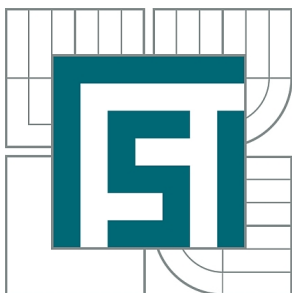


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

KONSTRUKCE CNC FRÉZKY

DESIGN OF CNC MILLING MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR ŽÁK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Žák

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukce CNC frézky

v anglickém jazyce:

Design of CNC milling machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede konstrukční návrh a potřebné konstrukční výpočty CNC frézky. Vytvoří 3D model stroje a výkresovou dokumentaci sestávající z výkresu sestavy a pěti výrobních výkresů.

Cíle diplomové práce:

Rešerše v oblasti současných CNC frézek.

Volba a zdůvodnění technických parametrů navrhované frézky.

Konstrukční výpočty.

Konstrukční návrh frézky.

Výkres sestavy frézky + 5 výrobních výkresů.

3D CAD model stroje.

Seznam odborné literatury:

Marek, J.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISSN 1212-2572

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www.stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

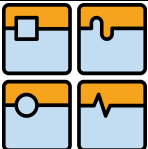
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 21.11.2014




doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu


doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Obsahem této diplomové práce je konstrukční návrh vertikálního CNC frézovacího stroje. V práci je uvedena také rešerše v oblasti CNC frézovacích strojů na světovém trhu, provedená za účelem výběru vhodných parametrů a konstrukčního uspořádání stroje. Dále jsou součástí diplomové práce volba vhodných komponent, konstrukční výpočty, výrobní výkresy a 3D CAD model, znázorňující konečné konstrukční řešení navrhovaného stroje.

KLÍČOVÁ SLOVA

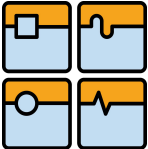
Frézka, kuličkový šroub, lineární vedení, servomotor, pohon, vřeteno, rám, příčník, smýkadlo, zásobník nástrojů, teleskopický kryt, skládaný měch.

ABSTRACT

The diploma thesis includes design of vertical CNC milling machine. It also includes research in the field of CNC milling machines on the world market, which is carried out to select the appropriate machine parameters and the structural configuration of the machine. Another part of the thesis deals with the selection of suitable components, design calculations, manufacturing drawings and the 3D model showing the final design solution of proposed machine.

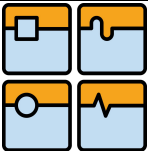
KEYWORDS

Milling machine, ball screws, linear guides, servomotor, drive, spindle, frame, crossbeam, ram, tool magazine, telescopic cover, bellow.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽÁK, P. *Konstrukce CNC frézky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 125 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Blechy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2015

.....
Bc. Petr Žák

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

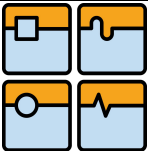
PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu diplomové práce, panu doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za cenné rady a vstřícné vedení při vypracovávání diplomové práce. Také bych chtěl poděkovat svým rodičům a přítelkyni za jejich významnou podporu a trpělivost během celého studia.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Analýza trhu.....	12
1.1 DATRON MLCube.....	12
1.2 SolidVision SLV 300	14
1.3 XYZ SMX 3500.....	15
1.4 Syil X6 Plus.....	17
1.5 Kovoovit mas MCV 1016 QUICK.....	18
1.6 HURCO VMX 60 SRTi	20
1.7 PRIMERO KM-100	22
1.8 Haas VF-8/40	24
1.9 Johnford VMC 1600- S.....	26
2 Návrh metodického přístupu k řešení	28
3 Volba a zdůvodnění technických parametrů navrhovaného stroje	30
4 Volba konstrukce	32
5 Návrh stroje.....	34
5.1 Materiály	34
5.2 Topologie prvků nosných soustav obráběcích strojů	35
5.3 Výpočet sil od technologie obrábění.....	38
5.3.1 Volba typického nástroje	38
5.3.2 Čelní drážkové frézování	38
5.3.3 Vrtání	40
5.4 Vřeteno.....	42
5.4.1 Volba vřetene	43
5.4.2 Frekvenční měnič.....	44
5.5 Posuvová lineární soustava	45
5.6 Pracovní stůl.....	45
5.6.1 Lineární vedení	47
5.6.2 Pohon	52
5.6.3 Krytování lineárního vedení a kuličkového šroubu	66
5.7 Lože.....	66
5.8 Stojan stroje.....	67
5.9 Smýkadlo.....	68
5.9.1 Lineární vedení	69
5.9.2 Pohon	71
5.9.3 Vyvažování	78

5.9.4	Krytování lineárního vedení a kuličkového šroubu	86
5.10	Příčník	86
5.11	Příčné saně.....	87
5.11.1	Lineární vedení	88
5.11.2	Pohon	90
5.11.3	Krytování lineárního vedení a kuličkového šroubu	95
5.12	Vedení elektrických kabelů a rozvodů médií	96
5.13	Zásobník nástrojů	96
5.14	Krytování stroje.....	97
5.14.1	Vnější krytování stroje.....	97
5.14.2	Vnitřní krytování stroje.....	99
5.14.3	Chladicí médium.....	101
5.14.4	Odvětrávání.....	101
5.15	Ovládací panel.....	101
5.16	Příslušenství v podobě čtvrté a páté osy.....	102
5.17	Řídicí systém stroje	102
6	Teplotní ovlivnění navrženého stroje	104
7	Deformace navrženého stroje pod zatížením.....	105
8	Vlastní frekvence navrženého stroje.....	107
9	Technické parametry navrženého stroje	108
10	Vizualizace navrženého stroje	109
	Závěr	110
	Použité informační zdroje.....	111
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	117
	Seznam obrázků.....	121
	Seznam tabulek	123
	Seznam příloh	125

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Úvod

Cílem této práce je provést návrh víceúčelové CNC frézky, určené převážně k obrábění železných i neželezných kovů, dřeva, plastu atd. Hlavní oblastí uplatnění tohoto stroje jsou malé firmy či živnostníci, zabývající se kusovou a malosériovou výrobou. Takto malé firmy si většinou nemohou dovolit nákup mnoha drahých strojů se specifickými vlastnostmi pro konkrétní výrobu, a tudíž nevyužívají plného potenciálu stroje. Z tohoto důvodu jsou dle mého názoru hlavními kritérii pro tuto skupinu zákazníků při výběru stroje především užitná hodnota stroje spolu s jeho cenou. Právě proto je hlavním cílem navrhnout konstrukčně jednoduchý stroj, s pokud možno co nejširšími možnostmi využití, a zároveň se zaměřením na nízké jak pořizovací, tak i provozní náklady, které se ovšem nesmí výrazně projevit na kvalitě podstatných funkcí stroje. Spolu s tím by tento stroj neměl zaostávat ve své kategorii.

CNC frézky se nejčastěji používají pro obrábění železných i neželezných kovů. Dalším hojně obráběným materiálem je dřevo, při jehož opracovávání se nejvíce používají tzv. CNC routery, které jsou určeny zejména k obrábění deskovitých materiálů, a to především kvůli jejich malému rozsahu posuvu v ose Z. CNC routery se používají k „řezání“ desek na určité rozměry a tvary nebo také ke gravírování 2D/3D obrazců do rozměrných kusů nejčastěji tvrdého dřeva, například při výrobě dekorativních stolů či skříní. Tímto způsobem se nahrazuje ruční vyřezávání, používané v minulosti. Tato činnost by měla být také zahrnuta do možností navrhovaného stroje, z čehož vyplývá potřeba velkého pracovního stolu spolu s velkými rozsahy jednotlivých os (zejména X a Y) navrhovaného stroje. Využití CNC frézky s velkým pracovním prostorem a malým průměrem nástroje je také možné spatřovat například ve frézování profilů křidel, částí kostry menších lodí, laminovacích forem a ve výrobě dřevěných modelů pro odlévání, nebo obecně ve frézování menších ploch umístěných daleko od sebe, kdy typickým příkladem je frézování dosedacích ploch svařovaných rámu, respektive konstrukcí.

Stále častěji se při výrobě složitějších dílů využívá pětiosých obráběcích center. Možnost obrábět v pěti osách je přinejmenším velmi užitečná, ne-li v dnešní náročné výrobě nepostradatelná. Čtvrtou a pátou osu navrhovaného stroje je možné v případě potřeby řešit dodatečným příslušenstvím (od externího dodavatele), a to zejména z důvodu nákladné konstrukce pětiosého obráběcího stroje s takto velkým stolem a primárního určení stroje k obrábění ve třech osách.

Doplněním navrhovaného stroje o vhodné příslušenství je možné jeho oblast využití rozšířit natolik, že jej lze používat i k jiným pracovním úkonům, než ke kterým jsou CNC frézky primárně určeny. Například vybavena oscilačním nožem může sloužit k vyřezávání z kartonu či jiného materiálu vhodného pro balení výrobků, také může být použita k přesné aplikaci těsnících hmot, dále pak k 3D měření (pokud ovšem vyhovuje přesnost stroje pro danou aplikaci). Z tohoto důvodu je teoreticky možné považovat navrhovaný stroj za kombinovaný. Kombinované stroje se používají již mnoho let. Jejich hlavním účelem je jak snížit náklady na pořízení stroje, tak ušetřit cenné místo ve výrobní hale. Podnětem, který vedl k výrobě a používání kombinovaných strojů, byly společné hlavní konstrukční uzly, používané u více různých strojů. Kombinovaným strojem, který má takřka vše společné, je tzv. vrtačko-frézka. Jedná se o frézku, která má i „pákový“ posuv osy Z, což umožňuje používat frézku i jako stojanovou vrtačku. Dalším často používaným kombinovaným strojem je stroj, spojující soustruh a frézku.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 ANALÝZA TRHU

Po projití sortimentu bezmála šedesáti výrobců CNC obráběcích strojů jak z České republiky, tak i ze zahraničí, z nichž převážná většina vystavovala své produkty na Strojírenském veletrhu v Brně 2014, bylo vybráno devět CNC frézek. U těchto strojů je poukázáno na jejich vlastnosti a na konstrukční prvky, u kterých by bylo vhodné zvážit jejich použití na stroji s velkou užitnou hodnotou a zároveň s nízkou pořizovací cenou.

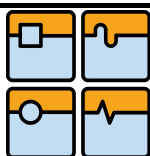
1.1 DATRON MLCube



Obr. 1 CNC frézka DATRON MLCube [1]

Tento stroj je produktem firmy DATRON-TECHNOLOGY s.r.o., která byla založena v roce 1995 jako dceřiná společnost firmy DATRON-MESSTECHNIK GmbH. Tato společnost patří ke specializovaným firmám ve výrobě vysokorychlostních obráběcích CNC strojů, určených k frézování neželezných kovů a plastů. Dále se DATRON-TECHNOLOGY s.r.o. na území České a Slovenské republiky zabývá dodávkami měřicí techniky pro měření dynamiky vozidel a souvisejícími informačními technologiemi. [2]

CNC frézky řady DATRON MLCube jsou navrženy pro rychlé a zároveň jemné a přesné CNC frézování deskových materiálů a plechů. Zvláště pak, pokud se jedná o hliníkové plechy a panely, při jejichž obrábění dosahují výjimečných výsledků jak v kvalitě, tak i v efektivnosti výroby. [1]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Už na první pohled mě stroje značky DATRON zaujaly kompaktním a povedeným designem, za který společnost obdržela v roce 2013 ocenění Red Dot Design Award. Tento stroj považuji pro daný účel takřka za ideální. Jeho největší výhody vidím ve vysokorychlostním obrábění, ve velkém pracovním prostoru, malé zástavbové ploše a zároveň v nízké hmotnosti. Za hlavní nedostatky považuji velice omezený zdvih v ose Z, který znemožňuje obrábět vyšší obrobky, a s použitím svěráku se využitelný rozsah osy Z ještě znatelně zmenší. Na komplikace zapříčiněné malým posuvem v ose Z narazíme také při potřebě vrtat hlubší otvory a při pokusu o využití dodatečného příslušenství v podobě čtvrté a páté osy umístěné na stůl stroje. Tato nevýhoda je odstraněna u stroje DATRON M10 Pro, a to umístěním čtvrté a páté osy mimo pracovní stůl stroje, čímž ale došlo ke zmenšení stolu pro tříosé obrábění. [3]

Tab. 1 Technické parametry stroje DATRON MLCube [1]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	1 500 x 1 100	[mm]
Velikost T-drážek	-	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	1 520	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	1 150	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	240	[mm]
Světlost portálu	200	[mm]
Rychlost pracovního posuvu	X = 20; Y = 16; Z = 8	[m/min]
Rychloposuv	X = 20; Y = 16; Z = 8	[m/min]
Maximální zatížení stolu	150	[kg]
Počet nástrojů v zásobníku	max. 30	[ks]
Přesnost nastavení polohy	-	[mm]
Opakovatelnost nastavení polohy	-	[mm]
Vyložení vřetena	-	[mm]
Otáčky vřetena	od 0,6 kW (6 500 - 60 000) do 3 kW (1 000 - 40 000)	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček vřetena	Ano	
Kužel vřetena	-	
Výkon vřetena	0,6 - 3	[kW]
Elektrické připojení	230V, 16 A pro vřetena do 2 kW; 3 x 400 V, 16 A pro vřetena od 3 kW	
Příkon	do 3,0 kW s vřetenem do 2 kW, 4,0 kW s vřeteny s více než 2 kW	
Přípojka tlakového vzduchu	7 - 10, suchý, čistý, bez oleje	[bar]
Rozměry stroje (š × v × h)	3 100 x 1 900 x 1 950 (s terminálem)	[mm]
Hmotnost stroje	cca 1 800	[kg]
Řídicí systém	-	

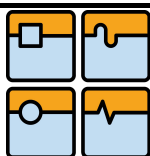
1.2 SOLIDVISION SLV 300



Obr. 2 CNC frézka SLV 300 [4]

Firma SolidVision, která působí na trhu hlavně v oblasti CAD/CAM systémů, se rozhodla zaplnit mezeru na trhu, který je rozdělen do dvou kategorií. Na jedné straně jsou výkonné stroje nabitě nejmodernějšími technologiemi, a na druhé straně malé levné stroje nedisponující nejmodernější technikou a výrobní přesností. I jinými parametry se nemohou rovnat velkým obráběcím strojům, které využívají progresivní metody obrábění. Proto firma SolidVision uvedla na trh malou kompaktní CNC frézku SLV 300, která podle výrobce spojuje ty nejlepší vlastnosti každé z těchto kategorií. Frézka využívá progresivních metod obrábění (iMachining) spolu s vysokou mírou bezpečnosti. Při konstrukci byly použity ty nejvyšší kvality produktů renomovaných výrobců, jako je Bosh Rexroth, Siemens apod. Výsledkem je kompaktní tříosá CNC frézka, která je velmi tuhá, přesná a dynamická, což vede k radikálnímu snížení časů při obrábění a k prodloužení životnosti nástrojů. [4]

Tento stroj mě zaujal především uspořádáním jeho pohybových os. Uspořádání tzv. horní gantry umožňuje maximalizovat poměr mezi vnějšími rozměry a obrobitelnou plochou stroje. Na druhou stranu, značnou nevýhodou této konstrukce je velké namáhání smýkadla při obrábění deskových obrobků za předpokladu, že má osa Z obdobný rozsah jako osy X a Y. Další možnou nevýhodou je potřeba dvou pohonných jednotek pro posuv v ose X, což prodražuje výrobu a zesložitňuje řízení stroje. Může také docházet k problémům



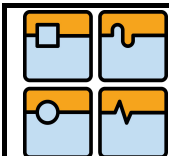
v zajišťování odvodu třísek mimo pracovní prostor stroje. Slabým místem konstrukce je vřeteno, které se pohybuje ve třech osách, což komplikuje přívod elektrické energie do vřetena a také přívod medií pro chlazení řezného procesu a ovládání automatické výměny nástroje.

Tab. 2 Technické parametry stroje SolidVision SLV 300 [5]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	475 x 400	[mm]
Velikost T-drážek	-	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	375	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	400	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	200	[mm]
Světlost portálu	200	[mm]
Rychlost pracovního posuvu	0 - 20 (30)	[m/min]
Rychloposuv	0 - 20 (30)	[m/min]
Maximální zatížení stolu	150	[kg]
Počet nástrojů v zásobníku	max. 30	[ks]
Přesnost nastavení polohy	-	[mm]
Opakovatelnost nastavení polohy	-	[mm]
Vyložení vřetena	-	[mm]
Otáčky vřetena	100 - 24 000	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček vřetena	Ano	
Kužel vřetena	ER25	
Výkon vřetena	2; 2,4	[kW]
Elektrické připojení	400	[V]
Příkon	3,6	[kW]
Přípojka tlakového vzduchu	7 - 10, suchý, čistý, bez oleje	[bar]
Rozměry stroje (š × v × h)	1 800 x 870 x 1 330	[mm]
Hmotnost stroje	815	[kg]
Řídicí systém	Sinumerik 808D ADVANCED	

1.3 XYZ SMX 3500

Společnost XYZ Machine Tools se zabývá výrobou vysoce kvalitních obráběcích strojů, se zaměřením na jejich vysoký výkon a zároveň na jednoduchou obsluhu, které jsou vhodné především pro malosériovou a kusovou výrobu. Tato společnost byla založena v roce 1984 ve Velké Británii a postupně se rozrostla na pět poboček napříč celou zemí. Dnes se pyšní titulem největšího dodavatele CNC obráběcích strojů ve Spojeném království a vyváží stroje do celé Evropy, na Střední východ i do Afriky. V České republice a na Slovensku má společnost XYZ Machine Tools zastoupení u firmy REXIM spol. s r.o. již od roku 2010. [6] [7]



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 3 CNC frézka SMX 3500 [8]

Tato frézka od firmy XYZ Machine Tools mě zaujala kombinací manuálního ovládání a CNC řízení. Uplatnění této kombinace řízení stroje vidím především v malých firmách, kde si nemohou dovolit jak CNC, tak i konvenční frézku. Frézka SMX 3500 zastoupí oba typy strojů, čímž se nejen sníží pořizovací náklady, ale zároveň se ušetří i drahocenné místo ve výrobní hale. Možnost ručního ovládání u CNC frézky sice nepovažuji za nepostradatelnou funkci, ale u jednoduchých výrobních operací nemusí obsluha programovat stroj a může jej ovládat ručně, což v určitých případech ušetří i polovinu výrobního času. [9]

Tab. 3 Technické parametry stroje XYZ SMX 3500 [8]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	1 372 x 355	[mm]
Velikost T-drážek	15,9	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	780	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	505	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	500	[mm]
Světlost portálu	-	[mm]
Rychlost pracovního posuvu	0 - 6,3	[m/min]
Rychloposuv	6,3	[m/min]
Maximální zatížení stolu	200	[kg]
Počet nástrojů v zásobníku	-	[ks]
Přesnost nastavení polohy	-	[mm]
Opakovatelnost nastavení polohy	-	[mm]
Vyložení vřetena	-	[mm]
Otáčky vřetena	70 - 5 000	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček vřetena	Ano	
Kužel vřetena	40ISO / DIN2080	

Tab. 3 Pokračování - Technické parametry stroje XYZ SMX 3500 [8]

Výkon vřetena	3,75	[kW]
Elektrické připojení	-	[V]
Příkon	-	[kW]
Přípojka tlakového vzduchu	5,5	[bar]
Rozměry stroje (š × v × h)	2 010 x 2 320 x 2 190	[mm]
Hmotnost stroje	2 300	[kg]
Řídicí systém	ProtoTRAK SMX	

1.4 SYIL X6 PLUS

Čínská Společnost Ningbo Syil CNC Machine Tools Co., Ltd byla založena v roce 2003 se zaměřením na výrobu LCD produktů, ale postupně si začala uvědomovat problémovost výroby kvalitních výrobků bez odpovídajícího vybavení. Na čínském trhu bylo již mnoho výrobců velkých a středních obráběcích strojů, což ale neplatilo v oblasti malých obráběcích strojů. Proto se společnost Syil rozhodla vydat touto cestou a zaplnit tak mezeru na čínském trhu právě výrobou malých, vysokorychlostních a zároveň vysoce přesných, cenově dostupných obráběcích strojů. S rychlým růstem čínské ekonomiky rostla také výroba a jednotlivé společnosti začaly pociťovat potřebu malých obráběcích strojů vhodných k výrobě malých součástí. Společnost Syil tak přirozeně uspokojila tuto obrovskou poptávku na trhu, což vedlo k jejímu enormnímu růstu, a dnes již prodává své produkty po celém světě. [10]



Obr. 4 CNC frézka Syil X6 Plus [11]

CNC frézka Syil X6 Plus mě zaujala relativně nízkou cenou (cca 330 000 Kč), řídicím systémem Mach3 a ověřením shody (CE), které není u takto malých CNC frézek čínských výrobců samozřejmostí. Tato CNC frézka je klasickým představitelem neprofesionálních obráběcích strojů, zejména v oblasti jejich řízení. Použitím softwaru Mach3 nebo jiného neprofesionálního řídicího systému se výrazně sníží výsledná cena stroje v porovnání se stroji řízenými vyspělými řídicími systémy. Použitelnost tohoto stroje je omezena jen pro velice specifické portfolio výrobků, a to zejména kvůli malému rozsahu posuvů jednotlivých os.

Syl X6 Plus je určen především pro kusovou a malosériovou výrobu malých součástí, destiček plošných spojů, reklamních předmětů atd. Jeho největší nevýhodou jsou krokové motory použité pro pohon jednotlivých os, u kterých může dojít ke ztrátě kroku, což způsobí chybu v polohování stroje. [11]

Tab. 4 Technické parametry stroje Syl X6 Plus [11]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	800 x 300	[mm]
Velikost T-drážek	16	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	498	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	300	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	240	[mm]
Světlost portálu		[mm]
Rychlost pracovního posuvu	Osa X / Y: 4,2 Osa Z: 2,29	[m/min]
Rychloposuv	-	[m/min]
Maximální zatížení stolu	-	[kg]
Počet nástrojů v zásobníku	-	[ks]
Přesnost nastavení polohy	0,01	[mm]
Opakovatelnost nastavení polohy	-	[mm]
Vyložení vřetena	-	[mm]
Otáčky vřetena	200 - 5 000	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček vřetena	Ano	
Kužel vřetena	CM30 / R8 / SA30	
Výkon vřetena	1,5	[kW]
Elektrické připojení	220	[V]
Příkon	-	[kW]
Přípojka tlakového vzduchu	-	[bar]
Rozměry stroje (š × v × h)	760 x 700 x 850	[mm]
Hmotnost stroje	590	[kg]
Řídicí systém	Mach3 / Siemens 802c	

1.5 KOVOSVIT MAS MCV 1016 QUICK

Společnost KOVOSVIT MAS, a.s. je jedním z předních evropských výrobců obráběcích strojů s celoevropskou působností a 75letou tradicí. Pyšní se mnoha oceněními za technický přínos ve vývoji obráběcích strojů v České republice. Svou výrobou se zaměřuje hlavně na subdodavatele pro automobilový, energetický, letecký a strojírenský průmysl. Tato společnost se snaží orientovat na potřeby zákazníka a nabídnout mu kompletní servis a řešení, které nespočívá jen v prodeji stroje, ale i v přípravě technologií, financování a řízení výroby. [12]



Obr. 5 CNC obráběcí centrum Kovosvit mas MCV 1016 QUICK [13]

Vertikální obráběcí centrum MCV 1016 QUICK se vyznačuje zejména vysokou tuhostí konstrukce, což přispívá k mimořádné spolehlivosti, výkonnosti a přesnosti stroje. Dále umožňuje použití výkonných nástrojů s vysokotlakým středovým chlazením a jejich rychlou výměnu ze zásobníku pomocí mechanické ruky. Předností tohoto stroje je velký pracovní rozsah jednotlivých os při minimálním zástavbovém prostoru stroje, spolu s účinným systémem odstraňování třísek. [14]

Na tomto stroji bych chtěl zejména poukázat na skutečnost, že je primárně určen pro tříosé obrábění, a v případě potřeby je možné stroj doplnit o čtvrtou a pátou osu v podobě přídavného otočného a sklopného stolu, nabízeného přímo výrobcem KOVOVOSVIT MAS, což zaručuje odladěnost a kompatibilitu hardwaru i softwaru. [14]

Tab. 5 Technické parametry stroje Kovosvit mas MCV 1016 QUICK [14]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	1 300 x 600	[mm]
Velikost T-drážek	18	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	1 016	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	610	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	710	[mm]
Světlost portálu	-	[mm]
Rychlost pracovního posuvu	1 - 15	[m/min]
Rychloposuv	30	[m/min]
Maximální zatížení stolu	700	[kg]

Tab. 5 Pokračování - Technické parametry stroje Kovosvit mas MCV 1016 QUICK [14]

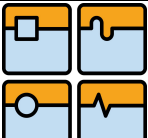
Počet nástrojů v zásobníku	24	[ks]
Přesnost nastavení polohy	0,012	[mm]
Opakovatelnost nastavení polohy	0,005	[mm]
Vyložení vřetena	-	[mm]
Otáčky vřetena	max. 10 000	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček vřetena	Ano	
Kužel vřetena	ISO 40	
Výkon vřetena	17 / 25	[kW]
Elektrické připojení	-	[V]
Příkon	40	[kW]
Přípojka tlakového vzduchu	0,55 - 0,6	[bar]
Rozměry stroje (š × v × h)	2 700 x 3 080 x 2 940	[mm]
Hmotnost stroje	5 500	[kg]
Řídicí systém	HEIDENHAIN iTNC530 HSCI / SIEMENS SINUMERIK 840D sl	

1.6 HURCO VMX 60 SRTi

HURCO GmbH je mezinárodní společnost s aktivitami po celé Evropě, která se drží v čele průmyslu zaměřeného na konstrukci CNC strojů a technologii obrábění již 45 let. Za tuto dobu si zvládla připsat osmdesát patentů a ve vývoji stále pokračuje. Chlubí se spojením svého vlastního nejrychlejšího řídicího systému na trhu, který zvládá jak NC, tak i dialogové programování, s vysoce kvalitními a vysoce výkonnými obráběcími centry a soustruhy. Řídicí systém WinMax je navržen k efektivnímu produkování jednotlivých kusů, stejně tak jako menších až středních sérií, a to vše díky snížení času nastavování operací a programování na minimum, aneb jak zní motto firmy: „*Nikdo Vás nedovede od skici k hotovému dílu rychleji než HURCO.*“ [15] [16]



Obr. 6 CNC obráběcí centrum HURCO VMX 60SRTi [17]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 21
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

HURCO VMX 60 SRTi je pětiosé obráběcí centrum s integrovaným otočným stolem a naklápěcím vřeteníkem. Díky tomuto typu konstrukce má největší pracovní prostor v poměru k zastavěné ploše ve své třídě. Pětiosé obráběcí stroje s otočným stolem a naklápěcím vřetením jsou vhodnější pro obrábění těžších dílů, než pětiosé stroje s kolébkou. Díky velkému pracovnímu stolu se nabízí možnost využít zbylý prostor pro obrábění šesté strany dílu. Stroj vybavený otočným stolem a naklápěcím vřeteníkem lze používat také horizontálně, čímž se docílí lepší kontroly nad odpadávajícími třískami. Neomezené otáčení stolu je u pětiosých obráběcích center velice důležité. Například pokud vytváříte souvislou rovnou stěnu na všech stranách obrobku, potřebujete, aby se stůl otáčel nepřetržitě. Pokud je otáčení stolu omezeno na $+360^{\circ}/-360^{\circ}$, pak bude proces neustále přerušován, aby se mohl stůl otočit zpět. Z tohoto důvodu umožňují pětiosá frézovací centra HURCO neomezené otáčení stolu, které přispívá k maximální produktivitě stroje. Při obrábění například oběžných kol nebo turbín je výhodnější přistupovat k dílu zespodu, kdy je tělo vřetena níže než hrot nástroje. Tento typ strategie frézování umožňuje konstrukce s naklápěcím vřeteníkem a otočným stolem, zatímco kolébková konstrukce čtvrté a páté osy nikoli. Avšak kolébková konstrukce vyniká v lepší schopnosti podfrézování díky možnosti naklopení stolu až o 110° , na rozdíl od naklápěcího vřetena, které lze naklopit maximálně do 92° . Kolébkový typ také vyniká ve větších pracovních možnostech, protože nijak neomezuje pracovní prostor stroje, jako je tomu u konstrukce s otočným stolem a naklápěcím vřeteníkem. Mezi další výhody stroje HURCO VMX 60SRTi patří plná kompatibilita se všemi CAD/CAM systémy, hrablový dopravník třísek již v základní výbavě stroje a prostorné dveře pro snazší nakládání dílů. [17] [18]

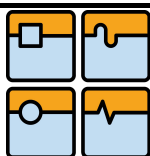
Tento stroj mě zaujal rozměrově velmi úsporným řešením konstrukce. Čtvrtá osa je zabudovaná přímo v pracovním stole, a pátá osa je řešena naklápěním vřeteníku. Tato konstrukce nezmenšuje pracovní prostor stroje při obrábění v pěti osách, jako tomu je u předchozího stroje MCV 1016 QUICK, kde je čtvrtá a pátá osa řešena příslušenstvím v podobě naklápěcí kolébky. Zahrnutím čtvrté a páté osy přímo do konstrukce stroje odpadá dodatečná montáž a demontáž příslušenství v podobě čtvrté a páté osy při přechodu z tříosého obrábění na pětiosé a naopak. Taktéž odpadá složité seřizování dodatečných os vzhledem ke stroji a zajištění kompatibility v případě, že není toto příslušenství nabízeno přímo výrobcem stroje. Na druhou stranu je tento typ konstrukce složitější a zároveň dražší než tříosé obráběcí centrum, doplněné o příslušenství v podobě čtvrté a páté osy. Nevýhodou je také zbytečné opotřebovávání zejména mechanismu naklápění vřeteníku při tříosém obrábění a vysoká pořizovací cena oproti tříosému obráběcímu centru, které je možné až při potřebě obrábět v pěti osách doplnit o potřebné příslušenství. [14] [17] [18]

Tab. 6 Technické parametry stroje HURCO VMX 60SRTi [17][18]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	1 675 x 660	[mm]
Velikost T-drážek	18	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	1 525	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	660	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	610	[mm]
Rozsah natočení - osa B	±92	[°]
Rozsah natočení - osa C	360	[°]
Světlost portálu	-	[mm]
Rychlost pracovního posuvu	-	[m/min]
Rychloposuv	X / Y / Z: 30 / 30 / 20 B / C: 50 / 100	[m/min]
Maximální zatížení stolu	1 300	[kg]
Počet nástrojů v zásobníku	40	[ks]
Přesnost nastavení polohy	-	[mm]
Opakovatelnost nastavení polohy	-	[mm]
Vyložení vřetena	-	[mm]
Otáčky vřetena	max. 12 000	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček vřetena	Ano	
Kužel vřetena	DIN 69871 AD / SK-40	
Výkon vřetena	36,5	[kW]
Elektrické připojení	-	
Příkon	-	[kW]
Přípojka tlakového vzduchu	-	[bar]
Rozměry stroje (š × v × h)	-	[mm]
Hmotnost stroje	9 100	[kg]
Řídicí systém	WinMax	

1.7 PRIMERO KM-100

Primero Machine Tools Corp. je tchaj-wanská společnost, vyrábějící CNC obráběcí stroje pro všeobecné obrábění při kusové a malosériové výrobě. Svoje stroje navrhuje podle inovativních trendů se zaměřením především na jejich kvalitu a bezpečnost, což také dokazují ověření shody CE a certifikát EMC, které zvyšují jejich oblibu jak u domácích, tak i u zahraničních zákazníků. Tato firma má v České republice zastoupení od roku 2003, a to u společnosti STRÁNSKÝ A PETRŽÍK, PNEUMATICKÉ VÁLCE, spol. s.r.o., která zajišťuje prodej i servis strojů značky Primero pro Českou a Slovenskou republiku. Servisní pracovníci jsou školeni přímo výrobcem obráběcích strojů Primero, čímž získávají odpovídající kvalifikaci a v případě potřeby mají k dispozici moderní diagnostickou techniku.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Společnost STRÁNSKÝ A PETRŽÍK také nabízí možnost fyzického předvedení několika druhů strojů ve vlastní výrobní hale v sídle společnosti, kde probíhá i samotné zaškolení obsluhy stroje (zákazníků). O tom, že zastoupení firmy Primero na území České a Slovenské republiky má své opodstatnění, svědčí více než sto prodaných strojů. [19] [20]



Obr. 7 CNC frézka Primero KM-100 [21]

Tento stroj mě zaujal především částečným krytováním, které umožňuje snadnější manipulaci s obrobkem při vysunutí stolu co nejbližší k obsluze, a zároveň je i podstatně levnější než krytování celého stroje. Mezi nevýhody tohoto stroje patří neúplně uzavřený pracovní prostor, přičemž může dojít k vymrštění části ulomeného nástroje do prostoru a k následnému zranění obsluhy stroje. Dalšími nevýhodami tohoto stroje jsou hrozící nebezpečí v podobě zranění obsluhy posuvným stolem, hromadění třísek v pracovním prostoru, a jelikož stroj není vybaven systémem pro odvod třísek z pracovního prostoru, není vhodný pro velkoobjemové obrábění. Také dochází k úniku emulzí a výparů do okolního prostředí. Na stroji je použito vyvažování vřeteníku pomocí protizávaží, což se sice negativně odráží na dynamice osy Z a zároveň zvyšuje celkovou váhu stroje, ale na druhou stranu je to jednoduchý způsob vyvažování vřeteníku, který vede ke zvýšení přesnosti obrábění a prodloužení životnosti kuličkového šroubu osy Z. [22] [23]

Tab. 7 Technické parametry stroje Primero KM-100 [22] [24]

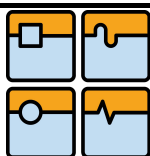
Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	1 370 x 406	[mm]
Velikost T-drážek	16	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	1 000	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	500	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	530	[mm]
Světlost portálu	-	[mm]
Rychlost pracovního posuvu	1 - 5	[m/min]
Rychloposuv	8 (20)	[m/min]
Maximální zatížení stolu	600	[kg]
Počet nástrojů v zásobníku	16 / 24	[ks]

Tab. 7 Pokračování - Technické parametry stroje Primero KM-100 [22] [24]

Přesnost nastavení polohy	$< \pm 0,005$	[mm]
Opakovatelnost nastavení polohy	$< \pm 0,003$	[mm]
Vyložení vřetena	-	[mm]
Otáčky vřetena	max. 6 000 (8 000, 10 000)	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček vřetena	Ano	
Kužel vřetena	BT 40 (CAT 40; DAT 40)	
Výkon vřetena	Fanuc: 5 / 7,5, Syntec 7,5 / 11	[kW]
Elektrické připojení	-	[V]
Příkon	15	[kW]
Přípojka tlakového vzduchu	6 - 8	[bar]
Rozměry stroje (š × v × h)	2 080 x 2 280 x 2 200	[mm]
Hmotnost stroje	3 000	[kg]
Řídicí systém	Fanuc 0i-MC series, Syntec 900M, Fagor 8055M	

1.8 HAAS VF-8/40

Společnost Haas Automation, Inc. byla založena v roce 1983 Genem Haasem s cílem vyrábět ekonomické a spolehlivé obráběcí stroje. Prvním velkým úspěchem této firmy v odvětví obráběcích strojů byla první plně automatická programovatelná kleštinová dělička na světě. Během následujících čtyř let společnost rozšířila svůj sortiment na široký výběr plně programovatelných otočných stolů, otočných dělíček a příslušenství pro obráběcí nástroje. V roce 1987 začala společnost Haas Automation, Inc. vyvíjet své první vertikální obráběcí centrum, které bylo představeno v roce 1988 na Mezinárodním veletrhu obráběcích nástrojů (IMTS '88) v Chicagu ve státě Illinois. V té době bylo pro odborníky z branže a odborné časopisy nepředstavitelné, že by se obráběcí centrum vyráběné v USA mohlo prodávat za méně než 50 000 amerických dolarů. Nejenže se společnosti Haas Automation, Inc. podařilo dodržet tuto cenu, ale také nabízela produkt, který jiní výrobci nebyli schopni vyrobit. (I dnes se obráběcí centrum Haas VF-1 stále prodává za méně než 50 000 amerických dolarů.) Od té doby se společnost Haas vypracovala až na největšího výrobce obráběcích strojů v západním světě se zaměřením na větší standardní výbavu, více technologicky vyspělé inovace a robustnější konstrukci stroje, než kterýkoli jiný výrobce CNC strojů na světě, a to vše za nejlepší ceny. Dnes je společnost Haas schopna nabídnout kompletní řadu CNC vertikálních obráběcích center, horizontálních obráběcích center, CNC soustruhů a otočných stolů. Společnost taktéž vyrábí různé speciální stroje, mezi které patří velká pětiosá obráběcí centra, obráběcí centra pro výrobu forem, nástrojařské stroje a portálové obrysové frézy. Všechny produkty Haas jsou vyráběny ve výrobním závodu společnosti v kalifornském městě Oxnard, který je s rozlohou 93 000 m² největším a nejmodernějším výrobním provozem s obráběcími stroji v USA. V České republice má společnost Haas Automation, Inc. zastoupení u firmy Teximp International, která zajišťuje jak prodej strojů Haas, tak i jejich servis. [25] [26] [27]

*Obr. 8 CNC obráběcí centrum Haas VF-8/40 [28]*

U tohoto stroje bych chtěl poukázat na moderní trendy v konstrukci obráběcích strojů, mezi které patří snaha o konstrukci lehkého stroje s co nejvyšším poměrem pracovního a zástavbového prostoru. Z nabídky výrobce Haas byl vybrán stroj s označením VF-8/40 především pro srovnání s následujícím strojem značky Johnford, oproti kterému má mnohem lepší využití zástavbového prostoru. Také nezanedbatelný rozdíl v hmotnosti obou strojů ukazuje ve prospěch stroje Haas VF-8/40, a to zejména pak při jeho přemísťování. Zároveň musíme vzít v potaz rozdílné možnosti strojů. Například stroj značky Johnford umožňuje výměnu pracovních palet, což se výrazně odrazí na složitosti konstrukce stroje a zároveň i na jeho hmotnosti. Dále mě na stroji Haas VF-8/40 zaujal volitelný systém odvodu třísek buď s jedním, nebo s více šneky, který automaticky odebírá třísky z krycích panelů stroje a spolehlivě je odvádí na jeho přední stranu, odkud jsou následně přepraveny pomocí pásového dopravníku mimo prostory stroje. [29] [30]

Tab. 8 Technické parametry stroje Haas VF-8/40 [29]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	1 626 x 914	[mm]
Velikost T-drážek	26,9	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	1 626	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	1 016	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	762	[mm]
Světlost portálu	-	[mm]
Rychlost pracovního posuvu	max. 12,7	[m/min]
Rychloposuv	15,2	[m/min]
Maximální zatížení stolu	1 814	[kg]
Počet nástrojů v zásobníku	24 + 1	[ks]
Přesnost nastavení polohy	± 0,008	[mm]

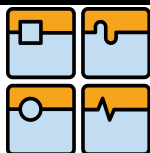
Tab. 8 Pokračování: Technické parametry stroje Haas VF-8/40 [29]

Opakovatelnost nastavení polohy	0,005	[mm]
Vyložení vřetena	-	[mm]
Otáčky vřetena	max. 8 100	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček vřetena	Ano	
Kužel vřetena	CT / BT 40	
Výkon vřetena	max. 22,4	[kW]
Elektrické připojení	380 - 480	[V]
Příkon	28 / 40	[kW]
Přípojka tlakového vzduchu	6,9	[bar]
Rozměry stroje (š × v × h)	3 531 x 3 962 x 3 505	[mm]
Hmotnost stroje	10 886	[kg]
Řídicí systém	Haas	

1.9 JOHNFORD VMC 1600- S

Tento stroj je produktem tchaj-wanské firmy ROUNDTOP MACHINERY INDUSTRIES CO., LTD., která je jedním z největších výrobců obráběcích strojů na světě, avšak svoje výrobky nabízí pod značkou Johnford. Strategie firmy spočívá v neustálém vývoji nových strojů, hledání inovativních technických řešení a zvyšování jejich kvality. Společnost se chlubí velmi širokým sortimentem obráběcích strojů, které dokážou uspokojit jakýkoliv požadavek v oblasti třískového obrábění. V současnosti se jedná přibližně o 125 modelů obráběcích strojů, nabízených pod značkou Johnford. Kromě nejnáročnějšího německého trhu, kde se do současnosti podařilo společnosti ROUNDTOP MACHINERY INDUSTRIES CO., LTD. prodat již přibližně 850 obráběcích strojů, zaujímá tato společnost také silnou pozici i na trzích dalších států, jako je Velká Británie, Francie, Itálie a Česká republika, ale především USA a Japonsko. [31]

Vysoká kvalita výrobků Johnford je podložena certifikátem TÜV dle ISO 9001 a mnoha získanými oceněními z mezinárodních strojírenských veletrhů. Stroje jsou vybaveny jen těmi nejlepšími komponenty od světových značek, jako jsou: FAG, Parker, Fanuc, Siemens, Heidenhain, Renishaw, FESTO atd., které zaručují vysokou spolehlivost a bezproblémový provoz stroje. O kvalitě strojů svědčí i fakt, že Johnford jako téměř jediný výrobce neomezuje životnost vřetena stroje počtem provozních hodin po dobu záruky. V České a Slovenské republice má společnost ROUNDTOP MACHINERY INDUSTRIES CO., LTD. zastoupení u společnosti Machine Group, s. r. o., která zajišťuje jak prodej strojů, tak i jejich servis. Dobrou zprávou pro český trh je možnost každý stroj značky Johnford vybavit řídicím systémem s českým dialogem přímo od výrobce, což uspokojí i ty nejnáročnější uživatele. [31] [32]

*Obr. 9 CNC obráběcí centrum Johnford VMC 1600-S [30]*

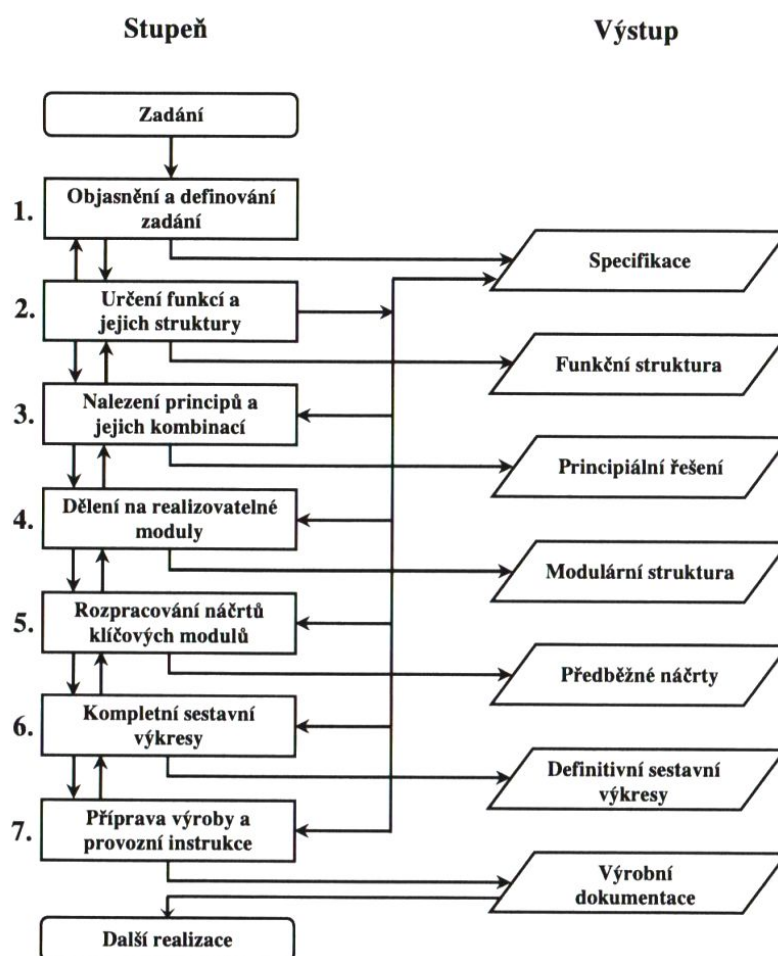
Tento stroj je uveden jen pro srovnání s předchozím obráběcím centrem značky Haas, jelikož splňuje požadavky na velikost pracovního prostoru stroje, ale bohužel jeho hmotnost spolu s vnějšími rozměry jsou nevyhovující. [30]

Tab. 9 Technické parametry stroje Johnford VMC 1600- S [30] [33]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	1 800 x 1 000	[mm]
Velikost T-drážek	30	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	1 600	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	1 100	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	800	[mm]
Světlost portálu	-	[mm]
Rychlost pracovního posuvu	1 - 12	[m/min]
Rychloposuv	18 / 18 / 12	[m/min]
Maximální zatížení stolu	4 600	[kg]
Počet nástrojů v zásobníku	24 / 32	[ks]
Přesnost nastavení polohy	-	[mm]
Opakovatelnost nastavení polohy	-	[mm]
Vyložení vřetena	-	[mm]
Otáčky vřetena	10 - 4 500	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček vřetena	Ano	
Kužel vřetena	BT-50 / CAT-50 / ISO 40 / ISO 50	
Výkon vřetena	15 / 18,5	[kW]
Elektrické připojení	-	[V]
Příkon	-	[kW]
Přípojka tlakového vzduchu	-	[bar]
Rozměry stroje (š × v × h)	4 500 x 5 330 x 3 250	[mm]
Hmotnost stroje	18 600	[kg]
Řídicí systém	Fanuc 0i-MC	

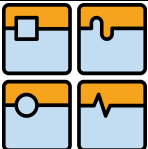
2 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

Při návrhu stroje či jeho části je možné postupovat mnoha způsoby. V této práci bylo postupováno při řešení koncepčně-strukturních problémů s využitím postupu dle směrnice VDI 2221 - Systémový přístup ke konstrukci technických systémů a produktů. Tento postup spočívá v rozdělení konstrukčního procesu do sedmi transparentních a racionálních pracovních kroků, přičemž každý z nich má částečný výstup. Schéma směrnice VDI 2221 na obrázku 10 znázorňuje použitý metodický postup od prvního kroku, kterým je analýza a poznávání problému, přes rozklad na dílčí podproblémy a jejich řešení, až po celkové řešení. [34] [35]



Obr. 10 Konstrukční proces dle VDI 2221 [35]

Při výpočtu jednotlivých prvků stroje je postupováno dle zavedených, či výrobci doporučených vztahů v kombinaci s metodou konečných prvků, která byla použita zejména pro výpočet deformací hlavních konstrukčních uzlů stroje a také ke zjištění velikosti zatížení vozíků lineárních vedení stroje. Touto moderní výpočtovou metodou je možné nejen významně urychlit potřebné výpočty, ale také spočítat například deformace součástí a napětí v nich, které by bylo kvůli jejich složitosti velice obtížné, v některých případech dokonce až nemožné, spočítat analytickými výpočty. Návrh a výpočty jednotlivých částí stroje jsou iteračním procesem s mnoha vzorci a vztahy, závislými na konkrétních parametrech navrhovaných součástí, které je v průběhu návrhu potřeba upravovat, či využít jiných konstrukčních řešení, které ovlivní související výpočty. V souvislosti s těmito

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 29
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

nepředvídanými změnami nelze jednoznačně určit hierarchickou posloupnost návrhu stroje a je nutné provádět kontroly předešlých návrhů v souvislosti s provedenými změnami. Většina analytických výpočtů byla řešena s využitím programu Microsoft Excel. Nejedná se o software určený přímo pro technické výpočty, ale jeho přítomnost téměř na každém počítači a v určitých modifikacích i volná stažitelnost a také možnost jej propojit přímo s parametrickými modely v CAD softwarech dle mého názoru dokazuje, že se jedná o řešení více než dostačující. Tohoto propojení lze využít například při výpočtu kuličkového šroubu, kdy je návrh kuličkového šroubu prováděn přímo v CAD softwaru, a jeho jednotlivé parametry jsou propojeny s tabulkovým editorem, který potřebné parametry kuličkového šroubu zahrne do výpočtů. Takto proběhla například kontrola otáčkového faktoru a výpočet maximálních přípustných otáček kuličkových šroubů. Výhoda v podobě velké rozšířenosti programu Excel se projeví zejména při poskytnutí editovatelného CAD modelu přímo zákazníkovi, který v Excelu zvolí potřebné parametry modelu, a ten se přizpůsobí požadavkům bez jakéhokoliv přímého zásahu do modelu v CAD programu. Postačí pouze model otevřít, aktualizovat a uložit, na což nemusí mít uživatel v podstatě žádné zkušenosti s 3D modelováním. Možnost propojení CAD modelu s programem Excel může také usnadnit návrh zakázkových dílů i přímo výrobcí, a to zejména u složitějších dílů navrhovaných podle empirických vztahů. Konstruktor, který navrhuje takovýto CAD model, musí ovšem počítat již při jeho vytváření s možností upravovat model pomocí parametrů z externího zdroje a vzájemně provázat tyto dva soubory.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 30
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3 VOLBA A ZDŮVODNĚNÍ TECHNICKÝCH PARAMETRŮ NAVRHOVANÉHO STROJE

Hlavní potenciální oblastí uplatnění navrhovaného stroje jsou malé firmy či živnostníci, zabývající se zejména kusovou a zakázkovou výrobou. Stroj lze uplatnit i u jednotlivců nebo spolků se zájmem o výrobu například jednotlivých zakázkových dílů či celých prototypů a taktéž v modelářských dílnách.

Aby bylo možné oslovit tyto potenciální zákazníky, musí stroj nabídnout určitou výhodu oproti konkurenci. Velice důležitou vlastností stroje je jeho univerzálnost a možné využití, spolu s nízkými jak pořizovacími, tak i servisními náklady. Z tohoto důvodu je nezbytné, aby stroj dokázal obrábět širokou škálu materiálů, od oceli přes neželezné kovy až po dřevo, plast, či uhlíkové kompozity. Dalším důležitým kritériem při výběru stroje je velikost rozsahu posuvů jeho jednotlivých os, od kterých se odvíjí i velikost pracovního prostoru stroje. Ovšem velká plocha pracovního stolu stroje nemusí být využita pouze při obrábění rozměrných obrobků, ale v určitých případech může být také využita například při obrábění většího množství malých dílů, kdy se na pracovní stůl stroje upne více obrobků a následně dojde k obrobení všech dílů v rámci jednoho výrobního procesu.

U strojů s velkým obráběcím prostorem je vhodné zajistit i odpovídající výkon obrábění. Většina běžných strojů používá k obrábění mnohobřité nástroje velkých průměrů, kdy dochází k působení velkých sil a momentu na konstrukci stroje, zejména při obrábění rozsáhlých ploch obrobku. Pokud je ovšem nutné obrábět stopkovými frézami s malými průměry, ztrácí tyto stroje svoji výkonnost. Z tohoto důvodu byl návrh stroje zaměřen na možnost využívat technologii vysokorychlostního obrábění, kdy při obrábění nevznikají tak velké síly, což se odráží na mohutnosti konstrukce stroje. Aby byl stroj konkurenceschopný i z pohledu produktivity, je nutné, aby jednotlivé uzly stroje dosahovaly parametrů splňujících potřeby vysokorychlostního obrábění, nebo se jim alespoň blížily. Vysokorychlostní obrábění nejenže snižuje spotřebu elektrické energie stroje v porovnání se stroji obrábějícími standardními řeznými rychlostmi, ale také se kladně projevuje i na vedlejších produktech obrábění, kterými jsou například menší spotřeba chladícího média, vyšší procentuální odvod tepla v třískách obráběného materiálu atd. Také je nutné, aby navrhovaný stroj zvládal obrábět standardními řeznými rychlostmi, a to zejména při použití, kdy není primárním kritériem výrobní čas, ale cena, do které se promítnou i nižší náklady na pořízení klasických monolitních fréz v porovnání s nástroji určenými pro vysokorychlostní obrábění.

Z určení stroje by se dalo do jisté míry předpokládat standardní zatížení stolu maximální hmotností 100 kg, pro které je také stroj primárně určen, ale vzhledem k velikosti pracovního prostoru a k potřebné univerzálnosti celého stroje je žádoucí, aby navržená konstrukce stroje umožňovala i práci při maximálním zatížení pracovního stolu obrobkem o hmotnosti 1000 kg. Jelikož ale není stroj primárně určen pro práci s takto těžkými obrobky, je možnost obrábět obrobky o této hmotnosti spíše nouzová a negativně se projeví na životnosti lineárního vedení pracovního stolu. Na přání zákazníka je ovšem možné lineární vedení stolu dimenzovat i pro tuto hmotnost obrobků bez zásadnějších úprav konstrukce stroje.

Požadované parametry navrhovaného stroje, vyplývající převážně z předcházejícího textu, jsou uvedeny v tabulce 10.

Tab. 10 Požadované technické parametry navrhovaného stroje

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	1 500 x 1 000	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	1 600	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	1 100	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	700	[mm]
Rychlost pracovního posuvu	X = 20; Y = 20; Z = 20	[m/min]
Rychloposuv	X = 20; Y = 20; Z = 20	[m/min]
Maximální zatížení stolu standardně / výjimečně	100 / 1 000	[kg]
Počet nástrojů v zásobníku	min. 10	[ks]
Přesnost nastavení polohy	0,01	[mm]
Opakovatelnost nastavení polohy	0,005	[mm]
Otáčky vřetena	min. 20 000	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček vřetena	Ano	
Výkon vřetena	Předem neurčen	[kW]
Přípojka tlakového vzduchu	6 - 10	[bar]

4 VOLBA KONSTRUKCE

Na základě předcházející analýzy trhu bylo vybíráno mezi dvěma typy konstrukčního uspořádání CNC frézky, konkrétně mezi vertikální frézku s křížovým stolem a portálovou frézku. Pro porovnání jednotlivých variant a výběr nejvhodnějšího typu konstrukce CNC frézky byla použita metoda vážených hodnot. Tato metoda spočívá v určení hodnotících kritérií, které se sestupně seřadí podle jejich důležitosti a určí se jejich váha. Poté se každému z kritérií přiřadí hodnota podle toho, do jaké míry jednotlivá varianta splňuje dané kritérium, přičemž hodnota „jedna“ symbolizuje „nedostatečně vyhovuje“, hodnota „dvě“ je neutrální a hodnota „tři“ značí „nejvíce vyhovuje“. Následně se váha každého kritéria vynásobí hodnotou, která je konkrétnímu kritériu přiřazena a poté se sečtou výsledky ze všech hodnocení každé konstrukční varianty. Ta varianta, která má nejvyšší celkový součet, je tou nejvhodnější variantou z posuzovaných. [36]

Tab. 11 Porovnání jednotlivých konstrukčních variant

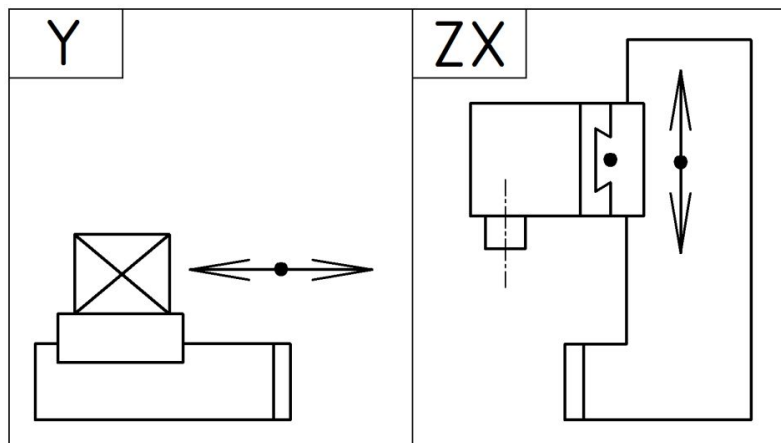
Váha kritéria	Kriterium	Portálová frézka	Vertikální frézka s křížovým stolem
10	Předpokládaná zástavbová plocha a hmotnost stroje	3	1
9	Namáhání posuvů setrvačnými silami	2	1
8	Tuhost konstrukce	2	3
7	Vyvážení osy Z	1	2
6	Chlazení nástroje a vřetena	1	2
5	Výška stolu	2	3
4	Složitost posuvů	2	3
3	Odvod třísek a chladicí kapaliny	1	3
2	Rozsah osy Z	1	3
1	Krytování	3	1
Celkem		103	112

Na základě výsledků metody vážených hodnot se ukázalo jako vhodnější použít konstrukci CNC frézky se svislou osou vřetena a křížovým stolem.

Již v prvotních návrzích vertikální frézky s křížovým stolem se objevily první problémy v konstrukci tohoto typu stroje s požadovanými parametry, a to zejména u konstrukčních prvků stroje, jako je křížový stůl a také stojan stroje. Aby byla zajištěna potřebná tuhost jednotlivých částí stroje, bylo nutné vytvořit masivnější konstrukci než se předpokládalo, což se negativně projevilo jak na hmotnosti jednotlivých prvků, tak i celého stroje. Tento problém byl pravděpodobně zapříčiněn tvarem a velikostí pracovního stolu stroje.

Velký rozsah posuvu v ose Y je jedním z parametrů, kterými by měl stroj vynikat před konkurencí, a zároveň také slabým místem v jeho konstrukci. Nutné velké vyložení vřeteníku a také velký rozsah posuvu osy X se negativně projevil i na velikosti celkové deformace, respektive přesnosti stroje, obzvláště pak při jeho maximálním zatížení. Vzniklé deformace je možné kompenzovat například elektronicky, nebo již při samotné výrobě a montáži hlavních konstrukčních uzlů stroje. Jelikož cílem bylo navrhnout stroj s co možná nejvyšší mechanickou přesností a snadnou výrobou, bylo z důvodu velkého posuvu zejména v ose X

vyzkoušeno konstrukční uspořádání stroje po vzoru obrázku 11, kdy je pohyb v ose X uskutečněn pohybem vřeteníku po příčnicku umístěném na stojanu stroje a pohyb stolu je omezen pouze na pohyb v ose Y. Touto úpravou se sice zmenšila celková zástavbová plocha stroje, ale na druhou stranu se zvýšilo namáhání stojanu stroje, což vedlo k nutnosti stojan více dimenzovat, čímž i nadále stoupala celková hmotnost navrhovaného stroje.



Obr. 11 Zvažované konstrukční uspořádání [37]

Jelikož při výběru vhodné varianty uspořádání stroje pomocí metody vážených hodnot dosáhly obě konstrukční varianty výsledků s rozdílem nedosahujícím ani 10 %, byl proveden hrubý návrh taktéž portálové frézky pro porovnání s předcházejícími konstrukčními variantami. Obráběcí stroje s portálovou konstrukcí mohou mít dva způsoby uspořádání hlavních uzlů. Prvním typem tohoto uspořádání je takzvané „gantry“, které se vyznačuje nepohyblivým stolem, jehož pohyb je nahrazen pohybem příčnicku, zatímco u druhého typu uspořádání portálové frézky s posuvným stolem se pohybuje právě stůl, a příčník je nepohyblivý. Z těchto dvou variant bylo zvoleno konstrukční uspořádání stroje v podobě portálové frézky s posuvným stolem, zejména kvůli možnosti využít pro pohon jednotlivých os stroje vždy pouze jeden kuličkový šroub, a také je u tohoto typu konstrukčního uspořádání smýkadlo výrazně zatěžováno zrychlením pouze při posuvu v ose Y, na rozdíl od druhého typu konstrukčního uspořádání, kdy je smýkadlo výrazně zatěžováno i v ose X. Tyto výhody významně převyšují nevýhodu v podobě vyšších nároků na zástavbový prostor stroje konstrukčního uspořádání typu „gantry“. Už při hrubém návrhu portálové frézky s posuvným stolem se potvrdila správnost volby vhodného konstrukčního uspořádání stroje, a to zejména výrazným snížením celkové hmotnosti stroje při dodržení jeho potřebné tuhosti.

5 NÁVRH STROJE

Při tvorbě konstrukčního návrhu stroje je vhodné nejdříve zvolit materiál, z něhož bude konstrukce stroje vyrobena, a navrhnout hrubou koncepci stroje. Dalším důležitým krokem je klasifikace zatížení stroje, a to jak technologiemi obrábění a hmotností obrobku, tak i dalšími vlivy včetně působení okolního prostředí. Poté je možno přistoupit k vlastnímu konstrukčnímu procesu. Nejprve je proveden návrh částí stroje, o kterých je známo nejvíce potřebných informací, a postupně je návrh rozšiřován o navazující součásti stroje. Prvotní návrhy jsou upravovány a také je experimentováno s možností použití jiných konstrukčních řešení, dokud není dosaženo požadovaného výsledku.

5.1 MATERIÁLY

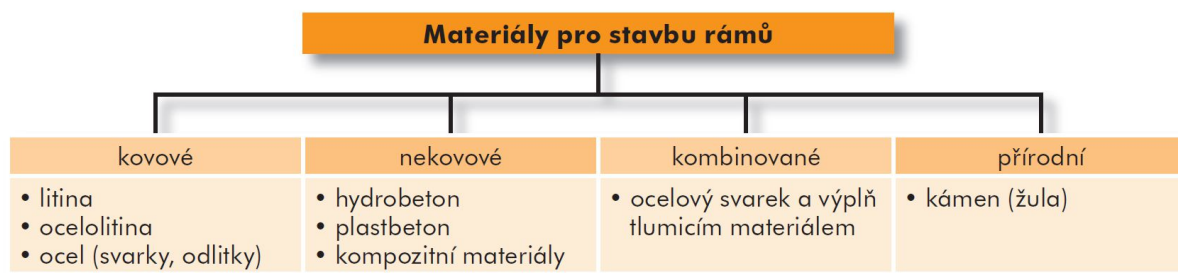
Při výběru materiálu pro konstrukci stroje je nutné posoudit zejména jeho základní fyzikální vlastnosti, které se přímo promítanou do vlastností navrhovaného stroje. [38]

Základní požadavky na materiál obráběcích strojů jsou [38]:

- vysoká tuhost a pevnost,
- nízká hmotnost,
- vysoký útlum chvění,
- nízké vnitřní pnutí,
- nízká tepelná roztažnost a vodivost,
- nízké energetické náklady na pořízení,
- nízké náklady na vlastní materiál,
- dobrá obrobitelnost a
- snadné spojení jednotlivých částí.

Jak je z výše uvedeného patrné, dnes běžně používané materiály nesplňují všechny tyto základní požadavky na materiál obráběcího stroje. Z tohoto důvodu musíme při výběru vhodného materiálu udělat určité kompromisy, zejména pak kvůli konečné ceně stroje. [38]

Materiály používané pro stavbu nosné konstrukce obráběcích strojů lze rozdělit do čtyř základních skupin (viz obrázek 12 níže). První skupinou jsou kovové materiály, mezi které patří litina, ocelolitina a ocel. Jedná se o materiály běžně používané ke stavbě obráběcích strojů. V poslední době se ve stále větší míře začínají používat i různé další materiály, jako je například beton, vysokopevnostní beton a polymer-beton, které spolu s vyztuženými vláknovými kompozity na bázi uhlíku spadají do druhé skupiny materiálů, konkrétně mezi nekovové materiály. Z porovnání jednotlivých fyzikálních vlastností uvedených materiálů vyplývá, že nejlépe vyhovují právě vyztužené vláknové kompozity, a to především v pevnosti v tahu, velikosti vnitřního útlumu, tepelné vodivosti a roztažnosti. Dále pak požadavky na fyzikální vlastnosti materiálu nejlépe splňuje beton, vysokopevnostní beton, polymer-beton a přírodní kámen (žula), který patří do další skupiny, a to mezi přírodní materiály. Tyto přírodní materiály se používají především pro výrobu přesných obráběcích, měřicích a mikroobráběcích strojů. Další a zároveň poslední skupinou jsou kombinované materiály, taktéž nazývané jako hybridní struktury. Jedná se například o svařenec z ocelových plechů, vyplněný tlumícím materiálem - nejčastěji hliníkovou pěnou. [37] [38]



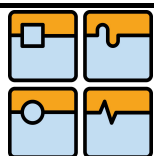
Obr. 12 Materiály pro stavbu rámu obráběcích strojů [39]

I přes mnohé výhody „moderních“ materiálů se v konstrukci obráběcích strojů stále nejčastěji používají konvenční materiály, jakými jsou ocel a šedá litina, a to zejména kvůli jejich ceně, zvládnuté výrobě a snadnému spojování jednotlivých částí. Při volbě materiálu bylo taktéž vybíráno z konvenčních kovových materiálů, kdy se ukázalo nejvhodnějším vyrobit rám stroje jako svařovanou konstrukci, a to zejména kvůli jejím vlastnostem, jako je [38] [40]:

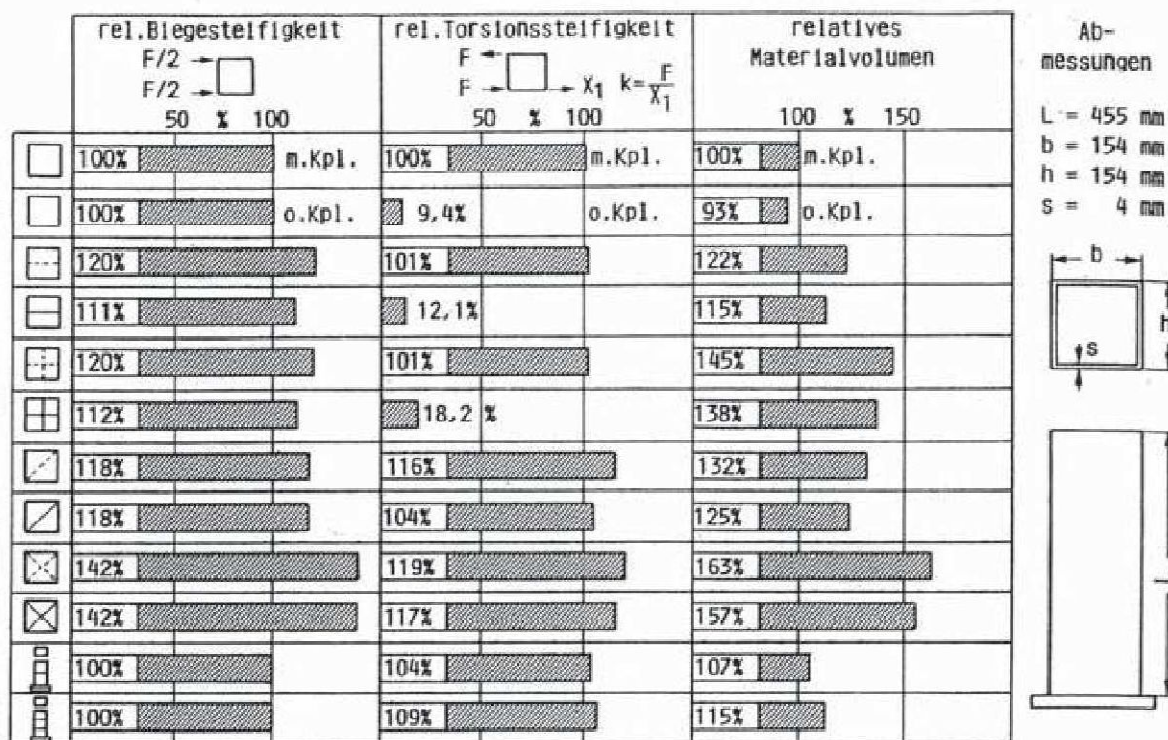
- levnější výroba jednoho kusu stroje (prototyp),
- možnost dodatečných úprav rámu doplněním o žebra či příčky,
- vyšší hodnota modulu pružnosti oceli v tahu i ve smyku, z čehož vyplívá lehčí konstrukce svařovaného ocelového rámu; technologie odlévání taktéž určuje minimální tloušťky stěn, což se negativně projevuje na váze celého stroje,
- odléváním nelze vytvořit uzavřené profily, což se projeví na horším tlumení konstrukce,
- zaniká nevýhoda ocelových konstrukcí v podobě nemožnosti vytvořit vedení stroje přímo ze základního materiálu rámu, jelikož s největší pravděpodobností bude použito lineární vedení s valivými elementy,
- i přesto, že má šedá litina vyšší schopnost tlumení než ocel, odlitek je na tom v porovnání se svařencem hůře. (Vyšší tlumení svařované konstrukce je zapříčiněno jednotlivými sváry, ve kterých dochází ke stýkání jednotlivých částí a k jejich vnitřnímu tření, a tím i k pohlcování energie a k tlumení kmitů.)

5.2 TOPOLOGIE PRVKŮ NOSNÝCH SOUSTAV OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

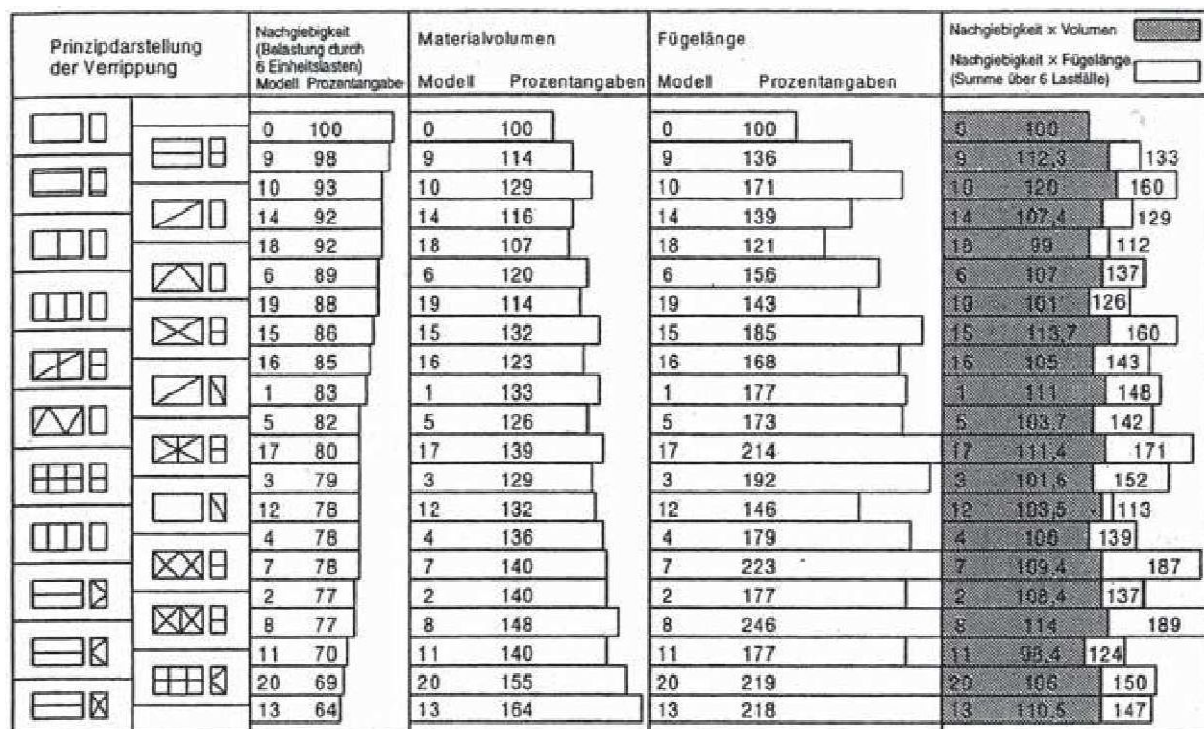
Obecně platí, že při konstruování obráběcího stroje je žádoucí dosáhnout co největší tuhosti jednotlivých prvků stroje a zároveň je vhodné volit průřez či tvar těchto prvků tak, aby se docílilo co nejmenší spotřeby materiálu při zachování jejich potřebných fyzikálních vlastností. Jelikož je nezbytné, aby nosná soustava obráběcího stroje přenášela jak zatížení krutem, tak i ohybem, je nutné zaměřit se právě na tyto dva základní druhy namáhání. Vyšší odolnosti prvků stroje (jako je rám, lože, příčník, stojany, smýkadla atd.) vůči těmto druhům namáhání můžeme dosáhnout účelným žebrováním. Teoretické možnosti žebrování a jejich vliv na tuhost jednotlivých prvků stroje spolu s množstvím spotřebovaného materiálu jsou uvedeny na obrázcích 13 a 14, na kterých je taktéž viditelné srovnání velikosti deformace jednotlivých prvků při zatížení krutem a ohybem vůči velikosti deformace základního prvku, který je tvořen dutým profilem obdélníkového průřezu. Výsledky srovnání slouží spíše k vytvoření představy konstruktéra o vlivu žebrování na tuhost dutého obdélníkového profilu. [38]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

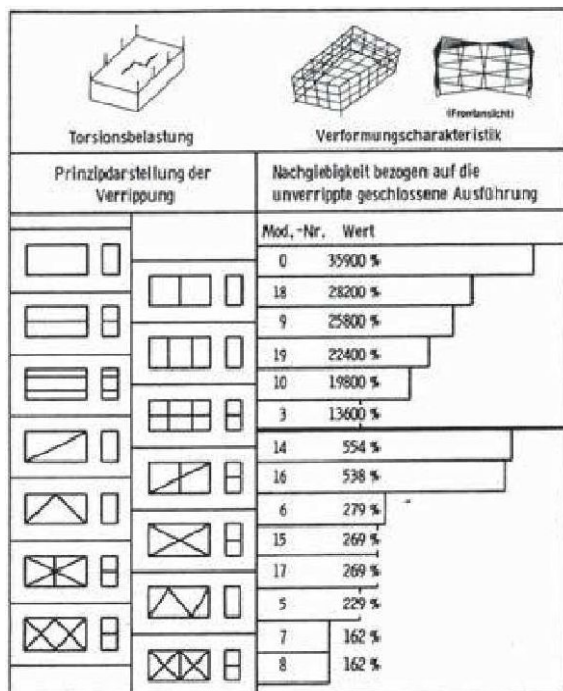
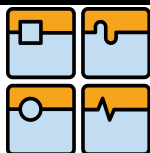


Obr. 13 Odolnost stojanů vůči krutu a ohybu [41]



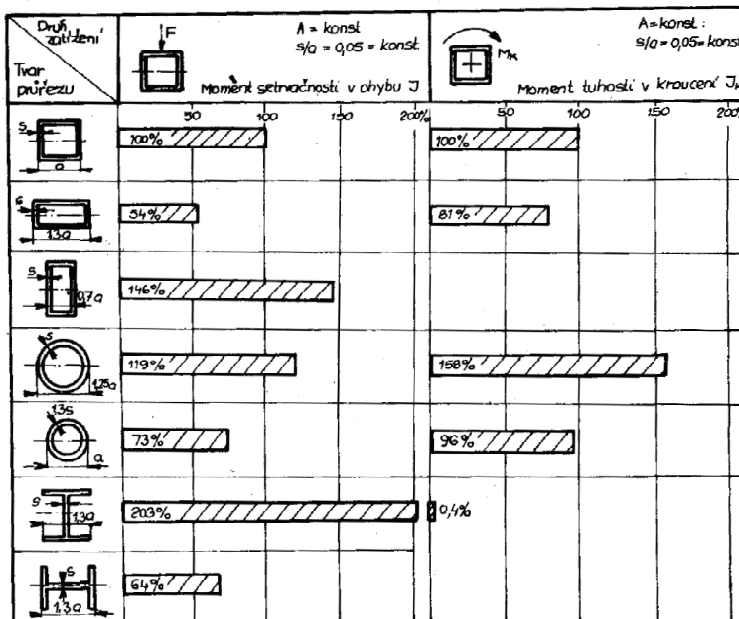
Obr. 14 Porovnání uzavřených tvarů loží [41]

Jelikož jsou však ve většině případů lože CNC obráběcích strojů na jedné straně otevřená, a to zejména z technologických a výrobních důvodů (žebrování, přístup atd.), což se významně projevuje na jejich torzní tuhosti, je na místě uvést porovnání otevřených tvarů loží namáhaných krutem viz obrázek 15. [38]



Obr. 15 Porovnání otevřených tvarů loží namáhaných krutem [41]

V konstrukci svařovaných rámců obráběcích strojů je také vhodné použít normalizované profily. Jednotlivé profily se liší průřezem, který má výrazný vliv na jejich tuhost, potažmo deformaci při zatížení. I normalizované profily je možné vhodně vyztužit žebry, avšak je nutné si uvědomit, že s každým přidaným materiálem (žebrem) roste i hmotnost konstrukčního prvku, což může mít za následek například zvýšení namáhání příčnicku vlivem tíhového zrychlení. Z tohoto důvodu je na obrázku 16 uvedeno porovnání jednotlivých tvarů průřezů normalizovaných profilů při zachování jejich jednotné plochy průřezu, respektive hmotnosti, ze kterého taktéž vyplývá, že pro dosažení vyšší tuhosti v ohybu jsou vhodnější průřezy s většími rozměry vzhledem k neutrální ose. [42]



Obr. 16 Vliv tvaru průřezu na tuhost profilu namáhaného krutem a ohybem [42]

5.3 VÝPOČET SIL OD TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ

Pro provedení výpočtů jednotlivých uzlů stroje je důležité nejdříve zjistit velikost sil, působících na obrobek od technologií obrábění prováděných strojem. Navrhovaný stroj může vykovávat dvě technologie obrábění, konkrétně frézování a vrtání. Stroj je určen k univerzálnímu použití a měl by tedy zvládat obrábět různé druhy materiálů. Výpočet sil od technologií obrábění byl proveden pro materiál s největším měrným řezným odporem, kterým je v tomto případě ocel. Stroj je schopen obrábět i měkčí materiály případně i nástrojem s větším průměrem. Vždy je však nutné provést výpočet řezných sil od technologie obrábění v závislosti na obráběném materiálu a doporučených řezných podmínkách udávaných výrobcem nástroje, a následně porovnat výsledky výpočtů s možnostmi stroje.

Tab. 12 Parametry obráběného materiálu - oceli [43]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Tvrdost	180	[HB]
Měrná řezná síla vztažená na $a_p = 1 \text{ mm}^2$	1800	[MPa]
Nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky	0,25	[-]

5.3.1 VOLBA TYPICKÉHO NÁSTROJE

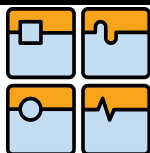
Jako typické nástroje pro výpočet sil od technologií obrábění byly zvoleny výrobky známé česko-švédské firmy Pramet Tools s.r.o. Jak pro frézování, tak i pro vrtání byly vybrány nástroje shodného průměru 10 mm. Pro práci na stroji je možné použít i jiné nástroje, včetně nástrojů určených k jiným než konvenčním metodám obrábění, například již dříve zmíněná možnost využít technologii vysokorychlostního obrábění. V zásadě lze říci, že vysokorychlostní obrábění zvyšuje produktivitu výroby a zároveň dochází ke snížení řezných odporů, potažmo sil od obrábění, a tudíž je možné použít obráběcí nástroje s větším průměrem při stejných parametrech stroje v porovnání s konvenčními metodami obrábění.

5.3.2 ČELNÍ DRÁŽKOVÉ FRÉZOVÁNÍ

Pro výpočet sil od frézování byla jako typický nástroj vybrána klasická spirálovitá monolitní fréza PRAMET 10E3S70-22A10 SUMA, určená pro obrábění uhlíkových i austenitických ocelí, litiny a neželezných kovů. Potřebné parametry pro výpočet sil od frézování tímto nástrojem jsou převzaty z katalogu výrobce a uvedeny v tabulce 13.

Tab. 13 Parametry pro výpočet sil od čelního frézování frézou Pramet 10E3S70-22A10 SUMA [44]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Průměr nástroje	10	[mm]
Počet zubů nástroje	3	[-]
Nástrojový úhel nastavení ostří	90	[°]
Nástrojový ortogonální úhel čela	10	[°]
Řezná rychlost	100	$[\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$
Posuv na zub	0,055	$[\text{mm} \cdot \text{zub}^{-1}]$
Hloubka záběru	5	[mm]
Šířka záběru	10	[mm]

**SÍLY OD ČELNÍHO FRÉZOVÁNÍ TYPICKÝM NÁSTROJEM**

Následující výpočty jsou provedeny dle [43] a [45], pokud není uvedeno jinak.

Otáčky nástroje:

$$n_n = \frac{v_c \cdot 1000}{D_n \cdot \pi} = \frac{100 \cdot 1000}{10 \cdot \pi} = \underline{\underline{3185 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.1)$$

kde:

n_n [min⁻¹] jsou otáčky nástroje

v_c [m·min⁻¹] - řezná rychlost

D_n [mm] - průměr nástroje

Rychlost posuvu:

$$v_f = n \cdot z_n \cdot f_z = 3185 \cdot 3 \cdot 0,055 = \underline{\underline{525,48 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}}} \quad (5.2)$$

kde:

v_f [mm·min⁻¹] je rychlost posuvu

z_n [-] - počet zubů nástroje

f_z [mm·z⁻¹] - velikost posuvu na jeden zub nástroje

Úhly zubů v záběru φ_{zi} pro i-tý zub v záběru:

$$\varphi_{z1} = 30^\circ$$

$$\varphi_{z2} = 150^\circ$$

kde:

φ_{zi} [°] je úhel zubu v záběru pro i-tý zub v záběru

Jmenovitá tloušťka třísky h_{Di} pro i-tý zub v záběru:

$$h_{D1} = f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \varphi_{z1} = 0,055 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 30^\circ = \underline{\underline{0,0275 \text{ mm}}} \quad (5.3)$$

$$h_{D2} = f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \varphi_{z2} = 0,055 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 150^\circ = \underline{\underline{0,0275 \text{ mm}}} \quad (5.4)$$

kde:

h_{Di} [mm] je jmenovitá tloušťka třísky pro i-tý zub v záběru

κ_r [°] - nástrojový úhel nastavení hlavního ostří

Jmenovitý průřez třísky A_{Di} pro i-tý zub v záběru:

$$A_{D1} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_{z1} = 0,055 \cdot 5 \cdot \sin 30^\circ = \underline{\underline{0,1375 \text{ mm}^2}} \quad (5.5)$$

$$A_{D2} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_{z2} = 0,055 \cdot 5 \cdot \sin 150^\circ = \underline{\underline{0,1375 \text{ mm}^2}} \quad (5.6)$$

kde:

A_{Di} [mm²] je jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub v záběru

a_p [mm] - hloubka záběru

Specifická řezná síla při daném způsobu obrábění kc_i pro i -tý zub v záběru [46]:

$$kc_1 = \frac{k_{cl}}{h_{D1}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1800}{0,0275^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{10}{100}\right) = \underline{\underline{3892,55 \text{ MPa}}} \quad (5.7)$$

$$kc_2 = \frac{k_{cl}}{h_{D2}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1800}{0,0275^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{10}{100}\right) = \underline{\underline{3892,55 \text{ MPa}}} \quad (5.8)$$

kde:

kc_i [MPa] je specifická řezná síla při daném způsobu obrábění pro i -tý zub v záběru

k_{cl} [MPa] - měrná řezná síla vztažená na $a_p = 1 \text{ mm}^2$

m_c [-] - nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky

γ_0 [°] - nástrojový ortogonální úhel čela

Řezná síla F_{Ci} pro i -tý zub v záběru:

$$F_{C1} = A_{D1} \cdot kc_1 = 0,1375 \cdot 3892,55 = \underline{\underline{535 \text{ N}}} \quad (5.9)$$

$$F_{C2} = A_{D2} \cdot kc_2 = 0,1375 \cdot 3892,55 = \underline{\underline{535 \text{ N}}} \quad (5.10)$$

kde:

F_{Ci} [N] je řezná síla pro i -tý zub v záběru

Celková řezná síla:

$$F_C = F_{C1} + F_{C2} = \underline{\underline{1070 \text{ N}}} \quad (5.11)$$

kde:

F_C [N] je celková řezná síla

Krouticí moment na nástroji:

$$M_{kn} = F_C \cdot \frac{D_n}{2 \cdot 1000} = 1070 \cdot \frac{10}{2 \cdot 1000} = \underline{\underline{5,4 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (5.12)$$

kde:

M_{kn} [N·m] je krouticí moment na nástroji

Řezný výkon:

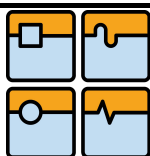
$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = \frac{1070 \cdot 100}{6 \cdot 10^4} = \underline{\underline{1,78 \text{ kW}}} \quad (5.13)$$

kde:

P_c [kW] je řezný výkon

5.3.3 VRTÁNÍ

Pro výpočet sil od vrtání byl jako typický nástroj vybrán klasický spirálovitý monolitní vrták PRAMET 303DS-10,0-35-A10, určený pro obrábění uhlíkových ocelí a litiny. U této technologie obrábění je nutné na nástroji dosáhnout nejen požadovaného krouticího momentu, ale také axiální síly. Potřebné parametry pro výpočet sil od vrtání tímto nástrojem jsou převzaty z katalogu výrobce a uvedeny v tabulce 14.



Tab. 14 Parametry pro výpočet sil od vrtání vrtákem PRAMET 303DS-10,0-35-A10 [47]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Průměr nástroje	6	[mm]
Počet zubů nástroje	2	[-]
Nástrojový úhel nastavení ostří	70	[°]
Nástrojový ortogonální úhel čela	30	[°]
Řezná rychlost	90	[m·min ⁻¹]
Posuv na otáčku	0,23	[mm·ot ⁻¹]

SÍLY OD VRTÁNÍ

Následující výpočty jsou provedeny dle [43] a [45].

Otáčky nástroje:

$$n_n = \frac{v_c \cdot 1000}{D_n \cdot \pi} = \frac{90 \cdot 1000}{10 \cdot \pi} = \underline{\underline{2865 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.14)$$

Posuv na zub:

$$f_z = \frac{f_n}{z_n} = \frac{0,23}{2} = \underline{\underline{0,115 \text{ mm} \cdot \text{zub}^{-1}}} \quad (5.15)$$

kde:

f_n [mm·min⁻¹] je posuv na otáčku

Jmenovitá tloušťka třísky:

$$h_D = f_z \cdot \sin \kappa_r = 0,115 \cdot \sin 70^\circ = \underline{\underline{0,108 \text{ mm}}} \quad (5.16)$$

Jmenovitá šířka třísky při vrtání do plného materiálu:

$$b_D = \frac{D_n}{2 \cdot \sin \kappa_r} = \frac{10}{2 \cdot \sin 70^\circ} = \underline{\underline{5,32 \text{ mm}}} \quad (5.17)$$

kde:

b_D [mm] je jmenovitá šířka třísky

Jmenovitý průřez třísky:

$$A_D = h_D \cdot b_D = 0,108 \cdot 5,32 = \underline{\underline{0,575 \text{ mm}^2}} \quad (5.18)$$

kde:

A_D [mm²] je jmenovitý průřez třísky

Specifická řezná síla:

$$kc = \frac{k_{cl}}{h_D^{m_c}} = \frac{1800}{0,108^{0,25}} = \underline{\underline{3139,44 \text{ MPa}}} \quad (5.19)$$

kde:

kc [MPa] je specifická řezná síla

Celková řezná síla:

$$F_c = k_c \cdot A_D = 3139,44 \cdot 0,575 = \underline{\underline{1805,18N}} \quad (5.20)$$

Síla posuvu při vrtání:

$$F_f = 0,5 \cdot k_c \cdot \frac{D_n}{2} \cdot f_n \cdot \sin \kappa_r = 0,5 \cdot 3139,44 \cdot \frac{10}{2} \cdot 0,23 = \underline{\underline{1697N}} \quad (5.21)$$

kde:

F_f [N] je síla posuvu při vrtání

Krouticí moment na nástroji:

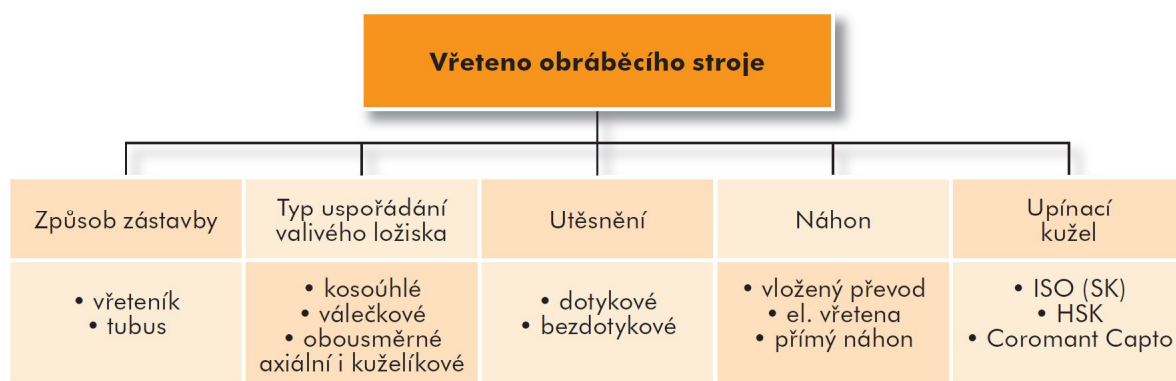
$$M_{k_n} = 2 \cdot \frac{F_c}{2} \cdot \frac{D_n}{4 \cdot 1000} = 2 \cdot \frac{1805,18}{2} \cdot \frac{10}{4 \cdot 1000} = \underline{\underline{4,5N \cdot m}} \quad (5.22)$$

Řezný výkon:

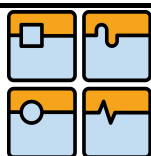
$$P_c = \frac{M_{k_n} \cdot n_n}{9,55 \cdot 1000} = \frac{4,5 \cdot 2865}{9,55 \cdot 1000} = \underline{\underline{1,35kW}} \quad (5.23)$$

5.4 VŘETENO

Jelikož se vlastnosti vřeten obráběcích strojů přímo promítají do kvality výsledných obrobků, jsou jedním z jejich nejdůležitějších prvků. Jak je možné vidět na obrázku 17, jsou vřetena obráběcích strojů sama o sobě velice propracovaný a konstrukčně náročný strojní prvek. Výsledné vlastnosti a konstrukce každého vřetena závisí na volbě mnoha parametrů. První základní volbou při výběru vřetena je jeho způsob zástavby ve stroji. Dalším důležitým parametrem vřetena obráběcího stroje je jeho náhon. Významný vliv na chod celého vřetena má uspořádání, typ a materiál ložisek, jejichž životnost se odvíjí od velikosti zatěžování a kvality mazání a také účinnosti ochrany před vniknutím nečistot. Posledním a neméně důležitým parametrem vřetena je typ upínacího kužele.



Obr. 17 Morfologie vřetena [39]



5.4.1 VOLBA VŘETENE

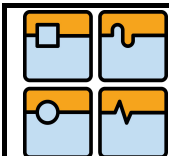
Na základě předcházejících výpočtů sil od technologií obrábění bylo zvoleno elektrovřeteno DGZX-1230. Jedná se o vysokootáčkové, vodou chlazené elektrovřeteno se čtyřmi keramickými ložisky, které je vybavené systémem automatické výměny nástrojů. Toto elektrovřeteno bylo vybráno zejména kvůli své kompaktnosti, a tudíž i lepším možnostem umístění na navrhovaném stroji vzhledem k jeho typu konstrukce. Dalším důvodem pro výběr tohoto elektrovřetena byla možnost využití technologie vysokorychlostního obrábění, čímž je možné dosáhnout vyšší produktivity stroje. Zároveň se zvýšením řezné rychlosti nástroje zlepši i kvalita povrchu obroběných ploch. Stroje s vysokootáčkovými elektrovřeteny se výkonností obrábění vyrovnají i strojům s výkonnějšími vřeteny, které využívají konvenčních metod obrábění, a při obrábění frézami menších průměrů nebo kulovými frézami tyto stroje ve výkonnosti obrábění dokonce předčí.



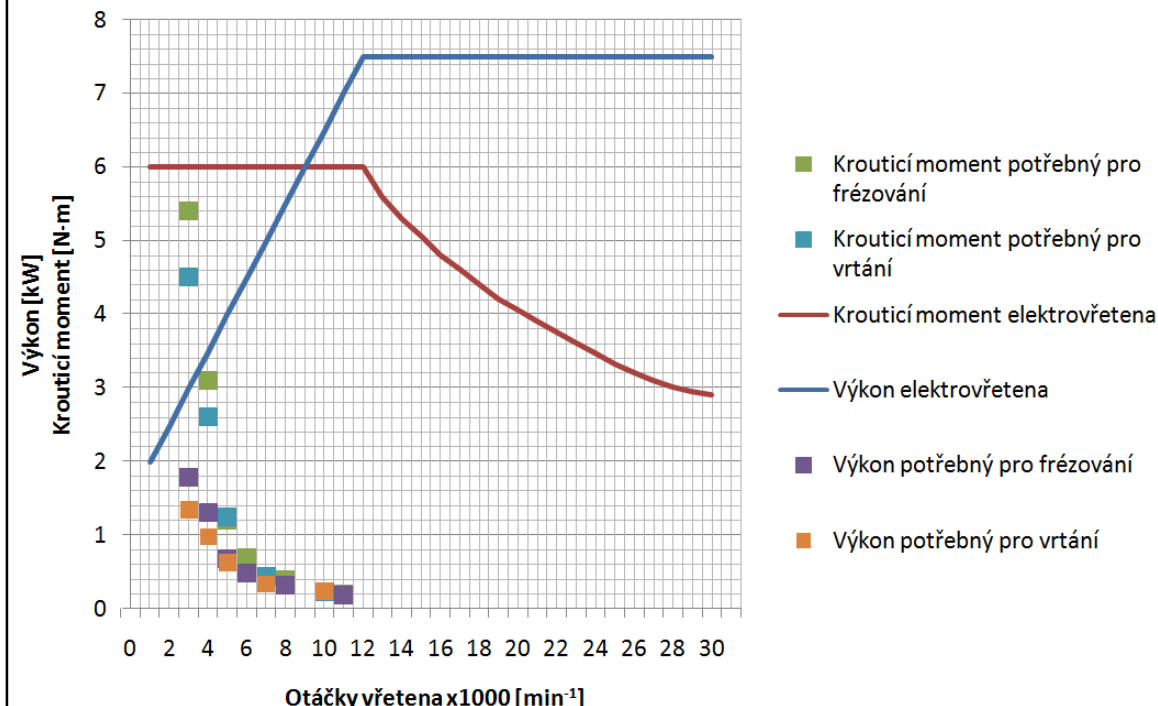
Obr. 18 Elektrvřeteno DGZX-1230 [48]

Tab. 15 Technické parametry elektrovřetena DGZX-1230 [48]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální otáčky	30 000	[min ⁻¹]
Maximální výkon	7,5	[kW]
Napájecí napětí	380	[V]
Frekvence	1 000	[Hz]
Maximální krouticí moment	6	[N·m]
Mazivo	tuk	
Chladicí medium	voda	
Typ kužele	HSK E40	
Maximální doporučený průměr nástroje	16	[mm]
Proces výměny nástroje	Automatický	
Snímání otáček	Možné	
Průměr / délka vřetena	120 / 486	[mm]
Materiál ložisek	Keramika	
Počet předních/zadních ložisek	2 / 2	[ks]



Momentová a výkonostní charakteristika elektrovřetena DGZX-1230



Obr. 19 Momentová a výkonostní charakteristika elektrovřetena DGZX-1230 [48]

Aby nedocházelo k přetěžování elektrovřetena navrhovaného stroje, bude k návodu k obsluze přiložena momentová a výkonostní charakteristika elektrovřetena DGZX-1230, sloužící k porovnání s potřebným výkonem a krouticím momentem pro obrábění jednotlivými nástroji. V této charakteristice jsou také vyznačeny potřebné hodnoty výkonu a krouticího momentu pro obrábění jak typickým nástrojem, tak nástroji stejného typu o menším průměru. (Přesná velikost průměru nástroje spolu s potřebným krouticím momentem, výkonem a počtem otáček vřetena je uvedena v příloze práce.)

5.4.2 FREKVENČNÍ MĚNIČ

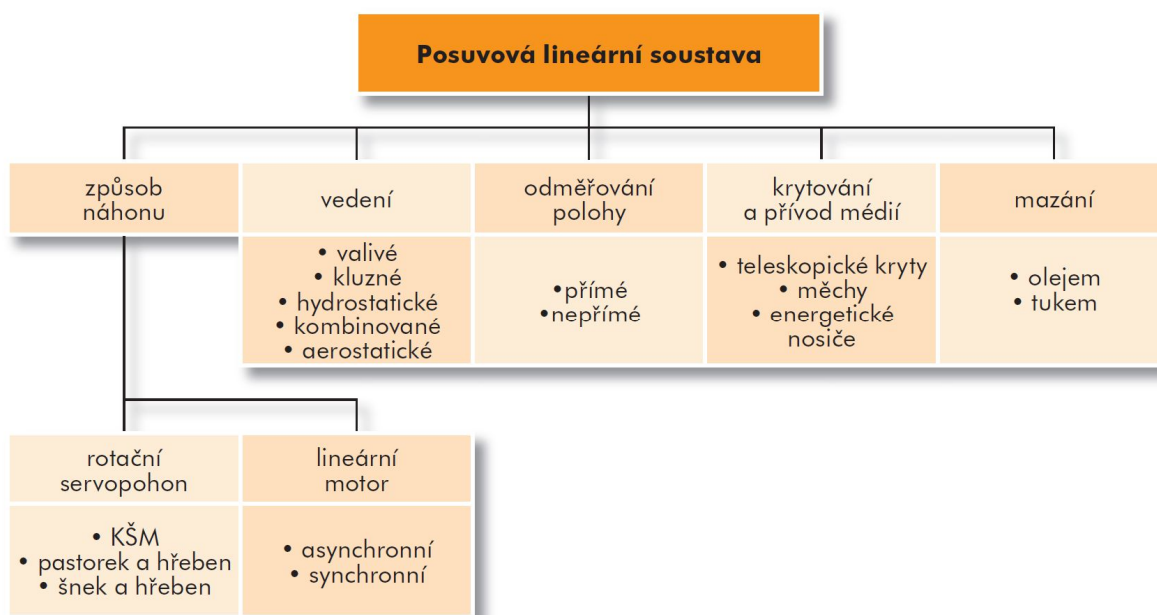
Pro napájení zvoleného elektrovřetena bylo nutné vybrat vhodný frekvenční měnič. Byl vybrán frekvenční měnič HITACHI WJ200 pro vřetena s maximálním výkonem 7,5 kW, splňující všechny potřebné parametry, včetně ovládání bezpečnostní brzdy a možnosti komunikace s řídicím systémem přes volitelné rozhraní. [49]



Obr. 20 Frekvenční měnič
HITACHI WJ200 [49]

5.5 POSUVOVÁ LINEÁRNÍ SOUSTAVA

Posuvovou lineární soustavu je možné vytvořit kombinací různých variant jednotlivých prvků. Jejich stručný přehled znázorňuje obrázek 21. Při návrhu posuvové lineární soustavy je vždy nutné si předem shrnout jednotlivé požadavky, zvážit finanční možnosti a zvolit určitý kompromis.



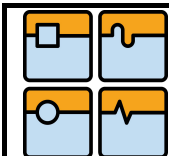
Obr. 21 Morfologie posuvové soustavy [39]

Pro pohon jednotlivých os navrhovaného stroje byl vybrán pohon pomocí kuličkového šroubu s předepnutou maticí poháněný rotačním servomotorem, v kombinaci s valivým lineárním vedením a přímým odměřováním polohy. Na druhu mazacího média zvláště nezáleží a bude zvolen stejně jako typ ochranných krytů při podrobnějším návrhu jednotlivých os stroje.

5.6 PRACOVNÍ STŮL

Prvním krokem v konstrukci stroje byl návrh pracovního stolu. Stůl stroje byl navržen tak, aby splňoval potřebné parametry, jako je jeho velikost 1 500 x 1 000 mm a také jeho maximální nosnost 1 000 kg. Taktéž se při jeho návrhu dbalo na minimální hmotnost celého uzlu, což se projevilo na dynamických vlastnostech pohonu a také na životnosti lineárního vedení pracovního stolu stroje. Při snaze o co nejlehčí konstrukci pracovního stolu stroje se musí také dbát na dosažení potřebné tuhosti konstrukčního celku, která má prioritní význam pro výrobní přesnost stroje.

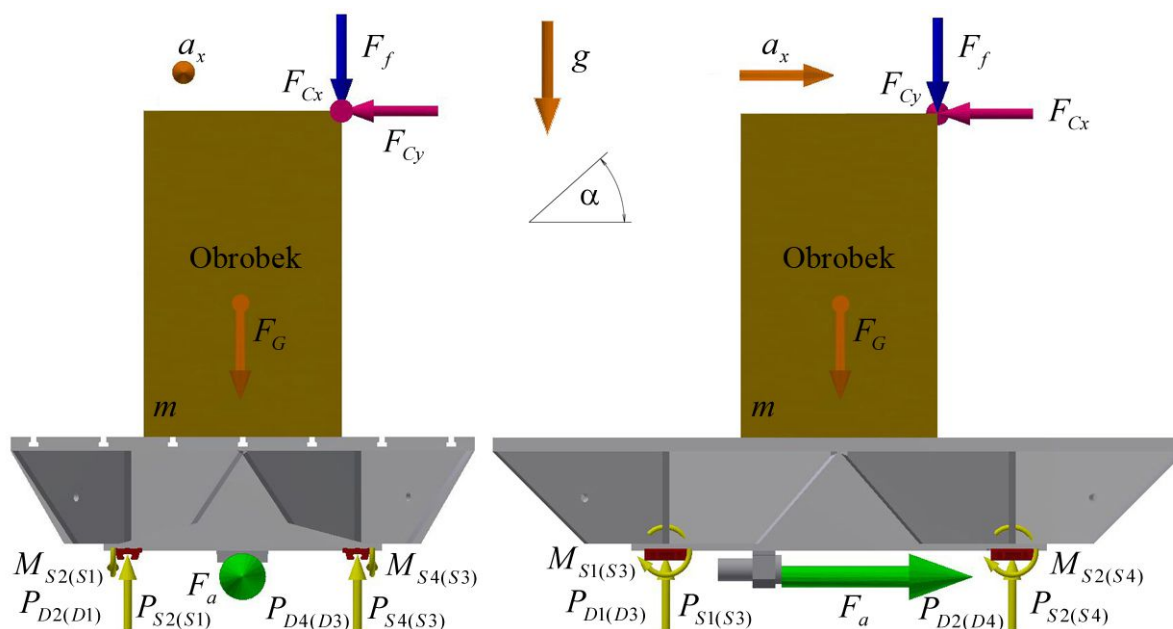
Pracovní stůl stroje byl vyroben jako svařenec z tlustostěnných plechů a jeho funkční plochy byly následně obrobeny. Základem upínací desky stolu je výpalek z plechu o požadovaných rozměrech a tloušťce 40 mm. V desce byly při finálním obrobení vyhotoveny prvky pro upnutí obrobku v podobě T-drážek. Nosná konstrukce stolu je tvořena plechovými výpalky o tloušťce 15 mm, uspořádanými diagonálně vůči osám stolu, a v místech jejich protnutí jsou vytvořeny opěrné body, přes které se přenáší zatížení stolu na jeho lineární



vedení. V této části konstrukce jsou taktéž vyhotoveny čtyři závitové otvory pro montáž závěsných ok, která slouží k usnadnění manipulace s objektem. Jednotlivé otvory jsou rozmístěny tak, aby bylo možné objekt uchopit ve třech na sebe vzájemně kolmých rovinách. Pro uchycení domečku matice kuličkového šroubu a vozíků lineárního vedení bylo nutné spodní část „překrýt“ výpalkem z plechu o tloušťce 15 mm, čímž došlo také ke zpevnění nosné konstrukce stolu. Konstrukci pracovního stolu navrhovaného stroje je možné vidět na obrázku 22. Dále je nutné poznamenat, že při provozu stroje je důležité umístit těžiště obráběných součástí co možná nejbližší ke středu stolu, aby zbytečně nedocházelo k nadměrnému zatěžování jednotlivých vozíků lineárního vedení. Tato skutečnost je taktéž uvedena v návodu k obsluze stroje.



Obr. 22 Pracovní stůl



Obr. 23 Schéma zatížení posuvové soustavy osy X

kde:

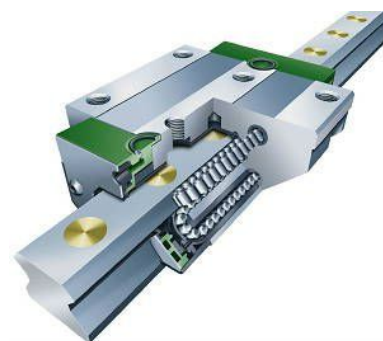
F_{Cx}	[N]	je celková řezná síla působící v ose X
F_{Cy}	[N]	- celková řezná síla působící v ose Y
F_G	[N]	- tíhová síla soustavy
F_A	[N]	- statická axiální síla působící na šroub

m	[kg]	- hmotnost přesouvaných hmot
g	[m·s ⁻²]	- tíhové zrychlení
a_x	[m·s ⁻²]	- zrychlení v ose X
α	[°]	- úhel sklonu vedení
P_{Si}	[N]	- statické ekvivalentní zatížení i-tého vozíku lineárního vedení
P_{Di}	[N]	- dynamické ekvivalentní zatížení i-tého vozíku lineárního vedení
M_{Si}	[N·m]	- statický ekvivalentní moment i-tého vozíku lineárního vedení

5.6.1 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Pro lineární vedení pracovního stolu bylo zvoleno valivé lineární vedení s profilovými kolejnicemi a s valivými elementy ve tvaru kuliček od firmy HIWIN. Valivé lineární vedení se vyznačuje mnohonásobně menším pasivním odporem oproti kluznému vedení, který se nejvíce projevuje při rozbězích či posuvech malými rychlostmi, kdy u kluzných vedení dochází k trhavým pohybům, a v extrémním případě může dojít až k rozkmitání pohybové soustavy stroje. Valivé vedení taktéž předčí kluzné vedení v delší životnosti a možnosti jej předepnout, kdy by se u kluzných vedení markantně zvýšil třecí odpor a také jeho opotřebení. Ovšem lineární vedení s valivými elementy nedosahuje takového útlumu vibrací jako je tomu u kluzného vedení, které je zároveň levnější a má menší zástavbové rozměry. Další výhodou kluzného vedení v podobě možnosti jej vytvořit přímo z materiálu rámu stroje ale zaniká v důsledku toho, že rám stroje není vyroben z litiny. Tento fakt tedy přispívá spíše k výhodám lineárního valivého vedení. Další možností by mohlo být také použití hydrostatického či hydrodynamického vedení, avšak kvůli své složité a nákladné výrobě je nevhodné tyto dva druhy vedení použít. [40]

Lineární vedení společnosti HIWIN s valivými elementy se skládá ze dvou základních prvků, vozíku a profilové kolejnice, po které se tento vozík pohybuje. Styk těchto dvou prvků je uskutečněn pomocí valivých elementů, v tomto případě pomocí kuliček, které obíhají v uzavřených drahách vozíku lineárního vedení. (Řez vozíkem lineárního vedení s valivými elementy je možné vidět na obrázku 24.) Lineární vedení se dodává standardně s předepnutím, které lze na přání zvýšit výběrem již dříve zmíněných kuliček. Vozíky lze také dodatečně vybavit dokonalejším těsněním do prашného prostředí, stěrači hrubých nečistot (například třísky od obrábění), bezpečnostní brzdou a také zásobníky maziva, či systémem automatického mazání lineárního vedení. [50]



Obr. 24 Řez vozíkem lineárního vedení [51]

VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ

Výpočet lineárního vedení je proveden dle katalogu výrobce, konkrétně firmy HIWIN [50]. Zatížení jednotlivých vozíků je vypočteno s využitím metody konečných prvků, pomocí které se přímo do výpočtu zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení zahrne i vliv deformace jednotlivých uzlů stroje při zatížení, čímž se dosáhne mnohem přesnějších výpočtů zatížení vozíku než pomocí analytických výpočtů uváděných výrobcem, které jsou značně zjednodušené. Tímto bych v žádném případě nechtěl zpochybňovat postupy dané výrobcem,

jen bych chtěl poukázat na to, že je dle mého názoru možné dosáhnout přesnějších výsledků přímo při navrhování stroje v CAD softwaru, a s jejich využitím i zkrátit čas potřebný pro výpočet.

Jelikož je lineární vedení jedním z nejdůležitějších prvků stroje a jeho volba ovlivňuje geometrii téměř celého stroje, bylo nutné provést výpočet lineárních vedení již v počátečním návrhu stroje, a na jeho základě zvolit vyhovující typy lineárních vedení. Po dosažení finální podoby stroje bylo provedeno ověření správnosti volby lineárních vedení a také výpočet jejich životnosti.

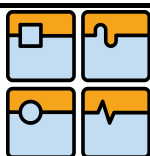
Při výpočtu zatížení lineárních vedení navrhovaného stroje je uvažováno s maximálním možným namáháním jednotlivých vozíků lineárního vedení, byť nemusí v reálném provozu vůbec nastat. Také je nutné si uvědomit, že síla od frézování oceli typickým nástrojem nemá stálou velikost a neodpovídá tak přesně vypočtené hodnotě 1070 N. Tento fakt vyplývá ze skutečnosti, že zuby typického nástroje (stopkové frézy) jsou vůči sobě natočeny o 120 °, což způsobuje změny velikosti a směru působení celkové síly od obrábění během frézování, a o to významněji při použití dvoubřitého frézovacího nástroje. Tyto změny velikosti a směru působení celkové síly od obrábění ale významně neovlivní ekvivalentní zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení. Z tohoto důvodu a také vzhledem k tomu, že každý výpočet je v určitém ohledu přibližný, byly pro výpočet lineárních vedení použity celkové síly od obrábění typickým nástrojem.

Po provedení výpočtu statického i dynamického ekvivalentního zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení na rozpracovaném návrhu stroje se ukázalo, že nelze jednoznačně určit staticky nejvíce zatížený vozík pracovního stolu stroje. Žádný z vozíků totiž není zároveň zatěžován nejvyšším statickým ekvivalentním krouticím momentem a nejvyšší statickou ekvivalentní silou v porovnání s ostatními vozíky lineárního vedení stolu. Z tohoto důvodu byl pro statický výpočet vozíků lineárního vedení použit maximální statický ekvivalentní krouticí moment a maximální statická ekvivalentní síla, působící na vozíky lineárního vedení. Výpočet životnosti nejvíce dynamicky namáhaného vozíku lineárního vedení pracovního stolu vychází z maximální ekvivalentní dynamické síly, působící na vozík lineárního vedení. Jelikož je stroj primárně určen pro obrábění polotovarů s maximální standardní hmotností 100 kg a výjimečně i s maximální hmotností 1000 kg, bylo nutné provést výpočet životnosti lineárního vedení pro obě maximální hodnoty zatížení pracovního stolu.

Výpočet maximálního statického i dynamického ekvivalentního zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení pracovního stolu stroje byl proveden pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2013. Hodnoty potřebných vstupních parametrů použitých při výpočtu jsou uvedeny v tabulce 16.

Tab. 16 Parametry použité při výpočtu zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení stolu

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální zrychlení posuvu pracovního stolu	5	[m·s ⁻²]
Maximální síla od frézování	1 070	[N]
Maximální síla od vrtání	1 697	[N]
Maximální krouticí moment od obrábění	5,4	[N·m]

**VÝPOČET A VOLBA LINEÁRNÍHO VEDENÍ NA ROZPRACOVANÉM NÁVRHU STROJE**

Z výsledků výpočtů zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení na rozpracovaném návrhu stroje je pro volbu vhodného typu lineárního vedení důležitá pouze maximální ekvivalentní síla a maximální ekvivalentní krouticí moment, působící na vozíky lineárního vedení pracovního stolu stroje. Jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 17.

Tab. 17 Maximální statické zatížení vozíků lineárního vedení stolu na rozpracovaném návrhu stroje

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální statická ekvivalentní síla	5 035	[N]
Maximální statický ekvivalentní moment	47 310	[N·mm]

Výpočet potřebné statické únosnosti a statického momentu byl proveden dle pokynů výrobce lineárního vedení pomocí následujících vzorců [50]:

Tab. 18 Statický bezpečnostní faktor zatížení lineárního vedení [50]

Zatížení	f
Normální zatížení	1,25 - 3,00
Zatížení s rázy a vibracemi	3,00 - 5,00

Z tabulky 18 byl pro výpočet potřebné statické únosnosti a statického momentu zvolen statický bezpečnostní koeficient o hodnotě 4.

Výpočet potřebné statické únosnosti a statického momentu lineárního vedení:

$$C_{0p} = P_s \cdot f = 5035 \cdot 4 = \underline{\underline{20140N}} \quad M_{0p} = M_s \cdot f = 47,31 \cdot 4 = \underline{\underline{189,24N \cdot m}} \quad (5.24)$$

kde:

f	[-]	je statický bezpečnostní koeficient
C_{0p}	[N]	- potřebná statická únosnost
P_s	[N]	- statické ekvivalentní zatížení
M_{0p}	[N·m]	- potřebný statický moment
M_s	[N·m]	- statický ekvivalentní moment

S využitím vypočtených hodnot potřebné statické únosnosti a statického momentu bylo vybráno vedení společnosti HIWIN QHH20CA.

Tab. 19 Dovolené zatížení vozíků lineárního vedení HIWIN QHH20CA [50]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Dynamická únosnost	23 080	[N]
Statická únosnost	25 630	[N]
Statický moment	190	[N·m]

KONTROLA A VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LINEÁRNÍHO VEDENÍ NA DOKONČENÉM NÁVRHU STROJE

Po dokončení návrhu stroje byla provedena kontrola použitého typu lineárního vedení a výpočet jeho životnosti. Pro ověření správnosti volby typu lineárního vedení a výpočet jeho životnosti je důležitá pouze maximální ekvivalentní síla, maximální ekvivalentní krouticí moment a maximální dynamická ekvivalentní síla, působící na vozíky lineárního vedení pracovního stolu stroje. Jelikož jsou ostatní výsledky výpočtů zatížení lineárního vedení pro ověření správnosti volby lineárního vedení a výpočet jeho životnosti nepodstatné, jsou uvedeny pouze v příloze práce.

Tab. 20 Maximální zatížení vozíků lineárního vedení stolu na dokončeném návrhu stroje

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální statická ekvivalentní síla	4 914	[N]
Maximální statický ekvivalentní moment	31 250	[N·mm]
Maximální dynamická ekvivalentní síla (100 kg)	2 979	[N]
Maximální dynamická ekvivalentní síla (1000 kg)	6 324	[N]

Kontrola statické únosnosti a statického momentu lineárního vedení:

$$C_{0p} = P_s \cdot f = 4914 \cdot 4 = \underline{19656N} \quad M_0 = M_s \cdot f = 31,25 \cdot 4 = \underline{125N \cdot m}$$

$$C_{0p} \leq C_0 \quad M_{0p} \leq M_0 \quad (5.25)$$

$$19656 \leq 25630 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$$125 \leq 190 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

C_0 [N] je statická únosnost

M_0 [N·m] - statický moment

Výpočet nominální životnosti lineárního vedení byl proveden dle pokynů výrobce lineárního vedení pomocí následujících vzorců [50]:

Nominální životnost lineárního vedení při zatížení stolu 1000 kg:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P_D} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{23080}{6324} \right)^3 \cdot 50000 = \underline{2430534,75m} \quad (5.26)$$

kde:

L [m] je nominální životnost

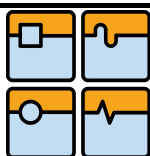
C_{dyn} [N] - dynamická únosnost

P_D [N] - dynamické ekvivalentní zatížení

Nominální životnost lineárního vedení při zatížení stolu 100 kg:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P_D} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{23080}{2979} \right)^3 \cdot 50000 = \underline{23252299,5m} \quad (5.27)$$

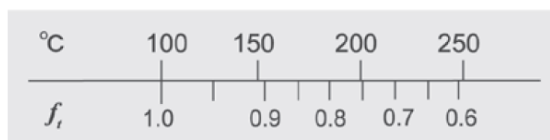
Pro výpočet životnosti lineárního vedení, pracujícího v určitém prostředí, je nezbytné do výpočtu zahrnout právě faktory okolního prostředí, které se volí dle obrázků 25, 26 a tabulky 21. [50]



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 25 Faktor tvrdosti lineárního vedení [50]



Obr. 26 Faktor teploty okolního prostředí [50]

Tab. 21 Faktor zatížení lineárního vedení [50]

Typ zatížení	Pojezdová rychlost	f _w
žádné rázy a vibrace	V < 15 m/min	1,0-1,2
malé rázy	15 m/min < V < 60 m/min	1,2-1,5
normální zatížení	60 m/min < V < 120 m/min	1,5-2,0
s rázy a vibracemi	V > 120 m/min	2,0-3,5

Tab. 22 Faktory okolního prostředí lineárního vedení pracovního stolu [50]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Faktor tvrdosti vedení	1	[-]
Faktor provozní teploty	1	[-]
Faktor zatížení	1,5	[-]

Nominální životnost lineárního vedení, zahrnující faktory okolního prostředí při zatížení stolu 1000 kg:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P_D} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 23080}{1,5 \cdot 6324} \right)^3 \cdot 50000 = \underline{\underline{720158,44m}} \quad (5.28)$$

kde:

f_H	[-]	je faktor tvrdosti vedení
f_T	[-]	- faktor provozní teploty
f_w	[-]	- faktor zatížení

Nominální životnost lineárního vedení, zahrnující faktory okolního prostředí při zatížení stolu 100 kg:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P_D} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 23080}{1,5 \cdot 2979} \right)^3 \cdot 50000 = \underline{\underline{6889570,22m}} \quad (5.29)$$

Jelikož nelze předem předpovědět průběh využívání jednotlivých os stroje, a není tedy možné předem přesně vypočítat jejich průměrnou posuvovou rychlost, byla pro výpočet životnosti lineárního vedení pracovního stolu použita střední hodnota rychlosti pracovního posuvu osy X ($10 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$). Reálná průměrná rychlost posuvu se v různých provozech může lišit, a z tohoto důvodu byly pro obě maximální hodnoty zatížení pracovního stolu vypracovány křivky znázorňující závislost životnosti lineárního vedení na průměrné rychlosti

pracovního posuvu, které jsou uvedeny v příloze práce. Vypočet životnosti lineárního vedení v hodinách byl proveden dle katalogu výrobce. [50]

Životnosti lineárního vedení v hodinách při zatížení stolu 1000 kg:

$$L_h = \frac{L}{v \cdot 60} = \left(\frac{C_{dyn}}{P_D} \right)^3 \cdot \frac{50000}{10 \cdot 60} = \left(\frac{23080}{6324} \right)^3 \cdot \frac{50000}{10 \cdot 60} = \underline{\underline{4050,89h}} \quad (5.30)$$

kde:

L_h [h] je životnost v hodinách

v [m·min⁻¹] - rychlost posuvu osy

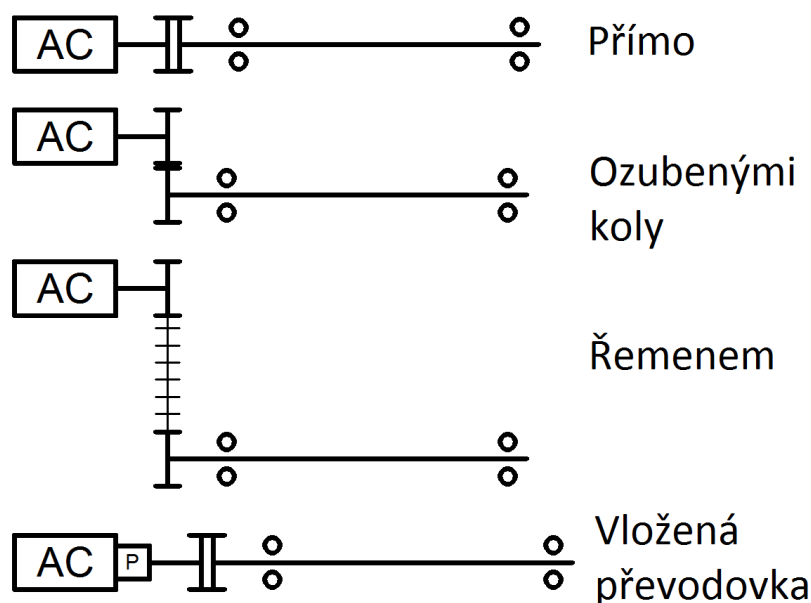
Životnosti lineárního vedení v hodinách při zatížení stolu 100 kg:

$$L_h = \frac{L}{v \cdot 60} = \left(\frac{C_{dyn}}{P_D} \right)^3 \cdot \frac{50000}{10 \cdot 60} = \left(\frac{23080}{2979} \right)^3 \cdot \frac{50000}{10 \cdot 60} = \underline{\underline{38753,83h}} \quad (5.31)$$

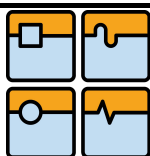
5.6.2 POHON

Pohony jednotlivých os musí být navrženy tak, aby stroj splňoval požadované technické parametry. Mezi základní parametry stroje patří posuvová rychlost, potřebné zrychlení a také velikost sil, kterých musí být dosaženo v jednotlivých osách stroje.

Pro pohon lineárních os stroje byl vybrán jako nejvhodnější pohon s kuličkovým šroubem a předepnutou maticí. Možností uspořádání pohonu s kuličkovým šroubem a maticí je více. Liší se zejména možným uspořádáním s poháněnou maticí nebo šroubem a také způsobem přenosu krouticího momentu servomotoru na kuličkový šroub (viz obrázek 27), který lze uskutečnit pomocí převodu ozubeným řemenem, ozubenými koly, vloženou převodovkou a také bez použití převodu, tedy přímým náhonem.



Obr. 27 Způsoby přenosu krouticího momentu servomotoru na kuličkový šroub [38]



Při výpočtu pohonu pracovního stolu navrhovaného stroje bylo otestováno více možných způsobů přenosu krouticího momentu servomotoru na kuličkový šroub, kdy hlavním kritériem výběru uspořádání pohonu byla jeho jednoduchost spolu s nízkou spotřebou elektrické energie.

Jako nejvhodnější řešení pro pohon pracovního stolu stroje se ukázalo použít kuličkový šroub o průměru 32 mm se stoupáním 20 mm od společnosti HIWIN a servomotor s brzdou a planetovou převodovkou od společnosti Siemens. Díky využití planetové převodovky s převodovým poměrem 1:5 bylo možné pro pohon osy stroje použít servomotor s nižším výkonem a dosáhnout tak významného snížení spotřeby elektrické energie. Použití této sestavy pohonu s sebou ale neslo omezení v podobě snížení maximální hodnoty akcelerace pohonu pracovního stolu na $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ při jeho zatížení obrobkem s vyšší hmotností než 700 kg, oproti původní hodnotě akcelerace pohonu $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Jelikož ale není stroj primárně určen pro obrábění obrobků o takto vysokých hmotnostech, je pro běžného uživatele toto omezení spíše výhodou v podobě ekonomičtějšího provozu a také nižší pořizovací ceně stroje. Toto omezení je uvedeno v manuálu společně s křivkou znázorňující snížení životnosti lineárního vedení stolu při obrábění takto těžkých obrobků. Pokud by ovšem zákazník na navrhovaném stroji plánoval primárně obrábět takto těžké obrobky, je možné stroj opatřit jiným typem lineárního vedení a tím prodloužit jeho životnost. Taktéž lze stroj vybavit výkonnějším servomotorem, nebo je nutné přijmout omezení v podobě snížení akcelerace pracovního stolu stroje zatíženého obrobkem dosahujícím hmotnosti vyšší než 700 kg. Kompletní výpočet pohonu stroje je uveden v následujících kapitolách.

VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Výpočet kuličkového šroubu pracovního stolu stroje byl proveden dle katalogu výrobce [52] pro výjimečné maximální zatížení pracovního stolu stroje obrobkem o hmotnosti 1000 kg. Z toho vyplývá skutečnost, že vybraný kuličkový šroub bude vyhovovat i pro standardní maximální zatížení pracovního stolu stroje obrobkem o hmotnosti 100 kg. Toto je také ověřeno kontrolním výpočtem, který není uveden v práci kvůli zbytečnému zvětšení rozsahu práce.

Tab. 23 Parametry potřebné pro výpočet kuličkového šroubu pracovního stolu [52]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální rychlost pracovního posuvu osy	20	$[\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$
Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	32	$[\text{mm}]$
Průměr hřídele šroubu	27,8	$[\text{mm}]$
Stoupání závitu kuličkového šroubu	20	$[\text{mm}]$
Nepodepřená délka kuličkového šroubu	1 638	$[\text{mm}]$
Koeficient uložení kuličkového šroubu	1,88	$[-]$
Koeficient závislosti na uložení kuličkového šroubu	2,05	$[-]$
Otáčkový faktor kuličkového šroubu	90 000	$[\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}]$
Dynamická únosnost matice kuličkového šroubu	20 300	$[\text{N}]$
Maximální statická axiální síla působící na kuličkový šroub	1 070	$[\text{N}]$
Maximální dynamická axiální síla působící na kuličkový šroub	6 605	$[\text{N}]$

Přepočet maximální rychlosti pracovního posuvu osy na potřebné otáčky kuličkového šroubu:

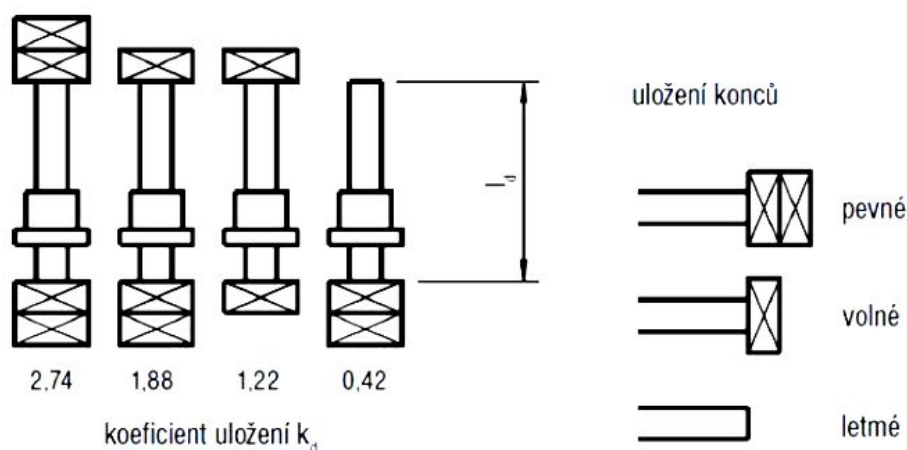
$$n = \frac{v}{s} = \frac{20}{0,02} = \underline{\underline{1000 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.32)$$

kde:

n [min⁻¹] je počet otáček za minutu
 s [m] - stoupání závitu kuličkového šroubu

Kuličkové šrouby nesmějí dosahovat při práci kritických otáček, proto je nutné provést jejich kontrolu a zjistit tak maximální přípustné pracovní otáčky kuličkového šroubu. Maximální přípustné otáčky kuličkového šroubu závisí nejen na průměru hřídele kuličkového šroubu a na délce jeho nepodepřené části, ale také na způsobu jeho uložení. Jelikož je z parametrů navrhovaného stroje do jisté míry možné předpokládat vysoké zatěžování kuličkových šroubů stroje, a to zejména v osách X a Y, a tím pádem i jejich vyšší zahřívání vysokými rychlostmi posuvu, je nutné kuličkový šroub buď chladit, nebo jej radioaxiálně uchytit pouze na jednom konci, což umožní volné rozpínání šroubu. Toto řešení je výrazně konstrukčně jednodušší a také levnější v porovnání se systémem chlazení kuličkového šroubu.

Dle katalogu výrobce [52] byl vybrán příslušný koeficient uložení kuličkového šroubu (viz obr. 28), potřebný pro výpočet kritických otáček kuličkového šroubu.



Obr. 28 Koeficient uložení kuličkového šroubu k_d [52]

Kritické otáčky kuličkového šroubu:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_k^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{27,8}{1638^2} \cdot 10^8 = \underline{\underline{1947,94 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.33)$$

kde:

n_k [min⁻¹] jsou kritické otáčky kuličkového šroubu
 k_d [-] - koeficient uložení kuličkového šroubu
 d_k [mm] - průměr hřídele kuličkového šroubu
 l_k [mm] - nepodepřená délka kuličkového šroubu

Maximální dovolené otáčky kuličkového šroubu:

$$n_{\max} = 0,8 \cdot n_k = 0,8 \cdot 1947,94 = \underline{\underline{1558,35 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.34)$$

kde:

$n_{\max}$ [min⁻¹] jsou maximální dovolené otáčky kuličkového šroubu

Kontrola maximálních dovolených otáček:

$$n_{\max} \geq n$$

$$1558,35 \geq 1000 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (5.35)$$

Z porovnání maximálních potřebných otáček a maximálních dovolených otáček kuličkového šroubu je zřejmé, že šroub z pohledu kritických otáček vyhovuje.

Otáčkový faktor vyjadřuje schopnost kuliček obíhat ve vratných kanálech matice kuličkového šroubu. Na jeho velikost má vliv především tvar a konstrukce vratných kanálů matice kuličkového šroubu. Pro jednotlivé typy matic kuličkových šroubů udává výrobce konkrétní hodnoty otáčkového faktoru, které musí být vyšší než vypočtená hodnota v následujícím vzorci. Výpočet je proveden dle katalogu výrobce HIWIN. [52]

Otáčkový faktor:

$$Dn = d_j \cdot n = 32 \cdot 1000 = \underline{\underline{32000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}}} \quad (5.36)$$

kde:

Dn [mm·min⁻¹] je otáčkový faktor

d_j [mm] - jmenovitý průměr hřídele kuličkového šroubu

Kontrola otáčkového faktoru:

$$Dn_{\text{dov}} \geq Dn$$

$$90000 \geq 32000 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (5.37)$$

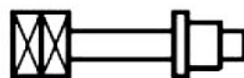
kde:

Dn_{dov} [mm·min⁻¹] je dovolený otáčkový faktor

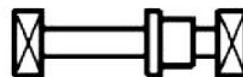
Výpočet maximální teoreticky dovolené axiální síly je důležitý zejména kvůli vzpěrné tuhosti kuličkového šroubu. Vlastní výpočet tedy udává kritickou axiální sílu, při níž dojde k deformaci kuličkového šroubu. Z této síly se následně vypočítá maximální provozní axiální síla, která je rovna poloviční hodnotě maximální kritické axiální síly. Pro výpočet je nutné určit z obrázku 29 potřebný koeficient v závislosti na uložení kuličkového šroubu dle katalogu výrobce. [52]

koeficient závislosti na uložení k_k uložení konců

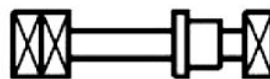
0,26



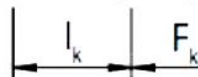
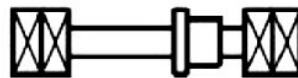
1,03



2,05



4,06



Obr. 29 Koeficient závislosti na uložení kuličkového šroubu k_k [52]

Maximální teoreticky dovolená axiální síla působící na kuličkový šroub:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{27,8^4}{1638^2} \cdot 10^5 = \underline{\underline{45635,76N}} \quad (5.38)$$

kde:

k_k [-] je Koeficient závislosti na uložení kuličkového šroubu

Maximální dovolená provozní axiální síla působící na kuličkový šroub:

$$F_{k_{\max}} = 0,5 \cdot F_k = 0,5 \cdot 45635,76 = \underline{\underline{22817,88N}} \quad (5.39)$$

Kontrola maximální statické provozní síly působící na šroub:

$$F_{k_{\max}} \geq F_{A_{\max}} \quad (5.40)$$

$$22817,88 \geq 1070 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$F_{A_{\max}}$ [N] je maximální statická axiální síla působící na kuličkový šroub

Kontrola maximální dynamické provozní síly působící na šroub:

$$F_{k_{\max}} \geq F_D \quad (5.41)$$

$$22817,88 \geq 6605 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde:

$F_{D_{\max}}$ [N] je maximální dynamická axiální síla působící na kuličkový šroub

VÝPOČET ŽIVOTNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Vypočet životnosti kuličkového šroubu závisí na frekvenci jeho zatěžování, plynulosti chodu a na mnoha dalších faktorech provozu. Z těchto důvodů není možné zcela přesně vypočítat životnost kuličkového šroubu bez předem daného provozního cyklu, vycházejícího například z technologického postupu při sériové výrobě. Pro přesný výpočet životnosti kuličkového šroubu při již známých parametrech výrobního procesu je možné použít vzorce 5.42 až 5.44 uvedené v katalogu výrobce [52]. Jelikož není známa charakteristika pohybu jednotlivých os stroje při budoucím výrobním procesu, jsou vzorce pouze uvedeny bez dalších výpočtů. Tyto vzorce mohou sloužit právě potenciálnímu zákazníkovi, který si s jejich využitím může vytvořit představu o životnosti kuličkového šroubu při daném provozním cyklu stroje. [52]

Z důvodu neznalosti budoucího výrobního procesu vykonávaného navrhovaným strojem byla pro výpočet životnosti kuličkového šroubu a matice použita střední hodnota pracovních otáček kuličkového šroubu a maximální síla od technologie obrábění typickým nástrojem, obdobně jako při výpočtu lineárního vedení. Taktéž byly vytvořeny křivky znázorňující závislost životnosti kuličkového šroubu a matice na středních otáčkách kuličkového šroubu a také na středním zatížení kuličkového šroubu. Křivky životnosti jsou součástí přílohy práce.

Vypočet středních otáček kuličkového šroubu:

$$n_m = \sum_{i=1}^x n_i \cdot \frac{t_i}{100} = \underline{\underline{\min^{-1}}} \quad (5.42)$$

kde:

t_i [%] je doba provozu kuličkového šroubu v procentech při otáčkách n_i

x [-] - počet proměnných cyklů

Výpočet středního zatížení kuličkového šroubu, pokud dojde během cyklu k jeho změně:

a) Při konstantních otáčkách a proměnném zatížení:

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{t_i}{100}} \quad (5.43)$$

kde:

F_m [N] je střední zatížení

b) Při proměnlivých otáčkách a proměnlivém zatížení:

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_m \cdot 100}} \quad (5.44)$$

Vypočet životnosti kuličkového šroubu v otáčkách:

$$L_o = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{20300}{1070} \right)^3 \cdot 10^6 = \underline{\underline{6828680299,39ot}} \quad (5.45)$$

kde:

L_o [ot] je životnost kuličkového šroubu v otáčkách

Vypočet životnosti kuličkového šroubu v hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{20300}{1070} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{500 \cdot 60} = \underline{\underline{227622,68h}} \quad (5.46)$$

VÝPOČET SERVOMOTORU

Parametry potřebné pro výpočet servomotoru pohonu pracovního stolu navrhovaného stroje jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab. 24 Parametry potřebné pro výpočet servomotoru pohonu pracovního stolu [52] [38] [53] [54]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální rychlost pracovního posuvu osy	20	[m·min ⁻¹]
Hmotnost přesouvaných hmot	1 621	[kg]
Tíhové zrychlení	9,82	[m·s ⁻²]
Maximální zrychlení osy při zatížení 100 kg / 1000 kg	5 / 4	[m·s ⁻²]
Úhel sklonu vedení	0	[°]
Stoupání závitu kuličkového šroubu	20	[mm]
Součinitel tření ve vodících plochách	0,005	[-]
Průměr hřídele pro ložisko	20	[mm]
Ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu	0,003	[-]
Účinnost kuličkového šroubu	0,92	[-]
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	0,003	[-]
Střední průměr KŠM	29,9	[mm]
Převodový poměr planetové převodovky	5	[-]
Účinnost planetové převodovky	0,97	[-]
Moment setrvačnosti kotvy rotoru servomotoru	510	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti brzdy servomotoru	30	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti pružné spojky	100	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu	1 352,423	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti planetové převodovky	177	[kg·mm ²]

STATICKÉ HLEDISKO

Účelem výpočtu statického hlediska pohonu pracovního stolu stroje je zjistit jmenovitý krouticí moment servomotoru, potřebný pro ustálený pohyb osy stroje při jejím maximálním možném zatížení. Tento výpočet vychází z literatury *Konstrukce CNC obráběcích strojů III* [38] a je částečně upraven a přizpůsoben konkrétní sestavě pohonu při zachování jeho původního charakteru.

Moment zátěže od tíhové složky:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_p} = \frac{1621 \cdot 9,82 \cdot \sin 0^\circ \cdot 0,02}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,97} = \underline{\underline{0N \cdot m}} \quad (5.47)$$

kde:

M_G [N·m] je moment tíhové složky
 i_p [-] - převodový poměr planetové převodovky
 η_p [-] - účinnost planetové převodovky

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_p} = \frac{1621 \cdot 9,82 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,02}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,97} = \underline{\underline{0,05224N \cdot m}} \quad (5.48)$$

kde:

M_{GT} [N·m] je moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot
 f_1 [-] - součinitel tření lineárního vedení

Moment zátěže od třecích sil v ložisku:

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{0,5 \cdot (1070 + 1621 \cdot 9,82 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,005) \cdot 0,02 \cdot 0,003}{5 \cdot 0,97} = \underline{\underline{0,00711N \cdot m}} \quad (5.49)$$

kde:

M_L [N·m] je moment zátěže od třecích sil v ložisku
 d_L [m] - průměr hřídele pro ložisko
 f_3 [-] - ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu

Síla předepnutí matice kuličkového šroubu:

$$F_{P_M} = 0,35 \cdot F_A = 0,35 \cdot 1070 = \underline{\underline{374,5N}} \quad (5.50)$$

kde:

F_{P_M} [N] je síla předepnutí matice kuličkového šroubu

Moment zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu:

$$M_{KSM} = \frac{F_{P_M} \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_p} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{374,5 \cdot 0,02}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,97} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot (1070 + 1621 \cdot 9,82 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,005) \cdot 0,0299 \cdot 0,003}{5 \cdot 0,97} = \underline{\underline{0,04838N \cdot m}} \quad (5.51)$$

kde:

M_{KSM} [N·m] je moment zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu
 η_s [-] - účinnost kuličkového šroubu
 d_s [m] - střední průměr KŠM
 f_2 [-] - ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu

Celkový statický moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru:

$$M_{zsrhm} = M_G + M_{GT} + M_L + M_{KSM} = 0 + 0,05224 + 0,00711 + 0,04838 = \underline{\underline{0,10773 N \cdot m}} \quad (5.52)$$

kde:

M_{zsrhm} [N·m] je celkový statický moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru

Potřebný krouticí moment servomotoru ze statického hlediska:

$$M_{ms} = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_p} + M_{zsrhm} = \frac{1070 \cdot 0,02}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,97} + 0,10773 = \underline{\underline{0,81 N \cdot m}} \quad (5.53)$$

kde:

M_{ms} [N·m] je potřebný krouticí moment servomotoru ze statického hlediska

KINEMATICKÉ HLEDISKO

Rozbor kinematického hlediska pohonu osy stroje je nezbytný pro výpočet potřebného úhlového zrychlení servomotoru, které je důležité pro výpočet dynamického hlediska pohonu osy stroje. Také je vhodné v rámci kinematického hlediska spočítat vzdálenost potřebnou pro dosažení maximální rychlosti pracovního pohybu osy stroje, z čehož je možné si vytvořit představu o využitelnosti a dynamice navrhovaného stroje.

Obvykle se nejprve určí požadovaný čas pro dosažení maximální rychlosti pracovního pohybu osy stroje, z něhož se vypočítá potřebné zrychlení konkrétní osy. Jelikož je stroj navrhován s potřebnou dynamikou a vychází se z požadovaného maximálního zrychlení o hodnotě $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, je výsledkem výpočtu čas potřebný k rozběhnutí osy z klidu na maximální rychlost pracovního pohybu. Následující výpočty vycházejí z literatury *Konstrukce CNC obráběcích strojů III* [38].

Čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$:

$$t_{r_5} = \frac{v}{a_x} = \frac{20}{5} = \underline{\underline{0,066s}} \quad (5.54)$$

kde:

t_{r_5} [s] je čas rozběhu při zrychlení o velikosti $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$:

$$t_{r_4} = \frac{v}{a_x} = \frac{20}{4} = \underline{\underline{0,0833s}} \quad (5.55)$$

kde:

t_{r_4} [s] je čas rozběhu při zrychlení o velikosti $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Při porovnání obvyklé hodnoty času potřebného pro rozběh osy stroje na maximální rychlost pracovního pohybu ($0,1 \text{ s}$) s výsledky předcházejících výpočtů lze usoudit, že je stroj z dynamického hlediska dobře navržen.

Dráha potřebná pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$:

$$s_{r_5} = \frac{1}{2} \cdot a_x \cdot t_r^2 = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 0,066^2 = \underline{\underline{0,0109\text{m}}} \quad (5.56)$$

kde:

s_{r_5} [m] je dráha potřebná pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

Dráha potřebná pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$:

$$s_{r_4} = \frac{1}{2} \cdot a_x \cdot t_r^2 = \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0,0833^2 = \underline{\underline{0,0139\text{m}}} \quad (5.57)$$

kde:

s_{r_4} [m] je dráha potřebná pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{a_x \cdot 2 \cdot \pi}{s} = \frac{4 \cdot 2 \cdot \pi}{0,02} = \underline{\underline{1256,64\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}}} \quad (5.58)$$

kde:

ε_s [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$] je úhlové zrychlení kuličkového šroubu

Úhlové zrychlení servomotoru:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i_p = 1413,72 \cdot 5 = \underline{\underline{6283,2\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}}} \quad (5.59)$$

kde:

ε_m [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$] je úhlové zrychlení servomotoru

DYNAMICKÉ HLEDISKO

Dynamické hledisko pohonu osy stroje závisí především na setrvačnosti jednotlivých částí osy stroje a také obrobku. Výpočet dynamického hlediska pohonu redukuje setrvačné síly, případně momenty setrvačnosti jak obrobku, tak i jednotlivých součástí osy stroje na kuličkový šroub a následně i na hřídel servomotoru. Tento celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel servomotoru spolu s potřebným úhlovým zrychlením servomotoru a celkovým dynamickým momentem zátěže, redukovaným na hřídel servomotoru soustavy pohonu, tvoří základ pro výpočet potřebného momentu servomotoru z dynamického hlediska. Před zvolením vhodného servomotoru je také nutné zkontrolovat poměr setrvačného momentu kotvy vybraného servomotoru a setrvačného momentu redukovaného na hřídel servomotoru, jenž by měl u kvalitně navržených pohonů nabývat hodnot 1,5 až 3. [38]

Následující výpočty vycházejí z literatury *Konstrukce CNC obráběcích strojů III* [38] (pokud není uvedeno jinak) a jsou upraveny pro konkrétní pohon.

Moment zátěže od tíhové složky:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_p} = \frac{1621 \cdot 9,82 \cdot \sin 0^\circ \cdot 0,02}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,97} = \underline{\underline{0\text{N} \cdot \text{m}}} \quad (5.60)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_p} = \frac{1621 \cdot 9,82 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,02}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,97} = \underline{\underline{0,05224 N \cdot m}} \quad (5.61)$$

Moment zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu:

$$\begin{aligned} M_{KSM} &= \frac{F_{PM} \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_p} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2}{i_p \cdot \eta_p} = \\ &= \frac{374,5 \cdot 0,02}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,97} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 1621 \cdot 9,82 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,005 \cdot 0,0299 \cdot 0,003}{5 \cdot 0,97} = \\ M_{KSM} &= \underline{\underline{0,03849 N \cdot m}} \end{aligned} \quad (5.62)$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru:

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{GT} + M_{KSM} = 0 + 0,05224 + 0,03849 = \underline{\underline{0,09073 N \cdot m}} \quad (5.63)$$

kde:

M_{zdrhm} [N·m] je celkový dynamický moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot:

$$J_m = m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 1621 \cdot \left(\frac{0,02}{2 \cdot \pi} \right)^2 = \underline{\underline{0,016424 kg \cdot m^2}} \quad (5.64)$$

kde:

J_m [kg·m²] je redukováný moment setrvačnosti posuvných hmot

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel servomotoru:

$$\begin{aligned} J_{rhm} &= J_{mot} + J_{br} + J_p + \frac{J_{sp}}{i_p^2} + \frac{J_s}{i_p^2} + \frac{J_m}{i_p^2} = 0,00051 + 0,00003 + 0,000177 + \\ &+ \frac{0,0001}{5^2} + \frac{0,001352423}{5^2} + \frac{0,016424}{5^2} = \underline{\underline{0,001432 kg \cdot m^2}} \end{aligned} \quad (5.65)$$

kde:

J_{rhm} [kg·m²] je celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel servomotoru

J_{mot} [kg·m²] - moment setrvačnosti kotvy rotoru servomotoru

J_{br} [kg·m²] - moment setrvačnosti brzdy servomotoru

J_p [kg·m²] - moment setrvačnosti planetové převodovky

J_{sp} [kg·m²] - moment setrvačnosti pružné spojky

J_s [kg·m²] - moment setrvačnosti kuličkového šroubu

Potřebný krouticí moment servomotoru z dynamického hlediska:

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 0,001432 \cdot 6283,2 + 0,09073 = \underline{\underline{9,09 N \cdot m}} \quad (5.66)$$

kde:

M_{md} [N·m] je potřebný krouticí moment servomotoru z dynamického hlediska

Dynamický poměr momentu setrvačnosti:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{0,001432}{0,00051} = \underline{\underline{2,81}} \quad \begin{array}{l} 1,5 \leq \Delta_{dyn} \leq 3 \\ 1,5 \leq 2,81 \leq 3 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{array} \quad (5.67)$$

kde:

Δ_{dyn} [-] je dynamický poměr momentu setrvačnosti

Dynamický poměr momentu setrvačnosti dle [53]:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{0,000922}{0,00051} = \underline{\underline{1,81}} \quad \begin{array}{l} 1,5 \leq \Delta_{dyn} \leq 3 \\ 1,5 \leq 1,81 \leq 3 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{array} \quad (5.68)$$

Dynamické poměry momentů setrvačnosti se výrazně liší v závislosti na použitém výpočtu, avšak v obou dvou případech zvolený servomotor vyhovuje. Rozdílnost výsledků je způsobena odlišností výpočtů, kdy výpočet dle [38] zahrnuje do celkového momentu setrvačnosti redukováného na hřídel servomotoru i moment setrvačnosti kotvy servomotoru, na rozdíl od výpočtu doporučeného výrobcem zvoleného servomotoru, tedy společností Siemens, který do celkového momentu setrvačnosti redukováného na hřídel servomotoru moment setrvačnosti kotvy servomotoru nezahrnuje. Zvolený servomotor vyhovuje jak ze statického, tak i z dynamického hlediska a také byl schválen technickou podporou společnosti Siemens.

Pro pohon pracovního stolu navrhovaného stroje je použit servomotor od společnosti Siemens s planetovou převodovkou a brzdou, s kódovým označením 1FK7042-3BK71-1QH0, a také pružná spojka od firmy T.E.A. TECHNIK s.r.o. s kódovým označením GE-T 28-38 _AL. Podrobnější informace k těmto komponentům jsou uvedeny v příloze práce. [53] [54]

ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Společnost HIWIN také nabízí ke kuličkovým šroubům potřebné příslušenství pro kompletaci pohybové soustavy osy stroje například v podobě ložiskových i maticových domečků. Zvolený kuličkový šroub je na jednom konci uložen radioaxiálně, zatímco na druhém konci pouze radiálně v ložiskových domečcích s kódovým označením SFA-20 a SLA-20, osazených příslušnými ložisky s kódovým označením ZKLF2068.2RSPE a 6204.2RS. Konce kuličkového šroubu jsou opracovány v souladu se způsobem jejich uložení (S2-20 a S5-20) a také je nutné, aby byl kuličkový šroub zajištěn na radioaxiálně uloženém konci maticí s kódovým označením HIR 20. Matice kuličkového šroubu je uchycena v příslušném domečku s kódovým označením GFD-32. [52]

ŽIVOTNOST RADIOAXIÁLNÍHO LOŽISKA KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Životnost radioaxiálního ložiska kuličkového šroubu pracovního stolu je vypočtena dle [55].

Tab. 25 Parametry pro výpočet životnosti radioaxiálního ložiska kuličkového šroubu stolu [52]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Dynamická únosnost radioaxiálního ložiska	26 000	[N]
Střední otáčky kuličkového šroubu	500	[min ⁻¹]
Statická axiální síla působící na kuličkový šroub	1 070	[N]
Počet radioaxiálních ložisek kuličkového šroubu	1	[-]

Zatížení radioaxiálního ložiska kuličkového šroubu:

$$P = \frac{F_A}{i} = \frac{1070}{1} = \underline{\underline{1070N}} \quad (5.69)$$

kde:

P [N] je zatížení ložiska
 i [-] - počet ložisek

Životnost radioaxiálního ložiska kuličkového šroubu v hodinách:

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 = \frac{16666}{500} \cdot \left(\frac{26000}{1070} \right)^3 = \underline{\underline{478222,59h}} \quad (5.70)$$

ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY

Jak je možné vidět na obrázku 21, pro odměřování polohy se používají dva způsoby: přímé a nepřímé. Pro odměřování polohy jednotlivých os navrhovaného stroje je i přes vyšší pořizovací cenu a konstrukčně náročnější uchycení použito přímé odměřování, a to zejména kvůli jeho vyšší přesnosti. Přímé odměřování totiž eliminuje vlivy, které zásadně ovlivňují přesnost nepřímého odměřování.

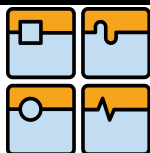
Mezi tyto vlivy patří:

- nepřesnost stoupání kuličkového šroubu,
- zkroucení kuličkového šroubu,
- teplotní dilatace kuličkového šroubu a
- natažení kuličkového šroubu vlivem sil od obrábění.



Obr. 30 Přímé odměřování
MAGIC-IG [50]

Pro pohon pracovního stolu i dalších os navrhovaného stroje byl vybrán systém přímého lineárního odměřování MAGIC-IG s analogovým výstupem, integrovaný přímo do lineárního vedení, čímž je zaručena preciznost vedení odměřovací hlavice a minimální odchylka při jejím pohybu vůči magnetickému pásku lineárního odměřování. Použitím integrovaného odměřovacího systému v lineárním vedení se také lze vyhnout případným konstrukčním komplikacím při umísťování snímací hlavice. Systém byl zvolen taktéž od firmy HIWIN a je dodáván přímo s lineárním vedením. Zvolený systém přímého lineárního odměřování vyhovuje požadované dvoustranné přesnosti nastavení polohy, dvoustranné opakovatelnosti nastavení polohy i rychlostem pohybu jednotlivých os stroje. [50]

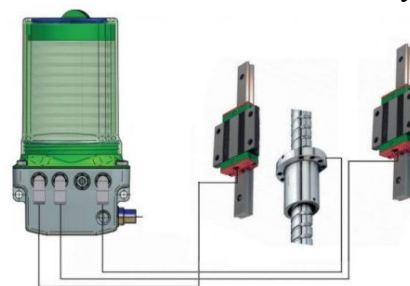


Tab. 26 Technická data přímého lineárního odměřování MAGIC-IG [50]

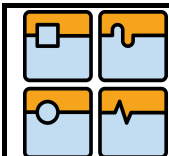
Typ	1 V _{pp} (analog)	TTL (digital)
Elektrické vlastnosti		
Specifikace výstupního signálu	sin/cos, 1 V _{pp}	kvadratický signál dle RS 422
Rozlišení	nekonečně, perioda signálu 1 mm	1 μm
Opakovaná přesnost obousměrná	5 μm	0,01 mm
Absolutní přesnost	viz třída přesnosti magnetického pásku (tab. 3.2, str. 77)	
Referenční signál*	periodický indexový impuls ve vzdálenosti od 1 mm	
Pracovní napětí	5 V ± 5%	5 V ± 5%
Příkon	typ. 35 mA, max. 70 mA	typ. 70 mA, max. 120 mA
Max. rychlost měření	10 m/s	1 m/s
Třída odrušení	3, dle IEC 801	
Mechanické vlastnosti		
Materiál domečku	vysoce jakostní slitina hliníku, těleso senzoru z ušlechtilé oceli	
Rozměry snímací hlavy MAGIC	L x B x H: 51 mm x 27 mm x 18,5 mm	
Rozměry snímací hlavy MAGIC PG	L x B x H: 39 mm x 43 mm x 24,4 mm	
Délka kabelu	1 m / 3 m / 5 m / 10 m	
Min. poloměr ohybu kabelu	40 mm	40 mm
Stupeň ochrany	IP67	IP67
Pracovní teplota	0 °C do +50 °C	
Hmotnost snímací hlavy MAGIC	80 g	80 g
Hmotnost snímací hlavy MAGIC PG	80 g	80 g

MAZÁNÍ LINEÁRNÍCH VEDENÍ A KULIČKOVÝCH ŠROUBU

Prvotní verzi zajištění mazání lineárních vedení a kuličkových šroubů pracovního stolu a dalších os navrhovaného stroje bylo naplnit vozíky lineárních vedení i matice kuličkových šroubů dostatečným množstvím maziva, pokrývajícím celou dobu jejich životnosti. Jelikož tento způsob řešení mazání jednotlivých komponent je nedostatečný, nabízela se další varianta v podobě zásobníků maziva, umístěných přímo na vozících lineárních vedení. Toto řešení se zdálo vyhovující až na pár nedostatků, mezi které patří například těžce předvídatelné zatížení jednotlivých vozíků lineárních vedení během celého provozního cyklu stroje a také by mohlo docházet k nedostatečnému mazání lineárních vedení zejména při jejich nadměrném zatěžování, kdy je vliv mazání nejpodstatnější. Dalším, a mnohem závažnějším důvodem, proč byl zvolen automatický systém mazání lineárního vedení FLEXX PUMP 400DLS, který eliminuje nedostatky předešlých variant je fakt, že výrobce kuličkových šroubů, společnost HIWIN, nenabízí možnost vybavit zásobníkem maziva i matice kuličkových šroubů, z čehož vyplývá nutnost jejich mazání dodatečným systémem. V použitém řešení je systém FLEXX PUMP 400DLS, potřebný k mazání matic kuličkových šroubů, využit i k mazání vozíků lineárních vedení. [50]



Obr. 31 FLEXX PUMP 400DLS [56]



5.6.3 KRYTOVÁNÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ A KULIČKOVÉHO ŠROUBU

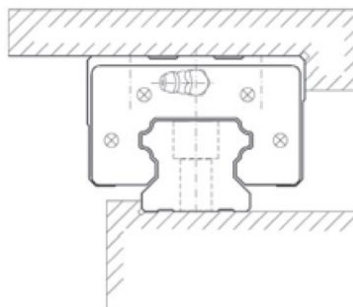
Lineární vedení i kuličkový šroub pohonu pracovního stolu stroje jsou chráněny před vlivem nečistot ocelovými teleskopickými kryty s vestavěným pantografem od společnosti LIN-TECH HENNLICH s.r.o., který přispívá k rovnoměrnému chodu pracovního stolu stroje bez rázů, a také zabezpečuje rovnoměrný roztah nebo sraz všech elementů teleskopického krytu současně. [57]



Obr. 32 Ocelový teleskopický kryt s vestavěným pantografem [58]

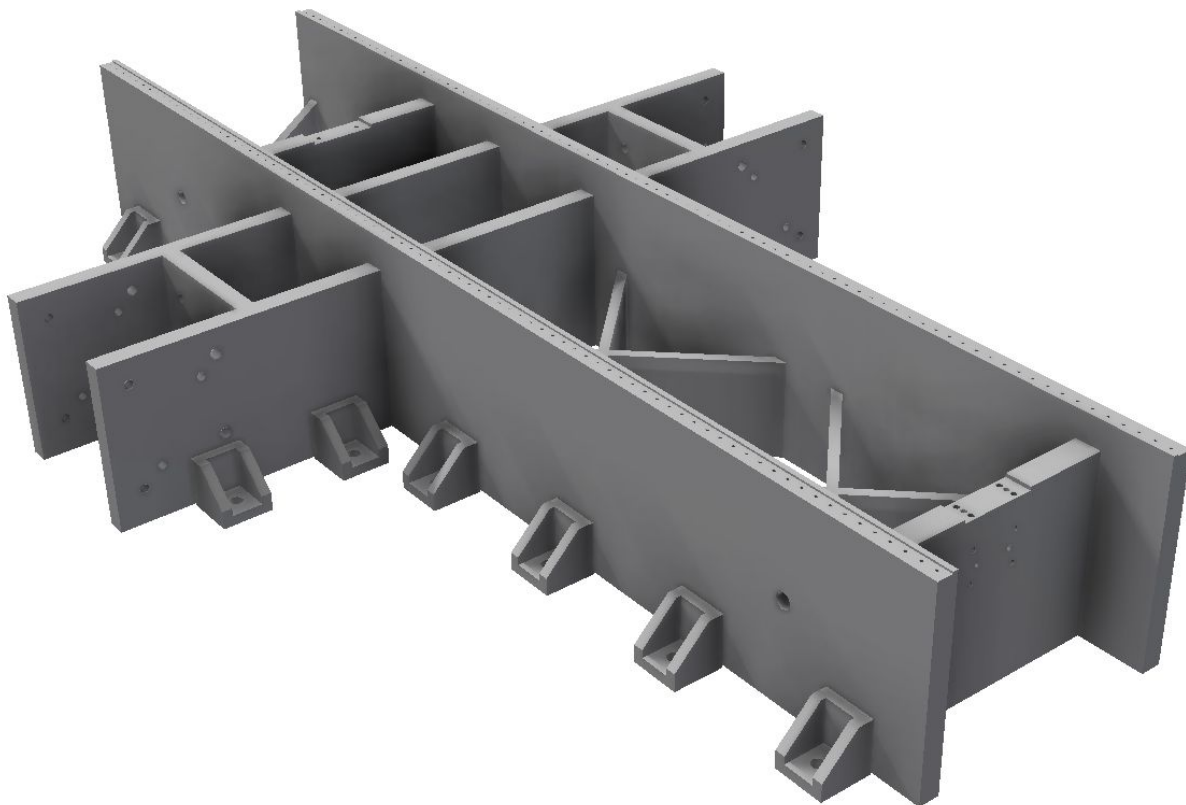
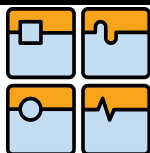
5.7 LOŽE

Hlavními požadavky na lože navrhovaného stroje bylo vytvoření hlavní nosné části stroje a zajištění dostatečně tuhého ukotvení stroje na základu. Lože stroje bylo taktéž navrženo ke vhodnému uchycení stojanů stroje, profilových kolejnic lineárního vedení pracovního stolu (schéma použitého uchycení, které zvýší tuhost lineárního vedení a taktéž usnadní jeho montáž, je zobrazeno na obrázku 33), spolu s uložení kuličkového šroubu v ložiskových domečcích a konzoly servomotoru s planetovou převodovkou. Jelikož se od výšky lože přímo odvíjí i výška pracovního stolu stroje, bylo nutné při jeho návrhu brát zřetel i na ergonomii stroje a navrhnout výšku lože tak, aby výsledná výška pracovního stolu umožňovala pohodlnou obsluhu stroje, což ovšem vedlo ke zvýšení hmotnosti lože. V loži jsou taktéž vyhotoveny závitové otvory pro závěsná oka, která umožňují snadnou a bezpečnou manipulaci s objektem ve třech navzájem kolmých rovinách.



Obr. 33 Uchycení lineárního vedení pracovního stolu [50]

Lože stroje je stejně jako pracovní stůl a většina ostatních částí stroje navrženo jako svařenec, a to z výpalků z tlustostěnného plechu převážně o tloušťce 40 mm. Lože je vyztuženo dle vhodné topologie nosných prvků, což zajišťuje jeho potřebnou tuhost. Stroj může být ukotven na základ, nebo také uložen volně, čímž se ale sníží jeho tuhost. Z tohoto důvodu se tento způsob uložení stroje důrazně nedoporučuje. Kompletní konstrukce lože navrhovaného stroje je zobrazena na obrázku 34.



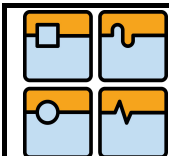
Obr. 34 Lože

5.8 STOJAN STROJE

Hlavními požadavky na stojany stroje byla jejich dostatečná tuhost a také snadná výroba, která se projeví na konečné ceně stroje. Z těchto důvodů byl jako základ stojanů stroje zvolen profil DIN 1025-2, na jehož konce byly následně navařeny výpalky z tlustostěnných plechů o tloušťce 25 mm. Jeden konec slouží jako dosedací plocha příčnicku a druhý k umístění kotev do základu. Na vnitřní straně stojanů byl profil vyztužen výpalkem z tlustostěnného plechu o tloušťce 20 mm, což přispívá k jeho výsledné tuhosti. Bylo taktéž laborováno s možností vyztužit profil i žebry, ale docházelo k významnému nárůstu hmotnosti stojanů, a jen k nepatrnému zvýšení jejich tuhosti. Z těchto důvodů se od žebrovaní upustilo a v případě potřeby je možné vzniklou dutinu vyplnit tlumícím materiálem. Vnější strana pravého stojanu je využita pro umístění pneumatického válce a kladkostroje vyvažování smýkadla. Stejně jako u ostatních uzlů stroje jsou i stojany vybaveny manipulačními závitovými otvory. Konstrukce stojanu je zachycena na obrázku 35.

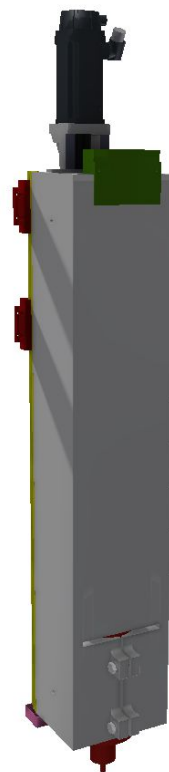


Obr. 35 Pravý stojan

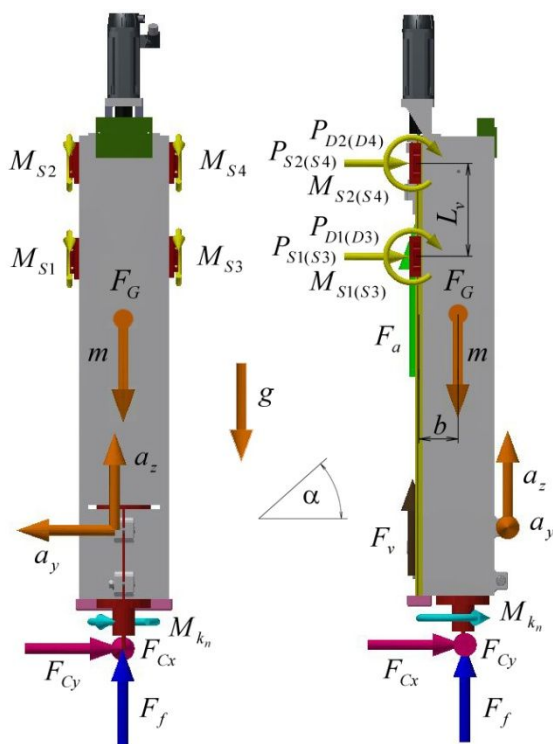


5.9 SMÝKADLO

Hlavními požadavky na konstrukci smýkadla bylo vytvořit dostatečně tuhou a zároveň co nejlehčí konstrukci s vhodným uchycením vřetena a také dobrým odvodem tepla z jeho okolí. Tento uzel taktéž musel být vhodně navržen, s ohledem na návaznost na příčné saně navrhovaného stroje. Dalším požadavkem bylo umožnit průchod připojovacích kabelů a rozvodů chladicí kapaliny a stlačeného vzduchu pro elektrovřeteno stroje přímo smýkadlem. Jelikož je vřeteno určeno pro montáž pomocí svěrného spoje, bylo tuto skutečnost nutné respektovat a vřeteno uchytit tímto způsobem. Konstrukce smýkadla se skládá z „kostky“, ve které je uchyceno vřeteno, a dále přechází do tvaru písmena U, které je tvořeno svarěncem ze tří výpalků z tlustostěnných plechů o tloušťkách 10 mm a 20 mm. V horní části je profil U uzavřen kvůli uchycení domečku radioaxiálního ložiska kuličkového šroubu smýkadla, který je zároveň modifikovaný i pro uchycení servomotoru pohonu smýkadla (výkres tohoto domečku je součástí přílohy práce). Celá konstrukce smýkadla je taktéž vyztužena plechem o tloušťce 5 mm dle vhodné topologie prvků. Druhý domeček (SFA-10) s radioaxiálním ložiskem a kladky vyvažování smýkadla jsou připevněny na „kostce“, sloužící k uchycení elektrovřetena. Na konstrukci smýkadla jsou taktéž vyhotoveny čtyři závitové otvory pro montáž závěsných ok, která slouží k usnadnění manipulace s objektem. Jednotlivé otvory jsou rozmístěny tak, aby bylo možné objekt uchopit ve třech na sebe vzájemně kolmých rovinách.



Obr. 36 Smýkadlo



Obr. 37 Schéma zatížení posuvové soustavy osy Z

kde:

 a_z [m·s⁻²] je zrychlení v ose Z

a_y [m·s⁻²] - zrychlení v ose Y
 L_v [m] - rozteč vozíků lineárního vedení
 b [m] - vzdálenost těžiště přesouvané hmoty od osy svislého vedení

5.9.1 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Obdobně jako výpočet lineárního vedení pracovního stolu byl proveden i výpočet lineárního vedení smýkadla na rozpracovaném návrhu stroje, na jehož základě byl zvolen typ lineárního vedení, a následně byla na dokončeném návrhu stroje provedena jeho kontrola spolu s výpočtem životnosti. Výpočet lineárního vedení smýkadla se vůči výpočtu lineárního vedení pracovního stolu liší pouze v nutnosti provádět výpočet životnosti lineárního vedení smýkadla pro jediné maximální zatížení. Následující výpočty jsou provedeny dle katalogu výrobce HIWIN [50].

Tab. 27 Parametry použité při výpočtu zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení smýkadla

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální zrychlení posuvu smýkadla	5	[m·s ⁻²]
Maximální síla od frézování	1 070	[N]
Maximální síla od vrtání	1 697	[N]
Maximální krouticí moment od obrábění	5,4	[N·m]

VÝPOČET A VOLBA LINEÁRNÍHO VEDENÍ NA ROZPRACOVANÉM NÁVRHU STROJE

Z výsledků výpočtů zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení na rozpracovaném návrhu stroje jsou pro volbu vhodného typu lineárního vedení důležité pouze maximální ekvivalentní síla a maximální ekvivalentní krouticí moment, působící na vozíky lineárního vedení smýkadla stroje. Jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 28.

Tab. 28 Maximální statické zatížení vozíků lineárního vedení smýkadla na rozpracovaném návrhu stroje

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální statická ekvivalentní síla	1 521	[N]
Maximální statický ekvivalentní moment	47 630	[N·mm]

Výpočet potřebné statické únosnosti a statického momentu lineárního vedení:

$$C_{0p} = P_s \cdot f = 1521 \cdot 4 = \underline{6084N} \quad M_{0p} = M_s \cdot f = 47,63 \cdot 4 = \underline{190,52N \cdot m} \quad (5.71)$$

S využitím vypočtených hodnot potřebné statické únosnosti a statického momentu bylo vybráno vedení QHH20HA společnosti HIWIN.

Tab. 29 Dovolené zatížení vozíků lineárního vedení QHH20HA [50]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Dynamická únosnost	27 530	[N]
Statická únosnost	31 670	[N]
Statický moment	270	[N·m]

KONTROLA A VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LINEÁRNÍHO VEDENÍ NA DOKONČENÉM NÁVRHU STROJE

Po dokončení návrhu stroje byla provedena kontrola použitého typu lineárního vedení a výpočet jeho životnosti. Pro ověření správnosti volby typu lineárního vedení a výpočet jeho životnosti je důležitá pouze maximální ekvivalentní síla, maximální ekvivalentní krouticí moment a maximální dynamická ekvivalentní síla, působící na vozíky lineárního vedení smýkadla stroje. Ostatní výsledky výpočtů zatížení lineárního vedení na dokončeném návrhu stroje jsou uvedeny pouze v příloze práce.

Tab. 30 Maximální zatížení vozíků lineárního vedení smýkadla na dokončeném návrhu stroje

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální statická ekvivalentní síla	1 568	[N]
Maximální statický ekvivalentní moment	50 290	[N·mm]
Maximální dynamická ekvivalentní síla	2 121	[N]

Kontrola statické únosnosti a statického momentu lineárního vedení:

$$\begin{aligned}
 C_{0p} &= P_s \cdot f = 1568 \cdot 4 = \underline{6272N} & M_0 &= M_s \cdot f = 50,29 \cdot 4 = \underline{201,16N \cdot m} \\
 C_{0p} &\leq C_0 & M_{0p} &\leq M_0 \\
 6272 &\leq 31670 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} & 201,16 &\leq 270 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}
 \end{aligned}
 \tag{5.72}$$

Nominální životnost lineárního vedení:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P_D} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{27530}{2121} \right)^3 \cdot 50000 = \underline{109336869m}
 \tag{5.73}$$

Tab. 31 Faktory okolního prostředí lineárního vedení smýkadla [50]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Faktor tvrdosti vedení	1	[-]
Faktor provozní teploty	1	[-]
Faktor zatížení	1,5	[-]

Nominální životnost lineárního vedení, zahrnující faktory okolního prostředí:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P_D} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 27530}{1,5 \cdot 2121} \right)^3 \cdot 50000 = \underline{32396109,32m}
 \tag{5.74}$$

Životnosti lineárního vedení v hodinách:

$$L_h = \frac{L}{v \cdot 60} = \left(\frac{C_{dyn}}{P_D} \right)^3 \cdot \frac{50000}{10 \cdot 60} = \left(\frac{27530}{2121} \right)^3 \cdot \frac{50000}{10 \cdot 60} = \underline{\underline{182228,12h}} \quad (5.75)$$

Taktéž byla vypracována křivka životnosti lineárního vedení smýkadla, která je uvedena v příloze práce.

5.9.2 POHON

Při výpočtu pohonu smýkadla je postupováno obdobně jako při výpočtu pohonu pracovního stolu navrhovaného stroje pouze s tím rozdílem, že se ukázalo jako nejvýhodnější použít pro přenos krouticího momentu servomotoru na kuličkový šroub o průměru 16 mm a stoupání 5 mm, přímý náhon. Nízké stoupání kuličkového šroubu částečně nahrazuje vloženou převodovku, kterou by bylo nutné použít při použití šroubu s vysokým stoupáním, čímž by se snížila tuhost posuvové soustavy i životnost kuličkového šroubu a matice. Dalším rozdílem oproti pohonu pracovního stolu stroje je způsob uložení kuličkového šroubu, který je radioaxiálně uložen na obou jeho koncích a předeprnut, což zvyšuje jeho tuhost a umožňuje jej používat za vyšších provozních otáček, než jak by tomu bylo při radioaxiálním uložení kuličkového šroubu pouze na jednom konci. Tento způsob uložení kuličkového šroubu je zde vhodný zejména proto, že pohyb smýkadla není tak často využíván v porovnání s vytížeností ostatních os stroje, a nedochází zde tedy k takovému zahřívání šroubu, které má negativní vliv na životnost ložisek kuličkového šroubu. Kompletní výpočet pohonu stroje je uveden v následujících kapitolách.

VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Výpočet kuličkového šroubu smýkadla byl proveden dle doporučení výrobce HIWIN jen s nepatrnými úpravami, které ve výpočtu této pohybové osy zohledňují použití vyvažování, které má významný vliv na zatížení a životnost kuličkového šroubu i dalších komponent. Pro zvolení vhodné procentuální hodnoty vyvážení hmotnosti smýkadla bylo nutné nejdříve rozebrat působení sil na kuličkový šroub a provést množství ověřovacích výpočtů. Kuličkový šroub smýkadla je zatěžován jak hmotností smýkadla při frézování, tak i silou posuvu při vrtání viz obrázek 37. Z tohoto důvodu bylo zvoleno vyvážení 80 % hmotnosti smýkadla a taktéž byla správnost této volby ověřena výpočty. Vyvážení smýkadla bylo dosaženo několikanásobného prodloužení životnosti kuličkového šroubu při frézování. Při vrtání bude kuličkový šroub naopak zatěžován více, než by tomu bylo bez použití vyvažování, avšak pořád v oblasti dovoleného zatěžování. Ovšem je nutné brát v potaz, že převládající výrobní operací navrhovaného stroje je frézování, a také je možné v případě potřeby změnou síly vyvažování docílit snížení zatížení celého pohonu smýkadla při vrtání, a to tak, že část axiální síly potřebné pro vrtání nebude vyvozovat kuličkový šroub, ale hmotnost smýkadla.



Tab. 32 Parametry potřebné pro výpočet kuličkového šroubu smýkadla [52]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální rychlost pracovního posuvu osy	20	[m·min ⁻¹]
Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	16	[mm]
Průměr hřídele šroubu	13,5	[mm]
Stoupání závitu kuličkového šroubu	5	[mm]
Nepodepřená délka kuličkového šroubu	771	[mm]
Koeficient uložení kuličkového šroubu (Obr. 28)	2,74	[-]
Koeficient závislosti na uložení kuličkového šroubu (Obr. 29)	4,06	[-]
Otáčkový faktor kuličkového šroubu	90 000	[mm·min ⁻¹]
Dynamická únosnost kuličkového šroubu s maticí	9 600	[N]
Síla působící na šroub při frézování	236	[N]
Maximální statická axiální síla působící na kuličkový šroub	1 661	[N]
Maximální dynamická axiální síla působící na kuličkový šroub	600	[N]

Přepočet maximální rychlosti pracovního posuvu osy na potřebné otáčky kuličkového šroubu:

$$n = \frac{v}{s} = \frac{20}{0,005} = \underline{\underline{4000 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.76)$$

Kritické otáčky kuličkového šroubu:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_k^2} \cdot 10^8 = 2,74 \cdot \frac{13,5}{771^2} \cdot 10^8 = \underline{\underline{6222,65 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.77)$$

Maximální dovolené otáčky kuličkového šroubu:

$$n_{\max} = 0,8 \cdot n_k = 0,8 \cdot 6222,65 = \underline{\underline{4978,12 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.78)$$

Kontrola maximálních dovolených otáček:

$$\begin{aligned} n_{\max} &\geq n \\ 4978,12 &\geq 4000 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.79)$$

Otáčkový faktor:

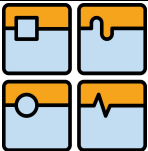
$$Dn = d_j \cdot n = 16 \cdot 4000 = \underline{\underline{64000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}}} \quad (5.80)$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$\begin{aligned} Dn_{\text{dov}} &\geq Dn \\ 90000 &\geq 64000 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.81)$$

Maximální teoreticky dovolená axiální síla působící na kuličkový šroub:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 4,06 \cdot \frac{13,5^4}{771^2} \cdot 10^5 = \underline{\underline{22685,71 \text{ N}}} \quad (5.82)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 73
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Maximální dovolená provozní axiální síla působící na kuličkový šroub:

$$F_{k_{\max}} = 0,5 \cdot F_k = 0,5 \cdot 22685,71 = \underline{\underline{11342,86N}} \quad (5.83)$$

Kontrola maximální statické provozní síly působící na šroub:

$$F_{k_{\max}} \geq F_{A_{\max}} \quad (5.84)$$

$$11342,86 \geq 1661 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola maximální dynamické provozní síly působící na šroub:

$$F_{k_{\max}} \geq F_{D_{\max}} \quad (5.85)$$

$$11342,86 \geq 600 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

VÝPOČET ŽIVOTNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Výpočet životnosti kuličkového šroubu smýkadla byl proveden obdobně jako výpočet životnosti kuličkového šroubu pracovního stolu navrhovaného stroje v souladu s výrobcem doporučeným postupem (viz [52]), upraveným pro konkrétní pohon. Z důvodu neznalosti budoucího výrobního procesu vykonávaného strojem byla pro výpočet životnosti kuličkového šroubu použita střední hodnota maximálních pracovních otáček kuličkového šroubu a síla působící na šroub při převládající výrobní operaci - frézování. Taktéž byly vytvořeny křivky znázorňující závislost životnosti kuličkového šroubu na středních otáčkách kuličkového šroubu a na středním zatížení kuličkového šroubu. Křivky životnosti kuličkového šroubu jsou součástí přílohy práce.

Vypočet životnosti kuličkového šroubu v otáčkách:

$$L_o = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{9600}{236} \right)^3 \cdot 10^6 = \underline{\underline{67309705471,35ot}} \quad (5.86)$$

Vypočet životnosti kuličkového šroubu v hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{9600}{236} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{2000 \cdot 60} = \underline{\underline{560914,21h}} \quad (5.87)$$

VÝPOČET SERVOMOTORU

Následující výpočty vycházejí (pokud není uvedeno jinak) z literatury *Konstrukce CNC obráběcích strojů III* [38] a jsou částečně upraveny a přizpůsobeny konkrétní sestavě pohonu při zachování jejich původního charakteru.

Tab. 33 Parametry potřebné pro výpočet servomotoru pohonu smýkadla [52] [38] [53] [54]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální rychlost pracovního posuvu osy	20	[m·min ⁻¹]
Hmotnost přesouvaných hmot	120	[kg]
Tíhové zrychlení	9,82	[m·s ⁻²]
Maximální zrychlení osy	5	[m·s ⁻²]
Úhel sklonu vedení	90	[°]
Stoupání závitu kuličkového šroubu	5	[mm]
Součinitel tření ve vodících plochách	0,005	[-]
Průměr hřídele pro ložisko	10	[mm]
Ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu	0,003	[-]
Účinnost kuličkového šroubu	0,92	[-]
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	0,003	[-]
Střední průměr KŠM	14,75	[mm]
Moment setrvačnosti kotvy rotoru servomotoru	85	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti brzdy servomotoru	13	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti pružné spojky	40	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu	37,498	[kg·mm ²]
Vzdálenost těžiště přesouvané hmoty od svislého vedení	106,7	[mm]
Rozteč vozíků lineárního vedení	302	[mm]

STATICKÉ HLEDISKO

Moment zátěže od tíhové složky:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi_1} = \frac{24 \cdot 9,82 \cdot \sin 90^\circ \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} = \underline{\underline{0,1876 N \cdot m}} \quad (5.88)$$

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi} = \frac{24 \cdot 9,82 \cdot 0,005 \cdot \cos 90^\circ \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} = \underline{\underline{0 N \cdot m}} \quad (5.89)$$

Moment zátěže od třecích sil v ložisku při stálé síle vyvažování:

$$\begin{aligned} M_L &= 0,5 \cdot (F_A - m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3 = \\ &= 0,5 \cdot (1661 - 24 \cdot 9,82 \cdot \cos 90^\circ \cdot 0,005) \cdot 0,01 \cdot 0,003 = \underline{\underline{0,025 N \cdot m}} \end{aligned} \quad (5.90)$$

Síla předepnutí matice kuličkového šroubu:

$$F_{P_M} = 0,35 \cdot F_A = 0,35 \cdot 1661 = \underline{\underline{581,35N}} \quad (5.91)$$

Moment zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu:

$$\begin{aligned} M_{KSM} &= \frac{F_{P_M} \cdot s}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + 0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2 = \\ &= \frac{581,35 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,92^2) + 0,5 \cdot (1661 + 24 \cdot 9,82 \cdot \cos 90^\circ \cdot 0,005) \cdot 0,01475 \cdot 0,003 = \\ M_{KSM} &= \underline{\underline{0,1078N \cdot m}} \end{aligned} \quad (5.92)$$

Celkový statický moment zátěže redukovaný na hřídel servomotoru:

$$M_{zsrhm} = M_G + M_{GT} + M_L + M_{KSM} = 0,1876 + 0 + 0,025 + 0,1078 = \underline{\underline{0,3204N \cdot m}} \quad (5.93)$$

Potřebný krouticí moment servomotoru ze statického hlediska:

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi} + M_{zsrhm} = \frac{1661 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} + 0,2036 = \underline{\underline{1,64N \cdot m}} \quad (5.94)$$

KINEMATICKÉ HLEDISKO

Čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$:

$$t_{r_5} = \frac{v}{a_z} = \frac{20}{5} = \underline{\underline{0,066s}} \quad (5.95)$$

Dráha potřebná pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$:

$$s_{r_5} = \frac{1}{2} \cdot a_z \cdot t_r^2 = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 0,066^2 = \underline{\underline{0,011m}} \quad (5.96)$$

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{a_z \cdot 2 \cdot \pi}{s} = \frac{5 \cdot 2 \cdot \pi}{0,005} = \underline{\underline{6283,2rad \cdot s^{-2}}} \quad (5.97)$$

Úhlové zrychlení servomotoru:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s = 6283,2 = \underline{\underline{6283,2rad \cdot s^{-2}}} \quad (5.98)$$

DYNAMICKÉ HLEDISKO

Do výpočtu dynamického hlediska pohonu smýkadla není zahrnuta „dynamická zátěž“ od pístu pneumatického válce, lana, vodících kladek a kladkostroje vyvažování smýkadla, jelikož se jejich vliv na pohon osy působením tíhového zrychlení na nevyváženou část smýkadla anulují.

Moment zátěže od tíhové složky:

$$M_G = \frac{3 \cdot m \cdot g \cdot b \cdot f_1 \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot L_v} = \frac{3 \cdot 24 \cdot 9,82 \cdot 0,1067 \cdot 0,005 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,302} = \underline{\underline{0,000994N \cdot m}} \quad (5.99)$$

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi} = \frac{24 \cdot 9,82 \cdot 0,005 \cdot \cos 90^\circ \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} = \underline{\underline{0N \cdot m}} \quad (5.100)$$

Moment zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu:

$$\begin{aligned} M_{KSM} &= \frac{F_{PM} \cdot s}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + 0,5 \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2 = \\ &= \frac{581,35 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,92^2) + 0,5 \cdot 24 \cdot 9,82 \cdot \cos 90^\circ \cdot 0,005 \cdot 0,01475 \cdot 0,003 = \\ &= M_{KSM} = \underline{\underline{0,071N \cdot m}} \end{aligned} \quad (5.101)$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru:

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{GT} + M_{KSM} = 0,000994 + 0 + 0,071 = \underline{\underline{0,072N \cdot m}} \quad (5.102)$$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot:

$$J_m = m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 120 \cdot \left(\frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = \underline{\underline{0,000076kg \cdot m^2}} \quad (5.103)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel servomotoru:

$$\begin{aligned} J_{rhm} &= J_{mot} + J_{br} + J_{sp} + J_s + J_m = \\ &= 0,000085 + 0,000013 + 0,00004 + 0,000037498 + 0,000076 = \underline{\underline{0,0002515kg \cdot m^2}} \end{aligned} \quad (5.104)$$

Potřebný krouticí moment servomotoru z dynamického hlediska:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 0,0002515 \cdot 6283,2 + 0,072 = \underline{\underline{1,65N \cdot m}} \quad (5.105)$$

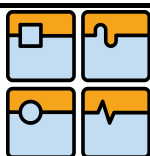
Dynamický poměr momentu setrvačnosti:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{0,0002515}{0,000085} = \underline{\underline{2,96}} \quad \begin{aligned} 1,5 &\leq \Delta_{dyn} \leq 3 \\ 1,5 &\leq 2,96 \leq 3 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.106)$$

Dynamický poměr momentu setrvačnosti dle [53]:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{0,0001665}{0,000085} = \underline{\underline{1,96}} \quad \begin{aligned} 1,5 &\leq \Delta_{dyn} \leq 3 \\ 1,5 &\leq 1,96 \leq 3 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.107)$$

Pro pohon smýkadla navrhovaného stroje je použit servomotor od společnosti Siemens s brzdou, s kódovým označením 1FT7034-1AK70-1BH1, a také pružná spojka od firmy T.E.A. TECHNIK s.r.o. s kódovým označením GE-T 19-24 _ _AL. Podrobnější informace k těmto komponentům jsou uvedeny v příloze práce. [53] [54]

**ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU**

Zvolený kuličkový šroub je na obou koncích uložen radioaxiálně, na jednom konci v ložiskovém domečku s kódovým označením SFA-10, a na druhém konci v navrženém domečku, který slouží také k uchycení servomotoru. Navržený domeček vychází z domečku s kódovým označením SFA-10. Oba domečky jsou osazeny příslušnými ložisky s kódovým označením ZKLFA1050.2RS. Konce kuličkového šroubu jsou opracovány v souladu se způsobem jejich uložení (S2-10), a také je nutné, aby byl kuličkový šroub zajištěn na obou koncích maticí s kódovým označením HIR 10. Matice kuličkového šroubu je uchycena v příslušném domečku s kódovým označením GFD-16. [52]

ŽIVOTNOST RADIOAXIÁLNÍCH LOŽISEK NEOTEPLENÉHO KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Výpočet životnosti radioaxiálních ložisek kuličkového šroubu smýkadla byl proveden, stejně jako výpočet životnosti ložiska kuličkového šroubu pracovního stolu, dle [55] pro zatížení působící na šroub při převládající výrobní operaci - frézování, namísto maximální síly od obrábění působící na šroub.

Tab. 34 Parametry pro výpočet životnosti radioaxiálních ložisek kuličkového šroubu smýkadla [52]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Dynamická únosnost radioaxiálního ložiska	13 400	[N]
Střední otáčky kuličkového šroubu	2 000	[min ⁻¹]
Statická axiální síla působící na kuličkový šroub při frézování	236	[N]
Síla předepnutí kuličkového šroubu	800	[N]
Počet radioaxiálních ložisek kuličkového šroubu	2	[-]

Zatížení jednotlivých radioaxiálních ložisek kuličkového šroubu:

$$P = \frac{F_A + F_P}{i} = \frac{236 + 800}{2} = \underline{\underline{518N}} \quad (5.108)$$

kde:

F_{Ps} [N] je síla předepnutí kuličkového šroubu

Životnost radioaxiálních ložisek kuličkového šroubu v hodinách:

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 = \frac{16666}{2000} \cdot \left(\frac{13400}{518} \right)^3 = \underline{\underline{144253,55h}} \quad (5.109)$$

ŽIVOTNOST RADIOAXIÁLNÍCH LOŽISEK OTEPLENÉHO KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Výpočet roztažnosti kuličkového šroubu vlivem oteplení je odvozen s využitím Hookova zákona a následně upraven pro výpočet síly, vzniklé tepelnou deformací kuličkového šroubu, působící na jeho axiálně tuhé uložení.

Tab. 35 Doplnující parametry pro výpočet životnosti radioaxiálních ložisek kuličkového šroubu smýkadla [52] [59]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Modul pružnosti oceli v tahu	210 000	[MPa]
Délka zahřáté části kuličkového šroubu	600	[mm]
Teplotní součinitel délkové roztažnosti	0,000 012	[K ⁻¹]
Průměr hřídele kuličkového šroubu	13,5	[mm]
Teplotní rozdíl	5	[K]

Vypočet síly vzniklé tepelnou deformací kuličkového šroubu:

$$F_T = \frac{E \cdot \Delta l \cdot S}{l_0} = \frac{E \cdot l_z \cdot \Delta t \cdot \alpha_0 \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}}{l_0} =$$

$$= \frac{210000 \cdot 600 \cdot 5 \cdot 0,000012 \cdot \frac{\pi \cdot 13,5^2}{4}}{600} = \underline{\underline{1803,55 N}} \quad (5.110)$$

kde:

F_T	[N]	je síla vzniklá tepelnou deformací kuličkového šroubu
E	[MPa]	- modul pružnosti v tahu
Δl	[mm]	- absolutní prodloužení
S	[mm ²]	- plocha průřezu kuličkového šroubu
Δt	[K]	- teplotní rozdíl
α_0	[K ⁻¹]	- teplotní součinitel délkové roztažnosti

Zatížení jednotlivých radioaxiálních ložisek kuličkového šroubu:

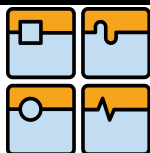
$$P = \frac{F_T - F_{P_s}}{i} = \frac{1803,55 - 800}{2} = \underline{\underline{501,78 N}} \quad (5.111)$$

Životnost radioaxiálních ložisek kuličkového šroubu v hodinách:

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 = \frac{16666}{2000} \cdot \left(\frac{13400}{501,78} \right)^3 = \underline{\underline{158699,56 h}} \quad (5.112)$$

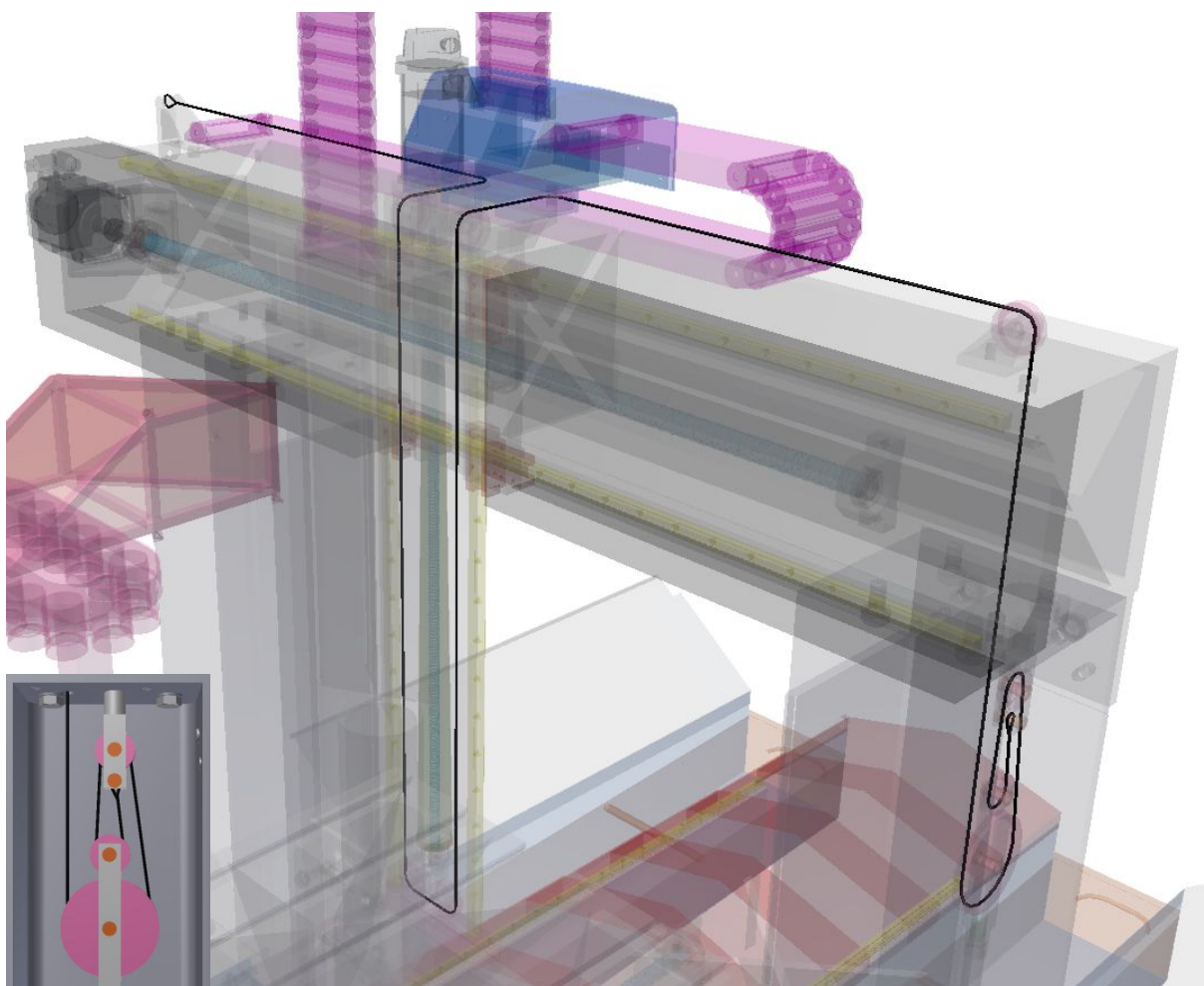
5.9.3 VYVAŽOVÁNÍ

Vyvažování smýkadla je možné uskutečnit mnoha způsoby. Velice jednoduchým způsobem je použití protizávaží, což se ale negativně projeví jak na celkové hmotnosti stroje, tak i zdvojnásobením hmotnosti posuvových hmot vyvažované osy s ohledem na setrvačné účinky. Ještě konstrukčně jednodušším způsobem je vyvažování pomocí pružiny. Mezi jeho nesporné výhody patří vysoká spolehlivost a také minimální hmotnost. Použití vyvažování pomocí pružiny s sebou ale taktéž nese pár nevýhod, jako je problematické vyvažování os s velkým rozsahem posuvu a také nerovnoměrné působení síly vyvažování ovlivněné charakteristikou pružiny. Další možností je použít vyvažování pomocí hydraulického válce, který se využívá především u velkých strojů, kde je potřebná pro vyvažování velká síla. Avšak s použitím hydraulického vyvažování je spojena i nevýhoda v podobě potřeby



vysokotlakého hydraulického systému. Nevýhody předcházejícího typu vyvažování jsou z větší části odstraněny při použití vyvažování pomocí pneumatického válce, kdy je možné využít pro pohon vyvažování centrální rozvod stlačeného vzduchu, nebo je také možné stroj vybavit pneumatickým agregátem produkujícím stlačený vzduch jak pro vyvažování, tak i pro systém automatického upínání nástrojů. Moderním způsobem, náročným však na řízení, je způsob vyvažování pomocí přídavného servomotoru, který je možné využít i pro urychlení pohybu vyvažované osy, a docílit tak zvýšení dynamiky vyvažované osy stroje.

Jako nejvhodnější způsob vyvažování smýkadla navrhovaného stroje bylo vybráno vyvažování pomocí pneumatického válce, a to kvůli své jednoduchosti a možnosti využít pro jeho pohon tlakový vzduch, sloužící pro ovládání systému automatického upínání nástroje.



Obr. 38 Vedení lana vyvažování smýkadla

Tab. 36 Parametry potřebné pro výpočet vyvažování smýkadla [60] [61]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Hmotnost smýkadla	120	[kg]
Maximální rychlost posuvu smýkadla	24	[m·min ⁻¹]
Maximální pracovní rychlost pístu	500	[mm·s ⁻¹]
Počet průřezů lana zavěšení smýkadla	2	[-]
Počet průřezů lana kladkostroje vyvažování	4	[-]
Účinnost lanové kladky	0,98	[-]
Maximální možný zdvih smýkadla	720	[mm]
Plocha pístu pneumatického válce	4 644	[mm ²]
Účinnost pneumatického válce	0,9	[-]
Průměr nejmenší kladky	40	[mm]
Doporučený pracovní tlak pneumatického válce	0,6	[MPa]
Maximální pracovní tlak pneumatického válce	1	[MPa]
Minimální pracovní tlak pneumatického válce	0,15	[MPa]

VÝPOČET SIL VYVAŽOVÁNÍ:

Výpočet potřebné síly vyvozené pneumatickým válcem pro vyvažování 80 % hmotnosti smýkadla vychází z hmotnosti smýkadla, převodového poměru a účinnosti celého lanového systému vyvažování.

Síla potřebná k vyvažování 80 % hmotnosti smýkadla:

$$F_v = m \cdot g \cdot 0,8 = 120 \cdot 9,82 \cdot 0,8 = \underline{\underline{942,72N}} \quad (5.113)$$

kde:

F_v [N] je síla potřebná k vyvažování smýkadla

Potřebná síla vyvozená pneumatickým válcem k vyvažování smýkadla:

$$F_{pneu} = \frac{F_v \cdot \left(\frac{1}{\eta_k^3} + \frac{1}{\eta_k^2} + \frac{1}{\eta_k} + 1 \right)}{\eta_k^5} = \frac{942,72 \cdot \left(\frac{1}{0,98^3} + \frac{1}{0,98^2} + \frac{1}{0,98} + 1 \right)}{0,98^5} = \underline{\underline{2150,57N}} \quad (5.114)$$

kde:

F_{pneu} [N] je potřebná síla vyvozená pneumatickým válcem k vyvažování smýkadla

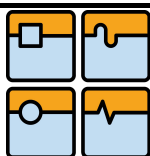
η_k [-] - účinnost lanové kladky

Maximální síla v laně při vyvažování 80 % hmotnosti smýkadla:

$$F_{L_{max}} = \frac{0,5 \cdot m \cdot 0,8 \cdot g}{\eta_k^8} = \frac{0,5 \cdot 120 \cdot 0,8 \cdot 9,82}{0,98^8} = \underline{\underline{554,04N}} \quad (5.115)$$

kde:

$F_{L_{max}}$ [N] je maximální síla v laně vyvažování

**VOLBA A VÝPOČET PNEUMATICKÉHO VÁLCE VYVAŽOVÁNÍ SMÝKADLA**

Prvotní výběr velikosti jednočinného pneumatického válce dle ISO 6431 byl proveden s využitím informační tabulky 37, uvedené na stránkách výrobce vybraného jednočinného pneumatického válce, firmy STRÁNSKÝ A PETRŽÍK [60]. Následně bylo provedeno ověření správnosti výběru pneumatického válce včetně kontrolních výpočtů jeho požadovaných parametrů.

Tab. 37 Parametry jednočinných pneumatických válců [60]

Průměr pístu	32	40	50	63	80	100
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N]*	482	754	1178	1870	3015	4713
Zasouvací síla při 0,6 MPa [N]*	415	633	990	1682	2720	4418
Vratná síla pružiny [N]	42	42	66	66	70	74
Závitové připoje	G1/8"	G1/4"	G1/4"	G3/8"	G3/8"	G1/2"
Maximální zdvih [mm]	50	50	70	70	70	70
Hmotnost základní části [kg]	0,54	0,80	1,10	1,70	2,70	4,20
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg]	0,0028	0,0037	0,0060	0,0062	0,0100	0,0110

Kontrola maximální pracovní rychlosti pístu:

$$v_{pneu_{max}} = \frac{v_{Z_{max}} \cdot i_z \cdot 1000}{60 \cdot i_k} \leq v_{pneu_{dov}} \quad (5.116)$$

$$v_{pneu_{max}} = \frac{24 \cdot 2 \cdot 1000}{60 \cdot 4} = \underline{200 mm \cdot s^{-1}} \leq 500 mm \cdot s^{-1} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$v_{pneu_{max}}$ [mm·s⁻¹] je maximální pracovní rychlost pístu

$v_{Z_{max}}$ [m·min⁻¹] - maximální rychlost posuvu smýkadla

i_z [-] - počet průřezů lana zavěšení smýkadla

i_k [-] - počet průřezů lana kladkostroje vyvažování

Potřebná délka zdvihu pneumatického válce:

$$l_p = \frac{l_s \cdot i_z}{i_k} + 50 = \frac{720 \cdot 2}{4} + 50 = \underline{410 mm} \quad (5.117)$$

kde:

l_p [mm] je potřebná délka zdvihu pneumatického válce

l_s [mm] - maximální možný zdvih smýkadla

Potřebný tlak vzduch pro pohon pneumatického válce:

$$p_p = \frac{F_{pneu}}{S_p \cdot \eta_{pv}} = \frac{2150,57}{4644 \cdot 0,9} = 0,52 MPa \quad (5.118)$$

kde:

p_p [MPa] je potřebný tlak vzduch pro pohon pneumatického válce

S_p [mm²] - plocha pístu pneumatického válce

η_{pv} [-] - účinnost pneumatického válce

ROZSAH SIL VYVAŽOVÁNÍ

Níže je proveden výpočet rozsahu sil vyvažování, které je možné použít pro snížení namáhání kuličkového šroubu smýkadla při obrábění.

Minimální možná síla vyvozená pneumatickým válcem:

$$F_{pneu_{min}} = S_p \cdot p_{min} \cdot \eta_p = 4644 \cdot 0,15 \cdot 0,9 = \underline{\underline{626,94N}} \quad (5.119)$$

kde:

$F_{pneu_{min}}$ [N] je minimální možná síla vyvozená pneumatickým válcem
 p_{min} [MPa] - minimální pracovní tlak pneumatického válce vyvažování

Maximální možná síla vyvozená pneumatickým válcem:

$$F_{pneu_{max}} = S_p \cdot p_{max} \cdot \eta_p = 4644 \cdot 1 \cdot 0,9 = \underline{\underline{4179,6N}} \quad (5.120)$$

kde:

$F_{pneu_{max}}$ [N] je maximální možná síla vyvozená pneumatickým válcem
 p_{max} [MPa] - maximální pracovní tlak pneumatického válce vyvažování

V souladu s předcházejícími výpočty byl pro vyvažování smýkadla vybrán pneumatický válec s kódovým označením: 1010600000800410. Jedná se o jednočinný pneumatický válec o průměru pístu 80 mm a zdvihu 410 mm, který vyhovuje všem požadavkům. Pro připojení pneumatického válce ke konstrukci stroje byly použity příruby ve tvaru vidlice, nabízené taktéž firmou STRÁNSKÝ A PETRŽÍK, s číselným označením: 2101330000800000 a 2101300000800000. [60]

VÝPOČET ŽIVOTNOSTI KLADEK / LOŽISEK VYVAŽOVÁNÍ

Kladky vyvažování smýkadla jsou navrženy dle normy ČSN 27 1820 *Kladky a bubny pro ocelová lana* [62] a osazeny ložisky SKF 16002-2Z, vybranými s ohledem na požadovanou životnost celého mechanismu vyvažování smýkadla. Potřebné výpočty jsou uvedeny níže.

Tab. 38 Hodnoty parametrů potřebných pro výpočet životnosti ložisek kladek vyvažování: [61]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Předpokládaná maximální síla v laně vyvažování	554,04	[N]
Průměr nejmenší kladky	40	[mm]
Průměr největší kladky	150	[mm]
Účinnost lanové kladky	0,98	[-]
Maximální rychlost posuvu smýkadla	24	[m·min ⁻¹]

Zatížení nejvíce zatěžované (malé) kladky / ložiska:

$$P = F_{L_{max}} + F_{L_{max}} \cdot \eta_k = 554,04 + 554,04 \cdot 0,98 = \underline{\underline{1097N}} \quad (5.121)$$

Střední otáčky nejvíce zatěžované (malé) kladky / ložiska:

$$n = \frac{\frac{v_{Z\max}}{2}}{\frac{i_k}{i_z} \cdot \pi \cdot D} = \frac{\frac{24}{2}}{\frac{4}{2} \cdot \pi \cdot 0,04} = \underline{\underline{47,75 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.122)$$

Životnost ložiska nejvíce zatěžované (malé) kladky v hodinách [55]:

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 = \frac{16666}{47,75} \cdot \left(\frac{5850}{1097} \right)^3 = \underline{\underline{52930,47h}} \quad (5.123)$$

Zatížení nejvíce namáhané vodící kladky / ložiska:

$$P = \sqrt{\left(\frac{F_v}{2} \cdot \eta_k^4 \right)^2 + \left(\frac{F_v}{2} \cdot \eta_k^5 \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{942,72}{2} \cdot 0,98^4 \right)^2 + \left(\frac{942,72}{2} \cdot 0,98^5 \right)^2} = \underline{\underline{608,74N}} \quad (5.124)$$

Střední otáčky vodící kladky / ložiska:

$$n = \frac{i_z \cdot \frac{v_{Z\max}}{2}}{\pi \cdot D} = \frac{2 \cdot \frac{24}{2}}{\pi \cdot 0,04} = \underline{\underline{190,99 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.125)$$

Životnost ložiska nejvíce namáhané vodící kladky v hodinách [55]:

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 = \frac{16666}{190,99} \cdot \left(\frac{5850}{608,74} \right)^3 = \underline{\underline{77444,9h}} \quad (5.126)$$

Zatížení působící na velkou kladku / ložisko mechanismu vyvažování:

$$P = \frac{F_v}{2} \cdot \eta_k^4 + \frac{F_v}{2} \cdot \eta_k^3 = \frac{942,72}{2} \cdot 0,98^4 + \frac{942,72}{2} \cdot 0,98^3 = \underline{\underline{878,41N}} \quad (5.127)$$

Střední otáčky velké kladky / ložiska mechanismu vyvažování:

$$n = \frac{i_z \cdot \frac{v_{Z\max}}{2}}{\pi \cdot D} = \frac{2 \cdot \frac{20}{2}}{\pi \cdot 0,15} = \underline{\underline{50,93 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.128)$$

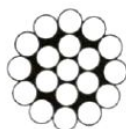
Životnost velké kladky / ložiska mechanismu vyvažování v hodinách [55]:

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 = \frac{16666}{50,93} \cdot \left(\frac{5850}{878,41} \right)^3 = \underline{\underline{96657,04h}} \quad (5.129)$$

LANO VYVAŽOVÁNÍ

Pro lanový mechanismus vyvažování smýkadla stroje bylo z tabulky 39 předběžně zvoleno ocelové lano ČSN 024311 (1x19) o průměru 2 mm. Následně byla správnost volby ověřena za pomoci příslušných výpočtů uvedených níže.

Tab. 39 Nosnost ocelového lana ČSN 024311 [63]



Lano ocelové ČSN 024311 (1x19) malá cívka / Wire rope 1x19 small reel

povrch / finish: galvanický zinkochromát > 8μm / zinc galvanized > 8μm
materiál / material: vysokouhliková ocel, pevnost 1770MPa / high carbon steel
konstrukce: pravé křížové vinutí 1 x 19 (1+6+12) / right stranding 1 x 19 (1+6+12)
norma / norm: ČSN 024311 / DIN 3053 / EN 12385-4

Kód Art. No.	Ø mm	mez pevnosti kN tensile strength kN	nosnost kg WLL kg	kg 100m	kg / cívka kg / reel	návin m reel m
3491-010	1,0	0,93	25	0,51	2,34	400
3491-012	1,25	1,37	35	0,79	3,46	400
3491-016	1,6	2,26	60	1,27	5,38	400
3491-020	2,0	3,81	100	1,95	4,20	200
3491-025	2,5	5,94	150	3,10	6,50	200
3491-030	3,15	8,37	210	4,50	4,80	100

Tab. 40 Parametry potřebné pro výpočet lana vyvažování smýkadla [63]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Nosnost lana	100	[kg]
Předpokládaná maximální síla v laně vyvažování	554,04	[N]
Průměr ocelového lana	2	[mm]
Průměr nejmenší kladky	40	[mm]

Ověření správnosti volby průměru lana:

$$WLL_p = \frac{F_{L_{\max}}}{g} \leq WLL$$

$$\frac{554,04}{9,82} = 56,42 \leq 100 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$
(5.130)

kde:

WLL_p [kg] je potřebná nosnost lana

WLL [kg] - nosnost lana

Výpočet koeficientu poměru průměrů nejmenší kladky a lana:

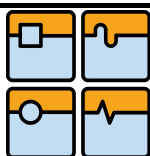
$$k_p = \frac{D}{d} = \frac{40}{2} = 20$$
(5.131)

kde:

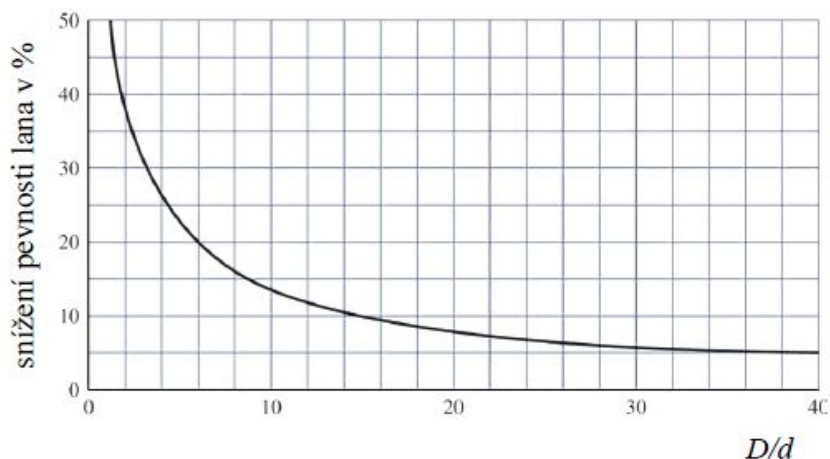
k_p [-] je koeficient poměru průměrů kladky a lana

D [mm] - průměr nejmenší kladky

d [mm] - průměr ocelového lana



S využitím koeficientu k_p (poměr průměru kladky a lana) se dle obrázku 39 určí procentuální snížení nosnosti lana v závislosti na poměru průměru nejmenší kladky a lana.



Obr. 39 Snížení nosnosti lana v závislosti na poměru průměru kladky a lana [61]

Nosnost lana se snížila v závislosti na průměru nejmenší kladky o 8 %.

Výpočet snížené nosnosti lana:

$$\begin{aligned} WLL_s &= WLL \cdot 0,92 \geq \frac{F_{L_{\max}}}{9,82} \\ WLL_s &= 100 \cdot 0,92 \geq \frac{554,04}{9,82} \\ 92 &\geq 56,42 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.132)$$

kde:

WLL_s [kg] je snížená nosnost lana

Výpočet bezpečnosti lana:

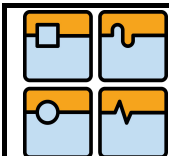
$$k = \frac{\sigma_p \cdot 0,92}{F_{L_{\max}}} = \frac{3810 \cdot 0,92}{554,04} = \underline{\underline{6,33}} \quad (5.133)$$

kde:

k [-] je bezpečnostní koeficient
 σ_p [N] - mez pevnosti lana

Vybrané ocelové lano vyhovuje s bezpečností 6,33.

Předcházející výpočty potvrzují správnost volby ocelového lana s nejbližší vyšší nosností, než jaká je požadována.



5.9.4 KRYTOVÁNÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ A KULIČKOVÉHO ŠROUBU

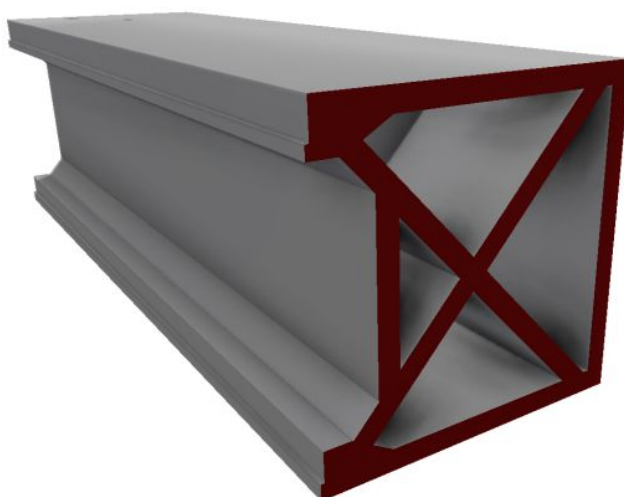
Pro krytování lineárního vedení a kuličkového šroubu smýkadla nelze jednoduše použít skládané měchy či teleskopické kryty jako u ostatních os navrhovaného stroje, a to zejména kvůli nedostatku prostoru a také nutnému umožnění průchodu lana vyvažování. Z tohoto důvodu byly pro ochranu vozíku lineárního vedení použity zesílené stěrače vozíků, které odolají i horkým třiskám obráběného materiálu. Jelikož se ale pro matici kuličkového šroubu obdobné stěrače standardně nedodávají, byly pro ochranu šroubu použity dva teleskopické kryty výrobce LIN-TECH HENNLICH s.r.o. s kódovým označením 030-0800-050. Také bylo kvůli možnému úniku maziva z vozíků lineárního vedení a následnému znečištění pracovního prostoru nutné vybavit smýkadlo nádobkou pro zachycení uniklého maziva. [50] [65]



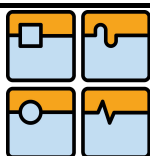
Obr. 40 Spirálové kryty [65]

5.10 PŘÍČNÍK

Hlavními požadavky na konstrukci příčnicku stroje bylo dosáhnout co možná nejvyššího poměru jeho tuhosti vůči hmotnosti, která má na deformaci příčnicku vlivem gravitačních sil výrazný vliv. Jelikož je příčník stěžejním konstrukčním prvkem navrhovaného stroje, bylo při jeho návrhu otestováno mnoho variant průřezů a žebrování. Jako nejvhodnější se potvrdilo použít průřez vyznačený na obrázku 41, který vychází z vhodné topologie nosných prvků, kdy musel být původní průřez upraven kvůli umístění pohonu příčných saní. Taktéž byl zkoumán vliv příčných žebér na tuhost příčnicku navrhovaného stroje, ale spíše než ke zvýšení jeho tuhosti došlo k navýšení hmotnosti příčnicku, což se projevilo větší mírou jeho deformace, než jak tomu bylo bez použití žebér. Je možné, že důkladnějším prožebrováním nosné části příčnicku by se zvýšil jeho poměr tuhosti vůči hmotnosti, ale také by došlo ke zvýšení pracnosti výroby a zároveň k nárůstu ceny stroje. Z těchto důvodů bylo ve snaze o zachování jednoduchosti a příznivé ceny výroby od této možnosti upuštěno. Příčník bylo dále nutné vybavit manipulačními závitovými otvory, jako je tomu i u ostatních hlavních částí stroje.

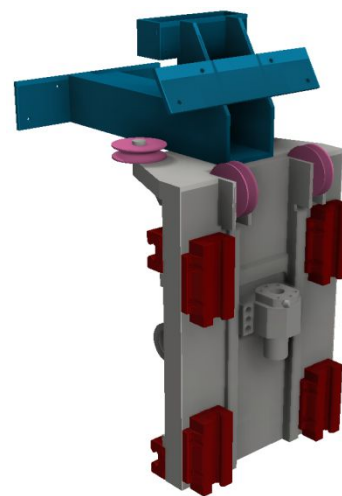


Obr. 41 Řez příčnickem

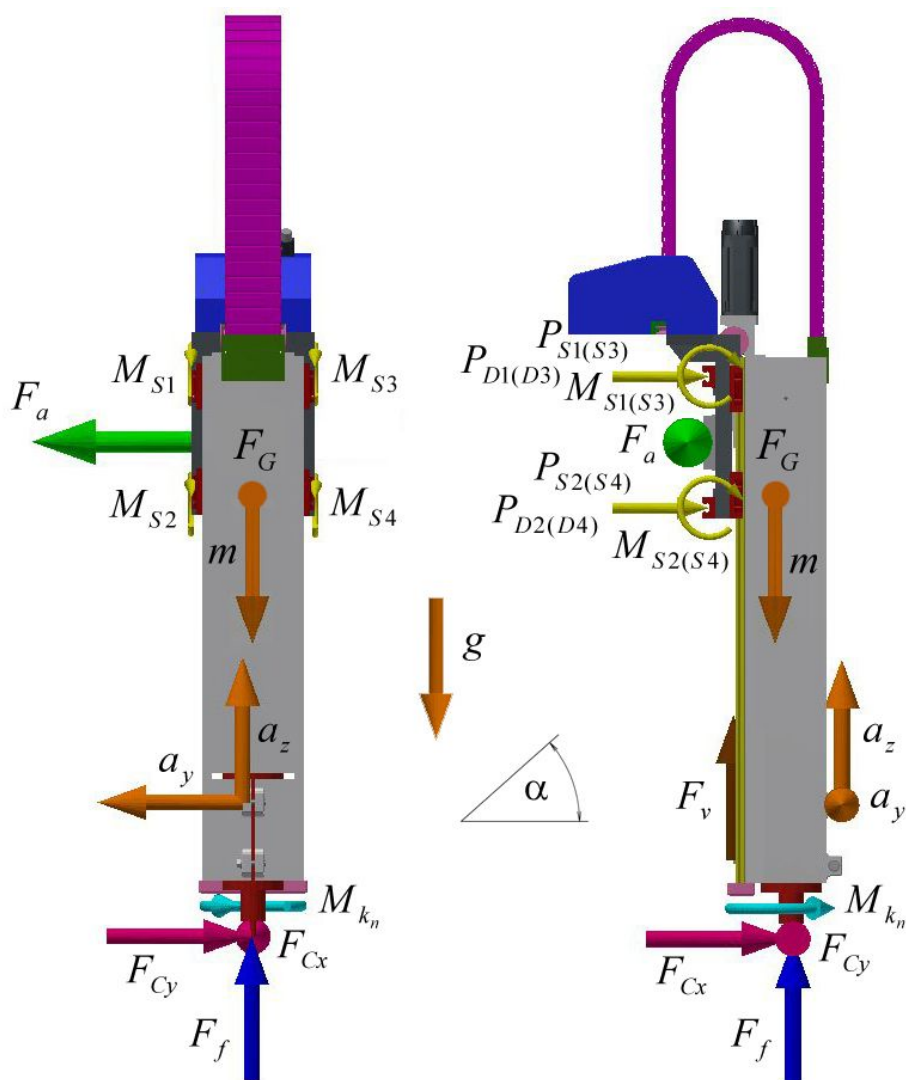


5.11 PŘÍČNÉ SANĚ

Hlavními požadavky na příčné saně navrhovaného stroje bylo zajistit vhodné uchycení smýkadla na příčných saních a umožnit jejich společný pohyb po příčnici stroje v ose Y. Příčné saně mají konstrukci ve tvaru L, na níž jsou uchyceny vozíky lineárních vedení a domečky matic kuličkových šroubů jak příčných saní, tak i smýkadla. Horní část příčných saní slouží k uchycení kladek vyvažování smýkadla, a také k uchycení konzoly energetických řetězů, ukrývajících veškeré příklady elektrické energie a médií potřebných pro provoz smýkadla a vřetena stroje. Příčné saně navrhovaného stroje jsou zobrazeny na obrázku 42.



Obr. 42 Příčné saně



Obr. 43 Schéma zatížení posuvové soustavy osy Y

5.11.1 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Obdobně jako při výpočtu lineárního vedení pracovního stolu navrhovaného stroje byl proveden výpočet lineárního vedení příčných saní na rozpracovaném návrhu stroje, na jehož základě byl zvolen typ lineárního vedení a následně byla na dokončeném návrhu stroje provedena jeho kontrola spolu s výpočtem životnosti. Výpočet lineárního vedení příčných saní se vůči výpočtu lineárního vedení pracovního stolu liší pouze v nutnosti provádět výpočet životnosti lineárního vedení příčných saní pro jediné maximální zatížení. Výpočet lineárního vedení příčných saní, uvedený v následujících kapitolách, je proveden dle katalogu výrobce [50]. Taktéž byly vypracovány křivky životnosti lineárního vedení příčných saní, které jsou součástí přílohy práce.

Tab. 41 Parametry použité při výpočtu zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení příčných saní

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální zrychlení posuvu příčných saní	5	[m·s ⁻²]
Maximální síla od frézování	1 070	[N]
Maximální síla od vrtání	1 697	[N]
Maximální krouticí moment od obrábění	5,4	[N·m]

VÝPOČET A VOLBA VEDENÍ NA ROZPRACOVANÉM NÁVRHU STROJE

Z výsledků výpočtů zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení na rozpracovaném návrhu stroje je pro volbu vhodného typu lineárního vedení důležitá pouze maximální ekvivalentní síla a maximální ekvivalentní krouticí moment, působící na vozíky lineárního vedení příčných saní stroje. Jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 42.

Tab. 42 Maximální statické zatížení vozíků lineárního vedení příčných saní na rozpracovaném návrhu stroje

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální statická ekvivalentní síla	2 212	[N]
Maximální statický ekvivalentní moment	26 680	[N·mm]

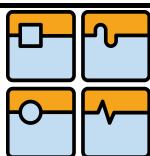
Výpočet potřebné statické únosnosti a statického momentu lineárního vedení:

$$C_{0p} = P_s \cdot f = 2212 \cdot 4 = \underline{\underline{8848N}} \quad M_{0p} = M_s \cdot f = 26,68 \cdot 4 = \underline{\underline{106,72N \cdot m}} \quad (5.134)$$

S využitím vypočtených hodnot potřebné statické únosnosti a statického momentu bylo vybráno vedení QHH20CA společnosti HIWIN.

Tab. 43 Dovolené zatížení vozíků lineárního vedení QHH20CA [50]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Dynamická únosnost	23 080	[N]
Statická únosnost	25 630	[N]
Statický moment	190	[N·m]

**KONTROLA A VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LINEÁRNÍHO VEDENÍ NA DOKONČENÉM NÁVRHU STROJE**

Po dokončení návrhu stroje byla provedena kontrola použitého typu lineárního vedení a výpočet jeho životnosti. Pro ověření správnosti volby typu lineárního vedení a výpočet jeho životnosti je důležitá pouze maximální ekvivalentní síla, maximální ekvivalentní krouticí moment a maximální dynamická ekvivalentní síla, působící na vozíky lineárního vedení příčných saní navrhovaného stroje. Ostatní výsledky výpočtů zatížení lineárního vedení na dokončeném návrhu stroje jsou uvedeny pouze v příloze práce.

Tab. 44 Maximální zatížení vozíků lineárního vedení příčných saní na dokončeném návrhu stroje

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální statická ekvivalentní síla	1 884	[N]
Maximální statický ekvivalentní moment	17 550	[N·mm]
Maximální dynamická ekvivalentní síla	2 445	[N]

Kontrola statické únosnosti a statického momentu lineárního vedení:

$$C_{0p} = P_S \cdot f = 1884 \cdot 4 = \underline{7536N}$$

$$M_0 = M_S \cdot f = 17,55 \cdot 4 = \underline{70,2N \cdot m}$$

$$C_{0p} \leq C_0$$

$$M_{0p} \leq M_0$$

(5.135)

$$7536 \leq 25630 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$$70,2 \leq 190 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Nominální životnost lineárního vedení:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P_D} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{23080}{2445} \right)^3 \cdot 50000 = \underline{42057245,68m} \quad (5.136)$$

Tab. 45 Faktory okolního prostředí lineárního vedení příčných saní [50]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Faktor tvrdosti vedení	1	[-]
Faktor provozní teploty	1	[-]
Faktor zatížení	1,5	[-]

Nominální životnost lineárního vedení zahrnující faktory okolního prostředí:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dyn}}{f_W \cdot P_D} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 23080}{1,5 \cdot 2445} \right)^3 \cdot 50000 = \underline{12461406,13m} \quad (5.137)$$

Životnosti lineárního vedení v hodinách:

$$L_h = \frac{L}{v \cdot 60} = \left(\frac{C_{dyn}}{P_D} \right)^3 \cdot \frac{50000}{10 \cdot 60} = \left(\frac{23080}{2445} \right)^3 \cdot \frac{50000}{10 \cdot 60} = \underline{70095,41h} \quad (5.138)$$

Křivka životnosti lineárního vedení příčných saní je součástí přílohy.

5.11.2 POHON

Při výpočtu jednotlivých konstrukčních prvků pohonu příčných saní navrhovaného stroje bylo postupováno obdobně jako při výpočtu pohonu pracovního stolu stroje. Pomineme-li rozdílné stoupání závitu kuličkového šroubu, je jediným rozdílem v pohonu těchto dvou os to, že je přenos krouticího momentu servomotoru na kuličkový šroub pohonu osy Y uskutečněn přímo pomocí pružné spojky, na rozdíl od pohonu pracovního stolu stroje, kde je navíc pro převod krouticího momentu servomotoru na kuličkový šroub použita planetová převodovka. Jako nejvhodnější řešení se pro pohon příčných saní stroje ukázalo použít kuličkový šroub o průměru 32 mm a stoupání 10 mm od výrobce HIWIN, spolu se servomotorem od společnosti Siemens. Pro pohon příčných saní navrhovaného stroje je také možné použít kuličkový šroub s vysokým stoupáním a servomotor s planetovou převodovkou, jako tomu je u pohonu pracovního stolu stroje, což sice umožní použít servomotor s téměř polovičním výkonem, ale při podrobnějším zkoumání obou variant pohonů lze zpozorovat vyšší spotřebu elektrické energie u pohonu s planetovou převodovkou a kuličkovým šroubem s vysokým stoupáním.

VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Výpočet kuličkového šroubu příčných saní byl proveden stejně jako výpočet kuličkového šroubu pracovního stolu navrhovaného stroje v souladu s doporučeným postupem uváděným výrobcem (společností HIWIN).

Tab. 46 Parametry potřebné pro výpočet kuličkového šroubu příčných saní [50]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální rychlost pracovního posuvu osy	20	[m·min ⁻¹]
Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	32	[mm]
Průměr hřídele šroubu	27,8	[mm]
Stoupání závitu kuličkového šroubu	10	[mm]
Nepodepřená délka kuličkového šroubu	1 287	[mm]
Koeficient uložení kuličkového šroubu (Obr. 28)	1,88	[-]
Koeficient závislosti na uložení kuličkového šroubu (Obr. 29)	2,05	[-]
Otáčkový faktor kuličkového šroubu	90 000	[mm·min ⁻¹]
Dynamická únosnost matice kuličkového šroubu	40 900	[N]
Maximální statická axiální síla působící na kuličkový šroub	1 070	[N]
Maximální dynamická axiální síla působící na kuličkový šroub	805	[N]

Přepočet maximální rychlosti pracovního posuvu osy na potřebné otáčky kuličkového šroubu:

$$n = \frac{v}{s} = \frac{20}{0,01} = \underline{\underline{2000 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.139)$$

Kritické otáčky kuličkového šroubu:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_k^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{27,8}{1287^2} \cdot 10^8 = \underline{\underline{3155,34 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.140)$$

Maximální dovolené otáčky kuličkového šroubu:

$$n_{\max} = 0,8 \cdot n_k = 0,8 \cdot 3155,34 = \underline{\underline{2524,27 \text{ min}^{-1}}} \quad (5.141)$$

Kontrola maximálních dovolených otáček:

$$\begin{aligned} n_{\max} &\geq n \\ 2524,27 &\geq 2000 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.142)$$

Otáčkový faktor:

$$Dn = d_j \cdot n = 32 \cdot 2000 = \underline{\underline{64000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}}} \quad (5.143)$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$\begin{aligned} Dn_{\text{dov}} &\geq Dn \\ 90000 &\geq 64000 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.144)$$

Maximální teoreticky dovolená axiální síla působící na kuličkový šroub:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{27,8^4}{1287^2} \cdot 10^5 = \underline{\underline{73922,38 \text{ N}}} \quad (5.145)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla působící na kuličkový šroub:

$$F_{k\max} = 0,5 \cdot F_k = 0,5 \cdot 73922,38 = \underline{\underline{36961,19 \text{ N}}} \quad (5.146)$$

Kontrola maximální statické provozní síly působící na šroub:

$$\begin{aligned} F_{k\max} &\geq F_{A\max} \\ 36961,19 &\geq 1070 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.147)$$

Kontrola maximální dynamické provozní síly působící na šroub:

$$\begin{aligned} F_{k\max} &\geq F_{D\max} \\ 36961,19 &\geq 805 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.148)$$

VÝPOČET ŽIVOTNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Výpočet životnosti kuličkového šroubu příčných saní byl proveden obdobně jako výpočet životnosti kuličkového šroubu pracovního stolu navrhovaného stroje v souladu s výrobcem doporučeným postupem (viz [52]), upraveným pro konkrétní pohon. Taktéž byly vytvořeny křivky znázorňující závislost životnosti kuličkového šroubu na středních otáčkách kuličkového šroubu a na středním zatížení kuličkového šroubu. Křivky životnosti kuličkového šroubu jsou uvedeny v příloze práce.

Vypočet životnosti kuličkového šroubu v otáčkách:

$$L_o = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{40900}{1070} \right)^3 \cdot 10^6 = \underline{\underline{55849410183,97 \text{ ot}}} \quad (5.149)$$

Vypočet životnosti kuličkového šroubu v hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{40900}{1070} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{1000 \cdot 60} = \underline{\underline{930823,5h}} \quad (5.150)$$

VÝPOČET SERVOMOTORU

Následující výpočty vycházejí (pokud není uvedeno jinak), stejně jako výpočty ostatních os navrhovaného stroje z literatury *Konstrukce CNC obráběcích strojů III* [38] a jsou částečně upraveny a přizpůsobeny konkrétní sestavě pohonu při zachování jejich původního charakteru.

Tab. 47 Parametry potřebné pro výpočet servomotoru pohonu příčných saní [52] [38] [53] [54]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální rychlost pracovního posuvu osy	20	[m·min ⁻¹]
Hmotnost přesouvaných hmot	161	[kg]
Tíhové zrychlení	9,82	[m·s ⁻²]
Maximální zrychlení osy	5	[m·s ⁻²]
Úhel sklonu vedení	0	[°]
Stoupání závitu kuličkového šroubu	10	[mm]
Součinitel tření ve vodičích plochách	0,005	[-]
Průměr hřídele pro ložisko	20	[mm]
Ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu	0,003	[-]
Účinnost kuličkového šroubu	0,92	[-]
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	0,003	[-]
Střední průměr KŠM	29,9	[mm]
Moment setrvačnosti kotvy rotoru servomotoru	1 120	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti brzdy servomotoru	200	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti pružné spojky	100	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu	1 019,392	[kg·mm ²]
Moment setrvačnosti kladek vyvažování	296,01	[kg·mm ²]

STATICKÉ HLEDISKO

Moment zátěže od tíhové složky:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi} = \frac{161 \cdot 9,82 \cdot \sin 0^\circ \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} = \underline{\underline{0N \cdot m}} \quad (5.151)$$

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi} = \frac{161 \cdot 9,82 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} = \underline{\underline{0,01258N \cdot m}} \quad (5.152)$$

Moment zátěže od třecích sil v ložisku:

$$M_L = 0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3 =$$

$$= 0,5 \cdot (1070 + 161 \cdot 9,82 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,005) \cdot 0,02 \cdot 0,003 = \underline{\underline{0,032337 N \cdot m}} \quad (5.153)$$

Síla předepnutí matice kuličkového šroubu:

$$F_{P_M} = 0,35 \cdot F_A = 0,35 \cdot 1070 = \underline{\underline{374,5 N}} \quad (5.154)$$

Moment zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu:

$$M_{K\dot{S}M} = \frac{F_{P_M} \cdot s}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + 0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2 =$$

$$= \frac{374,5 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,92^2) + 0,5 \cdot (1070 + 161 \cdot 9,82 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,005) \cdot 0,0299 \cdot 0,003 =$$

$$M_{K\dot{S}M} = \underline{\underline{0,1399 N \cdot m}} \quad (5.155)$$

Celkový statický moment zátěže redukovaný na hřídel servomotoru:

$$M_{zsrhm} = M_G + M_{GT} + M_L + M_{K\dot{S}M} = 0 + 0,01258 + 0,032337 + 0,1399 = \underline{\underline{0,1848 N \cdot m}} \quad (5.156)$$

Potřebný krouticí moment servomotoru ze statického hlediska:

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi} + M_{zsrhm} = \frac{1070 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} + 0,1848 = \underline{\underline{1,89 N \cdot m}} \quad (5.157)$$

KINEMATICKÉ HLEDISKO

Čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$:

$$t_{r_5} = \frac{v}{a_y} = \frac{20}{5} = \underline{\underline{0,066 s}} \quad (5.158)$$

Dráha potřebná pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$:

$$s_{r_5} = \frac{1}{2} \cdot a_y \cdot t_r^2 = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 0,066^2 = \underline{\underline{0,01 m}} \quad (5.159)$$

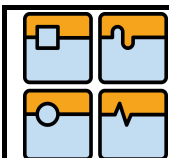
Jelikož jsou pohony os X a Y navrženy tak, aby bylo možné „vyjet“ osou nástroje mimo pracovní stůl o 50 mm na všech jeho stranách, je možné dosáhnout maximální rychlosti pracovního posuvu v osách X a Y již mimo stůl, a pracovat tak po celé ploše stolu při maximální rychlosti pracovního posuvu zmíněných os navrhovaného stroje. Tato skutečnost může být ovšem ovlivněna průměrem nástroje.

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{a_y \cdot 2 \cdot \pi}{s} = \frac{5 \cdot 2 \cdot \pi}{0,01} = \underline{\underline{3141,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}} \quad (5.160)$$

Úhlové zrychlení servomotoru:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s = \underline{\underline{3141,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}} \quad (5.161)$$

**DYNAMICKÉ HLEDISKO**

Moment zátěže od tíhové složky:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi} = \frac{161 \cdot 9,82 \cdot \sin 0^\circ \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} = \underline{\underline{0 N \cdot m}} \quad (5.162)$$

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi} = \frac{161 \cdot 9,82 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} = \underline{\underline{0,01258 N \cdot m}} \quad (5.163)$$

Moment zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu:

$$\begin{aligned} M_{KSM} &= \frac{F_{PM} \cdot s}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + 0,5 \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2 = \\ &= \frac{374,5 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,92^2) + 0,5 \cdot 161 \cdot 9,82 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,005 \cdot 0,0299 \cdot 0,003 = \underline{\underline{0,0919 N \cdot m}} \end{aligned} \quad (5.164)$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{GT} + M_{KSM} = 0 + 0,01258 + 0,0919 = \underline{\underline{0,1045 N \cdot m}} \quad (5.165)$$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot:

$$J_m = m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 161 \cdot \left(\frac{0,01}{2 \cdot \pi} \right)^2 = \underline{\underline{0,00040782 kg \cdot m^2}} \quad (5.166)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel servomotoru:

$$\begin{aligned} J_{rhm} &= J_{mot} + J_{br} + J_{sp} + J_s + J_m + J_k = \\ &= 0,00112 + 0,0002 + 0,0001 + 0,001019392 + 0,00040782 + 0,00029601 = \\ &= \underline{\underline{0,00314321 kg \cdot m^2}} \end{aligned} \quad (5.167)$$

Potřebný krouticí moment servomotoru z dynamického hlediska:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 0,00314321 \cdot 3141,6 + 0,1045 = \underline{\underline{9,98 N \cdot m}} \quad (5.168)$$

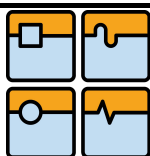
Dynamický poměr momentu setrvačnosti:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{0,00314321}{0,00112} = \underline{\underline{2,81}} \quad \begin{aligned} 1,5 &\leq \Delta_{dyn} \leq 3 \\ 1,5 &\leq 2,81 \leq 3 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.169)$$

Dynamický poměr momentu setrvačnosti dle [53]:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{0,00202321}{0,00112} = \underline{\underline{1,81}} \quad \begin{aligned} 1,5 &\leq \Delta_{dyn} \leq 3 \\ 1,5 &\leq 1,81 \leq 3 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (5.170)$$

Pro pohon příčných saní navrhovaného stroje je použit servomotor od společnosti Siemens s brzdou, s kódovým označením 1FK7062-2AC71-1AH1, a také pružná spojka od firmy T.E.A. TECHNIK s.r.o. s kódovým označením GE-T 24-30 _ _AL. Podrobnější informace k těmto komponentům jsou uvedeny v příloze práce. [53] [54]



ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Zvolený kuličkový šroub příčných saní navrhovaného stroje je uložen stejným způsobem jako kuličkový šroub pracovního stolu stroje - na jednom konci radioaxiálně, a na druhém konci pouze radiálně v ložiskových domečkách s kódovým označením SFA-20 a SLA-20, osazených příslušnými ložisky ZKLF2068.2RSPE a 6204.2RS. Konce kuličkového šroubu jsou opracovány v souladu se způsobem jejich uložení (S2-20 a S5-20), a také je nutné, aby byl kuličkový šroub příčných saní zajištěn na radioaxiálně uloženém konci maticí s kódovým označením HIR 20. Matice kuličkového šroubu je uchycena v příslušném domečku s kódovým označením GFD-32. [52]

ŽIVOTNOST RADIOAXIÁLNÍHO LOŽISKA KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Životnost radioaxiálního ložiska kuličkového šroubu příčných saní je vypočtena dle [55].

Tab. 48 Parametry pro výpočet životnosti radioaxiálního ložiska kuličkového šroubu příčných saní [52]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Dynamická únosnost radioaxiálního ložiska	26 000	[N]
Střední otáčky kuličkového šroubu	1 000	[min ⁻¹]
Statická axiální síla působící na kuličkový šroub	1 070	[N]
Počet radioaxiálních ložisek kuličkového šroubu	1	[-]

Zatížení radioaxiálního ložiska kuličkového šroubu:

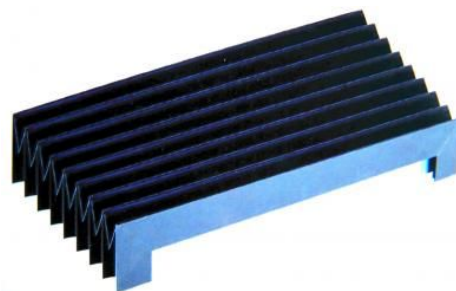
$$P = \frac{F_A}{i} = \frac{1070}{1} = \underline{\underline{1070N}} \quad (5.171)$$

Životnost radioaxiálního ložiska kuličkového šroubu v hodinách:

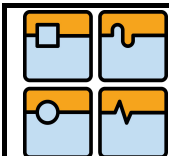
$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 = \frac{16666}{1000} \cdot \left(\frac{26000}{1070} \right)^3 = \underline{\underline{239111,29h}} \quad (5.172)$$

5.11.3 KRYTOVÁNÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ A KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Lineární vedení a kuličkový šroub příčných saní navrhovaného stroje je chráněn před vlivem nečistot vznikajících při obrábění a z okolního prostředí pomocí skládaných měchů od společnosti LIN-TECH HENNLICH s.r.o. Použití skládaných měchů pro ochranu lineárního vedení a kuličkového šroubu příčných saní navrhovaného stroje je prostorově úsporným a cenově příznivým řešením a je umožněno zejména tím, že kryty lineárního vedení a kuličkového šroubu příčných saní nejsou tak intenzivně zatěžovány třískami od obrábění a chladicím médiem, jako je tomu u krytů lineárního vedení a kuličkového šroubu pracovního stolu stroje.



Obr. 44 Skládaný měch [66]



5.12 VEDENÍ ELEKTRICKÝCH KABELŮ A ROZVODŮ MÉDIÍ

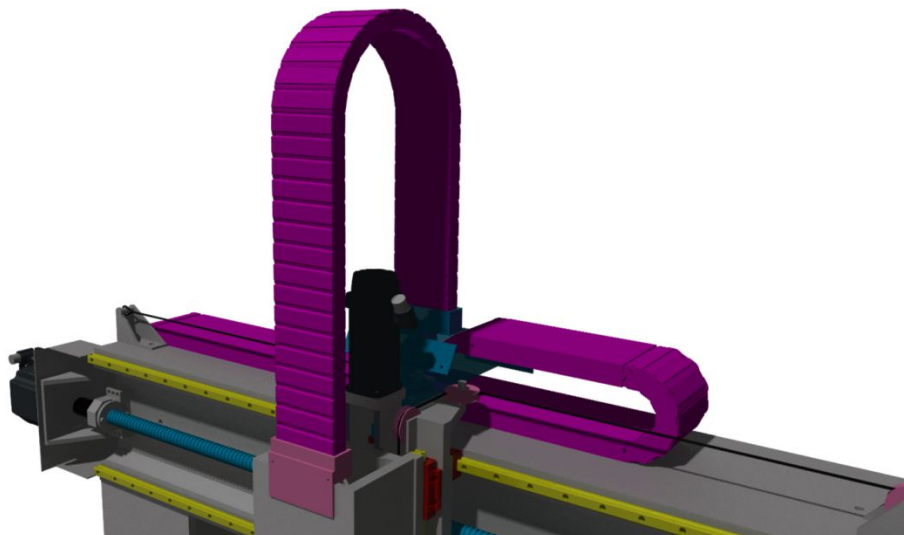
Pohyblivé vedení elektrických kabelů a rozvodů médií, potřebných pro provoz stroje, je zajištěno pomocí energetických řetězců. Energetické řetězce od firmy Igus byly vybrány tak, aby splňovaly potřebné požadavky, mezi které patří:

- a) těsnost proti nečistotám,
- b) odolnost vůči chladícím médiím,
- c) samonosnost a
- d) vhodnost pro požadovanou rychlost a zrychlení pohybu.

Umístění energetických řetězců na navrhovaném stroji je zobrazeno na obrázku 46.



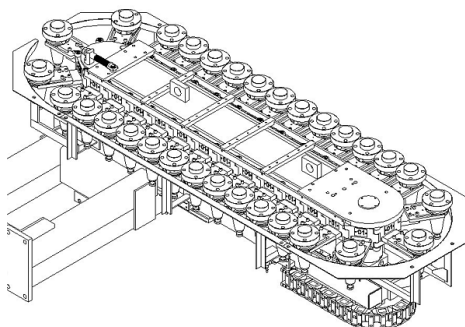
Obr. 45 Energetický řetěz Igus [67]



Obr. 46 Umístění energetických řetězců na navrhovaném stroji

5.13 ZÁSOBNÍK NÁSTROJŮ

Jelikož návrh zásobníku by byl již nad rámec této diplomové práce, byl zásobník nástrojů řešen pouze v souvislosti s napojením na navrhovaný stroj. Na navrhovaném stroji je použit řetězový pick-up zásobník s kapacitou 18 nástrojů. Automatická výměna probíhá způsobem pick-up, kdy smýkadlo „vyjede“ mimo pracovní prostor stroje až nad nástroj umístěný v příslušné pozici zásobníku, kde dojde k jeho výměně. Na navrhovaném stroji je možné použít i pick-up zásobníky s menší či větší kapacitou nástrojů, vždy je však nutné dodržet určité proporce zásobníku, které zajišťují kompatibilitu s navrhovaným strojem.



Obr. 47 Pick-up zásobník nástrojů [68]

5.14 KRYTOVÁNÍ STROJE

Jelikož design krytování stroje by byl již nad rámec diplomové práce, bylo krytování stroje řešeno pouze z funkčního hlediska. V případě potřeby je možné ochranné kryty navrhovaného stroje dále upravit jak pro usnadnění jejich výroby, tak i pro zlepšení jejich vizuální stránky.

5.14.1 VNĚJŠÍ KRYTOVÁNÍ STROJE

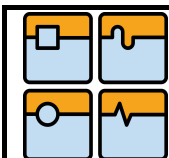
Hlavním účelem vnějšího krytování stroje je oddělit jeho pracovního prostor od okolního prostředí a zamezit tak přístupu obsluhy do pracovního prostoru stroje během pracovního procesu stroje, kde by byla obsluha stroje vystavena mnoha nebezpečím a mohlo by dojít k jejímu zranění, v extrémním případě až k usmrcení. Vnější krytování stroje také chrání obsluhu stroje před případnými předměty vylétujícími ven z pracovního prostoru (čímž zajišťují i čistotu okolního prostředí), a to ať už se jedná o třísky, nebo v případě havárie o ulomený nástroj. Některá nebezpečí by si laik nemusel ani uvědomit, protože nejsou na první pohled tak zřejmá, jako tomu je u dříve zmíněných. Jedná se například o vliv zplodin, hluku a vibrací vznikajících při výrobním procesu, nebo také o únik kapaliny ze stroje, kdy hrozí nebezpečí v podobě možného uklouznutí a následného zranění obsluhy stroje.

Nejdůležitější částí vnějšího krytování stroje je konstrukce z dutých tenkostěnných profilů obdélníkového průřezu, která tvoří hlavní nosnou část celého vnějšího krytování stroje. Hlavní nosná konstrukce je opláštěná plechem požadované tloušťky. Výběr vhodného typu materiálu a výpočet potřebné tloušťky použitého plechu byl proveden dle normy ČSN EN 12417+A2 *Bezpečnost obráběcích a tvářecích strojů - Obráběcí centra* [69] a je uveden níže spolu s výpočtem potřebné tloušťky polykarbonátu, použitého pro zhotovení výplně dveří a průhledů do stroje.

Hlavní posuvné dveře navrhovaného stroje jsou umístěny na straně určené k obsluze stroje, stejně jako obslužný panel. Dle ČSN EN 12417+A2 jsou hlavní dveře navrhovaného stroje vybaveny bezpečnostním spínačem s blokováním OMRON - D4SL-N [70] (obrázek 48), který znemožňuje otevření dveří stroje při probíhajícím výrobním cyklu. Dále je nutné zajistit uchycení „vidličky“ bezpečnostního spínače na dveřích stroje pomocí nerozebíratelného spojení, taktéž i vlastní tělo spínače je vhodné obdobným způsobem uchytit na rámu vnějších ochranných krytů stroje, aby bylo znemožněno jeho vyřazení.

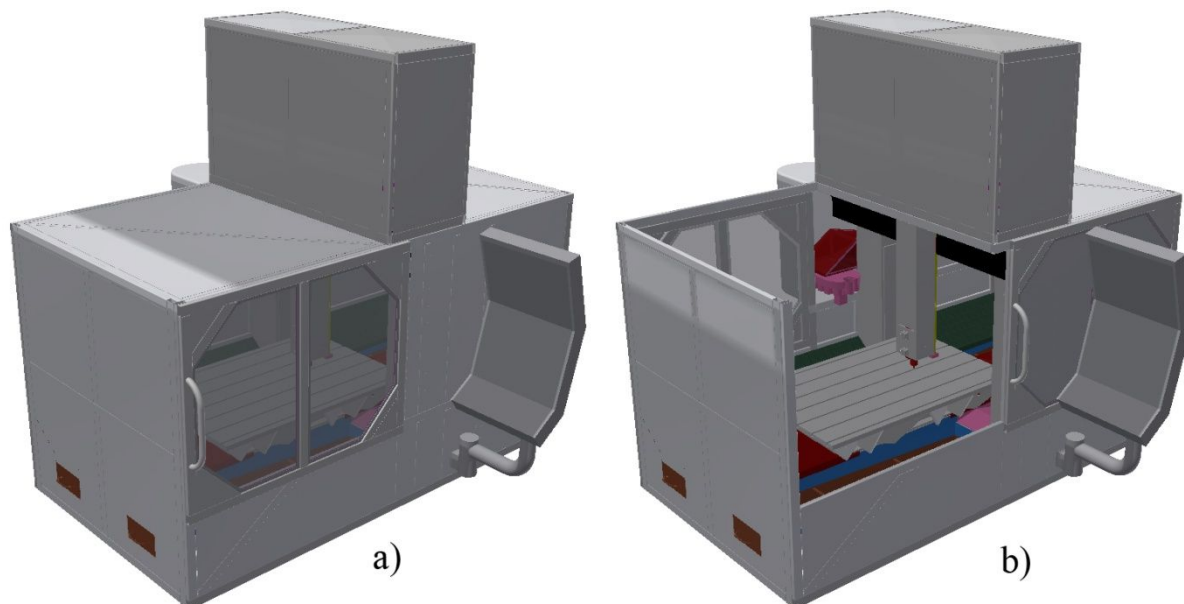


Obr. 48 Bezpečnostní spínače s blokováním: OMRON - D4SL-N [70]



Pro snadnější obsluhu stroje zejména při upínání obrobků musely být v souladu s ergonomií vytvořeny i vedlejší dveře, umístěné na protilehlé straně vnějšího krytování stroje, vůči hlavním dveřím stroje. Jelikož tyto dveře nebudou tak často využívány a převážná většina manipulace s obrobky bude prováděná prostřednictvím hlavních dveří, jsou vedlejší dveře z konstrukčního hlediska navrženy jako křídlové. K volbě tohoto konstrukčního řešení otevírání dveří také přispívá zásobník nástrojů, umístěný na straně vedlejších dveří, kvůli kterému není možné použít dveře posuvné. Vedlejší dveře jsou stejně jako dveře hlavní vybaveny bezpečnostním spínačem s blokováním OMRON - D4SL-N [70].

Jelikož je možné na navrhovaném stroji obrábět i obrobky o maximální hmotnosti 1 000 kg, bylo vnější krytování stroje přizpůsobeno možnosti použít pro manipulaci s obrobkem jeřáb. Část stropního krytování stroje nad předními dveřmi je z tohoto důvodu odnímatelná a stroj může obrábět i při její absenci. Pro lepší představu o vnějším krytování navrhovaného stroje je níže přiložen obrázek 49, který zobrazuje jak kompletní krytování stroje, tak i stav vnějšího krytování stroje nutný pro umožnění manipulace s obrobky pomocí jeřábu.



Obr. 49 Vnější krytování stroje a) Kompletní b) Při manipulaci s obrobkem pomocí jeřábu

Tab. 49 Parametry potřebné pro výpočet tloušťky materiálu vnějšího krytování [70]

Parametr	Hodnota	Jednotky
Maximální průměr nástroje	16	[mm]
Maximální otáčky vřetena	30 000	[min ⁻¹]
Hmotnost standardního projektilu	0,1	[kg]

Maximální řezná rychlost:

$$v_{c\max} = B \cdot \pi \cdot n_{v\max} = 0,016 \cdot \pi \cdot \frac{30000}{60} = \underline{\underline{25,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}} \quad (5.173)$$

kde:

$v_{c\max}$	[m·s ⁻¹]	je maximální řezná rychlost
B	[m]	- maximální průměr nástroje, který lze použít na stroji
$n_{v\max}$	[s ⁻¹]	- maximální frekvence otáčení vřetena

Výpočet maximální energie nárazu:

$$J_c = \frac{m_p \cdot v_{c \max}^2}{2} = \frac{0,1 \cdot 25,13^2}{2} = \underline{\underline{31,58J}} \quad (5.174)$$

kde:

J_c [J] je energie nárazu

m_p [kg] - hmotnost standardního projektilu

Na základě normy ČSN EN 12417+A2 *Bezpečnost obráběcích a tvářecích strojů - Obráběcí centra* [69] a výsledků předcházejících výpočtů byl pro vnější opláštění celého stroje zvolen plech z materiálu St 12.03 o tloušťce 1,5 mm, a pro výplň dveří a průhledů do navrhovaného stroje byl vybrán polykarbonát o tloušťce 4 mm. Výdržná energie těchto materiálů v uvedených tloušťkách několikanásobně převyšuje energii nárazu. Jelikož jsou ale v příslušné normě uvedeny jako nejtenčí, bylo nutné použít tyto materiály v uvedených tloušťkách, čímž došlo k předimenzování ochranných krytů stroje. Avšak s přihlédnutím k postupnému stárnutí např. polykarbonátu, při kterém dochází k jeho křehnutí, není jisté naddimenzování na škodu. [69]

HLUK

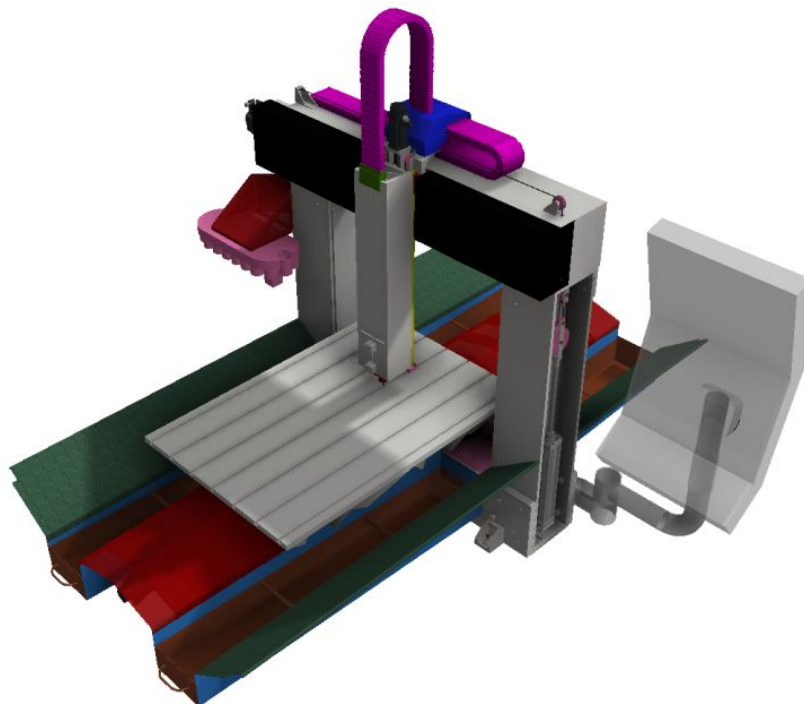
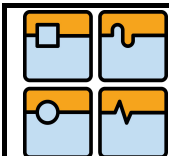
Hluk vyvozovaný strojem při jeho činnosti spadá taktéž do hygieny práce a bezpečnostních rizik stroje. Z těchto důvodů je nutné provést zkoušky provozu dokončeného stroje a případně doplnit krytování stroje o audio-izolační prvky, pomocí kterých je možné omezit intenzitu hluku vydávaného strojem natolik, aby neměla negativní vliv na zdraví obsluhy.

SVĚTELNÉ ZÁŘENÍ

Pro povrchovou úpravu vnějších ochranných krytů stroje byla záměrně vybrána světlá barva, která by měla přispívat k odrážení světelného záření od krytování stroje, a nemělo by tedy docházet k tak intenzivnímu zahřívání stroje například vlivem slunečního záření, jako by tomu bylo u stroje s tmavou povrchovou úpravou. Při výběru typu použité barvy je také vhodné vybrat takovou, která je odolná vůči trvalému znečištění například oleji atd.

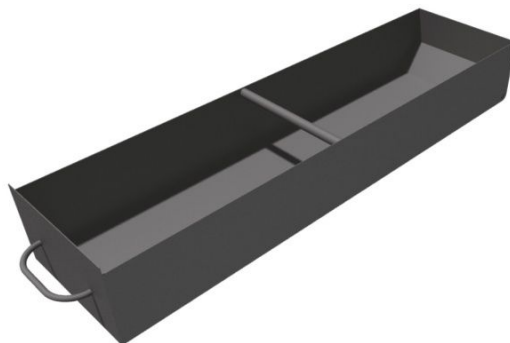
5.14.2 VNITŘNÍ KRYTOVÁNÍ STROJE

Ochranné kryty lineárních vedení a kuličkových šroubů jednotlivých pohybových os navrhovaného stroje byly zvoleny již dříve. Z tohoto důvodu je v této kapitole řešeno pouze zbylé krytování vnitřního prostoru stroje. Vnitřní krytování stroje je navrženo tak, aby zajistilo ochranu důležitých komponent stroje před znečištěním a následným poškozením vlivem chladicího média a nečistot vznikajících během provozu stroje. Taktéž je vnitřní krytování stroje navrženo s ohledem na třískové hospodářství a jeho funkční design napomáhá k usměrnění toku odpadu do k tomu určených vyjímatelných kontejnerů, které jsou součástí stroje, což výrazně usnadňuje manipulaci s odpadem. Stroj je také možné na přání zákazníka vybavit dopravníky třísek, ale vzhledem k jeho účelu a cenové kategorii byla jako výchozí varianta odvodu odpadu ponechána předchozí možnost. Vnitřní krytování navrhovaného stroje je zobrazeno na obrázku 50.

*Obr. 50 Vnitřní krytování stroje*

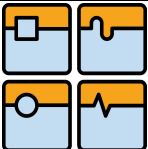
KONTEJNERY NA TŘÍSKY

Odvod třísek ze stroje zajišťuje obsluha ruční manipulací s kontejnery. Vzhledem k náročnosti práce jsou pro tuto činnost kontejnery vhodně uzpůsobeny. Každý z kontejnerů je vybaven madlem a válečkem, po kterém je možné s kontejnerem pojíždět. V manuálu stroje je vhodné uvést, že je nutné průběžně kontrolovat obsah kontejnerů, které je potřeba vyprazdňovat ve vhodných intervalech, aby nedocházelo k přetěžování obsluhy stroje manipulací s těžkými předměty. Navržený kontejner je zobrazen na obrázku 51.

*Obr. 51 Kontejner na třísky*

OSVĚTLENÍ PRACOVNÍHO PROSTORU STROJE

Pro osvětlení pracovního prostoru stroje jsou použity led diody, které mají mnohem nižší spotřebu elektrické energie, delší životnost a také produkují méně tepla v porovnání s klasickými žárovkami se srovnatelnou svítivostí. Led osvětlení je běžně k dostání s voděodolnou úpravou a také lze poměrně jednoduše měnit jeho intenzitu. Mezi další výhody led osvětlení patří vysoká odolnost vůči častému spínání a vibracím.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 101
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.14.3 CHLADÍCÍ MÉDIUM

Přívod chladicího média do řezného procesu je možné uskutečnit mimo vřeteno, a to dvěma způsoby. Buď přímo smýkadlem (stejně jako přívod elektrické energie a médií nutných pro provoz elektrovřetena navrženého stroje), nebo je možné přívod chladicího média zajistit i mimo smýkadlo a jeho vedení uchytit na vnější straně stejně jako příslušenství pro odsávání nečistot vzniklých při obrábění prашných materiálů, jakými jsou například dřevo či beton.

Pro přesné nasměrování toku chladicího média je využito kloubových plastových hadic od firmy Maplast, vyrobených z materiálu zvaného POM (Polyacetal), který vyniká svou pevností, rozměrovou stálostí, odolností proti opotřebení, a je použitelný až do teploty okolního prostředí 130 °C. Přesné umístění kloubových hadic pro odsávání nečistot z řezného procesu a pro přívod chladicího média bude řešeno až na dokončeném fyzickém stroji. Toto je nutné zejména z toho důvodu, že výrobce neuvádí hodnoty dovoleného zrychlení pro jednotlivé kloubové hadice, a je tedy nutné provést jisté zkoušky pro zvolení jejich vhodné délky v závislosti na udržení předem dané polohy. [72]

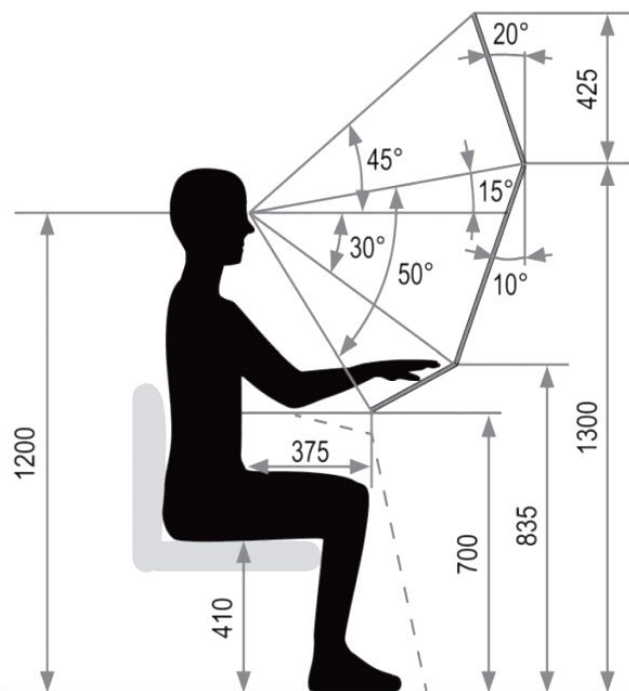
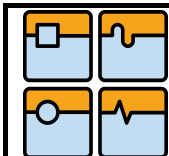
Chladicí médium je do navrhovaného stroje přiváděno z externího zdroje, do kterého je taktéž zajištěn odvod chladicího média z kontejnerů na třísky. Jak přívod chladicího média do stroje, tak i jeho odvod do externího agregátu není prokreslen v 3D modelu navrhovaného stroje a jeho realizace proběhne v závislosti na potřebách externího agregátu či centrálních rozvodech firmy.

5.14.4 ODVĚTRÁVÁNÍ

Navrhovaný stroj může být vybaven odsáváním vzduchu z pracovního prostoru s jeho následnou filtrací. Tato činnost by byla prováděna externím filtračním zařízením, které je možné dle potřeby napojit v horní části krytování stroje. Odsátý vzduch z pracovního prostoru by byl po zbavení nežádoucích mikročástic a aerosolů dopravován zpět do stroje, čímž by se zajistila stálá cirkulace vzduchu v pracovním prostoru stroje, což přispívá k rovnoměrnému zahřívání rámu stroje a tudíž i ke snížení vlivu deformací rámu stroje, zapříčiněných lokálními ohřevy, na přesnost stroje.

5.15 OVLÁDACÍ PANEL

Ovládací panel stroje je navržen s ohledem na jeho vhodnou ergonomii dle literatury *Výrobní stroje I* [71]. Ovládací panel navrženého stroje je možné přizpůsobit potřebám použitého hardwaru řídicího systému, ale vždy je nutné dodržet jeho ergonomicky vhodné rozmístění (viz obrázek 52). Ovládací panel je taktéž navržen tak, aby jej bylo možné po skončení práce přiklopit ke stroji i při otevřených hlavních dveřích a uvolnit tak místo v okolí stroje. Panel je také možné na otočném rameni vhodně polohovat dle potřeb obsluhy, a zároveň v souladu s literaturou *Výrobní stroje I* [71] je možné nastavit i jeho výšku v rozmezí ± 70 mm.

*Obr. 52 Ergonomicky vhodné rozmístění ovládacích panelů [71]*

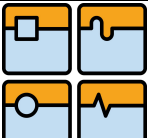
5.16 PŘÍSLUŠENSTVÍ V PODOBĚ ČTVRTÉ A PÁTÉ OSY

Stroj je možné doplnit příslušenstvím v podobě čtvrté a páté osy (například kolébkou - viz obrázek 53). Toto příslušenství je možné volit libovolně od externích dodavatelů, vždy je však nutné vybírat z příslušenství, které je kompatibilní s navrhovaným strojem.

*Obr. 53 Kolébka [73]*

5.17 ŘÍDICÍ SYSTÉM STROJE

Současné řídicí systémy obráběcích strojů je možné rozdělit do dvou pomyslných kategorií. První kategorií jsou profesionální řídicí systémy, nabízené předními výrobci, zabývajícími se výrobou obráběcích strojů, či jen jejich komponent nebo systémů. Nejznámějšími společnostmi působícími v této oblasti jsou Siemens, Fanuc, Mitsubishi a Heidenhain. Systémy nabízené těmito společnostmi jsou dodávány včetně softwaru i hardwaru. Celý systém se skládá z hlavního počítače s operačním systémem pracujícím v reálném čase, ovládací obrazovky a vlastního modulárního hardwaru. Tyto systémy výrobci nabízejí v několika variantách podle typu obráběcího stroje, pro jehož řízení má být systém použit, podle počtu řízených os, počtu současně řízených os stroje a také požadované přesnosti a rychlosti polohování jednotlivých os atd. Snadná obsluha a vysoká spolehlivost těchto systémů, spolu s dostupným servisem a schopností vyhovět téměř každému zákazníkovi, se ale odráží na jejich vysoké ceně. [74] [75] [76] [77] [78]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 103
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

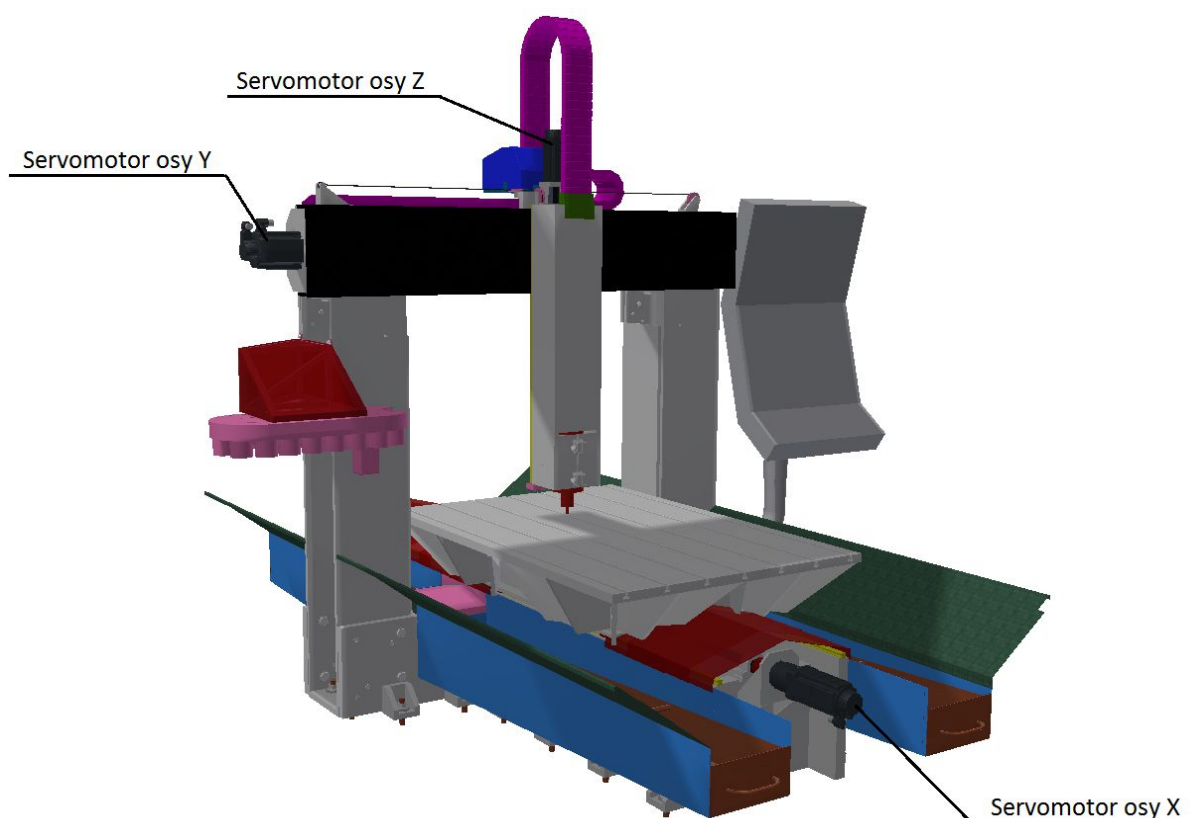
Druhou kategorií jsou řídicí systémy neprofesionální, které nejsou tak vyspělé, jako systémy předchozí kategorie. Většina řídicích systémů v této kategorii běží na klasickém PC s operačním systémem Windows. Nejznámějším neprofesionálním řídicím systémem je řídicí systém Mach3, který je vhodný zejména pro nenáročné aplikace, a to především díky své jednoduchosti a minimální pořizovací ceně (cca 5 000 Kč). Mach3 je možné použít pro kontinuální řízení maximálně šesti os v lineární interpolaci a dvou os v kruhové interpolaci, taktéž podporuje režim řízení master / slave a je možné do něj vytvářet makra. Hardware pro řídicí systém Mach3 je tvořen modulovým systémem. Řídicí modul je nejčastěji propojen s PC pomocí paralelního portu. S ohledem na vymizení paralelních portů z velké většiny dnes prodáváných počítačů se i řídicí moduly určené pro tento řídicí systém přizpůsobily potřebám moderní doby a je možné je připojit k PC pomocí USB konektoru, nebo pomocí Ethernetu, jako je tomu například u HW interpolátoru SmoothStepper. Díky tomu není nutné používat převodník, jako tomu bylo doposud. Na řídicí modul řídicího systému jsou připojeny drivery pohonů jednotlivých os, a to až už se jedná o krokové motory či servomotory. Na řídicí modul jsou taktéž připojeny koncové spínače, tlačítko nouzového zastavení, senzorika stroje atd. [79] [80]

Dalším hojně využívaným systémem k řízení CNC strojů, který v mnoha ohledech předčí systém Mach3, je open source řídicí systém EMC2, založený na platformě operačního systému Linux, který je zároveň i operačním systémem a nepotřebuje tedy pro chod na PC jiný operační systém. Nejenže je jakožto open source volně stažitelný, ale pomocí velkého množství modulů, od těch nejjednodušších, až po nabyté vyspělými funkcemi, je z něj možné vytvořit vysoce sofistikovaný řídicí systém, který lze téměř neomezeně upravovat, doplňovat a přizpůsobit jej tak konkrétnímu stroji. [81]

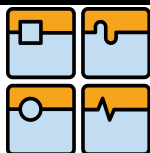
Z každé z těchto dvou kategorií byl vybrán jeden z řídicích systémů, který je možné použít pro řízení navrhovaného stroje. Z profesionálních řídicích systémů byl zvolen řídicí systém společnosti Siemens SINUMERIK 828D (PPU 260.2/261.2), a to především z toho důvodu, že i pro pohon jednotlivých os stroje byly použity komponenty společnosti Siemens. Ze skupiny neprofesionálních řídicích systémů byl zvolen řídicí systém EMC2, a to zejména pro jeho vyspělost, komptabilitu s použitými komponenty pohonů jednotlivých os stroje, možností přizpůsobit jej konkrétnímu stroji a také kvůli minimálním nákladům na jeho pořízení. Dle mého názoru je možné, při věnování určitého času a úsilí vývoji a úpravám systému EMC2, přiblížit se funkcím a vyspělosti profesionálních řídicích systémů. Pro vývoj takového systému je zapotřebí dostatek času a zkušeností, ale na druhou stranu společnost získá vyspělý řídicí systém, který je možné libovolně přizpůsobit strojům vyráběným danou společností. Zároveň se po navrácení investice do vývoje vlastního řídicího systému na bázi EMC2 projeví s každým prodaným kusem stroje určitá finanční úspora na řídicím systému stroje, nemluvě o servisu stroje, který je díky vlastnímu řídicímu systému schopný provést pouze výrobce, což mu zajistí další zisk. [74] [81]

6 TEPLOTNÍ OVLIVNĚNÍ NAVRŽENÉHO STROJE

Jelikož navržený stroj z finančních důvodů nedisponuje softwarovou kompenzací tepelných deformací rámu stroje, je za účelem zmenšení vlivu těchto tepelných deformací na přesnost stroje konstrukce navržena symetricky. Zároveň jsou zdroje tepla, jako například servomotory, umístěny pokud možno mimo rám stroje tak, aby nedocházelo k výrazným lokálním ohřevům rámu stroje, které významně ovlivňují jeho přesnost. S ohledem na teplotní ovlivnění stroje bylo navrženo i vnější krytování stroje viz podkapitola 5.14.1. Umístění pohonů stroje je možné vidět na obrázku 54.

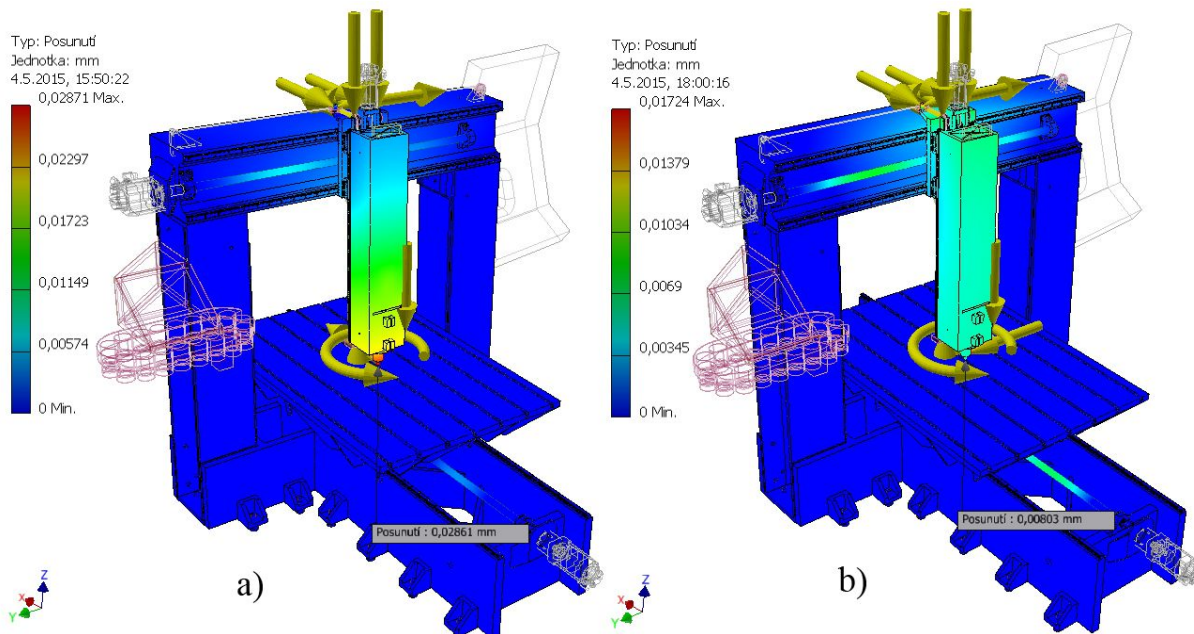


Obr. 54 Umístění servomotorů jednotlivých os na navrženém stroji

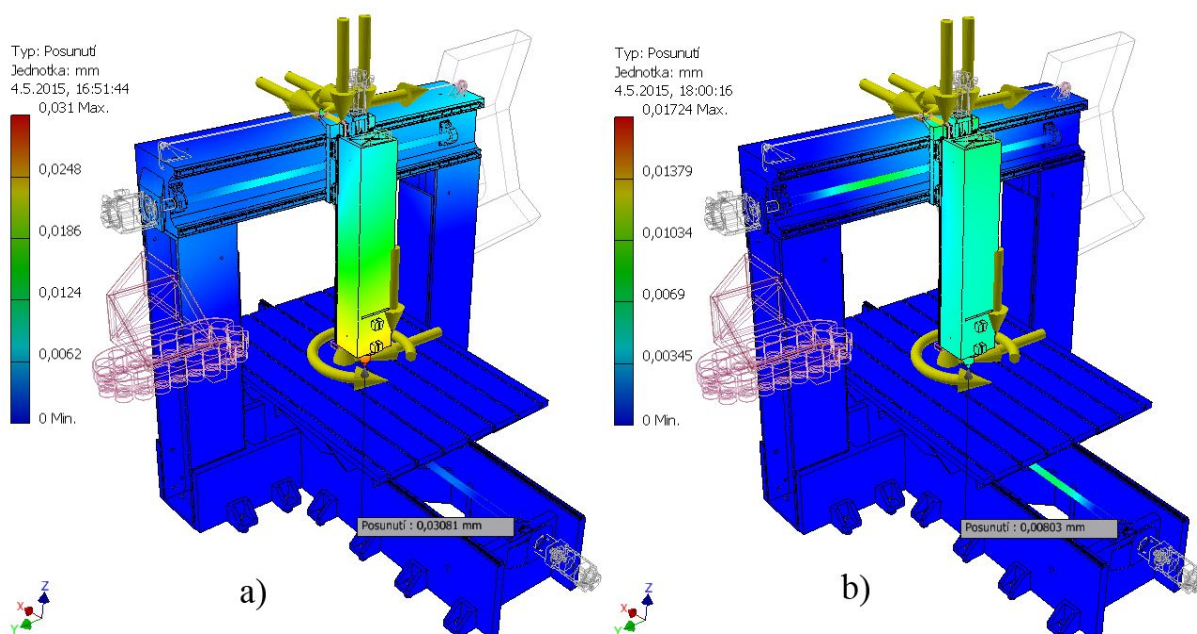


7 DEFORMACE NAVRŽENÉHO STROJE POD ZATÍŽENÍM

Na příložených obrázcích níže (55 až 57) jsou zobrazeny volumetrické deformace navrženého stroje při frézování v osách X a Y a při vrtání, ze kterých je patrné vhodné dimenzování stroje. V příloze práce jsou také uvedeny volumetrické deformace navrženého stroje při dalších typech zatížení. Je nutné poznamenat, že je možné vzniklé deformace stroje (převážně vlivem tíhového zrychlení) kompenzovat jak elektronicky, tak i přímo při výrobě a montáži stroje, čímž lze dosáhnout zvýšení jeho přesnosti.



Obr. 55 Volumetrická deformace navrženého stroje při frézování v ose X
a) Hrubování (1070 N, 5,4 N·m) b) Dokončování (120 N, 0,6 N·m)



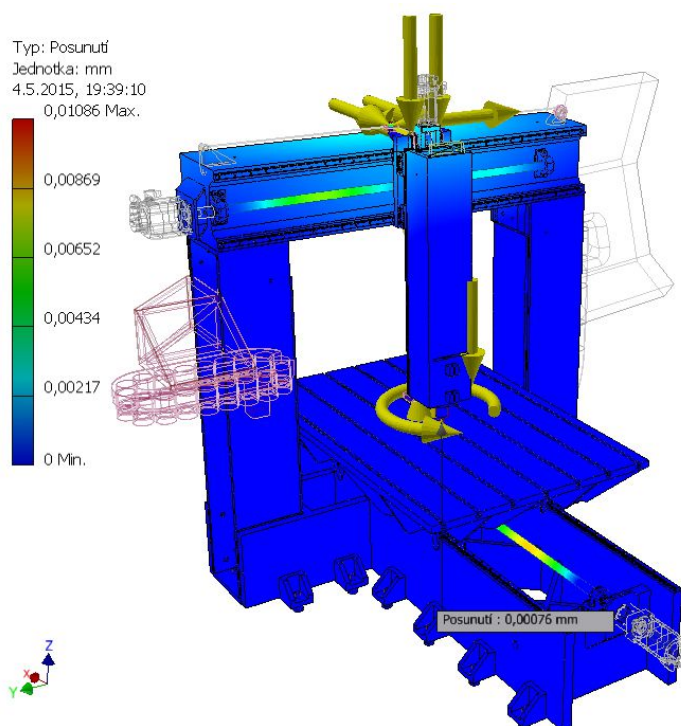
Obr. 56 Volumetrická deformace navrženého stroje při frézování v ose Y
a) Hrubování (1070 N, 5,4 N·m) b) Dokončování (120 N, 0,6 N·m)

Tab. 50 Deformace navrženého stroje při frézování v ose X

Parametr	Hrubování	Dokončování	Jednotky
Velikost volumetrické deformace	0,02861	0,00866	[mm]
Velikost deformace v ose X	0,02746	0,00494	[mm]
Velikost deformace v ose Y	0,000055	0,000088	[mm]
Velikost deformace v ose Z	0,008025	0,007118	[mm]

Tab. 51 Deformace navrženého stroje při frézování v ose Y

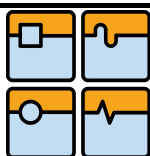
Parametr	Hrubování	Dokončování	Jednotky
Velikost volumetrické deformace	0,03081	0,00803	[mm]
Velikost deformace v ose X	0,00203	0,00207	[mm]
Velikost deformace v ose Y	0,02999	0,003402	[mm]
Velikost deformace v ose Z	0,006768	0,006977	[mm]



Obr. 57 Volumetrická deformace navrženého stroje při vrtání (1697 N, 4,5 N·m)

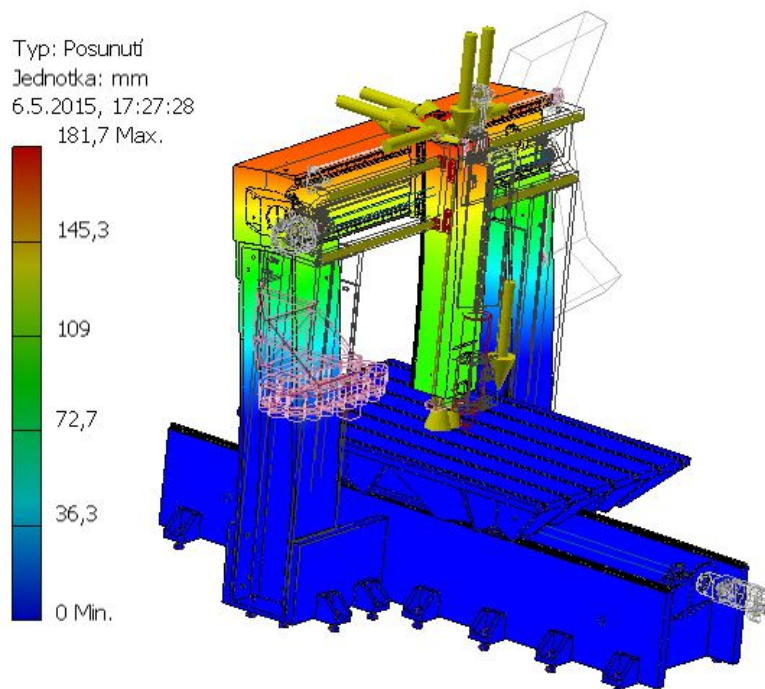
Tab. 52 Deformace navrženého stroje při vrtání

Parametr	Hodnota	Jednotky
Velikost volumetrické deformace	0,00076	[mm]
Velikost deformace v ose X	0,000738	[mm]
Velikost deformace v ose Y	0,000162	[mm]
Velikost deformace v ose Z	0,000109	[mm]



8 VLASTNÍ FREKVENCE NAVRŽENÉHO STROJE

Navržený stroj byl podroben analýze pro zjištění vlastních frekvencí, kterých nesmí být při provozu stroje dosaženo. Provozu stroje bez rozkmitání na vlastní frekvence se dá dosáhnout obráběním mimo tyto frekvence, což má ale negativní vliv na rozsah použitelnosti stroje. Mezi další způsoby, jak zabránit v rozkmitání stroje na vlastní frekvence, patří například obrábění nástrojem s nerovnoměrně rozloženými zuby. Taktéž lze zvýšit tlumení navrženého stroje například vyplněním dutiny stojanů tlumícím materiálem, díky čemuž je teoreticky možné vlastní frekvence stroje „posunout“ mimo rozsah frekvencí buzených řezným procesem. Jelikož není v programu Autodesk Inventor Professional 2013 možné do modální analýzy zahrnout vliv tlumení jednotlivých svarů konstrukce, je nutné provést zjištění přesných hodnot vlastních frekvencí měřením na dokončeném stroji. Na přiloženém obrázku 58 je zobrazena deformace navrženého stroje při dosažení první vlastní frekvence. Deformace navrženého stroje při dosažení druhé až osmé vlastní frekvence jsou uvedeny v příloze práce. [38]



Obr. 58 Deformace navrženého stroje při dosažení první vlastní frekvence

Tab. 53 Vlastní frekvence navrženého stroje

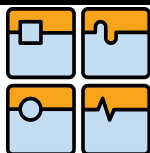
Parametr	Hodnota	Jednotky
1. vlastní frekvence	55,14	[Hz]
2. vlastní frekvence	68,41	[Hz]
3. vlastní frekvence	95,74	[Hz]
4. vlastní frekvence	127,58	[Hz]
5. vlastní frekvence	134,62	[Hz]
6. vlastní frekvence	176,74	[Hz]
7. vlastní frekvence	177,23	[Hz]
8. vlastní frekvence	210,41	[Hz]

9 TECHNICKÉ PARAMETRY NAVRŽENÉHO STROJE

Z níže uvedené tabulky 54, ve které jsou uvedeny technické parametry navrženého stroje, je zřejmé, že navržený stroj splňuje požadované technické parametry zvolené v kapitole 3.

Tab. 54 Technické parametry navrženého stroje

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry pracovního stolu	1 500 x 1 000	[mm]
Velikost T-drážek	14	[mm]
Rozsah posuvu - osa X	1 600	[mm]
Rozsah posuvu - osa Y	1 100	[mm]
Rozsah posuvu - osa Z	700	[mm]
Světlost portálu	828	[mm]
Rychlost pracovního posuvu	X = 20; Y = 20; Z = 20	[m/min]
Rychloposuv	X = 24; Y = 20; Z = 24	[m/min]
Maximální zatížení stolu standardně / výjimečně	100 / 1 000	[kg]
Počet nástrojů v zásobníku	18	[ks]
Přesnost nastavení polohy	0,01	[mm]
Opakovatelnost nastavení polohy	0,005	[mm]
Vyložení vřetene	-	[mm]
Otáčky vřetene	max. 30 000	[min ⁻¹]
Plynulá změna otáček	Ano	
Kužel vřetene	HSK E40	
Výkon vřetena	7,5	[kW]
Elektrické připojení	3 x 400	[V]
Příkon	-	[kW]
Přípojka tlakového vzduchu	6 - 10	[bar]
Rozměry stroje (š × v × h)	3 160 x 2 911 x 3 300 (s terminálem)	[mm]
Hmotnost stroje	3 665	[kg]
Řídicí systém	SINUMERIK 828D / EMC2	

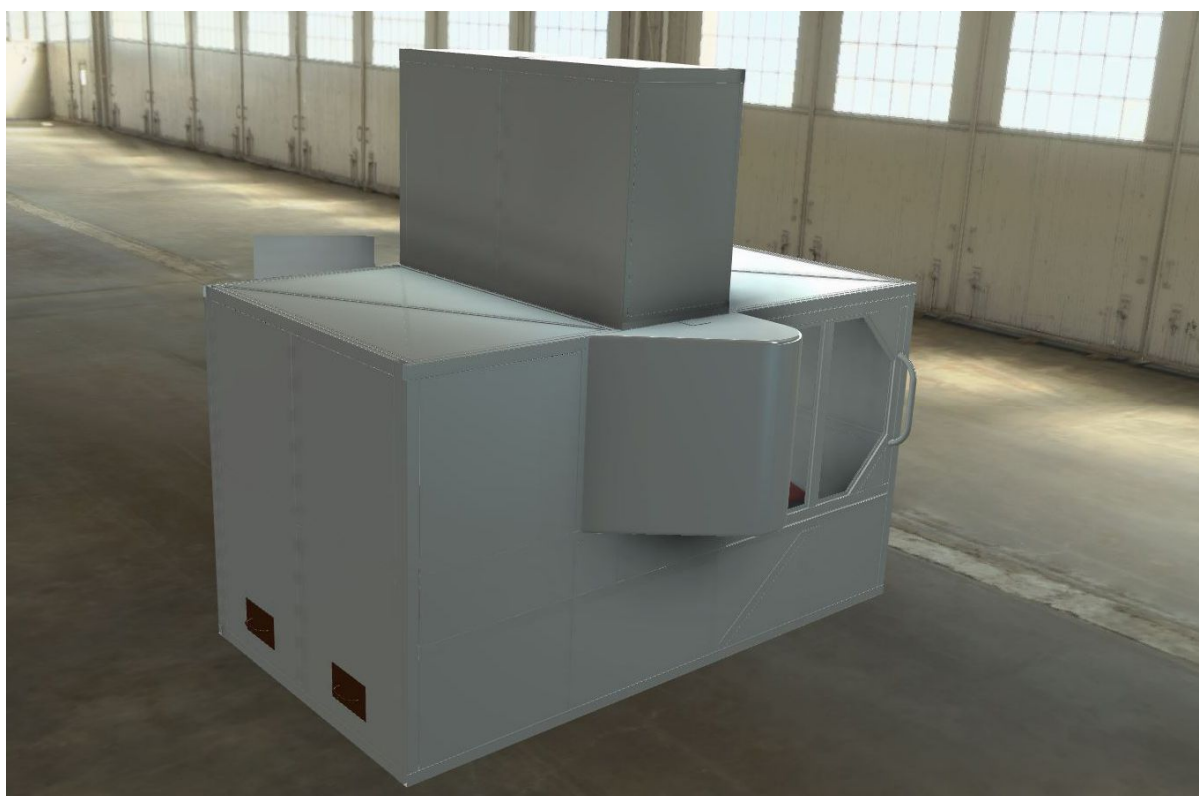


10 VIZUALIZACE NAVRŽENÉHO STROJE

Na obrázcích 59 a 60, uvedených níže, je zobrazena konečná podoba stroje.



Obr. 59 Přední část navrženého stroje



Obr. 60 Zadní část navrženého stroje

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 110
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ZÁVĚR

Mezi cíle diplomové práce patřila řešerše v oblasti současných CNC frézek, volba a zdůvodnění technických parametrů navrhované frézky, konstrukční výpočty a konstrukční návrh frézky, dále vytvoření výkresu sestavy frézky spolu s pěti výrobními výkresy, a 3D CAD model stroje.

V této práci bylo dosaženo všech těchto cílů. Prvním z cílů byla řešerše v oblasti současných CNC frézek. Tato řešerše je obsahem první kapitoly diplomové práce, kdy byla provedena analýza trhu současných CNC frézek. V rámci analýzy trhu bylo vybráno a zhodnoceno devět CNC frézek, jejichž vybrané vlastnosti nebo konstrukční prvky by bylo vhodné použít na navrhovaném stroji.

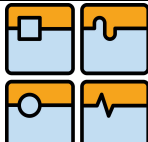
Druhým z cílů byla volba a zdůvodnění technických parametrů navrhované frézky, což je obsahem třetí kapitoly. Volba technických parametrů navrhovaného stroje proběhla zejména na základě analýzy trhu s ohledem na co nejvyšší užité vlastnosti stroje a také na jeho univerzálnost, kdy byly zvoleny rozměry pracovního stolu, rozsahy a rychlosti posuvů jednotlivých os stroje, maximální zatížení pracovního stolu, přesnost a opakovatelnost nastavení polohy, atd.

Dalším krokem byl konstrukční návrh CNC frézky spolu s potřebnými konstrukčními výpočty. Na základě předchozí analýzy trhu bylo vybíráno mezi dvěma typy konstrukčního uspořádání CNC frézky - vertikální frézku s křížovým stolem a portálovou frézku. Jako nejvýhodnější se ukázalo použít konstrukční uspořádání typu portálové frézky s posuvným stolem. Poté bylo přistoupeno k samotnému návrhu stroje, který je obsahem páté kapitoly. Převážnou část této kapitoly tvoří návrh a výpočet pohonů a lineárních vedení pracovního stolu, smýkadla a příčných saní. Další důležitou částí páté kapitoly je také návrh krytování stroje a ovládacího panelu spolu s volbou řídicího systému. Cílem diplomové práce bylo také vytvořit výkres sestavy navržené CNC frézky spolu s dalšími pěti výrobními výkresy. Tyto výkresy jsou součástí přílohy diplomové práce spolu s 3D CAD modelem stroje a je možné je označit za hlavní cíl práce.

Vzhledem k rozsahu diplomové práce vymezenému jejími cíli nebyly některé oblasti návrhu stroje rozebrány detailněji. Z tohoto důvodu by bylo do budoucna možné zabývat se podrobněji například designem stroje, návrhem zásobníku nástrojů, přizpůsobením ovládacího panelu potřebám použitého řídicího systému, dále by bylo taktéž možné vytvořit schéma kompletní elektroinstalace stroje, nebo také vytvořit návrh pneumatického obvodu vyvažování smýkadla.

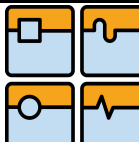
POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MLCube - Datron. *Vítame Vás na stránkach DATRON-TECHNOLOGY s.r.o.* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.datroncnc.cz/cz/cnc-stroje/cnc-frezovani/mlcube>
- [2] Datron. *Vítame Vás na stránkach DATRON-TECHNOLOGY s.r.o.* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.datroncnc.cz/cz/datron>
- [3] DATRON M8Cube: Industrial devices - Machines - Red Dot 21 – global design directory. *Red Dot 21: global design directory* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.red-dot-21.com/products/datron-m8cube>
- [4] SLV 300. [online]. [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.cncstroj.cz>
- [5] Technická data. *SLV 300* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.cncstroj.cz/technicka-data/>
- [6] About XYZ Machine Tools: CNC Machinery & Manual Machines - UK & Overseas. 2010. *XYZ Machine Tools UK: Suppliers of Precision Engineering Machines* [online]. [cit. 2015-05-15]. Volně přeloženo z: <http://www.xyzmachinetools.com/index.cfm/machinetools/About.Home>
- [7] Kontakt: XYZ Machine Tools. 2010. *XYZ Machine Tools UK: Suppliers of Precision Engineering Machines* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.cnc-xyz.cz/kontakt>
- [8] XYZ SMX 3500: XYZ Machine Tools. 2010. *XYZ Machine Tools UK: Suppliers of Precision Engineering Machines* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.cnc-xyz.cz/frezky/lozove/xyz-smx-3500#2-technick%C3%A9-parametry>
- [9] Přesné obráběcí stroje pro malosériovou a kusovou výrobu. *XYZ Machine Tools* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.cnc-xyz.cz/>
- [10] Our Mission. 利精机/中国 SYIL CHINA. 数控铣床/加工中心/钻攻中心/精密车床, 与服务 [online]. [cit. 2015-05-15]. Volně přeloženo z: <http://www.syil.com.cn/en/about.aspx>
- [11] X6 - X6 PLUS (grande table). *Importateur machines Syil en France* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.syil-france.com/machine-syil-x6-x6-plus-grande-table,10.html>
- [12] Společnost. *KOVOSVIT MAS* [online]. [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://kovosvit.cz/cz/spolecnost/>
- [13] MCV 1016 QUICK. *MAS Machine Tools* [online]. [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.masmachinetools.cz/cs/machine/mcv-1016-quick>
- [14] KOVOSVIT MAS, a.s. *Vertikální obráběcí centra* [online]. [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.kovosvit.cz/upload/products/pdf/mcv-1016-quick-1384882307.pdf>

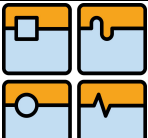
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 112
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [15] Proč HURCO. 2013. *HURCO-GmbH: CNC obráběcí centra* [online]. [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.hurco.cz/red/cnc-drehen-und-fraesen-605.asp>
- [16] Naše filozofie. 2013. *HURCO-GmbH: CNC obráběcí centra* [online]. [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.hurco.cz/red/mind-over-metal-702.asp>
- [17] VMX60SRTi: CNC obráběcí centrum s naklápěcím vřeteníkem. 2013. *HURCO-GmbH: CNC obráběcí centra* [online]. [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.hurco.cz/red/cnc/VMX60SRTi.asp>
- [18] HURCO GmbH. *5-osá obráběcí centra*. [online]. 2014. [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: http://www.hurco.cz/uploaded/pdfs/HURCO_5achs_CZ.pdf
- [19] O společnosti Primero Machine Tools Corp.: Kvalitnější a dostupnější stroje pro malé série. STRÁNSKÝ A PETRŽÍK, Pneumatické válce spol. s r.o. [online]. 2014 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.stranskyapetrzik.cz/stroje/uvod/o-spolecnosti-primero/>
- [20] O společnosti Stránský a Petržík: O naší společnosti. STRÁNSKÝ A PETRŽÍK, Pneumatické válce spol. s r.o. [online]. 2014 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.stranskyapetrzik.cz/stroje/uvod/o-spolecnosti/>
- [21] CNC frézky - řada KM, typ KM-80 a KM-100: Všeobecně. STRÁNSKÝ A PETRŽÍK, Pneumatické válce spol. s r.o. [online]. 2014 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.stranskyapetrzik.cz/stroje/primero/km/km-80/>
- [22] CNC frézky - řada KM, typ KM-80 a KM-100: Vybavení. STRÁNSKÝ A PETRŽÍK, Pneumatické válce spol. s r.o. [online]. 2014 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.stranskyapetrzik.cz/stroje/primero/km/km-80/km-80-vybaveni/>
- [23] CNC frézky - řada KM, typ KM-80 a KM-100: Konstrukce. STRÁNSKÝ A PETRŽÍK, Pneumatické válce spol. s r.o. [online]. 2014 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.stranskyapetrzik.cz/stroje/primero/km/km-80/km-80-konstrukce/>
- [24] CNC frézky - řada KM, typ KM-80 a KM-100: Technické parametry. STRÁNSKÝ A PETRŽÍK, Pneumatické válce spol. s r.o. [online]. 2014 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.stranskyapetrzik.cz/stroje/primero/km/km-80/km-80-technicke-parametry/>
- [25] O společnosti Haas: HISTORIE SPOLEČNOSTI HAAS. HAAS AUTOMATION, Inc. [online]. 2014 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: http://int.haascnc.com/about_history.asp?intLanguageCode=1029
- [26] Vertikální obráběcí centra. HAAS AUTOMATION, Inc. [online]. 2014 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: http://int.haascnc.com/vmc_intro.asp?intLanguageCode=1029
- [27] Vyhledejte distributora. HAAS AUTOMATION, Inc. [online]. 2014 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://int.haascnc.com/finddealer.asp?intLanguageCode=1029>
- [28] Haas VF-8 Vertical Machining Centre. HAAS AUTOMATION LTD. [online]. 2014 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.haas.co.uk/vf8.html>

- [29] HAAS AUTOMATION, Inc. *VERTIKÁLNÍ OBRÁBĚČÍ CENTRA* [online]. 2010 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.teximp.cz/download/37653efbd1b76c627337b836c772c193>
- [30] VMC 1600. MACHINE GROUP S.R.O. [online]. [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://machinegroup.cz/johnford/vertikal/vmc1600.html>
- [31] *JOHNFORD na slovenském trhu* [online]. 2010, s. 2 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.machinegroup.cz/katalog/machine.pdf>
- [32] ÚVOD: HLAVNÍ ČINNOSTI. MACHINE GROUP S.R.O. [online]. [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: <http://www.machinegroup.cz/>
- [33] ROUNDTOP MACHINERY INDUSTRIES CO., LTD. *Vertical Machining Centers* [online]. 2007 [cit. 2014-11-25]. Dostupné z: http://machinegroup.cz/katalog/vmc-serie_velke.pdf
- [34] MAREK, Jiří. 2013. *Technology-support, trvala podpora vašich provozu: konstrukční proces (2)* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.t-support.cz/kat/konstrukcni-proces-2>
- [35] MAREK, Jiří. [2010]. *Integrovaný vývoj produktu*. Praha: © Autodesk, 207 s. ISBN 978-80-254-6497-7.
- [36] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Logistika dopravy a manipulace*. [přednáška]. Brno: VUT, 1. 12. 2012.
- [37] BORSKÝ, Václav. 1992. *Obráběcí stroje*. Vyd. 1. Brno: Nakladatelství VUT, 216 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0470-1.
- [38] MAREK, Jiří. 2014. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 684 s. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [39] *MM Průmyslové spektrum*. 1997-. Praha: Vogel Publishing. ISBN 1212-2572.
- [40] KOLÍBAL, Zdeněk. 2010. *Technologičnost konstrukce a retrofitting výrobních strojů*. V Brně: VUTUM, 335 s. ISBN 978-80-214-3765-4.
- [41] WECK, Manfred. 2002. *Konstruktion und Berechnung*. 7., korrigierte Aufl. Berlin [u.a.]: Springer. ISBN 35-404-3351-1.
- [42] BORSKÝ, Václav. 1991. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 214 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [43] FOREJT, Milan a Miroslav PÍŠKA. 2006. *Teorie obrábění, tváření a nástroje*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 225 s. ISBN 80-214-2374-9.
- [44] Pramet Tools, s.r.o. *MONOLITNÍ FRÉZY*. [online]. 2012 [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.bemet.cz/img/cms/PRAMET/solid-end-mills-2012-cz-prog.pdf>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 114
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [45] SANDVIK COROMANT. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2015-02-11]. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/CS-CZ/Pages/default.aspx>
- [46] Walter Machining Calculator. 2013. *Walter Tools: Engineering Kompetenz v oblasti soustružení, vrtání, frézování a závitování* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.walter-tools.com/SiteCollectionDocuments/wmc/index-bakup.html#content/shoulderMilling>
- [47] Pramet Tools, s.r.o. *OBRÁBĚNÍ DĚR*. [online]. 2014 [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.pramet.cz/download.php?id=604>
- [48] Guangzhou Haozhi Industrial Co., LTD. 2011. *Guangzhou Haozhi Industrial Co., LTD* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.haozhihs.com/en/products/showproducts.asp?class=1079&id=1863&px=201>
- [49] Frekvenční měnič řady WJ200. 2013. *Hlavní strana* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.aef-hitachi.cz/rada-wj200/>
- [50] HIWIN s.r.o. *Lineární vedení*. [online]. 2015 [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/download/2403d964f8236bf562c0da3fb0e82b55>
- [51] Schaeffler Group USA, Inc. 2011. *ThomasNet: Product Sourcing and Supplier Discovery Platform* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://news.thomasnet.com/companies/18682>
- [52] HIWIN s.r.o. *Kuličkové šrouby*. [online]. 2015 [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/download/06e9c49a0c70ce5fb34c2d36b15b1534>
- [53] Konfiguratory: Industry Mall. 2007. *Siemens Global Website* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/cs/cz/Catalog/Configurators>
- [54] T.E.A. TECHNIK s.r.o. *Pružné spojky*. [online]. 2009 [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/get.pdf>
- [55] ZELENÝ, Jiří. 2003. *Stavba strojů - strojní součásti: učebnice pro střední průmyslové školy*. Vyd. 2. Praha: Computer Press, 157 s. Edice strojaře. ISBN 80-722-6311-0.
- [56] Mazací systém FlexxPump. 2002. *Hiwin s.r.o.: Lineární technika, vedení, motory, pohony, kuličkové šrouby* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/cz/produkty//186_mazaci-system-flexxpump
- [57] LIN-TECH HENNLICH s.r.o. *Teleskopické kryty*. [online]. 2013 [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: http://lin-tech.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/H CZ/Download/Lin-tech/pdf/2013_03_TELESKOPICKE_KRYTY_SRO_03_PRINT.pdf
- [58] Mechanizmy pro vázaný pohyb teleskopických krytů. 2010. *MM spektrum: Nejčtenější strojírenský časopis* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/mechanizmy-pro-vazany-pohyb-teleskopickych-krytu.html>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 115
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [59] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.
- [60] Stránský a Petržík – Válce – Jednočinné válce – VDMA 24562 – VDMA 24562: technické parametry. 2000. *Stránský a Petržík: O společnosti – Úvodní strana* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.stranskyapetrzik.cz/pneu/pneumaticke-valce/jednocinne-valce-menu/jednocinne-valce-vdma-24562/jednocinne-valce-vdma-24562-technicke-parametry/>
- [61] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. 2010. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [62] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha: Úřad pro vynálezy a normalizaci, 1957. 9 s.
- [63] Lano ocelové ČSN 024311 (1x19) malá cívka. 2008. *Metal Trade.cz: Velkoobchod ocelovým kováním a hutními druhovýrobky* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.metal-trade.cz/cs/eshop/item/124-lano-ocelove-csn-024311-1x19>
- [64] Kuličková ložiska, jednořadá. 2012. *SKF Group: Ložiska a jednotky Řešení mazání Mechatronika Těsnění Služby Bezdemontážní diagnostika Lineární pohyb* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>
- [65] LIN-TECH HENNLICH s.r.o. *Spirálové kryty* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: http://lin-tech.hennlich.cz/uploads/spiralove_kryty_katalog_LR_01.pdf
- [66] Parametry krytů vedení obráběcích strojů. 2010. *MM spektrum: Nejčtenější strojírenský časopis* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/parametry-krytu-vedeni-obrabecich-stroju.html>
- [67] Energetické řetězy. *IGUS* [online]. [cit. 2015-02-11]. Dostupné z: <http://www.igus.cz/default.asp?PAGE=EnergyChains>
- [68] Zásobník nástrojů. 2007. *KBH CZ: Automatizace – manipulační technika – dopravní technika – transportní systémy* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.kbhcz.cz/zasobnik-nastroju-horizontalni.html>
- [69] Norma ČSN EN 12417+A2 *Bezpečnost obráběcích a tvářecích strojů – Obráběcí centra*. ÚNMZ Praha, 2009
- [70] Omron, Česká republika: D4SL-N. *Omron, Česká republika: Průmyslová automatizace* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: http://industrial.omron.cz/cs/products/catalogue/safety/safety_door_switches/guard_lock_safety_door-switch/d4sl_n/default.html
- [71] ROZUM, Karel. *Výrobní stroje I*. VŠB-TU Ostrava Fakulta strojní 2005. Učební pomůcka 142s.

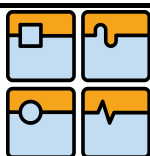
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 116
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [72] Plastové kloubové ohebné hadice pro chladicí kapaliny. *Lisovna plastů MAPLAST CZ - vsřikování plastů, termoplastů* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.maplast.cz/cs/ohebne-plastove-hadice>
- [73] New haas TR310-cncb dual axis trunnion rotary table: *DO NOT SCRAP IT! MODERATED NATIONAL EXCHANGE NEWSGROUP FOR SALVAGERS* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.dontscrapit.com/North-Carolina-/Commercial-/New-haas-TR310-cncb-dual-axis-trunnion-rotary-table.php5>
- [74] CNC řídicí systém | PROFIKA s.r.o.: CNC řídicí systém. *PROFIKA s.r.o.: Prodej obráběcích strojů* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.profika.cz/cnc-ridici-system>
- [75] SINUMERIK 808D - Digital Factory & Process Industries and Drives - Siemens. 2007. *Siemens Česká republika* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?vw=0&ctxnh=a6c893487c&ctxp=home>
- [76] Špičkové CNC systémy FANUC. *Domovská stránka společnosti FANUC* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.fanuc.eu/cz/cs/cnc-systems>
- [77] CNC Product List Computerized Numerical Controllers(CNCs) | MITSUBISHI ELECTRIC FA: CNC. 2008. *MITSUBISHI ELECTRIC GLOBAL WEBSITE* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.mitsubishielectric.com/fa/products/cnt/cnc/items/cnc/>
- [78] Produkty a použití: CNC řízení - HEIDENHAIN: Řízení obráběcích strojů. *Rotační snímače, úhlové snímače, lineární snímače, Řízení obráběcích strojů* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: http://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty-a-pouziti/cnc-řízení/
- [79] *Newfangled Solutions CNC Software Home of Mach3: Welcome to Newfangled Solutions* [online]. 2011. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.machsupport.com/>
- [80] SmoothStepper - ETHERNET HW interpolátor 4 MHz pro MACH3 - CNCShop.cz. 2010. *CNCShop.cz: CNC & automatizace* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.cncshop.cz/smoothstepper-ethernet-hw-interpolator-4-mhz-pro-mach3>
- [81] About. 2003. *LinuxCNC.org* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.linuxcnc.org/index.php/about>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_p	[mm]	hloubka záběru
a_x	[m·s ⁻²]	zrychlení v ose X
a_z	[m·s ⁻²]	zrychlení v ose Z
a_y	[m·s ⁻²]	zrychlení v ose Y
A_D	[mm ²]	jmenovitý průřez třísky
A_{Di}	[mm ²]	jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub v záběru
b	[m]	vzdálenost těžiště přesouvané hmoty od osy svislého vedení
b_D	[mm]	jmenovitá šířka třísky
B	[m]	maximální průměr nástroje, který lze použít na stroji
C_{dyn}	[N]	dynamická únosnost
C_0	[N]	statická únosnost
C_{0p}	[N]	potřebná statická únosnost
CNC		číslicové řízení počítačem Computer Numeric Control
d	[mm]	průměr ocelového lana
d_j	[mm]	jmenovitý průměr hřídele kuličkového šroubu
d_k	[mm]	průměr hřídele kuličkového šroubu
d_L	[m]	průměr hřídele pro ložisko
d_s	[m]	střední průměr KŠM
D	[mm]	průměr nejmenší kladky
D_n	[mm]	průměr nástroje
Dn	[mm·min ⁻¹]	otáčkový faktor
Dn_{dov}	[mm·min ⁻¹]	dovolený otáčkový faktor
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f	[-]	statický bezpečnostní koeficient
f_z	[mm·z ⁻¹]	velikost posuvu na jeden zub nástroje
f_n	[mm·min ⁻¹]	posuv na otáčku
f_H	[-]	faktor tvrdosti vedení
f_T	[-]	faktor provozní teploty
f_W	[-]	faktor zatížení
f_1	[-]	součinitel tření lineárního vedení
f_2	[-]	ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu
f_3	[-]	ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu
F_A	[N]	statická axiální síla působící na šroub
$F_{A_{max}}$	[N]	maximální statická axiální síla působící na kuličkový šroub
F_C	[N]	celková řezná síla
F_{Ci}	[N]	řezná síla pro i-tý zub v záběru
F_{Cx}	[N]	celková řezná síla působící v ose X
F_{Cy}	[N]	celková řezná síla působící v ose Y
F_f	[N]	síla posuvu při vrtání

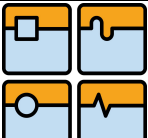
F_G	[N]	tíhová síla soustavy
F_m	[N]	střední zatížení
F_{pneu}	[N]	síla vyvozená pneumatickým válcem vyvažování smýkadla
$F_{pneu\ max}$	[N]	maximální možná síla vyvozená pneumatickým válcem
$F_{pneu\ min}$	[N]	minimální možná síla vyvozená pneumatickým válcem
F_v	[N]	potřebná síla vyvozená pneumatickým válcem k vyvažování smýkadla
$F_{D\ max}$	[N]	maximální dynamická axiální síla působící na kuličkový šroub
F_{P_M}	[N]	síla předepnutí matice kuličkového šroubu
F_{P_S}	[N]	síla předepnutí kuličkového šroubu
$F_{L\ max}$	[N]	maximální síla v laně vyvažování
F_T	[N]	je síla vzniklá tepelnou deformací kuličkového šroubu
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
h_{Di}	[mm]	jmenovitá tloušťka třísky pro i-tý zub v záběru
i	[-]	počet ložisek
i_k	[-]	počet průřezů lana kladkostroje vyvažování
i_p	[-]	převodový poměr planetové převodovky
i_z	[-]	počet průřezů lana zavěšení smýkadla
J_{br}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti brzdy servomotoru
J_C	[J]	energie nárazu
J_m	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot
J_{mot}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti kotvy rotoru servomotoru
J_p	[kg·m ²]	moment setrvačnosti planetové převodovky
J_{rhm}	[kg·m ²]	celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel servomotoru
J_s	[kg·m ²]	moment setrvačnosti kuličkového šroubu
J_{sp}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti pružné spojky
k	[-]	bezpečnostní koeficient
k_d	[-]	koeficient uložení kuličkového šroubu
k_{cl}	[MPa]	měrná řezná síla vztažená na $a_p=1\ mm^2$
k_k	[-]	koeficient závislosti na uložení kuličkového šroubu
k_p	[-]	koeficient poměru průměrů kladky a lana
kc	[MPa]	specifická řezná síla
kc_i	[MPa]	specifická řezná síla při daném způsobu obrábění pro i-tý zub v záběru
KŠM		kuličkový šroub a matice
l_k	[mm]	nepodepřená délka kuličkového šroubu
l_p	[mm]	potřebná délka zdvihu pneumatického válce
l_s	[mm]	maximální možný zdvih smýkadla
L	[m]	nominální životnost
L_h	[h]	životnost v hodinách
L_o	[ot]	životnost kuličkového šroubu v otáčkách



DIPLOMOVÁ PRÁCE

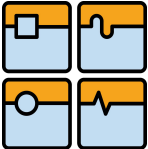
L_v	[m]	rozteč vozíků lineárního vedení
m	[kg]	hmotnost přesouvaných hmot
m_c	[-]	nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky
m_p	[kg]	hmotnost standardního projektilu
M_{k_n}	[N·m]	kroucí moment na nástroji
M_{md}	[N·m]	potřebný kroucí moment servomotoru z dynamického hlediska
M_{ms}	[N·m]	potřebný kroucí moment servomotoru ze statického hlediska
M_{zdrhm}	[N·m]	celkový dynamický moment zátěže redukovaný na hřídel servomotoru
M_{zsrhm}	[N·m]	celkový statický moment zátěže redukovaný na hřídel servomotoru
M_G	[N·m]	moment tíhové složky
M_{GT}	[N·m]	moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot
M_{KSM}	[N·m]	moment zátěže od předeprnutí kuličkového šroubu
M_L	[N·m]	moment zátěže od třecích sil v ložisku
M_S	[N·m]	statický ekvivalentní moment
M_{Si}	[N·m]	statický ekvivalentní moment i-tého vozíku lineárního vedení
M_0	[N·m]	statický moment
M_{0p}	[N·m]	potřebný statický moment
n	[min ⁻¹]	je počet otáček za minutu
n_k	[min ⁻¹]	kritické otáčky kuličkového šroubu
n_{max}	[min ⁻¹]	maximální dovolené otáčky kuličkového šroubu
n_n	[min ⁻¹]	otáčky nástroje
$n_{v_{max}}$	[s ⁻¹]	maximální frekvence otáčení vřetena
p_{max}	[MPa]	maximální pracovní tlak pneumatického válce vyvažování
p_{min}	[MPa]	minimální pracovní tlak pneumatického válce vyvažování
p_p	[MPa]	potřebný tlak vzduch pro pohon pneumatického válce
P	[N]	zatížení ložiska
P_c	[kW]	řezný výkon
P_D	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení
P_{Di}	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení i-tého vozíku lineárního vedení
P_S	[N]	statické ekvivalentní zatížení
P_{Si}	[N]	statické ekvivalentní zatížení i-tého vozíku lineárního vedení
s	[m]	stoupání závitu kuličkového šroubu
s_{r_4}	[m]	dráha potřebná pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti 4 m·s ⁻²
s_{r_5}	[m]	dráha potřebná pro dosažení maximální rychlosti pohybu osy při zrychlení o velikosti 5 m·s ⁻²
S	[mm ²]	plocha průřezu kuličkového šroubu
S_p	[mm ²]	plocha pístu pneumatického válce
t_i	[%]	doba provozu kuličkového šroubu v procentech při otáčkách n_i
t_{r_4}	[s]	čas rozběhu při zrychlení o velikosti 4 m·s ⁻²

t_{r_s}	[s]	čas rozběhu při zrychlení o velikosti $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
v	$[\text{m}\cdot\text{min}^{-1}]$	rychlost posuvu osy
v_c	$[\text{m}\cdot\text{min}^{-1}]$	řezná rychlost
$v_{c \max}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	maximální řezná rychlost
v_f	$[\text{mm}\cdot\text{min}^{-1}]$	rychlost posuvu
$v_{pneu \max}$	$[\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}]$	maximální pracovní rychlost pístu
$v_{Z \max}$	$[\text{m}\cdot\text{min}^{-1}]$	maximální rychlost posuvu smýkadla
WLL	[kg]	nosnost lana
WLL_p	[kg]	potřebná nosnost lana
WLL_s	[kg]	snížená nosnost lana
x	[-]	počet proměnných cyklů
z_n	[-]	počet zubů nástroje
α	[°]	úhel sklonu vedení
α_0	$[\text{K}^{-1}]$	teplotní součinitel délkové roztažnosti
γ_0	[°]	nástrojový ortogonální úhel čela
Δ_{dyn}	[-]	dynamický poměr momentu setrvačnosti
Δl	[mm]	absolutní prodloužení
Δt	[K]	teplotní rozdíl
ε_m	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}]$	úhlové zrychlení servomotoru
ε_s	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}]$	úhlové zrychlení kuličkového šroubu
η_k	[-]	účinnost lanové kladky
η_p	[-]	účinnost planetové převodovky
η_{pv}	[-]	účinnost pneumatického válce
η_s	[-]	účinnost kuličkového šroubu
κ_r	[°]	nástrojový úhel nastavení hlavního ostří
σ_p	[N]	mez pevnosti lana
φ_{zi}	[°]	úhel zubu v záběru pro i-tý zub v záběru

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 121
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

SEZNAM OBRÁZKŮ

- OBR. 1 CNC FRÉZKA DATRON MLCUBE [1]
- OBR. 2 CNC FRÉZKA SLV 300 [4]
- OBR. 3 CNC FRÉZKA SMX 3500 [8]
- OBR. 4 CNC FRÉZKA SYIL X6 PLUS [11]
- OBR. 5 CNC OBRÁBĚCÍ CENTRUM KOVOSVIT MAS MCV 1016 QUICK [13]
- OBR. 6 CNC OBRÁBĚCÍ CENTRUM HURCO VMX 60SRTi [17]
- OBR. 7 CNC FRÉZKA PRIMERO KM-100 [21]
- OBR. 8 CNC OBRÁBĚCÍ CENTRUM HAAS VF-8/40 [28]
- OBR. 9 CNC OBRÁBĚCÍ CENTRUM JOHNFORD VMC 1600-S [30]
- OBR. 10 KONSTRUKČNÍ PROCES DLE VDI 2221 [35]
- OBR. 11 ZVAŽOVANÉ KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ [37]
- OBR. 12 MATERIÁLY PRO STAVBU RÁMŮ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ [39]
- OBR. 13 ODOLNOST STOJANŮ VŮČI KRUTU A OHYBU [41]
- OBR. 14 POROVNÁNÍ UZAVŘENÝCH TVARŮ LOŽÍ [41]
- OBR. 15 POROVNÁNÍ OTEVŘENÝCH TVARŮ LOŽÍ NAMÁHANÝCH KRUTEM [41]
- OBR. 16 VLIV TVARU PRŮŘEZU NA TUHOST PROFILU NAMÁHANÉHO KRUTEM A OHYBEM [42]
- OBR. 17 MORFOLOGIE VŘETENA [39]
- OBR. 18 ELEKTRVŘETENO DGZX-1230 [48]
- OBR. 19 MOMENTOVÁ A VÝKONNOSTNÍ CHARAKTERISTIKA ELEKTROVŘETENA DGZX-1230 [48]
- OBR. 20 FREKVENČNÍ MĚNIČ HITACHI WJ200 [49]
- OBR. 21 MORFOLOGIE POSUVOVÉ SOUSTAVY [39]
- OBR. 22 PRACOVNÍ STŮL
- OBR. 23 SCHÉMA ZATÍŽENÍ POSUVOVÉ SOUSTAVY OSY X
- OBR. 24 ŘEZ VOZÍKEM LINEÁRNÍHO VEDENÍ [51]
- OBR. 25 FAKTOR TVRDOSTI LINEÁRNÍHO VEDENÍ [50]
- OBR. 26 FAKTOR TEPLoty OKOLNÍHO PROSTŘEDÍ [50]
- OBR. 27 ZPŮSOBY PŘENOSU KROUTICÍHO MOMENTU SERVOMOTORU NA KULIČKOVÝ ŠROUB [38]
- OBR. 28 KOEFICIENT ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU K_d [52]
- OBR. 29 KOEFICIENT ZÁVISLOSTI NA ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU K_k [52]
- OBR. 30 PŘÍMÉ ODMĚŘOVÁNÍ MAGIC-IG [50]
- OBR. 31 FLEXX PUMP 400DLS [56]
- OBR. 32 OCELOVÝ TELESKOPICKÝ KRYT S VESTAVĚNÝM PANTOGRAFEM [58]
- OBR. 33 UCHYCENÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ PRACOVNÍHO STOLU [50]
- OBR. 34 LOŽE
- OBR. 35 PRAVÝ STOJAN
- OBR. 37 SCHÉMA ZATÍŽENÍ POSUVOVÉ SOUSTAVY OSY Z
- OBR. 36 SMÝKADLO
- OBR. 38 VEDENÍ LANA VYVAŽOVÁNÍ SMÝKADLA
- OBR. 39 SNÍŽENÍ NOSNOSTI LANA V ZÁVISLOSTI NA POMĚRU PRŮMĚRU Kladky a lana [61]
- OBR. 41 ŘEZ PŘÍČNÍKEM
- OBR. 40 SPIRÁLOVÉ KRYTY [65]
- OBR. 43 SCHÉMA ZATÍŽENÍ POSUVOVÉ SOUSTAVY OSY Y
- OBR. 42 PŘÍČNÉ SANĚ
- OBR. 44 SKLÁDANÝ MĚCH [66]
- OBR. 46 UMÍSTĚNÍ ENERGETICKÝCH ŘETĚZŮ NA NAVRHOVANÉM STROJI
- OBR. 45 ENERGETICKÝ ŘETĚZ IGUS [67]
- OBR. 47 PICK-UP ZÁSOBNÍK NÁSTROJŮ [68]
- OBR. 48 BEZPEČNOSTNÍ SPÍNAČE S BLOKOVÁNÍM: OMRON - D4SL-N [70]
- OBR. 49 VNĚJŠÍ KRYTOVÁNÍ STROJE A) KOMPLETNÍ B) PŘI MANIPULACI S OBROBKEM POMOCÍ JEŘÁBU
- OBR. 50 VNITŘNÍ KRYTOVÁNÍ STROJE
- OBR. 51 KONTEJNER NA TRÍSKY
- OBR. 52 ERGONOMICKY VHODNÉ ROZMÍSTĚNÍ OVLÁDACÍCH PANELŮ [71]
- OBR. 53 KOLÉBKA [73]
- OBR. 54 UMÍSTĚNÍ SERVOMOTORŮ JEDNOTLIVÝCH OS NA NAVRŽENÉM STROJI
- OBR. 55 VOLUMETRICKÁ DEFORMACE NAVRŽENÉHO STROJE PŘI FRÉZOVÁNÍ V OSE X A) HRUBOVÁNÍ (1070 N, 5,4 N·m) B) DOKONČOVÁNÍ (120 N, 0,6 N·m)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 122
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

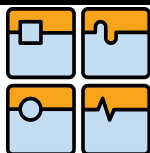
OBR. 56 VOLUMETRICKÁ DEFORMACE NAVRŽENÉHO STROJE PŘI FRÉZOVÁNÍ V OSE Y A) HRUBOVÁNÍ (1070 N, 5,4 N·m) B) DOKONČOVÁNÍ (120 N, 0,6 N·m)

OBR. 57 VOLUMETRICKÁ DEFORMACE NAVRŽENÉHO STROJE PŘI VRTÁNÍ (1697 N, 4,5 N·m)

OBR. 58 DEFORMACE NAVRŽENÉHO STROJE PŘI DOSAŽENÍ PRVNÍ VLASTNÍ FREKVENCE

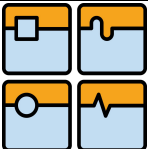
OBR. 59 PŘEDNÍ ČÁST NAVRŽENÉHO STROJE

OBR. 60 ZADNÍ ČÁST NAVRŽENÉHO STROJE



SEZNAM TABULEK

- TAB. 1 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE DATRON MLCUBE [1]
TAB. 2 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE SOLIDVISION SLV 300 [5]
TAB. 3 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE XYZ SMX 3500 [8]
TAB. 4 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE SYIL X6 PLUS [11]
TAB. 5 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE KOVOSVIT MAS MCV 1016 QUICK [14]
TAB. 6 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE HURCO VMX 60SRTi [17][18]
TAB. 7 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE PRIMERO KM-100 [22] [24]
TAB. 8 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE HAAS VF-8/40 [29]
TAB. 9 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE JOHNFORD VMC 1600- S [30] [33]
TAB. 10 POŽADOVANÉ TECHNICKÉ PARAMETRY NAVRHOVANÉHO STROJE
TAB. 11 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH KONSTRUKČNÍCH VARIANT
TAB. 12 PARAMETRY OBRÁBĚNÉHO MATERIÁLU - OCELI [43]
TAB. 13 PARAMETRY PRO VÝPOČET SIL OD ČELNÍHO FRÉZOVÁNÍ FRÉZOU PRAMET 10E3S70-22A10 SUMA [44]
TAB. 14 PARAMETRY PRO VÝPOČET SIL OD VRTÁNÍ VRTÁKEM PRAMET 303DS-10,0-35-A10 [47]
TAB. 15 TECHNICKÉ PARAMETRY ELEKTROVŘETENA DGZX-1230 [48]
TAB. 16 PARAMETRY POUŽITÉ PŘI VÝPOČTU ZATÍŽENÍ JEDNOTLIVÝCH VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ STOLU
TAB. 17 MAXIMÁLNÍ STATICKÉ ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ STOLU NA ROZPRACOVANÉM NÁVRHU STROJE
TAB. 18 STATICKÝ BEZPEČNOSTNÍ FAKTOR ZATÍŽENÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ [50]
TAB. 19 DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ HIWIN QHH20CA [50]
TAB. 20 MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ STOLU NA DOKONČENÉM NÁVRHU STROJE
TAB. 21 FAKTOR ZATÍŽENÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ [50]
TAB. 22 FAKTORY OKOLNÍHO PROSTŘEDÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ PRACOVNÍHO STOLU [50]
TAB. 23 PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET KULÍČKOVÉHO ŠROUBU PRACOVNÍHO STOLU [52]
TAB. 24 PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET SERVOMOTORU POHONU PRACOVNÍHO STOLU [52] [38] [53] [54]
TAB. 25 PARAMETRY PRO VÝPOČET ŽIVOTNOSTI RADIOAXIÁLNÍHO LOŽISKA KULÍČKOVÉHO ŠROUBU STOLU [52]
TAB. 26 TECHNICKÁ DATA PŘÍMÉHO LINEÁRNÍHO ODMĚŘOVÁNÍ MAGIC-IG [50]
TAB. 27 PARAMETRY POUŽITÉ PŘI VÝPOČTU ZATÍŽENÍ JEDNOTLIVÝCH VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ SMÝKADLA
TAB. 28 MAXIMÁLNÍ STATICKÉ ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ SMÝKADLA NA ROZPRACOVANÉM NÁVRHU STROJE
TAB. 29 DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ QHH20HA [50]
TAB. 30 MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ SMÝKADLA NA DOKONČENÉM NÁVRHU STROJE
TAB. 31 FAKTORY OKOLNÍHO PROSTŘEDÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ SMÝKADLA [50]
TAB. 32 PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET KULÍČKOVÉHO ŠROUBU SMÝKADLA [52]
TAB. 33 PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET SERVOMOTORU POHONU SMÝKADLA [52] [38] [53] [54]
TAB. 34 PARAMETRY PRO VÝPOČET ŽIVOTNOSTI RADIOAXIÁLNÍCH LOŽISEK KULÍČKOVÉHO ŠROUBU SMÝKADLA [52]
TAB. 35 DOPLNŮJÍCÍ PARAMETRY PRO VÝPOČET ŽIVOTNOSTI RADIOAXIÁLNÍCH LOŽISEK KULÍČKOVÉHO ŠROUBU SMÝKADLA [52] [59]
TAB. 36 PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET VYVAŽOVÁNÍ SMÝKADLA [60] [61]
TAB. 37 PARAMETRY JEDNOČINNÝCH PNEUMATICKÝCH VÁLCŮ [60]
TAB. 38 HODNOTY PARAMETRŮ POTŘEBNÝCH PRO VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISEK KLADEK VYVAŽOVÁNÍ: [61]
TAB. 39 NOSNOST OCELOVÉHO LANA ČSN 024311[63]
TAB. 40 PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET LANA VYVAŽOVÁNÍ SMÝKADLA [63]
TAB. 41 PARAMETRY POUŽITÉ PŘI VÝPOČTU ZATÍŽENÍ JEDNOTLIVÝCH VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ PŘÍČNÝCH SANÍ
TAB. 42 MAXIMÁLNÍ STATICKÉ ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ PŘÍČNÝCH SANÍ NA ROZPRACOVANÉM NÁVRHU STROJE
TAB. 43 DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ QHH20CA [50]
TAB. 44 MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ PŘÍČNÝCH SANÍ NA DOKONČENÉM NÁVRHU STROJE
TAB. 45 FAKTORY OKOLNÍHO PROSTŘEDÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ PŘÍČNÝCH SANÍ [50]
TAB. 46 PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET KULÍČKOVÉHO ŠROUBU PŘÍČNÝCH SANÍ [50]
TAB. 47 PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET SERVOMOTORU POHONU PŘÍČNÝCH SANÍ [52] [38] [53] [54]
TAB. 48 PARAMETRY PRO VÝPOČET ŽIVOTNOSTI RADIOAXIÁLNÍHO LOŽISKA KULÍČKOVÉHO ŠROUBU PŘÍČNÝCH SANÍ [52]
TAB. 49 PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET TLOUŠŤKY MATERIÁLU VNĚJŠÍHO KRYTOVÁNÍ [70]
TAB. 50 DEFORMACE NAVRŽENÉHO STROJE PŘI FRÉZOVÁNÍ V OSE X
TAB. 51 DEFORMACE NAVRŽENÉHO STROJE PŘI FRÉZOVÁNÍ V OSE Y

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 124
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

TAB. 52 DEFORMACE NAVRŽENÉHO STROJE PŘI VRTÁNÍ

TAB. 53 VLASTNÍ FREKVENCE NAVRŽENÉHO STROJE

TAB. 54 TECHNICKÉ PARAMETRY NAVRŽENÉHO STROJE

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1: Zatížení vozíků lineárních vedení na dokončeném návrhu stroje
Příloha 2: Informace k momentové a výkonnostní charakteristice elektrovřetena DGZX-1230
Příloha 3: Křivky životnosti lineárních vedení
Příloha 4: Křivky životnosti kuličkových šroubů
Příloha 5: Deformace navrženého stroje při zatížení
Příloha 6: Deformace navrženého stroje při dosažení druhé až osmé vlastní frekvence

KATALOGOVÉ LISTY

Pružné spojky typu GE-T T.E.A. TECHNIK s.r.o.
Servomotor siemens 1FK7042-3BK71-1QH0
Servomotor siemens 1FT7034-1AK70-1BH1
Servomotor siemens 1FK7062-2AC71-1AH1

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

CNC FRÉZKA	0-A0-1/23
LOŽE OBR.	2-A0-3/12
LOŽE SV.	2-A0-2/12
STOJAN P.	3-A0-1/6
DOMÉČEK M. Z.	6-A2-6/07
VODÍČÍ KLADKA M.	6-A4-3/07

CD

3D model navrženého stroje