenovým převodem, pomocí ozubeného synchronního řemene. Hnací řemenice je k hřídeli motoru připevněna pomocí upínacího rozpěrného pouzdra. Hnaná řemenice je upevněna na konci kuličkového šroubu stejným způsobem. Princip uložení je zobrazen na Obr. 29.

Upínací rozpěrná pouzdra jsou symetrické rotační součásti s několika rotačními drážkami z vnitřní i vnější strany. Vyvozením axiální síly, pomocí šroubů, dojde ke stažení spojky v axiálním směru a roztažení v radiálním směru. Tímto vznikne potřebný tlak mezi spojovanými prvky a spojkou.



Obr. 29 – Uložení řemenice na náboji

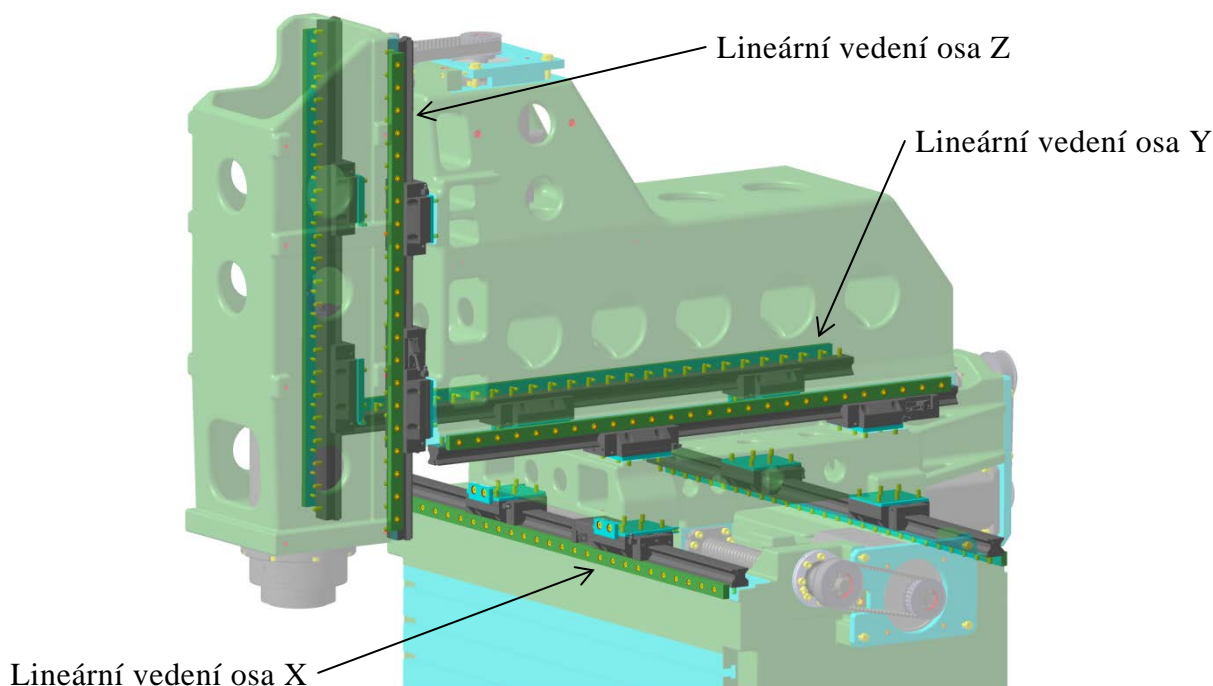
Pro správnou funkci řemene je velice důležité správně nastavit předepínací sílu (osovou vzdálenost). Napínání probíhá povolením upínacích šroubů a posunutím desky vůči rámu. Princip přesného posunutí spočívá v jednoduchém přenastavení šroubu umístěného ve střední poloze (osa X), nebo pomocí dvou šroubů opřených na krajích desky (osa Z). Pro předepnutí u osy Y se využívá vlastní váha motoru.



Obr. 30 – Principy napínání řemene pro jednotlivé osy

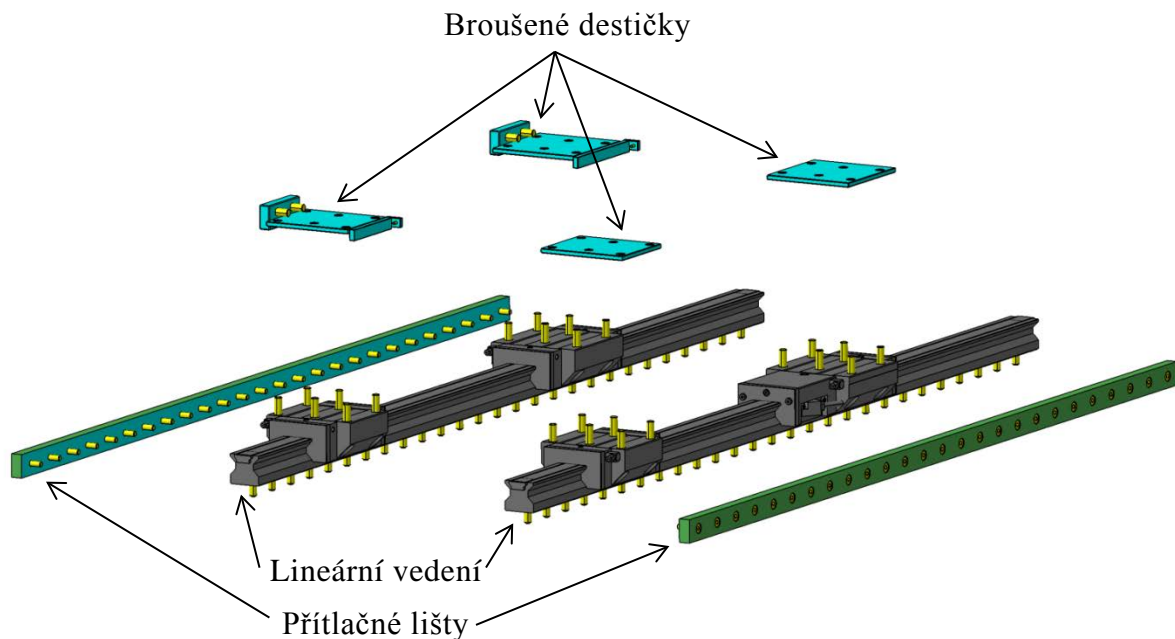
3.4 Lineární vedení

K zajištění přesných posuvů v jednotlivých osách jsou rámy vůči sobě uloženy pomocí profilových kolejnicových vedení - lineárního vedení. Jednotlivé rámy jsou vždy uloženy na dvojici lineárních drah, a dvojici vodících vozíků pro každou dráhu. Součástí sestavy pro každou osu je vždy jedna integrovaná měřící jednotka.



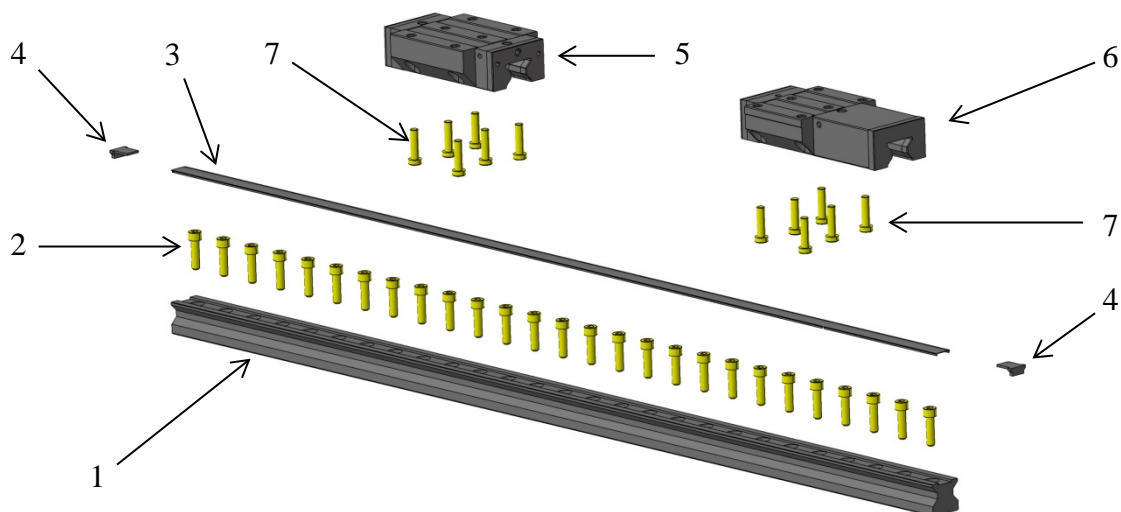
Obr. 31 – Poloha lineárních vedení

Sestava lineárního vedení je doplněna o další podsestavy, které slouží k přesnému ustavení rámu vůči sobě viz. Obr. 32. Přítlačné lišty se používají k dotlačení lineárních drah na přesně obrobenou plochu rámu stroje. Druhá sestava, broušené destičky, slouží k vymezení rozměrových a geometrických nepřesností vzniklých při obrábění rámu. Přesné rozměry broušených destiček jsou dokončeny až při vlastním procesu montáže stroje.



Obr. 32 – Lineární vedení, broušené destičky a přítlačné lišty

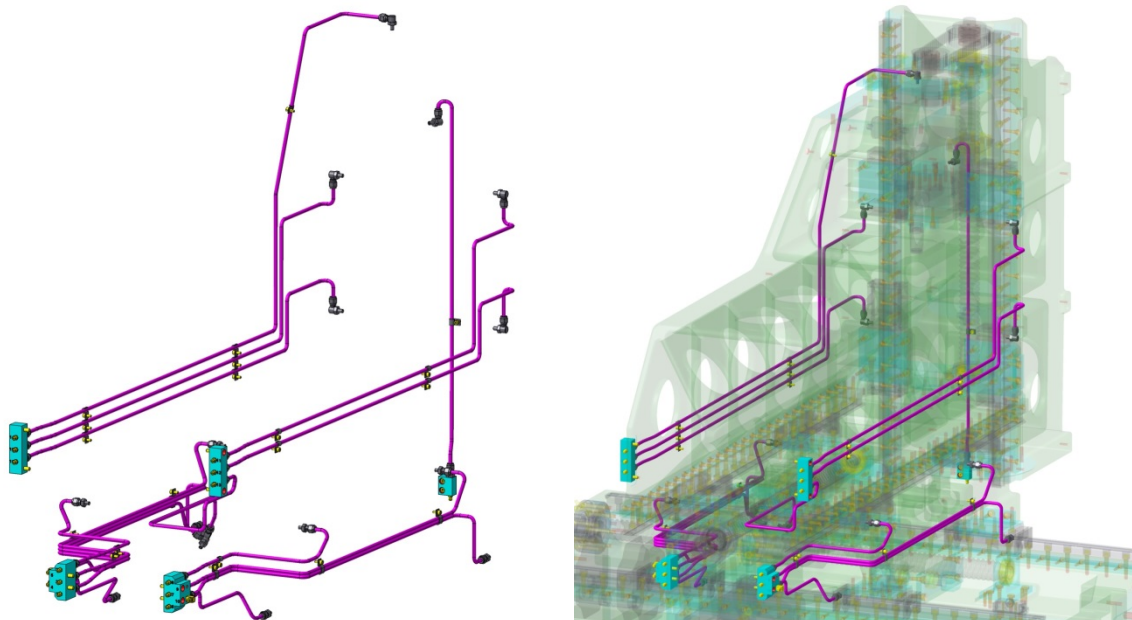
Na Obr. 33 je rozložena jedna ze sestav lineární dráhy. Vodící lišty (1) jsou přišroubovány sadou šroubů (2) k základnímu rámu. V celkové sestavě lineárního vedení pro danou osu jsou použity čtyři lineární vozíky viz. Obr. 32. Tři vozíky jsou standardního typu (5) a čtvrtý vozík (6) je doplněn o nastavbový kryt pro měřicí zařízení. Každý z vozíků je přišroubován k rámu šesti šrouby (7). K zvýšení životnosti stěračů a vozíků je zapotřebí, aby došlo k zakrytí horních otvorů lišty. Proto je horní plocha lišty zakryta krycí páskou (3). Konce krycí pásky jsou k liště zajištěny pomocí speciálních koncovek (4), aby nedošlo k uvolnění a odchlípnutí.



Obr. 33 – Sestava drávy lineárního vedení

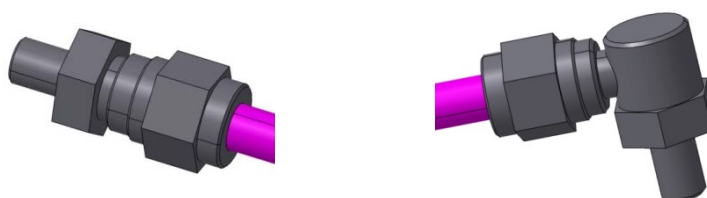
3.5 Mazání

Mazací systém složí k dopravě mazacího tuku k důležitým částem stroje. Mezi mazané části patří kuličkové matice, ložiskové domky a vodící vozíky lineárních vedení. Na Obr. 34 je zobrazena soustava pro dopravu maziva (vlevo) a poloha této soustavy vůči rámu (vpravo).

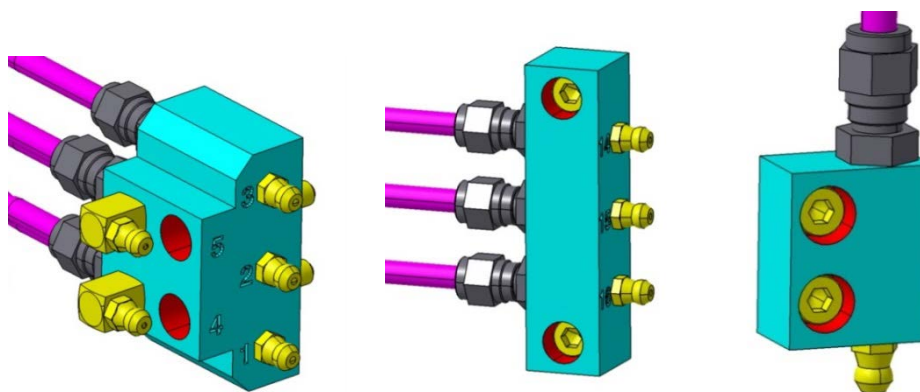


Obr. 34 – Systém distribuce maziva

Systém mazání je navržen pro ruční mazání pákovým lisem. Od přípojek mazaných částí (viz. Obr. 36) jsou svedeny měděné trubičky k mazacím blokům (viz. Obr. 36). Mazací bloky jsou umístěny na snadno přístupném místě a na jednotlivých blocích jsou vyražena čísla označující jednotlivé mazací hlavice. Tento systém snižuje časovou a přístupovou náročnost ručního mazání.



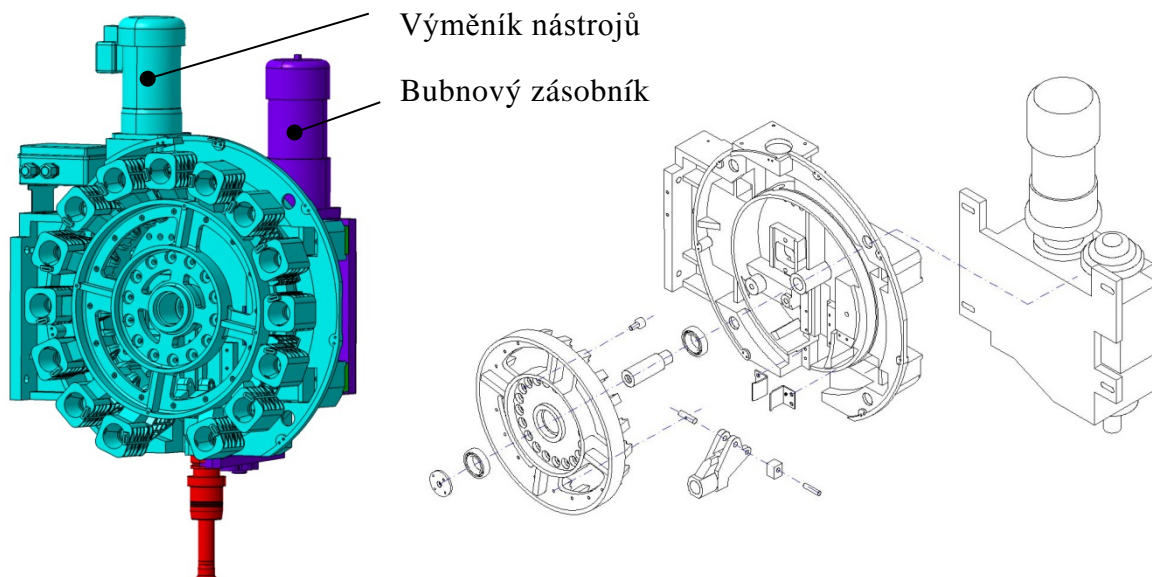
Obr. 35 – Připoj přímý (vlevo) a rohový (vpravo)



Obr. 36 – Mazací bloky

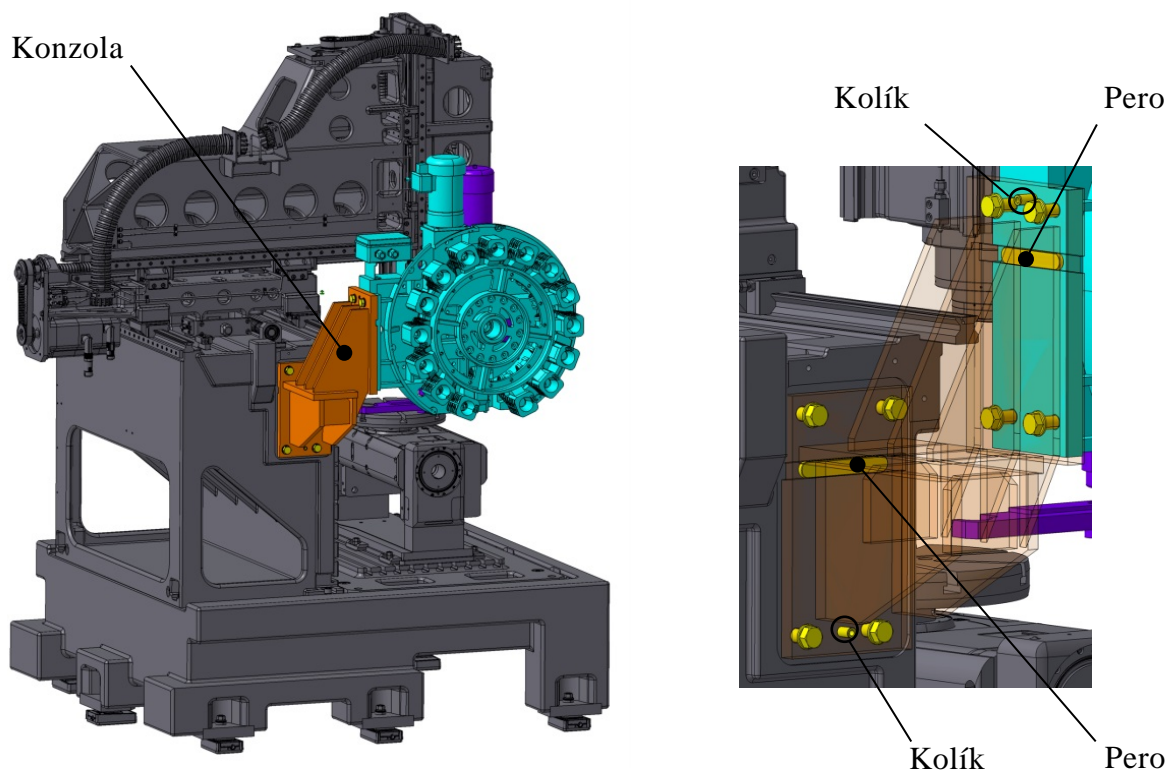
3.6 Výměník nástrojů

Pro zvýšení efektivity stroje je použit malokapacitní zásobník 30#16T s nepřímou výměnou nástrojů od společnosti Chen Sound Industrial Co. Systém se skládá z bubnového výměníku a výměníku s uchopovacím ramenem. Princip výměny nástroje je detailně popsán v kapitole 2.1.2.2 Zásobník + výměník nástrojů.



Obr. 37 – Výměník nástrojů: a) Model; b) Rozložený pohled (zjednodušený)

Na Obr. 37 je zobrazen model (a) celkové sestavy mechanismu pro výměnu nástrojů a jeho schématické zjednodušené rozložení (b).



Obr. 38 – a) Uložení výměníku nástrojů; b) Detail uložení

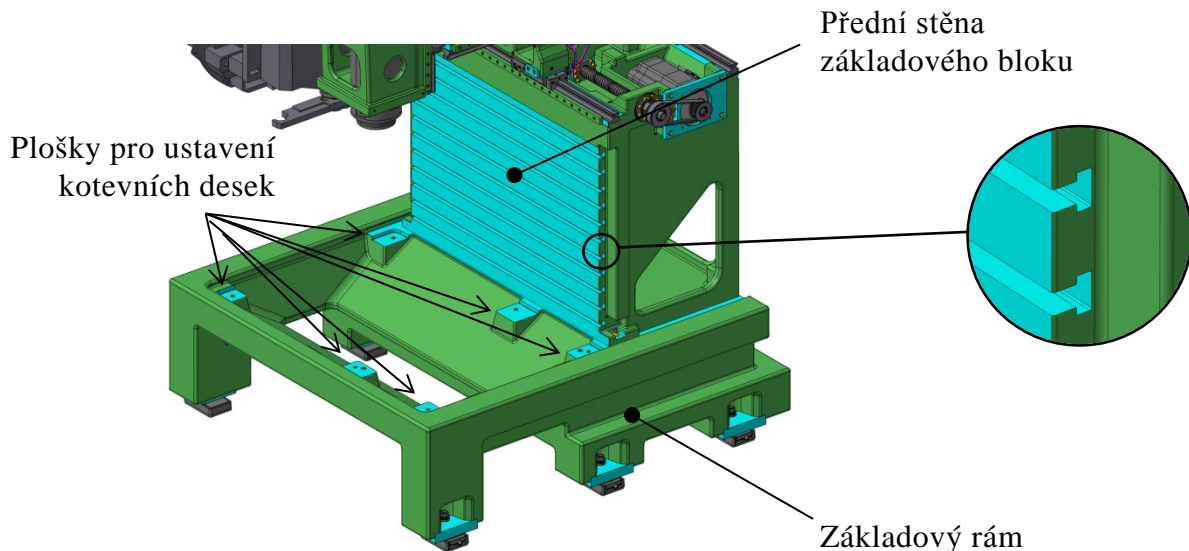
Výměník nástrojů musí být přesně ustaven vůči rámu CNC stroje (pracovnímu prostoru). V případě výše uvedené konstrukce (viz. Obr. 38a) je svařovaná konzola ustavena a přišroubována k rámu stroje (základnímu bloku). Výměník nástrojů je poté ustaven a přišroubován k této svařované konzole.

Na Obr. 38b je zobrazen princip přesného ustavení polohy konzoly vůči rámu a výměníku vůči konzole. Jako nosný prvek jsou použita pera. Po nastavení přesné polohy v příčném i podélném směru jsou dotaženy upínacími šrouby a poloha konzoly vůči rámu i výměníku vůči konzole je zajištěna pomocí kolíků.

3.7 Kotevní desky a upínání příslušenství

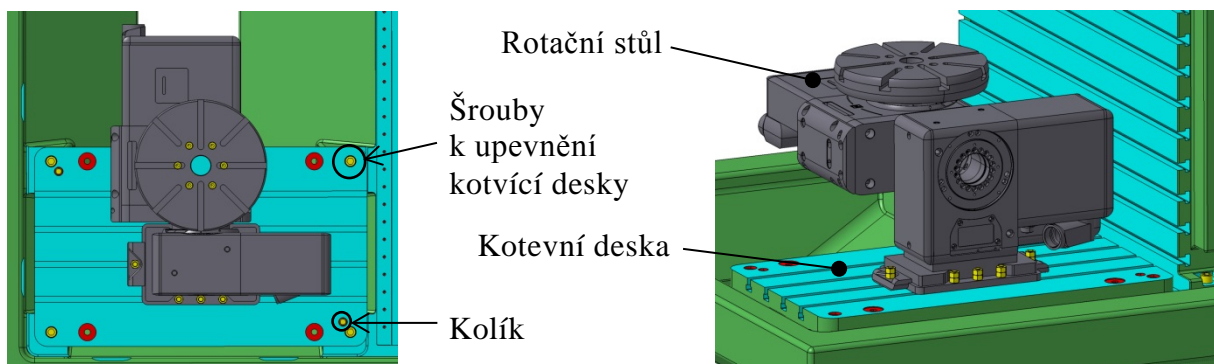
Univerzální CNC frézka je konstruována tak, aby bylo možné využívat širokou škálu kotevních desek, upínacích a rotačních stolů.

První místo pro ukotvení stolů je vytvořeno po celé ploše přední stěny základového bloku stroje, kde jsou vytvořeny T-drážky viz. Obr. 39. Druhá přesně obrobena plocha je vytvořena na základovém rámu stroje. Tuto plochu tvoří šest menších ploch, které v sobě mají předpřipravené díry se závitem pro uchycení kotevních desek.



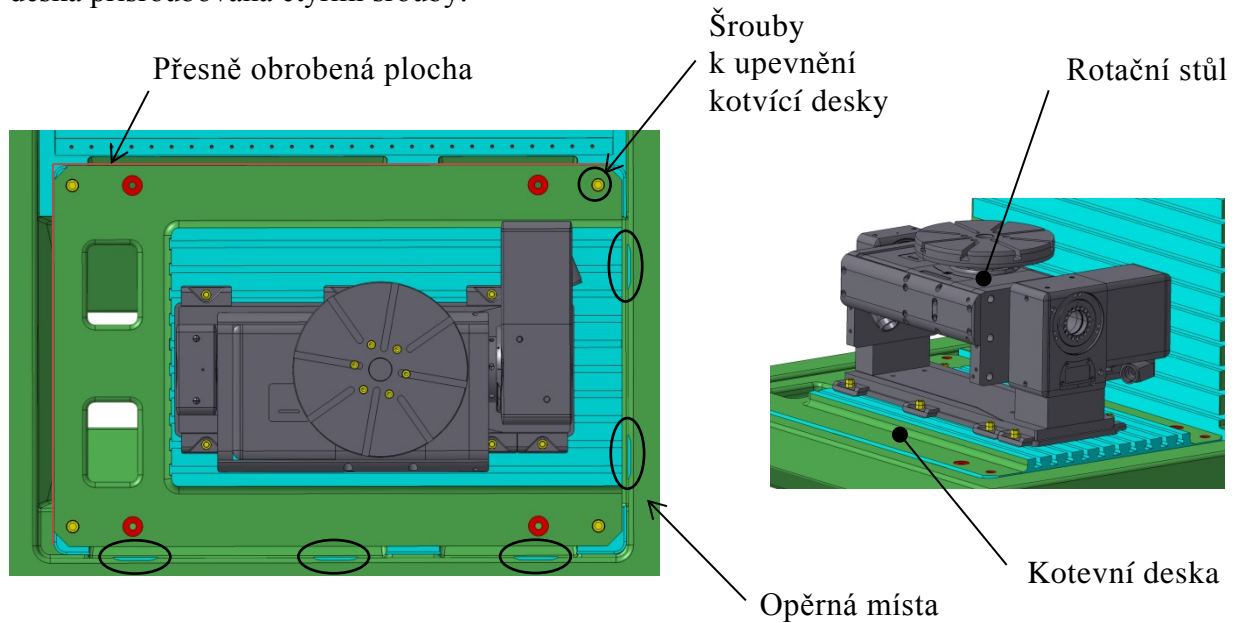
Obr. 39 – Kotevní místa na rámu stroje

Na Obr. 40 je uveden první příklad ustavení kotevní desky a rotačního stolu. Kotevní deska vůči základovému rámu je ustavena dvojicí kolíků a poté přišroubována. Rotační stůl je upevněn upínacími šrouby do T-drážky v kotvící desce.



Obr. 40 – Ustavení kotevní desky 1

Druhý princip ustavení kotevní desky a rotačního stolu je zobrazen na Obr. 41. Kotevní deska je dotlačena na přesně obrobené plochy na základovém rámu. Rozpírání probíhá na předem určených místech (opěrná místa), aby bylo dosaženo správného ustavení. Poté je kotevní deska přišroubována čtyřmi šrouby.



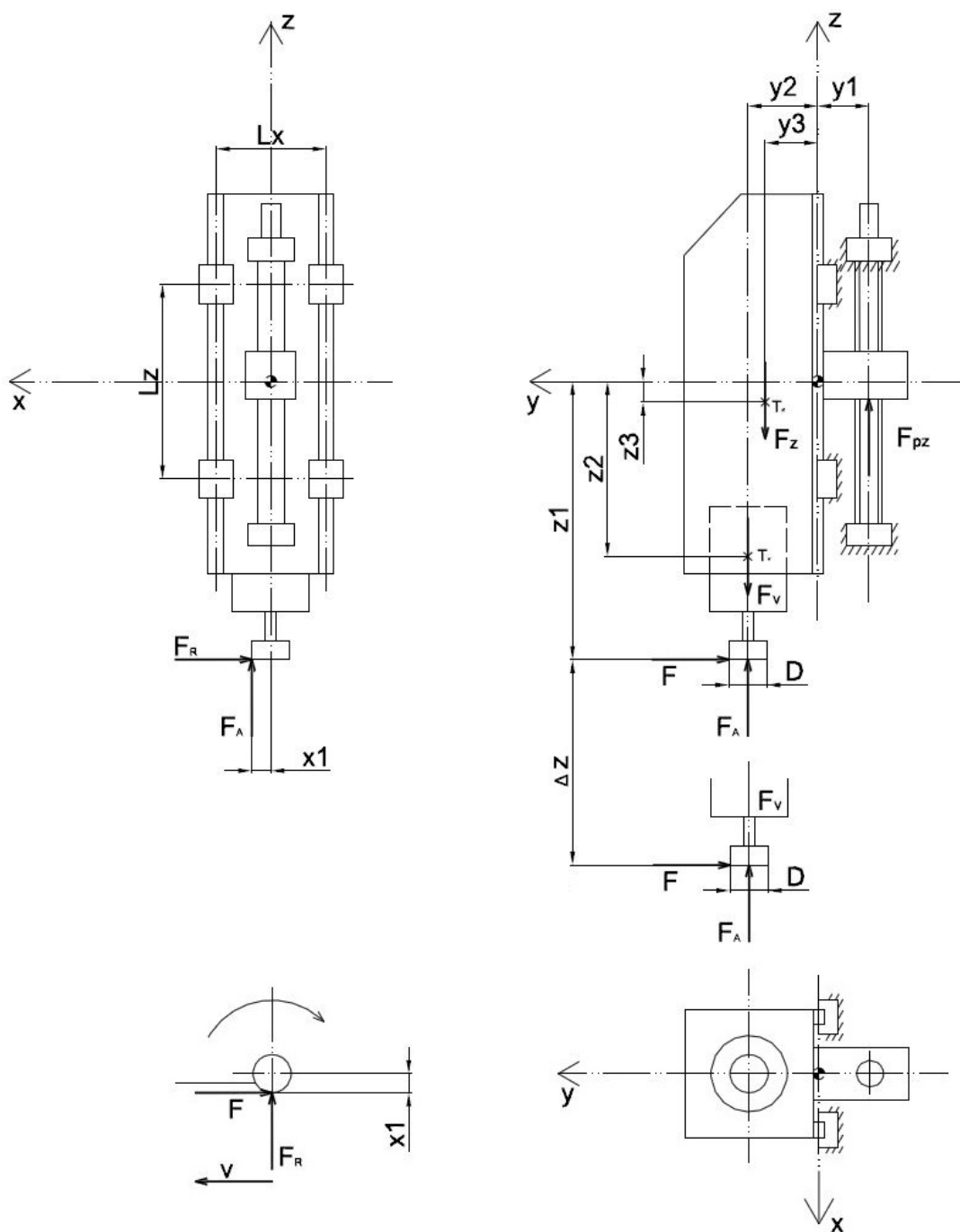
Obr. 41 – Ustavení kotevní desky 2

4 Výpočet parametrů lineárního vedení

Princip konstrukce lineárního vedení (viz. kapitola 3.4 Lineární vedení) je pro všechny osy stejný. V kapitole jsou popsány pouze důležité části výpočtu zaměřené na osu Z a celkový výpočet je uveden v Příloze č.1.

4.1 Rozměry a silový rozbor

Na Obr. 42 je schematicky naznačeno uložení rámu Z, rozmístění vodících domků, poloha těžišť jednotlivých částí, silové účinky tíhových sil a složky řezné síly.



Obr. 42 – Rozměry lineárního vedení osa Z

Vektorové vyjádření počáteční polohy působišť sil:

Poč. polohový vektor řezné síly (bod A) $r_{1p} = \begin{bmatrix} x1 \\ y2 \\ -z1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,01 \\ 0,136 \\ -0,8 \end{bmatrix} m$

Poč. polohový vektor tíhové síly vřetene (bod T_V) $r_{2p} = \begin{bmatrix} 0 \\ y2 \\ -z2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,136 \\ -0,292 \end{bmatrix} m$

Poč. polohový vektor tíhové síly rámu Z (bod T_{RZ}) $r_{3p} = \begin{bmatrix} 0 \\ y3 \\ -z3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,125 \\ -0,01 \end{bmatrix} m$

Poč. polohový vektor posuvové síly v ose Z $r_{4p} = \begin{bmatrix} 0 \\ y1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,057 \\ 0 \end{bmatrix} m$

Vektorové vyjádření polohy působišť sil se zdvihem:

Polohový vektor řezné síly (bod A) $r_1 = \begin{bmatrix} x1 \\ y2 \\ -z1 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,01 \\ 0,136 \\ -1,15 \end{bmatrix} m$

Polohový vektor tíhové síly vřetene (bod T_V) $r_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ y2 \\ -z2 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,136 \\ -0,642 \end{bmatrix} m$

Polohový vektor tíhové síly rámu Z (bod T_{RZ}) $r_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ y3 \\ -z3 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,125 \\ -0,36 \end{bmatrix} m$

Polohový vektor posuvové síly v ose Z $r_4 = \begin{bmatrix} 0 \\ y1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,057 \\ 0 \end{bmatrix} m$

4.2 Návrh zátěžových stavů

4.2.1 Výpočet složek řezné síly

Řezné síly jsou vypočítány pro operace: vrtání, čelní frézování a tvarové frézování. Tyto operace jsou potom rozděleny mezi 4 stavy zatěžování vedení.

4.2.1.1 Vrtání

Jako nástroj pro výpočet zatěžovacího stavu vrtání byl zvolen vrták s vyměnitelnými břitovými destičkami CoroDrill od firmy Sandvik, který je použitelný k vrtání všech typů materiálů.

Vstupní hodnoty:

Průměr vrtáku	$D_v = 40\text{mm}$
Nastavení hlavního ostří	$\kappa = 88^\circ$
Měrný řezný odpor materiálu – ocel	$k_c = 1700 \text{ N/mm}^2$
Řezná rychlost pro ocel (HB 90-200)	$v_c = 300 \text{ m/min} = 5\text{m/s}$
Posuv na otáčku	$f_n = 0.11 \text{ mm}$

Výstupní hodnoty

Otáčky vřetene

$$n = \frac{v_c}{\pi \cdot D_v} = \frac{300}{\pi \cdot 0,04} = 2,387 \cdot 10^3 \frac{ot}{min} \quad (4.2.1)$$

Posuvová rychlost

$$v_{s1} = f_n \cdot n = 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot 2,387 \cdot 10^3 = 0,263 \frac{m}{min} \quad (4.2.2)$$

Potřebný výkon vřetene

$$P_c = \frac{f_n \cdot v_c \cdot D_v \cdot k_c}{4} = \frac{1,1 \cdot 10^{-4} \cdot 5 \cdot 0,04 \cdot 1,7 \cdot 10^9}{4} = 9350 \text{ W} \quad (4.2.3)$$

Potřebný moment

$$M_L = \frac{P_c}{2 \cdot \pi \cdot D_v} = \frac{9350}{2 \cdot \pi \cdot 0,04} = 37,4 \text{ N} \cdot m \quad (4.2.4)$$

Maximální obvodová složka řezné síly

$$F_Z = \frac{2 \cdot M_L}{D_v} = 1870 \text{ N} \quad (4.2.5)$$

Posuvová síla

$$F_p = 0,5 \cdot F_Z \cdot \sin\left(\frac{\kappa \cdot \pi}{180}\right) = 0,5 \cdot 1870 \cdot \sin\left(\frac{88 \cdot \pi}{180}\right) = 25,016 \text{ N} \quad (4.2.6)$$

Radiální složka síly, obvodová složka síly, axiální složka síly

$$F_{R1} = 0 \text{ N}$$

$$F_1 = 0 \text{ N}$$

$$F_{A1} = F_p = 25 \text{ N}$$

- účinky radiální a axiální složky na nulový bod lineárního vedení síly jsou nulové, protože u dvoubřitého vrtáku tyto síly působí proti sobě a dochází tak k jejich vyrušení.

4.2.1.2 Čelní frézování

Jako nástroj pro výpočet zatěžovacího stavu čelního frézování byla zvolena čelní fréza s vyměnitelnými břitovými destičkami od firmy Sandvik.

Vstupní hodnoty:

Průměr frézy

$$D_v = 63 \text{ mm}$$

Měrný řezný odpor materiálu – ocel

$$k_c = 1700 \text{ N/mm}^{-2}$$

Řezná rychlost pro ocel (HB 90-200)

$$v_c = 330 \text{ m/min} = 5,5 \text{ m/s}$$

Posuv na zub

$$f_z = 0,15 \text{ mm}$$

Počet zubů

$$z_n = 6$$

Šířka řezu

$$a_e = 50 \text{ mm}$$

Hloubka řezu

$$a_p = 4 \text{ mm}$$

Výstupní hodnoty

Otáčky vřetene

$$n = \frac{v_c}{\pi \cdot D_v} = \frac{330}{\pi \cdot 0.04} = 1.667 \cdot 10^3 \frac{ot}{min} \quad (4.2.7)$$

Posuvová rychlost v kladném a záporném směru

$$v_{s2} = v_{s3} = z_n \cdot n \cdot f_z = 6 \cdot 1.667 \cdot 10^3 \cdot 1.5 \cdot 10^{-4} = 1.501 \frac{m}{min} \quad (4.2.8)$$

Potřebný výkon vřetene

$$P_c = a_e \cdot a_p \cdot v_{s2} \cdot k_c = 0.05 \cdot 0.004 \cdot 0.025 \cdot 1.7 \cdot 10^9 = 8503 W \quad (4.2.9)$$

Potřebný moment vřetene

$$M_L = \frac{P_c}{2 \cdot \pi \cdot D_v} = \frac{8503}{2 \cdot \pi \cdot 0.063} = 48.701 N \cdot m \quad (4.2.10)$$

Maximální obvodová složka řezné síly

$$F_o = \frac{2 \cdot M_L}{D_v} \cdot \frac{2 \cdot 48.701}{0.063} = 1546 N \quad (4.2.11)$$

Posuvová síla

$$F_p = 0.5 \cdot F_z \cdot \sin\left(\frac{\kappa \cdot \pi}{180}\right) = 0.5 \cdot 1870 \cdot \sin\left(\frac{88 \cdot \pi}{180}\right) = 25.016 N \quad (4.2.12)$$

Radiální složka síly, obvodová složka síly, axiální složka síly

$$F_{R2} = 0.8 \cdot F_o = 1237 N$$

$$F_2 = F_o = 1546 N$$

$$F_{A2} = 0.6 \cdot F_o = 927.6 N$$

4.2.1.3 Tvarové frézování

Jako nástroj pro výpočet zatěžovacího stavu tvarového frézování byla zvolena čelní fréza s vyměnitelnými kruhovými břitovými destičkami od firmy Sandvik.

Vstupní hodnoty:

Průměr frézy	$D_v = 40 \text{ mm}$
Průměr středu destiček	$D_c = 28 \text{ mm}$
Měrný řezný odpor materiálu – ocel	$k_c = 1700 \text{ N/mm}^{-2}$
Řezná rychlost pro ocel (HB 90-200)	$v_c = 300 \text{ m/min}$
Maximální tloušťka třísky	$h_{ex} = 0.15 \text{ mm}$
Průměr destiček	$iC = 12 \text{ mm}$
Šířka řezu	$a_e = D_c = 28 \text{ mm}$
Hloubka řezu	$a_p = 6 \text{ mm}$
Počet zubů	$z_n = 3$

Výstupní hodnoty

Otáčky vřetene

$$n = \frac{v_c}{\pi \cdot D_c} = \frac{330}{\pi \cdot 0.028} = 3752 \frac{ot}{min} \quad (4.2.13)$$

Posuv na zub

$$f_z = \frac{h_{ex} \cdot iC}{2 \cdot \sqrt{a_p \cdot iC - (a_p)^2}} = \frac{0.15 \cdot 12}{2 \cdot \sqrt{6 \cdot 12 - 6^2}} = 0.15 \text{ mm} \quad (4.2.14)$$

Posuvová rychlost

$$v_{s4} = z_n \cdot n \cdot f_z = 3 \cdot 3752 \cdot 1.5 \cdot 10^{-4} = 1.688 \frac{m}{min} \quad (4.2.15)$$

Potřebný výkon vřetene

$$P_c = a_e \cdot a_p \cdot v_{s4} \cdot k_c = 0.028 \cdot 0.006 \cdot 0.02814 \cdot 1.7 \cdot 10^9 = 8036 \text{ W} \quad (4.2.16)$$

Potřebný moment vřetene

$$M_L = \frac{P_c}{2 \cdot \pi \cdot D_v} = \frac{8036}{2 \cdot \pi \cdot 0.04} = 20.455 \text{ N.m} \quad (4.2.17)$$

Maximální obvodová složka řezné síly

$$F_o = \frac{2 \cdot M_L}{D_v} = 649.4 \text{ N} \quad (4.2.18)$$

Radiální složka síly, obvodová složka síly, axiální složka síly

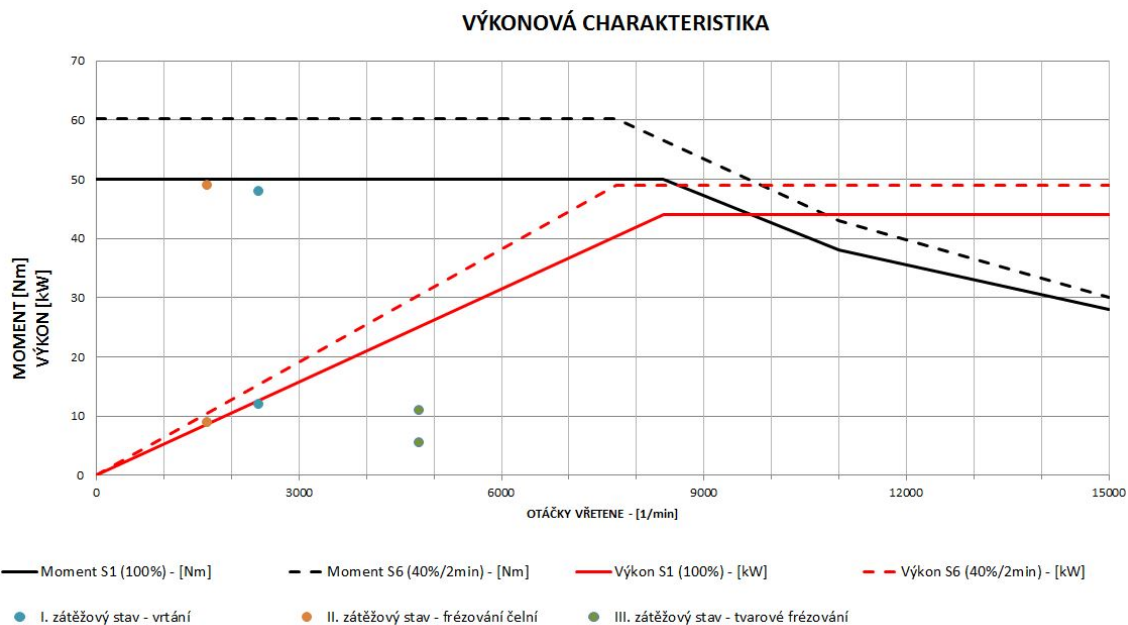
$$F_{R_3} = 0.8 \cdot F_o = 519.5 \text{ N}$$

$$F_3 = F_o = 649.4 \text{ N}$$

$$F_{A_3} = 0.6 \cdot F_o = 389.6 \text{ N}$$

4.2.1.4 Výkonová charakteristika

Na Obr. 43 je zobrazena výkonová a momentová charakteristika vřetene s vyznačenými body pro vypočítané zátěžové stavy. Z polohy všech bodů jasně vyplývá, že všechny tři zátěžové stavy je vřeteno schopno vyvinout.



Obr. 43 – Výkonová charakteristika s vyznačenými zátěžovými stavy

4.2.2 Zatěžovací stavy

Jako vstupní parametry zatěžování lineárního vedení byly zvoleny 4 stavy pro operace obrábění (vrtání; čelní frézování osa Y, -Y; tvarové frézování), 2 stavy pro pojezd rychloposuvem (v ose Y, -Y), 2 stavy pro pojezd konstantní rychlostí (v ose Y, -Y).

Jako příklad je uveden vzorový výpočet celkové síly a celkového momentu pro čtvrtý zátěžový stav – tvarové frézování, výpočty pro ostatní stavy jsou uvedeny v příloze č.1. Shrnutí výsledků pro ostatní stavy je uvedeno dále v kapitole č.4.2.2.2.

4.2.2.1 IV. zátěžový stav – tvarové frézování

Silové účinky

Tíhová síla vřetene

$$F_V = m_V * g = 637.432 \text{ N} \quad (4.2.19)$$

Tíhová síla rámu Z

$$F_Z = m_Z * g = 1324 \text{ N} \quad (4.2.20)$$

Vektor řezné síly

$$F_{4_1} = \begin{bmatrix} -F_{R_3} \\ F_3 \\ F_{A_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -519,482 \\ 649.352 \\ 389.611 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Vektor tíhové síly vřetene

$$F_{4_2} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_V \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -637.432 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Vektor tíhové síly rámu Z

$$F_{4_3} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1324 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Určení posuvové síly v ose Zs

$$F_{S_4} = (F_{4_1})_2 + (F_{4_2})_2 + (F_{4_3})_2 = -1572 \text{ N} \quad (4.2.21)$$

Vektor posuvové síly v ose Z

$$F_{4_4} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{S_4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1572 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Momentové účinky

Moment od řezné síly

$$M_{4_1} = r_1 \times F_{4_1} = \begin{bmatrix} 799.742 \\ 593.508 \\ 77.143 \end{bmatrix} \text{ N.m} \quad (4.2.22)$$

Moment od tíhové síly vřetene

$$M_{4_2} = r_2 \times F_{4_2} = \begin{bmatrix} -86.691 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N.m} \quad (4.2.23)$$

Moment od tíhové síly rámu Z

$$M_{4_3} = r_3 \times F_{4_3} = \begin{bmatrix} -165.487 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N.m} \quad (4.2.24)$$

Moment od posuvové síly v ose Z

$$M_{4_4} = r_4 \times F_{4_4} = \begin{bmatrix} 89.588 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N.m} \quad (4.2.25)$$

Celková síla a moment v počátku

$$F_{c_4} = F_{4_1} + F_{4_2} + F_{4_3} + F_{4_4} = \begin{bmatrix} -519.482 \\ 649.352 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad (4.2.26)$$

$$M_{c_4} = M_{4_1} + M_{4_2} + M_{4_3} + M_{4_4} = \begin{bmatrix} 637.152 \\ 593.508 \\ 77.143 \end{bmatrix} \text{ N.m} \quad (4.2.27)$$

4.2.2.2 *Shrnutí celkových sil a momentů*

I. zatěžovací stav – vrtání

$$F_{c_1} = F_{1_1} + F_{1_2} + F_{1_3} + F_{1_4} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad M_{c_1} = M_{1_1} + M_{1_2} + M_{1_3} + M_{1_4} = \begin{bmatrix} -138.402 \\ -0.251 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N.m}$$

II. zatěžovací stav – čelní frézování ve směru Y

$$F_{c_2} = F_{2_1} + F_{2_2} + F_{2_3} + F_{2_4} = \begin{bmatrix} -1237 \\ -1546 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad M_{c_2} = M_{2_1} + M_{2_2} + M_{2_3} + M_{2_4} = \begin{bmatrix} -1845 \\ 1413 \\ 152.7 \end{bmatrix} \text{ N.m}$$

III. zatěžovací stav – čelní frézování ve směru -Y

$$F_{c_3} = F_{3_1} + F_{3_2} + F_{3_3} + F_{3_4} = \begin{bmatrix} -1237 \\ 1546 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad M_{c_3} = M_{3_1} + M_{3_2} + M_{3_3} + M_{3_4} = \begin{bmatrix} 1711 \\ 1413 \\ 183.6 \end{bmatrix} \text{ N.m}$$

IV. zatěžovací stav – tvarové frézování

$$F_{c_4} = F_{4_1} + F_{4_2} + F_{4_3} + F_{4_4} = \begin{bmatrix} -519.5 \\ 649.3 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad M_{c_4} = M_{4_1} + M_{4_2} + M_{4_3} + M_{4_4} = \begin{bmatrix} 637.2 \\ 593.5 \\ 77.1 \end{bmatrix} \text{ N.m}$$

V. zatěžovací stav – zrychlení rychloposuvem z počáteční polohy

$$F_{c_5} = F_{5_2} + F_{5_3} + F_{5_4} = \begin{bmatrix} 1000 \\ -1000 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad M_{c_5} = M_{5_2} + M_{5_3} + M_{5_4} = \begin{bmatrix} -170.7 \\ -101.6 \\ -128.5 \end{bmatrix} \text{ N.m}$$

VI. zatěžovací stav – posuv konstantní rychlostí z počáteční polohy

$$F_{c_6} = F_{6_2} + F_{6_3} + F_{6_4} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad M_{c_6} = M_{6_2} + M_{6_3} + M_{6_4} = \begin{bmatrix} -140.4 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N.m}$$

V. zatěžovací stav – zrychlení rychloposuvem z koncové polohy

$$F_{c_7} = F_{7_2} + F_{7_3} + F_{7_4} = \begin{bmatrix} -1000 \\ 1000 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad M_{c_7} = M_{7_2} + M_{7_3} + M_{7_4} = \begin{bmatrix} 239.7 \\ 451.7 \\ 128.6 \end{bmatrix} \text{ N.m}$$

VI. zatěžovací stav – posuv konstantní rychlostí z koncové polohy

$$F_{c_8} = F_{8_2} + F_{8_3} + F_{8_4} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad M_{c_8} = M_{8_2} + M_{8_3} + M_{8_4} = \begin{bmatrix} -140.4 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N.m}$$

4.3 Doby běhu lineárního vedení a spektrum ujeté dráhy

Celková životnost stroje byla zvolena 30000 strojních hodin. Tato hodnota je rozdělena v poměru 2:3 mezi dobu pro obrábění a dobu běhu ve stavu rychloposuvu. Indexování jednotlivých veličin odpovídá zátěžovým stavům z předchozí kapitoly.

4.3.1 Doba běhu při obrábění

Celková doba běhu obrábění

$$T_0 = 12000 \text{ hod}$$

Poměrné doby běhu pro jednotlivé operace obrábění

$$q_{o_{1,4}} = 0.2 ; q_{o_{2,3}} = 0.3$$

Doba běhu pro jednotlivé operace

$$T_i = T_0 * q_{o_i} = \begin{bmatrix} 12000 * 0.2 \\ 12000 * 0.3 \\ 12000 * 0.3 \\ 12000 * 0.2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2400 \\ 3600 \\ 3600 \\ 2400 \end{bmatrix} \text{ hod} \quad \text{pro } i = 1..4 \quad (4.3.1)$$

4.3.2 Doba běhu při rychloposuvu

Celková doba běhu rychloposuvu

$$T_0 = 18000 \text{ hod}$$

Délka pojezdu rychloposuvem (zdvih)

$$L_R = 0.35 \text{ m}$$

Posuvová rychlost

$$v_R = 25 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Zrychlení v ose Z

$$a = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Poměrná doba běhu při zrychleném pohybu rychloposuvu

$$q_{R_5} = \frac{2}{1 + \frac{a}{v_R^2} * L_R} = \frac{2}{1 + \frac{5}{25^2} * 0.35} = 0.181 \quad (4.3.2)$$

Poměrná doba běhu při rovnoměrném pohybu rychloposuvu

$$q_{R_6} = \frac{\frac{a}{v_R^2} * L_R - 1}{\frac{a}{v_R^2} * L_R + 1} = \frac{\frac{5}{25^2} * 0.35 - 1}{\frac{5}{25^2} * 0.35 + 1} = 0.819 \quad (4.3.3)$$

Doba běhu při zrychleném pohybu rychloposuvu

$$T_5 = T_7 = 0.5 * T_R * q_{R_5} = 0.5 * 18000 * 0.181 = 1625 \text{ hod} \quad (4.3.4)$$

Doba běhu při rovnoměrném pohybu rychloposuvu

$$T_6 = T_8 = 0.5 * T_R * q_{R_6} = 0.5 * 18000 * 0.819 = 7375 \text{ hod} \quad (4.3.5)$$

4.3.3 Spektrum ujeté dráhy

$$l_{S_i} = v_{S_i} * T_i = \begin{bmatrix} 0.263 * 2400 \\ 1.501 * 3600 \\ 1.501 * 3600 \\ 1.688 * 2400 \\ 12.50 * 1625 \\ 25.00 * 7375 \\ 12.50 * 1625 \\ 25.00 * 7375 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3.782 * 10^4 \\ 3.241 * 10^5 \\ 3.241 * 10^5 \\ 2.431 * 10^5 \\ 1.218 * 10^6 \\ 1.106 * 10^7 \\ 1.218 * 10^6 \\ 1.106 * 10^7 \end{bmatrix} \text{ m} \quad (4.3.6)$$

4.4 Kontrola valivých jednotek

Navržené lineární vedení je od společnosti Schneeberger. Jako vodící prvky byly zvoleny válečkové jednotky MR. Tyto jednotky jsou doporučeny pro CNC obráběcí centra, obráběcí stroje s vysokými obráběcími výkony a nároky na vysokou životnost.

4.4.1 Poloha, počet a parametry valivých jednotek

Na Obr. 44 je zobrazena poloha a označení jednotlivých jednotek.

Vzdálenost vodících drah $L_x = 225 \text{ mm}$

Vzdálenost vodících vozíků $L_x = 225 \text{ mm}$

Počet vodících vozíků na jedné vodící dráze $n_v = 2$

Počet vodících drah $n_d = 2$

Celkový počet vodících vozíků $n_c = 4$

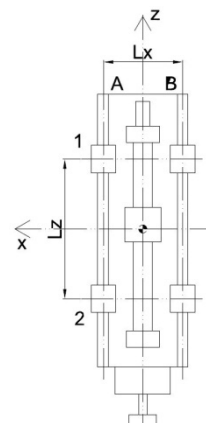
Statická únosnost $C_0 = 93400 \text{ N}$

Dynamická únosnost $C = 52000 \text{ N}$

Předpětí valivé jednotky

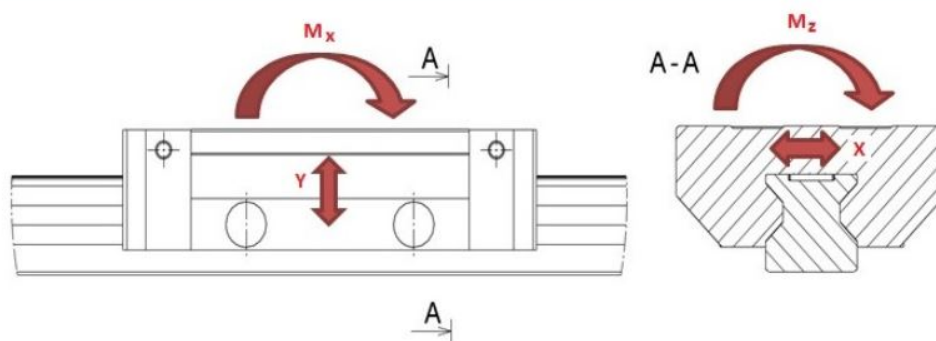
$$F_0 = 0.12 * C = 0.12 * 52000 = 62400 \text{ N}$$

(4.4.1)



4.4.2 Vektory sil a momenty v počátku souřadnic pro zatěžovací stavy 1 - 8

Na Obr. 45 jsou naznačeny směry, ve kterých je valivá jednotka zatěžována. Z celkových zatěžovacích stavů jsou pro tyto směry vytvořeny vektory silových a momentových složek.



Obr. 45 – Zátěžové směry vozíku

4.4.2.1 Vektory sil v počátku

$$F_{x_i} = \begin{bmatrix} 0 \\ -1237 \\ -1237 \\ -519 \\ 1000 \\ 0 \\ -1000 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad F_{y_i} = \begin{bmatrix} 0 \\ -1546 \\ 1546 \\ 649 \\ -1000 \\ 0 \\ 1000 \\ 0 \end{bmatrix} = \text{N} \quad F_{z_i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \text{N} \quad F_{s_i} = \begin{bmatrix} -1936 \\ -1034 \\ -1034 \\ -1572 \\ -961 \\ -1961 \\ -2961 \\ -1961 \end{bmatrix} = \text{N}$$

4.4.2 Vektory momentů v počátku

$$M_{X_i} = \begin{bmatrix} -138 \\ -1845 \\ 1711 \\ 637 \\ 170 \\ 140 \\ 240 \\ 170 \end{bmatrix} N.m \quad M_{Y_i} = \begin{bmatrix} -0.250 \\ 1413 \\ 1413 \\ 594 \\ -102 \\ 0 \\ 452 \\ 0 \end{bmatrix} N.m \quad M_{Z_i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 153 \\ 184 \\ 77 \\ -129 \\ 0 \\ 129 \\ 0 \end{bmatrix} N.m$$

4.4.3 Síly působící na jednotky

4.4.3.1 Směr Y

Dle vztahu (4.4.2) se vypočítávají Y-ové složky síly působící na jednotlivé jednotky. V tomto vztahu se mění pouze označení síly (A1, A2, ...) a kombinace znamének v pořadí plus/plus, mínus/plus, plus/mínus a mínus/mínus.

$$F_{A1y} = \frac{F_Y}{n_c} \pm \frac{M_X}{n_d * L_z} \pm \frac{M_z}{n * L_x} \quad (4.4.2)$$

$$F_{A1y_i} = \begin{bmatrix} -200.5 \\ -2721 \\ 3274 \\ 1257 \\ -782.7 \\ -203.4 \\ 883.1 \\ 203.4 \end{bmatrix} N \quad F_{A2y_i} = \begin{bmatrix} 200.5 \\ 2627 \\ -1685 \\ -589.6 \\ -288.6 \\ 203.4 \\ 188.3 \\ 203.4 \end{bmatrix} N \quad F_{B1y_i} = \begin{bmatrix} -200.5 \\ -3400 \\ 2458 \\ 914.3 \\ -211.3 \\ -203.4 \\ 311.6 \\ -203.4 \end{bmatrix} N \quad F_{B2y_i} = \begin{bmatrix} 200.5 \\ 1948 \\ -2501 \\ -932.5 \\ 282.7 \\ 203.4 \\ -383.1 \\ 203.4 \end{bmatrix} N$$

4.4.3.2 Směr X

Dle vztahu (4.4.3) a (4.4.4) se vypočítají X-ové složky síly pro jednotlivé valivé jednotky.

$$F_{A1x} = F_{B1x} = \frac{F_X}{n_c} - \frac{M_Y}{n_d * L_z} \quad (4.4.3)$$

$$F_{A2x} = F_{B2x} = \frac{F_X}{n_c} + \frac{M_Y}{n_d * L_z} \quad (4.4.4)$$

$$F_{A1x_i} = \begin{bmatrix} 0.363 \\ -2357 \\ -2357 \\ -990 \\ 397.3 \\ 0 \\ -904.6 \\ 0 \end{bmatrix} N \quad F_{A2x_i} = \begin{bmatrix} -0.363 \\ 1739 \\ 1739 \\ 730.2 \\ 102.6 \\ 0 \\ 404.5 \\ 0 \end{bmatrix} N \quad F_{B1x_i} = \begin{bmatrix} 0.363 \\ -2357 \\ -2357 \\ -990 \\ 397.3 \\ 0 \\ -904.6 \\ 0 \end{bmatrix} N \quad F_{B2x_i} = \begin{bmatrix} -0.363 \\ 1739 \\ 1739 \\ 730.2 \\ 102.6 \\ 0 \\ 404.5 \\ 0 \end{bmatrix} N$$

4.4.4 Fiktivní a efektivní zatížení

4.4.4.1 Fiktivní zatížení

Fiktivní zatížení se vypočte dle vztahu (4.4.5). Výpočet pak vyjadřuje součet absolutních hodnot předchozích složek X-ového a Y-ového směru. Uvedený vztah je pro výpočet fiktivního zatížení valivé jednotky A1. Ostatní jednotky se vypočítají stejným principem, mění se pouze označení sil dle počítané jednotky.

$$F_{A1_i} = |F_{A1y_i}| + |F_{A1x_i}| \quad (4.4.5)$$

$$F_{A1_i} = \begin{bmatrix} 200.9 \\ 5078 \\ 5631 \\ 2247 \\ 1180 \\ 203.4 \\ 1788 \\ 203.4 \end{bmatrix} N \quad F_{A2_i} = \begin{bmatrix} 200.9 \\ 4366 \\ 3424 \\ 1320 \\ 391.3 \\ 203.4 \\ 592.9 \\ 203.4 \end{bmatrix} N \quad F_{B1_i} = \begin{bmatrix} 200.9 \\ 5757 \\ 4819 \\ 1907 \\ 608.6 \\ 203.4 \\ 1216 \\ 203.4 \end{bmatrix} N \quad F_{B2_i} = \begin{bmatrix} 200.9 \\ 3687 \\ 4240 \\ 1663 \\ 385.4 \\ 203.4 \\ 787.6 \\ 203.4 \end{bmatrix} N$$

4.4.4.2 Efektivní zatížení

Vztah (4.4.6) vyjadřuje podmínku pro určení efektivního zatížení z fiktivní síly a předpětí. Pokud je fiktivní síla větší než trojnásobek předpětí jednotky, působí na jednotku fiktivní síla F_{A1_i} . Pokud je fiktivní síla menší než trojnásobek předpětí jednotky, a zároveň má nenulovou velikost, působí na jednotku síla o velikosti $F_0 + \frac{2}{3} * F_{A1_i}$.

$$F_{eA1_i} = \text{if} \left(F_{A1_i} < 3 * F_0, \text{if} \left(|F_{A1_i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} * F_{A1_i}, 0 \right), F_{A1_i} \right) \quad (4.4.6)$$

$$F_{eA1_i} = \begin{bmatrix} 6374 \\ 9626 \\ 9994 \\ 7738 \\ 7027 \\ 6375 \\ 7432 \\ 6376 \end{bmatrix} N \quad F_{eA2_i} = \begin{bmatrix} 6374 \\ 9150 \\ 8522 \\ 7120 \\ 6501 \\ 6376 \\ 6635 \\ 6376 \end{bmatrix} N \quad F_{eB1_i} = \begin{bmatrix} 6374 \\ 10080 \\ 9450 \\ 7510 \\ 6646 \\ 6376 \\ 7051 \\ 6376 \end{bmatrix} N \quad F_{eB2_i} = \begin{bmatrix} 6374 \\ 8698 \\ 9067 \\ 7349 \\ 6497 \\ 6376 \\ 6765 \\ 6376 \end{bmatrix} N$$

4.4.5 Statická bezpečnost

Maximální efektivní síly

$$F_{A1M} = \max\langle F_{eA1_i} \rangle = 9994 N$$

$$F_{A2M} = \max\langle F_{eA2_i} \rangle = 9150 N$$

$$F_{B1M} = \max\langle F_{eB1_i} \rangle = 10080 N$$

$$F_{B2M} = \max\langle F_{eB2_i} \rangle = 9067 N$$

Statická bezpečnost

$$S_{0A1} = \frac{C_0}{F_{A1M}} = 9.345 > 4 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$S_{0A2} = \frac{C_0}{F_{A2M}} = 10.207 > 4 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$S_{0B1} = \frac{C_0}{F_{B1M}} = 9.268 > 4 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$S_{0B2} = \frac{C_0}{F_{A1M}} = 10.301 > 4 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.4.6 Dynamická bezpečnost

Dle obecného vztahu (4.4.7) se vypočte hodnota dynamického ekvivalentního zatížení. Písmeno „X“ nahrazuje ve vztahu označení příslušné jednotky.

4.4.6.1 Dynamické ekvivalentní zatížení

$$F_{deX} = \left(\frac{\sum_{i=1}^8 (F_{eX_i})^{\frac{3}{10}} * l_{S_i}}{l_{SC}} \right)^{\frac{10}{3}} = 6632 N \quad (4.4.7)$$

$$F_{deA2} = 6497 N$$

$$F_{deA2} = 6497 N$$

$$F_{deB1} = 6584 N$$

$$F_{deB2} = 6508 N$$

4.4.6.2 Délková životnost valivé jednotky

Součinitel $a_p = 1$ je katalogová hodnota [11], která odpovídá 90% pravděpodobnosti, že hodnota vypočítané životnosti bude překročena.

$$L_{A1} = a_p * \left(\frac{C}{F_{deA1}} \right)^{\frac{10}{3}} * 10^5 = 9.576 * 10^7 \text{ m}$$

$$L_{A2} = 1.026 * 10^8 \text{ m} \quad L_{B1} = 9.809 * 10^7 \text{ m} \quad L_{B2} = 1.02 * 10^8 \text{ m}$$

4.4.6.3 Dynamická bezpečnost

$$S_{dA1} = \frac{L_{A1}}{l_{SC}} = 3.756 > 2 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad S_{dA2} = \frac{L_{A2}}{l_{SC}} = 4.024 > 2 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$S_{dB1} = \frac{L_{B1}}{l_{SC}} = 3.848 > 2 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad S_{dB2} = \frac{L_{B2}}{l_{SC}} = 4.001 > 2 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5 Výpočet pohonů pro posuvové mechanismy

Princip konstrukce posuvového mechanismu (viz. kapitola 3.3 Posuvové mechanismy) je pro všechny osy stejný. V této kapitole jsou popsány pouze důležité části výpočtu zaměřené na dimenzování pohonu. Posuvový mechanismus osy X a celkový výpočet je uveden v Příloze č.2.

5.1 Specifikace motoru

Vstupní hodnoty

Posuvová síla

$$F_{sx}^T = [4831 \quad 2426 \quad 983 \quad 5031 \quad 21 \quad -21 \quad -5031 \quad -983 \quad -2426 \quad -4831] \text{ N}$$

Maximální zatížení

$$F_{Mx} = \max(F_{sx}) = 5031 \text{ N}$$

Počáteční odhad účinnosti

$$\eta_{1s0x} = 0.9$$

Stoupání šroubu

$$h_x = 10 \text{ mm}$$

Rychlost rychloposuvu

$$v_{Rx} = 25 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0.417 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Finální převod kuličkového šroubu

$$i_{1rsx} = 628.319 \frac{1}{\text{m}}$$

Výstupní hodnoty

Maximální otáčky šroubu

$$n_{max} = \frac{v_{Rx}}{h_x} = \frac{25}{0.01} = 2500 \frac{\text{ot}}{\text{min}} = 41.666 \frac{\text{ot}}{\text{s}} \quad (5.1.1)$$

Potřebný výkon

$$P_{max} = \frac{F_{Mx} * v_{Rx}}{\eta_{1s0x}} = \frac{5031 * 0.417}{0.9} = 2329 \text{ W} \quad (5.1.2)$$

Potřebný moment

$$M_{max} = \frac{P_{max}}{2 * \pi * n_{max}} = \frac{2329}{2 * \pi * 41,666} = 8.897 \text{ N.m} \quad (5.1.3)$$

Dle vypočtených parametrů byl vybrán, z katalogu společnosti Siemens, synchronní motor Siemens - 1FK7064-7AF71-1AH0 [12].

Parametry motoru

Výkon motoru	$P_x = 2.51 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n_x = 3000 \frac{1}{min}$
Jmenovitý moment	$M_{1x} = 8 \text{ N.m}$
Statický moment	$M_{10x} = 12 \text{ N.m}$
Moment setrvačnosti	$J_{1x} = 6.5 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

5.1.1 Výpočet úhlové rychlosti a převodových poměrů

Úhlová rychlost

$$\omega_{1x} = 2 * \pi * n_{1x} = 2 * \pi * 3000 = 18849.5 \frac{rad}{min} \quad (5.1.4)$$

Celkový převod

$$i_{1sx} = \frac{\omega_{1x}}{v_{Rx}} = \frac{18849.5}{25} = 753.982 \frac{1}{m} \quad (5.1.5)$$

Vstupní převod

$$i_{1rx} = \frac{i_{1sx}}{i_{rsx}} = \frac{753.982}{628.319} = 1.2 \quad (5.1.6)$$

5.2 Specifikace vstupního převodu ozubeným řemenem

Jako vstupní převod byl zvolen převod pomocí ozubeného řemene od firmy ContiTech typ Synchronbelt HTD. Výpočet byl proveden dle katalogu CONTI SYNCHROBELT HTD Synchronous Drive Belts [12]. Nejprve byl proveden návrhový výpočet a následně kontrolní výpočet řemenového převodu.

5.2.1 Návrh řemene

Z katalogu byly vybrány součinitele zátěže, zrychlení a únavy. Tyto součinitele navyšují výkon o složku, která slouží pro bezpečnost možného přepětí řemene danými stavy.

Součinitel zátěže	$c_2 = 1.5$
Součinitel zrychlení	$c_3 = 0$
Součinitel únavy	$c_4 = 0.2$

Celkový součinitel provozu

$$c_0 = c_2 + c_3 + c_4 = 1.5 + 0 + 0.2 = 1.7 \quad (5.2.1)$$

Přenášený výkon po vynásobení součiniteli

$$P_x * c_0 = 2.51 * 1.7 = 4.267 \text{ kW} \quad (5.2.2)$$

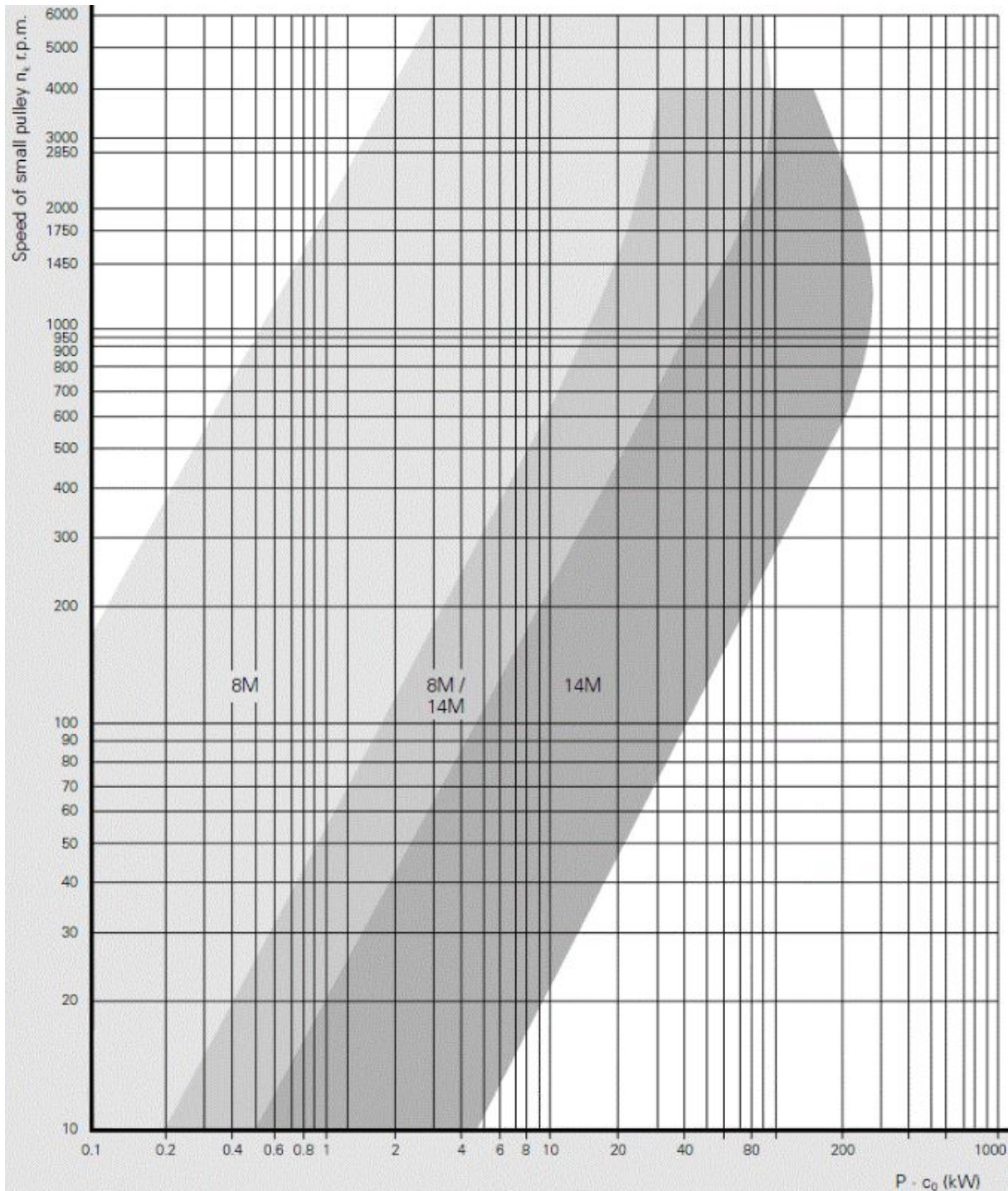
Přenášené otáčky

$$n_{1x} = 3000 \frac{1}{\text{min}} = 50 \frac{1}{\text{s}}$$

Volba typu řemene byla provedena dle diagramu na Obr. 46. Podle vypočítaného výkonu a otáček byl zvolen typ řemene Conti Synchronbelt HTD 8M. Řemen tohoto označení má rozteč zubů 8mm.

Rozteč zubů řemene

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



Obr. 46 – Volba velikosti (typu) řemene

5.2.2 Návrh malé řemenice

Zvolená řemenice	PT26 – 8M
Počet zubů malé řemenice	$z_{1x} = 26$
Roztečný průměr malé řemenice	$d_{w1x} = 66.21 \text{ mm}$
Vnější průměr malé řemenice	$d_{a1x} = 64.85 \text{ mm}$

5.2.3 Výpočet velikosti velké řemenice

Vstupní převod $i_{1rx} = 1.2$

Výpočtový počet zubů velké řemenice

$$z_{2calc} = z_{1x} * i_{1rx} = 26 * 1.2 = 31.2 \quad (5.2.3)$$

Počet zubů musí být celé číslo. Proto z katalogu byla vybrána nejbližší preferovaná řemenice PT32 - 8M s počtem zubů 32.

Zvolená řemenice	PT32 – 8M
Počet zubů velké řemenice	$z_{2x} = 32$
Roztečný průměr velké řemenice	$d_{w2x} = 81.49 \text{ mm}$
Vnější průměr velké řemenice	$d_{a2x} = 80.16 \text{ mm}$

5.2.4 Výpočet šířky řemene

Efektivní síla přenášená řemenem

$$F_{ux} = \frac{P_x}{t_x * n_{1x} * z_{1x}} = \frac{2.51 * 10^3}{8 * 10^{-3} * 50 * 26} = 241.346 \text{ N} \quad (5.2.4)$$

Nejbližší hodnota efektivní síly, pro řemen typu 8M, dle tabulky na Obr. 47 je 550N. Této velikosti efektivní síly odpovídá šířka řemene 20 mm.

Šířka řemene $b_x = 20 \text{ mm}$

Efektivní únosnost řemene $F_{uzulx} = 550 \text{ N}$

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. 47 – Volba šířky řemene

5.2.5 Volba počtu zubů a délky řemene

Počet zubů malé řemenice

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

Počet zubů velké řemenice

$$z_g = z_{2x} = 32$$

Výpočtová osová vzdálenost řemenic

$$a_{xcalc} = z_{2x} = 32$$

Rozdíl počtu zubů velké a malé řemenice

$$z_g - z_k = 32 - 26 = 6 \quad (5.2.5)$$

Poměr výpočtové osové vzdálenosti a rozteče

$$X_{ax} = \frac{a_{xcalc}}{t_x} = \frac{180}{8} = 22.5 \quad (5.2.6)$$

Výpočtový počet zubů řemene je volen z tabulky na Obr. 48 pomocí rozdílu počtu zubů velké a malé řemenice, poměru výpočtové osové vzdálenosti a rozteče. V řádce odpovídající rozdílu počtu zubů velké a malé řemenice je nalezena nejbližší hodnota poměru výpočtové osové vzdálenosti a rozteče. V odpovídajícím sloupci je odečten výpočtový počet zubů řemene.

$z_g - z_k$	$z - z_k$	43	44	45	46	47	48	49	50
1		21.249	21.749	22.249	22.749	23.249	23.749	24.249	24.749
2		20.998	21.498	21.998	22.498	22.998	23.498	23.998	24.498
3		20.744	21.245	21.745	22.245	22.745	23.245	23.745	24.245
4		20.490	20.990	21.491	21.991	22.491	22.991	23.491	23.992
5		20.234	20.735	21.235	21.735	22.236	22.736	23.236	23.737
6		19.977	20.478	20.978	21.479	21.979	22.480	22.980	23.481
7		19.719	20.219	20.720	21.221	21.721	22.222	22.723	23.223
8		19.458	19.959	20.460	20.961	21.462	21.963	22.464	22.965
9		19.196	19.698	20.199	20.700	21.202	21.703	22.204	22.705
10		18.933	19.435	19.936	20.438	20.939	21.441	21.942	22.444

Obr. 48 – Tabulka poměrů osové vzdálenosti a rozteče (X_{ax})

Nejbližší poměr výpočtové osové vzdálenosti a rozteče $X_{ax} = 22.480$

Výpočtový počet zubů řemene

$$z - z_k = 48 \quad (5.2.7)$$

Ze vztahu (5.2.7) lze vypočítat výpočtový počet zubů řemene, který je poté zaokrouhlen na hodnotu odpovídající normalizovanému počtu.

$$z_{xcalc} = z = 48 + z_k = 48 + 26 = 74 \quad (5.2.8)$$

Zaokrouhlení počtu zubů řemene na normalizovaný počet

Počet zubů řemene

$$z_x = 75$$

Délka řemene

$$L_{wx} = 600 \text{ mm}$$

Označení navrženého řemene je CONTI SYNCHROBELT HTD 600 - 8M - 20.

5.2.6 Výpočet skutečné osové vzdálenosti

Z důvodu zaokrouhlení počtu zubů řemene na normalizovaný počet, je zapotřebí přepočítat skutečnou osovou vzdálenost a tuto hodnotu zkontrolovat dle podmínky, která zaručuje správnou funkci řemene.

$$z_x - z_{1x} = 49 \quad (5.2.9)$$

Dle vztahu (5.2.5) a vztahu (5.2.9) z tabulky na Obr. 48 je vybrána nová hodnota poměru výpočtové osové vzdálenosti a rozteče X_{ax} .

Poměr výpočtové osové vzdálenosti a rozteče $X_{ax} = 22.980$

Skutečná osová vzdálenost

$$a_x = X_{ax} * t_x = 22.980 * 8 = 183.84 \text{ mm} \quad (5.2.10)$$

Podmínka správné funkce řemene

$$0.2 * t_x * (z_{2x} + z_{1x}) \leq a_x \leq 0.7 * t_x * (z_{2x} + z_{1x}) \quad (5.2.11)$$

$$0.2 * 8 * (32 + 26) \leq a_x \leq 0.7 * 8 * (32 + 26)$$

$$92.8 \leq a_x \leq 324.8 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.2.7 Kontrola řemene

Pro navržený řemen je HTD 600-8M-20 je vybrán přenositelný výkon z tabulky na Obr. 49. Přenositelný výkon je násoben součiniteli závislémi na počtu zubů v záběru malé řemenice a délky pásu. Poté je porovnán s předpokládaným výkonem při přetížení, vypočten ve vztahu (5.2.2).

CONTI SYNCHROBELT® HTD																	
Synchronous Drive Belt 8M 20 mm Belt Width Power Rating P _R (kW) Table 39																	
Speed of small toothed pulley n ₁ r.p.m.	No. of teeth of small toothed pulley z ₁																
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72	80
	Pitch Ø d _w (mm)																
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	5.38	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
3500	5.58	6.06	6.56	7.15	7.76	8.88	10.12	11.43	12.80	13.78	14.79	15.74	16.61	17.42	18.79	19.84	20.53
4000	6.34	6.87	7.42	8.09	8.76	9.84	11.20	12.64	14.15	15.20	16.25	17.19	18.05	18.79	19.96	20.65	
4500	7.07	7.66	8.26	8.98	9.71	10.73	12.20	13.75	15.37	16.49	17.53	18.43	19.21	19.84	20.65		
5000	7.79	8.42	9.07	9.84	10.62	11.53	13.10	14.75	16.47	17.63	18.62	19.44	20.08	20.53			
5500	8.49	9.16	9.84	10.65	11.47	12.28	13.90	15.63	17.43	18.62	19.51	20.18	20.62				
6000	9.16	9.86	10.57	11.42	12.26	13.09	14.60	16.39	18.25	19.44	20.18	20.65					

Obr. 49 – Přenositelný výkon řemene

Přenositelný výkon řemenem	$P_{Rx} = 5.67 \text{ kW}$
Součinitel zubů v záběru	$c_1 = 1$
Součinitel délky pásu	$c_5 = 0.8$

$$P_x * c_0 \leq P_{Rx} * c_1 * c_5$$

$$2.51 * 1.7 \leq 5.67 * 1 * 0.8$$

$$4.267 \leq 4.536 \rightarrow \text{navržený řemen vyhovuje}$$

5.2.8 Výpočet předepínací síly a průhybu řemene

Pro zajištění správného chodu řemenového převodu je důležité správné napínání řemene. Princip napínání pro jednotlivé osy je popsán v kapitole 3.3.2 Pohon kuličkového šroubu.

Vstupní hodnoty

Rozteč zubů řemene	$t_x = 8 \text{ mm}$
Počet zubů malé řemenice	$z_{1x} = 26$
Počet zubů velké řemenice	$z_{2x} = 32$
Přenášené otáčky	$n_{1x} = 3000 \frac{1}{\text{min}} = 50 \frac{1}{s}$
Šířka řemene	$b_x = 20 \text{ mm}$
Skutečná osová vzdálenost	$a_x = 183.84 \text{ mm}$
Efektivní únosnost řemene	$F_{uzulx} = 550 \text{ N}$
Výkon motoru	$P_x = 2.51 \text{ kW}$

5.2.8.1 Výpočet předepínací síly řemene

Úhel opásání malé řemenice

$$\beta_x = 2 * \cos \left[\frac{t_x * (z_{2x} - z_{1x})}{2 * \pi * a_x} \right] = 2 * \cos \left[\frac{8 * (32 - 26)}{2 * \pi * 183.84} \right] = 175.237^\circ \quad (5.2.12)$$

Únosnost řemene

$$F_{vx} = \frac{P_x * \sin\left(\frac{\beta_x}{2}\right)}{t_x * z_{1x} * n_{1x}} = \frac{2.51 * 10^3 * \sin\left(\frac{175.237}{2}\right)}{8 * 10^{-3} * 26 * 50} = 241.138 \text{ N} \quad (5.2.13)$$

Předepínací síla

$$F_{statx} = \frac{F_{vx}}{2 * \sin\left(\frac{\beta_x}{2}\right)} = \frac{241.138}{2 * \sin\left(\frac{175.237}{2}\right)} = 120.673 \text{ N} \quad (5.2.14)$$

5.2.8.2 Výpočet průhybu řemene

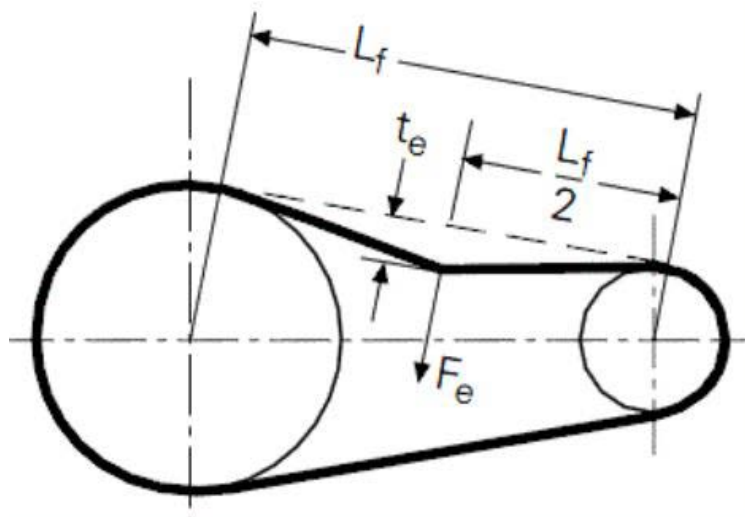
Kontrola správného předepnutí řemene se provádí odměřením průhybu řemene při zatížení zkušební silou viz. Obr. 50.

Zkušební síla

$$F_{ex} = b_x + 50 = 20 + 50 = 70 \text{ N} \quad (5.2.15)$$

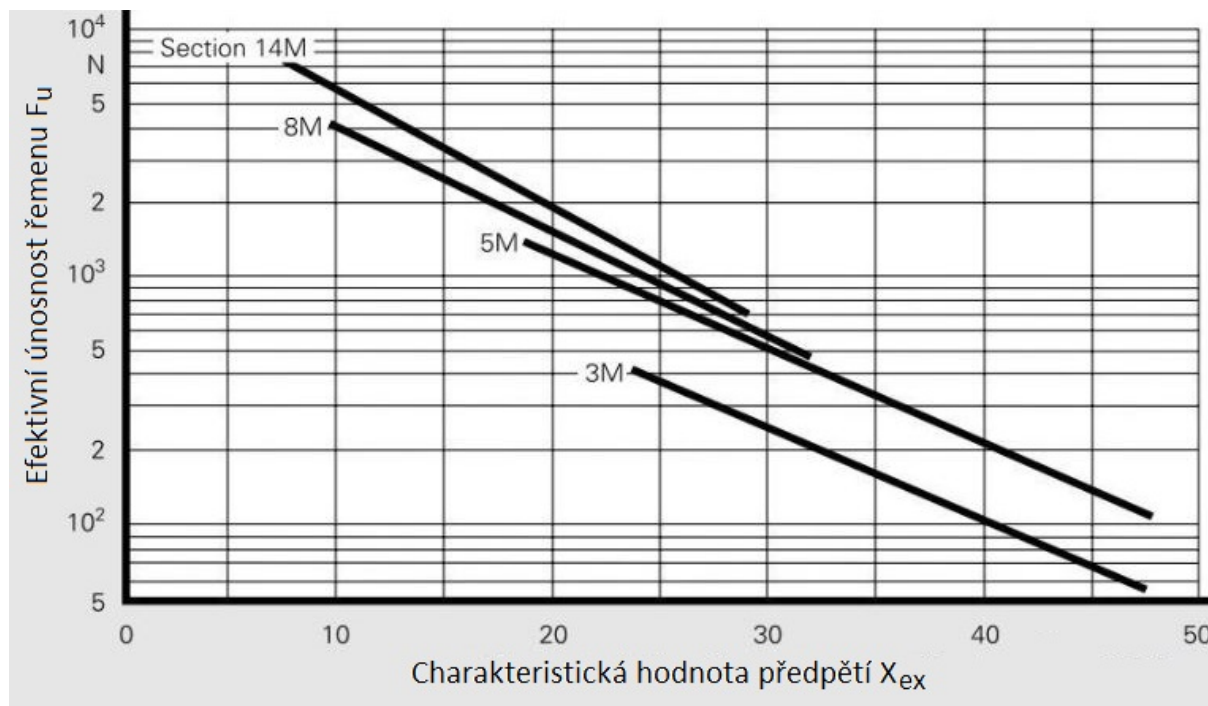
Volná délka řemene (neopásaná)

$$L_{fx} = a_x * \sin\left(\frac{\beta_x}{2}\right) = 183.84 * \sin\left(\frac{175.237}{2}\right) = 183.681 \text{ mm} \quad (5.2.16)$$



Obr. 50 – Kontrola průhybu řemene

Z tabulky na Obr. 51 podle hodnoty efektivní únosnosti a typu řemene byla zvolena charakteristická hodnota předpětí pro výpočet průhybu řemene.



Obr. 51 – Volba charakteristické hodnoty předpětí řemene

Charakteristická hodnota předpětí

$$X_{ex} = 30$$

Průhyb řemene

$$t_{ex} = \frac{L_{fx}}{1000} * X_{ex} = \frac{183.681}{1000} * 30 = 5.51 \text{ mm}$$

Předepínací síla řemene pro osu X je 120.6N. Správné předepnutí je kontrolováno měřením průhybu řemene o hodnotě 5.51mm, které vyvodí zkušební síla 70N.

5.3 Spojení řemenice s hřídelí

Pro spojení řemenice a kuličkového šroubu, řemenice a motoru bylo vybráno spojení pomocí upínacích rozpěrných pouzder DSM firmy Advanced Machine & Engineering Co. [13].

Řemenice - motor: DSM 24x36

Řemenice - kuličkový šroub: DSM 25x42

Vstupní hodnoty

Statický moment motoru

$$M_{10x} = 24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Krouticí moment přenositelný upínacím pouzdem DSM 24 x 36

$$M_{24x36} = 145 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Krouticí moment přenositelný upínacím pouzdem DSK 25 x 42

$$M_{25x42} = 140 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kontrola

Upínací pouzdro DSK 24x36

$$M_{10x} \leq M_{24x36} \rightarrow 24 \leq 145 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.3.1)$$

Upínací pouzdro DSK 25x42

$$M_{10x} \leq M_{25x42} \rightarrow 24 \leq 140 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.3.2)$$

5.4 Kontrola setrvačných hmot

Vstupní hodnoty

Hustota oceli

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

Hmotnost posouvajících se skupin

$$m_x = 1000 \text{ kg}$$

Vzdálenost podpor

$$L_{px} = 850 \text{ mm}$$

Šířka malé řemenice

$$b_{1x} = 28 \text{ mm}$$

Vnější průměr malé řemenice

$$d_{a1x} = 64.85 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr malé řemenice

$$d_{v1x} = 44 \text{ mm}$$

Hmotnost malé řemenice

$$m_{1x} = 0.557 \text{ kg}$$

Šířka velké řemenice

$$b_{2x} = 28 \text{ mm}$$

Vnější průměr velké řemenice

$$d_{a2x} = 80.16 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr velké řemenice

$$d_{v2x} = 36 \text{ mm}$$

Hmotnost velké řemenice

$$m_{2x} = 0.927 \text{ kg}$$

Moment setrvačnosti motoru [7]

$$J_{1x} = 6.5 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti pouzdra DSK 25x42 [9]

$$J_{sp1x} = 6.21 * 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti pouzdra DSK 24x36 [9]

$$J_{sp2x} = 5.34 * 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

5.4.1 Výpočet momentů setrvačnosti

Moment setrvačnosti malé řemenice

$$J_{1r1x} = \frac{1}{2} * m_{1x} * \left(\left(\frac{d_{a1x}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{v1x}}{2} \right)^2 \right) = \frac{1}{2} * 0.557 * \left(\left(\frac{64.85 * 10^{-3}}{2} \right)^2 + \left(\frac{44 * 10^{-3}}{2} \right)^2 \right)$$

$$J_{1r1x} = 4.276 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \quad (5.4.1)$$

Moment setrvačnosti velké řemenice

$$J_{r2x} = \frac{1}{2} * m_{2x} * \left(\left(\frac{d_{a2x}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{v2x}}{2} \right)^2 \right) = \frac{1}{2} * 0.927 * \left(\left(\frac{80.16 * 10^{-3}}{2} \right)^2 + \left(\frac{36 * 10^{-3}}{2} \right)^2 \right)$$

$$J_{r2x} = 8.947 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \quad (5.4.2)$$

Moment setrvačnosti pouzdra DSK 24x36 redukováný na vstupní hřídel

$$J_{spr2x} = \frac{J_{sp2x}}{i_{1rx}^2} = \frac{5.34 * 10^{-5}}{1.231^2} = 3.525 * 10^{-5} \text{ kg.m}^2 \quad (5.4.3)$$

Moment setrvačnosti velké řemenice redukováný na vstupní hřídel

$$J_{1r2x} = \frac{J_{r2x}}{i_{1rx}^2} = \frac{8.947 * 10^{-4}}{1.231^2} = 5.906 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \quad (5.4.4)$$

Moment setrvačnosti vstupního převodu

$$J_{1rx} = J_{1r1x} + J_{1r2x} + J_{sp1x} + J_{spr2x} = (4.276 + 5.906 + 62.1 + 35.25) * 10^{-4}$$

$$J_{1rx} = 1.116 * 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (5.4.5)$$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu

$$J_{rsx} = \frac{\pi * d_x^2}{4} * L_{px} * \rho * \frac{d_x^2}{8} = \frac{\pi * 0.04^2}{4} * 0.85 * 7850 * \frac{0.04^2}{8}$$

$$J_{rsx} = 1.677 \text{ kg.m}^2 \quad (5.4.6)$$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu redukováný na vstupní hřídel

$$J_{1rsx} = \frac{J_{rsx}}{i_{1rx}^2} = \frac{1.677}{1.231^2} = 1.107 * 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (5.4.7)$$

Moment setrvačnosti posouvajících se skupiny redukováný na vstupní hřídel

$$J_{1msx} = \frac{m_x}{i_{1sx}^2} = \frac{1000}{773.315^2} = 1.672 * 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (5.4.8)$$

Moment setrvačnosti posuvového mechanismu včetně posouvajících skupin

$$J_{1posx} = J_{1rx} + J_{1rsx} + J_{1msx} = 1.116 * 10^{-3} + 1.107 * 10^{-3} + 1.672 * 10^{-3}$$

$$J_{1posx} = 3.895 * 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (5.4.9)$$

5.4.2 Kontrola snížení dynamické stability-překmit

$$\mu_{px} = \frac{J_{1posx}}{J_{1x}} = 5.992 < 2 \rightarrow \text{nevyhovuje}$$

Motor nevyhovuje na dynamickou stabilitu. Volím nový typ motoru s vyšším momentem setrvačnosti a obdobnými hodnotami výkonu a momentů. Nově zvolen motor Siemens 1FK7083-5AF71-1AH0-ZN05 [12].

Parametry motoru

Výkon motoru

$$P_x = 3.3 \text{ kW}$$

Jmenovité otáčky

$$n_x = 3000 \frac{1}{\text{min}}$$

Jmenovitý moment

$$M_{1x} = 10.5 \text{ N.m}$$

Statický moment

$$M_{10x} = 16 \text{ N.m}$$

Moment setrvačnosti

$$J_{1x} = 27.3 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

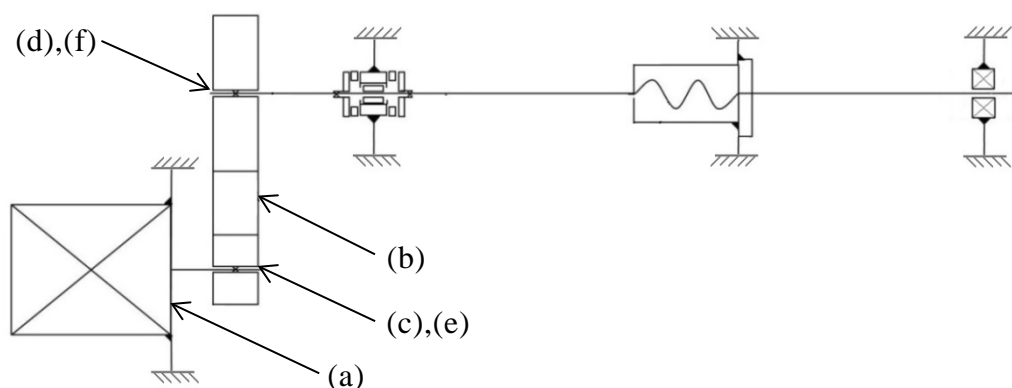
Kontrola nově zvoleného motoru

$$\mu_{px} = \frac{J_{1posx}}{J_{1x}} = 1.427 < 2 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.4.10)$$

Jelikož při změně motoru došlo k nárůstu momentu a výkonu, je zaručeno, že maximální voditelná síla motoru je také vyšší než potřebná. Tento motor vyhovuje, a je pouze elektronicky omezován, aby nedošlo k přetížení soustavy.

5.5 Shrnutí použitých komponent

Celkový mechanismus pohonu kuličkového šroubu osy X se skládá z komponent uvedených v Tab. 3.



Obr. 52 – Schéma posuvového mechanismu

Tab. 3 – Komponenty navrženého pohonu

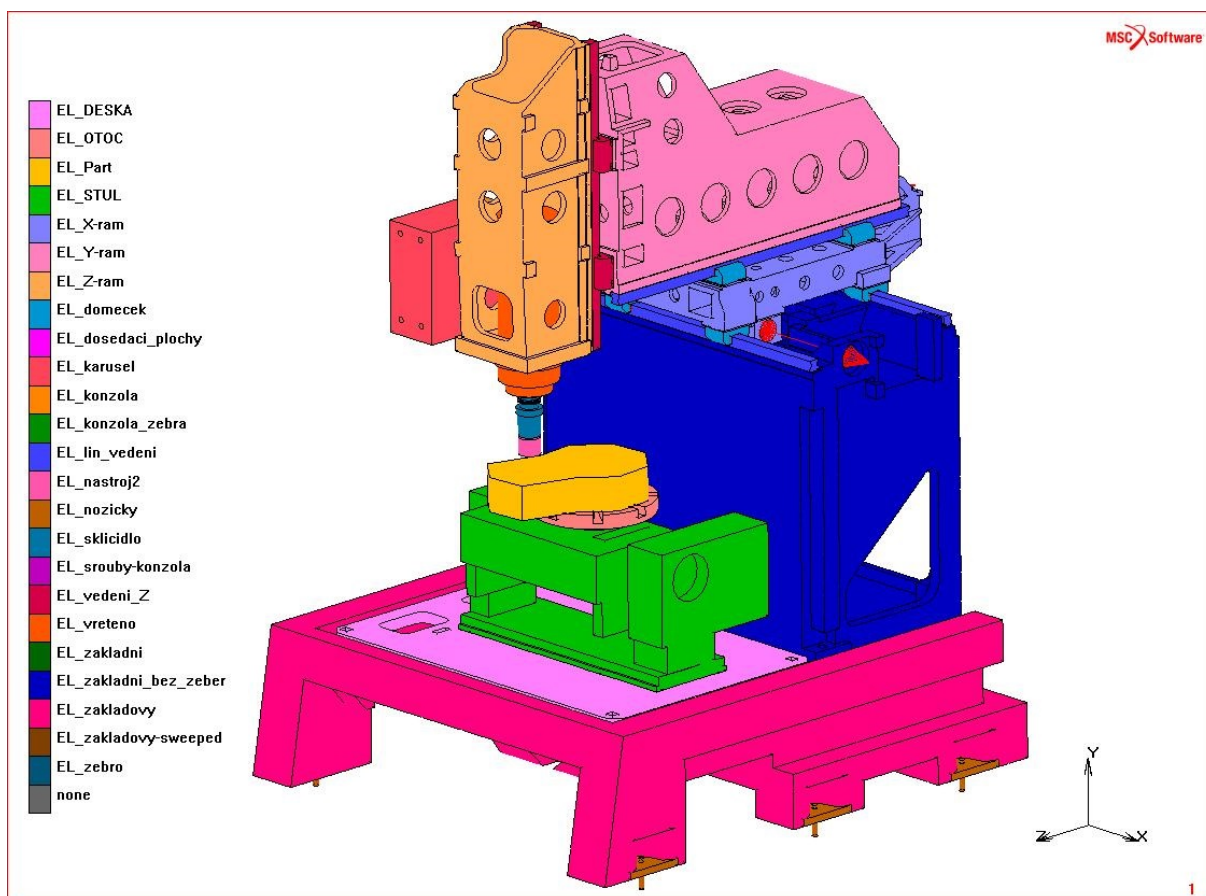
a)	Synchronní servomotor	1FK7083-5AF71-1AH0-ZN05 (Siemens)
b)	Řemen	HTD 600 - 8M - 20 (Contitech)
c)	Hnací řemenice	PT26 - 8M (Contitech)
d)	Hnaná řemenice	PT32 - 8M (Contitech)
e)	Upínací pouzdro	DSM 24 x 36 (Advanced Machine & Engineering Co.)
f)	Upínací pouzdro	DSK 25 x 42 (Advanced Machine & Engineering Co.)

6 MKP analýza navržené konstrukce

Cílem MKP analýzy bylo vytvořit, pro zjednodušený model navržené konstrukce, objemovou síť a provést analýzu chování konstrukce ve vybraném zátěžovém stavu. Výpočet byl proveden v softwaru Marc Mentat 2011.

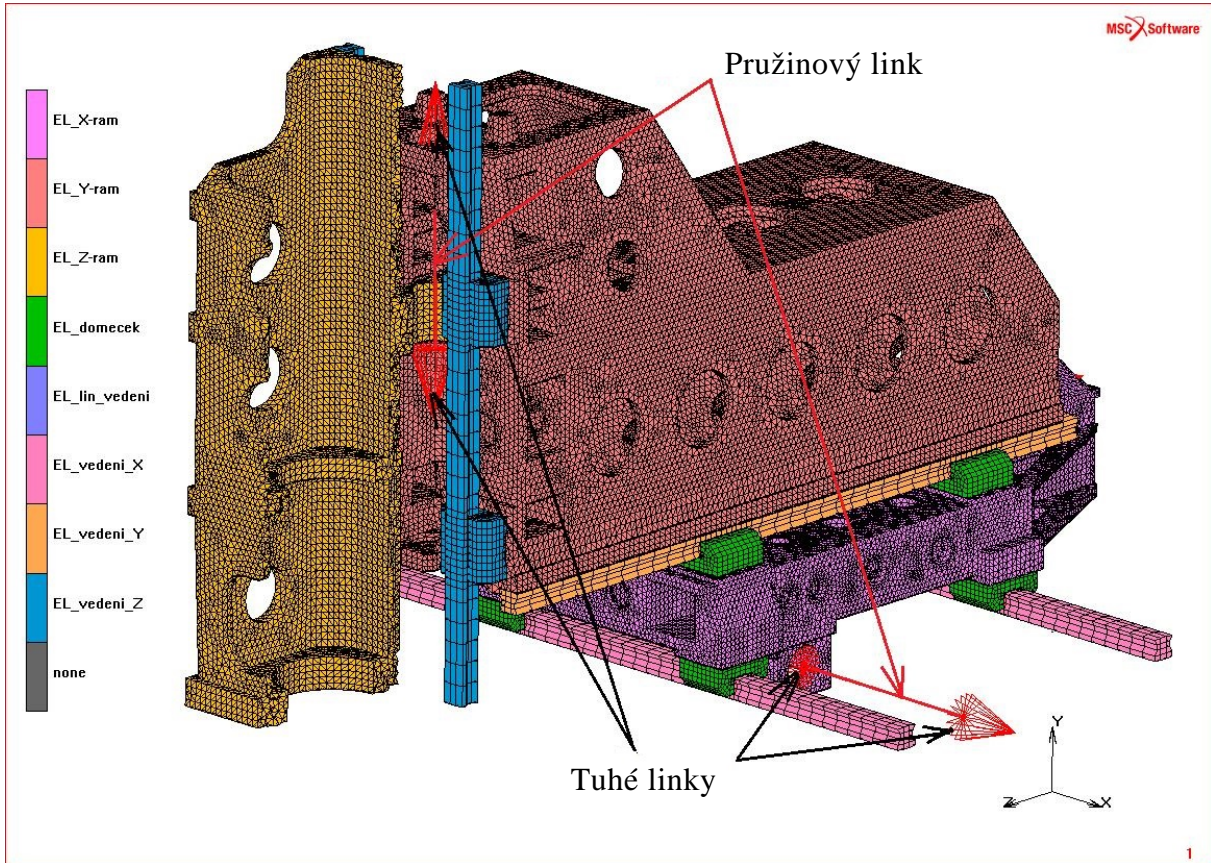
6.1 MKP model

Výsledný CAD model byl tvarově velice složitý, proto bylo zapotřebí na tvorbu objemové sítě tento model co nejvíce zjednodušit. Na Obr. 53 je zobrazený vytvořený zjednodušený model sítě CNC frézky. Z modelu byly odstraněny některé prvky, které nemají vliv na vlastní výpočet statické úlohy. Další části byly nahrazeny silovými účinky nebo pružinovými a tuhostními linky.

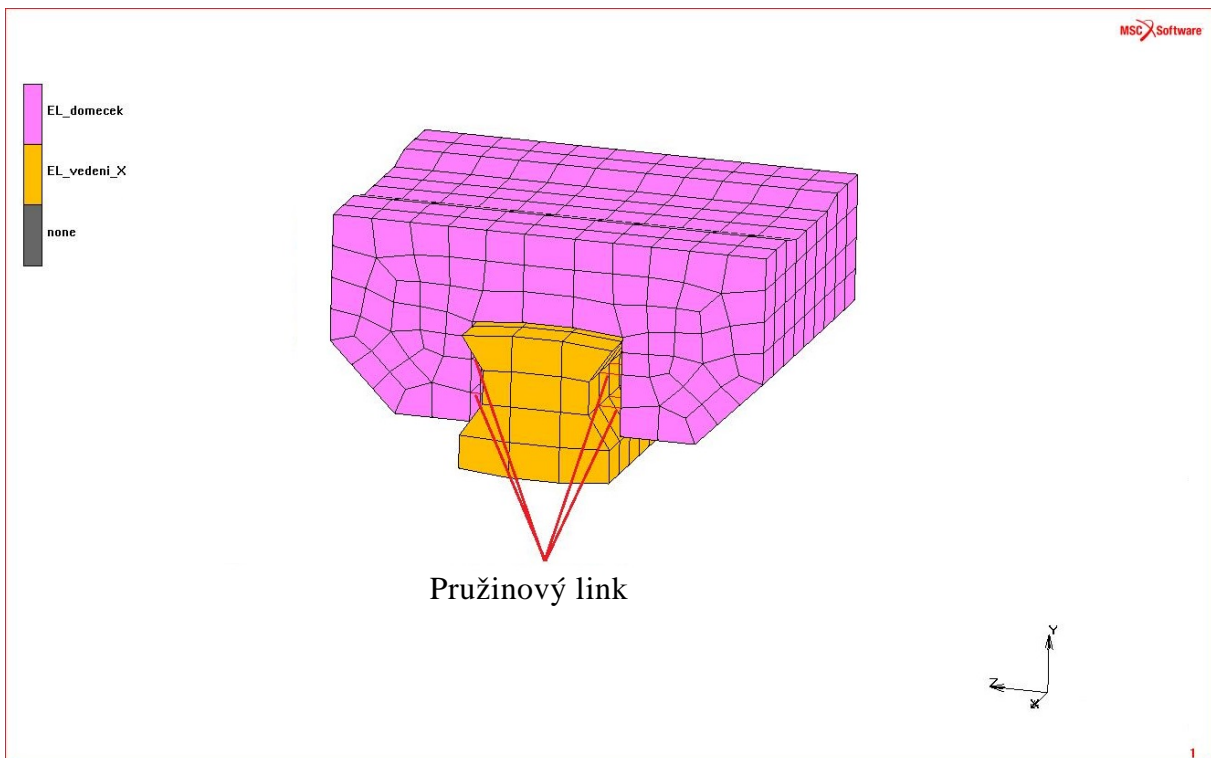


Obr. 53 – Vytvořený model sítě zjednodušeného modelu CNC frézky

Z Obr. 53 a Obr. 54 názorně vyplývá, že posuvový mechanismus byl při tvorbě sítě zanedbán a nahrazen. Ložiskové jednotky a matice byli nahrazeny tuhými linky a poté propojeny pružinami. Hodnota tuhosti pružinového linku $k = 660 \text{ kN/mm}$ byla určena z katalogu kuličkových šroubů společnosti Hiwin [9].



Obr. 54 – Náhrada pohybových šroubů

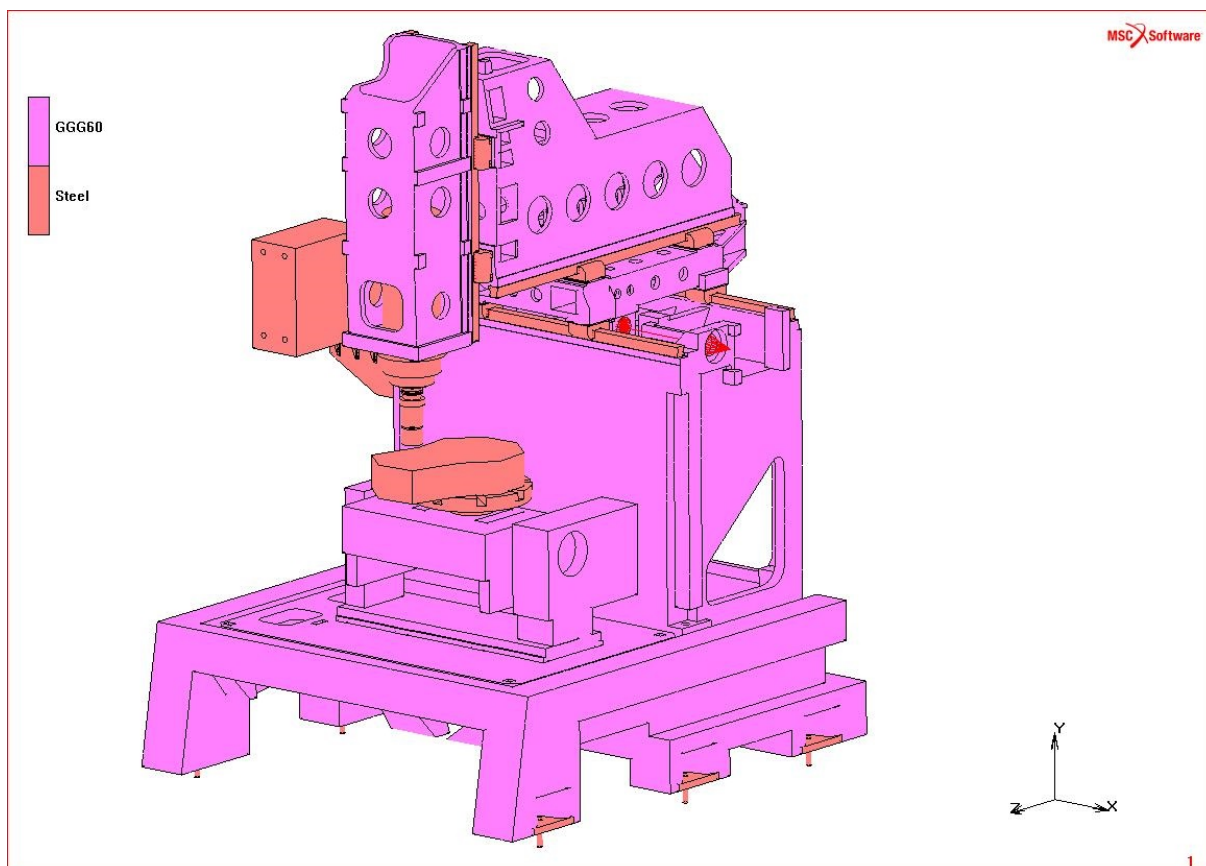


Obr. 55 – Příklad definice vazeb v lineárních vedeních osy X

Dalším důležitým konstrukčním uzlem jsou lineární vedení, která propojují jednotlivé rámy stroje. Mezi lineární drahou (na Obr. 55 označeno EL_vedení_X) a vodícím vozíkem (na Obr. 55 označeno EL_domecek) jsou vytvořeny pružinové linky. Linky jsou vytvořeny pro směry kolmé na směr pohybu lineárního vedení (směr Y a Z pro uvedený příklad).

Materiálové vlastnosti

Na jednotlivé části rámu, kotevní desky a výměnného rotačního stolu, byla použita litina EN-GJS-600-3 (GGG60 dle DIN). Pro ostatní části byla použita ocel. Vlastnosti materiálů jsou uvedeny v Tab. 4.



Obr. 56 – Materiálové rozlišení vytvořené sítě

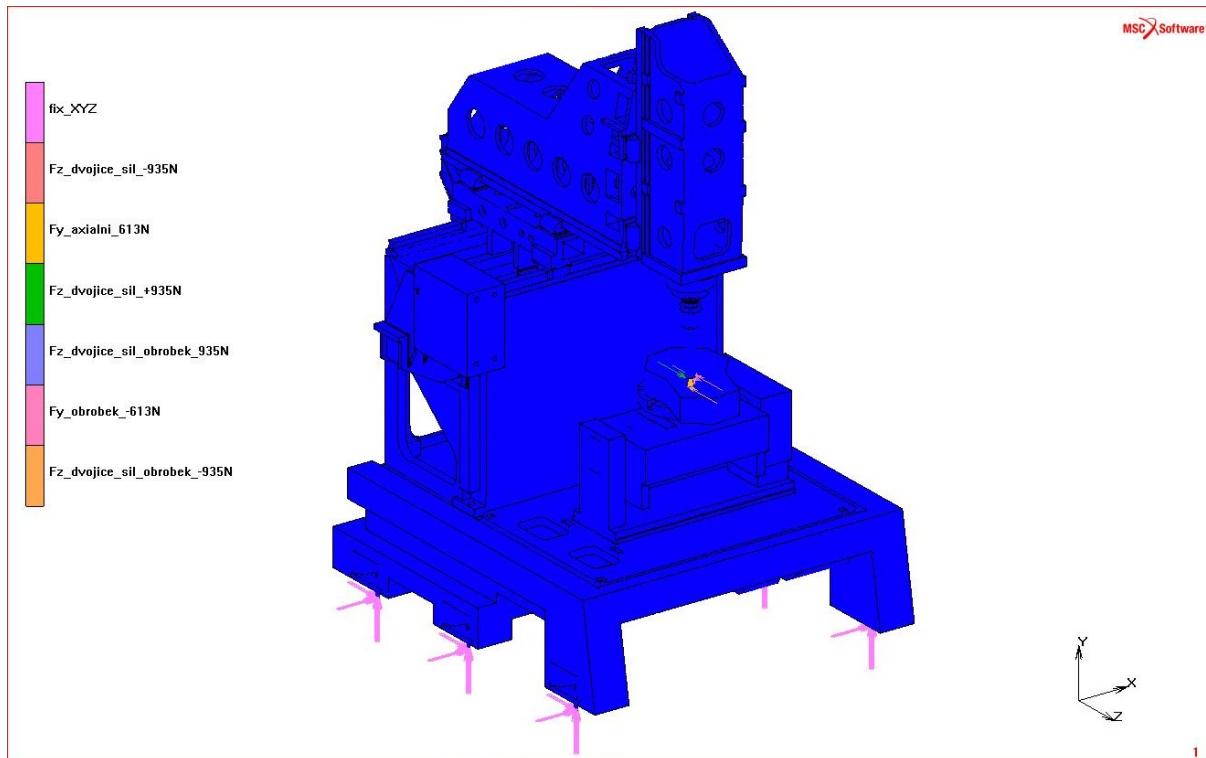
Tab. 4 – Materiálové vlastnosti

Materiálové označení	Označení	GGG60	Steel
Hustota	ρ	7200 kg/m ³	7850 kg/m ³
Youngův modul pružnosti v tahu	E	1,69*10 ⁵ MPa	2,1*10 ⁵ MPa
Poissonova konstanta	ν	0,3	0,25

6.2 Definice okrajových podmínek

Pro vytvořenou objemovou síť byly vytvořeny tyto okrajové podmínky.

Uložení stroje bylo nasimulováno odebráním všech stupňů volnosti pro uzly v místě, kde je stroj ustaven na stavěcích nohách, v Obr. 57 označeno fix_XYZ.



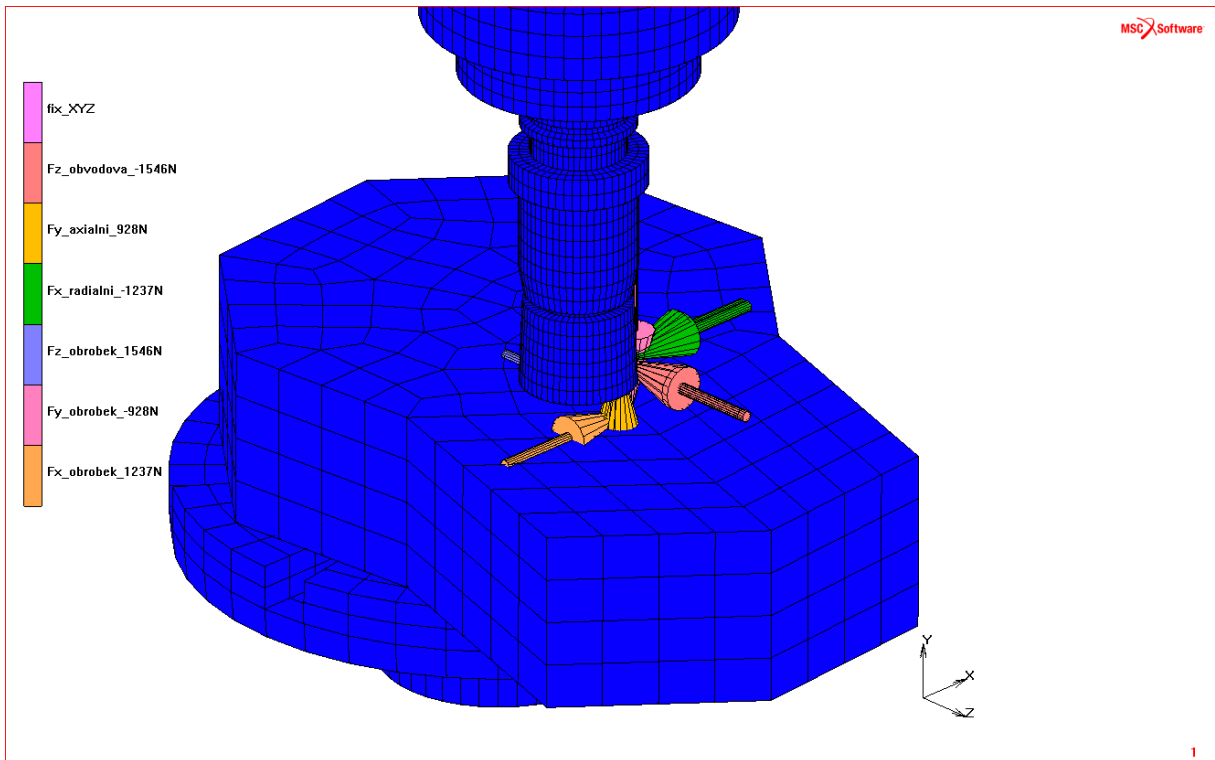
Obr. 57 – Definice okrajových podmínek

Jako **zatěžovací stavy** byly použity již vypočtené hodnoty v kapitole 4.2.1 Výpočet složek řezné síly. V Tab. 5 je uveden souhrn silových zatěžovacích stavů.

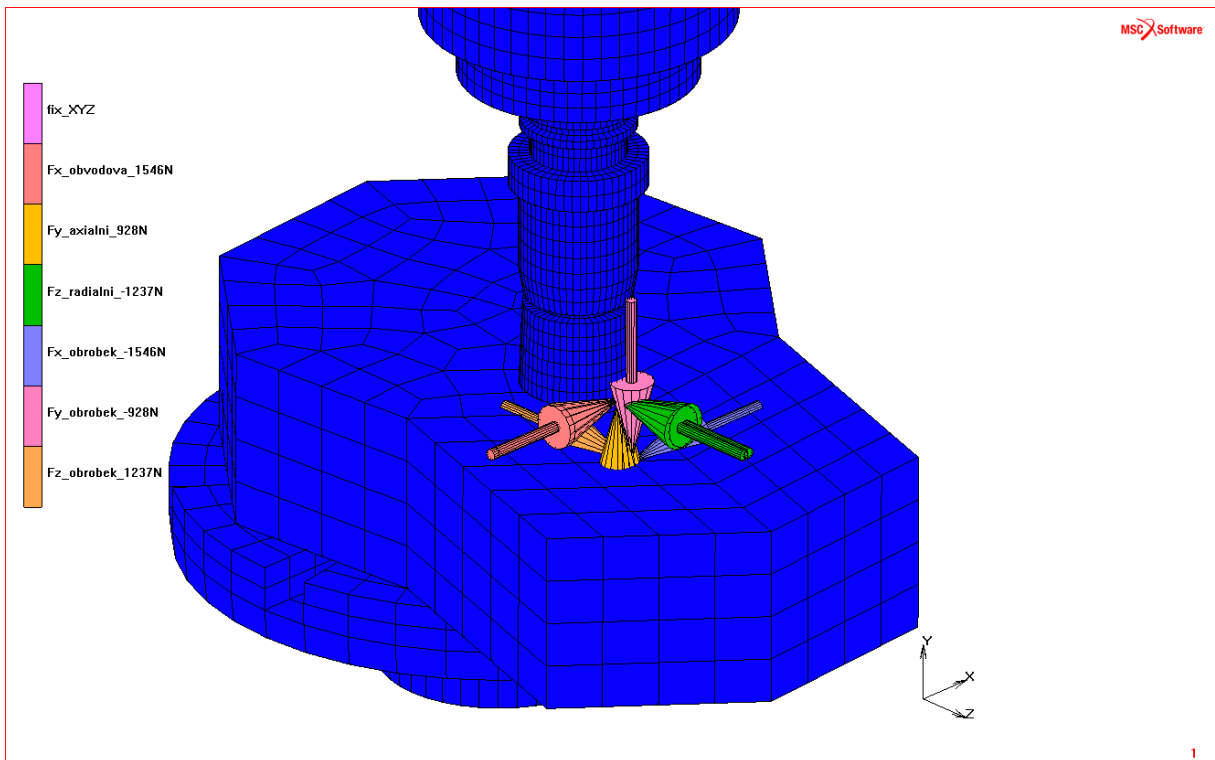
Tab. 5 – Souhrn zatěžovacích stavů

Popis	Zatěžný stav I vrták	Zatěžný stav II čelní fréza	Zatěžný stav III tvarová fréza
Nástroj			
Náhradní silová dvojice F_n [N] na průměru D	2 x 935	-	-
Soustředěná obvodová síla	-	1546	1022
Axiální síla F_a [N]	934	928	613
Radiální síla F_r [N]	-	1237	818

Z uvedené tabulky zátěžových stavů byl vybrán stav II. čelní frézování, které disponuje největšími silovými účinky. Na Obr. 58 a Obr. 59 je zobrazeno nadefinování silových účinků obrábění ve směru +X a +Z.



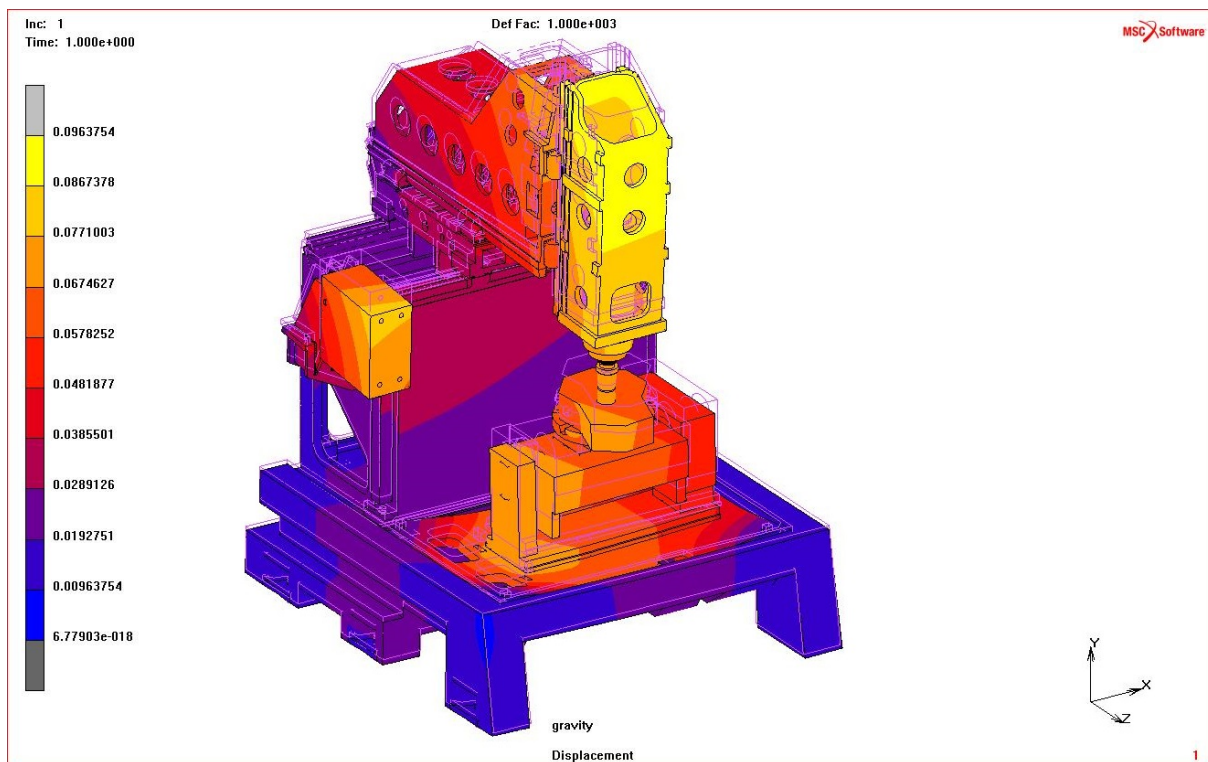
Obr. 58 – Definice silových účinků – čelní frézování ve směru +X



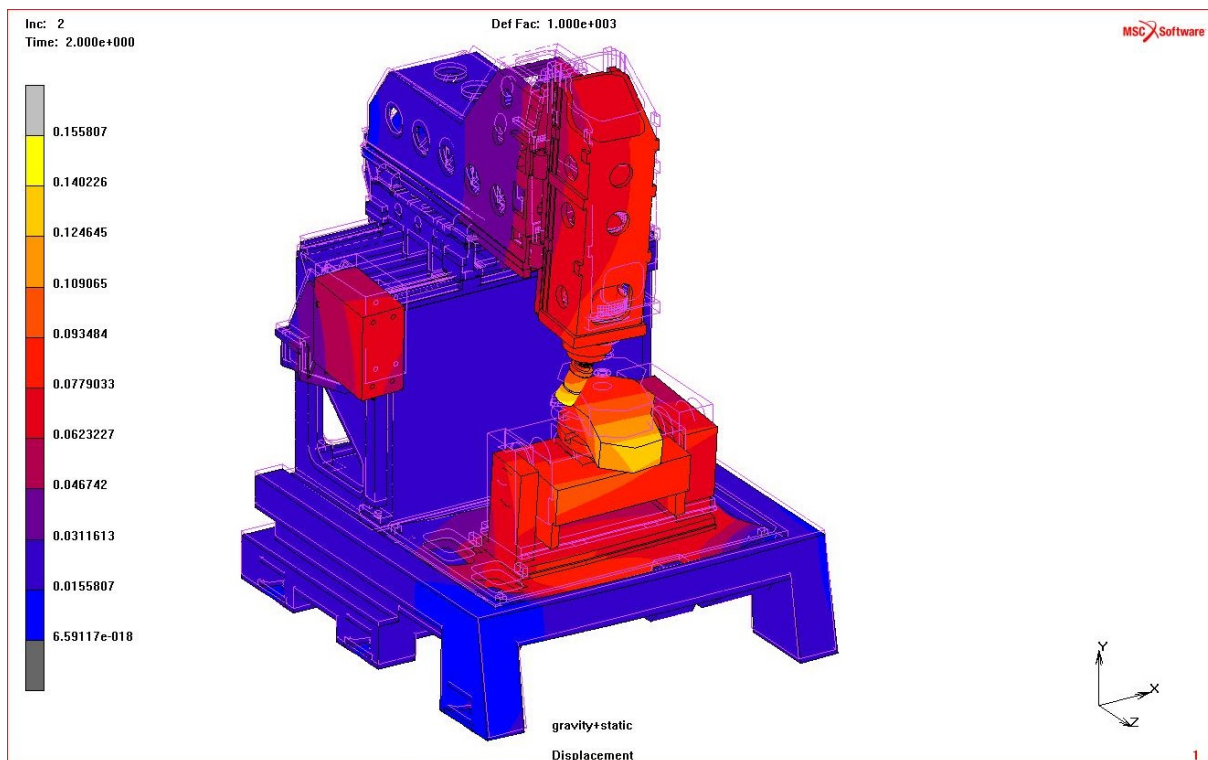
Obr. 59 – Definice silových účinků – čelní frézování ve směru +Z

6.3 Výsledky MPK analýzy

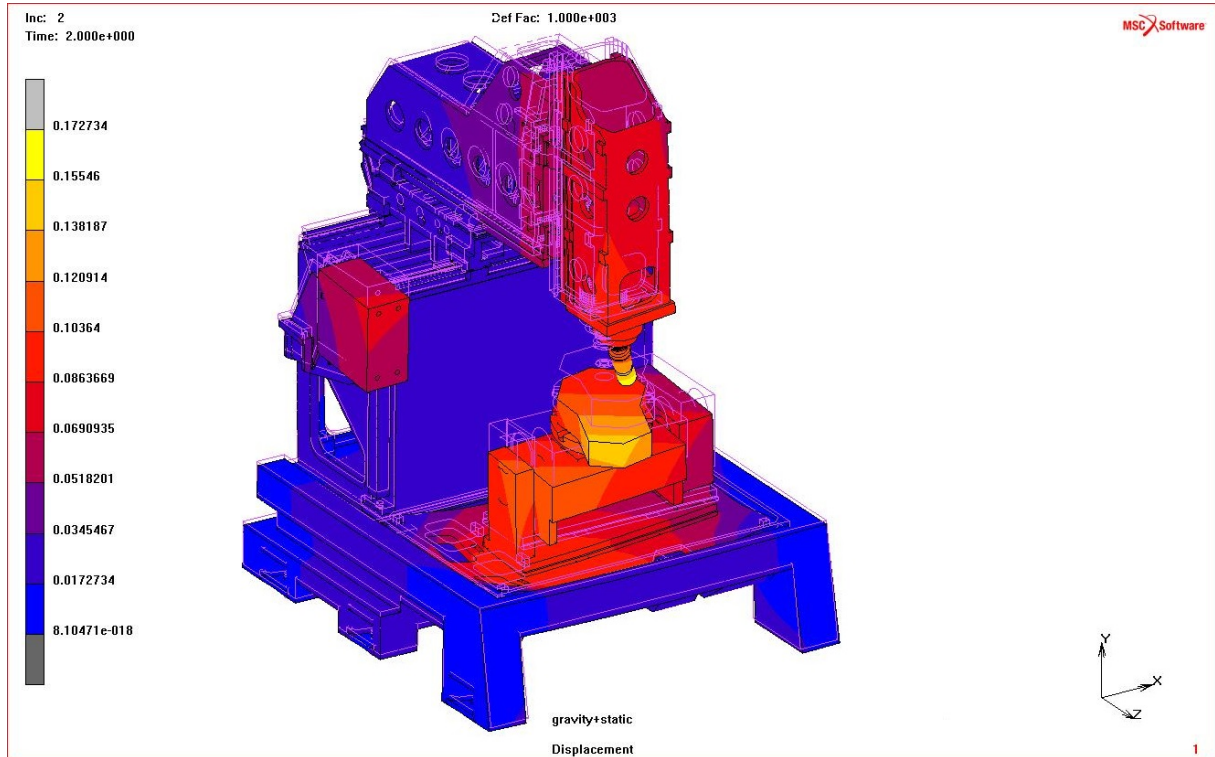
Výsledky deformace jsou zobrazeny v 1000 násobném zvětšení.



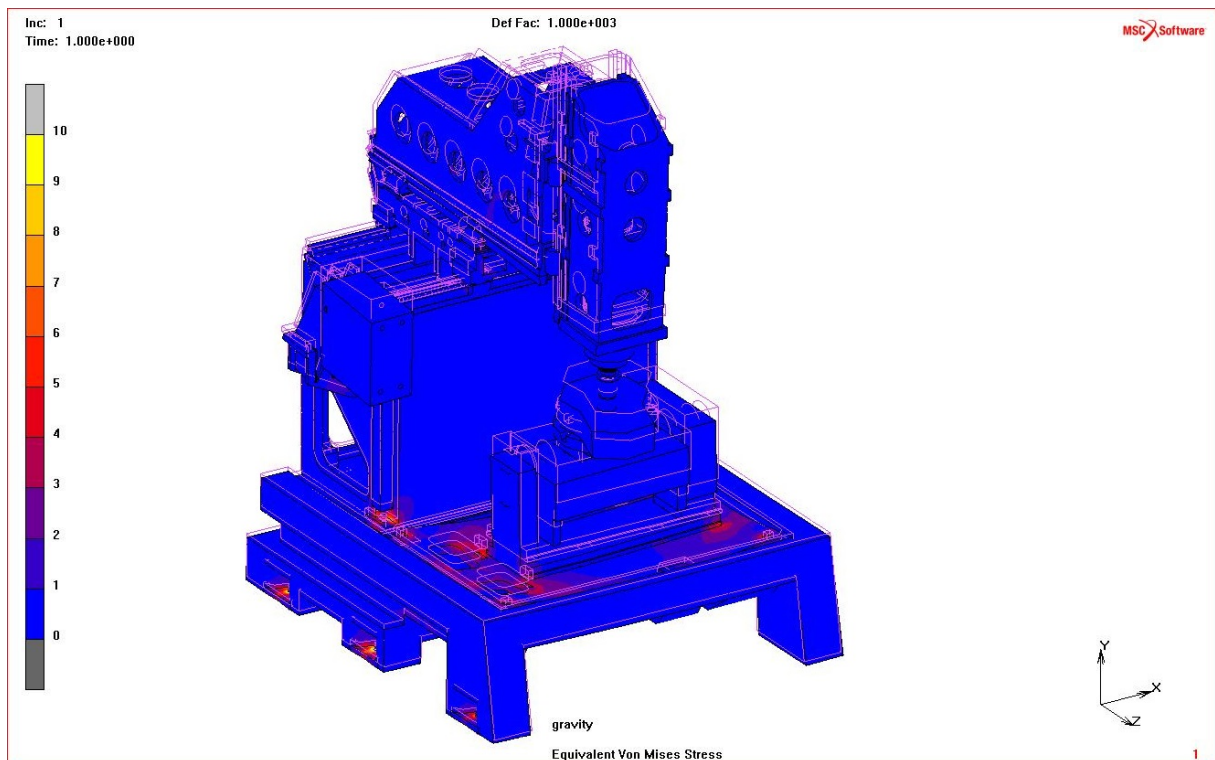
Obr. 60 – Deformace pouze od vlastní tíhy



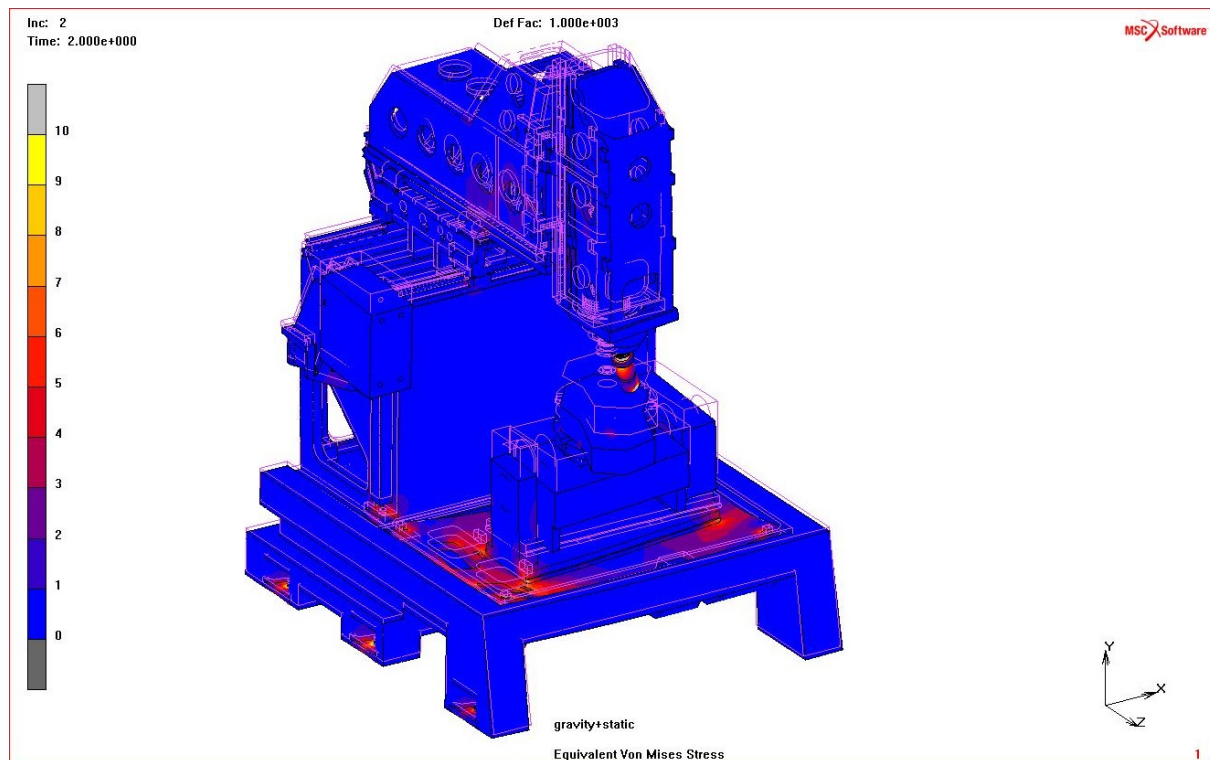
Obr. 61 – Deformace pro čelní frézování ve směru +X



Obr. 62 – Deformace pro čelní frézování ve směru +Z



Obr. 63 – Ekvivalentní von Mises napětí od vlastní váhy



Obr. 64 – Ekvivalentní von Mises napětí pro II. zátěžový stav

Obr. 60 zobrazuje hlavní nevýhodu děleného otevřeného rámu („C-rámu“). Tato konstrukce je charakteristická deformacemi rámu stroje od vlastní váhy, zvláště při maximálních výsuvech. U navržené konstrukce dochází k největší deformaci na horní části Z-tového rámu, kde deformace dosahuje hodnoty 0,096mm. Pro zvýšení tuhosti stroje by bylo zapotřebí snížit hmotnost rámu Z (při zachování stejné tuhosti), upravit tvar rámu Y (navýšení tuhosti v horní části rámu) a zvětšit rozteč vodících vozíků lineárního vedení osy Z.

Dalším důležitým prvkem je kotevní deska. Deformace kotevní desky od váhy rotačního stolu dosahuje hodnoty 0.077mm. Pro navýšení tuhosti kotevní desky lze přidat výztuhy ze spodní strany desky. Další možné řešení úpravy kotevní desky je navýšením její tloušťky.

Na Obr. 61 je zobrazeno chování rámu stroje při čelním obrábění ve směru osy +X největší deformace (0.155mm) vzniká na nástroji a obrobku. Obdobně vzniká největší deformace na nástroji při čelním obrábění ve směru osy +Z viz. Obr. 62. Hodnoty deformací Z-tového rámu a kotevní desky vůči deformacím od vlastní váhy jsou odlišné pouze v řádu setin milimetrů. Pokud by došlo k navýšení tuhosti konstrukce stroje, hodnoty deformací při obrábění by se zdatelně snížily.

Na Obr. 63 a Obr. 64 je zobrazeno rozložení napětí. Hodnota napětí je zanedbatelná. Napětí nepřesahuje 10 MPa. Vzniká na nástroji a dále v rozích, kde je v kontaktu rotační stůl a kotevní deska.

7 Výkresová dokumentace

Z navrženého konstrukčního řešení CNC frézovacího centra byly vybrány některé konstrukční prvky. Pro tyto prvky byla vytvořena výkresová dokumentace v softwaru Catia V5R19 viz. Příloha č.3.

8 Závěr

Diplomovou práci lze rozdělit na dvě části.

První část diplomové práce je soustředěna na shrnutí základních technických informací potřebných k pochopení dané problematiky. Poté je provedena rešerše univerzálních CNC frézovacích center. U vybraných konstrukčních řešení jsou uvedeny základní informace o konstrukci stroje, druhu použitého výměníku a způsobu výměny nástrojů.

Druhá část je zaměřena na technické zpracování diplomové práce. V této části byl proveden konstrukční návrh univerzální CNC frézky dle požadovaných parametrů pomocí CAD software a pro vybrané části zpracována výkresová dokumentace. Návrh konstrukce je založen na vypracované rešerši z první části práce a jednotlivé části navržené konstrukce jsou detailně popsány. Dále jsou uvedeny výpočty vybraných konstrukčních uzlů, lineárního vedení osy Z a posuvového mechanismu osy X, které byly využity pro návrh konstrukce. Součástí diplomové práce je také MKP analýza navržené konstrukce.

Hlavním přínosem diplomové práce je vypracování konstrukčního řešení univerzální CNC frézky, která byla názorným příkladem úskalí při konstrukci složitého celku, který je závislé na mnoha konstrukčních faktorech.

Použitá literatura

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1*. Praha: Computer Press, 1999
- [2] STANĚK, J., NĚMEJC, J. *Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací*. Plzeň: ZČU, 2005
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scienta, spol. s.r.o. 1998
- [4] MAREK, J. a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing s.r.o. 2010
- [5] LAŠOVÁ, V. *Metoda konečných prvků ve výpočtech obráběcích strojů*. Západočeská univerzita v Plzni, 2011
- [6] Podkladové materiály k předmětu: Části a mechanismy strojů 1 (KKS/CMS1)
- [7] Podkladové materiály k předmětu: Části a mechanismy strojů 1 (KKS/CMS2)
- [8] Podkladové materiály k předmětu: Základy stavby výrobních strojů (KKS/ZSVS)
- [9] Použité katalogové listy firmy: Hiwin s.r.o.
- [10] Použité katalogové listy firmy: Fischer
- [11] Použité katalogové listy firmy: Schneeberger®
- [12] Použité katalogové listy firmy: ContiTech
- [13] Použité katalogové listy firmy: Siemens
- [14] Použité katalogové listy firmy: Advanced Machine & Engineering Co.
- [15] Použité katalogové listy firmy: IGUS®
- [16] Použité katalogové listy firmy: Chen Sound Industrial Co.
- [17] Použité katalogové listy firmy: Sandvik
- [18] Demeč, P. Systémy automatickej výměny nástrojov na číslicovo riadených strojoch [online]. Dostupný na WWW: http://www.sjf.tuke.sk/kvtar/1/files/01_Automaticka_Vymena_Nastrojov.pdf
- [19] GÖKLER, M., MURAT, B. Design of an automatic tool changer with disc magazine for a CNC horizontal machining center. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 1997. (str. 277-286).
- [20] OPTIMUM. *OPTImill F80* [online]. [cit. 29.4.2015] Dostupný na WWW: <http://www.optimum-machines.com/products/cnc-milling-machines/>
- [21] HAAS AUTOMATION®. *VF-3YT*. [online]. [cit. 29.4.2015] Dostupný na WWW: <https://www.haascnc.com/>
- [22] DMG MORI. *DMC650V* [online]. [cit. 29.4.2015] Dostupný na WWW: <http://in.dmgmori.com/products/milling-machines/vertical-machining-centres/dmc-v/>
- [23] CHIRON. *Series 15* [online]. [cit. 29.4.2015] Dostupný na WWW: <http://www.chiron.de/en/home/machining-centres/>
- [24] CNC rám frézky. [online]. [cit. 29.4.2015] Dostupný na WWW: <http://www.viatek.com.tr/makina-servis.html>

- [25] Ciessetrade. Nástrojová hlavice CT-20 [online]. [cit. 29.4.2015] Dostupný na WWW: <http://www.ciessetrade.cz/category/produkty/diplomatic/>
- [26] Masterwood. Project 465 [online]. [cit. 29.4.2015] Dostupný na WWW: [http://www.masterwood.com/default.asp?id=2067#!prettyPhoto\[mixed2467\]/2/](http://www.masterwood.com/default.asp?id=2067#!prettyPhoto[mixed2467]/2/)
- [27] Průmysl.cz, Obráběcí stroje : Automatická výměna nástrojů [online]. [cit. 29.4.2015] Dostupný na WWW: <http://www.prumysl.cz/obrabeci-stroje-automaticka-vymena-nastroju/>
- [28] Průmysl.cz, Fotoreportáž: Dny otevřených dveří 2013 v DMG/Mori Seiki [online]. [cit. 29.4.2015] Dostupný na WWW: <http://www.prumysl.cz/fotogalerie-dny-otevrenych-dveri-2013-v-dmgmori-seiki/>

Seznam obrázků

Obr. 1 – Otevřený rám CNC frézky [24]	14
Obr. 2 – Rozdělení vřetenových revolverových hlav [18]	15
Obr. 3 – Nástrojová hlava CT-20 od společnosti Ciessetrade, s.r.o. [25]	15
Obr. 4 – Rozdělení zásobníků dle konstrukce	16
Obr. 5 – Přímá výměna nástroje [26]	17
Obr. 6 – a) Řetězový zásobník s výměníkem, b) Bubnový zásobník s výměníkem	17
Obr. 7 – Princip výměny nástroje	18
Obr. 8 – Princip funkce uchopovacího ramene	18
Obr. 9 – Výměník uložený na manipulátoru [27]	19
Obr. 10 – Průmyslový robot [28]	19
Obr. 11 – a) Konstrukce stroje OPTIMill F105; b) Výměník nástrojů [20]	20
Obr. 12 – a) Konstrukce stroje VF-3YT b) Výměník nástrojů [21]	21
Obr. 13 – a) Konstrukce stroje DMC650V b) Stroj bez krytování [22]	22
Obr. 14 – Řetězový výměník nástrojů	22
Obr. 15 – a) Konstrukce stroje Series 15 b) Výměník nástrojů [23]	23
Obr. 16 – Vnitřní část konstrukce frézovacího centra – Pohled 1	24
Obr. 17 – Vnitřní část konstrukce frézovacího centra – Pohled 2	24
Obr. 18 – Barevné rozlišení jednotlivých částí rámu stroje a stavěcí nohy	25
Obr. 19 – Ustavení základového rámu stroje	25
Obr. 20 – Frézovací vřeteno [10]	26
Obr. 21 – Výkonová charakteristika	26
Obr. 22 – Uložení vřetene	27
Obr. 23 – Schéma připojení vřetene	27
Obr. 24 – Poloha posuvových mechanismů	28

Obr. 25 – Hlavní části posuvového mechanismu	28
Obr. 26 – Finální kuličkový převod	29
Obr. 27 – Uložení kuličkového šroubu: a) Podepřeno b) Vetknuto	29
Obr. 28 – Pohon kuličkového šroubu	30
Obr. 29 – Uložení řemenice na náboji	30
Obr. 30 – Principy napínání řemene pro jednotlivé osy	31
Obr. 31 – Poloha lineárních vedení	31
Obr. 32 – Lineární vedení, broušené destičky a přítlačné lišty	32
Obr. 33 – Sestava drávy lineárního vedení	32
Obr. 34 – Systém distribuce maziva	33
Obr. 35 – Přípoj přímí (vlevo) a rohový (vpravo)	33
Obr. 36 – Mazací bloky	33
Obr. 37 – Výměník nástrojů: a) Model; b) Rozložený pohled (zjednodušený)	34
Obr. 38 – a) Uložení výměníku nástrojů; b) Detail uložení	34
Obr. 39 – Kotevní místa na rámu stroje	35
Obr. 40 – Ustavení kotevní desky 1	35
Obr. 41 – Ustavení kotevní desky 2	36
Obr. 42 – Rozměry lineárního vedení osa Z	37
Obr. 43 – Výkonová charakteristika s vyznačenými zátěžovými stavy	41
Obr. 44 – Označení a poloha vozíku	45
Obr. 45 – Zátěžové směry vozíku	45
Obr. 46 – Volba velikosti (typu) řemene	50
Obr. 47 – Volba šířky řemene	51
Obr. 48 – Tabulka poměrů osové vzdálenosti a rozteče (X_{ax})	52
Obr. 49 – Přenositelný výkon řemene	53
Obr. 50 – Kontrola průhybu řemene	55
Obr. 51 – Volba charakteristické hodnoty předpětí řemene	55
Obr. 52 – Schéma posuvového mechanismu	58
Obr. 53 – Vytvořený model sítě zjednodušeného modelu CNC frézky	59
Obr. 54 – Náhrada pohybových šroubů	60
Obr. 55 – Příklad definice vazeb v lineárních vedeních osy X	60
Obr. 56 – Materiálové rozlišení vytvořené sítě	61
Obr. 57 – Definice okrajových podmínek	62
Obr. 58 – Definice silových účinků – čelní frézování ve směru +X	63
Obr. 59 – Definice silových účinků – čelní frézování ve směru +Z	63

Obr. 60 – Deformace pouze od vlastní tíhy	64
Obr. 61 – Deformace pro čelní frézování ve směru +X	64
Obr. 62 – Deformace pro čelní frézování ve směru +Z	65
Obr. 63 – Ekvivalentní von Mises napětí od vlastní váhy	65
Obr. 64 – Ekvivalentní von Mises napětí pro II. zátěžový stav	66

Seznam tabulek

Tab. 1 – Zadané technické parametry univerzální CNC frézky	13
Tab. 2 – Specifikace frézovacího vřetene	26
Tab. 3 – Komponenty navrženého pohonu	58
Tab. 4 – Materiálové vlastnosti	61
Tab. 5 – Souhrn zátěžových stavů.....	62

Seznam příloh

Příloha č.1 – Výpočet lineárního vedení osa Z
Příloha č.2 – Výpočet posuvového mechanismu osa X
Příloha č.3 – Výkresová dokumentace

PŘÍLOHA č.1

Výpočet lineárního vedení osa Z

1. Zatěžovací stavy od obrábění

1.1. I. zatěžovací stav - vrtání

Jako nástroj pro výpočet zatěžovacího stavu vrtání byl zvolen vrták s výměnitelnými břitovými destičkami CoroDrill od firmy Sandvik, který je použitelný k vrtání všech typů materiálů.

Vstupní hodnoty

$$D_v := 40 \text{ mm}$$

Průměr vrtáku

$$\kappa := 88 \text{ deg}$$

Nastavení hlavního ostří

$$k_c := 1700 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Měrný řezný odpor materiálu - ocel

$$v_c := 300 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Řezná rychlost pro ocel (HB 90-200)

$$f_n := 0.11 \text{ mm}$$

Posuv na otáčku

Výstupní hodnoty

$$n := \frac{v_c}{\pi \cdot D_v} = (2.387 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

Otáčky vřetene

$$v_{s_1} := f_n \cdot n = 0.263 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Posuvová rychlost pro 1. zátěžný stav

$$P_c := \frac{f_n \cdot v_c \cdot D_v \cdot k_c}{4} = 9.35 \text{ kW}$$

Potřebný výkon vřetene

$$M_L := \frac{P_c}{2 \cdot \pi \cdot n} = 37.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potřebný moment

$$F_z := \frac{2 \cdot M_L}{D_v} = (1.87 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Maximální obvodová složka řezné síly

$$F_p := 0.5 F_z \cdot \sin\left(\frac{\kappa \cdot \pi}{180}\right) = 25.061 \text{ N}$$

Posuvová síla

$$F_{R_1} := 0 \text{ N}$$

- dvojice sil -> vyruší se

Radiální složka síly

$$F_1 := 0 \text{ N}$$

- dvojice sil -> vyruší se

Obvodová řezná síla

$$F_{A_1} := F_p = 25.061 \text{ N}$$

Axiální složka síly

1.2. II. zatěžovací stav - čelní frézování

Jako nástroj pro výpočet zatěžovacího stavu čelního frézování byla zvolena čelní fréza s výměnitelnými břitovými destičkami od firmy Sandvik.

Vstupní hodnoty

$$D_v := 63 \text{ mm}$$

Průměr frézy

$$k_c := 1700 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Měrný řezný odpor materiálu - ocel

$$v_c := 330 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Řezná rychlost pro ocel (HB 90-200)

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

Šířka řezu

$$a_p := 4 \text{ mm}$$

Hloubka řezu

$$z_n := 6$$

Počet zubů

$$f_z := 0.15 \text{ mm}$$

Posuv na zub

Výstupní hodnoty

$$n := \frac{v_c}{\pi \cdot D_v} = (1.667 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

Otáčky vřetene

$$v_{s_2} := z_n \cdot n \cdot f_z = 1.501 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Rychlost posuvu v kladném směru

$$v_{s_3} := v_{s_2}$$

Rychlost posuvu v záporném směru

$$P_c := a_e \cdot a_p \cdot v_{s_2} \cdot k_c = 8.503 \text{ kW}$$

Potřebný výkon vřetene

$$M_L := \frac{P_c}{2 \cdot \pi \cdot n} = 48.701 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potřebný moment vřetene

$$F_o := \frac{2 \cdot M_L}{D_v} = (1.546 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Maximální obvodová složka řezné síly

$$F_{R_2} := 0.8 \cdot F_o = (1.237 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Radiální složka síly

$$F_2 := F_o = (1.546 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Obvodová řezná síla

$$F_{A_2} := 0.6 \cdot F_o = 927.646 \text{ N}$$

Axiální složka síly

1.3. III. zatěžovací stav - tvarové frézování

Jako nástroj pro výpočet zatěžovacího stavu tvarového frézování byla zvolena čelní fréza s kruhovými výměnitelnými břitovými destičkami od firmy Sandvik.

Vstupní hodnoty

$$D := 40 \text{ mm}$$

Průměr frézy

$$D_c := 28 \text{ mm}$$

Průměr středu destiček

$$h_{ex} := 0.15 \text{ mm}$$

Maximální tloušťka třísky

$$iC := 12 \text{ mm}$$

Průměr destičky

$$v_c := 330 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Řezná rychlost pro ocel (HB 90-200)

$$a_e := D_c = 28 \text{ mm}$$

Šířka řezu

$$a_p := 6 \text{ mm}$$

Hloubka řezu

$$z_n := 3$$

Počet zubů

$$k_c := 1700 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Měrný řezný odpor materiálu - ocel

Výstupní hodnoty

$$n := \frac{v_c}{\pi \cdot D_c} = (3.752 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

Otáčky vřetene

$$f_z := \frac{h_{ex} \cdot iC}{2 \cdot \sqrt{a_p \cdot iC - (a_p)^2}} = 0.15 \text{ mm}$$

Posuv na zub

$$v_{s_4} := z_n \cdot n \cdot f_z = 1.688 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Rychlost posuvu

$$P_c := a_e \cdot a_p \cdot v_{s_4} \cdot k_c = 8.036 \text{ kW}$$

Potřebný výkon vřetene

$$M_L := \frac{P_c}{2 \cdot \pi \cdot n} = 20.455 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potřebný moment vřetene

$$F_o := \frac{2 \cdot M_L}{D_v} = 649.352 \text{ N}$$

Maximální obvodová složka řezné síly

$$F_{R_3} := 0.8 \cdot F_o = 519.482 \text{ N}$$

Radiální složka síly

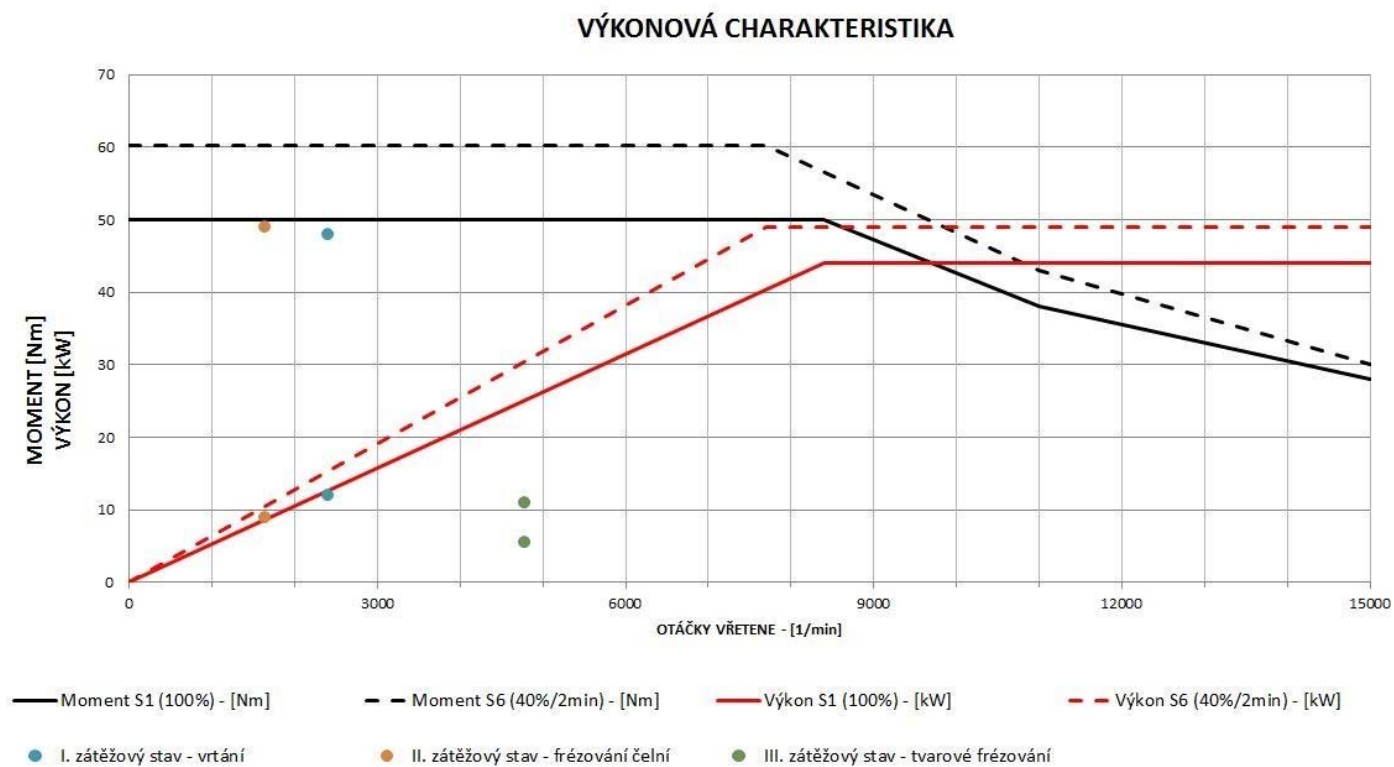
$$F_3 := F_o = 649.352 \text{ N}$$

Obvodová řezná síla

$$F_{A_3} := 0.6 \cdot F_o = 389.611 \text{ N}$$

Axiální složka síly

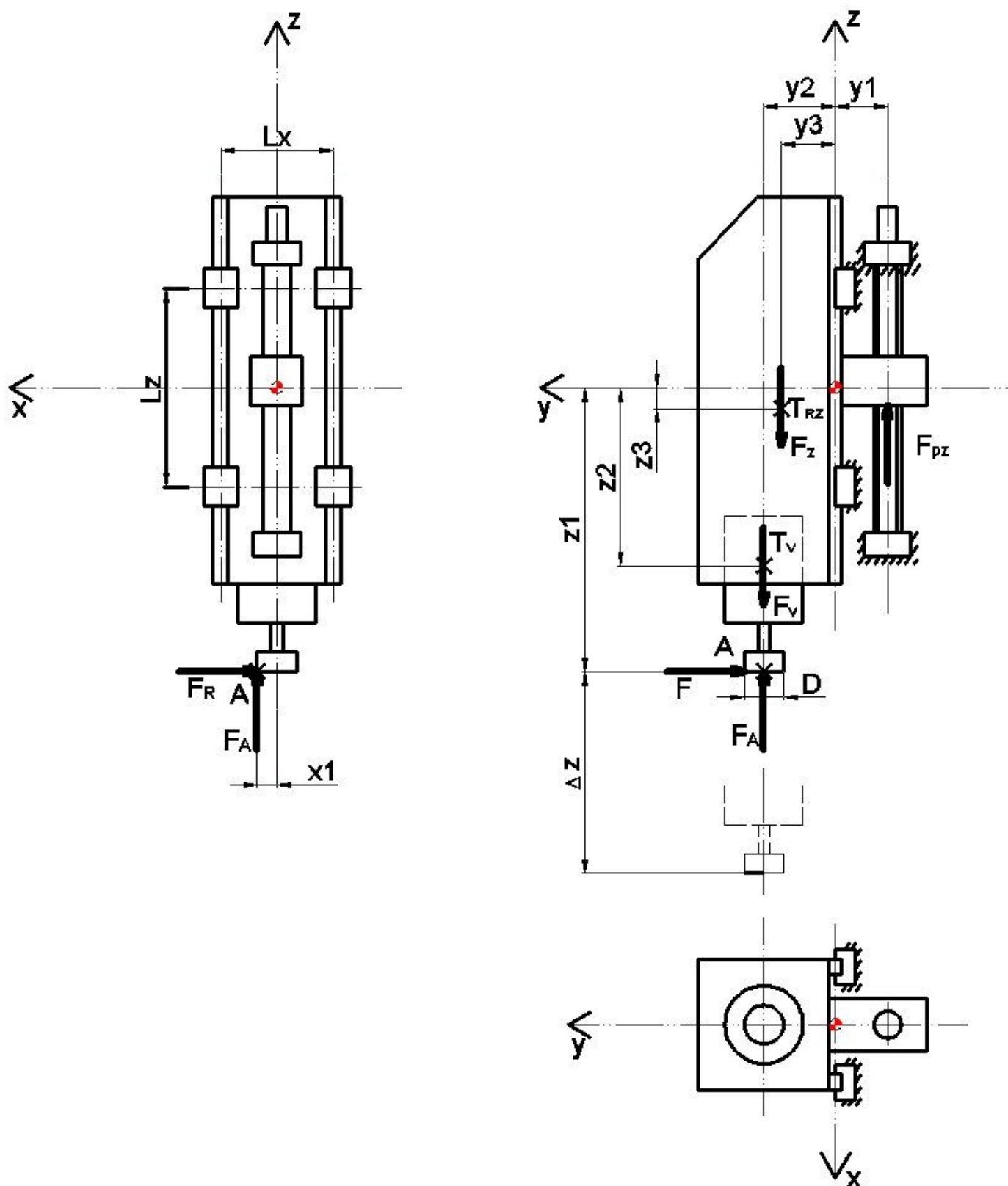
1.4. Výkonová charakteristika - zatěžovací stavy



Obr. 1- Výkonová charakteristika s vyznačenými zátěžovými stavy

2. Lineární vedení osa Z

2.1. Rozměry



Obr. 2- Rozměry lineárního vedení osy Z

Vstupní hodnoty

$$L_z := 345 \text{ mm}$$

Vzdálenost vodících vozíků osa Z

$$L_x := 225 \text{ mm}$$

Vzdálenost vodících drah osa X

$$x_1 := 10 \text{ mm}$$

Vzdálenost síly F_A , F

$$x_{1_v} := 0 \text{ mm}$$

Vzdálenost síly F_A , F

$$y_1 := 57 \text{ mm}$$

Vzdálenost síly F_{pz}

$$y_2 := 136 \text{ mm}$$

Vzdálenost síly F_V , F_R ,

$$y_3 := 125 \text{ mm}$$

Vzdálenost síly F_z

$$z_1 := 800 \text{ mm}$$

Vzdálenost síly F_R

$$z_2 := 292 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště vřetene

$$z_3 := 10 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště rámu Z

$$\Delta z := -350 \text{ mm}$$

Zdvih osy Z

$$m_V := 65 \text{ kg}$$

Hmotnost frézovacího vřetene

$$m_Z := 135 \text{ kg}$$

Hmotnost rámu Z

$$v_R := 25 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Rychlost rychloposuvu pro Z

$$a_0 := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Počáteční zrychlení v ose Z

$$a_1 := 0 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Konstantní pohyb v ose Z

Výstupní hodnoty

$$F_V := m_V \cdot g = 637.432 \text{ N}$$

Tíhová síla vřetene

$$F_Z := m_Z \cdot g = (1.324 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Tíhová síla rámu Z

2.2. Vektorové vyjádření poloh

Počáteční poloha působišť sil

$$r_{1p} := \begin{bmatrix} x1 \\ y2 \\ -z1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.01 \\ 0.136 \\ -0.8 \end{bmatrix} m$$

Poč. polohový vektor řezné síly (bod A)

$$r_{2p} := \begin{bmatrix} 0 \\ y2 \\ -z2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.136 \\ -0.292 \end{bmatrix} m$$

Poč. polohový vektor tíhové síly vřetene (bod Tv)

$$r_{3p} := \begin{bmatrix} 0 \\ y3 \\ -z3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.125 \\ -0.01 \end{bmatrix} m$$

Poč. polohový vektor tíhové síly rámu Z (bod TrZ)

$$r_{4p} := \begin{bmatrix} 0 \\ y1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.057 \\ 0 \end{bmatrix} m$$

Poč. polohový vektor posuvové síly v ose Z

Poloha působišť sil se zdvihem

$$r_1 := \begin{bmatrix} x1 \\ y2 \\ -z1 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.01 \\ 0.136 \\ -1.15 \end{bmatrix} m$$

Polohový vektor řezné síly (bod A)

$$r_2 := \begin{bmatrix} 0 \\ y2 \\ -z2 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.136 \\ -0.642 \end{bmatrix} m$$

Polohový vektor tíhové síly vřetene (bod Tv)

$$r_3 := \begin{bmatrix} 0 \\ y3 \\ -z3 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.125 \\ -0.36 \end{bmatrix} m$$

Polohový vektor tíhové síly rámu Z (bod TrZ)

$$r_4 := \begin{bmatrix} 0 \\ y1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.057 \\ 0 \end{bmatrix} m$$

Polohový vektor posuvové síly v ose Z

2.3. Zatěžovací stavy

2.3.1. I. zatěžovací stav - vrtání

Vektory sil

$$F_{1_1} := \begin{bmatrix} -F_{R_1} \\ -F_1 \\ F_{A_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 25.061 \end{bmatrix} N$$

Režná síla

$$\mathbf{F}_{1_2} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_V \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -637.432 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Tíhová síla vřetene

$$\mathbf{F}_{1_3} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1.324 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Tíhová síla rámu Z

$$\mathbf{F}_{S_1} := (\mathbf{F}_{1_1})_2 + (\mathbf{F}_{1_2})_2 + (\mathbf{F}_{1_3})_2 = -1.936 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Posuvová síla v ose Z

$$\mathbf{F}_{1_4} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{S_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1.936 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Vektor posuvové síly v ose Z

Momenty v počátku souřadnic

$$\mathbf{M}_{1_1} := \mathbf{r}_1 \times \mathbf{F}_{1_1} = \begin{bmatrix} 3.408 \\ -0.251 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Moment od řezné síly

$$\mathbf{M}_{1_2} := \mathbf{r}_2 \times \mathbf{F}_{1_2} = \begin{bmatrix} -86.691 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Moment od tíhové síly vřetene

$$\mathbf{M}_{1_3} := \mathbf{r}_3 \times \mathbf{F}_{1_3} = \begin{bmatrix} -165.487 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Moment od tíhové síly rámu Z

$$\mathbf{M}_{1_4} := \mathbf{r}_4 \times \mathbf{F}_{1_4} = \begin{bmatrix} 110.367 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Moment od posuvové síly v ose Z

Celková síla a moment v počátku

$$\mathbf{F}_{c_1} := \mathbf{F}_{1_1} + \mathbf{F}_{1_2} + \mathbf{F}_{1_3} + \mathbf{F}_{1_4} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Celková síla zatěžovací stav 1

$$\mathbf{M}_{c_1} := \mathbf{M}_{1_1} + \mathbf{M}_{1_2} + \mathbf{M}_{1_3} + \mathbf{M}_{1_4} = \begin{bmatrix} -138.402 \\ -0.251 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Celkový moment zatěžovací stav 1

2.3.2. II. zatěžovací stav - čelní frézování ve směru Y

Vektory sil

$$\mathbf{F}_{2_1} := \begin{bmatrix} -F_{R_2} \\ -F_2 \\ F_{A_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1.237 \cdot 10^3 \\ -1.546 \cdot 10^3 \\ 927.646 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Režná síla

$$\mathbf{F}_{2_2} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_V \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -637.432 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Tíhová síla vřetene

$$\mathbf{F}_{2_3} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1.324 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Tíhová síla rámu Z

$$\mathbf{F}_{S_2} := (\mathbf{F}_{2_1})_2 + (\mathbf{F}_{2_2})_2 + (\mathbf{F}_{2_3})_2$$

Posuvová síla v ose Z

$$\mathbf{F}_{2_4} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{S_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1.034 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Vektor posuvové síly v ose Z

Momenty v počátku souřadnic

$$\mathbf{M}_{2_1} := \mathbf{r}_1 \times \mathbf{F}_{2_1} = \begin{bmatrix} -1.652 \cdot 10^3 \\ 1.413 \cdot 10^3 \\ 152.752 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od řezné síly

$$\mathbf{M}_{2_2} := \mathbf{r}_2 \times \mathbf{F}_{2_2} = \begin{bmatrix} -86.691 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od tíhové síly vřetene

$$\mathbf{M}_{2_3} := \mathbf{r}_3 \times \mathbf{F}_{2_3} = \begin{bmatrix} -165.487 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od tíhové síly rámu Z

$$\mathbf{M}_{2_4} := \mathbf{r}_4 \times \mathbf{F}_{2_4} = \begin{bmatrix} 58.92 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od posuvové síly v ose Z

Celková síla a moment v počátku

$$\mathbf{F}_{c_2} := \mathbf{F}_{2_1} + \mathbf{F}_{2_2} + \mathbf{F}_{2_3} + \mathbf{F}_{2_4} = \begin{bmatrix} -1.237 \cdot 10^3 \\ -1.546 \cdot 10^3 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Celková síla zatěžovací stav 2

$$\mathbf{M}_{c_2} := \mathbf{M}_{2_1} + \mathbf{M}_{2_2} + \mathbf{M}_{2_3} + \mathbf{M}_{2_4} = \begin{bmatrix} -1.845 \cdot 10^3 \\ 1.413 \cdot 10^3 \\ 152.752 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový moment zatěžovací stav 2

2.3.3. III. zatěžovací stav - čelní frézování ve směru -Y

Vektory sil

$$\mathbf{F}_{3_1} := \begin{bmatrix} -F_{R_2} \\ F_2 \\ F_{A_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1.237 \cdot 10^3 \\ 1.546 \cdot 10^3 \\ 927.646 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Režná síla

$$\mathbf{F}_{3_2} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_V \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -637.432 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Tíhová síla vřetene

$$\mathbf{F}_{3_3} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1.324 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Tíhová síla rámu Z

$$\mathbf{F}_{S_3} := (\mathbf{F}_{3_1})_2 + (\mathbf{F}_{3_2})_2 + (\mathbf{F}_{3_3})_2 = -1.034 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Posuvová síla v ose Z

$$\mathbf{F}_{3_4} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{S_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1.034 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Vektor posuvové síly v ose Z

Momenty v počátku souřadnic

$$\mathbf{M}_{3_1} := \mathbf{r}_1 \times \mathbf{F}_{3_1} = \begin{bmatrix} 1.904 \cdot 10^3 \\ 1.413 \cdot 10^3 \\ 183.674 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Moment od řezné síly

$$\mathbf{M}_{3_2} := \mathbf{r}_2 \times \mathbf{F}_{3_2} = \begin{bmatrix} -86.691 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Moment od tíhové síly vřetene

$$\mathbf{M}_{3_3} := \mathbf{r}_3 \times \mathbf{F}_{3_3} = \begin{bmatrix} -165.487 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Moment od tíhové síly rámu Z

$$\mathbf{M}_{3_4} := \mathbf{r}_4 \times \mathbf{F}_{3_4} = \begin{bmatrix} 58.92 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Moment od posuvové síly v ose Z

Celková síla a moment v počátku

$$\mathbf{F}_{c_3} := \mathbf{F}_{3_1} + \mathbf{F}_{3_2} + \mathbf{F}_{3_3} + \mathbf{F}_{3_4} = \begin{bmatrix} -1.237 \cdot 10^3 \\ 1.546 \cdot 10^3 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Celková síla zatěžovací stav 3

$$\mathbf{M}_{c_3} := \mathbf{M}_{3_1} + \mathbf{M}_{3_2} + \mathbf{M}_{3_3} + \mathbf{M}_{3_4} = \begin{bmatrix} 1.711 \cdot 10^3 \\ 1.413 \cdot 10^3 \\ 183.674 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Celkový moment zatěžovací stav 3

2.3.4. IV. zatěžovací stav - tvarové frézování

Vektory sil

$$\mathbf{F}_{4_1} := \begin{bmatrix} -F_{R_3} \\ F_3 \\ F_{A_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -519.482 \\ 649.352 \\ 389.611 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Režná síla

$$\mathbf{F}_{4_2} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_V \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -637.432 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Tíhová síla vřetene

$$\mathbf{F}_{4_3} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1.324 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Tíhová síla rámu Z

$$\mathbf{F}_{S_4} := (\mathbf{F}_{4_1})_2 + (\mathbf{F}_{4_2})_2 + (\mathbf{F}_{4_3})_2 = -1.572 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Posuvová síla v ose Z

$$\mathbf{F}_{4_4} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{S_4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1.572 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Vektor posuvové síly v ose Z

Momenty v počátku souřadnic

$$\mathbf{M}_{4_1} := \mathbf{r}_1 \times \mathbf{F}_{4_1} = \begin{bmatrix} 799.742 \\ 593.508 \\ 77.143 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od řezné síly

$$\mathbf{M}_{4_2} := \mathbf{r}_2 \times \mathbf{F}_{4_2} = \begin{bmatrix} -86.691 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od tíhové síly vřetene

$$\mathbf{M}_{4_3} := \mathbf{r}_3 \times \mathbf{F}_{4_3} = \begin{bmatrix} -165.487 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od tíhové síly rámu Z

$$\mathbf{M}_{4_4} := \mathbf{r}_4 \times \mathbf{F}_{4_4} = \begin{bmatrix} 89.588 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od posuvové síly v ose Z

Celková síla a moment v počátku

$$\mathbf{F}_{c_4} := \mathbf{F}_{4_1} + \mathbf{F}_{4_2} + \mathbf{F}_{4_3} + \mathbf{F}_{4_4} = \begin{bmatrix} -519.482 \\ 649.352 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Celková síla zatěžovací stav 4

$$\mathbf{M}_{c_4} := \mathbf{M}_{4_1} + \mathbf{M}_{4_2} + \mathbf{M}_{4_3} + \mathbf{M}_{4_4} = \begin{bmatrix} 637.152 \\ 593.508 \\ 77.143 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový moment zatěžovací stav 4

2.3.5. V. zatěžovací stav - zrychlení rychloposuvem v počáteční poloze

Vstupní hodnoty

$$\Delta x := 0 \text{ mm}$$

Zdvih v ose X

$$\Delta y := 0 \text{ mm}$$

Zdvih v ose Y

Počáteční poloha

$$\Delta z := 0 \text{ mm}$$

Zdvih v ose Z

$$\mathbf{a} := \mathbf{a}_0 = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Počáteční zrychlení v ose X, Y, Z

Výstupní hodnoty

$$v_{s_5} := \frac{v_R}{2} = 12.5 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Posuvová rychlost pro X, Y, Z

Poloha působišť sil se zdvihem - počáteční poloha

$$\mathbf{r}_2 := \begin{bmatrix} 0 \\ y_2 \\ -z_2 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.136 \\ -0.292 \end{bmatrix} \text{ m}$$

Polohový vektor tíhové síly vřetene (bod Tv)

$$\mathbf{r}_3 := \begin{bmatrix} 0 \\ y_3 \\ -z_3 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.125 \\ -0.01 \end{bmatrix} \text{ m}$$

Polohový vektor tíhové síly rámu Z (bod TrZ)

$$\mathbf{r}_4 := \begin{bmatrix} 0 \\ y_1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.057 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ m}$$

Polohový vektor posuvové síly v ose Z

Vektory sil

$$\mathbf{F}_{5_2} := \begin{bmatrix} m_V \cdot \mathbf{a} \\ -m_V \cdot \mathbf{a} \\ -F_V + m_V \cdot \mathbf{a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 325 \\ -325 \\ -312.432 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Setrvačné síly a tíhová síla vřeteníku

$$\mathbf{F}_{5_3} := \begin{bmatrix} m_Z \cdot \mathbf{a} \\ -m_Z \cdot \mathbf{a} \\ -F_Z + m_Z \cdot \mathbf{a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 675 \\ -675 \\ -648.898 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Setrvačné síly a tíhová síla rámu Z

$$\mathbf{F}_{S_5} := (\mathbf{F}_{5_2})_2 + (\mathbf{F}_{5_3})_2 = -961.33 \text{ N}$$

Posuvová síla v ose Z

$$\mathbf{F}_{5_4} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{S_5} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 961.33 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Vektor posuvové síly v ose Z

Momenty v počátku souřadnic

$$\mathbf{M}_{5_2} := \mathbf{r}_2 \times \mathbf{F}_{5_2} = \begin{bmatrix} -137.391 \\ -94.9 \\ -44.2 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od setrvačných sil a tíhové síly vřeteníku

$$\mathbf{M}_{5_3} := \mathbf{r}_3 \times \mathbf{F}_{5_3} = \begin{bmatrix} -87.862 \\ -6.75 \\ -84.375 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od setrvačných sil a tíhové síly rámu Z

$$\mathbf{M}_{5_4} := \mathbf{r}_4 \times \mathbf{F}_{5_4} = \begin{bmatrix} 54.796 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od posuvové síly v ose Z

Celková síla a moment v počátku

$$F_{c_5} := F_{5_2} + F_{5_3} + F_{5_4} = \begin{bmatrix} 1 \cdot 10^3 \\ -1 \cdot 10^3 \\ 0 \end{bmatrix} N$$

Celková síla zatěžovací stav 5

$$M_{c_5} := M_{5_2} + M_{5_3} + M_{5_4} = \begin{bmatrix} -170.457 \\ -101.65 \\ -128.575 \end{bmatrix} N \cdot m$$

Celkový moment zatěžovací stav 5

2.3.6. VI. zatěžovací stav - posuv konstantní rychlostí rychloposuvu v počáteční poloze

Vstupní hodnoty

$$\Delta x := 0 \text{ mm}$$

Zdvih v ose X

$$\Delta y := 0 \text{ mm}$$

Zdvih v ose Y

Počáteční poloha

$$\Delta z := 0 \text{ mm}$$

Zdvih v ose Z

$$v_{s_6} := v_R = 25 \frac{m}{min}$$

Posuvová rychlost pro X, Y, Z

$$a := a_1 = 0 \frac{m}{s^2}$$

Zrychlení v ose X, Y, Z

Výstupní hodnoty

Poloha působišť sil se zdvihem - počáteční poloha

$$r_2 := \begin{bmatrix} 0 \\ y2 \\ -z2 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.136 \\ -0.292 \end{bmatrix} m$$

Polohový vektor tíhové síly vřetene (bod Tv)

$$r_3 := \begin{bmatrix} 0 \\ y3 \\ -z3 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.125 \\ -0.01 \end{bmatrix} m$$

Polohový vektor tíhové síly rámu Z (bod TrZ)

$$r_4 := \begin{bmatrix} 0 \\ y1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.057 \\ 0 \end{bmatrix} m$$

Polohový vektor posuvové síly v ose Z

Vektory sil

$$F_{6_2} := \begin{bmatrix} m_V \cdot a \\ -m_V \cdot a \\ -F_V + m_V \cdot a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -637.432 \end{bmatrix} N$$

Setrvačné síly a tíhová síla vřeteníku

$$F_{6_3} := \begin{bmatrix} m_Z \cdot a \\ -m_Z \cdot a \\ -F_Z + m_Z \cdot a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1.324 \cdot 10^3 \end{bmatrix} N$$

Setrvačné síly a tíhová síla rámu Z

$$F_{S_6} := (F_{6_2})_2 + (F_{6_3})_2 = -1.961 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Posuvová síla v ose Z

$$F_{6_4} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{S_6} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1.961 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Vektor posuvové síly v ose Z

Momenty v počátku souřadnic

$$M_{6_2} := r_2 \times F_{6_2} = \begin{bmatrix} -86.691 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od setrvačných sil a tíhové síly vřetene

$$M_{6_3} := r_3 \times F_{6_3} = \begin{bmatrix} -165.487 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od setrvačných sil a tíhové síly rámu Z

$$M_{6_4} := r_4 \times F_{6_4} = \begin{bmatrix} 111.796 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od posuvové síly v ose Z

Celková síla a moment v počátku

$$F_{c_6} := F_{6_2} + F_{6_3} + F_{6_4} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Celková síla zatěžovací stav 6

$$M_{c_6} := M_{6_2} + M_{6_3} + M_{6_4} = \begin{bmatrix} -140.382 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový moment zatěžovací stav 6

2.3.7. VII. zatěžovací stav - zpomalení při rychloposuvu v koncové poloze

Vstupní hodnoty

$$\Delta x := -480 \text{ mm}$$

Zdvih v ose X

$$\Delta y := 380 \text{ mm}$$

Zdvih v ose Y

$$\Delta z := -350 \text{ mm}$$

Zdvih v ose Z

$$a := -a_0 = -5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Zrychlení v ose X, Y, Z

Výstupní hodnoty

$$v_{s_r} := \frac{v_R}{2} = 12.5 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Posuvová rychlost pro X, Y, Z

Poloha působišť sil konečná poloha

$$\mathbf{r}_2 := \begin{bmatrix} 0 \\ y_2 \\ -z_2 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.136 \\ -0.642 \end{bmatrix} \text{ m}$$

Polohový vektor tíhové síly vřetene (bod Tv)

$$\mathbf{r}_3 := \begin{bmatrix} 0 \\ y_3 \\ -z_3 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.125 \\ -0.36 \end{bmatrix} \text{ m}$$

Polohový vektor tíhové síly rámu Z (bod Trz)

$$\mathbf{r}_4 := \begin{bmatrix} 0 \\ y_1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.057 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ m}$$

Polohový vektor posuvové síly v ose Z

Vektory sil

$$\mathbf{F}_{\tau_2} := \begin{bmatrix} m_V \cdot a \\ -m_V \cdot a \\ -F_V + m_V \cdot a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -325 \\ 325 \\ -962.432 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Setrvačné síly a tíhová síla vřeteníku

$$\mathbf{F}_{\tau_3} := \begin{bmatrix} m_Z \cdot a \\ -m_Z \cdot a \\ -F_Z + m_Z \cdot a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -675 \\ 675 \\ -1.999 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Setrvačné síly a tíhová síla rámu Z

$$\mathbf{F}_{S_7} := (\mathbf{F}_{\tau_2})_2 + (\mathbf{F}_{\tau_3})_2 = -2.961 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Posuvová síla v ose Z

$$\mathbf{F}_{\tau_4} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{S_7} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 2.961 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Vektor posuvové síly v ose Z

Momenty v počátku souřadnic

$$\mathbf{M}_{\tau_2} := \mathbf{r}_2 \times \mathbf{F}_{\tau_2} = \begin{bmatrix} 77.759 \\ 208.65 \\ 44.2 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od setrvačných sil a tíhové síly vřetene

$$\mathbf{M}_{\tau_3} := \mathbf{r}_3 \times \mathbf{F}_{\tau_3} = \begin{bmatrix} -6.862 \\ 243 \\ 84.375 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od setrvačných sil a tíhové síly rámu Z

$$\mathbf{M}_{\tau_4} := \mathbf{r}_4 \times \mathbf{F}_{\tau_4} = \begin{bmatrix} 168.796 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od posuvové síly v ose Z

Celková síla a moment v počátku

$$\mathbf{F}_{c_7} := \mathbf{F}_{\tau_2} + \mathbf{F}_{\tau_3} + \mathbf{F}_{\tau_4} = \begin{bmatrix} -1 \cdot 10^3 \\ 1 \cdot 10^3 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Celková síla zatěžovací stav 7

$$M_{c_7} := M_{7_2} + M_{7_3} + M_{7_4} = \begin{bmatrix} 239.693 \\ 451.65 \\ 128.575 \end{bmatrix} N \cdot m$$

Celkový moment zatěžovací stav 7

2.3.8. VIII. zatěžovací stav - posuv konstantní rychlostí v koncové poloze

Vstupní hodnoty

$$\Delta x := -480 \text{ mm}$$

Zdvih v ose X

$$\Delta y := 380 \text{ mm}$$

Zdvih v ose Y

Počáteční poloha

$$\Delta z := -350 \text{ mm}$$

Zdvih v ose Z

$$v_{s_8} := v_R = 25 \frac{m}{min}$$

Posuvová rychlost pro X, Y, Z

$$a := a_1 = 0 \frac{m}{s^2}$$

Zrychlení v ose X, Y, Z

Výstupní hodnoty

Poloha působišť sil se zdvihem

$$r_2 := \begin{bmatrix} 0 \\ y_2 \\ -z_2 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.136 \\ -0.642 \end{bmatrix} m$$

Polohový vektor tíhové síly vřetene (bod Tv)

$$r_3 := \begin{bmatrix} 0 \\ y_3 \\ -z_3 + \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.125 \\ -0.36 \end{bmatrix} m$$

Polohový vektor tíhové síly rámu Z (bod TrZ)

$$r_4 := \begin{bmatrix} 0 \\ y_1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.057 \\ 0 \end{bmatrix} m$$

Polohový vektor posuvové síly v ose Z

Vektory sil

$$F_{8_2} := \begin{bmatrix} m_V \cdot a \\ -m_V \cdot a \\ -F_V + m_V \cdot a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -637.432 \end{bmatrix} N$$

Setrvačné síly a tíhová síla vřeteníku

$$F_{8_3} := \begin{bmatrix} m_Z \cdot a \\ -m_Z \cdot a \\ -F_Z + m_Z \cdot a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1.324 \cdot 10^3 \end{bmatrix} N$$

Setrvačné síly a tíhová síla rámu Z

$$F_{S_8} := (F_{8_2})_2 + (F_{8_3})_2 = -1.961 \cdot 10^3 N$$

Posuvová síla v ose Z

$$F_{8_4} := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{S_8} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1.961 \cdot 10^3 \end{bmatrix} N$$

Vektor posuvové síly v ose Z

Momenty v počátku souřadnic

$$M_{8_2} := r_2 \times F_{8_2} = \begin{bmatrix} -86.691 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od setrvačných sil a tíhové síly vřetene

$$M_{8_3} := r_3 \times F_{8_3} = \begin{bmatrix} -165.487 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od setrvačných sil a tíhové síly rámu Z

$$M_{8_4} := r_4 \times F_{8_4} = \begin{bmatrix} 111.796 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment od posuvové síly v ose Z

Celková síla a moment v počátku

$$F_{c_8} := F_{8_2} + F_{8_3} + F_{8_4} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Celková síla zatěžovací stav 8

$$M_{c_8} := M_{8_2} + M_{8_3} + M_{8_4} = \begin{bmatrix} -140.382 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový moment zatěžovací stav 8

2.4. Doba běhu, spektrum ujeté dráha

2.4.1. Doba běhu obrábění

$$T_O := 12000 \text{ hr}$$

Celková doba běhu obrábění

$$q_{o_1} := 0.2 \quad q_{o_2} := 0.3 \quad q_{o_3} := 0.3 \quad q_{o_4} := 0.2$$

Poměrné doby běhu pro jednotlivé operace

$$i := 1..4$$

$$T_i := T_O \cdot q_{o_i} = \begin{bmatrix} 2.4 \cdot 10^3 \\ 3.6 \cdot 10^3 \\ 3.6 \cdot 10^3 \\ 2.4 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ hr}$$

Doba běhu pro jednotlivé operace

2.4.2. Doba běhu rychloposuvu

Vstupní hodnoty

$$T_R := 18000 \text{ hr}$$

Celková doba běhu rychloposuvu

$$L_R := |\Delta z| = 0.35 \text{ m}$$

Délka pojezdu rychloposuvem

$$v_R = 25 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Posuvová rychlost pro X, Y, Z

$$a := a_0 = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Zrychlení v ose X, Y, Z

Výstupní hodnoty

$$q_{R_5} := \frac{2}{1 + \frac{a}{v_R^2} \cdot L_R} = 0.181$$

Poměrná doba běhu při zrychleném pohybu rychloposuvu

$$q_{R_6} := \frac{\frac{a}{v_R^2} \cdot L_R - 1}{\frac{a}{v_R^2} \cdot L_R + 1} = 0.819$$

Poměrná doba běhu při rovnoměrném pohybu rychloposuvu

$$T_5 := 0.5 \cdot q_{R_5} \cdot T_R = (1.625 \cdot 10^3) \text{ hr}$$

Doba běhu při zrychleném pohybu rychloposuvu

$$T_6 := 0.5 \cdot q_{R_6} \cdot T_R = (7.375 \cdot 10^3) \text{ hr}$$

Doba běhu při rovnoměrném pohybu rychloposuvu

$$T_7 := T_6 \quad T_8 := T_5$$

Doby běhu rychloposuvu v opačném směru

2.4.3. Spektrum ujeté dráhy, celková dráha, celková doba

$$i := 1..8$$

$$T_C := \sum_{i=1}^8 T_i = (3 \cdot 10^4) \text{ hr}$$

Celková doba běhu

$$q_i := \frac{T_i}{T_C}$$

Poměrná doba běhu

$$l_{S_i} := v_{s_i} \cdot T_i$$

Spektrum ujeté dráhy

$$l_{SC} := \sum_{i=1}^8 l_{S_i} = (2.118 \cdot 10^7) \text{ m}$$

Celková ujetá dráha

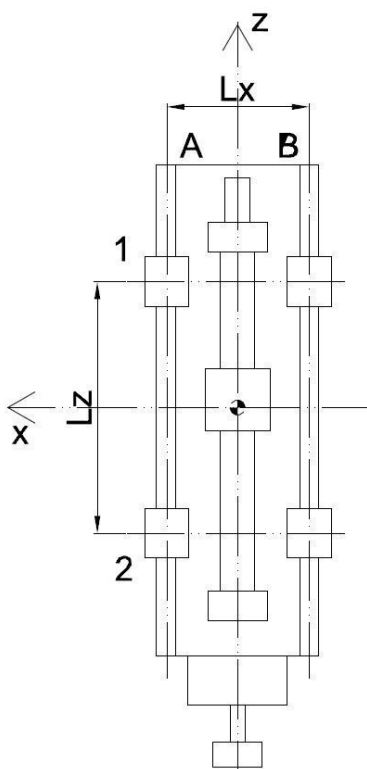
$$T_i = \begin{bmatrix} 2.4 \cdot 10^3 \\ 3.6 \cdot 10^3 \\ 3.6 \cdot 10^3 \\ 2.4 \cdot 10^3 \\ 1.625 \cdot 10^3 \\ 7.375 \cdot 10^3 \\ 7.375 \cdot 10^3 \\ 1.625 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ hr} \quad v_{s_i} = \begin{bmatrix} 0.263 \\ 1.501 \\ 1.501 \\ 1.688 \\ 12.5 \\ 25 \\ 12.5 \\ 25 \end{bmatrix} \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$q_i = \begin{bmatrix} 0.08 \\ 0.12 \\ 0.12 \\ 0.08 \\ 0.054 \\ 0.246 \\ 0.246 \\ 0.054 \end{bmatrix}$$

$$l_{S_i} = \begin{bmatrix} 3.782 \cdot 10^4 \\ 3.241 \cdot 10^5 \\ 3.241 \cdot 10^5 \\ 2.431 \cdot 10^5 \\ 1.218 \cdot 10^6 \\ 1.106 \cdot 10^7 \\ 5.532 \cdot 10^6 \\ 2.437 \cdot 10^6 \end{bmatrix} \text{ m}$$

2.5. Valivé jednotky

2.5.1. Poloha a počet valivých jednotek



$$L_x = 225 \text{ mm}$$

Vzdálenost vodičích drah

$$L_z = 345 \text{ mm}$$

Vzdálenost vodičích vozíků

$$n := 2$$

Počet vodičích vozíků na jedné vodičí dráze

$$n_d := 2$$

Počet vodičích drah

$$n_C := n \cdot n_d = 4$$

Celkový počet vodičích vozíků

Obr. 3 - Valivé jednotky osy Z

2.5.1. Parametry valivé jednotky

Valivá jednotka MRA 35 SCHNEEBERGER

$$C_0 := 93400 \text{ N}$$

Statická únosnost

$$C := 52000 \text{ N}$$

Dynamická únosnost

$$F_0 := 0.12 \cdot C = 6.24 \text{ kN}$$

Předpětí valivé jednotky

2.6. Vektory sil a momenty v počátku souřadnic pro zatěžovací stavy 1 - 8

$$i := 1 \dots 8$$

$$V_X := \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$V_Y := \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$V_Z := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$F_{X_i} := F_{c_i} \cdot V_X$$

$$F_{Y_i} := F_{c_i} \cdot V_Y$$

$$F_{Z_i} := F_{c_i} \cdot V_Z$$

$$M_{X_i} := M_{c_i} \cdot V_X$$

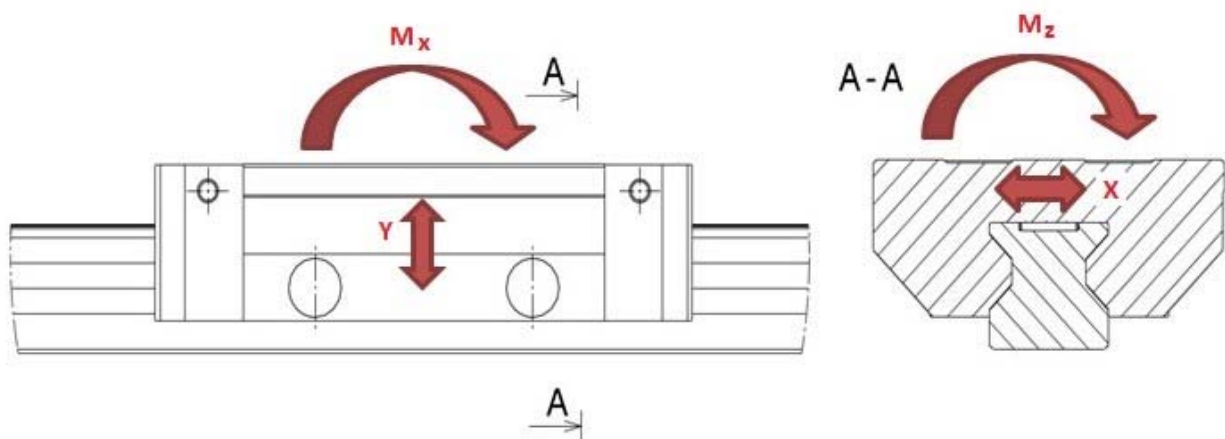
$$M_{Y_i} := M_{c_i} \cdot V_Y$$

$$M_{Z_i} := M_{c_i} \cdot V_Z$$

$$F_{X_i} = \begin{bmatrix} 0 \\ -1.237 \\ -1.237 \\ -0.519 \\ 1 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad F_{Y_i} = \begin{bmatrix} 0 \\ -1.546 \\ 1.546 \\ 0.649 \\ -1 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad F_{Z_i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad F_{S_i} = \begin{bmatrix} -1.936 \\ -1.034 \\ -1.034 \\ -1.572 \\ -0.961 \\ -1.961 \\ -2.961 \\ -1.961 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$M_{X_i} = \begin{bmatrix} -0.138 \\ -1.845 \\ 1.711 \\ 0.637 \\ -0.17 \\ -0.14 \\ 0.24 \\ -0.14 \end{bmatrix} \text{ m} \cdot \text{kN} \quad M_{Y_i} = \begin{bmatrix} -2.506 \cdot 10^{-4} \\ 1.413 \\ 1.413 \\ 0.594 \\ -0.102 \\ 0 \\ 0.452 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ m} \cdot \text{kN} \quad M_{Z_i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.153 \\ 0.184 \\ 0.077 \\ -0.129 \\ 0 \\ 0.129 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ m} \cdot \text{kN}$$

2.7. Síly působící na jednotku



Obr. 4 - Směry zatěžování vozíku

2.7.1. Směr Y

$$F_{A1y_i} := \frac{F_Y}{n_C} + \frac{M_X}{n_d \cdot L_z} + \frac{M_Z}{n \cdot L_x} \quad F_{A1y_i} = \begin{bmatrix} -200.583 \\ -2.721 \cdot 10^3 \\ 3.274 \cdot 10^3 \\ 1.257 \cdot 10^3 \\ -782.762 \\ -203.452 \\ 883.103 \\ -203.452 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_{A2y} := \frac{F_Y}{n_C} - \frac{M_X}{n_d \cdot L_z} + \frac{M_Z}{n \cdot L_x}$$

$$F_{A2y_i} = \begin{bmatrix} 200.583 \\ 2.627 \cdot 10^3 \\ -1.685 \cdot 10^3 \\ -589.642 \\ -288.683 \\ 203.452 \\ 188.341 \\ 203.452 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_{B1y} := \frac{F_Y}{n_C} + \frac{M_X}{n_d \cdot L_z} - \frac{M_Z}{n \cdot L_x}$$

$$F_{B1y_i} = \begin{bmatrix} -200.583 \\ -3.4 \cdot 10^3 \\ 2.458 \cdot 10^3 \\ 914.318 \\ -211.317 \\ -203.452 \\ 311.659 \\ -203.452 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_{B2y} := \frac{F_Y}{n_C} - \frac{M_X}{n_d \cdot L_z} - \frac{M_Z}{n \cdot L_x}$$

$$F_{B2y_i} = \begin{bmatrix} 200.583 \\ 1.948 \cdot 10^3 \\ -2.501 \cdot 10^3 \\ -932.5 \\ 282.762 \\ 203.452 \\ -383.103 \\ 203.452 \end{bmatrix} \text{ N}$$

2.7.2. Směr X

$$F_{A1x} := \frac{F_X}{n_C} - \frac{M_Y}{n_d \cdot L_z}$$

$$F_{A1x_i} = \begin{bmatrix} 0.363 \\ -2.357 \cdot 10^3 \\ -2.357 \cdot 10^3 \\ -990.027 \\ 397.319 \\ 0 \\ -904.565 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_{A2x} := \frac{F_X}{n_C} + \frac{M_Y}{n_d \cdot L_z}$$

$$F_{A2x_i} = \begin{bmatrix} -0.363 \\ 1.739 \cdot 10^3 \\ 1.739 \cdot 10^3 \\ 730.286 \\ 102.681 \\ 0 \\ 404.565 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_{B1x} := F_{A1x} \quad F_{B1x_i} = \begin{bmatrix} 0.363 \\ -2.357 \cdot 10^3 \\ -2.357 \cdot 10^3 \\ -990.027 \\ 397.319 \\ 0 \\ -904.565 \\ 0 \end{bmatrix} N$$

$$F_{B2x} := F_{A2x} \quad F_{B2x_i} = \begin{bmatrix} -0.363 \\ 1.739 \cdot 10^3 \\ 1.739 \cdot 10^3 \\ 730.286 \\ 102.681 \\ 0 \\ 404.565 \\ 0 \end{bmatrix} N$$

2.8. Fiktivní a efektivní zatížení

2.8.1. Fiktivní zatížení

$$F_{A1_i} := |F_{A1y_i}| + |F_{A1x_i}| = \begin{bmatrix} 200.946 \\ 5.078 \cdot 10^3 \\ 5.631 \cdot 10^3 \\ 2.247 \cdot 10^3 \\ 1.18 \cdot 10^3 \\ 203.452 \\ 1.788 \cdot 10^3 \\ 203.452 \end{bmatrix} N \quad F_{A2_i} := |F_{A2y_i}| + |F_{A2x_i}| = \begin{bmatrix} 200.946 \\ 4.366 \cdot 10^3 \\ 3.424 \cdot 10^3 \\ 1.32 \cdot 10^3 \\ 391.364 \\ 203.452 \\ 592.907 \\ 203.452 \end{bmatrix} N$$

$$F_{B1_i} := |F_{B1y_i}| + |F_{B1x_i}| = \begin{bmatrix} 200.946 \\ 5.757 \cdot 10^3 \\ 4.815 \cdot 10^3 \\ 1.904 \cdot 10^3 \\ 608.636 \\ 203.452 \\ 1.216 \cdot 10^3 \\ 203.452 \end{bmatrix} N \quad F_{B2_i} := |F_{B2y_i}| + |F_{B2x_i}| = \begin{bmatrix} 200.946 \\ 3.687 \cdot 10^3 \\ 4.24 \cdot 10^3 \\ 1.663 \cdot 10^3 \\ 385.443 \\ 203.452 \\ 787.668 \\ 203.452 \end{bmatrix} N$$

2.8.2. Efektivní zatížení

$$F_{eA1_i} := \text{if} \left(F_{A1_i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left(|F_{A1_i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{A1_i}, 0 \right), F_{A1_i} \right) = \begin{bmatrix} 6.374 \cdot 10^3 \\ 9.626 \cdot 10^3 \\ 9.994 \cdot 10^3 \\ 7.738 \cdot 10^3 \\ 7.027 \cdot 10^3 \\ 6.376 \cdot 10^3 \\ 7.432 \cdot 10^3 \\ 6.376 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_{eA2_i} := \text{if} \left(F_{A2_i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left(|F_{A2_i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{A2_i}, 0 \right), F_{A2_i} \right) = \begin{bmatrix} 6.374 \cdot 10^3 \\ 9.15 \cdot 10^3 \\ 8.522 \cdot 10^3 \\ 7.12 \cdot 10^3 \\ 6.501 \cdot 10^3 \\ 6.376 \cdot 10^3 \\ 6.635 \cdot 10^3 \\ 6.376 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_{eB1_i} := \text{if} \left(F_{B1_i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left(|F_{B1_i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{B1_i}, 0 \right), F_{B1_i} \right) = \begin{bmatrix} 6.374 \cdot 10^3 \\ 1.008 \cdot 10^4 \\ 9.45 \cdot 10^3 \\ 7.51 \cdot 10^3 \\ 6.646 \cdot 10^3 \\ 6.376 \cdot 10^3 \\ 7.051 \cdot 10^3 \\ 6.376 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_{eB2_i} := \text{if} \left(F_{B2_i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left(|F_{B2_i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{B2_i}, 0 \right), F_{B2_i} \right) = \begin{bmatrix} 6.374 \cdot 10^3 \\ 8.698 \cdot 10^3 \\ 9.067 \cdot 10^3 \\ 7.349 \cdot 10^3 \\ 6.497 \cdot 10^3 \\ 6.376 \cdot 10^3 \\ 6.765 \cdot 10^3 \\ 6.376 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

2.9. Statická bezpečnost

Vstupní hodnoty

Max. efektivní síly

$$F_{A1M} := \max(F_{eA1}) = (9.994 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$F_{A2M} := \max(F_{eA2}) = (9.15 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$F_{B1M} := \max(F_{eB1}) = (1.008 \cdot 10^4) \text{ N}$$

$$F_{B2M} := \max(F_{eB2}) = (9.067 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Výstupní hodnoty

Výpočet statické bezpečnost

$$S_{0A1} := \frac{C_0}{F_{A1M}} = 9.345$$

Valivý vozík 1

$$S_{0A2} := \frac{C_0}{F_{A2M}} = 10.207$$

Valivý vozík 2

$$S_{0B1} := \frac{C_0}{F_{B1M}} = 9.268$$

Valivý vozík 3

$$S_{0B2} := \frac{C_0}{F_{B2M}} = 10.301$$

Valivý vozík 4

2.10. Dynamická bezpečnost

Dynamické ekvivalentní zatížení

$$F_{deA1} := \left(\frac{\sum_{i=1}^8 (F_{eA1_i})^{\frac{10}{3}} \cdot l_{S_i}}{l_{SC}} \right)^{\frac{3}{10}} = (6.906 \cdot 10^3) \text{ N} \quad \text{Valivý vozík 1}$$

$$F_{deA2} := \left(\frac{\sum_{i=1}^8 (F_{eA2_i})^{\frac{10}{3}} \cdot l_{S_i}}{l_{SC}} \right)^{\frac{3}{10}} = (6.573 \cdot 10^3) \text{ N} \quad \text{Valivý vozík 2}$$

$$F_{deB1} := \left(\frac{\sum_{i=1}^8 (F_{eB1_i})^{\frac{10}{3}} \cdot l_{S_i}}{l_{SC}} \right)^{\frac{3}{10}} = (6.764 \cdot 10^3) \text{ N} \quad \text{Valivý vozík 3}$$

$$F_{deB2} := \left(\frac{\sum_{i=1}^8 (F_{eB2_i})^{\frac{10}{3}} \cdot l_{S_i}}{l_{SC}} \right)^{\frac{3}{10}} = (6.613 \cdot 10^3) \text{ N} \quad \text{Valivý vozík 4}$$

Dynamická bezpečnost

$$a_p := 1$$

Pravděpodobnost dožití (90%)

Hodnota z rovnice životnosti bude s 90% pravděpodobností překročena (katalogová hodnota)

Délková životnost

$$L_{A1} := a_p \cdot \left(\frac{C}{F_{deA1}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (8.369 \cdot 10^7) \text{ m} \quad \text{Délková životnost valivého vozíku 1}$$

$$L_{A2} := a_p \cdot \left(\frac{C}{F_{deA2}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (9.867 \cdot 10^7) \text{ m} \quad \text{Délková životnost valivého vozíku 2}$$

$$L_{B1} := a_p \cdot \left(\frac{C}{F_{deB1}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (8.969 \cdot 10^7) \text{ m} \quad \text{Délková životnost valivého vozíku 3}$$

$$L_{B2} := a_p \cdot \left(\frac{C}{F_{deB2}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (9.667 \cdot 10^7) \text{ m} \quad \text{Délková životnost valivého vozíku 4}$$

Výpočet bezpečnosti vůči délkové životnosti

$$S_{dA1} := \frac{L_{A1}}{l_{SC}} = 3.952 \quad \text{Bezpečnost valivého vozíku 1}$$

$$S_{dA2} := \frac{L_{A2}}{l_{SC}} = 4.659 \quad \text{Bezpečnost valivého vozíku 2}$$

$$S_{dB1} := \frac{L_{B1}}{l_{SC}} = 4.235 \quad \text{Bezpečnost valivého vozíku 3}$$

$$S_{dB2} := \frac{L_{B2}}{l_{SC}} = 4.564 \quad \text{Bezpečnost valivého vozíku 4}$$

2.11. Bezpečnost - shrnutí

$$S_0 := [S_{0A1} \ S_{0A2} \ S_{0B1} \ S_{0B2}]$$

$$S_D := [S_{dA1} \ S_{dA2} \ S_{dB1} \ S_{dB2}]$$

$$S_0 = [9.345 \ 10.207 \ 9.268 \ 10.301]$$

$$S_D = [3.952 \ 4.659 \ 4.235 \ 4.564]$$

$$S_{0min} := \min(S_0) = 9.268$$

$$S_{Dmin} := \min(S_D) = 3.952$$

$$\begin{array}{l} \text{if } S_{0min} > 4 \\ \quad \| \text{“Vyhovuje”} \\ \text{else} \\ \quad \| \text{“Nevyhovuje”} \end{array} \quad \Bigg| = \text{“Vyhovuje”}$$

$$\begin{array}{l} \text{if } S_{Dmin} > 2 \\ \quad \| \text{“Vyhovuje”} \\ \text{else} \\ \quad \| \text{“Nevyhovuje”} \end{array} \quad \Bigg| = \text{“Vyhovuje”}$$

PŘÍLOHA č.2

Výpočet posuvového mechanismu osa X

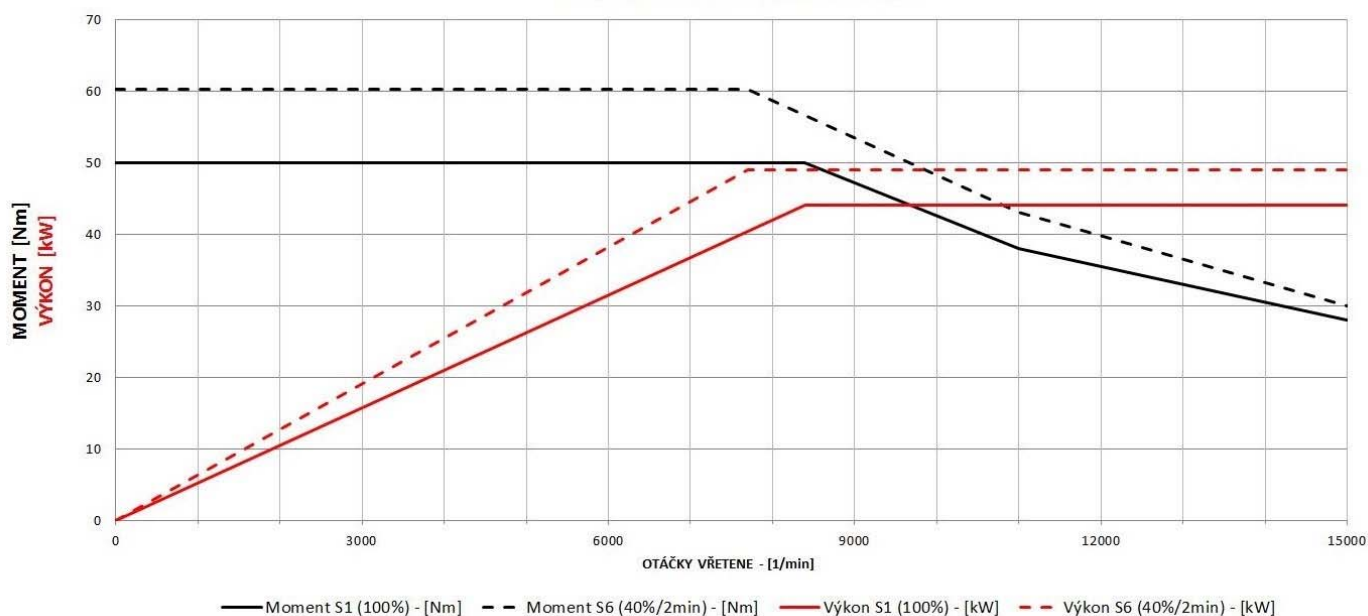
1. Základní technické parametry

1.1 Pracovní rozsah (specifikováno zadavatelem)

Posuv v ose X / Y / Z	550 mm / 360 mm / 350 mm
Rychloposuv X / Y / Z	25 m·min ⁻¹
Zrychlení X / Y / Z	5 m·s ⁻²
Maximální posuvová síla X / Y / Z	4.8 kN
Posuvová rychlost (teoretická) X / Y / Z	25 m·min ⁻¹

1.2. Frézovací vřeteno

Maximální otáčky	15000·min ⁻¹
Výkon vřetene (40 / 100% DC)	49 kW / 44 kW
Moment vřetene (40 / 100% DC)	60.2 Nm / 50 Nm



Obr. 1 - Výkonová charakteristika

1.3. Zásobník nástrojů

Typ upínání nástroje	HSK63A
Počet nástrojů v zásobníku	16
Maximální průměr nástroje	110 mm
Maximální délka nástroje	250 mm
Hmotnost nástroje (průměrná / maximální)	5 kg / 7 kg

2. Posuvový mechanismus osa X

2.1. Zatěžovací stavy posuvového mechanismu

2.1.1. Zatěžovací stavy při obrábění

Vstupní hodnoty byly navrženy po konzultaci s odborníky v dané problematice.

Vstupní hodnoty

$F_{x_0} := 4.8 \text{ kN}$	Max. posuvová síla (hrubování)
$v_{x_0} := 1.5 \frac{\text{m}}{\text{min}}$	Posuvová rychlost pro 1. zátěžný stav
$F_{x_1} := 0.5 \cdot F_{x_0} = 2.4 \text{ kN}$	Optimální posuvová síla (normální frézování)
$v_{x_1} := 3.6 \frac{\text{m}}{\text{min}}$	Posuvová rychlost pro 2. zátěžný stav
$F_{x_2} := 0.2 \cdot F_{x_0} = 0.96 \text{ kN}$	Minimální posuvová síla (dokončování)
$v_{x_2} := 5 \frac{\text{m}}{\text{min}}$	Posuvová rychlost pro 3. zátěžný stav

2.1.2. Zatěžovací stavy při rychloposuvu

Vstupní hodnoty

$m_x := 1000 \text{ kg}$	Celková hmotnost pohybujících se skupin
$a_x := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Zrychlení / zpomalení
$v_{Rx} := 25 \frac{\text{m}}{\text{min}}$	Rychlost rychloposuvu

Výstupní hodnoty

$F_{x_3} := m_x \cdot a_x = 5 \text{ kN}$	Zrychlující síla
$v_{x_3} := \frac{v_{Rx}}{2} = 12.5 \frac{\text{m}}{\text{min}}$	Střední rychlost při zrychlování / zpomalování
$v_{x_4} := v_{Rx} = 25 \frac{\text{m}}{\text{min}}$	Rychlost rychloposuvu
$F_{x_4} := 0 \text{ kN}$	Síla při rychloposuvu

2.1.3. Vektor sil a posuvových rychlostí s třením

Silové složky vzniklé od třecích sil jsou v tomto případě velice malé. Je to díky využití lineárního kuličkového vedení, které má malý součinitel tření.

Vstupní hodnoty

$$f_{vx} := 0.002$$

Součinitel valivého tření [1]

$$\eta_{vx} := 0.95$$

Účinnost lineárního vedení [1]

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

Gravitační zrychlení

$$i := 0..4$$

Výstupní hodnoty

Vektor třecích síl

$$F_{Tx_i} := (F_{x_i} + m_x \cdot g) \cdot \frac{f_{vx}}{\eta_{vx}}$$

$$F_{Tx}^T = [0.031 \ 0.026 \ 0.023 \ 0.031 \ 0.021] \text{ kN}$$

Vektor posuvových sil

$$F_{sx_i} := F_{x_i} + F_{Tx_i}$$

$$F_{sx}^T = [4.831 \ 2.426 \ 0.983 \ 5.031 \ 0.021] \text{ kN}$$

Pro symetrické zatěžování platí

$$i := 0..9$$

Řezné síly a rychlosti

$$F_{sx_9} := -F_{sx_0} = -4.831 \text{ kN}$$

$$v_{x_9} := -v_{x_0} = -1.5 \frac{m}{min}$$

$$F_{sx_8} := -F_{sx_1} = -2.426 \text{ kN}$$

$$v_{x_8} := -v_{x_1} = -3.6 \frac{m}{min}$$

$$F_{sx_7} := -F_{sx_2} = -0.983 \text{ kN}$$

$$v_{x_7} := -v_{x_2} = -5 \frac{m}{min}$$

Síly a rychlosti při rychloposuvu

$$F_{sx_6} := -F_{sx_3} = -5.031 \text{ kN}$$

$$v_{x_6} := -v_{x_3} = -12.5 \frac{m}{min}$$

$$F_{sx_5} := -F_{sx_4} = -0.021 \text{ kN}$$

$$v_{x_5} := -v_{x_4} = -25 \frac{m}{min}$$

Vektor posuvových sil

$$F_{sx}^T = [4.831 \ 2.426 \ 0.983 \ 5.031 \ 0.021 \ -0.021 \ -5.031 \ -0.983 \ -2.426 \ -4.831] \text{ kN}$$

Vektor posuvových rychlostí

$$v_x^T = [1.5 \ 3.6 \ 5 \ 12.5 \ 25 \ -25 \ -12.5 \ -5 \ -3.6 \ -1.5] \frac{m}{min}$$

2.2. Doba běhu posuvového mechanismu

Vstupní hodnoty byly navrženy po konzultaci s odborníkem, který v porovnání s praxí doporučil hodnotu 12000 strojních hodin pro obrábění a 18000 strojních hodin pro rychloposuv.

2.2.1 Doba běhu při obrábění

Vstupní hodnoty

$$T_{obr} := 12000 \text{ hr}$$

Celková doba běhu při obrábění

$$q_{o_0} := 0.2$$

$$q_{o_1} := 0.5$$

Poměrné doby běhu jednotlivých stavů

$$q_{o_2} := 0.3$$

Výstupní hodnoty

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

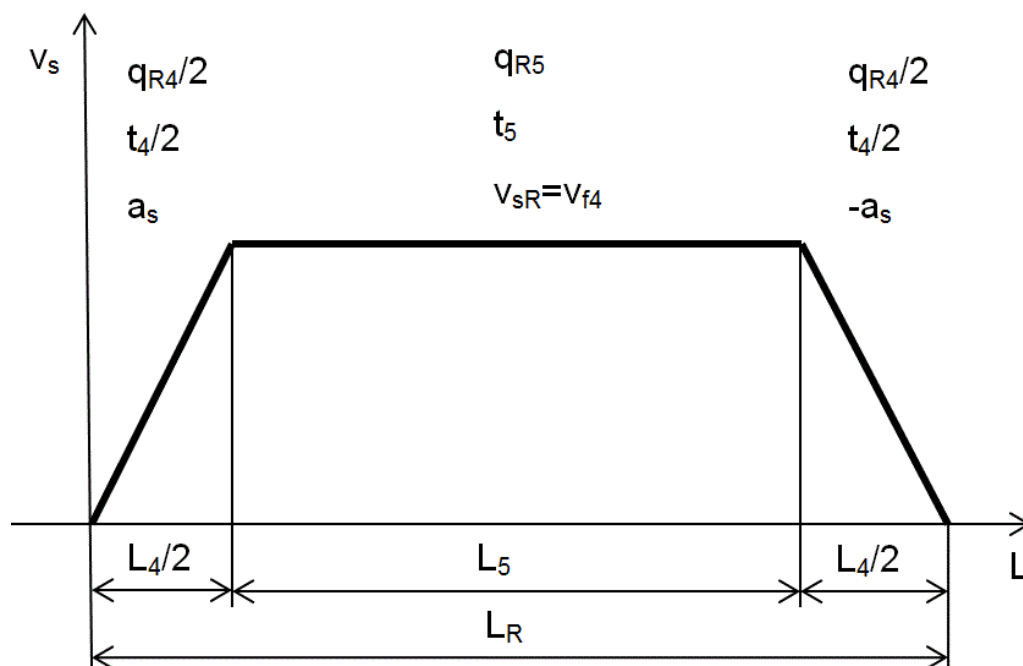
$$T_{x_0} := 0.5 \cdot T_{obr} \cdot q_{o_0} = 1200 \text{ hr}$$

$$T_{x_1} := 0.5 \cdot T_{obr} \cdot q_{o_1} = 3000 \text{ hr}$$

$$T_{x_2} := 0.5 \cdot T_{obr} \cdot q_{o_2} = 1800 \text{ hr}$$

2.2.2. Doba běhu při rychloposuvu

Doba běhu při rychloposuvu je rozdělena na dvě části. Na dobu běhu při zrychleném / zpomaleném pohybu rychloposuvu a na dobu běhu při rovnoměrném pohybu rychloposuvu.



Obr. 2 - Rozdělení doby běhu při rychloposuvu

Vstupní hodnoty

$$T_R := 18000 \text{ hr}$$

Celková doba běhu při rychloposuvu

$$L_x := 0.48 \text{ m}$$

Délka pojezdu rámu X a částí k němu uchycených v ose X

Výstupní hodnoty

$$L_{Rx} := 0.7 \cdot L_x = 0.336 \text{ m}$$

Délka pojezdu rámu X rychloposuvem

$$q_{Rx_3} := \frac{2}{1 + \frac{a_x}{v_{Rx}^2} \cdot L_{Rx}} = 0.187$$

Poměrná doba běhu při zrychleném pohybu rychloposuvu

$$q_{Rx_4} := \frac{\frac{a_x}{v_{Rx}^2} \cdot L_{Rx} - 1}{\frac{a_x}{v_{Rx}^2} \cdot L_{Rx} + 1} = 0.813$$

Poměrná doba běhu při rovnoměrném pohybu rychloposuvu

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

$$T_{x_3} := 0.5 \cdot q_{Rx_3} \cdot T_R = 1685.898 \text{ hr}$$

$$T_{x_4} := 0.5 \cdot q_{Rx_4} \cdot T_R = 7314.102 \text{ hr}$$

2.2.3 Vektor doby běhu souměrného zatěžování v obou směrech pohybu

$$T_{sx} := [T_{x_0} \ T_{x_1} \ T_{x_2} \ T_{x_3} \ T_{x_4} \ T_{x_4} \ T_{x_3} \ T_{x_2} \ T_{x_1} \ T_{x_0}]$$

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

$$T_{sx}^T = [1200 \ 3000 \ 1800 \ 1686 \ 7314 \ 7314 \ 1686 \ 1800 \ 3000 \ 1200] \text{ hr}$$

$$T_C := T_{obr} + T_R = 30000 \text{ hr}$$

Celková doba běhu

Poměrné doby běhu

$$q_x := \frac{T_{sx}}{T_C}$$

$$q_x^T = [0.04 \ 0.1 \ 0.06 \ 0.056 \ 0.244 \ 0.244 \ 0.056 \ 0.06 \ 0.1 \ 0.04]$$

2.3. Volba a výpočet zatížení kuličkového šroubu a kuličkové matice

2.3.1. Volba kuličkového šroubu a kuličkové matice

Na základě vypočítané maximální posuvové síly byl zvolen kuličkový šroub a dle požadované dynamické únosnosti zvolena kuličková matice. Následně je proveden kontrolní výpočet.

Vstupní hodnoty

Vektor posuvových sil

$$\mathbf{F}_{sx}^T = [4.831 \ 2.426 \ 0.983 \ 5.031 \ 0.021 \ -0.021 \ -5.031 \ -0.983 \ -2.426 \ -4.831] \text{ kN}$$

$$L_{px} := 850 \text{ mm}$$

Vzdálenost podpor

$$L_{sx} := 690 \cdot \text{mm}$$

Krajní poloha matice

$$f := 0.005$$

Součinitel tření

Výstupní hodnoty

$$F_{Mx} := \max(F_{sx}) = 5.031 \text{ kN}$$

Maximální síla

$$F_{Lxcalc} := 0.3 \cdot F_{Mx} = 1.509 \text{ kN}$$

Požadovaná omezná síla

$$F_{oxcalc} := \frac{F_{Lxcalc}}{2.85} = 0.53 \text{ kN}$$

Požadované předpětí

$$C_{axcalc} := \frac{F_{oxcalc}}{0.1} = 5.296 \text{ kN}$$

Požadovaná dynamická únosnost

Zvolen kuličkový šroub K32x5 (průměr x stoupání) a matice HIWIN DDB2205-R-5EF [2]

$$C_{ox} := 43900 \text{ N}$$

Základní statická únosnost

$$C_{ax} := 20700 \text{ N}$$

Základní dynamická únosnost

$$F_{ox} := 0.1 \cdot C_{ax} = 2.07 \text{ kN}$$

Předpětí matice

$$F_{Lx} := 2.85 \cdot F_{ox} = 5.9 \text{ kN}$$

Omezná síla

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

Stoupání šroubu

$$k_{mx} := 704 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

Axiální tuhost matice

$$d_x := 32 \text{ mm}$$

Průměr kuličkového šroubu

$$\alpha_x := \text{atan}\left(\frac{h_x}{\pi \cdot d_x}\right) = 5.681 \text{ deg}$$

Úhel stoupání závitu

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

Třecí úhel

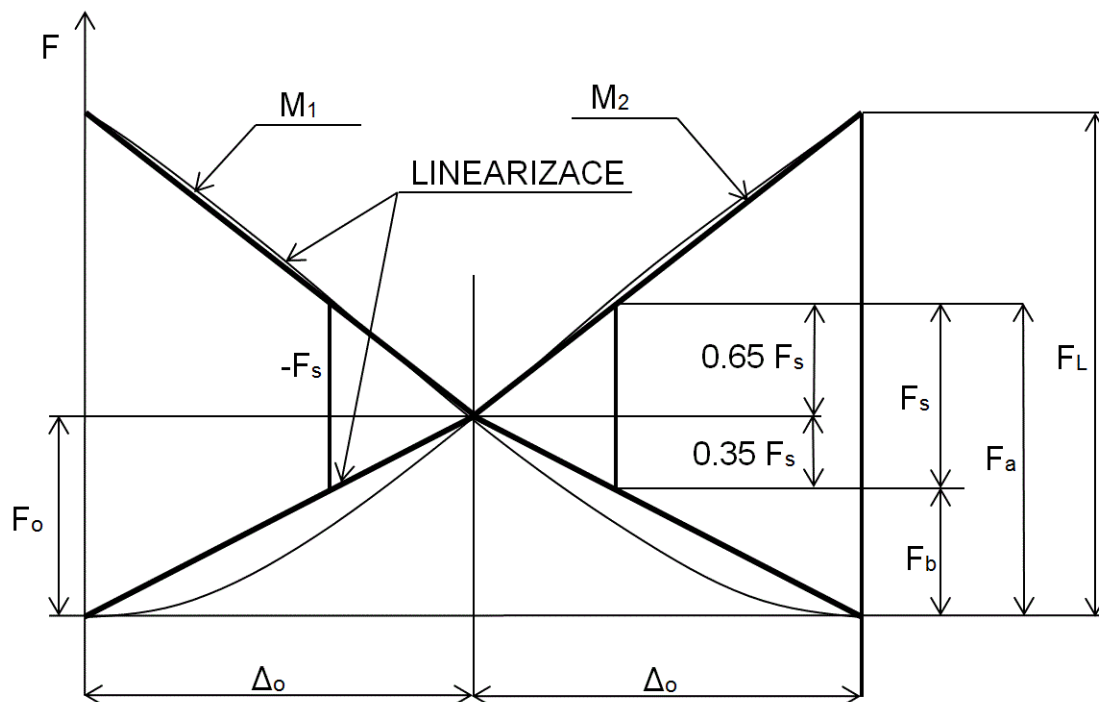
$$\eta_{rsx} := \frac{\tan(\alpha_x)}{\tan(\alpha_x + \varphi)} = 0.952$$

Účinnost "zvedání"

$$\eta_{rsx1} := \frac{\tan(\alpha_x - \varphi)}{\tan(\alpha_x)} = 0.949$$

Účinnost "spouštění"

2.3.2. Zatížení, rychlosti a otáčky dvojice matice-šroub



Obr. 3 - Charakteristika předepnuté matice

Vstupní hodnoty:

Vektor posuvových sil

$$\mathbf{F}_{sx}^T = [4.831 \ 2.426 \ 0.983 \ 5.031 \ 0.021 \ -0.021 \ -5.031 \ -0.983 \ -2.426 \ -4.831] \text{ kN}$$

$$F_{Lx} = 5.9 \text{ kN}$$

Omezná síla

$$F_{ox} = 2.07 \text{ kN}$$

Předpětí matice

Výstupní hodnoty:

Síly působící na matici

$$i := 0..4$$

Následující vztah 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 velikosti $(F_{ox} + 0,65 \cdot F_{sx})$. Viz obr. 3.

Maximální síly

$$F_{ax_i} := \text{if} \left(F_{sx_i} > F_{Lx}, F_{sx_i}, F_{ox} + 0.65 \cdot F_{sx_i} \right) = \begin{bmatrix} 5.21 \\ 3.647 \\ 2.709 \\ 5.34 \\ 2.083 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Následující vztah 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 velikosti $(F_{ox} - 0.35 \cdot F_{sx})$. Viz obr. 3.

Minimální síly

$$F_{bx_i} := \text{if} \left(F_{sx_i} > F_{Lx}, 0 \text{ kN}, F_{ox} - 0.35 \cdot F_{sx_i} \right) = \begin{bmatrix} 0.379 \\ 1.221 \\ 1.726 \\ 0.309 \\ 2.063 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Otáčky šroubu v obou směrech

$$i := 0..9$$

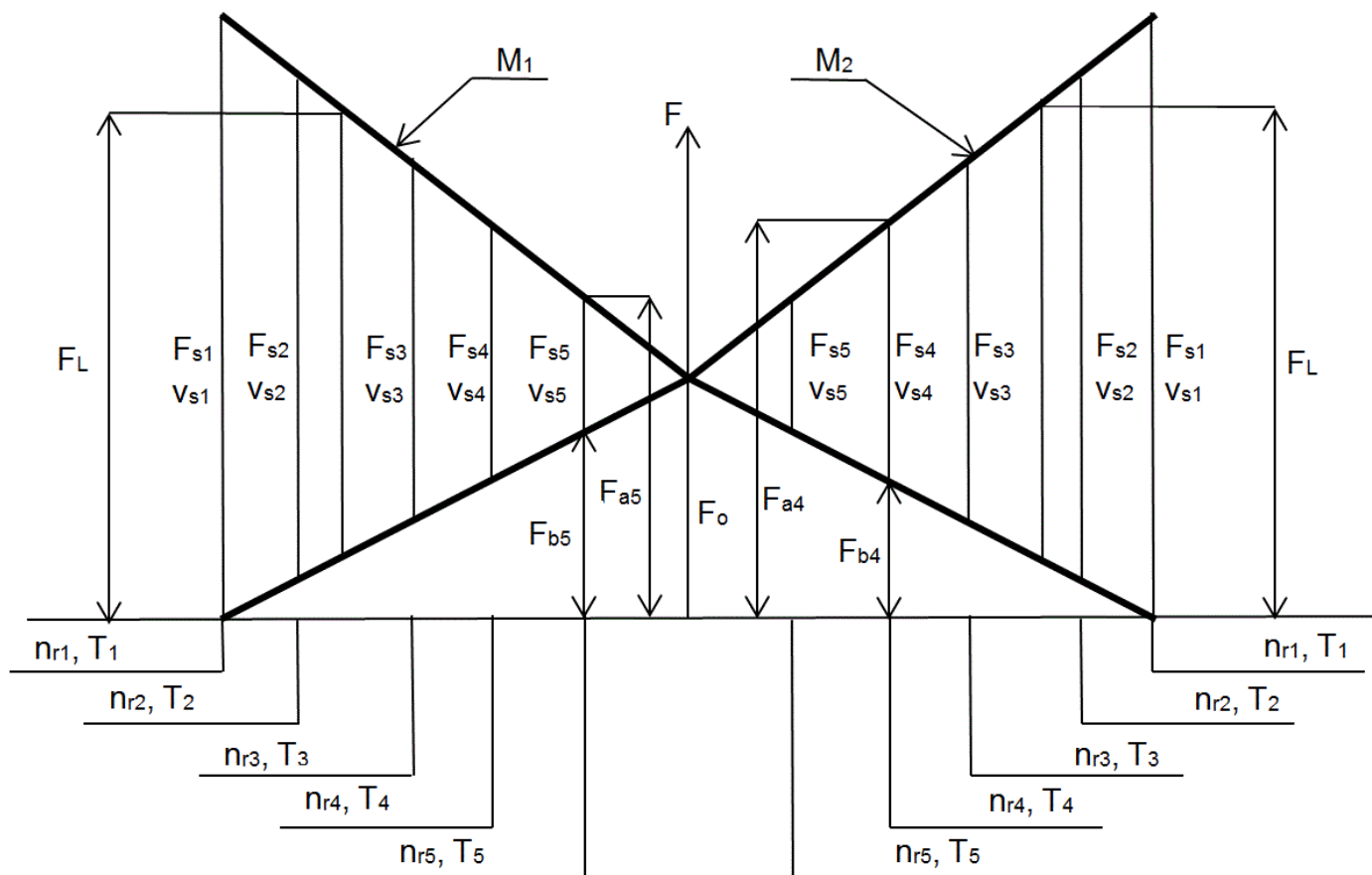
$$n_{x_i} := \frac{v_{x_i}}{h_x}$$

$$n_x^T = [150 \ 360 \ 500 \ 1.25 \cdot 10^3 \ 2.5 \cdot 10^3 \ -2.5 \cdot 10^3 \ -1.25 \cdot 10^3 \ -500 \ -360 \ -150] \frac{1}{\text{min}}$$

Vektory zatížení matice 1 a 2

$$F_{x1} := \begin{bmatrix} F_{ax_0} \\ F_{ax_1} \\ F_{ax_2} \\ F_{ax_3} \\ F_{ax_4} \\ F_{bx_4} \\ F_{bx_3} \\ F_{bx_2} \\ F_{bx_1} \\ F_{bx_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 5.21 \\ 3.647 \\ 2.709 \\ 5.34 \\ 2.083 \\ 2.063 \\ 0.309 \\ 1.726 \\ 1.221 \\ 0.379 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_{x2} := \begin{bmatrix} F_{bx_0} \\ F_{bx_1} \\ F_{bx_2} \\ F_{bx_3} \\ F_{bx_4} \\ F_{ax_4} \\ F_{ax_3} \\ F_{ax_2} \\ F_{ax_1} \\ F_{ax_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.379 \\ 1.221 \\ 1.726 \\ 1.726 \\ 0.309 \\ 2.063 \\ 2.083 \\ 5.34 \\ 2.709 \\ 3.647 \\ 5.21 \end{bmatrix} \text{ kN}$$



Obr. 4 - Zatížení jednotlivých částí matice kuličkového šroubu

Poměrné doby běhu v obou směrech

$$q_x := \frac{T_{sx}}{T_C}$$

$$q_x^T = [0.04 \ 0.1 \ 0.06 \ 0.056 \ 0.244 \ 0.244 \ 0.056 \ 0.06 \ 0.1 \ 0.04]$$

2.4. Kontrola převodu kuličkový šroub - kuličková matice

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

2.4.1. Životnost

$$n_{mx} := \sum_{i=0}^9 (q_{x_i} \cdot |n_{x_i}|) = (1.504 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

Střední otáčky šroubu

$$F_{1mx} := \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=0}^9 (F_{x1_i}^3 \cdot q_{x_i} \cdot |n_{x_i}|)}{|n_{mx}|}} = 2.551 \text{ kN}$$

Střední působící síly na matici 1

$$F_{2mx} := \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=0}^9 (F_{x2_i}^3 \cdot q_{x_i} \cdot |n_{x_i}|)}{|n_{mx}|}} = 2.551 \text{ kN}$$

Střední působící síly na matici 2

$$L_{1x} := \left(\frac{C_{ax}}{F_{1mx}} \right)^3 \cdot 10^6 = 5.34 \cdot 10^8$$

Životnost matice 1

$$L_{2x} := \left(\frac{C_{ax}}{F_{2mx}} \right)^3 \cdot 10^6 = 5.34 \cdot 10^8$$

Životnost matice 2

$$L_{hx} := \frac{1}{\left(\left(\frac{1}{L_{1x}} \right)^{\frac{10}{9}} + \left(\frac{1}{L_{2x}} \right)^{\frac{10}{9}} \right)^{\frac{9}{10}}} \cdot \frac{1}{|n_{mx}|} = 3172.248 \text{ hr}$$

Celková životnost šroubu a předepnuté dvojité matice

$$s_{hx} := \frac{L_{hx}}{T_C} = 0.106$$

Bezpečnost vůči době běhu

if $s_{hx} > 1$	= "Nevyhovuje"
"Vyhovuje"	
else	
"Nevyhovuje"	

Matice nevyhovuje --> z tohoto důvodu došlo ke změně průměru kuličkového šroubu a k volbě únosnější matice a snížení velikosti předpětí.

Volba velikosti kuličkového šroubu K40x10 [2]

Volba matice HIWIN DDB4010-R-4EF (Přesně okružovaná dvojitá předepnutá matice) [2]

$$C_{ox} := 82600 \text{ N}$$

Základní statická únosnost

$$C_{ax} := 46800 \text{ N}$$

Základní dynamická únosnost

$$F_{oxcalc} := 0.07 \cdot C_{ax} = 3.276 \text{ kN}$$

Předpětí matice

$$F_{ox} := 2 \text{ kN}$$

Snížení velikosti předpětí, za účelem zvýšení životnosti matice

$$d_x := 40 \text{ mm}$$

Průměr kuličkového šroubu

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

Stoupání šroubu

$$F_{Lx} := 2.85 \cdot F_{ox} = 5.7 \text{ kN}$$

Omezná síla

$$k_{mx} := 1000 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

Axiální tuhost matice

2.4.2. Zatížení, rychlosti a otáčky dvojice matice-šroub - Oprava

Síly na matici

$$i := 0..4$$

$$\begin{aligned} &\text{Maximální síly} \\ F_{ax_i} &:= \text{if} \left(F_{sx_i} > F_{Lx}, F_{sx_i}, F_{ox} + 0.65 \cdot F_{sx_i} \right) = \begin{bmatrix} 5.14 \\ 3.577 \\ 2.639 \\ 5.27 \\ 2.013 \end{bmatrix} \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{Minimální síly} \\ F_{bx_i} &:= \text{if} \left(F_{sx_i} > F_{Lx}, 0 \text{ kN}, F_{ox} - 0.35 \cdot F_{sx_i} \right) = \begin{bmatrix} 0.309 \\ 1.151 \\ 1.656 \\ 0.239 \\ 1.993 \end{bmatrix} \text{ kN} \end{aligned}$$

Vektory zatížení matice 1 a 2

$$F_{x1} := \begin{bmatrix} F_{ax_0} \\ F_{ax_1} \\ F_{ax_2} \\ F_{ax_3} \\ F_{ax_4} \\ F_{bx_4} \\ F_{bx_3} \\ F_{bx_2} \\ F_{bx_1} \\ F_{bx_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 5.14 \\ 3.577 \\ 2.639 \\ 5.27 \\ 2.013 \\ 1.993 \\ 0.239 \\ 1.656 \\ 1.151 \\ 0.309 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_{x2} := \begin{bmatrix} F_{bx_0} \\ F_{bx_1} \\ F_{bx_2} \\ F_{bx_3} \\ F_{bx_4} \\ F_{ax_4} \\ F_{ax_3} \\ F_{ax_2} \\ F_{ax_1} \\ F_{ax_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.309 \\ 1.151 \\ 1.656 \\ 0.239 \\ 1.993 \\ 2.013 \\ 5.27 \\ 2.639 \\ 3.577 \\ 5.14 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Otáčky šroubu v obou směrech

$$i := 0..9$$

$$n_{x_i} := \frac{v_{x_i}}{h_x}$$

$$n_x^T = [150 \ 360 \ 500 \ 1.25 \cdot 10^3 \ 2.5 \cdot 10^3 \ -2.5 \cdot 10^3 \ -1.25 \cdot 10^3 \ -500 \ -360 \ -150] \frac{1}{\text{min}}$$

Poměrné doby běhu v obou směrech

$$q_x^T = [0.04 \ 0.1 \ 0.06 \ 0.056 \ 0.244 \ 0.244 \ 0.056 \ 0.06 \ 0.1 \ 0.04]$$

2.4.3. Životnost - Oprava

$$n_{mx} = (1.504 \cdot 10^3) \frac{1}{\min}$$

Střední otáčky šroubu

$$F_{1mx} := \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=0}^9 (F_{x1_i}^3 \cdot q_{x_i} \cdot |n_{x_i}|)}{|n_{mx}|}} = 2.493 \text{ kN}$$

Střední působící síly na matici 1

$$F_{2mx} := \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=0}^9 (F_{x2_i}^3 \cdot q_{x_i} \cdot |n_{x_i}|)}{|n_{mx}|}} = 2.493 \text{ kN}$$

Střední působící síly na matici 2

$$L_{1x} := \left(\frac{C_{ax}}{F_{1mx}} \right)^3 \cdot 10^6 = 6.618 \cdot 10^9$$

Životnost matice 1

$$L_{2x} := \left(\frac{C_{ax}}{F_{2mx}} \right)^3 \cdot 10^6 = 6.618 \cdot 10^9$$

Životnost matice 2

$$L_{hx} := \frac{1}{\frac{9}{10} \cdot \frac{1}{|n_{mx}|}} \cdot \frac{1}{\left(\left(\frac{1}{L_{1x}} \right)^{\frac{10}{9}} + \left(\frac{1}{L_{2x}} \right)^{\frac{10}{9}} \right)} = 39314.384 \text{ hr}$$

Celková životnost šroubu a předeprnuté dvojité matice

$$s_{hx} := \frac{L_{hx}}{T_C} = 1.31$$

Bezpečnost vůči době běhu

if $s_{hx} > 1$ | = "Vyhovuje"
 || "Vyhovuje"
 else
 || "Nevyhovuje"

$$s_{ox} := \frac{C_{ox}}{\max(F_{ax})} = 15.673$$

Statická bezpečnost

if $s_{ox} > 3$ | = "Vyhovuje"
 || "Vyhovuje"
 else
 || "Nevyhovuje"

2.4.4. Vzpěr

Vstupní hodnoty

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

Modul pružnosti v tahu

$$k_v := 11.2$$

Součinitel vzpěru pro uložení "vetknuto-podepřeno" [2]

Výstupní hodnoty

$$F_{cx} := k_v \cdot \frac{d_x^4}{L_{sx}^2} \cdot \frac{E}{20} = 632.338 \text{ kN}$$

Kritická síla

$$s_{vx} := \frac{F_{cx}}{F_{Mx}} = 125.684$$

Bezpečnost ve vzpěru

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

2.4.5. Kritické otáčky

Vstupní hodnoty

$$k_n := 17.7 \frac{m}{min}$$

Součinitel kritických otáček pro uložení "vetknuto-podepřeno" [2]

Výstupní hodnoty

$$n_{cx} := k_n \cdot \frac{d_x}{L_{sx}^2} \cdot 10^4 = 14870.825 \frac{1}{min}$$

Kritické otáčky

$$s_{nx} := \frac{n_{cx}}{\max(n_x)} = 5.948$$

Bezpečnost pro kritické otáčky

$$\begin{array}{l} \text{if } s_{nx} > 1.25 \\ \quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{array} \quad \Bigg| = \text{ "Vyhovuje" }$$

2.5. 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 HIWIN. Radiálně-axiální ložisko ZKLF30100.2Z [2] a jako druhé podpěrné ložisko bylo použito kuličkové ložisko 6205-RLS [3]. Radiálně-axiální ložisko bylo podrobena kontrolnímu výpočtu z hlediska statické bezpečnosti a životnosti od zatížení v axiálním směru.

Zatížení dvojice ložisek

$$\mathbf{F}_{sx}^T = [4.831 \ 2.426 \ 0.983 \ 5.031 \ 0.021 \ -0.021 \ -5.031 \ -0.983 \ -2.426 \ -4.831] \text{ kN}$$

$$\mathbf{q}_x^T = [0.04 \ 0.1 \ 0.06 \ 0.056 \ 0.244 \ 0.244 \ 0.056 \ 0.06 \ 0.1 \ 0.04]$$

$$\mathbf{n}_x^T = [150 \ 360 \ 500 \ 1.25 \cdot 10^3 \ 2.5 \cdot 10^3 \ -2.5 \cdot 10^3 \ -1.25 \cdot 10^3 \ -500 \ -360 \ -150] \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{mx} = (1.504 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

Ložisko 6205-2RLS

$$C = 14.8 \text{ kN}$$

Axiální dynamická únosnost ložiska

$$C_0 = 7.8 \text{ kN}$$

Axiální statická únosnost ložiska

Ložisko není kontrolováno protože se jedná pouze o podpěrné ložisko, které je zatěžováno jen otáčkami.

Ložisko HIWIN ZKLF30100.2Z [2]

$$F_{Mx} = 5.031 \text{ kN}$$

Max. zatížení

$$C_{ax} := 59 \text{ kN}$$

Axiální dynamická únosnost ložiska

$$C_{oax} := 108 \text{ kN}$$

Axiální statická únosnost ložiska

$$F_{Lox} := 0.085 \cdot C_{ax} = 5.015 \text{ kN}$$

Předpětí ložiska

$$F_{LLx} := 2.5 \cdot F_{Lox} = 12.538 \text{ kN}$$

Síla omezující pásmo předpětí ložiska

$$k_{Lcx} := 950 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

Axiální tuhost ložiska

2.5.1. Životnost

Vstupní hodnoty

$$F_x := F_{sx}$$

Síla působící na ložisko

$$\mathbf{F}_x^T = [4.831 \ 2.426 \ 0.983 \ 5.031 \ 0.021 \ -0.021 \ -5.031 \ -0.983 \ -2.426 \ -4.831] \text{ kN}$$

$$i := 0 \dots 9$$

$$n_{mx} = (1.504 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

Střední otáčky šroubu

Výstupní hodnoty

$$F_{Ex} := \left(\frac{\sum_{i=0}^9 \left(\left| F_{x_i} \right|^{\frac{10}{3}} \cdot q_{x_i} \cdot |n_{x_i}| \right)}{|n_{mx}|} \right)^{\frac{3}{10}} = 2.557 \text{ kN}$$

Střední zatížení ložiska

$$L_{10hx} := \frac{10^6}{n_{mx}} \cdot \left(\frac{C_{ax}}{F_{Ex}} \right)^{\frac{10}{3}} = 387571.788 \text{ hr}$$

Životnost ložiska

$$s_{hx} := \frac{L_{10hx}}{T_C} = 12.919$$

Bezpečnost vůči životnosti

if $s_{hx} > 1$ | = "Vyhovuje"
|| "Vyhovuje"
else
|| "Nevyhovuje"

$$s_{ox} := \frac{C_{oax}}{\max(F_x)} = 21.466$$

Statická bezpečnost

if $s_{ox} > 4$ | = "Vyhovuje"
|| "Vyhovuje"
else
|| "Nevyhovuje"

2.5.2. Tuhost

Vstupní hodnoty

$$k_{Lcx} = 950 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

Axiální tuhost ložiska

$$G := 0.81 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Modul pružnosti ve smyku

Výstupní hodnoty

$$A_x := \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} = (1.257 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

Průřez šroubu

$$k_{s1minx} := E \cdot A_x \cdot \frac{1}{L_{sx}} = 382.455 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Min. tuhost šroubu při uložení "vetknuto-podepřeno"

$$i_{rsx} := \frac{2 \pi}{h_x} = 628.319 \frac{1}{\text{m}}$$

Finální převod

$$J_{px} := \frac{\pi \cdot d_x^4}{32} = (2.513 \cdot 10^5) \text{ mm}^4$$

Polární moment průřezu šroubu

$$k_{\varphi x} := \frac{G \cdot J_{px}}{L_{sx}} = (2.95 \cdot 10^4) \text{ mm} \cdot \text{kN}$$

Torzni tuhost šroubu

$$k_{\varphi.sx} := k_{\varphi x} \cdot i_{rsx}^2 = (1.165 \cdot 10^4) \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Torzni tuhost šroubu redukována na translačni

$$k_{s1.\varphi x} := \frac{1}{\frac{1}{k_{s1minx}} + \frac{1}{k_{\varphi.sx}}} = 370.296 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Celková tuhost šroubu při uložení "vetknuto-podepřeno"

$$k_{cx} := \frac{1}{\frac{1}{k_{s1minx}} + \frac{1}{k_{\varphi.sx}} + \frac{1}{k_{mx}} + \frac{1}{k_{Lcx}}} = 210.386 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Celková tuhost soustavy matice - šroub - ložiska při uložení "vetknuto-podepřeno"

2.5.3. Kontrola měrného tlaku v závitech matice M30x1.5 (MATICE HIA 30 HIWIN) [2]

Vstupní hodnoty

$$d_{zx} := 30 \text{ mm}$$

Průměr závitu

$$P_{hx} := 1.5 \text{ mm}$$

Stoupání závitu

$$d_{1zx} := 28.376 \text{ mm}$$

Malý průměr závitu

$$d_{2zx} := 24.026 \text{ mm}$$

Střední průměr závitu

$$H_{1zx} := \frac{d_{zx} - d_{1zx}}{2} = 0.812 \text{ mm}$$

Nosná výška závitu

$$B_x := 15 \text{ mm}$$

Nosná šířka matice

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

Dovolený tlak v závitech

Výstupní hodnoty

$$p_{zx} := \frac{F_{Lox} \cdot P_{hx}}{\pi \cdot d_{2zx} \cdot H_{1zx} \cdot B_x} = 8.182 \text{ MPa}$$

Tlak v závitech

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

2.6. Specifikace motoru

Z důvodu mnoha dostupných specifikací a typů motoru byl vybrán katalog firmy Siemens, kde dle hodnoty potřebného výkonu byl zvolen motor. Dále došlo k vypočítání potřebného převodového poměru a celá soustava byla následně zkontrolována z hlediska maximální vyvoditelné síly a rychlosti, které je systém schopen dosáhnout.

Vstupní hodnoty

$$F_{Mx} = 5.031 \text{ kN}$$

Maximální zatížení

$$\eta_{1s0x} := 0.9$$

Počáteční odhad účinnosti

$$h_x = 10 \text{ mm}$$

Stoupání šroubu

$$v_{Rx} = 25 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Rychlost rychloposuvu

Výstupní hodnoty

$$n_{max} := \frac{v_{Rx}}{h_x} = (2.5 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

Maximální otáčky šroubu

$$P_{max} := \frac{F_{Mx} \cdot v_{Rx}}{\eta_{1s0x}} = 2.329 \text{ kW}$$

Potřebný výkon

$$M_{max} := \frac{P_{max}}{2 \cdot \pi \cdot n_{max}} = 8.897 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potřebný moment

Zvolen motor Siemens - 1FK7064-7AF71-1AH0 [4]

Parametry motoru [7]

$$P_x := 2.51 \text{ kW}$$

Výkon motoru

$$n_{1x} := 3000 \frac{1}{\text{min}}$$

Jmenovité otáčky

$$M_{1x} := 8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Jmenovitý moment

$$M_{10x} := 12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Statický moment

$$J_{1x} := 6.5 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti

2.6.1. Výpočet úhlové rychlosti a převodových poměrů

$$\omega_{1x} := 2 \cdot \pi \cdot n_{1x} = 18849.556 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$$

Úhlová rychlost

$$i_{rsx} = 628.319 \frac{1}{\text{m}}$$

Finální převod

$$i_{1sx} := \frac{\omega_{1x}}{v_{Rx}} = 753.982 \frac{1}{\text{m}}$$

Celkový převod

$$i_{1rx} := \frac{i_{1sx}}{i_{rsx}} = 1.2$$

Vstupní převod

2.6.2. Kontrola vyvoditelné síly motorem

Vstupní hodnoty

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

Účinnost řemenového převodu

Výstupní hodnoty

$$\eta_{cx} := \eta_{1r} \cdot \eta_{rsx} = 0.933$$

Celková účinnost

$$F_{Mxmax} := M_{10x} \cdot i_{1sx} \cdot \eta_{cx} = 8.438 \text{ kN}$$

Max. posuvová síla vyvoditelná motorem

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

Vektor momentů převodu

$$i := 0..9$$

$$M_{rx_i} := F_{sx_i} \cdot \frac{1}{i_{rsx} \cdot \eta_{rsx}}$$

$$M_{rx}^T = [8.079 \ 4.057 \ 1.643 \ 8.414 \ 0.035 \ -0.035 \ -8.414 \ -1.643 \ -4.057 \ -8.079] \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{rMx} := \max(M_{rx}) = 8.414 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Max. moment při režimu obrábění

2.7. 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 [5]. Nejprve byl proveden návrhový výpočet a následně kontrolní výpočet řemenového převodu.

2.7.1. Návrh řemenu

Vstupní hodnoty

$$i_{1rx} = 1.2$$

Převodový poměr

$$i_{1rx} := 1.2$$

Převodový poměr

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

Účinnost převodu

$$P_x = 2.51 \text{ kW}$$

Přenášený výkon

$$n_{1x} = 3000 \frac{1}{\text{min}}$$

Otáčky na vstupu

$$a_{xcalc} := 180 \text{ mm}$$

Výpočtová osová vzdálenost řemenic

Výstupní hodnoty

Výpočet řemenového převodu dle katalogu CONTI SYNCHROBELT HTD Synchronous Drive Belts [5]

$$c_2 := 1.5$$

Součinitel zátěže

$$c_3 := 0$$

Součinitel zrychlení

$$c_4 := 0.2$$

Součinitel únavy

$$c_0 := c_2 + c_3 + c_4 = 1.7$$

Celkový součinitel provozu

$$P_x \cdot c_0 = 4.267 \text{ kW}$$

Přenášený výkon po vynásobení součinitely

$$n_{1x} = 3000 \frac{1}{\text{min}}$$

Přenášené otáčky

Na obr. 5 je zobrazena tabulka pro volbu typu řemenu. Podle přenášeného výkonu a otáček se zvolí typ řemenu.

Zvolen řemen - CONTI SYNCHROBELT HTD 8M

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

Rozteč zubů řemenu

Volba velikosti malé řemenice

Řemenice PT26 - 8M

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

Počet zubů malé řemenice

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

Roztečný průměr malé řemenice

$$d_{a1x} := 64.85 \text{ mm}$$

Vnější průměr malé řemenice

Výpočet velikosti velké řemenice

$$z_{2calc} := z_{1x} \cdot i_{1rx} = 31.2$$

Výpočtový počet zubů velké řemenice

$$z_{2x} := 32$$

Skutečný počet zubů velké řemenice

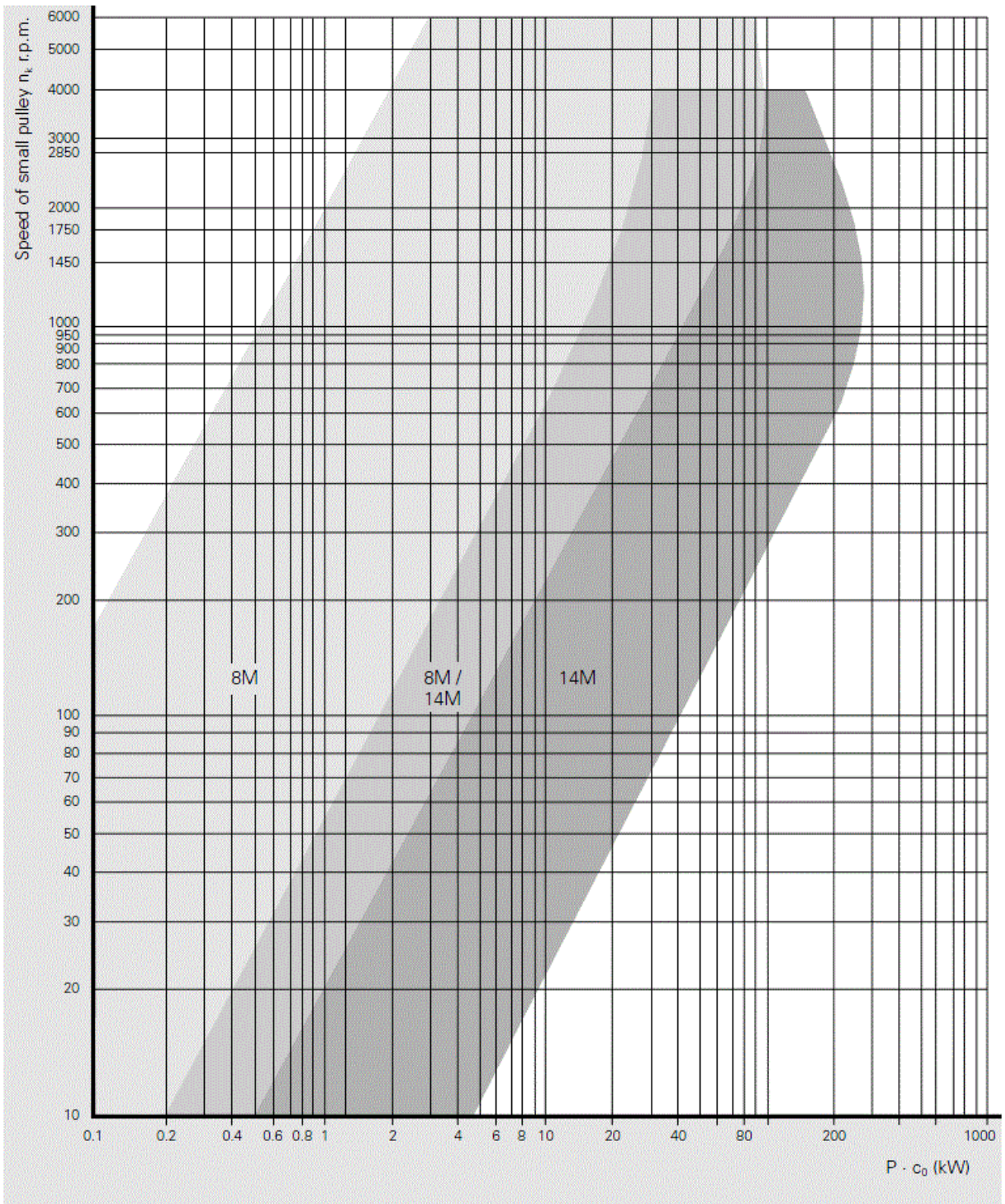
Řemenice PT32 - 8M

$$d_{w2x} := 81.49 \text{ mm}$$

Roztečný průměr velké řemenice

$$d_{a2x} := 80.16 \text{ mm}$$

Vnější průměr velké řemenice



Obr. 5 - Volba velikosti řemenu

Skutečný převodový poměr

$$i_{1rx} := \frac{z_{2x}}{z_{1x}} = 1.231$$

Převodový poměr řemenového převodu

$$i_{1sx} := i_{1rx} \cdot i_{rsx} = 773.315 \frac{1}{m}$$

Celkový převodový poměr

Volba šířky řemenu

$$F_{ux} := \frac{P_x}{t_x \cdot n_{1x} \cdot z_{1x}} = 241.346 \text{ N}$$

Efektivní síla přenášená řemenem

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. 6 - Volba šířky řemenu

Dle vypočtené hodnoty přenášené efektivní síly pro řemen typu 8M zvolena šířka 20 mm.

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

Řemen - CONTI SYNCHROBELT HTD 8M - 20

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

Efektivní únosnost řemenu

Volba počtu zubů a délky řemenu

$$z_{2x} - z_{1x} = 6$$

Rozdíl počtu zubů velké a malé řemenice

$$X_{ax} := \frac{a_{xcalc}}{t_x} = 22.5$$

Poměr výpočtové osové vzdálenosti a rozteče

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

Počet zubů malé řemenice

$$z_g := z_{2x} = 32$$

Počet zubů velké řemenice

z_x

Počet zubů řemenu

$z_2 - z_1$	$z - z_k$												
	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55
1	21.249	21.749	22.249	22.749	23.249	23.749	24.249	24.749	25.249	25.749	26.249	26.749	27.249
2	20.998	21.498	21.998	22.498	22.998	23.498	23.998	24.498	24.998	25.498	25.998	26.498	26.998
3	20.744	21.245	21.745	22.245	22.745	23.245	23.745	24.245	24.745	25.245	25.746	26.246	26.746
4	20.490	20.990	21.491	21.991	22.491	22.991	23.491	23.992	24.492	24.992	25.492	25.992	26.492
5	20.234	20.735	21.235	21.735	22.236	22.736	23.236	23.737	24.237	24.737	25.237	25.738	26.238
6	19.977	20.478	20.978	21.479	21.979	22.480	22.980	23.481	23.981	24.481	24.982	25.482	25.982
7	19.719	20.219	20.720	21.221	21.721	22.222	22.723	23.223	23.724	24.224	24.725	25.225	25.726
8	19.458	19.959	20.460	20.961	21.462	21.963	22.464	22.965	23.465	23.966	24.467	24.967	25.468
9	19.196	19.698	20.199	20.700	21.202	21.703	22.204	22.705	23.206	23.707	24.208	24.708	25.209
10	18.933	19.435	19.936	20.438	20.939	21.441	21.942	22.444	22.945	23.446	23.947	24.448	24.949
11	18.668	19.170	19.672	20.174	20.676	21.178	21.679	22.181	22.682	23.184	23.685	24.187	24.688
12	18.401	18.903	19.406	19.908	20.411	20.913	21.415	21.917	22.419	22.920	23.422	23.924	24.425
13	18.132	18.635	19.138	19.641	20.144	20.646	21.149	21.651	22.153	22.655	23.157	23.659	24.161
14	17.861	18.365	18.868	19.372	19.875	20.378	20.881	21.384	21.886	22.389	22.891	23.394	23.896
15	17.588	18.092	18.597	19.101	19.604	20.108	20.612	21.115	21.618	22.121	22.624	23.127	23.629

Obr. 7 - Tabulka poměrů osové vzdálenosti a rozteče (X_{ax})

Výpočtový počet zubů řemenu je volen z tabulky na Obr.7 pomocí rozdílu počtu zubů velké a malé řemenice a poměru výpočtové osové vzdálenosti a rozteče. V řádce odpovídající rozdílu počtu zubů velké a malé řemenice je naleznena nejbližší hodnota poměru výpočtové osové vzdálenosti a rozteče a vodpovídajícím sloupci je odečten výpočtový počet zubů řemenu, který je zaokrouhlen na normalizovaný počet.

Nejbližší poměr výpočtové osové vzdálenosti a rozteče

$$X_{ax} := 22.480 \quad --> \quad X_z = z - z_1 \quad X_{zx} := 48$$

$$z_{xcalc} := X_{zx} + z_{1x} = 74 \quad \text{Výpočtový počet zubů řemenu}$$

Zaokrouhlení počtu zubů řemenu na normalizovaný počet

$$z_x := 75 \quad \text{Počet zubů řemenu}$$

$$L_{wx} := 600 \text{ mm} \quad \text{Délka řemenu}$$

Výpočet skutečné osové vzdálenosti

$$z_{2x} - z_{1x} = 6 \quad --> \quad X_{ax} := 22.980$$

$$z_x - z_{1x} = 49$$

$$a_x := X_{ax} \cdot t_x = 183.84 \text{ mm} \quad \text{Skutečná osová vzdálenost}$$

$$\text{if } (0.2 \cdot t_x \cdot (z_{2x} + z_{1x}) \leq a_x \leq (0.7 \cdot t_x \cdot (z_{2x} + z_{1x}))) \text{ = "Vyhovuje"}$$

$$\quad \text{|| "Vyhovuje"}$$

$$\text{else}$$

$$\quad \text{|| "Nevyhovuje"}$$

$$v_{remenx} := t_x \cdot z_{1x} \cdot n_{1x} = 10.4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Rychlost řemenu}$$

$$\beta_x := 2 \cdot \arccos \left(\frac{t_x \cdot (z_{2x} - z_{1x})}{2 \cdot \pi \cdot a_x} \right) = 175.237 \text{ deg} \quad \text{Úhel opásání malé řemenice}$$

$$z_{ex} := z_{1x} \cdot \frac{\beta_x}{360 \text{ deg}} = 12.656 \quad \text{Počet zubů malé řemenice v záběru}$$

$$c_1 := 1$$

Součinitel zubů v záběru

$$c_5 := 0.8$$

Součinitel délky pásu

2.7.2. Kontrola řemenu

CONTI SYNCHROBELT® HTD

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

Table 39

Speed of small toothed pulley n_1 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	5.38	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	1134	12.23	13.17	14.07	14.93	15.74	17.19	18.43	19.44
3500	5.58	6.06	6.56	7.15	7.76	8.88	10.12	11.43	12.80	13.78	14.79	15.74	16.61	17.42	18.79	19.84	20.53
4000	6.34	6.87	7.42	8.09	8.76	9.84	11.20	12.64	14.15	15.20	16.25	17.19	18.05	18.79	19.96	20.65	
4500	7.07	7.66	8.26	8.98	9.71	10.73	12.20	13.75	15.37	16.49	17.53	18.43	19.21	19.84	20.65		
5000	7.79	8.42	9.07	9.84	10.62	11.53	13.10	14.75	16.47	17.63	18.62	19.44	20.08	20.53			
5500	8.49	9.16	9.84	10.65	11.47	12.28	13.90	15.63	17.43	18.62	19.51	20.18	20.62				
6000	9.16	9.86	10.57	11.42	12.26	13.09	14.60	16.39	18.25	19.44	20.18	20.65					

Obr. 8 - Přenositelný výkon PR (šířka řemenu 20mm)

$$P_{Rx} := 5.67 \text{ kW}$$

Přenositelný výkon řemenem

$$\text{if } P_x \cdot c_0 \leq P_{Rx} \cdot c_1 \cdot c_5 \text{ then "Vyhovuje" else "Nevyhovuje"}$$

Výpočet předepínací síly řemenu

$$F_{vx} := \frac{P_x \cdot \sin\left(\frac{\beta_x}{2}\right)}{t_x \cdot z_{1x} \cdot n_{1x}} = 241.138 \text{ N}$$

Únosnost řemenu

$$F_{statx} := \frac{F_{vx}}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta_x}{2}\right)} = 120.673 \text{ N}$$

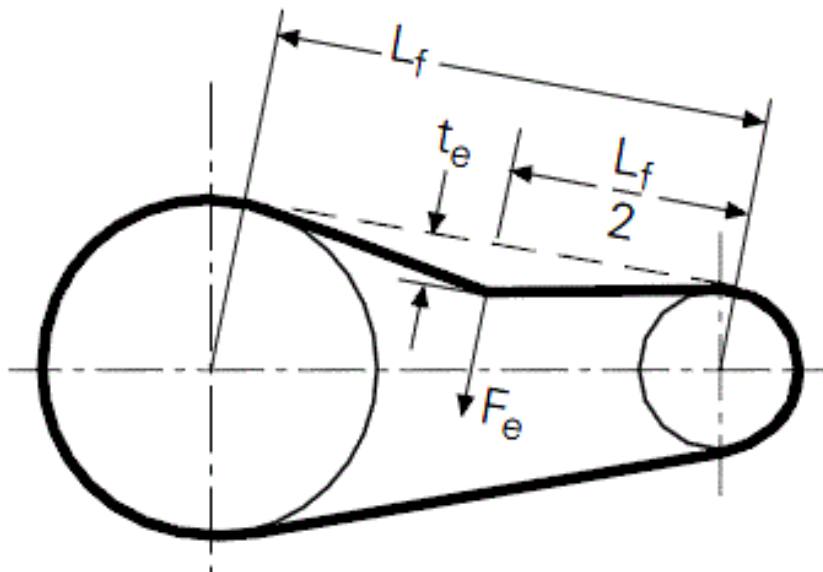
Předepínací síla

Výpočet průhybu 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



Obr.9 - Průhyb řemenu

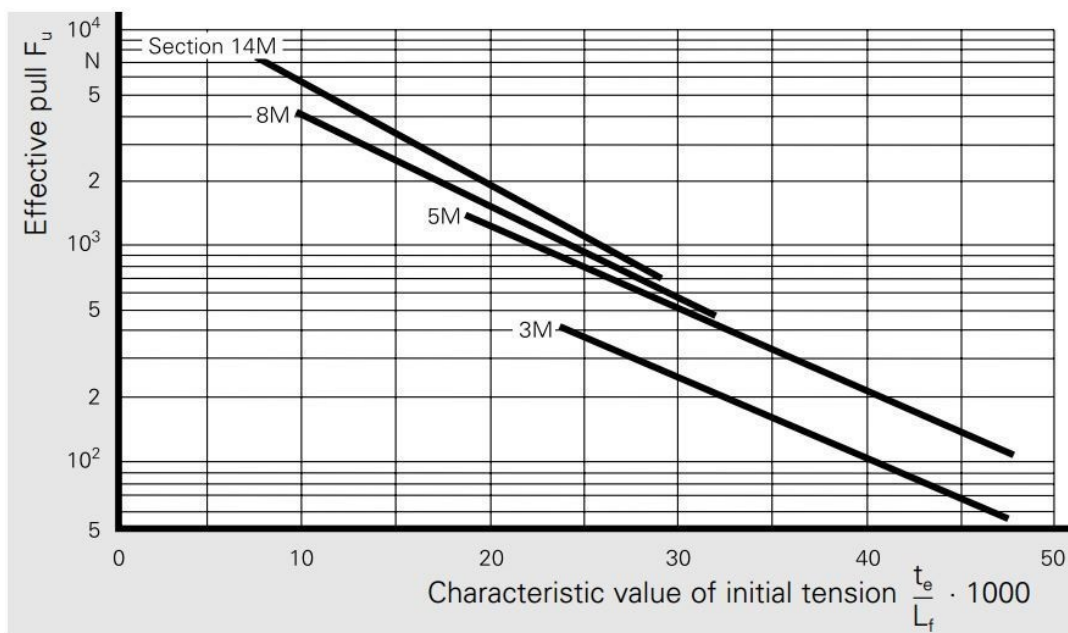
$$L_{fx} := a_x \cdot \sin\left(\frac{\beta_x}{2}\right) = 183.681 \text{ mm}$$

Volná délka řemenu (neopásaná)

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

Efektivní únosnost řemenu

Z tabulky na obr. 10 podle hodnoty efektivní únosnosti řemenu a typu řemenu byla zvolena charakteristická hodnota předpětí pro výpočet průhybu řemenu.



Obr. 10 - Volba charakteristické hodnoty předpětí

$$X_{ex} := 30$$

Charakteristická hodnota předpětí

$$t_{ex} := \frac{L_{fx}}{1000} \cdot X_{ex} = 5.51 \text{ mm}$$

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

$$f_x := \sqrt{\frac{1 \cdot F_{statx}}{4 \cdot m_{sx} \cdot L_{fx}^2}} = 89.351 \text{ Hz}$$

Vlastní frekvence

Navržené řemenice a řemen

Řemen: CONTI SYNCHROBELT HTD 600 - 8M - 20

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

Velká řemenice: HTD toothed pulley PT 32 - 8M - 20

2.8. Spojení řemenic s hřídelí

Pro spojení řemenice a kuličkového šroubu / řemenice a motoru bylo vybráno spojení pomocí upínacích rozpěrných pouzder DSM firmy Advanced Machine & Engineering co. [6]

Řemenice - motor: DSM 24x36

Řemenice - kuličkový šroub: DSM 25x42

Kontrola spojů

Vstupní hodnoty

$$M_{10x} := 27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Statický moment

$$M_{24x36} := 145 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kroucí moment přenositelný upínacím pouzdem DSM 24 x 36 [6]

$$M_{25x42} := 140 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kroucí moment přenositelný upínacím pouzdem DSK 25 x 42 [6]

Výstupní hodnoty

Upínací pouzdro DSK 24x36

$$\begin{array}{l} \text{if } M_{10x} \leq M_{24x36} \\ \quad \parallel \text{ "Vyhovuje" } \\ \text{else} \\ \quad \parallel \text{ "Nevyhovuje" } \end{array} \Bigg| = \text{"Vyhovuje"}$$

Upínací pouzdro DSK 25x42

if $M_{10x} \leq M_{25x42}$ | = "Vyhovuje"
|| "Vyhovuje"
else
|| "Nevyhovuje"

2.9. Síla, rychlost, moment setrvačnosti a zrychlení

2.9.1. Síla, rychlost

Vstupní hodnoty

$$v_{Mx} := \max(v_x) = 25 \frac{m}{min}$$

Max. potřebná rychlost

$$F_{Mxmax} = 8.438 \text{ kN}$$

Max. dosažitelná síla

$$F_{Mx} = 5.031 \text{ kN}$$

Max. posuvová síla

Výstupní hodnoty

$$\eta_{1sx} := \eta_{rsx} \cdot \eta_{1r} = 0.933$$

Celková účinnost

$$v_{sMx} := \frac{\omega_{1x}}{i_{1sx}} = 24.375 \frac{m}{min}$$

Max. dosažitelná rychlost

Maximální dosažitelná rychlost je snížena oproti potřebné. Toto snížení vychází z volby menší řemenice. Snížení je přijatelné, a proto se dále nemění řemenový převod.

2.9.2. Setrvačné hmoty

Výstupní hodnoty

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

Hustota oceli

$$J_{1x} = (650 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot m^2$$

Moment setrvačnosti motoru [4]

$$b_{1x} := 28 \text{ mm}$$

Šířka malé řemenice

$$d_{v1x} := 44 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr malé řemenice

$$m_{1x} := 0.557 \text{ kg}$$

Hmotnost malé řemenice

$$b_{2x} := 28 \text{ mm}$$

Šířka velké řemenice

$$d_{v2x} := 36 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr velké řemenice

$$m_{2x} := 0.927 \text{ kg}$$

Hmotnost velké řemenice

$$J_{sp1x} := 0.621 \text{ kg} \cdot cm^2 = (6.21 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot m^2$$

Moment setrvačnosti upínacího rozpěrného pouzdra DSK 25x42 [6]

$$J_{sp2x} := 0.534 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 = (5.34 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti upínacího rozpěrného pouzdra DSK 24x36 [6]

Výstupní hodnoty

$$J_{1r1x} := \frac{1}{2} \cdot m_{1x} \cdot \left(\left(\frac{d_{a1x}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{v1x}}{2} \right)^2 \right) = (427.604 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti malé řemenice

$$J_{r2x} := \frac{1}{2} \cdot m_{2x} \cdot \left(\left(\frac{d_{a2x}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{v2x}}{2} \right)^2 \right) = (894.743 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti velké řemenice

$$J_{spr2x} := \frac{J_{sp2x}}{i_{1rx}^2} = (35.252 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti upínacího rozpěrného pouzdra DSK 24x36 redukovaný na vstupní hřídel

$$J_{1r2x} := \frac{J_{r2x}}{i_{1rx}^2} = (590.67 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti velké řemenice redukovaný na vstupní hřídel

$$J_{1rx} := J_{1r1x} + J_{1r2x} + J_{sp1x} + J_{spr2x} = (1.116 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti vstupního převodu

$$J_{rsx} := \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} \cdot L_{px} \cdot \rho \cdot \frac{d_x^2}{8} = (1.677 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu

$$J_{1rsx} := \frac{J_{rsx}}{i_{1rx}^2} = (1.107 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu redukovaný na vstupní hřídel

$$J_{1msx} := \frac{m_x}{i_{1sx}^2} = (1.672 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti posouvající skupiny redukovaný na vstupní hřídel

$$J_{1posx} := J_{1rx} + J_{1rsx} + J_{1msx} = (3.895 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti posuvového mechanismu včetně posouvajících skupin

$$\mu_{px} := \frac{J_{1posx}}{J_{1x}} = 5.992$$

Snížení dynamické stability-překmit

$$\begin{array}{l|l} \text{if } \mu_{px} < 2 & = \text{“Nevyhovuje”} \\ \text{|| “Vyhovuje”} & \\ \text{else} & \\ \text{|| “Nevyhovuje”} & \end{array}$$

Motor nevyhovuje na dynamickou stabilitu, volím nový typ motoru s vyšším momentem setrvačnosti a obdobnými hodnotami výkonu a momentů. Zvolen motor Siemens - 1FK7083-5AF71-1AH0-ZN05 [4]

$$P_x := 3.3 \text{ kW}$$

Výkon motoru

$$n_{1x} := 3000 \frac{1}{\text{min}}$$

Jmenovité otáčky

$$M_{1x} := 10.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Jmenovitý moment

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

Statický moment

$$J_{1x} := 27.3 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti

Protože při změně motoru došlo k nárůstu momentu a výkonu proto je zaručeno, že maximální voditelná síla motoru je také vyšší než potřebná. Proto motor vyhovuje, a je pouze elektronicky omezován, aby nedošlo k přetížení soustavy.

Výstupní hodnoty

Kontrola zvoleného motoru

$$\mu_{px} := \frac{J_{1posx}}{J_{1x}} = 1.427$$

Snížení dynamické stability-překmit

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

$$J_{1cx} := J_{1x} + J_{1posx} = 0.007 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Celkový moment setrvačnosti

Podíly momentů setrvačnosti jednotlivých částí posuvového mechanismu

$$\mu_{mx} := \frac{J_{1x}}{J_{1cx}} = 0.412$$

Motor

$$\mu_{1rx} := \frac{J_{1rx}}{J_{1cx}} = 0.168$$

Vstupní převod

$$\mu_{rsx} := \frac{J_{1rsx}}{J_{1cx}} = 0.167$$

Kuličkový šroub

$$\mu_{sx} := \frac{J_{1msx}}{J_{1cx}} = 0.252$$

Posouvající skupina

Rozběh

$$m_{scx} := J_{1cx} \cdot i_{1sx}^2 = (3.962 \cdot 10^3) \text{ kg}$$

Celková hmotnost redukována na posuvovou část mechanismu

$$M_{Rozx} := 2 \cdot M_{10x} = 32 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment motoru při rozběhu

$$F_{sMRozx} := M_{Rozx} \cdot i_{1sx} \cdot \eta_{1sx} = 23.079 \text{ kN}$$

Max. síla při rozběhu

$$a_{xmax} := \frac{F_{sMRozx}}{m_{scx}} = 5.825 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

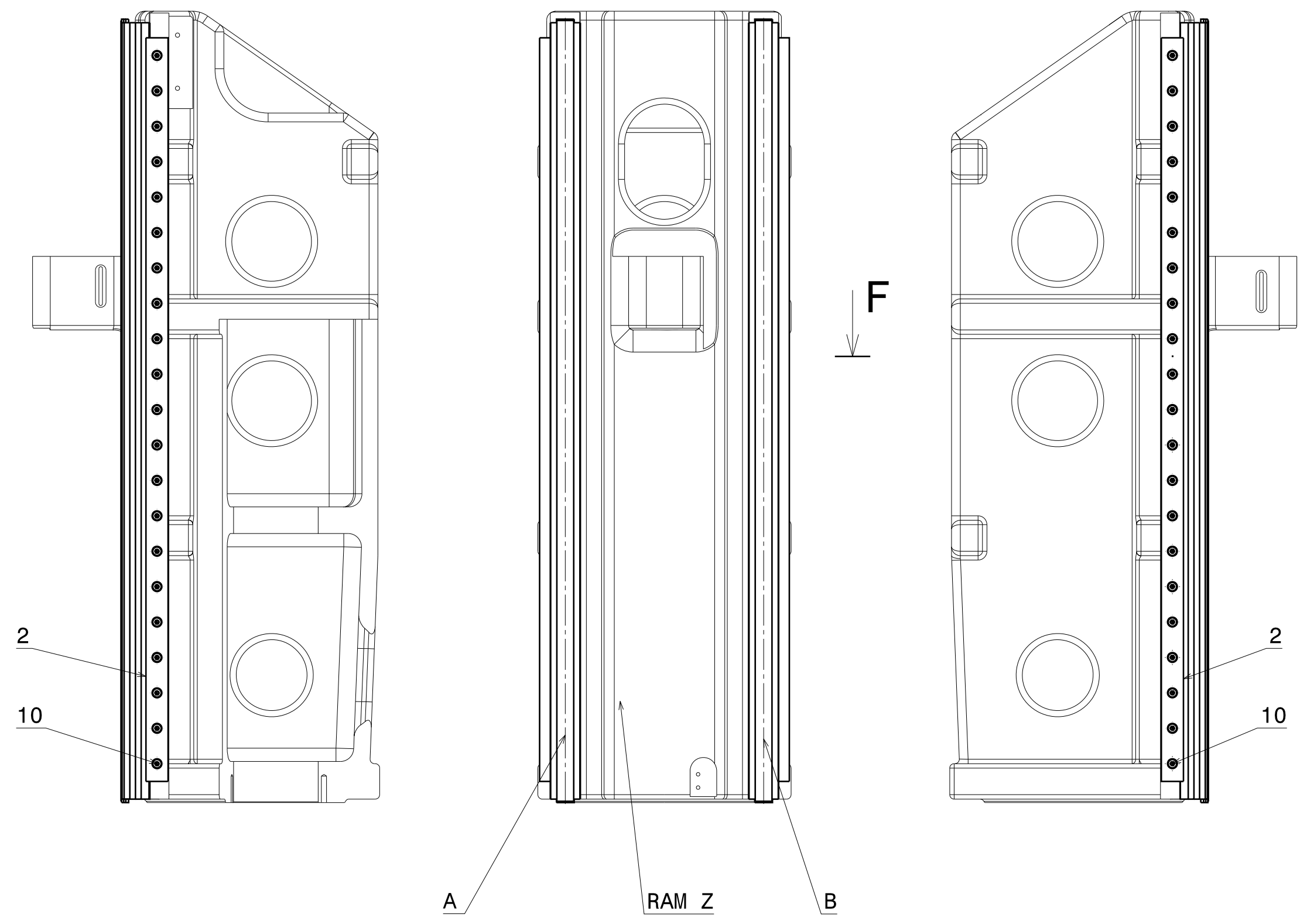
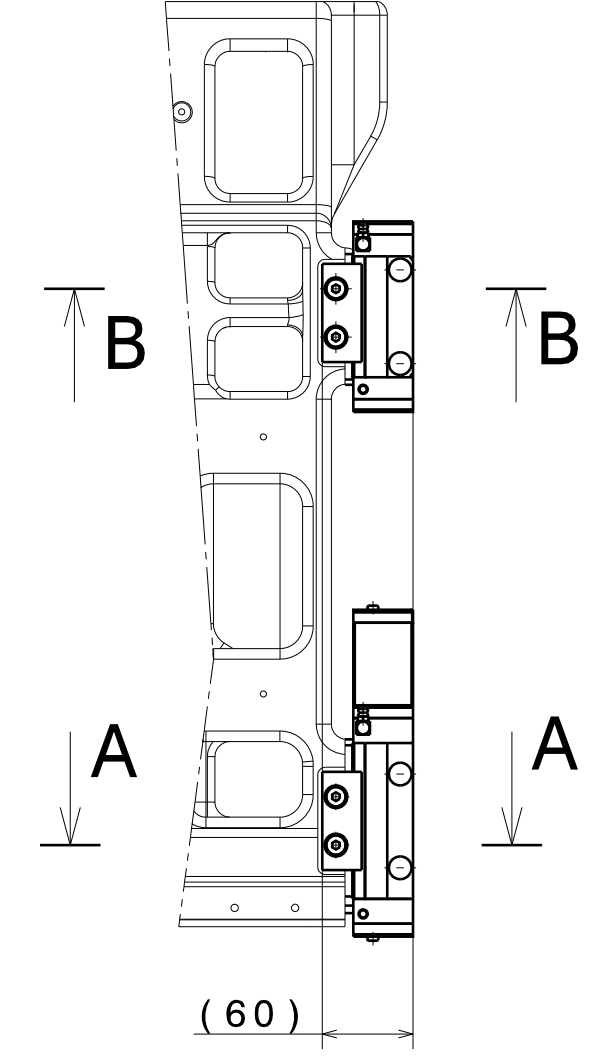
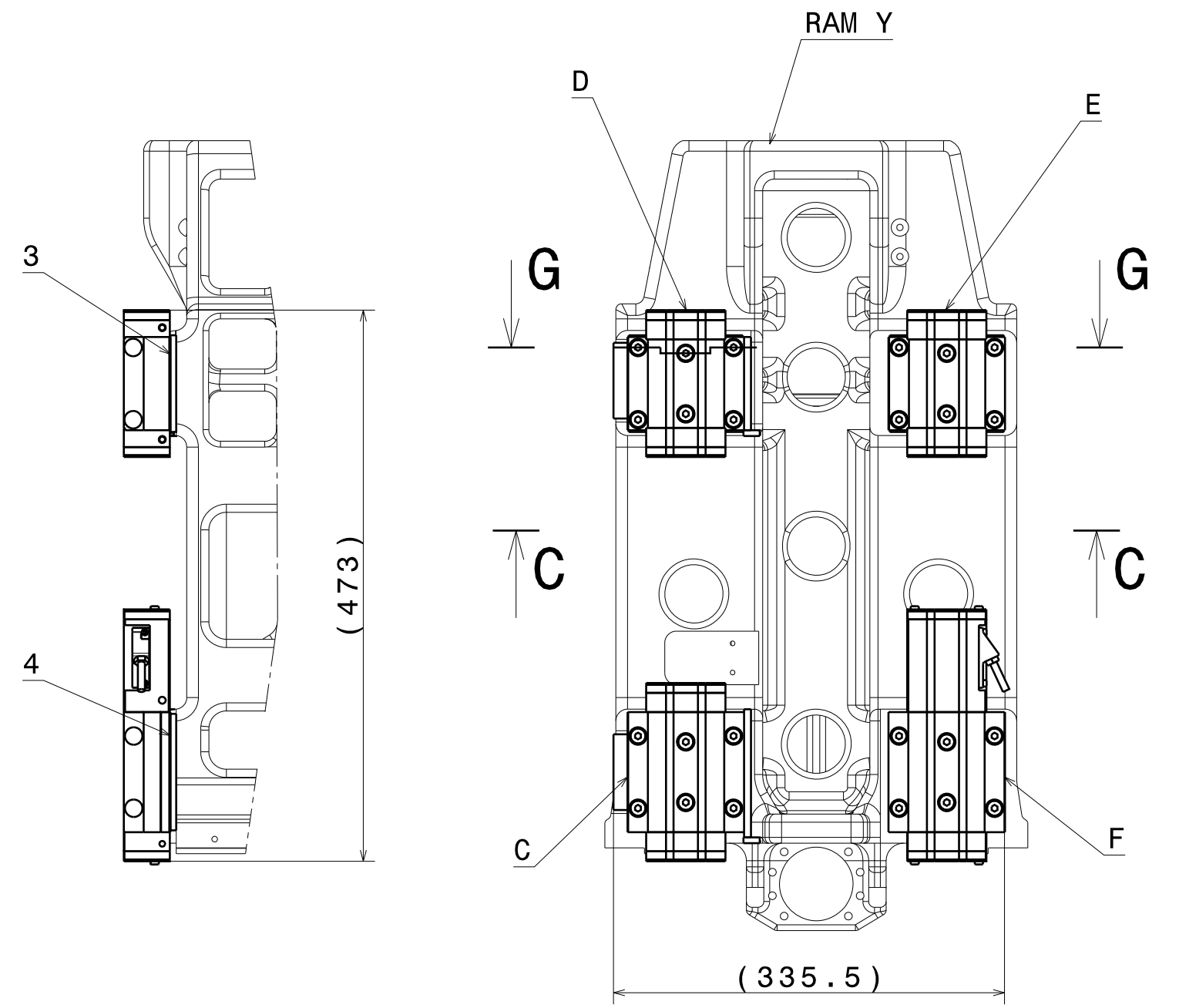
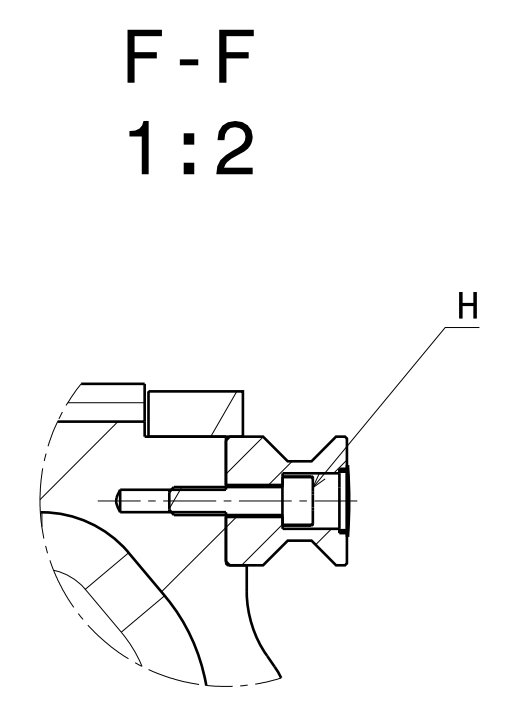
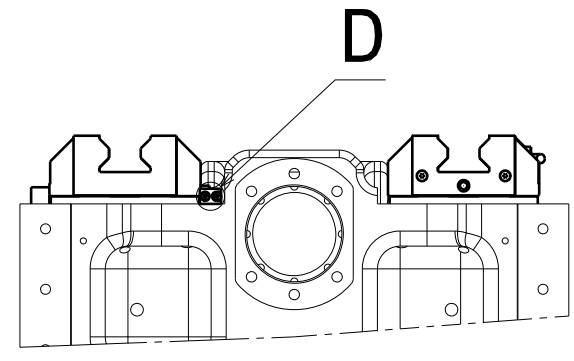
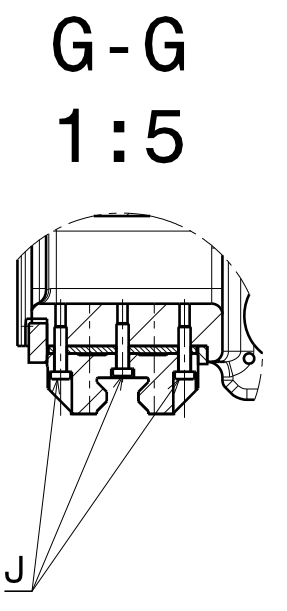
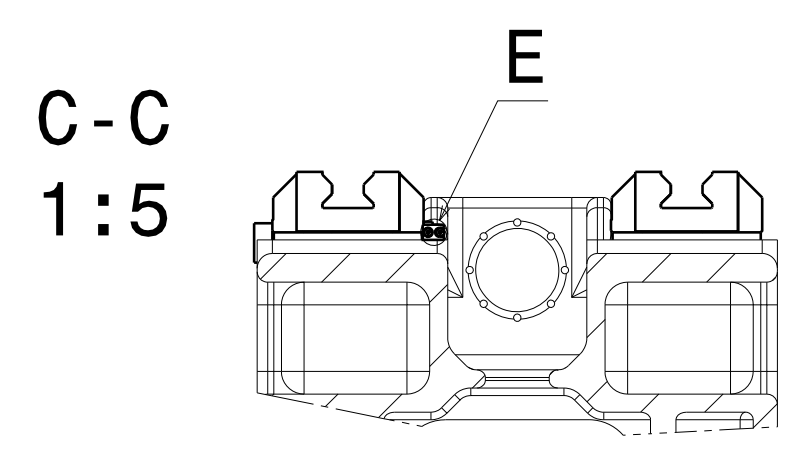
Max. zrychlení

Použité zdroje:

- [1] Katalogové listy společnosti Schneeberger
- [2] Katalogové listy společnosti HIWIN
- [3] Katalogové listy společnosti SKF
- [4] Katalogové listy společnosti SIEMENS AG
- [5] Katalogové listy společnosti CONTINENTAL
- [6] Katalogové listy společnosti Advanced Machine & Engineering co.

PŘÍLOHA č.3

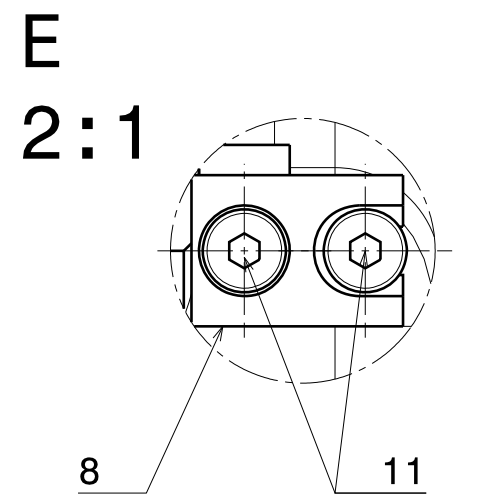
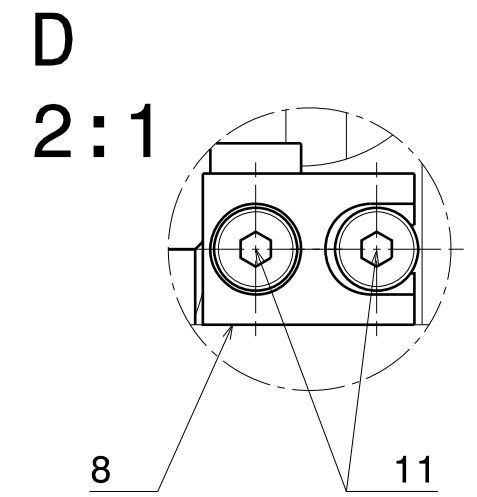
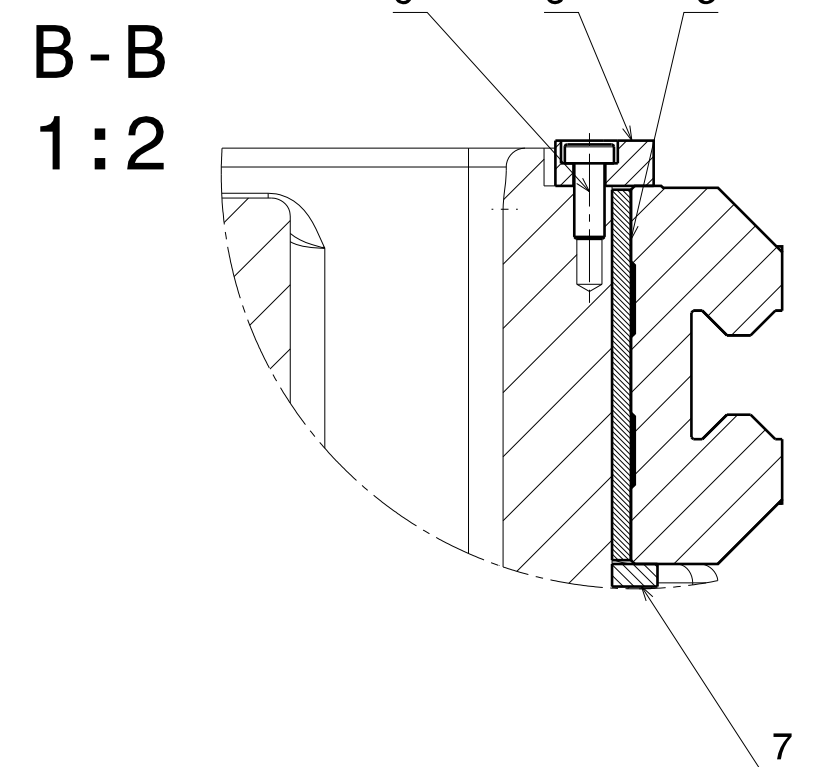
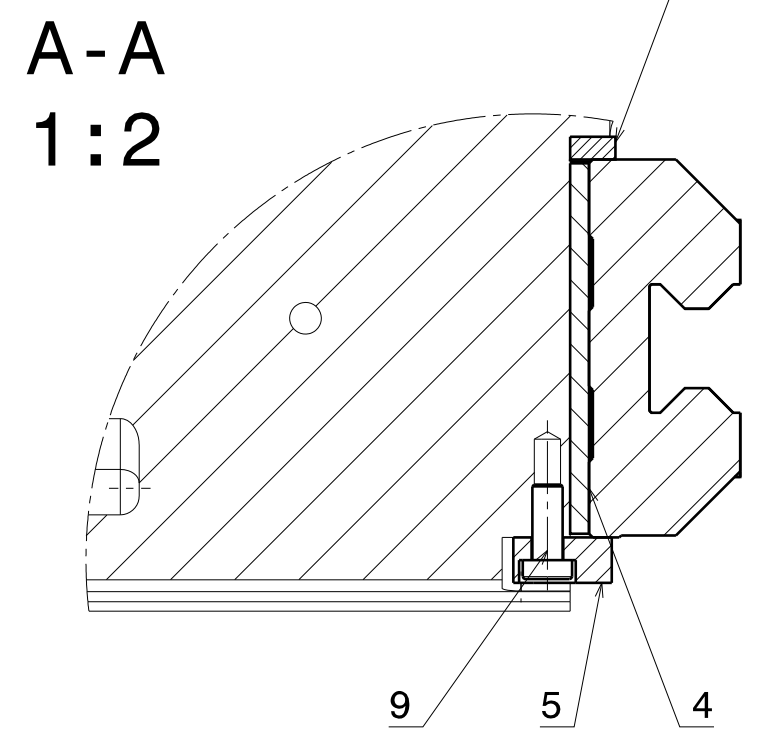
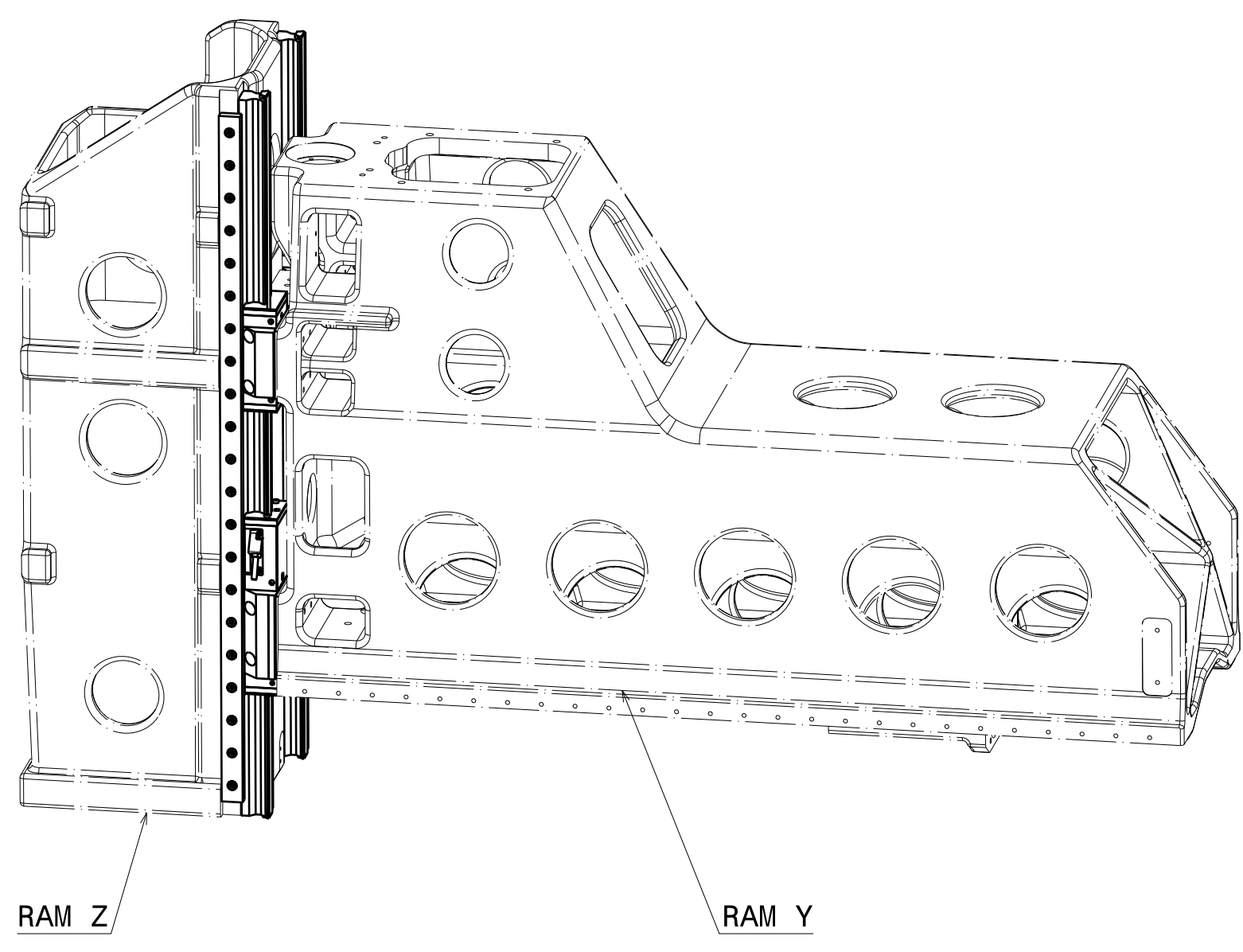
Výkresová dokumentace



VSEOBECNE PODMINKY:
VSECHNY SROUBY POJISTIT ZAJISTOVACEM LOCTITE 243
MONTAZ PROBIHA SOUBEZNE S MONTAZI SESTAVY KULICKOVEHO SROUBU Z

- POSTUP MONTAZE:
- * OZNACENI POZIC LINEARNIHO VEDENI ODPOVIDA VYKRESU PODSESTAVY FC50-A012-00400
 - 1. UPEVNIT VODICI LISTY POZ. A,B K RAMU Z
 - 2. UPEVNIT PRITLACNOU LISTU POZ.2 K RAMU Z
 - 3. SROUBY POZ. 10 UTAHNOUT MOMENTEM 25 Nm
 - 4. SROUBY POZ. G UTAHNOUT MOMENTEM 25 Nm
 - 5. NASUNOUT POJEZDY POZ. C,D,E,F BEZ PRIDAVNYCH STERACU
 - 6. UPRAVIT BROUSENE DESTICKY POZ. 4
 - ODCHYLKA Z1 V PRICNEM SMERU 0,04mm
 - ODCHYLKA Z2 V PODELNEM SMERU 0,01mm
 - ROVINOST 0,008mm
 - 7. USTAVIT RAM Z A PRIPEVNIT POJEZDY POZ. C,D,E,F K RAMU Y
 - 8. UPRAVIT TLOUSTKU BROUSENYCH DESTICKA POZ. 6,7
 - ODCHYLKA TLOUSTKY +0,01/-0,01mm
 - 9. UPEVNIT SOUCASTI PRITLACNA DESTICKA POZ. 5
 - 10. SROUBY POZ. 9 UTAHNOUT MOMENTEM 25 Nm
 - 11. SROUBY POZ. H (VNEJSI) UTAHNOUT MOMENTEM 25 Nm
 - 12. SESUNOUT RAM Z , POUZIT MONTAZNI KOLEJNICI MRM
 - 13. SROUBY POZ. H (VNITRNI) UTAHNOUT MOMENTEM 25 Nm
 - 14. NASUNOUT RAM Z NA POJEZDY POUZIT MONTAZNI KOLEJNICI MRM
 - 15. UPEVNIT PRIDAVNE STERACE, UTAHOVACI MOMENT 1,3 Nm

ISOMETRICKY POHLED
UMISTENI SESTAVY LINEARNIHO VEDENI Z

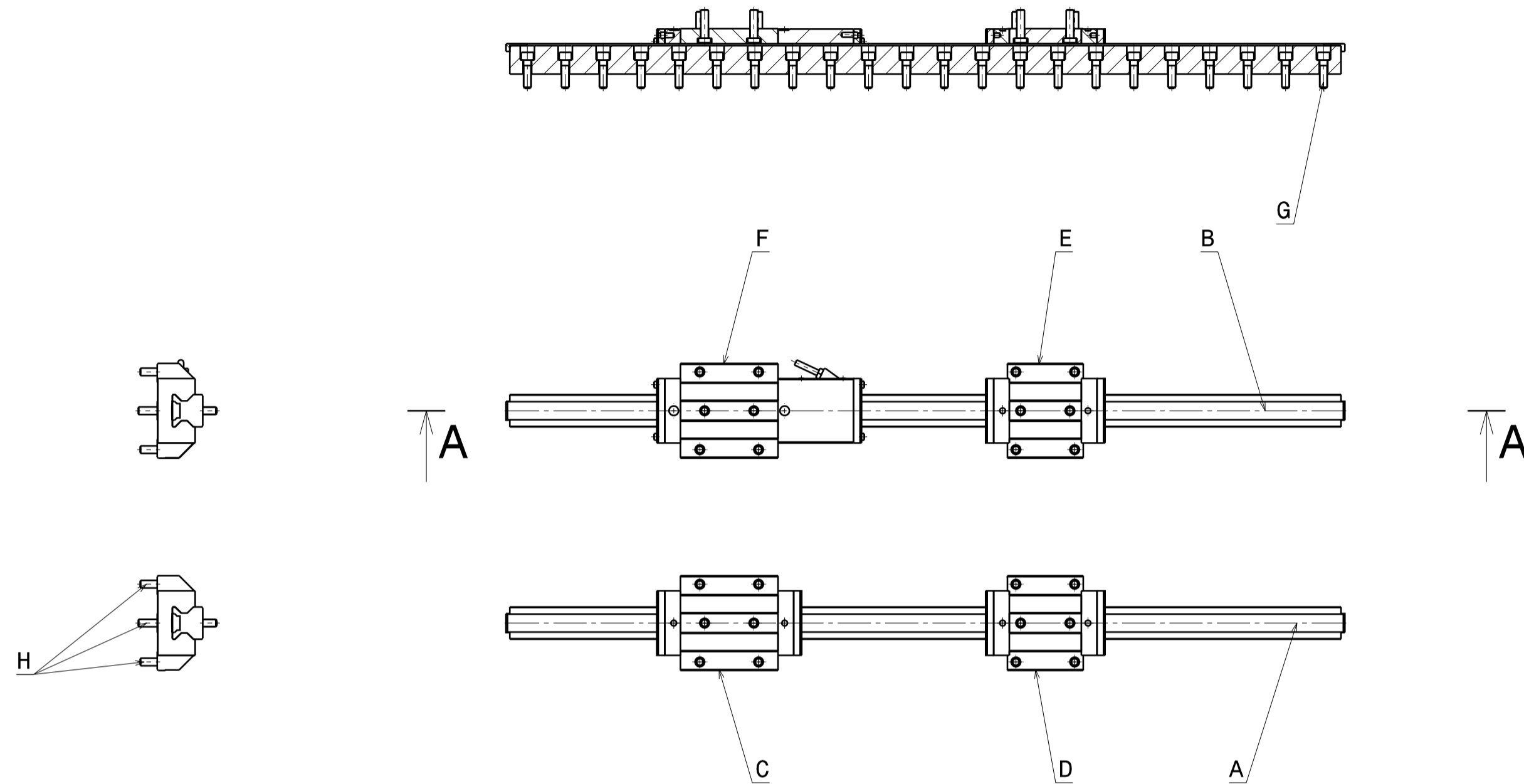


Pos.	Nazev - rozmer	Podotovar	Material	T.O.	C.hmot	H.hmot	Cislo vykresu	Footkg
Pos.	Titel - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R.weig	Drawing No.	Quant
11	SROUB - M3x8	DIN 933	-	-	0,001	-	-	4
10	SROUB - M6x20	DIN 933	-	-	0,01	-	-	42
9	SROUB - M8x20	DIN 933	-	-	0,01	-	-	4
8	DRZAK DESTICKY - OBD 8 x 14 Z - 20	CSN 425522	11373	-	0,004	-	-	2
7	BROUSENA DESTICKA 2 - OBD 10 X 16 Z - 85	CSN 425522	11373	-	0,04	-	-	1
6	BROUSENA DESTICKA 4 - OBD 10 x 16 Z - 115	CSN 425522	11373	-	0,06	-	-	1
5	PRITLACNA DESTICKA - OBD 15 x 30 Z - 70	CSN 425522	11373	-	0,14	-	-	2
4	BROUSENA DESTICKA 2 - OBD 8 x 100 Z - 105	CSN 425522	11373	-	0,37	-	-	2
3	BROUSENA DESTICKA 1 - OBD 8 x 90 Z - 105	CSN 425522	11373	-	0,31	-	-	2
2	PRITLACNA LISTA - OBD 25 x 15 Z - 840	CSN 425522	11373	-	1,87	-	-	2
1	LINEARNI VEDENI Z	-	-	-	24	-	-	1

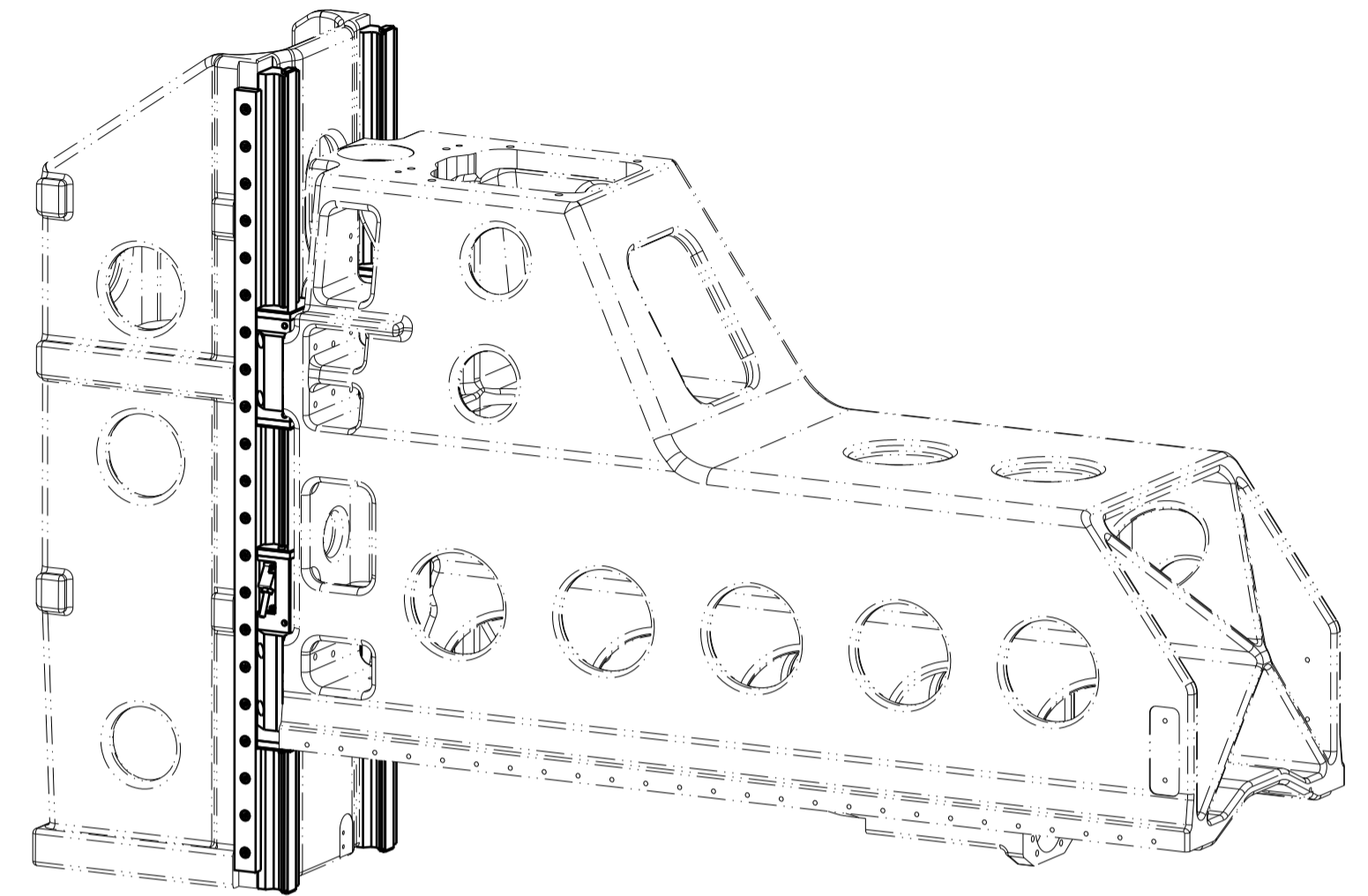
CAD 2		Datum / Date		Jmeno / Name	
Kresil / D	13/04/2015	MAX			
Projek /					
CHK					
Schval /					
APP					
Index	Popis zmeny / change	Schval / APP	Datum	Podpis	Poznámka / Note
1	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-
Tolerance / Toleranci		Soubor-model / ASM-File		Projekt / Project	
ISO 8015		FC50-A000-SESTAVA_LINEARNI_VEDENI_Z-00012.CATProduct		C. sestavy /	
ISO 2768mk		Soubor-vykres / DWG-File		Assemblies/No	
		FC50-A000-SESTAVA_LINEARNI_VEDENI_Z-00012.CATDrawing		C. Finichnost sestavy/	
				Assembly weight	
				30	
				1:5	
				0	
				A000-00012	
				A1	
				0	
				1	
				1	
				1	

LINEARNI VEDENI Z
SESTAVA

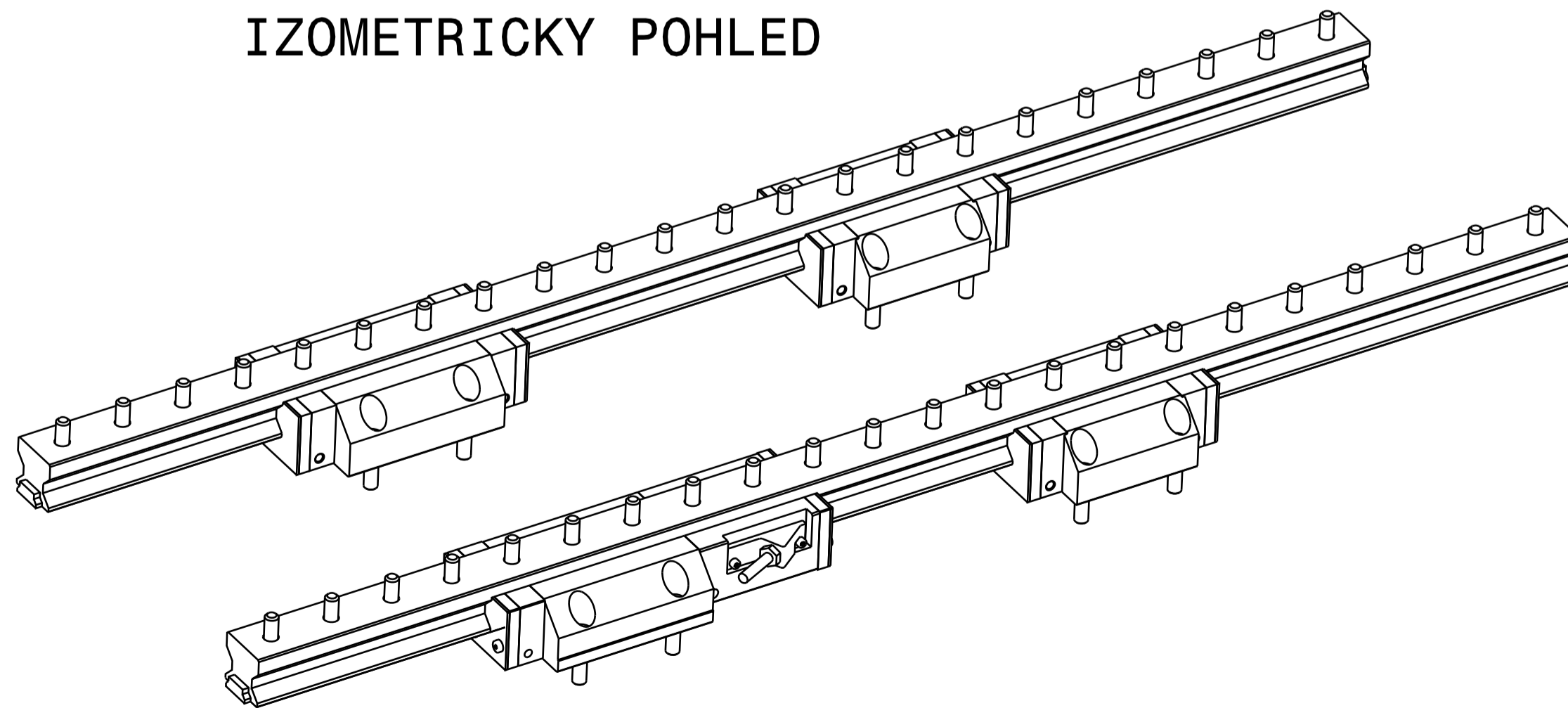
A-A



ISOMETRICKY POHLED
UMISTENI LINEARNIHO VEDENI Z

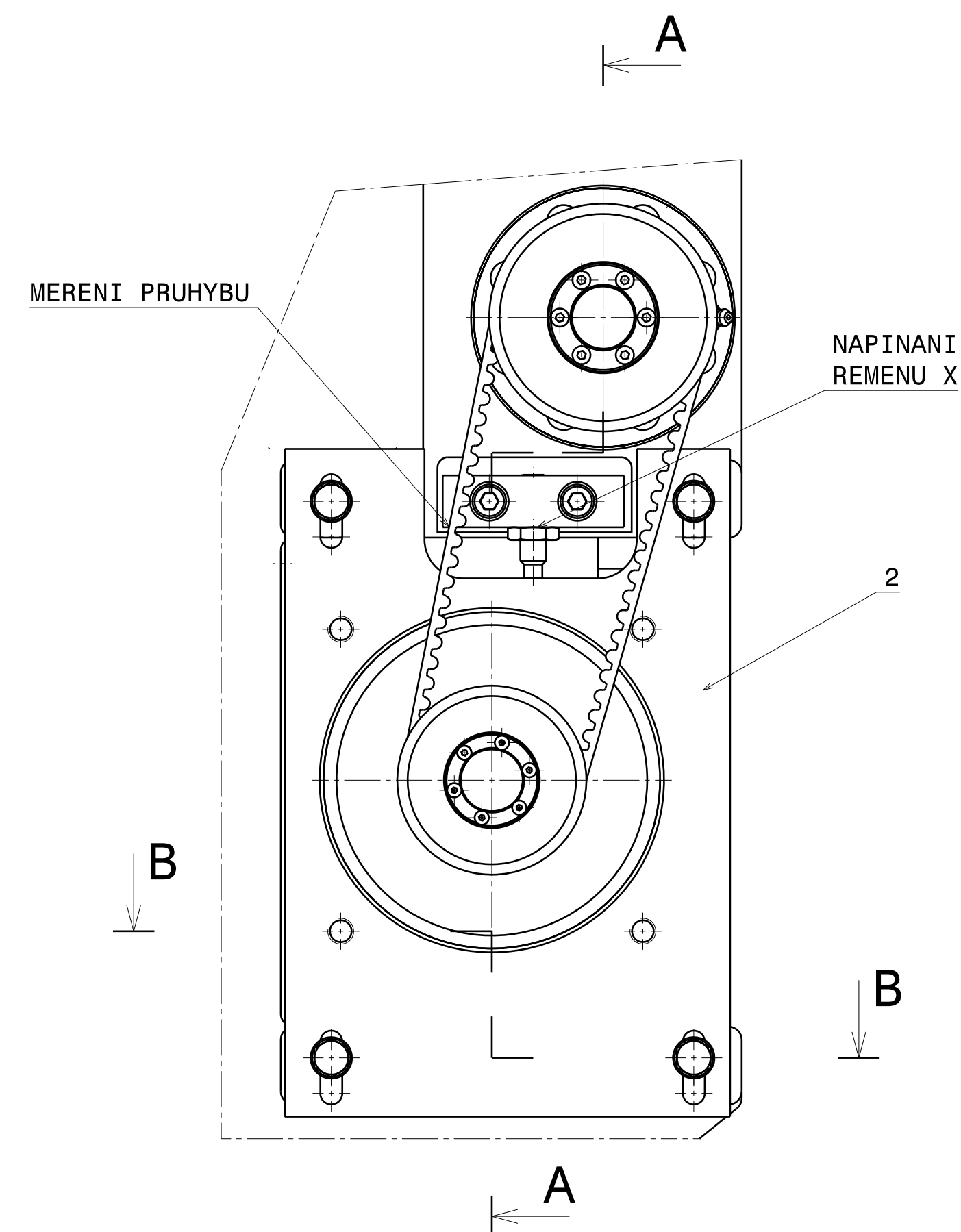
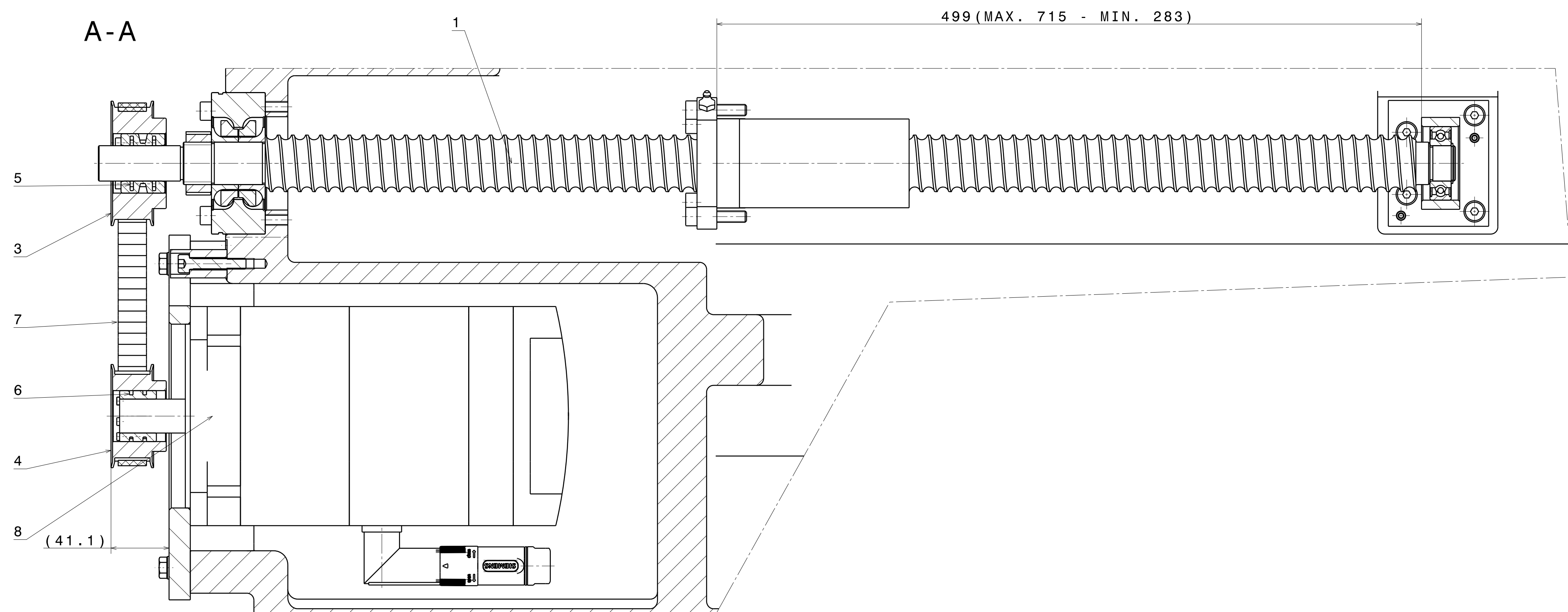


IZOMETRICKY POHLED



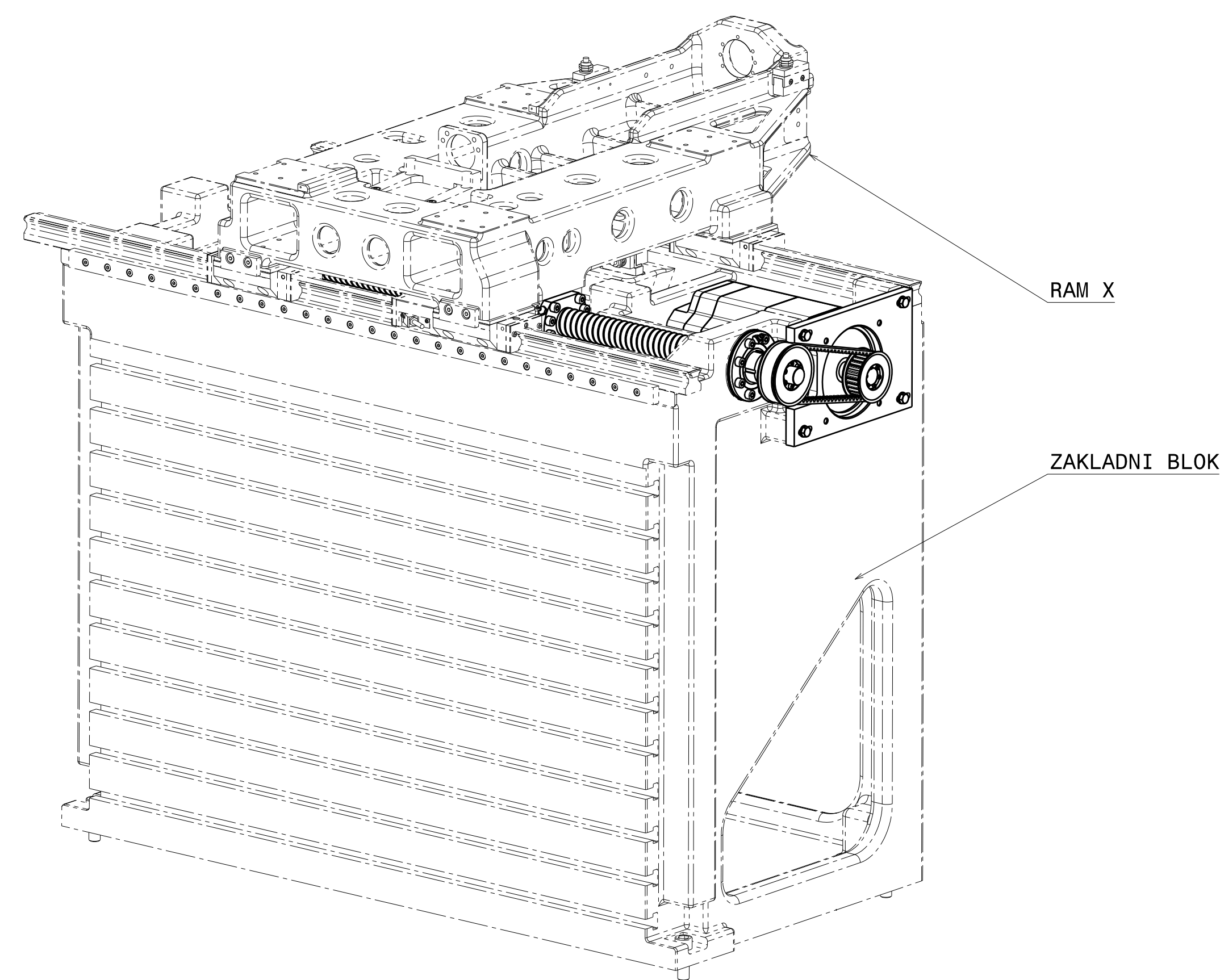
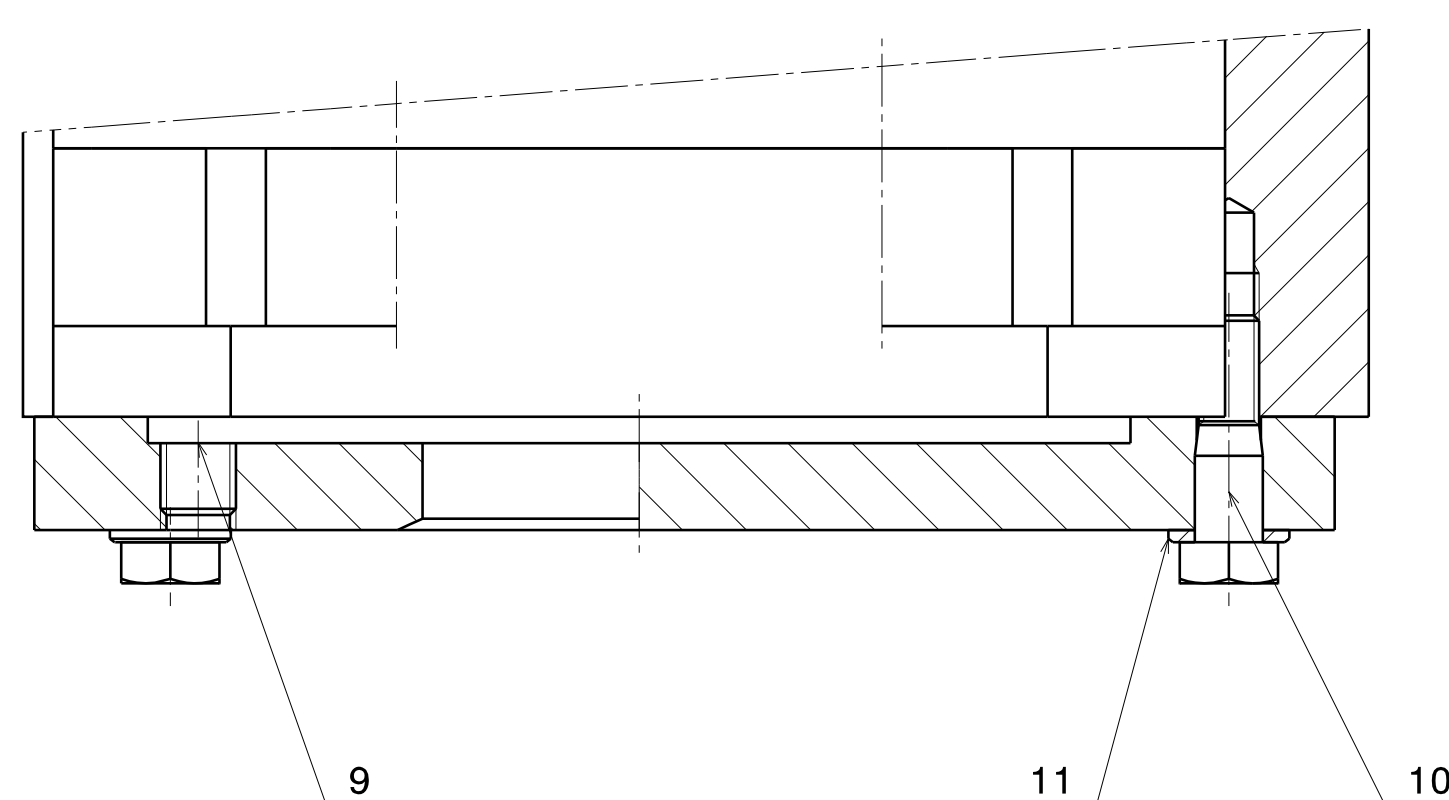
VSEOBECNE PODMINKY:
VSECHNY SROUBY POJISTIT ZAJISTOVACEM LOCTITE 243

Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot	Hhmt	Cislo vykresu	Pocet ks
H	SROUB - M8x30	DIN 933	-	-	0,02	-	-	24
G	SROUB - M8x30	DIN 912	-	-	0,02	-	-	44
F	POJEZD MERICI Z - MONORAIL AMS 3B 35-B	SCHNEEBERGER	-	-	4	-	-	1
E	POJEZD L Z - MR-35-A-ZCN-ASM	SCHNEEBERGER	-	-	2	-	-	1
D	POJEZD P Z - MR-35-A-ZCN-ASM	SCHNEEBERGER	-	-	2	-	-	1
C	POJEZD P Z - MR-35-B-ZCN-ASM	SCHNEEBERGER	-	-	3	-	-	1
B	VODICI LISTA MERICI - MONORAIL AMS 3B 35-B - 877	SCHNEEBERGER	-	-	6	-	-	1
A	VODICI LISTA - MONORAIL MR 35-B - 877	SCHNEEBERGER	-	-	6	-	-	1
Pos.	Blank	Material	C.W.	Weight	R weig	Cislo vykresu	Pocet ks	Quant.
CAD 2	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kresli / DW N	13/4/2015	MAX						
Prezk. / CHK								
Schval. / APP								
Index	Popis zmeny / change	Schval. / APP	Datum	Podpis	Poznanka / Note:			
1	-	-	-	-				
2	-	-	-	-				
Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project		Meritko / Scale				
ISO 128	FC50-A012-LINEARNI_VEDENI_Z-00400.CATProduct	C. sestavy / Assembly No.		1:5				
ISO 8015	Soubor-vykres / DRW-file	C. hmotnost sestavy / Assembly weight		24				
ISO 2768mK	FC50-A012-LINEARNI_VEDENI_Z-00400.CATDrawing							
LINEARNI VEDENI Z		Rev.	Cislo vykresu / Drawing NO.		Format			
-		0	A012 - 00400		A2			
-		List / sheet		1 Pocet listu / no.sheet		1		



ISOMETRICKY POHLED
UMISTENI SROUBOVEHO POSUVU X

B-B
1:1

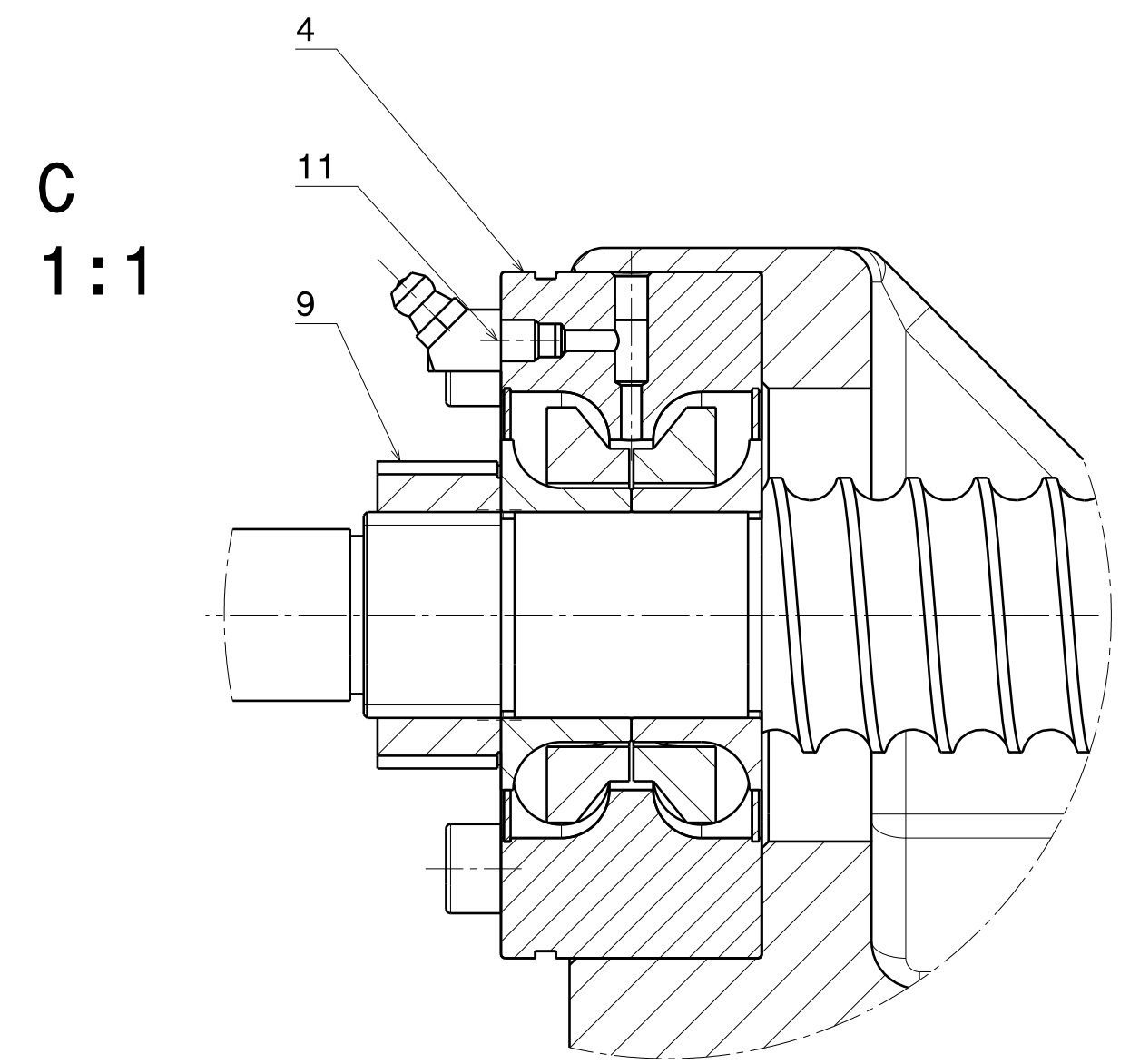
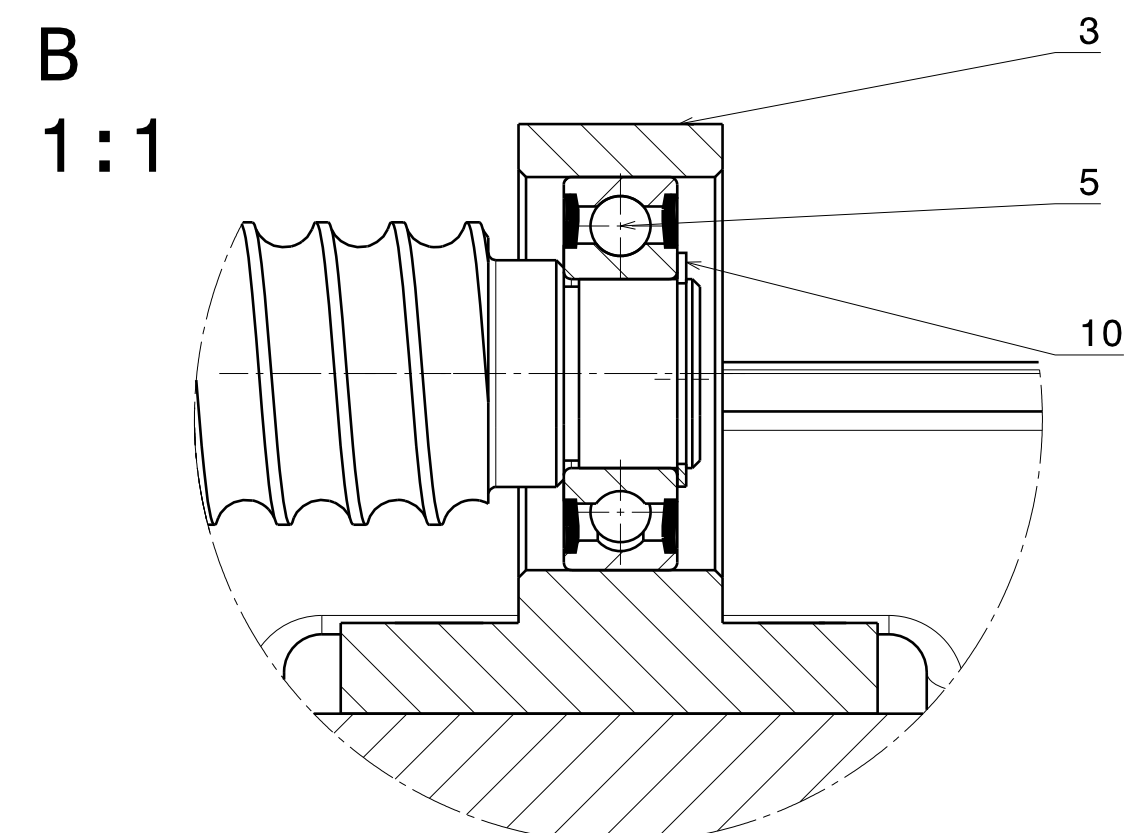
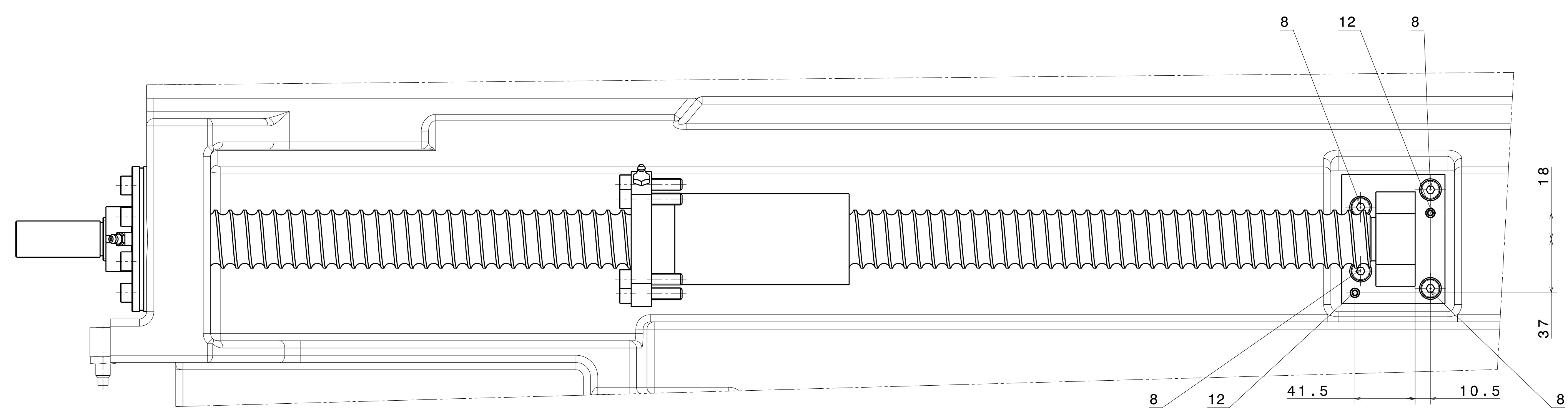
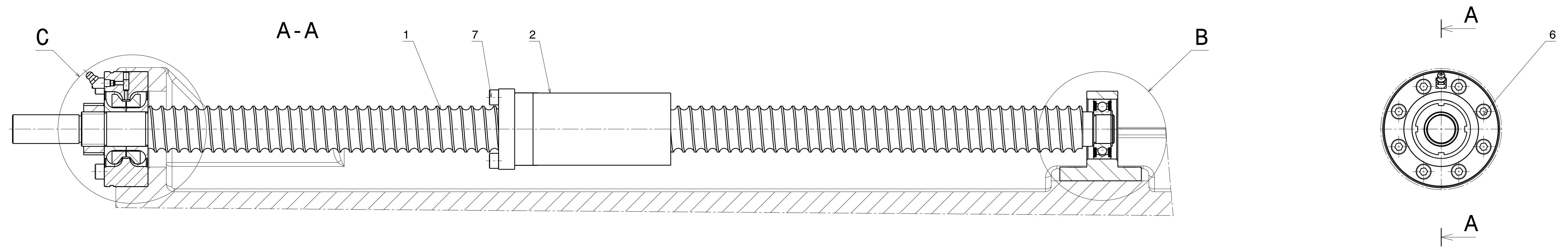


VSEOBECNE PODMINKY:
POZ. 9, 10 POJISTIT ZAJISTOVACEM LOCTITE 243

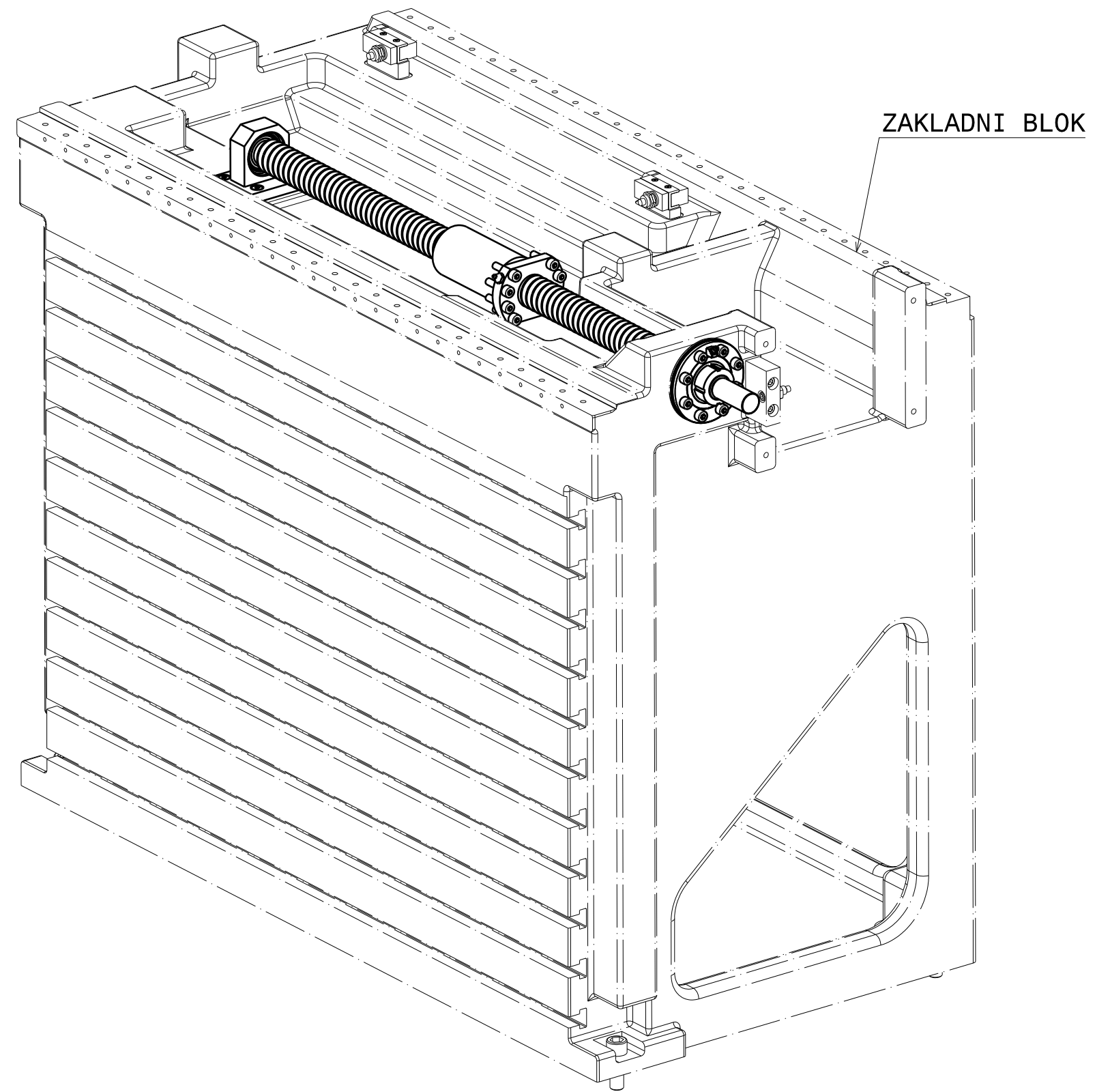
REMEN PREDEPNOUT SILOU 120 N POMOCI NAPINANI REMENU
MERENI PRUHYBU: PRUHYB 5,5 mm PRI PUSOBENI 70 N

Pos.	Nazev - rozmer	Podotovar	Material	T.O.	C.hmot	Hmot	Cislo vykresu	Footkg
Pos.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R weig	Drawing No.	Quant
11	PODLOZKA - M8	ISO 7089	-	-	0,002	-	4	
10	SROUB - M8x30	CSN 02 111	-	-	0,02	-	4	
9	SROUB - M10x25	DIN 912	-	-	0,03	-	4	
8	SERVOMOTOR - 1FK7083-5AF71-1AH0-ZN05	SIEMENS	-	-	41,63	-	1	
7	REMEN - HTD 600-8M-20	CONTITECH	-	-	0,07	-	1	
6	UPINACI POUZDRO - DSM 24-36	SPIETH	-	-	0,11	-	1	
5	UPINACI POUZDRO - DSK 25-42	SPIETH	-	-	0,17	-	1	
4	REMENICE - HTD 26-8M-20	CONTITECH	9SMn28K	-	0,53	-	1	
3	REMENICE - HTD 32-8M-20	CONTITECH	9SMn28K	-	0,89	-	1	
2	NAPINACI DESKA - P20 - 180x260	CSN 425310	11373	-	3,05	-	1	
1	SESTAVA KUL. SROUB X	-	-	-	13	-	1	

CAD 2		Datum / Date		Jmeno / Name	
Kreslil / D	13.5.2015	MAX			
Projek /					
CHK					
Schval /					
APP					
Index	Popis zmeny / change	Schval / APP	Datum	Podpis	Poznámka / Note
1	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-
Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project		Meritko / Scale	
ISO 128	FC50-A000-SROUBOVY_POSUV_X-00007.CATProduct	C. sestavy / Assembly No.	60	1:2	
ISO 8015	Soubor-vykres / DRW-file	C. Finisnost sestavy / Assembly weight			
ISO 2768mk	FC50-A000-SROUBOVY_POSUV_X-00007.CATDrawing				
SROUBOVY POSUV X		Rev. 0	Cislo vykresu / Drawing NO.	Format	
			A000-00007	A1	
Nazev / Title		Rev.	Cislo vykresu / Drawing NO.	Format	
		0	A000-00007	A1	
			Cislo vykresu / Drawing NO.	Format	



ISOMETRICKY POHLED
UMISTENI KULICKOVEHO SROUBU X



VSEOBECNE PODMINKY:
POZ. 6, 7, 8 POJISTIT ZAJISTOVACEM SROUBU LOCTTITE 243
MONTAZ PROBIHA SOUBEZNE S MONTAZI SESTAVY LINEARNIHO VEDENI X

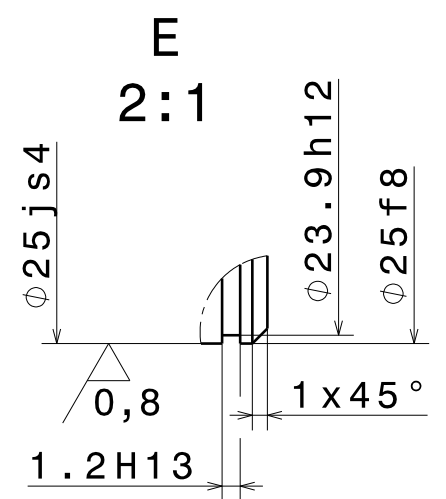
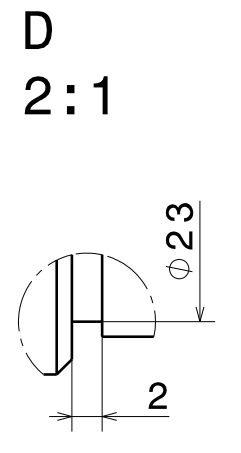
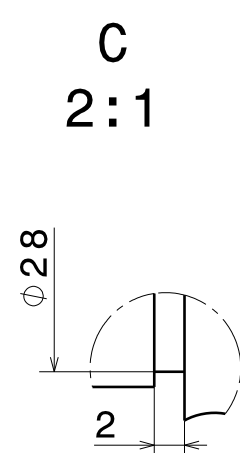
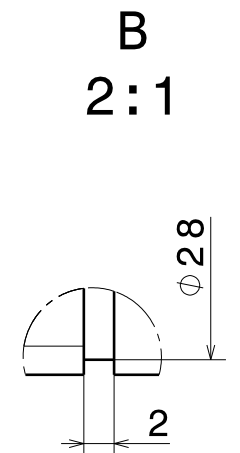
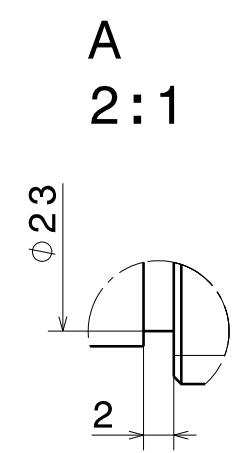
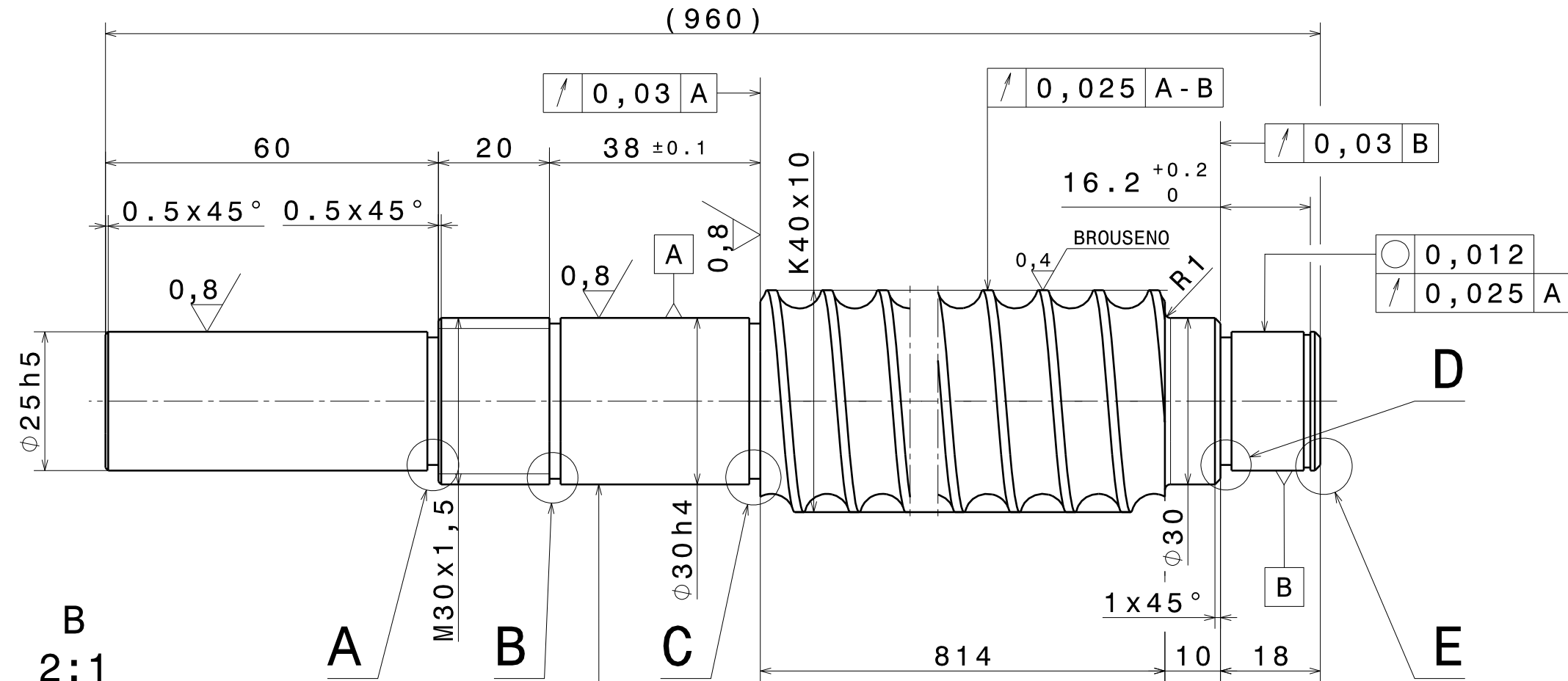
- POSTUP MONTAZE:
1. MATICE POZ. 9 UTAHNOUT MOMENTEM 32 N.m
 2. UTAHNOUT SROUBY POZ. 8 MOMENTEM 25 N.m
 3. UTAHNOUT SROUBY POZ. 6 MOMENTEM 25 N.m
 4. PO USTAVENI ZAKOLIKOVAT LOZISKOVY DOMEK POZ. 3
A ZAKLADNI BLOK KOLIKY POZ. 12

Pos.	Nazev - rozměr	Podotovar	Material	T.O.	C.hmot	Hřmot	Číslo výkresu	Pos. / list
Pos.	Blank	Material	C.W.	Weight	R weig	Quant	Drawing No.	Quant
12	KOLIK - 6x24	DIN 7978	-	-	0.01	-	-	2
11	MAZACI HLAVICE - M6x1	DIN 71412B	-	-	0.01	-	-	1
10	POJISTNY KROUZEK - 25	DIN 471	-	-	0.002	-	-	1
09	MATICE - HIA30	HWN	-	-	0.13	-	-	1
08	SROUB - M8x20	DIN 912	-	-	0.01	-	-	4
07	SROUB - M8x35	DIN 912	-	-	0.02	-	-	8
06	SROUB - M8x50	DIN 912	-	-	0.03	-	-	8
05	LOZISKO - 6205-2RLS	SKF	-	-	0.13	-	-	1
04	LOZISKO - ZKLF30100.2Z	HWN	-	-	1.74	-	-	1
03	LOZISKOVY DOMEK - 4HR 70 Z - 90	CSN 425620	11500	-	0.96	-	-	1
02	KULICKOVA MATICE - DDB4010-R-4EF	HWN	-	-	2.42	-	-	1
01	KULICKOVY SROUB - K40x10	HWN	42CrMo4	-	7.18	-	-	1

CAD 2		Datum / Date		Jmeno / Name	
Kresil / D	13/4/2015	MAX			
Projek /					
CHK					
Schval /					
APP					
Index	Popis zmeny / change	Schval / APP	Datum	Podpis	Poznámka / Note
1	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-

Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project	Merko / Scale
ISO 8015	FC50-A007-SESTAVA_KULICKOVY_SROUB_X-00250.CATProduct	C. sestavy / Assembly No.	1:2
ISO 2768mk	FC50-A007-SESTAVA_KULICKOVY_SROUB_X-00250.CATDrawing	C. Finišová sestava / Assembly weight	13
SESTAVA KUL. SROUB X		Rev. 0	Číslo výkresu / Drawing NO. A007-00250
Nazev / Title		Rev. 0	Formát A1
		1. Počet listů / no sheet	

3,2 (✓)



○	0,012
↗	0,025 B

01	K40x10	HIMN	42CrMo4	-	7,2	-	A007-00250	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C. hmot	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks
Pos.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 2	Datum / Date		Jmeno / Name					
Kreslil / Drawn by	13/4/2015		MAX					
Prezkousel / Checked by			-					
Schvalil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
1	-	-	-	-	-			
2	-	-	-	-	-			
Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:			Meritko / Scale		
ISO 128	ISO 8015	ISO 2768mK	FC50-A250-N-KULICKOVY_SROUB-07001.CATPart			1:1		
	Soubor-vykres / DRW-file		FC50-A250-N-KULICKOVY_SROUB-07001.CATDrawing			C. sestavy / Assembly No.		
KULICKOVY SROUB			Rev.	Cislo vykresu / Drawing NO.			Format	
-			0	A250-N-07001			A3	
Nazev / Title			List / sheet no. 1			Pocet listu / sheets 1		