



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

REDESIGN FRÉZKY X-GRAPH 650 CNC

REDESIGN OF MILLING MACHINE X-GRAPH 650 CNC

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JIŘÍ MICHELE

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jiří Michele

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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 bakalářské práce:

Redesign frézky X-Graph 650 CNC

v anglickém jazyce:

Redesign of milling machine X-Graph 650 CNC

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede popis stroje X-Graph 650 CNC firmy Knuth. Na základě zjištěných údajů provede kontrolní konstrukční výpočty a vlastní konstrukci CNC frézky v 3D modelu.

Součástí bakalářské práce bude porovnání vlastních výsledků s osvědčeným řešením výrobce stroje X-Graph 650 CNC, výkres sestavy obráběcího stroje a v elektronické příloze 3D model stroje.

Cíle bakalářské práce:

Popis stroje X-Graph 650 CNC.

Kontrolní konstrukční výpočty.

Nový zjednodušený konstrukční návrh CNC frézky.

Porovnání vlastních výsledků s osvědčeným řešením výrobce stroje X-Graph 650 CNC.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy obráběcího stroje a v elektronické příloze 3D model stroje.

Seznam odborné literatury:

Marek, J. a kol; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISBN 978-80-254-7980-3

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

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

<http://www.knuth-usa.com/produkt,21731.html>


www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

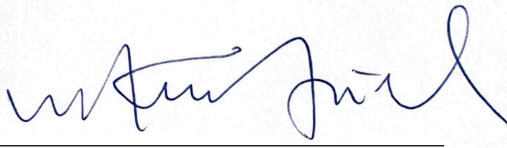
Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

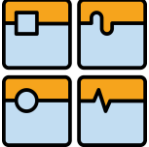
V Brně, dne 23.11.2010



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



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

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

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá redesignem frézky X-Graph 650 CNC firmy KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH. Součástí práce je popis konstrukčního řešení stroje včetně volby materiálů, návrh konstrukce nového stroje dle základních konstrukčních výpočtů hlavních částí a vytvoření 3D modelu návrhu.

Klíčová slova

Frézka, pracovní zdvih, pohon, stůl, lože stroje, smykadlo, HPC beton

Abstract

This bachelor's thesis redesigns milling machine X-GRAPH 650 CNC developed by KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH. The thesis includes description of construction and materials, design of a new milling machine according to elementary constructional calculation for the main parts and a 3D model.

Key words

Milling machine, working travel, drive, table, machine bed, ram, high-performance concrete



Bibliografická citace

MICHELE, J. *Redesign frézky X-Graph 650 CNC*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 44 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Redesign frézky X-Graph 650 CNC** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 25. 5. 2011

.....

podpis



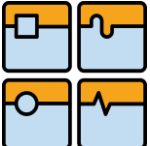
Poděkování

Děkuji tímto Doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za cenné rady při vypracování bakalářské práce. Také děkuji svým rodičům za jejich podporu a trpělivost.

Obsah

Zadání bakalářské práce.....	3
Abstrakt.....	5
Klíčová slova	5
Bibliografická citace	6
Prohlášení.....	7
Poděkování	8
Obsah	9
Úvod.....	11
1 Popis a rozbor konstrukce stroje X-Graph 650 CNC.....	12
1.1 Technické parametry stroje.....	12
1.2 Oblast využití stroje.....	13
1.3 Hlavní části konstrukce	14
1.4 výhody a nevýhody použité koncepce stroje.....	15
1.5 Použité materiály	16
1.6 Použité nakupované komponenty a prvky.....	16
1.7 Ochranné kryty a bezpečnost stroje.....	17
1.8 Příslušenství stroje.....	18
1.8.1 Standardní příslušenství.....	18
1.8.2 Další volitelné příslušenství	19
2 Návrh vlastního stroje	20
2.1 Volba konstrukčního řešení.....	20
2.1.1 Výběr typu vedení.....	20
2.1.2 Výběr typu pohybové jednotky	21
2.1.3 Konstrukční uzly	24
2.2 Volba materiálu	27
2.2.1 Materiály na konstrukce rámců.....	27
2.2.1 Výběr materiálu pro jednotlivé části vlastní konstrukce	29
2.3 Výpočet silového zatížení jednotlivých částí konstrukce.....	30
2.3.1 Kinematika a dynamika stroje.....	31
2.3.2 Zatížení od řezného procesu.....	33
2.3.3 Zatížení od nestandardních situací.....	34
2.3.4 Výsledné zatížení pro návrh lineárního vedení.....	35
2.3.5 Výsledné zatížení pro návrh pohonu	36
2.4 Výpočet rozměrů a parametrů jednotlivých částí konstrukce	37

2.4.1	Návrh velikosti lineárního vedení.....	37
2.4.2	Návrh průměru kuličkového šroubu.....	37
2.4.3	Návrh výkonu pohybového motoru.....	38
2.5	Výsledný návrh stroje.....	39
3	Porovnání stroje s návrhem.....	40
3.1	Parametry stroje.....	40
3.2	Konstrukční řešení.....	40
3.3	Použité materiály.....	41
3.4	Nakupované komponenty.....	41
	Závěr.....	42
	Seznam použitých zdrojů.....	43
	Seznam příloh.....	44

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

Úvod

Vše kolem nás se zdokonaluje. Velký podíl na tom má rozvoj elektrotechniky, informatiky a automatizace. Tento trend se velmi projevuje i v konstrukci obráběcích strojů. Stroje jsou dokonalejší, přesnější, rychlejší, nevyžadují neustálou obsluhu.

V počátcích automatizace obráběcích strojů se na stroje soudobých konstrukcí přidávaly pohonné jednotky s NC, později CNC, řízením. Tyto stroje nebyly primárně určeny pro provoz v automatickém režimu a mnohdy byl stroj po této modernizaci méně použitelný, než stroj původní. Řešením je volit zcela nové konstrukce a koncepce obráběcích strojů přímo na míru požadavkům CNC řízení a dané aplikace.

V této práci se zabývám redesignem malého obráběcího centra X-Graph 650 CNC firmy Knuth, který je jedním ze zástupců moderních strojů. Všechny kapitoly jsou sepsány na základě vlastních zkušeností a konzultací s odborníky v oboru.

V první části práce je detailní popis hlavních částí konstrukce, koncepce frézky, použitých materiálů a dodávaného příslušenství. V dané kapitole je vždy zmíněno několik alternativních řešení daného problému a hodnocení jejich kladů a záporů.

Druhá část práce se týká přímo konstrukce nového stroje. V pořadí kapitol postupně probírám jednotlivé oblasti návrhu nového stroje, uvádím přehled nejpoužívanějších prvků stroje, nakupovaných komponent, konstrukcí dílů a materiálů. Podrobně hodnotím vhodnost jejich aplikace na novou frézku a v závěru oddílu vždy vyberu nejvhodnější řešení.

Ve třetí části porovnávám nově vytvořený stroj s osvědčeným návrhem frézky X-Graph 650 CNC. Hodnotím provedené změny v návrhu a vzájemně porovnávám provedené změny z hlediska dosažených parametrů stroje, konstrukce, použitých materiálů a nakupovaných komponent.

1 Popis a rozbor konstrukce stroje X-Graph 650 CNC

1.1 Technické parametry stroje

Pro správné určení rozsahu použití stroje je nutno znát jeho technické parametry, které jej charakterizují a podle kterých bude probíhat následná konstrukce. Z internetového katalogu firmy Knuth [1] jsem vybral údaje popisující stroj po stránce výkonu a dynamiky (Tabulka 1), po stránce velikosti pracovního prostoru a vnějších rozměrů (Tabulka 2) a údaje související s nástrojovou a upínací činností stroje (Tabulka 3).

parametr	hodnota	jednotka
výkon motoru hlavního pohonu	3,2	kW
rozsah regulace otáček	100 - 18000	min ⁻¹
rychloposuv - osa X	15000	mm/min
rychloposuv - osa Y	15000	mm/min
rychloposuv - osa Z	15000	mm/min
rychlost posuvu - osa X (max.)	8000	mm/min
rychlost posuvu - osa Y (max.)	8000	mm/min
rychlost posuvu - osa Z (max.)	8000	mm/min
zatížitelnost stolu (max.)	300	kg
hmotnost nástrojů (max.)	3	kg

Tabulka 1 - Parametry stroje - výkon a dynamika [1]

parametr	hodnota	jednotka
pracovní zdvih - osa X	550	mm
pracovní zdvih - osa Y	650	mm
pracovní zdvih - osa Z	220	mm
rozměry stolu	600x540	mm
vzdálenost příruby vřetene od upínací plochy stolu	80 - 300	mm
rozměry	2000x2000x2340	mm
hmotnost	3000	kg

Tabulka 2 - Parametry stroje - rozměry [1]



parametr	hodnota	jednotka
upínání nástrojů	BT 30	
velikost nástroje \varnothing x délka (max.)	12x40	mm
přesnost nastavování polohy	0,01	mm
opakovaná přesnost nastavování polohy	0,005	mm
počet T - drážek stolu	5	ks
šířka T - drážek stolu	16	mm
rozteč T - drážek stolu	115	mm

Tabulka 3 - Parametry stroje - Nástroj, přesnost, upínání [1]

1.2 Oblast využití stroje

Vzhledem k výkonu hlavního vřetene frézky, je její využití převážně v oblasti obrábění slitin lehkých kovů, dřeva, plastů a dalších snadno obrobitelných materiálů a lehce obrobitelných ocelí. Robustní konstrukce stroje umožňuje obrábění i hůře obrobitelných materiálů při zachování vysoké přesnosti, avšak s jistým omezením řezných parametrů.

Vzhledem k ceně frézky, která se pohybuje na úrovni 38 000€ [1], je možné ji pořídit i do relativně malých podniků a firem i jiného než strojírenského zaměření, jako jsou designéřská studia, modelářské dílny a podobně. Pro provoz stroje je zapotřebí třífázový zdroj elektrické energie a přívod tlakového vzduchu. Výrobce předpokládá nasazení stroje v technických provozech, kde jsou tyto rozvody samozřejmostí.

Vzhledem k velikosti pracovního prostoru je stroj předurčen pro výrobu drobných předmětů, forem, modelů, prototypů a také pro výukové účely.

Příkladem použití může být gravírování rozmanitých tvarů (Obrázek 1), frézování forem pro vstřikování plastů, lisování, výroba prototypů a presentačních předmětů, ale také malosériová výroba strojních dílců a podobně.

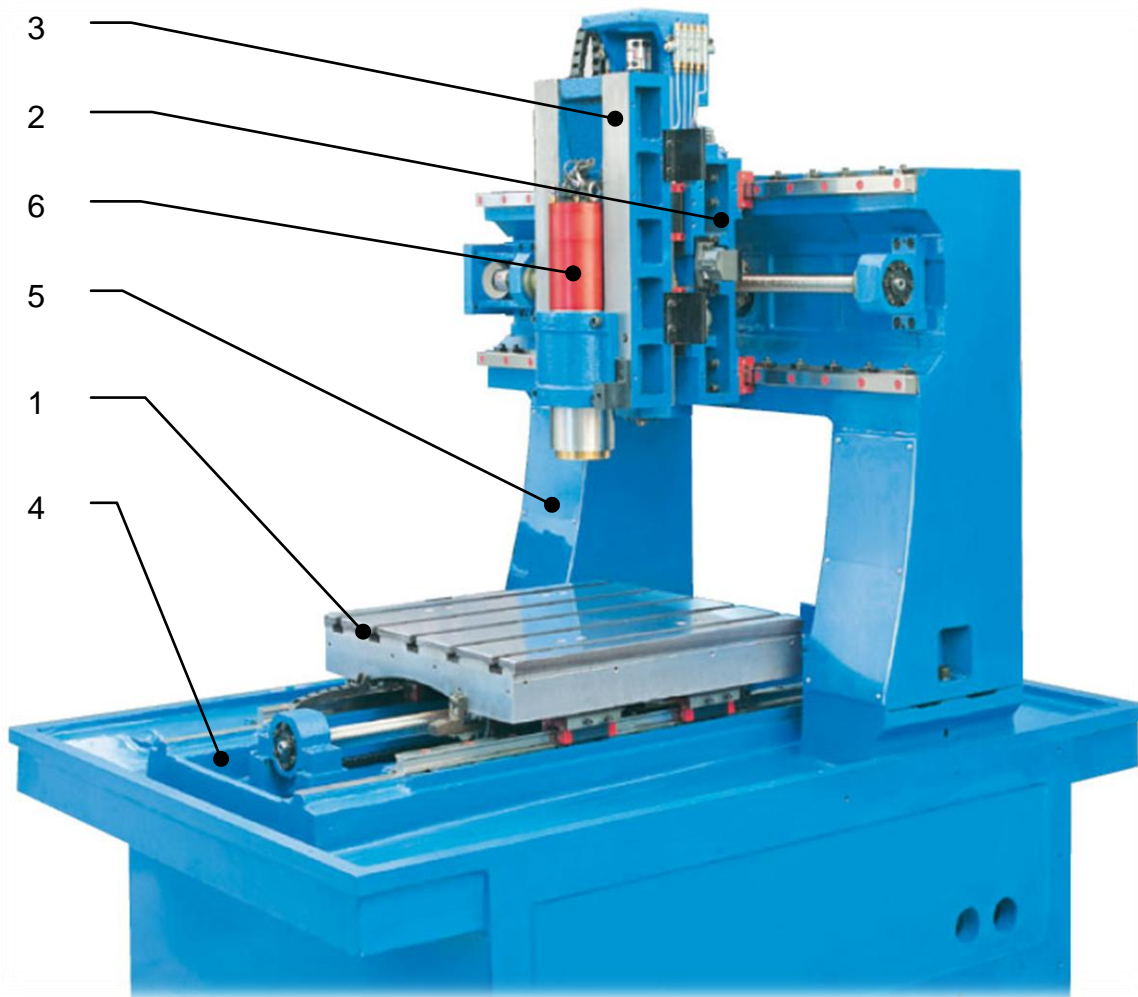


Obrázek 1 - Příklad gravírovaného obrazce do hliníkové slitiny [1]



1.3 Hlavní části konstrukce

V práci se zabývám hlavními konstrukčními celky stroje (Obrázek 2), některé je možné přímo označit pro další použití v textu: stůl (1), křížové saně (2), smykadlo (3), lože (4), stojan s příčnicí (5) a elektrovřeteno (6), další komponenty stroje již jen slovně.



Obrázek 2 - Části konstrukce frézky [1]

Stůl (1) - je realizován odlitkem s pěti vyfrézovanými T - drážkami pro upínání obrobku a příslušenství, je také důležitým pohyblivým prvkem. Spolu s obrobkem koná pohyb osy X, a proto je také snaha tento stůl vyrobit co nejlehčí, ale přesto dostatečně tuhý a odolný.

Křížové saně (2) - jsou komplikovaným odlitkem. Nesou valivé bloky pro horizontální vedení - pohybovou osu Y, a také valivé bloky pro svislé vedení - pohybovou osu Z. Je tedy kladen nárok na přístup k velkému množství šroubů, zároveň však je snahou o co nejtuzší provedení saní. I malá deformace saní totiž umožní na dlouhém rameni smykadla relativně velkou odchylku polohy, tomu odpovídá žebrování a výztuhy odlitku. Je zde ukotvena kuličková matice pohybového šroubu horizontální osy a je zde ukotven motor a kuličkový šroub svislé pohybové osy.



Smykadlo (3) - je tvořeno odlitkem, kopírujícím tvar elektrovřetene, aby bylo možné dosáhnout tuhé konstrukce a přesto mít prostor pro přestavení elektrovřetene ve smykadle. Smykadlo nese lišty lineárního valivého vedení a je zde ukotvena kuličková matice pohybové osy Z. Také je na něm umístěno velké množství otvorů pro přišroubování ochranných krytů, rozvodů, a dalšího příslušenství.

Lože frézky (4) - je komplikovaným odlitkem. Jako na základ celého stroje jsou na ně kladeny vysoké nároky na tuhost, na rozměrovou teplotní stálost a důmyslnost řešených tvarů. Lože slouží k ukotvení frézky k zemi, slouží jako největší tlumící hmota materiálu pro tlumení vibrací a stabilitu stroje. Nesmí však být příliš těžké, aby bylo možno frézku přesunout na místo určení a nebylo použito zbytečné množství materiálu. Spojuje důležité prvky do jednoho celku - je nutné aby s dostatečnou pevností a tuhostí udrželo stojany s příčnickem ve své pozici i při plném nebo havarijním zatížení a při obrábění neumožnilo velké průhyby. Je nosičem vedení a pohybové soustavy osy X, slouží ke shromažďování a správnému odvodu třísek a řezné kapaliny do sběrné nádoby a k regeneraci. Dále je nosičem veškerého dalšího příslušenství - prostřednictvím plechových konzol jsou na ně upevněny ochranné kryty, veškerá výkonová a řídicí elektronika, hydraulika a další příslušenství stroje.

Stojan s příčnickem (5) - tvoří jeden odlitek. Je kladen důraz na vysokou tuhost a pevné připojení stojanu k loži frézky. Účelovým žebrováním je možné výrazně zvýšit tuhost příčnicku a sloupů, z dostupných materiálů je však konkrétní řešení výrobce neznámé. Příčnick je nosičem pohybového ústrojí horizontální pohybové osy a také lišt lineárního vedení. U velkých strojů se tato součást nazývá portálem, u strojů menších velikostí se tak běžně nenazývá.

Elektrovřeteno (6) - je dodáno jako nakupovaná součást. Bližší informace jsou proto uvedeny dále v textu.

Použitou koncepci stroje dle mého názoru zvolil výrobce důmyslně. Jde o frézku již od počátku zamýšlenou jako CNC stroj, nejde tedy o pouhou úpravu konstrukce dříve často používaných strojů.

1.4 výhody a nevýhody použité koncepce stroje

Pro tyto velikosti strojů se dnes užívá několik koncepcí - zde použitá koncepce s pohyblivým stolem (v jedné pohybové ose) nebo frézka s pevným stolem, kde veškerý pohyb koná nástroj. Druhá zmíněná koncepce je vhodnější pro stroje s velkým pracovním prostorem a pro těžké obrobky. S vyšší hmotností obrobku se totiž nemění silové poměry a dynamika v zatížení stroje a je tedy možné stroj navrhnout efektivněji. Pro menší stroje je výhodná konstrukce s pohyblivým stolem. Posouvající se hmoty nejsou tak velké a při menších zrychleních nejsou výkyvy v silovém zatížení mezi velkým a malým obrobkem velké.

Velmi moderní je konstrukce, kde je pevný stůl a pohyb vykonává nástroj, avšak vedení nejdelší souřadnice je skutečně tzv. horními gantry - vedení je umístěno na konstrukci ve výšce horní příčky stroje a nikoliv u podlahy, jako tomu je u portálové frézky. Je tím ušetřeno velkého množství materiálu nuceného k pohybu, avšak velmi náročná je konstrukce lože, nesoucí vedení. Pro menší stroje je tato konstrukce velice výhodná, avšak přístup do pracovního prostoru je poměrně omezený. Využívá se také pro stroje velkých rozměrů, kde stroj je takřka součástí budovy, podobně jako jeřáby ve výrobních halách, a omezení přístupu je tedy minimální.



1.5 Použité materiály

Hodnotit použité materiály je možno pouze na hlavních prvcích konstrukce. Dílce a prvky řešené dodavatelsky nejsou předmětem vlastního konstrukčního návrhu a jejich materiál lze mnohdy těžko odhadovat.

Zcela zásadní je volba materiálu pro lože a stojan s příčnickem frézky. Výrobce zvolil osvědčenou litinu (tvárnou, šedou) pro její dobré vlastnosti útlumu vibrací a propracovanou a zvládnutou technologii odlévání. Odlity jsou také ostatní hlavní dílce - křížové saně, smykadlo i objímka vřetene.

Lože je tvořeno jedním odlitkem jako základní hlavní hmota celého stroje, stojan s příčnickem je odlit jako jeden celistvý kus a k loži je tento celek přišroubován šrouby. Křížové saně jsou velmi složitý odlitek, vzhledem k velkým požadavkům na pevnost a tuhost při zachování nízké hmotnosti a smontovatelnosti všech dílů.

Také stůl je odlitkem, tentokrát však pravděpodobně z hliníkové slitiny (hodnoceno dle fotografií - Obrázek 2). Požadavkem totiž je co nejnižší hmotnost při zachování relativně dobré tuhosti, což hliníkové slitiny, jako je silumin a další, splňují. Nevýhodou právě siluminu je poměrně velká křehkost, a tedy nebezpečí vyštípnutí kusu materiálu z odlitku. Toto je možno řešit dodatečným tepelným zpracováním, volbou jiného materiálu nebo možností vytvořit paletu z více částí různých materiálů.

Hlavním materiálem na bezpečnostní kryty a pomocné krytí uvnitř pracovního prostoru jsou ocelové plechy, pryžové zástěrky a teleskopické kryty. Průzor do pracovního prostoru je opatřen bezpečnostním sklem.

1.6 Použité nakupované komponenty a prvky

Detailnějším rozbořem nakupovaných dílů se budu zabývat v kapitole o konstrukci vlastního stroje u výběru komponent (Kapitola 2.1). Zde proto jen zmíním, které prvky jsou pravděpodobně nakupovány od dalších dodavatelů.

Z nakupovaných komponent se jedná především o použité vřeteno (6). Jde o elektrovřeteno firmy Anyang Sipu Machinery Co., Ltd. [2], která působí na trzích po celém světě, do české republiky však své výrobky přímo nedováží. Otáčky vřetene jsou $18\,000\text{ min}^{-1}$, výkon je pak 3,2 kW. Jelikož jsem stejné elektrovřeteno použil i u návrhu nového stroje, další parametry důležité pro výpočty zmíním dále v textu (Kapitola 2.3.2). Dutina pro upínání nástroje je BT 30, což je vzhledem k určité kompatibilitě s upínači typu ISO výhodné. Elektrovřeteno je vybaveno vlastním chlazením a pneumatickou výměnou nástroje.

Prvky, týkající se pohybů stroje, jsou řešeny pomocí moderních valivých prvků - použity jsou lineární valivá vedení s kuličkovými bloky a kuličkové šrouby. Vzhledem k velké únosnosti těchto prvků a nízkému tření, jsou pro tuto malou frézku vhodné a zaručují tím vysokou spolehlivost stroje. Velice dobře se u těchto prvků automatizuje mazání. Jistou nevýhodou může být vyšší cena, převážně u broušených kuličkových šroubů. V dnešní době však přichází ke slovu také levnější varianty méně přesných válcovaných kuličkových šroubů, které však díky elektronickým dodatečným korekcím mohou účel plnit dostatečně dobře při dané výsledné přesnosti stroje. Nevýhodou valivých vedení a šroubů je velmi malý útlum vibrací. Vzhledem k výkonům stroje



a použití valivých vedení však nevznikají výrazné vibrace od pohybů stroje a vibrace od řezného procesu jsou utlumeny konstrukcí smykadla, lože a stojanu.

Rotační pohyb kuličkových šroubů je realizován pravděpodobně synchronními AC servomotory. Jde o dnes nejběžnější variantu, poskytující požadovaný rozsah výkonů při adekvátní ceně. Je velmi pravděpodobné, že tuto variantu výrobce zvolil ze stejného důvodu jako já ve svém návrhu dále. Motory jsou totiž vybaveny snímačem polohy rotoru a udávají tak systému zpětnou vazbu o pozici, ve které se nachází. Není tedy nutné používat dodatečné způsoby odměřování pro obrábění danou přesností, avšak s jistými omezeními. Výrobce se však o těchto pohonech a o jejich řídicí a výkonové elektronice blíže nezmiňuje, detailněji zmiňuje pouze řídicí systém GPlus 450 s řídicím počítačem.

Dalšími prvky od dodavatelských firem jsou: vodící řetězy a trubky pro energetické a elektrické rozvody, hydraulické, pneumatické a chladicí rozvody, hřídelové spojky, komponenty olejového mazacího okruhu (hydrauliky) a tlakového vzduchu (pneumatiky), chladicího rozvodu, okruhu řezné kapaliny a dalších. Velká část prvků zabezpečení, krytů proti vnikání nečistot, snímačů a veškerá elektronika jsou většími řešeními dodavatelů.



Obrázek 3 - Celkový pohled na frézku, její krytování a příslušenství [1]

1.7 Ochranné kryty a bezpečnost stroje

Jelikož ve vlastním návrhu stroje se těmito prvky blíže nezabývám a nejsou součástí práce, přejímám toto vybavení z původní frézky [1]. Frézka je opatřena uzavřeným bezpečnostním krytem (Obrázek 3). Přístup do pracovního prostoru je realizován rohovými zasunovacími prosklenými dveřmi, což umožňuje pohodlnou obsluhu stroje, upínání obrobku a dobrý manipulační prostor uvnitř stroje. Vzhledem k možnosti pozorovat proces obrábění ze dvou stran je přehled nad činností stroje



také dobrý. Nevýhodou je, že pracovní prostor není přístupný shora, vkládání a ustavování těžších předmětů je tedy obtížnější. Kryt poskytuje vysokou úroveň ochrany obsluhy proti třískám, řezné kapalině, nečistotám a nehodám uvnitř stroje. Bezpečnost je zaručena kontaktními spínači na dveřích pracovního prostoru i dalšími vypínači a bezpečnostními prvky, z nichž mnohé jsou určeny bezpečnostní normou.

1.8 Příslušenství stroje

1.8.1 Standardní příslušenství

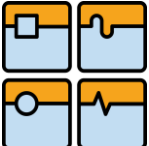
Do této kategorie patří zejména dodávaný řídicí systém GPlus 450, který je elektronickým mozkiem celého stroje. Řídicí systém je tvořen běžným počítačem s dotykovou obrazovkou, operačním systémem Windows a softwarovým vybavením řízení. Konkrétní typ elektroniky výkonového členu výrobce neudává.

Hlavním doplňkem stroje je 12-ti místný měnič nástrojů (Obrázek 4), který umožňuje CNC frézce pracovat v delších automatizovaných cyklech bez vnějšího zásahu obsluhy a tím výrazně zrychlit a zefektivnit vlastní obrábění. Uvnitř měniče se nachází kruhový zásobník s 12-ti pozicemi pro nástroje. Pravděpodobně právě tento měnič je hlavním omezením pro velikost a hmotnost používaných nástrojů. Stroj si nástroje ze zásobníku přebírá přímo do dutiny vřetene, tj. jedná se o tzv. pick-up výměnu nástrojů. Prostor skladování nástrojů je uzavřen pohyblivým krytem jako ochranou před nečistotami a třískami z pracovního prostoru.



Obrázek 4 - Příslušenství [1]

Důležitou částí je také chlazení a mazání stroje. Stroj je vybaven centrálním automatickým systémem mazání, které slouží k mazání valivých bloků vedení a matic kuličkových šroubů a dalších prvků stroje. Součástí je také chladicí okruh pro hlavní vřeteno. K dispozici je také samostatný okruh pro chladicí a řeznou kapalinu, který je již nedílnou součástí moderního stroje. Vývod je realizován tryskami na článkovitých přívodních trubkách přímo vedle vřetene stroje (Obrázek 4).

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 19
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Dále je montováno halogenové světlo v pracovním prostoru, systém pro měření nástrojů (Obrázek 4), elektrické ruční kolečko a další (Obrázek 3).

1.8.2 Další volitelné příslušenství

K frézce je možno dokoupit velké množství doplňků a rozšíření jako volitelné příslušenství. Jedná se především o držáky nástrojů, kleštiny, klíče, náhradní díly a další, avšak také podstatné doplňky, jako je rozšíření frézky dalšími pohybovými osami. Výrobce umožňuje dokoupení 4. a nebo 4. a 5. pohybové souřadnice. Jedná se o otočný stůl, případně kolébku s otočným stolem. Na frézce je tak možné obrábět v režimu 5ti plynule řízených os. Detailní popis příslušenství výrobce na svých internetových stránkách neposkytuje, avšak detailnější popis není předmětem této práce. Pokud jde o využití, závisí v podstatě jen na řídicí elektronice, softwaru a hlavně na schopnostech obsluhy stroje.



2 Návrh vlastního stroje

Návrh hlavních konstrukčních celků frézky je velice komplexní záležitost. U návrhu nelze zcela jednoznačně určit pořadí úkonů a do jisté míry jde také o iterační proces. Proto jsem se rozhodl nejprve zvolit nakupované díly, navrhnout konstrukci stroje po stránce tvaru a odhadnout potřebné rozměry prvků. Ruku v ruce s tím probíhala také volba materiálu pro jednotlivé komponenty. Zjednodušený výpočet konstrukce poté umožnil dokončit výběr komponent a uzavřít návrh.

2.1 Volba konstrukčního řešení

2.1.1 Výběr typu vedení

Na výběr je hned několik typů lineárních vedení. Hlavním dělícím znakem je typ kontaktu mezi vzájemně pohyblivými se díly - vedení kluzná, valivá a kombinovaná [3].

Kluzná vedení - lze dále dělit a charakterizovat dle několika hledisek. Materiál kluzných ploch zásadně ovlivňuje hlavní parametry vedení, a to součinitel tření ploch a tuhost vedení. Na stykové plochy se používá zejména šedá litina, kalený ocelový plech, plasty a jejich vhodné kombinace dle aplikace. Dle druhu mazacího filmu a způsobu mazání je kluzná vedení možno rozdělit na hydrodynamická, používaná hojně u starších strojů, a hydrostatická, používaná převážně u velkých obráběcích strojů. Oba typy se vyznačují vysokou tuhostí a únosností, jejich velkou výhodou je možnost seřizování velikosti předpětí a možnost úplného blokování pohybu. Nevýhodou hydrodynamického vedení je rozdílný součinitel tření statický a dynamický, pro CNC řízený stroj je tedy toto vedení takřka nepoužitelné. Nevýhodou hydrostatického vedení je velmi složitá konstrukce a množství dalšího příslušenství, pro malý stroj nízkých výkonů je tedy také nevhodné.

Valivá vedení - lze dále dělit na vedení s omezenou délkou zdvihu otevřená a uzavřená a na vedení s neomezenou délkou zdvihu (Obrázek 5), dle valivých tělísek na kuličková, válečková a jehlová. V dnešní době jsou velice populární a výhodná valivá vedení s teoreticky neomezenou délkou zdvihu. Jsou tvořena samostatnými valivými bloky s uzavřeným oběhem valivých tělísek a broušenou vodící lištou s otvory pro šrouby k upevnění na nosné těleso. Tento druh vedení má velice nízký koeficient tření a vzhledem k velikosti a jednoduchosti aplikace má i dobrou únosnost. Na trhu je velké množství výrobců těchto vedení, téměř každý větší výrobce valivých ložisek již dnes vyrábí také valivá lineární vedení. Díky velké konkurenci existuje mnoho variant a druhů vedení a valivých bloků. Je tedy možné snadno vybrat vhodné provedení a integrovat je do navrhované konstrukce. Valivé vedení je vyrobeno již předepnuté, je tedy možné dosáhnout velmi přesného pohybu i při neustálých změnách pohybu a zatížení.

Do vlastní konstrukce stroje jsem vybral valivé kuličkové vedení od firmy SKF [4] se standardní velikostí valivých bloků ve variantě LLR. Výhodou je množství nabízených variant valivých bloků. Je tedy možné dle konstrukce zvolit vhodnou variantu vedení a jeho únosnost a životnost poté korigovat zvolením adekvátního valivého bloku. Výrobce nabízí variantu krátkých, standardních a prodloužených bloků s vyšší únosností. V případě nutnosti malých zástavbových rozměrů při vyšších zatíženích je



možné zvolit variantu s válečky a únosnost tak dále zvýšit. Konkrétní charakteristický rozměr zvoleného vedení je uveden v sekci o výpočtu parametrů dílců (Kapitola 2.4). Výrobce také nabízí modernější variantu LLT, která se vyznačuje odlišným uspořádáním styku kuliček s vedením, což umožňuje lepší rozložení zatížení a zvětšení rozměrových tolerancí uložení valivých bloků a vedení. Vzhledem ke zvolenému použití jsem však neshledal zásadní výhody oproti variantě LLR.

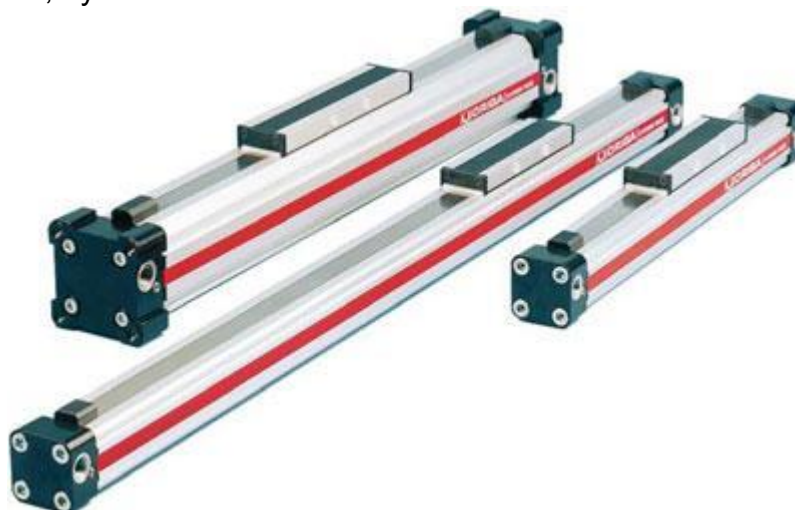


Obrázek 5 - Valivé lineární vedení typu LLR firmy SKF [4]

2.1.2 Výběr typu pohybové jednotky

Způsobů a prostředků, jak uvést stroj do pohybu, je obrovské množství. Zde proto zmíním jen některé nejpoužívanější varianty ze dvou hlavních kategorií - lineární motory a kombinace rotačního motoru a pohybového šroubu nebo hřebenu.

Lineární motory - dle typu použitého hnacího média je možné je rozdělit na motory pneumatické, hydraulické a elektrické.



Obrázek 6 - Pneumatický lineární motor [5]

Pneumatické a hydraulické lineární motory - mají některé společné prvky: omezenou délku pracovního zdvihu, nutnost přidávat dodatečný snímač polohy pohyblivého členu a využívají se především v robotice a automatizační technice, nebo jako posilovače elektrických pohonů. Pneumatické motory (Obrázek 6) vynikají vysokou rychlostí a zrychlením. Obrovskou nevýhodou je pružnost pracovního média (vzdu-



chu) a tedy nemožnost použití pro přesné polohování souřadnice. Hydraulické válce jsou schopny vyvinout obrovskou sílu. Mají však jistá omezení v rychlostech pohybu vzhledem k viskozitě pracovního oleje a nutnosti dodat do pístu velké množství tlakového oleje v krátkém čase. Pneumatických a hydraulických motorů neboli válců, se ve strojírenství využívá převážně jako kompenzátorů a posilovačů, např. jako kompenzace tíhové síly konstrukce u svislých pohybových souřadnic. U posilovače není třeba znát polohu pístu a je v něm pouze udržován konstantní tlak média nebo lze tok média elektronicky řídit servoventilem.

Lineární elektromotory - velmi perspektivní pohonná jednotka - není omezena délka pracovního zdvihu, je konstrukčně méně náročný a nemá žádné mechanické převody. Umožňuje dosahovat velkých rychlostí a zrychlení pohybu. Vzhledem k absenci mechanické vazby mezi pohyblivým a pevným dílem je nutné velmi přesné odměřování polohy a zajištění mechanického brzdění. Vlivem elektromagnetických sil vznikají dodatečná zatížení vedení a magnetické pole musí být důkladně odstíněno, aby nepoškodilo a neovlivňovalo elektroniku stroje. Jelikož je pohyb vyvozován pouze pomocí magnetického pole, je vyvozování příliš velkých sil energeticky velice náročné. Tento typ pohonu je vhodný pro stroje lehké konstrukce s velkým pracovním prostorem a manipulátory.

Rotační motory - z hlediska použití dnes připadají v úvahu pouze elektromotory. Možnosti však omezeny nejsou a použít lze také hydromotory nebo jiné zdroje krouťivého momentu. Jejich aplikace na úrovni elektromotorů je však natolik obtížná a nákladná, že se tato varianta vyskytuje jen velmi zřídka. Druhů elektromotorů je několik dle způsobu jejich řízení a jejich konstrukce [3].



Obrázek 7 - Různé druhy rotačních elektromotorů [6]

Stejnoseměrné elektromotory (DC) - tyto motory s mechanickým komutátorem jsou již dnes na ústupu. Vzhledem k nutnosti elektronického řízení jsou již dnes spolehlivější a výkonnější řešení. Motory jsou vybaveny snímačem otáček a polohy rotoru pro zpětnou vazbu řízení.

Bezkartáčové elektronicky komutované elektromotory (EC) - motory nahrazující právě zmíněné DC motory. Jejich výhodou je jednodušší konstrukce a plně elektronická kontrola pohybu rotoru.

Synchronní elektronicky komutované elektromotory (AC) - dokonalejší verzí EC motorů, změna spočívá ve využití trojfázového napájení. Tím je možno dosáhnout



přesnějšího řízení a vyšších výkonů. Podstatnou výhodou pro pohybové ústrojí je možnost velké přetížitelnosti motoru, omezení je převážně ve výkonové části elektroniky. Motory jsou vybaveny absolutním snímačem polohy rotoru nebo snímačem otáček rotoru.

Asynchronní elektronicky komutované motory (AC) - vyznačují se vyššími výkony než synchronní motory. Jejich obrovskou nevýhodou vyplývající z konstrukce je nemožnost realizace velice nízkých otáček a udržení konstantní polohy rotoru bez mechanické brzdy (nebo jen velmi komplikovaně). Z toho důvodu jsou tyto motory používány jako hlavní vřetenové motory a jako pohybové motory se nepoužívají.

Krokové motory - motory s odlišným způsobem řízení a konstrukcí. Užívají se především v manipulační technice a robotice. Jejich výhodou je velký záběrný moment (v porovnání se synchronním motorem stejného příkonu) a možnost elektronicky velice přesně řídit polohu rotoru a plynulost chodu (mikrokrokováním je možno dosáhnout až 51200 kroků na otáčku rotoru). Zásadní nevýhodou je absence zpětné vazby polohy rotoru, při přetížení motoru je tedy riziko, že motor tzv. ztratí krok a přeskočí na jinou pozici. O tomto přeskoku nemá řídicí elektronika žádné informace a pokračuje dále v programu, což je velmi nepříjemné. Lze to řešit doplněním dodatečného snímače polohy, stejně jako u přesnějších a větších strojů, kde nepostačuje snímač polohy motoru. Další nevýhodou jsou nízké dosažitelné otáčky motoru a celkově nízké výkony motorů.

Trapézový šroub - dříve nejpoužívanější způsob pohonu souřadnic obráběcích strojů. Dnes jsou tyto šrouby překonány kuličkovými šrouby a v CNC technice se již téměř nepoužívají. Jejich výhodou je snadná výroba a jednoduchost, nevýhodou je nižší přesnost a vyšší opotřebování. Hlavním provedením je v dnešní době mosazná nebo plastová matice v kombinaci s ocelovým šroubem. Tento typ je možno aplikovat u dopravníků a málo namáhaných mechanismů. Dříve používané předepnuté matice lze používat i u těžkých strojů, nevyhne se však stejnému problému jako u kluzných vedení - rozdílnému součiniteli tření statického a dynamického. Velkou předností trapézového šroubu je možnost dosáhnout samosvornosti mezi maticí a šroubem, není tedy třeba vybavovat pohyblivé části nebo motory brzdami. Šrouby se vyrábějí v různých velikostech stoupání závitu a počtech stoupání závitu, je tedy možné velmi efektivně volit únosnost šroubu a převodový poměr mezi rotačním a translačním pohybem. Obecně pohyb pomocí šroubu je možné realizovat jen na omezeně dlouhé dráze, vzhledem ke vzpěrné stabilitě, tuhosti a dovoleným otáčkám šroubu.

Kuličkový šroub - vlastnostmi velice podobný šroubu trapézovému, vyniká však zásadní výhodou - kontakt matice a šroubu je zprostředkován valivým stykem kuliček. Odpadá tak výrazný rozdíl mezi statickým a dynamickým součinitelem tření a také velikost tohoto tření je podstatně menší. Kuličkové šrouby jsou přesnější a díky předepnutým maticím lze dosáhnout velmi přesného a plynulého pohybu stroje při velkých zatíženích.

Ozubený hřeben - v kombinaci s pastorkem nebo hydrostatickým šnekem se používá pro pohyb těžkých strojů s velkými délkami zdvihu. Toto řešení v podstatě není omezeno svou délkou. Velkou výhodou je vysoká únosnost, tuhost a možnost velkého zrychlení pohybu. Nevýhodou je složitost provedení a množství dalších prvků konstrukce, jako je např. nutnost poziční a bezpečnostní brzdy u svislých souřadnic a nutnost nezávislého odměřování polohy. Pro menší stroje je tento typ pohonu



nevýhodný díky zbytečné složitosti a vzhledem k nemožnosti naplno využít předností tohoto provedení.

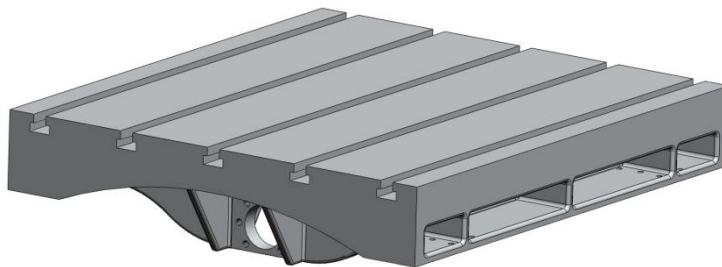
Spojení motoru s pohybovým členem - je realizováno pomocí různých typů hřídelových spojek. Mezi motor a šroub nebo pastorek je možno také vložit převodovku pro redukci otáček motoru a zvýšení krouticího momentu. Mezi motor a pohybový člen je možno vložit pojistný prvek nebo mechanismus pro vymezení vůle v pohyblivých členech.

Do vlastní konstrukce stroje jsem vybral kombinaci synchronního AC motoru 1FK7 firmy Siemens [6] a kuličkového šroubu EPB xx05 od firmy THK [7]. Motor je napřímo spojen s kuličkovým šroubem pomocí hřídelové spojky, např. od české firmy T. E. A. Technik [8]. Všechny pohybové souřadnice jsou provedeny obdobným způsobem, je použit stejný typ komponent, ale liší se výkony motorů, průměry a délky šroubů dle výpočtu (Kapitola 2.4). Vzhledem k absenci dodatečného odměřování polohy pohyblivých souřadnic na stroji, jsou všechny kuličkové šrouby jednoduše se stoupáním závitu 5 mm a servomotory jsou vybaveny absolutním snímačem polohy rotoru. S rozlišením snímače polohy 2000 signálů na otáčku motoru a stoupáním závitu 5 mm je jednoduchým výpočtem možno ověřit, že požadované opakovatelnosti polohy stroje 0,005 mm (Tabulka 3) lze dosáhnout i tímto nepřímým odměřováním (1 krok dle snímače polohy odpovídá posunu 0,0025 mm). Tím se konstrukce zjednoduší a je ušetřeno množství nákladů při zachování dostatečné přesnosti stroje. Pro kompenzaci tíhové síly na svislé pohybové souřadnici jsem zvolil 2 pneumatické lineární motory firmy Fluidtechnik Bohemia ORIGA OSP-P25-00000-00240 [5].

2.1.3 Konstrukční uzly

V této podkapitole bych rád zmínil zásadní konstrukční rozhodnutí provedená na návrhu frézky. Uvedu především ty uzly, které jsou odlišné od původní konstrukce stroje (Obrázek 2), jsou něčím výrazné nebo důležité.

Stůl (1) - relativně jednoduchý díl, jeho hlavním úkolem je přenášet pohyb pohonu osy X z matice kuličkového šroubu na ukotvený obrobek. Tomu odpovídají také funkční plochy stolu - rovinná upínací plocha s pěti T - drážkami pro upínání obrobků, přesné plochy pro přišroubování bloků valivého vedení a vyztužené žebro s přesným otvorem pro upevnění matice kuličkového šroubu (Obrázek 8). Zbytek tělesa stolu je opatřen odlehčeními, otvory pro připevnění krytů atd.

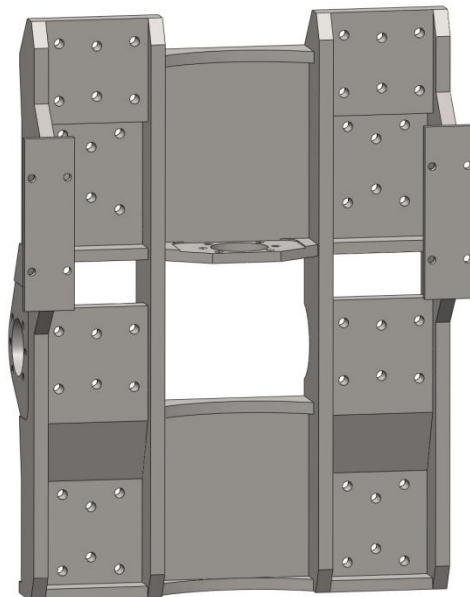


Obrázek 8 - Stůl (1)

Křížové saně (2) - poměrně komplikovaný díl, spojující horizontální pohybovou osu Y se svislou osou Z (Obrázek 9). Plochy s nosnými závity pro přišroubování bloků valivých vedení musí být ideálně rovnoběžné. Velmi přesné musí být uložení pro matice kuličkových šroubů. Snahou bylo plochy uložení bloků umístit v minimální

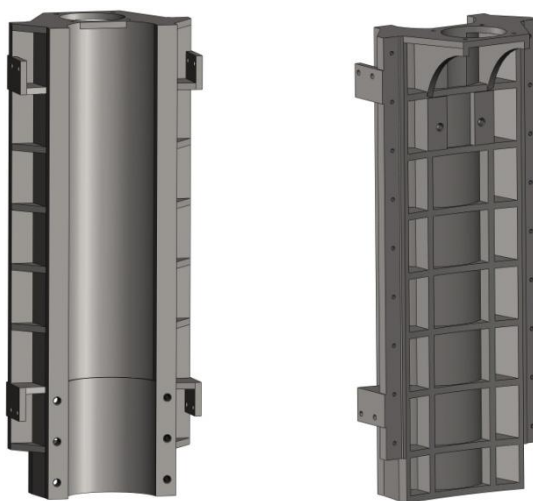


vzdálenosti od sebe, aby bylo rameno vyložení vřeteníku minimální a nevznikalo tak dodatečně zatížení vedení a tuhost mezi bloky byla maximální. Boční žebrování spolu se snahou o symetrii celého dílu má za úkol zvýšit tuhost celé součásti.



Obrázek 9 - Křížové saně (2)

Smykadlo (3) - součást s velkým množstvím žeber a výztuh (Obrázek 10). Nese vřeteník s objímkou, lineární vedení svislé pohybové osy, servomotor s konzolkou ložiska pro letmé uložení kuličkového šroubu a pneumatické válce systému nadlehčování smykadla. Pro všechny tyto díly je nutné přesně obrobit dosedací plochy. Snahou je, aby vzdálenost osy vřetene a roviny lineárního vedení byla co nejmenší, avšak osa kuličkového šroubu aby procházela co nejbližší roviny vedení a nevznikaly tak dodatečné silové účinky. Pneumatické válce jsou umístěny blízko těžiště celého smykadla, aby co nejlépe kompenzovaly jeho tíhu. Prostor pro umístění vřetene je prodloužen kvůli možnému posunu vřetene a tím změně pozice pracovního prostoru frézky.

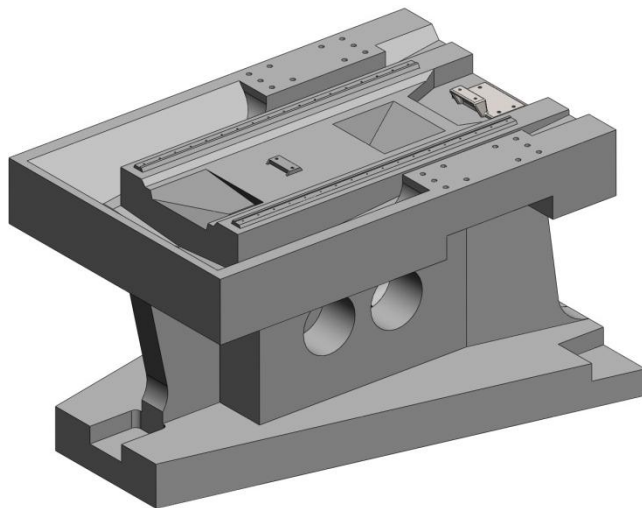


Obrázek 10 - Smykadlo (3)



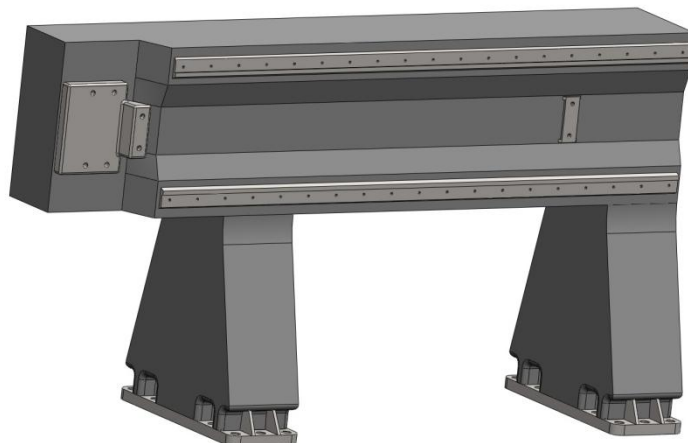
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Lože (4) - nejmohutnější díl celé frézky. Jeho výroba je komplikovaná kvůli větším rozměrům, hmotnosti a tvarové komplikovanosti (Obrázek 11). Požadavkem je velká stabilita a tuhost, pevné ukotvení vložených ocelových insertů a možnost pevného spojení s podlahou. Symetrický tvar lože má ve spodní části předlity 3 přesné plochy pro ukotvení celého stroje pevně k podlaze. Stroj tak bude stabilní, avšak jeho geometrie a tvarová stálost nebude ovlivněna vícebodovým ukotvením. Tuhost lože by proto měla být dostatečná, aby nebyla ovlivněna přesnost frézky. V loži je vytvořeno několik odlehčovacích otvorů a celý tvar je pak tvořen tlustostěnnou skořepinou. Dosáhne se tak dostatečné tuhosti při úspoře materiálu a zároveň tak vzniká prostor pro vedení fluidních rozvodů, kabeláže a umístění příslušenství a řízení stroje. V horní části lože jsou zality ocelové inserty pro ukotvení lineárního vedení a pohybové soustavy stolu. Okolí pracovního prostoru je tvarováno se spádem do jednoho místa pro odvod řezné kapaliny a třísek. Plocha pro přišroubování stojanu frézky je obrobena až po odlití lože, podobně inserty se obrábí až po zalití.



Obrázek 11 - Lože (4)

Stojan s příčnicí (5) - jsou konstruovány jako jeden díl. Díl není dutý, ale je vyroben jako plný. Vzhledem k nutnosti maximální tuhosti není přijatelné, aby se příčník kroutil nebo prohýbal, vzhledem k použitému materiálu a technologii výroby by dutina byla jen velmi malá a nepřinesla by tedy kýžený efekt.



Obrázek 12 - Stojan s příčnicí (5)

K loži frézky je díl (Obrázek 12) přišroubován přes ocelové inserty, vyztužující spodní část stojanů. Další inserty kotví lineární vedení a pohonnou soustavu do příčnicku. Z hlediska geometrie je díl poměrně jednoduchý. Na první pohled je vidět asymetrie příčnicku, která umožňuje pohyb křížových saní jednostranně mimo pracovní prostor frézky. Do těchto míst je umístěn měnič nástrojů a při práci obsluhy v pracovním prostoru je zde umístěno celé horní pohyblivé uskupení. Výsledný návrh rozměrů stojanu s příčnickem jsem ověřil pomocí metody konečných prvků v programu SolidWorks, ve kterém jsem celý 3D model vytvářel.

Ocelové inserty - patří mezi složitější díly na konstrukci. Musí nést jisté tvarové prvky, aby se při zatížení neuvolnily z konstrukce. Také rozvádí zatížení do větší plochy a snižují tak měrné tlaky na nosný díl. Použité jsou pro: ukotvení lineárních vedení (Obrázek 13), konzole pohybových motorů a konzole kuličkových šroubů do lože a příčnicku. Pro spojení stojanu s ložem jsou použity zvláště komplikované inserty. Přenáší totiž velké zatížení s proměnlivým směrem působení a je na ně kladen požadavek velké tuhosti a spolehlivosti.



Obrázek 13 - Inserty pro ukotvení lišt vedení pohybové osy Y

2.2 Volba materiálu

Množství materiálů, ze kterých je možno vybírat, je v dnešní době obrovské. Pro hlavní díly konstrukce frézky se však hodí jen některé vybrané. Tyto komponenty mají několik specifických znaků, kterým by měl materiál vyhovovat - vysoká statická tuhost, dynamická a tepelná stabilita, jednoduchá a efektivní výroba, malá hmotnost, útlum vibrací a další [3]. V následujícím textu bych rád shrnul klady a zápory materiálů, které těmto požadavkům vyhovují, a teprve poté určil materiály pro jednotlivé části konstrukce (Obrázek 2).

2.2.1 Materiály na konstrukce rámu

Odlitky z šedé nebo tvárné litiny - velice často používaný typ materiálu pro konstrukce rámu. Vyznačují se dobrým materiálovým tlumením, při dodržení konstrukčních zásad lze zhotovit i velice komplikované odlitky a vyhovět tak náročným tvarovým požadavkům. Odlitky se konstruují s velkým množstvím žeber a výstupků, je tedy možno dosáhnout vysoké tuhosti při zachování relativně nízké hmotnosti konstrukce. Výroba je ekonomicky výhodná pro vyšší série výrobků, z důvodu nutnosti výroby modelů a forem. Litina je dobře obrobitelná a často jsou plochy odlitku přímo funkčními plochami, např. kluzné vedení suportu. Litina má také menší modul pružnosti než ocel a podstatně nižší hodnoty pevností v tahu a ohybu než v tlaku, je tedy nutné konstrukci vytvořit poněkud masivnější než např. z oceli. Při konstrukci dílce je



také nutné brát zřetel na malou houževnatost litiny a učinit opatření proti křehkým lomům.

Svařenec z konstrukčních ocelí (třídy 11 dle ČSN) - velmi používané řešení pro kusovou a malosériovou výrobu. Je možno vytvářet i velmi složité komponenty s žebrováním a výtuhami a dosáhnout tak velmi dobré tuhosti. Ocel má vysoký modul pružnosti a lze tak při dané tuhosti vytvořit dílec relativně nízké hmotnosti. Nevýhodou je mírně horší obrobiteľnosť, než u litinových dílců, a výskyt vnitřních pnutí. Tento pozůstatek po svařování je nutné komplikovaně odstraňovat. Ocel také vykazuje malý útlum vibrací a výroba hmotných základových dílů je zbytečně nákladná.

Polymerbeton - částicový kompozit na bázi křemenného písku a epoxidové pryskyřice. Jde o relativně dlouho známý a okrajově používaný materiál, ale do masové produkce se prozatím neprosadil. Jeho výhodou je velmi dobrý útlum vibrací a možnost zpracovávat dílce za pokojové teploty bez nutnosti tepelného zpracování. Vzhledem k nutnosti přesné formy je jeho použití výhodné až pro větší série výrobků, je však možno jej kombinovat se svařovanou konstrukcí a poté forma není zapotřebí vůbec. Malý modul pružnosti spolu s nízkými mechanickými vlastnostmi nutí konstruktéry vytvářet masivní tlustostěnné díly, nízká měrná hmotnost materiálu toto však kompenzuje. Nevýhodou je nutnost kovových insertů v místech spojů s dalšími částmi konstrukce. Polymerbeton je totiž omezen hodnotami dovolených měrných tlaků a není tedy možné do něj přímo řezat závity a kotvit další prvky konstrukce. Materiál je také velmi obtížně obrobiteľný. Vzhledem ke své výborné zpracovatelnosti před odlitím a elektrické nevodivosti lze přímo do dílce integrovat elektrické a fluidní rozvody.

HPC beton - vysokopevnostní beton - beton s jemnější strukturou a přidávkem mikrosilikátu. Dalším rozdílem oproti „normálnímu“ betonu je dodatečné tepelné zpracování, které dodá betonu patřičnou rozměrovou stabilitu. Rozměrová stálost je na vyšší úrovni, než u litiny nebo oceli. Vykazuje výborné tlumení vibrací a malou tepelnou vodivost podobně jako polymerbeton. Jejich mechanické vlastnosti jsou podobné, u HPC betonu je však menší pevnost v tahu a lepší obrobiteľnosť hotových dílů. Svou tepelnou roztažností má vlastnosti velmi podobné ocelím, je tedy velmi vhodný pro lože strojů s kovovými inserty pro připevnění dalších komponent stroje.

Vláknové kompozity s epoxidovou pryskyřicí - velmi moderní materiály, u nichž je možné, vhodnou volbou materiálu vláken (uhlíková, skelná, aramidová - kevlar) a jejich uspořádáním v matrici, dosáhnout vynikající tuhosti a pevnosti dílce při velice nízké hmotnosti. Je dokonce možné vytvořit strukturu se směrově rozdílnou tuhostí a nulovou délkovou roztažností v závislosti na teplotě, což není možné s jinými materiály. Návrh takového dílu však vyžaduje velmi důkladné znalosti problematiky kompozitních materiálů. Také výpočty s takto orientovanými anizotropními strukturami jsou velmi náročné a obtížné i s výpočetní technikou. Hlavním důvodem k malému rozšíření kompozitu ve strojírenských konstrukcích je jeho vysoká cena a právě náročnost návrhu efektivní konstrukce. Používají se tedy pro velmi speciální účely a experimentální konstrukce. Do kompozitního dílce je možné integrovat kovové vložky a další součásti a vytvářet tak velmi složité komplexní díly s výbornými mechanickými vlastnostmi a tlumením vibrací, je však velmi složité výrobu takového dílce automatizovat.

Hybridní struktury a materiály - velmi široká paleta materiálů a jejich kombinací, dnes velmi moderní pro namáhané dílce a dílce speciálních použití. Vhodnou kombinací materiálů s odlišnými vlastnostmi lze vytvořit dílce s orientovanou tuhostí, vyso-

kým útlumem vibrací a dalšími specifickými vlastnostmi. S nižšími náklady než u kompozitních materiálů tak lze vytvořit dílce vysoké tuhosti a nízké hmotnosti. Množství kombinací materiálů je však obrovské a vývoj těchto hybridních struktur se neustále vyvíjí. V dnešní době se jedná především o struktury na základě železných materiálů doplněných dalšími materiály s odlišnými vlastnostmi - hliníkové a polymerní výstelky, kompozitní vrstvy, potahy, plniva, vrstvené struktury a další.

	ocel	litina	polymerbeton	HPC beton
Měrná hmotnost [kg·m ⁻³]	7850	7200	2300 - 2500	2200 - 2500
Poissonova konstanta [-]	0,3	0,2 - 0,3	0,25 - 0,3	0,2 - 0,3
E-modul [GPa]	210	70 - 100	30 - 44	50 - 60
Pevnost v tahu [MPa]	40 - 1600	150 - 400	10 - 40	8 - 10
Pevnost v tlaku [MPa]	250 - 1200	700 - 1200	140 - 160	100 - 200
Pevnost v ohybu [MPa]	150 - 600	100 - 300	15 - 50	3 - 8
Dekrement útlumu [-]	0,002	0,003	0,02 - 0,03	0,02 - 0,03
Souč. délk. roztažnosti [10 ⁻⁶ ·K ⁻¹]	11 - 18	10	9 - 18	10,6
Tepelná vodivost [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	47	50	1 - 3	1,7
Měrná tepelná kapacita [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	0,49	0,45	0,7 - 1,3	0,9

Tabulka 4 - Shrnutí vlastností vybraných materiálů použitých pro konstrukci stroje [3]

2.2.1 Výběr materiálu pro jednotlivé části vlastní konstrukce

Stůl (1) - pro stůl jsem zvolil odlitek z hliníkové slitiny dle ČSN EN 42 4386 AC-AISi20Cu2NiMgMn. Hlavním požadavkem je tuhost, odolnost upínací plochy a nízká hmotnost (Obrázek 8). Tato slitina slouží mnohdy jako náhrada za šedou litinu. Vyznačuje se vysokou odolností vůči otěru a dobrou slévatelností, a to díky vysokému obsahu křemíku. Tuhost a pevnost je sice nižší než u litinového odlitku, hmotnost je však oproti litině třetinová a mechanické vlastnosti lze po odlití výrazně vylepšit tepelným zpracováním.

Křížové saně (2) - vzhledem k požadavku na maximální tuhost při nízké hmotnosti a malých rozměrech, jsem zvolil svarek z oceli 11 523 dle ČSN. Výsledná součást je poměrně plochá (Obrázek 9), vyztužená žebry a obsahuje velké množství nosných závitů, koutů a dalších vrubů. Je tedy kladen důraz na houževnatost materiálu (kvůli zamezení šíření trhlin), vyšší mez kluzu a vysoký modul pružnosti. Vzhledem k velikosti součásti by neměl být problém s tepelným zpracováním dílce po svařování a následným obráběním.

Smykadlo (3) - zvolil jsem odlitek z šedé litiny 42 2415 dle ČSN (EN-GJL-150 dle ČSN EN 1560). Součást je poměrně komplikovaného tvaru (Obrázek 10), a je tedy třeba zvolit materiál s dobrou zabíhavostí. Do tělesa je přímo vyřezáno mnoho



nosných závitů a frézovány přesné dosedací plochy, volba litiny je tedy jednoznačná. Smykadlo nese vřeteník, je tedy potřebné utlumit vibrace, vzniklé řezným procesem, co nejlíže jejich zdroji, aby se co nejméně šířily dále do konstrukce. Ze stejného materiálu je odlita také objímka elektrovřetene, sloužící k upevnění elektrovřetene ve smykadle s možností seřízení svislé polohy vřetene vůči frézce.

Lože (4) - jako nejvhodnější materiál jsem zvolil HPC beton z několika důvodů. Jeho výborná rozměrová stálost a dobrý útlum vibrací, to jsou velmi výhodné vlastnosti pro spojení ostatních prvků konstrukce do jednoho celku. Vzhledem k velkému množství použitého materiálu také bude tvořit stabilní základ stroje, přesto však nebude příliš těžký a stroj bude možné transportovat na místo určení. Vhodným umístěním ocelových insertů v tělese lože lze připojit ostatní dílce frézky na lože, a přitom budou vzájemně odděleny odlišnou strukturou materiálu lože (Obrázek 11). Přímou do lože je možno integrovat energetické a fluidní rozvody a zabezpečit tak jejich ochranu a kompaktnost provedení. Vzhledem k poměrně malému rozšíření HPC betonu je vhodné srovnat jeho mechanické vlastnosti s dalšími použitými materiály (Tabulka 4).

Stojan s příčnickem (5) - jsou vyrobeny jako jeden kus z polymerbetonu firmy Betosan [9], složeného z epoxidové pryskyřice a křemenného plniva. Polymerbeton jsem zvolil z důvodu dobrého tlumení vibrací, možnosti integrovat kovové výztuhy (Obrázek 12), rozvody energií a pracovních kapalin. Výsledná hmotnost dílce je srovnatelná s hmotností litinového dílu při stejné tuhosti. Výsledná cena dílce je podobná, výhodou práce s polymerbetonem je čistota prostředí při výrobě dílu. Jistou nevýhodou je omezená možnost zásahu do již odlité součásti, avšak v dnešní době je mnoho možností, jak návrh odladit ještě před jeho realizací a mnoha problémům se vyhnout (3D modelování a simulace).

2.3 Výpočet silového zatížení jednotlivých částí konstrukce

V předchozím textu neustále zmiňuji, že daná komponenta se má vyznačovat velkou tuhostí. Co to však v praxi znamená? Nejde přitom o pevnost nebo tvrdost materiálu tak, jak ji známe. Jde o míru deformace, o velikost průhybů a deformací dané komponenty. Závisí tedy nejen na materiálu, ale je velmi ovlivněna také vlastním tvarem konstrukce.

Při provozu stroje vzniká mnoho druhů silových zatížení a součásti jsou namáhány velmi komplikovaným a proměnlivým zatížením. Zatížení stroje vzniká především v důsledku dynamiky stroje, jeho vlastní hmotnosti, a také jako důsledek řezného procesu. Pro návrh stroje tedy vybereme situace, při nichž nastává největší celkové zatížení konstrukce a vypočítáme průhyby a velikost napjatosti v součástech. Poté tyto výsledky porovnáme s přípustnými hodnotami posunutí vzhledem k přesnosti stroje a možným kolizím a napjatost vzhledem k dovoleným hodnotám napětí materiálu. Vlastní výpočet je velice komplikovaný a dalece překračuje rámeček této práce. Pokusím se tedy alespoň odhadnout rozměry součástí dle zavedených zvyklostí a některé součásti zjednodušeně dimenzovat.

Výpočet je rozdělen do několika částí, přičemž vždy se výpočty týkají stolu (1) v ose X, křížových saní (2) v ose Y a smykadla (3) v ose Z. Všechny výpočty slouží k určení zatížení a životnosti lineárního vedení, k určení zatížení kuličkových šroubů a určení velikosti krouticího momentu pohybového motoru pro každou z os. Veškeré výpočty (Příloha 1) jsou zpracovány v programu Mathcad verze 14.



2.3.1 Kinematika a dynamika stroje

Dle Newtonova zákona působí na hmotná tělesa, pohybující se zrychleným pohybem, setrvačné síly. Je proto nutné s těmito silami počítat jako se zatížením stroje. Velikost této setrvačné síly je přímo úměrná hmotnosti pohybujícího se tělesa a také velikosti zrychlení pohybu. Části stroje jsou dosti hmotné (Rovnice 1) a podíl dynamických sil v celkovém zatížení je tedy značný. Součástí pohonu je také motor a kulíčkový šroub, konající rotační pohyb. Analogicky i úhlové zrychlení vyvolává setrvačný moment. Ten je závislý nejen na úhlovém zrychlení součásti, ale také na jejím momentu setrvačnosti. Na součásti působí také tíhová síla (Rovnice 2), která způsobuje statické zatížení stroje. Velikosti jednotlivých hmotností a popis symbolů je uveden v příloze.

hmotnost pohyblivého celku osy x

$$m_x := m_{st} + m_{obr} + m_{mksx} + 4m_{vx} = 352.7 \text{ kg}$$

hmotnost pohyblivého celku osy y

$$m_y := m_{ksy} + 8m_{vy} + m_{znad} + 2m_{mksy} + m_{zby} = 22.723 \text{ kg}$$

hmotnost pohyblivého celku osy z

$$m_z := m_{vrz} + m_{kz} + m_{nas} + 2 \cdot m_{vlz} + m_{z bz} + m_{pohz} + m_{ksz} = 60.17 \text{ kg}$$

Rovnice 1 - Hmotnosti pohyblivých konstrukčních celků

$$F_{g1} := m_x \cdot g = 3458.805 \text{ N}$$

$$F_{g2} := m_y \cdot g = 222.835 \text{ N}$$

$$F_{g3} := m_z \cdot g = 590.066 \text{ N}$$

Rovnice 2 - Tíhové síly na pohyblivé konstrukční celky

Velikost zrychlení pohonu je možné elektronicky řídit dle aktuálního zatížení motoru a využít tak výkon pohonu na maximum. Pro výpočet však budeme uvažovat konstantní velikost zrychlení v celém pracovním rozsahu. Výpočet se tím výrazně zjednoduší. Maximální velikost možného zrychlení je možno odhadnout z využití stroje - zrychlení nastane při každé změně směru pohybu nebo změně velikosti rychlosti pohybu. Z toho také vyplývají 2 pohyby, z nichž lze kombinovat: dostředivé zrychlení při pohybu po kružnici (Rovnice 3) a lineární zrychlení (změna velikosti rychlosti) při přímočarém pohybu (Rovnice 4).



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

ø frézovaného otvoru

$$D_{\text{díry}} := 28\text{mm}$$

ø nástroje

$$d_n = 12\text{mm}$$

rychlost pracovního posuvu

$$v_{\text{fpr}} := 8000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

dostředivé zrychlení

$$a_d := 2 \cdot \frac{v_{\text{fpr}}^2}{D_{\text{díry}} - d_n} = 2.222 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Rovnice 3 - Dostředivé zrychlení při kruhové interpolaci

dráha zastavení (rozjezdu)

$$r_{\text{zas}} := 4\text{mm}$$

zrychlení zastavení (rozjezdu)

$$a_{\text{zas}} := \frac{v_{\text{fpr}}^2}{2 \cdot r_{\text{zas}}} = 2.222 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Rovnice 4 - Zrychlení translačního pohybu

Při výpočtu se ukázalo, že zásadním omezením pro zvolený způsob pohonu je dosažitelné zrychlení motoru s kuličkovým šroubem, jako samostatné jednotky. Zvolené stoupání kuličkového šroubu totiž zásadně ovlivňuje převod translačního pohybu na rotační a tím i velikost úhlového zrychlení na motoru. Pro dosažení větších zrychlení by tak bylo vhodné zvětšit stoupání závitu, tím by se však snížila citlivost pohybu a tím zanikne žádané konstrukční zjednodušení. Zvýšením výkonu motoru vyššího zrychlení nedosáhneme, s vyšším výkonem se úměrně zvyšuje také moment setrvačnosti motoru a maximální zrychlení tedy téměř neroste. Pro zvolené výkony motorů jsou maximální možná zrychlení bez uvažování rezného procesu a posuvných hmot podstatně nižší, než jsem původně předpokládal (Rovnice 5).

zrychlení osy x

$$a_{\text{motx}} := \frac{M_{\text{motx}} \cdot p_{\text{srx}}}{2 \cdot \pi \cdot (J_{\text{pohx}} + J_{\text{ksx}})} = 3.439 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

zrychlení osy y

$$a_{\text{moty}} := \frac{M_{\text{moty}} \cdot p_{\text{sryz}}}{2 \cdot \pi \cdot (J_{\text{pohy}} + J_{\text{ksy}})} = 4.261 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

zrychlení osy z

$$a_{\text{motz}} := \frac{M_{\text{motz}} \cdot p_{\text{sryz}}}{2 \cdot \pi \cdot (J_{\text{pohz}} + J_{\text{ksz}})} = 5.625 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Rovnice 5 - Maximální úhlové zrychlení pro daný pohon



Součástí stroje je pneumatický systém vyvažování, realizovaný dvěma pneumatickými lineárními motory (válci) umístěnými na smykadle. Všeobecně se předpokládá přítomnost tlakového vzduchu pro pneumatické systémy o tlaku 6 bar. Z této velikosti tlaku jsem také vycházel pro návrh průměru válců (Rovnice 6).

tlak vstupního vzduchu	$p_{\text{air}} := 6\text{bar} = 6 \times 10^5 \text{ Pa}$
vyvnutá síla	$F_{\text{zair}} := F_{\text{g3}} = 590.066 \text{ N}$
celková plocha	$S_{\text{air}} := \frac{F_{\text{zair}}}{p_{\text{air}}}$
pocet pístu	$n_{\text{v}} := 2$
ø válce	$d_{\text{air}} := \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{air}}}{\pi \cdot n_{\text{v}}}} = 25.022 \cdot \text{mm}$

Rovnice 6 - Výpočet průměru pneumatických válců

2.3.2 Zatížení od řezného procesu

K určení řezných sil je zapotřebí znát obráběný materiál, řezný nástroj a řezné podmínky. Použitelných kombinací existuje velká škála a vyzkoušet všechny je velice náročné. Pro určení maximálního zatížení je však možno zvolit také jiný přístup - jelikož již známe výkon a charakteristiky vřetenového motoru, je možné vypočítat maximální řeznou sílu z krouticího momentu, který vřeteno poskytuje.

Elektrovřeteno (6), použité na frézce, má známé maximální otáčky, výkon a frekvenci (Rovnice 7), při níž těchto parametrů dosahuje, krouticí moment však znám není. Ze znalosti běžných charakteristik synchronních motorů, kterým elektrovřeteno je, lze určit nejnižší otáčky, při kterých nabývá motor plného výkonu - bod zvratu, a určit tak maximální krouticí moment (Rovnice 8).

výkon	$P := 3.2\text{kW}$
n maximální	$n_{\text{max}} := 18000 \text{ min}^{-1}$
frekvence maximální	$f_{\text{max}} := 300\text{Hz}$
frekvence zvratu	$f_0 := 50\text{Hz}$
n zvratu	$n_0 := \frac{n_{\text{max}}}{f_{\text{max}}} \cdot f_0 = 3000 \cdot \text{min}^{-1}$

Rovnice 7 - Otáčky vřetene pro různé režimy provozu



kroučicí moment

$$M_k(n) := \begin{cases} \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_0} & \text{if } 0 \leq n \leq n_0 \\ \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} & \text{if } n_0 < n \leq n_{\max} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

maximální kroučicí moment

$$M_k(n_0) = 10.186 \cdot N \cdot m$$

Rovnice 8 - Kroučicí moment elektrovřetene

Z největšího povoleného průměru nástroje pak vypočteme maximální řeznou sílu v tečném směru (Rovnice 9). S velikostí řezné síly souvisí i namáhání nástroje, nepředpokládá se tedy, že by plné zatížení přenášel nástroj menších průměrů. Teoreticky je možné použít i nástroj větších než povolených rozměrů - znamená to však jisté omezení řezných parametrů, aby bylo dodrženo maximální povolené zatížení. Při řezném procesu vznikají také značné axiální síly, působící mezi nástrojem a obrobkem. Zapomenout nesmíme také na operace vrtání. Do silového rozboru je tedy zahrnuta i složka axiální síly.

maximální tečná síla

$$F_{tnas} := \frac{M_k(n_0) \cdot 2}{d_n} = 1.698 \cdot kN$$

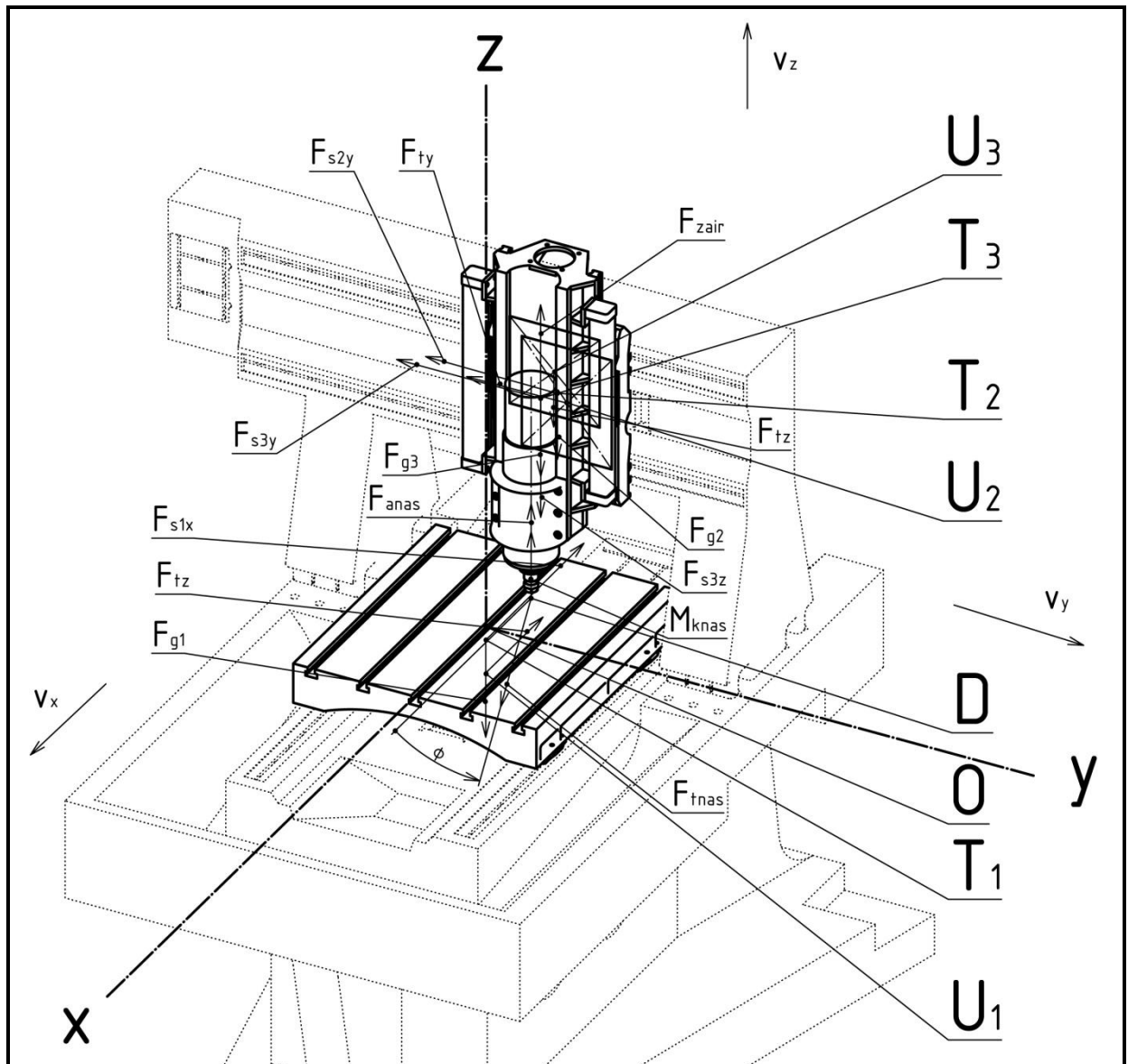
maximální axiální síla

$$F_{anas} := 1.5kN$$

Rovnice 9 - Velikost předpokládaných řezných sil

2.3.3 Zatížení od nestandardních situací

Jiným výrazem také přetížení stroje. Frézka musí být dimenzována tak, aby i při chybě obsluhy, programu nebo elektroniky nezpůsobila ničivé následky jak na majetku, tak na zdraví obsluhy. Velice nepříjemné by také bylo, kdyby se stroj po každém menším přetížení musel kontrolovat a seřizovat. Ulomení řezného nástroje v důsledku špatné volby řezných podmínek je velmi běžným druhem přetížení, které by stroj měl bez úhony vydržet. Také manipulace a upínání obrobku a příslušenství mnohdy vyvolávají nepředvídatelné rázy a zatížení. Odhadnout velikost tohoto přetížení je velice obtížné. Je proto snazší řešit tyto situace vyšším koeficientem bezpečnosti při statickém návrhu pevnosti dílců, vedení a pohybových šroubů.



Obrázek 14 - Schéma silového zatížení pro výpočet

2.3.4 Výsledné zatížení pro návrh lineárního vedení

Nejprve jsem do schématu stroje zaznačil veškeré síly působící na části frézky a označil jsem působišťe těchto sil (Obrázek 14). Dále jsem silovou a momentovou ekvivalencí převedl zatížení do jednoho bodu, který je uprostřed obrazce, tvořeného valivými bloky daného vedení. Takto jsem postupně zredukoval zatížení celého stroje do tří bodů odpovídajících třem skupinám vozíků a příslušejících dané souřadnici.

Rozkladem sil z daného bodu jsem pro každý vozík určil výsledné silové zatížení. Pomocí funkcí Mathcadu jsem zjistil maximální a průměrné hodnoty těchto zatížení. Tyto hodnoty budou dále sloužit jako podklad pro výpočet statické únosnosti a životnosti vedení. Kompletní výpočet zatížení je uveden na konci práce (Příloha 1).



2.3.5 Výsledné zatížení pro návrh pohonu

Ze stejného schématu a výpočtu, který slouží pro výpočet zatížení lineárního vedení, jsem vycházel také u zatížení pro návrh pohonu. Kuličkový šroub je zatížen jedinou silou, a to ve své ose. Tato síla je však závislá nejen na zatížení stroje, ale také na tření ve vedení stroje (Rovnice 10) a v matici kuličkového šroubu. Tření v matici je zahrnuto v účinnosti kuličkového šroubu při výpočtu krouticího momentu motoru. Velikost třecí síly působící ve vedení však nelze vyjádřit jako procentuelní podíl zatížení šroubu, ale závisí na celkovém zatížení jednotlivých valivých bloků vedení.

$$X_{\max} := 12340\text{N} \quad X_{\text{str}} := 6120\text{N}$$

$$\text{Tření ve vedení x} \quad F_{\text{tx}} := f_{\text{fv}} \cdot |X_0 + X_1 + X_2 + X_3| = 77.974\text{ N}$$

$$\text{axiální síla} \quad F_{\text{xx}} := F_{\text{xnas}} - F_{\text{tx}} - F_{\text{s1x}} = -2559.405\text{ N}$$

$$\text{maximální axiální síla} \quad F_{\text{xxmax}} := 2560\text{N}$$

$$Y_{\max} := 11032\text{N} \quad Y_{\text{str}} := 7419\text{N}$$

$$\text{Tření ve vedení y} \quad F_{\text{ty}} := f_{\text{fv}} \cdot |Y_0 + Y_1 + Y_2 + Y_3| = 24.47\text{ N}$$

$$\text{axiální síla} \quad F_{\text{yy}} := F_{\text{zy}} - F_{\text{s2y}} - F_{\text{ty}} = -208.677\text{ N}$$

$$\text{maximální axiální síla} \quad F_{\text{yymax}} := 1987\text{N}$$

$$Z_{\max} := 13040\text{N} \quad Z_{\text{str}} := 9599\text{N}$$

$$\text{Tření ve vedení z} \quad F_{\text{tz}} := f_{\text{fv}} \cdot |Z_0 + Z_1 + Z_2 + Z_3| = 43.243\text{ N}$$

$$\text{axiální síla} \quad F_{\text{zz}} := F_{\text{anas}} - F_{\text{g3}} - F_{\text{s3z}} + F_{\text{zair}} - F_{\text{tz}} = 1323.046\text{ N}$$

$$\text{maximální axiální síla} \quad F_{\text{zzmax}} := 1323\text{N}$$

Rovnice 10 - Zatížení valivých bloků vedení a kuličkových šroubů

Výsledné zatížení pro návrh výkonu motoru je vlastně celkový krouticí moment, potřebný k pohonu dané pohybové osy za daných podmínek. Sílu působící v ose šroubu je tedy nutno převést na ekvivalentní krouticí moment vyvolaný na šroubu. Do zatížení pro návrh pohonu je nutno zahrnout také setrvačný moment motoru a kuličkového šroubu. Výsledné vztahy jsou uvedeny v kapitole o návrhu výkonů motorů.



2.4 Výpočet rozměrů a parametrů jednotlivých částí konstrukce

2.4.1 Návrh velikosti lineárního vedení

Únosnost vedení a jeho životnost ovlivňují dva charakteristické prvky. Prvním je šířka vedení, která je kontrolována výpočtem, druhou je typ použitého valivého bloku, který ovlivňuje veškeré parametry vedení, použité ve výpočtu. Pro návrh jsem zvolil standardní velikost valivého bloku, aby bylo možno provádět dodatečné korekce bez velkých zásahů do konstrukce. Volbou prodloužené verze vozíku, která má o třetinu vyšší únosnost, je možné dobu životnosti zdvojnásobit. Šířka zvoleného vedení je pro všechny tři souřadnice 20 mm.

Ve výpočtu jsem prováděl kontrolu statické únosnosti vozíku, tedy zda maximální zatížení nepřesáhlo povolenou hranici. Dále jsem vypočetl ekvivalentní životnosti vedení při různě velkých zatíženích, abych odhadnul celkovou životnost vedení. Jelikož není znám režim provozu stroje a tedy ani časové podíly jednotlivých velikostí zatížení, jde pouze o odhad. Největší vliv na zatížení stolu má hmotnost obrobku a velikost tečné a axiální složky řezné síly. Hodnoty životností však vycházely větší než jeden rok nepřetržitého provozu při středně velkém zatížení. Považuji tedy navržený rozměr vedení za vhodně zvolený. Pro menší rozměr vedení byla jeho únosnost podstatně nižší, ponechal jsem tedy zvolený rozměr 20 mm. Celý výpočet je, vzhledem ke svému rozsahu, uveden v příloze (Příloha 1).

2.4.2 Návrh průměru kuličkového šroubu

Vlastní výpočet jsem prováděl dle postupu uvedeného v katalogu firmy KSK Kuřim a. s. [10]. Jelikož odhadnout pracovní cyklus stroje je obtížné a na návrh kuličkového šroubu má velký vliv, rozhodl jsem se tuto část z návrhu vyřadit. Kuličkový šroub jsem dimenzoval po stránce maximálních dovolených otáček (Rovnice 11) a vzpěrné stability (Rovnice 12).

Výpočet zásadním způsobem ovlivňuje způsob uložení kuličkového šroubu. Pro pohybovou osu X a Y je šroub uložen v axiálně-radiálním ložisku na straně náhonu a v radiálním ložisku na straně odlehlé. Pro pohybovou osu Z jsem zvolil jednostranné uložení v axiálně-radiálním ložisku. Vzhledem k malé délce šroubu je tato varianta přijatelná a podstatně se tím zjednoduší konstrukce smykadla. V textu uvedu výpočet pro souřadnici X, v příloze (Příloha 1) je pak uveden celý výpočet pro všechny tři pohybové souřadnice.

$$n_{x\max} := 0.8 \cdot \frac{f_{nx} \cdot D_{srx} \cdot 10^7 \cdot \text{mm} \cdot \text{min}^{-1}}{L_{8x}^2} = 8579.836 \cdot \text{min}^{-1}$$

Rovnice 11 - Maximální povolené otáčky šroubu vzhledem k uložení - osa X



$$F_{axmax} := 0.33 \cdot \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot \left(\frac{D_{srx}}{\text{mm}}\right)^4 \cdot N}{f_{vx} \cdot \left(\frac{L_{8x}}{\text{mm}}\right)^2} = 23.972 \cdot \text{kN}$$

Rovnice 12 - Maximální axiální síla na šroub vzhledem ke vzpěrné stabilitě - osa X

Výsledné rozměry kuličkových šroubů se liší pouze průměrem (Rovnice 13) a délkou funkční části závitu. Stoupání šroubů je pro všechny tři pohybové osy shodné, jak již bylo zmíněno výše.

$$D_{srx} := 32\text{mm}$$

$$D_{sry} := 25\text{mm}$$

$$D_{srz} := 25\text{mm}$$

Rovnice 13 - Jmenovité průměry kuličkových šroubů

2.4.3 Návrh výkonu pohybového motoru

Návrh spočívá ve výpočtu velikosti krouticího momentu, který bude schopen motor dodávat do mechanismu při maximálních otáčkách. Moment jsem navrhoval dle maximálního axiálního zatížení kuličkového šroubu a setrvačného momentu motoru a kuličkového šroubu. Do výpočtu také vstupuje účinnost jednotlivých prvků pohonu (Rovnice 14).

šroub	$\eta_S := 0.92$
uložení	$\eta_L := 0.92$
vedení	$\eta_V := 0.98$
celková	$\eta_C := \eta_S \cdot \eta_L \cdot \eta_V = 0.829$

Rovnice 14 - Účinnost pohonu [3]

Výsledný krouticí moment (Rovnice 15) pro jednotlivé motory jsem zvolil nejbližší vyšší dle aktuální nabídky z katalogu firmy Siemens [6]. Při použití návrhu dle hlediska dovoleného oteplení motoru, je možné zvolit motory nižších výkonů nebo zvýšit možné zrychlení pohybu. Pro pohybovou osu X jsem zvolil model 1FT7066-5AF70-1CG0, pro osu Y jsem zvolil model 1FT7044-5AF70-1CG0 a pro osu Z jsem zvolil model 1FT7042-5AF70-1CG0. Podrobný výpočet, včetně hodnot použitých pro výpočet, je uveden v příloze (Příloha 1).



$$M_{\text{motx}} := 9.3\text{N}\cdot\text{m}$$

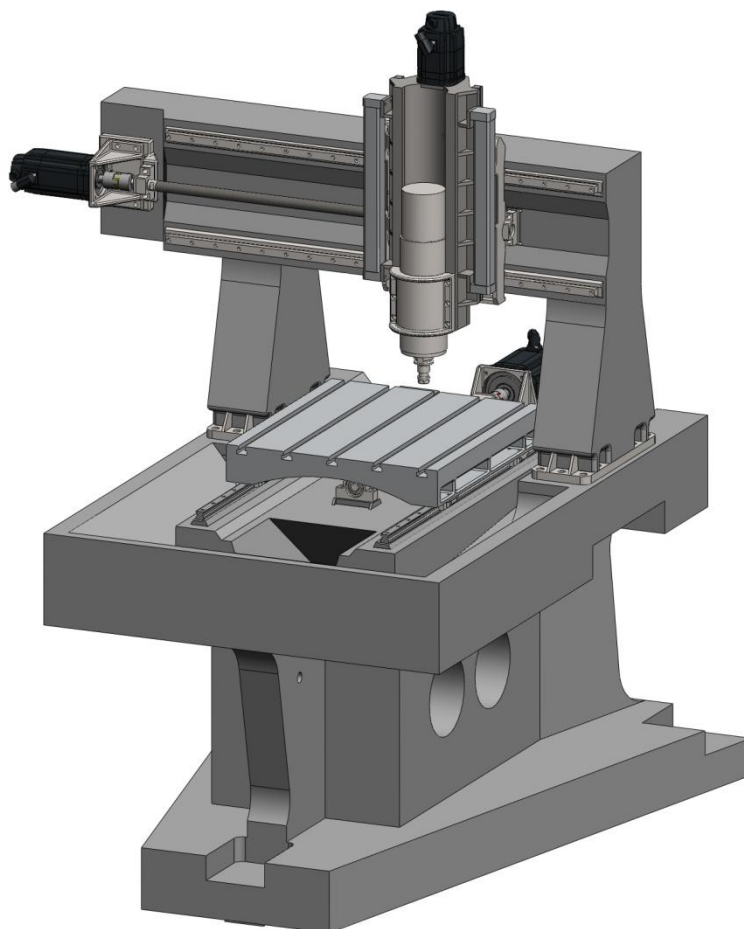
$$M_{\text{moty}} := 4.3\text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\text{motz}} := 2.7\text{N}\cdot\text{m}$$

Rovnice 15 - Krouticí moment motorů pohonů jednotlivých os

2.5 Výsledný návrh stroje

Provedením syntézy předešlých rozhodnutí vznikne výsledný návrh stroje (Obrázek 15). Výsledné konstrukční řešení jsem zpracoval ve formě 3D modelu a výkresu (Příloha 2) v programu SolidWorks 2010. 3D model je uložen v elektronické podobě na přiloženém disku spolu s výkresem, výpočty a všemi podklady k práci.



Obrázek 15 - Výsledný návrh frézky - 3D model



3 Porovnání stroje s návrhem

Srovnání frézky firmy Knuth a nově navržené frézky lze shrnout do několika částí. Hodnotit je možno z hlediska funkčních parametrů stroje, konstrukčního provedení, použitých materiálů a nakupovaných komponent.

3.1 Parametry stroje

Vzhledem k zaměření práce jsem se snažil parametry nové frézky ztotožnit s parametry vzorové frézky X-Graph 650 CNC. Navrhl jsem tedy stroj na základě stejných parametrů, charakterizujících výkon stroje (Tabulka 1). Zvolil jsem stejný systém upínání nástrojů, parametry stolu frézky (Tabulka 3) a velikost pracovního prostoru frézky (Tabulka 2). Jelikož jsem detailně neřešil krytování stroje a další prvky stroje (hydraulika, pneumatika, elektronika, výměna nástrojů), lze jen těžko odhadnout výslednou hmotnost stroje a jeho vnější rozměry. Z 3D modelu lze však předpokládat velmi podobné hodnoty, jako u vzoru práce.

3.2 Konstrukční řešení

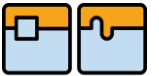

Z hlediska konstrukce je v návrhu nového stroje několik zásadních odlišností. Některé z nich souvisí se změnou materiálu pro danou součást, jiné však souvisí přímo se zvoleným řešením.

Změnou, patrnou na první pohled, je tvar konstrukce lože (4). Z důvodu ušetření hmotnosti a možnosti ukotvení stroje k podlaze pouze ve třech bodech se zásadně změnil tvar lože. Původní skříňový tvar jsem nahradil konstrukcí, připomínající krátký dutý sloup (Obrázek 11). Tato změna umožní úplnou nezávislost stroje na kvalitě a pevnosti podkladu, na kterém se nachází, a je tak možno frézku nasadit i v provozech, které s přítomností stroje původně nepočítaly.

Další změnu jsem provedl v kinematickém uspořádání vazby smykadla (3) a křížových saní (2). V původním návrhu stroje je pohon osy Z ukotven na konstrukci křížových saní a smykadlo je tak tvořeno lehčí konstrukcí. Vzhledem k omezenému prostoru mezi smykadlem a stojanem s příčnickem (5), jsem se rozhodl pohon umístit na smykadlo. Tato úprava umožnila výrazné zjednodušení a odlehčení křížových saní a také se podstatně zmenšila vzdálenost mezi vedeními osy Y a osy Z. Smykadlo tedy nese pohon osy Z a tím nabylo na hmotnosti. Hmotnost smykadla je kompenzována pneumatickými lineárními motory, a vyšší hmotnost tak nehraje významnou roli.

Konstrukční změna, která není obsahem práce, ale rád bych ji uvedl, se týká provedení ochranných krytů stroje. U nového stroje bych rád umožnil přístup do pracovního prostoru také shora. Provedení může být realizováno rozdělením stropního krytu na více částí a jejich fixace na místě. Přístup do pracovního prostoru nebude využíván často, je však dobré mít tuto možnost.

Vzhledem k předpokládanému využití frézky jsem do výsledného návrhu umístil také odsávací zařízení na nečistoty z pracovního prostoru. Frézka je určena také pro obrábění moderního kompozitu, plastů, dřeva a dalších materiálů, které při obrábění výrazně práší. Snahou tedy je maximální komfort a čistota pracovního prostředí.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 41
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

3.3 Použité materiály

Nejvíce změn jsem udělal v použitých materiálech na jednotlivé komponenty. Zásadní je použití moderního HPC betonu na konstrukci lože (4) a polymerbetonu na konstrukci stojanu s příčným (5). Tato změna materiálu způsobila také mnoho konstrukčních změn. Jde především o nutnost použití ocelových insertů, zalitých v tělese dílu, a odlišný způsob návrhu tloušťky stěny dílu, v porovnání s litinou. Důvod změny materiálu spočívá v lepším útlumu vibrací než u litiny. Důvodem je také snaha omezení objemu použité litiny a oceli z důvodu jejich stále rostoucí ceny.

3.4 Nakupované komponenty

Nejvýraznější nakupovanou položkou je elektrovřeteno (6). V návrhu nové frézky jsem zvolil totožné, jako je použito u frézky X-Graph CNC. Jeho výrobce a dodavatelské společnosti sice nebudí na internetu příliš důvěry, vzhledem k parametrům, množství funkcí a výsledné ceně však toto řešení nemá konkurenci. Při daném rozsahu otáček jen velmi málo výrobců nabízí podobný výkon, většina výrobců se soustředí na vyšší výkony nebo vyšší dosažitelné otáčky vřetene. Pneumatická výměna nástroje, vnitřní chlazení, kompaktní rozměry, to jsou funkce, které konkurence v této kategorii takřka nenabízí.

Lineární valivé vedení a kuličkové šrouby tvoří výraznou položku z ceny stroje. Na trhu je v dnešní době mnoho výrobců nabízejících různá provedení. Vybrat vhodné řešení tedy záleží nejen na vlastním výpočtu, ale také na cenových nabídkách firem a vlastních preferencích konstruktéra.

Veškeré podpůrné systémy jsou řešeny externím dodavatelem - hydraulika, pneumatika, okruhy chlazení, mazání a řezné kapaliny, odsávání pracovního prostoru, řídicí a výkonová elektronika, bezpečnostní prvky. Volba konkrétního řešení je velice individuální a mnohdy je možné jednotlivé prvky na přání zákazníka měnit.



Závěr

Cílem práce bylo provést redesign frézky X-Graph 650 CNC německé firmy Knuth. Na základě zkušeností a získaných informací jsem provedl podrobný popis konstrukčních celků, koncepce stroje, použitých materiálů a dodávaného příslušenství.

Na základě technických parametrů stroje jsem provedl nový zjednodušený návrh frézky s jistými konstrukčními a materiálovými změnami. Tyto změny jsem provedl na základě rozboru možností dnes užívaných konstrukčních prvků a vhodných materiálů. Dle požadavků jednotlivých komponent jsem zvolil nejvhodnější řešení a vše sestavil do celku. Provedení základního výpočtu (Příloha 1) mi umožnilo stanovit základní parametry nakupovaných dílů a určit silové zatížení stroje. Konstrukční návrh jsem provedl v programu SolidWorks 2010 a výsledkem práce je propracovaný 3D model hlavních konstrukčních celků stroje. Z 3D modelu jsem následně vytvořil výkres (Příloha 2), v němž jsou pro úplnost schematicky zaneseny také části stroje, které nebyly předmětem práce.

V poslední části práce jsem porovnal nově navržený stroj s původním řešením výrobce Knuth a rozdíly vyhodnotil. Hlavní změny proběhly ve změně materiálu pro lože a pro stojan s příčnickem. Použití HPC betonu a polymerbetonu místo osvědčené litiny má za následek také tvarové a konstrukční změny součástí.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Knuth machine tools. *Gravírovací a frézovací centrum X-Graph 650*. [Online] 15. 5. 2011. [Citace: 15. 5. 2011.] <http://www.knuth-usa.com/produkt,21731.html>.
- [2] Anyang Sipu Machinery Co., Ltd. *Alibaba.com*. [Online] 15. 5. 2011. [Citace: 15. 5. 2011.] http://www.alibaba.com/product-gs/347296614/high_speed_machine_center_spindle_18000rpm.html.
- [3] MAREK, J. a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 2. vydání. Praha : MM publishing, s. r. o, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [4] SKF. *Profile rail guides LLR*. [Online] 15. 5. 2011. [Citace: 15. 5. 2011.] http://www.skf.com/portal/skf_mec/home/products?contentId=883867&lang=en.
- [5] FLUIDTECHNIK BOHEMIA. *Pneumatický válec – konstrukční řada ORIGA OSP-P*. [Online] 2008. [Citace: 15. 5. 2011.] http://www.fluidbohemia.cz/index.php?&desktop_back=clanky&action_back=&id_back=5&desktop=clanky&action=view&id=157.
- [6] Siemens. *1FK7 Servomotors*. [Online] 15. 5. 2011. [Citace: 15. 5. 2011.] <http://www.automation.siemens.com/mcms/mc/en/motors/servo-and-main-spindle-motors/synchronous-motor/servomotors-1fk7/Pages/servomotors-1fk7.aspx>.
- [7] THK. *DIN standartně vyhovující kuličkový šroub*. [Online] 2006. [Citace: 15. 5. 2011.] <http://www.thk.com/cz/products/class/ballscrew/dinballscrew.html>.
- [8] T.E.A. TECHNIK s.r.o. *Pružné spojky*. [Online] 15. 5. 2011. [Citace: 15. 5. 2011.] <http://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>.
- [9] BETOSAN. *Ceník komponent polymerbetonu*. [Online] 1. 9. 2010. [Citace: 15. 5. 2011.] <http://betosan.cz/cenik/>.
- [10] KSK Kuřim a.s. *Kuličkové šrouby*. [Online] 2010. [Citace: 15. 5. 2011.] <http://www.ks-kurim.cz/vyrobni-program/kulickove-srouby/>.



Seznam příloh

Příloha 1 - Souhrn výpočtů

Příloha 2 - Výkres Frézky