



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

MULTIFUNKČNÍ OBRÁBĚCÍ CENTRUM PRO ROTAČNÍ I NEROTAČNÍ OBROBKY

MULTIFUNCTIONAL MACHINING CENTERS FOR MACHINING ROTATING AND PRISMATIC PARTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jaroslav Hlobil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Jiří Marek, Dr.

BRNO 2018

ABSTRAKT

Obsahem této práce je volba vhodné koncepce pro multifunkční obráběcí centrum na rotační i nerotační obrobky a návrh a zpracování jednoho konstrukčního uzlu tohoto stroje. Struktura práce je rozdělena do tří částí. V první části je provedena analýza trhu, ze které se navazuje na druhou část, a to je výběr vhodné koncepce stroje. Třetí část se zabývá vlastním návrhem nosné konstrukce tohoto obráběcího centra.

ABSTRACT

The content of this master's thesis is the choice of a suitable concept for the multifunctional machining center for rotary and non-rotating workpieces and design and processing of one structural node of this machine. The structure of the work is divided into three parts. In the first part, the market analysis is carried out from which it follows to the second part and it is the choice of a suitable machine concept. The third part deals with its own design of the constructional structure of this machining center.

KLÍČOVÁ SLOVA

Multifunkční obráběcí centrum, rám stroje, řezné podmínky, pohybové osy, MKP

KEYWORDS

Multifunction machining center, frame machine, cutting conditions, motion axes, MKP

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLOBIL, J. *Multifunkční obráběcí centrum pro rotační i nerotační obrobky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 91 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jiří Marek, Dr..

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval v první řadě mé rodině za podporu během celého mého studia. Poděkování patří také vedoucímu práce prof. Ing. Jiří Marek, Dr. za ochotu a vstřícnost při konzultacích.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Jiří Marek, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. 5. 2018

.....

Hlobil Jaroslav

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	VÝVOJ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ	15
3	MULTIFUNKČNÍ OBRÁBĚCÍ CENTRUM	17
3.1	Rozdělení multifunkčních obráběcích center	17
3.1.1	Semimultifunkční obráběcí centra	17
3.1.2	Soustružnická multifunkční obráběcí centra	17
3.1.3	Frézovací multifunkční obráběcí centra	18
4	ANALÝZA TRHU	21
4.1	Soustružnické multifunkční obráběcí centra.....	21
4.1.1	DMG MORI – CTX gamma TC.....	21
4.1.2	OKUMA – Multus B300II	22
4.1.3	ELHA – VTM 601	23
4.2	Frézovací multifunkční obráběcí centra	24
4.2.1	DMG MORI – DMC duoBLOCK.....	24
4.2.2	MAZAK – Integrex e-Ramtec	25
4.3	Portálové multifunkční obráběcí centra	25
4.3.1	TAJMAC-ZPS – Infinity	25
4.3.2	DMG MORI – DMU Portal.....	26
4.3.3	TRIMILL – pětiosá obráběcí centra řady VU	27
5	VOLBA VHODNÉ KONCEPCE STROJE	29
5.1	Parametry ovlivňující koncepci stroje	29
5.2	Rozbor možností pro optimální konstrukční variantu	29
5.2.1	Ujasnění rozměrových řad obrobků	29
5.2.2	Vybrané možnosti pro rotační a nerotační obrobky	29
5.3	Určení optimální konstrukční varianty	30
5.3.1	Volba srovnávacích kritérií a přidělení odpovídající tendence změny.....	30
5.3.2	Párové porovnání jednotlivých parametrů.....	31
5.3.3	Určení váhy významnosti srovnávaných parametrů.....	31
5.3.4	Výpočet indexů změn	32
5.4	Zhodnocení multikriteriální metody	34
6	HLAVNÍ SKUPINY A MODULARITA	37
6.1	Hlavní konstrukční uzly navrhovaného stroje	37
6.1.1	Nosná část.....	37
6.1.2	Vřeteník	37
6.1.3	Pracovní prostor stroje.....	38
6.1.4	Bezpečnost.....	39
6.2	Pohony a vedení pohybových os	40
6.2.1	Způsob náhonu	40
6.2.2	Vedení.....	42
6.2.3	Odměrování polohy	43
6.2.4	Krytování a přívod médií.....	43
6.2.5	Mazání	43
6.3	Modulární stavba stroje	43
6.3.1	Rozměrové řady stroje.....	44

7	NÁVRH A VÝPOČET ŘEZNÝCH PODMÍNEK	45
7.1	Soustružení	45
7.2	Frézování	46
7.3	Vrtání	47
8	ROZBOR POUŽÍVANÝCH MATERIÁLŮ U RÁMŮ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ	49
8.1	Rámy obráběcích strojů	49
8.1.1	Statická tuhost	50
8.1.2	Dynamická tuhost	51
8.1.3	Tepelná stabilita	52
8.2	Materiály pro stavbu rámců obráběcích strojů	53
8.2.1	Litina	53
8.2.2	Ocelolitina	54
8.2.3	Svařované ocelové rámy	54
8.2.4	Keramika na bázi Al a Si	55
8.2.5	Přírodní žula – granit	55
8.2.6	Polymerní betony	56
8.2.7	Vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken	56
8.2.8	Hybridní struktury a materiály	56
8.2.9	Srovnání materiálových vlastností	57
8.2.10	Volba materiálu	57
8.2.11	Hlavní technologické zásady pro konstrukci rámců z litiny	58
9	NÁVRH RÁMU STROJE	59
9.1	Vstupní parametry	59
9.2	Systémový přístup ke konstrukci rámu obráběcího stroje	60
9.3	Rám stroje	60
9.3.1	Boční stěny	61
9.3.2	Příčnick	62
9.3.3	Saně	63
9.3.4	Smykadlo	64
9.4	Výpočet lineárního vedení a pohonů pro osy X a Y	65
9.4.1	Pohony lineárních os	65
9.4.2	Lineární vedení pohybových os X, Y	70
9.5	Odměrování	71
9.6	Uložení rámu stroje na základ	72
10	ANALÝZA POMOCÍ MKP	73
10.1	Materiálové vlastnosti:	73
10.2	Zjednodušení 3D modelu pro MKP výpočet	73
10.3	Tvorba sítě	74
10.3.1	Typ elementu	74
10.3.2	Velikost prvku sítě	74
10.4	Statická analýza rámu stroje	75
10.4.1	Vazby a zatížení	75
10.4.2	Síť	76
10.4.3	Výsledky výpočtů	76
10.5	Modální analýza	77
11	ZÁVĚR	81
12	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	83

13 SEZNAM SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	85
13.1 Seznam tabulek.....	85
13.2 Seznam obrázků.....	86
13.3 Seznam použitých symbolů	88
14 SEZNAM PŘÍLOH.....	91

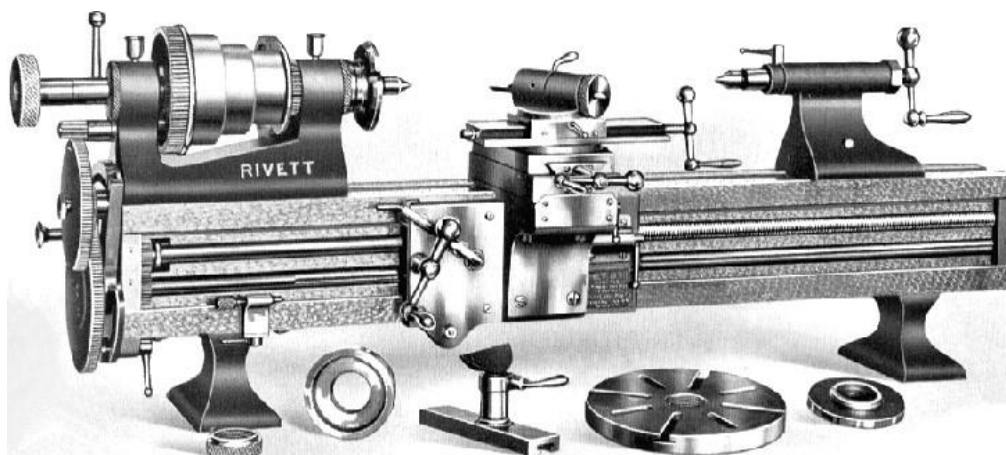
1 ÚVOD

Pro uspokojení zákaznického trhu po přelomu tohoto tisíciletí, kdy se začaly zvyšovat nároky na obráběcí stroje, bylo nutné přijít s řešením takového obráběcího stroje, který by splňoval tyto nároky. Šlo mimo jiné o zkrácení pracovních časů a možností obrobit obrobek různých velikostí a tvarů, což bylo vyřešeno zkonstruováním stroje, který skloubil základní operace třískového obrábění, z toho také název multifunkční. Tyto multifunkční obráběcí centra nabízí možnost soustružení, frézování, vrtání a třeba i broušení v ideálním případě na jedno upnutí obrobku.

Tato diplomová práce je zaměřena na volbu koncepce právě takového multifunkčního obráběcího stroje, který má navíc možnost obrábět součásti rotačních i nerotačních tvarů. Z důvodu obsáhlosti tématu je v této práci vyřešen pouze jeden konstrukční uzel, konkrétně rám stroje.

2 VÝVOJ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

První koncepčně podobné obráběcí stroje těm dnešním, především tedy soustruhy, se datují ke konci 18. a začátku 19. století. Za zmínku stojí Senotův soustruh z roku 1795, ale také soustruh Rivett 8'' Precision z roku 1908 na obr. 1. Tento soustruh je svou konstrukcí podobný do nedávna vyráběným konvenčním strojům. Původ frézky není dodnes s jistotou znám. Má se za to, že byly odvozeny ze soustruhu. Velkou měrou k vývoji obráběcích strojů přispěla průmyslová revoluce a také, bohužel, obě světové války.

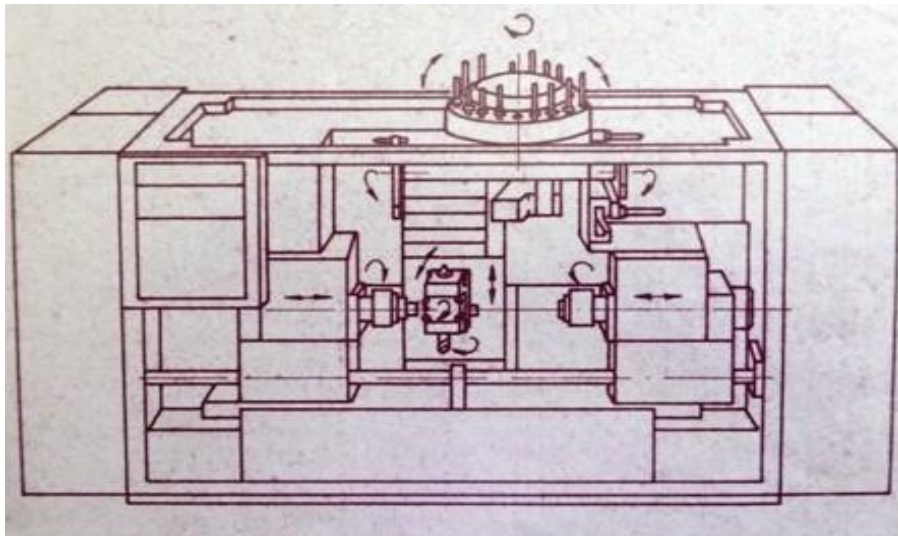


Obr. 1) Soustruh Rivett 8'' Precision [2]

V období po druhé světové válce se vývoj obráběcích strojů kvalitativně posouvá dopředu. Dochází k první velkosériové výrobě v USA a začíná se prosazovat automatizace výroby. Rozvoj elektrotechniky a číslicové techniky dává předpoklad pro vývoj NC a následně CNC řízené obráběcí stroje. Bylo otázkou času, kdy se objeví první myšlenka skloubit různé technologické operace do jednoho stroje.

V roce 1983 přišel s prvním takovým návrhem český konstruktér a dá se říci i vizionář pan Ladislav Borkovec. Jednalo se o předchůdce dnešních multifunkčních obráběcích center. Stroj tehdejší firmy Kovošvit Sezimovo Ústí, dnešní Kovošvit MAS, MCSY 50 (obr. 2) byl přelomem v konstrukci obráběcích center. Stavebnicovost stroje umožňovala sestavení několika variant, na kterých bylo možné vykonávat různé technologické operace od soustružení, vrtání, vyvrtávání až po frézování čelní a obvodovou frézou.

Přesto, že se pan Borkovec během konstrukce stroje setkal s nepochopením a odmítáním, dokončil vývoj, a nakonec se vyrobilo 45 těchto strojů. Je velkou škodou, že v tehdejší době mu neumožnila dřívější řídicí elektronika a dobové možnosti dále rozvíjet jeho konstruktérský klenot.



Obr. 2) Dřevěný model stroje MCSY a schéma jeho kinematiky [1]

3 MULTIFUNKČNÍ OBRÁBĚCÍ CENTRUM

Multifunkční obráběcí centra byla vyvinuta z CNC obráběcích center, pro které je charakteristické, že jedna ze dvou základních třískových operací, z hlediska přenášeného výkonu, je dominantní. Kdežto multifunkční centra nám umožňuje obrábět technologiemi třískového obrábění, jako jsou soustružení, frézování, vrtání či broušení, v tři až šestiosém CNC režimu a to tak, že výkonové parametry jednotlivých technologií jsou co nejvyrovnanější.

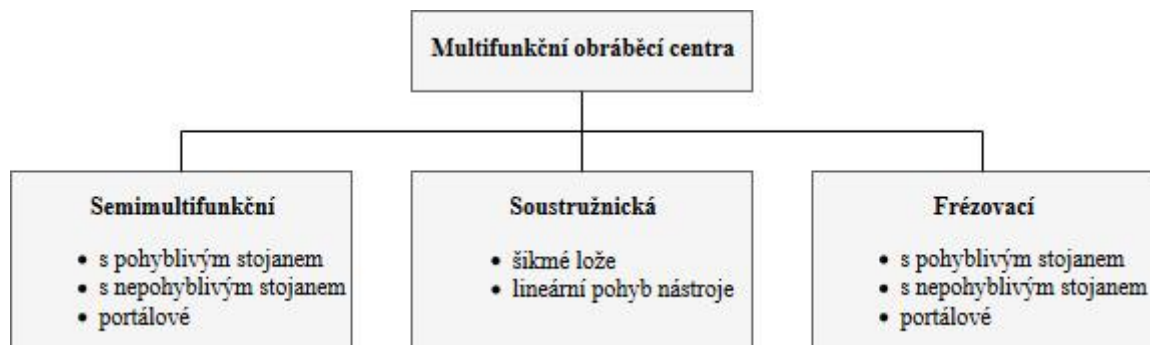
Hlavními přednostmi multifunkčních obráběcích center je:

- obrobení nejrůznějších tvarů a velikostí obrobků na jedno upnutí na témže stroji,
- velká kinematická adaptabilita v obrobku a nástroji,
- velká přesnost obrábění,
- vyrovnanost výkonů různých operací třískového obrábění,
- zmenšení využitého zástavbového prostoru [1].

Po výkonové stránce stroje zvládají HSC a HPC obrábění a konečná struktura povrchu je na stejné úrovni jako například po broušení.

3.1 Rozdělení multifunkčních obráběcích center

Základní rozdělení se dělí do několika skupin.



Obr. 3) Rozdělení multifunkčních obráběcích center [1]

3.1.1 Semimultifunkční obráběcí centra

Tento typ strojů nám už dle názvu napovídá, že je to jakýsi mezistupeň mezi obráběcími centry a multifunkčními soustružnickými nebo frézovacími obráběcími centry. Poznávacím znakem je zvýšený počet stupňů volnosti buď v obrobku, nebo v nástroji. Tento stav se dá docílit pomocí otočně naklápěcího stolu nebo otočné hlavy. Tyto technologie umožňují pětiosé obrábění a tím pádem obrobení obrobku na jedno upnutí [1].

3.1.2 Soustružnická multifunkční obráběcí centra

Původ těchto obráběcích center vychází z vodorovných CNC soustruhů. K obrábění slouží revolverová hlava spolu s plnohodnotným frézovacím vřetenem. Obrobek je v soustružnickém vřetenu, které má osu C. Stroj bývá také vybaven buď protivřetenem nebo koníkem. Obrábí se především součásti menších velikostí, technologicky složité a na jedno upnutí.

Šikmé lože

Základem tohoto typu stroje je litinové lože, na kterých jsou umístěny vřeteníky, revolverová hlava a frézovací vřeteník. Pohyb revolverové hlavy a frézovacího vřeteníku je v osách X a Z. Navíc může být frézovací hlava vybavena souvisle naklápěcí hlavou, osa B, která rotuje kolem osy Y. Můžeme tedy na těchto strojích vykonávat technologické operace jako soustružení, vrtání či frézování.

Lineární pohyb nástroje

Tento typ stroje je ve své podstatě podobný typ jako typ s šikmým ložem. S tím rozdílem, že jeho lože bývá mohutnější. Bývá také vybaven lunetami, které rozšiřují základní technologické možnosti stroje. Jsou NC řízené, samo středící a stavitelné v ose Z [1].

3.1.3 Frézovací multifunkční obráběcí centra

U strojů s pohyblivým nebo nepohyblivým stojanem je patrný vývoj z CNC frézovacích strojů. Každá firma zabývající se výrobou těchto multifunkčních obráběcích center, přispěla svým dílem k dnešnímu obrazu tohoto typu stroje. Obrábí se součásti menších a středních rozměrů z průmyslových oblastí jako automotive, aerospace atp. Součástí strojů bývá automatická výměna palet a nástroje.

S nepohyblivým stojanem

Masivní lože je pevně spojeno se stojanem. Na loži se pohybuje v ose X otočný stůl s osou C. Po stojanu se v ose Z pohybuje příčník, který nese univerzální hlavu pro obrábění. Náhon posuvu se nejčastěji realizuje pomocí rotujícího kuličkového šroubu.

S pohyblivým stojanem

Hlavním znakem oproti předchozím typům je pohyblivý stojan stroje. Pro vedení stojanu bývá použito profilové valivé vedení. Pro větší únosnost se jako valivé elementy používají válečky. Posuvný stojan se, pokud možno konstruuje s teplotně symetrickou konstrukcí, a to především pro menší stroje.

Portálová

Tímto typem obráběcích center můžeme obrábět obrobky velkých velikostí, komplikovaných tvarů a technologicky náročné. Dají se rozdělit do tří základních skupin:

- Horní gantry,
- spodní gantry,
- s pohyblivým stolem.

Portálová centra s konstrukcí horní gantry bývají modulární stavby. Základem jsou boční stěny, které jsou litinové, betonové nebo svařované s výplní. Na horní části bočních stěn je profilové valivé vedení, po kterém se pohybuje příčník a po něm saně se smykadlem. Pohybový mechanismus pohánějící příčník v ose X bývá vzhledem k větším vzdálenostem pastorek s hřebenem pracující v režimu Master Slave. Pohon v ose Z a Y většinou obstarávají rotující kuličkové šrouby. Multifunkčnost stroje zajišťuje otočný soustružnický stůl.

U portálových center s konstrukcí spodní gantry se pohybuje portál, tvořený dvěma stojany a pevnou příčkou, po valivém profilovém vedení nebo po vedení hydrostatickém. Stojany se pohybují pomocí pastorku a hřebene v režimu Master Slave. Příčník se po stojanech

pohybuje pomocí kuličkového šroubu. Na příčnicku je smykadlo spolu s obráběcí hlavou. Mezi stojany je pevný pracovní stůl, který je doplněn stolem soustružnickým.

Kdežto u portálových center s pohyblivým stolem máme pevně ukotvenou portálovou konstrukci a o pohyb v ose X se stará pohyblivý stůl. U těchto typů strojů můžeme realizovat i zdvih stolu, například pomocí pastorku a hřebene. Portál, pevně spojený s ložem, má na stojanech vedení pro příčnick se smykadlem, který může mít vestavěnou osu C [1].

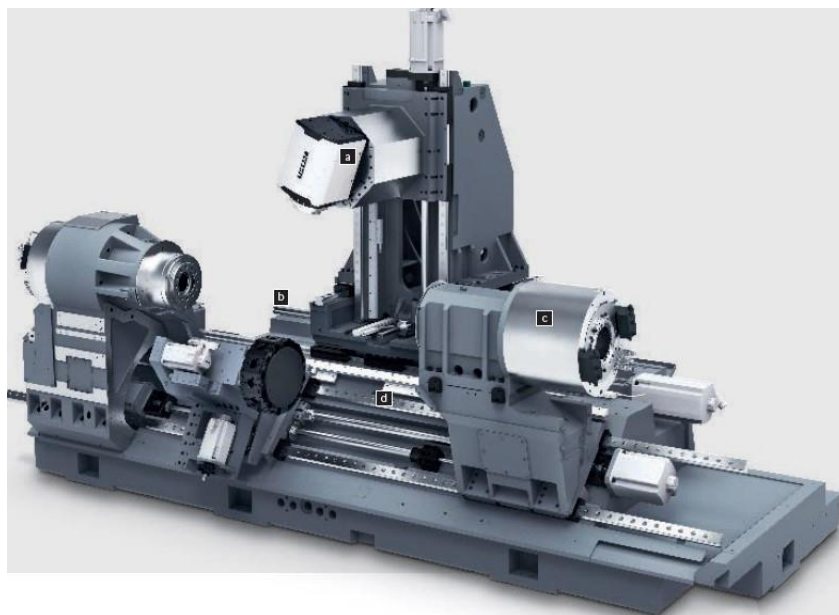
4 ANALÝZA TRHU

Jedna z velkých výhod dnešních obráběcích center je jejich stavebnicová konstrukce. Tím se značně zvyšuje variabilita stroje a jeho následná nabídka na trhu. Každý výrobce ať už zahraniční či tuzemský se snaží na trh přijít s takovým strojem, který by splňoval náročné požadavky zákazníků při zachování co nejlepších obráběcích a provozních parametrů stroje.

4.1 Soustružnické multifunkční obráběcí centra

4.1.1 DMG MORI – CTX gamma TC

Na obr. 4 je vidět pětiosé soustružnicko-frézovací centrum pro kompletní třískové obrábění. Základ stroje tvoří mohutné lože. Obráběcí centrum obsahuje stojan nesoucí nástrojové vřeteno pro lineární pohyb nástroje, osy X, Y, Z a navíc je zde přidána osa B pro otáčení hlavy. Posuv stojanu je řešen pomocí lineárního motoru. Hlavní soustružnické vřeteno a protivřeteno zajišťují synchronní rotační pohyb. Jejich posuv je zajištěn pomocí kuličkových šroubů. Jejich výkony spolu s ostatními parametry stroje jsou uvedeny v tab. 1. Protivřeteno je možno využít i jako koník. Pro více technologických možností je na stroji revolverová hlava. Ta může být vyměněna za pinolu.



Obr. 4) CTX gamma TC

Tab 1) Technické parametry strojů CTX gamma TC

	CTX gamma 1250 TC	CTX gamma 2000 TC	CTX gamma 3000 TC
Max. velikost obrobku [mm]	Ø700-1250	Ø700-2050	Ø700-3050
Hlavní vřeteno	4000 min	4000 min	2500 min
	45/770 kW/Nm	45/770 kW/Nm	52/2200 kW/Nm
Protivřeteno	5000 min	5000 min	400 min
	34/380 kW/Nm	34/380 kW/Nm	45/770 kW/Nm
Nástrojové vřeteno	12 000 min	12 000 min	12 000 min
	36/220 kW/Nm	34/220 kW/Nm	36/220 kW/Nm

4.1.2 OKUMA – Multus B300II

Firma Okuma disponuje velkým množstvím druhů multifunkčních vodorovných obráběcích center. Jejich velkou výhodou je modulární stavba stroje. Ta dává zákazníkovi velký rozměrový výběr. Každá skupina strojů se pak dále dělí na variantu stroje bez koníku, s koníkem a s protivřetenem.

Multifunkční vodorovné obráběcí centrum Multus B300II (obr. 5) s natáčecí nástrojovou hlavou s frézovacím vřetenem, osami B, C, X, Y, Z, s automatickou výměnou nástrojů a s koníkem. Na osách X, Y, Z bylo použito profilové valivé válečkové vedení. Nástrojová hlava pracuje s velkými zrychleními díky odlehčeným rotorům na motoru PREX. Rozměrovou stabilitu zajišťuje vlastní koncept firmy spolu s aktivní kompenzací.



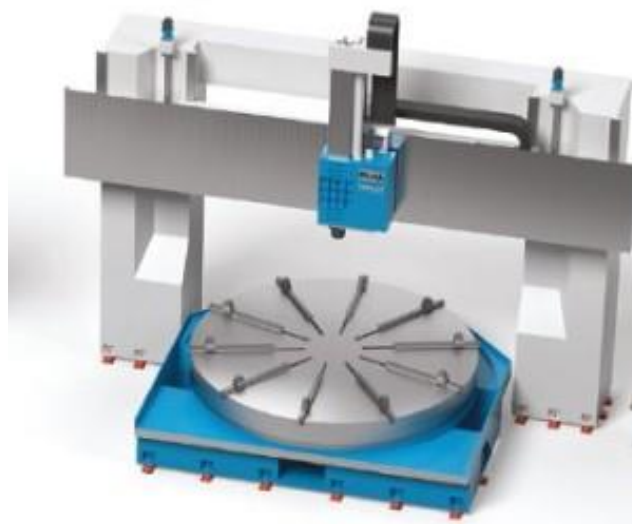
Obr. 5) Multus B300II [4]

Tab 2) Technické parametry stroje Multus B300II

	Multus B300II
Max. velikost obrobku [mm]	Ø630-900
Hlavní vřeteno	45-5000 min
	15 kW
Protivřeteno	-
	-
Nástrojové vřeteno	50-6000 min
	11 kW

4.1.3 ELHA – VTM 601

Konstrukční uspořádání tohoto multifunkčního obráběcího stroje (obr. 6) se svislou osou tvoří dva stojany, příčník, lože s otáčející se upínací deskou, jeden příčnickový suport a horní příčka, která dotváří uzavřenou rámovou konstrukci. Lože je termosymetrické. Hlavní částí stroje je jeho soustružnický stůl. Firma vyvinula vlastní pohon stolu, SDD (Segment direct drive). Umožňuje velmi přesné pozicování s velkou akcelerací při širokém spektru výkonů, momentů a otáček.



Obr. 6) ELHA – VTM 601 [5]

Tab 3) Technické parametry stroje VTM 601 [5]

Průměr stolu	[mm]	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	7000	8000
Výkon vřetene	[kW]	36/60/70									
Výkon pohonu stolu	[kW]	100	120	150	180	210	240	240	240	240	240
Moment stolu	[kNm]	31	44	70	100	130	177	185	233	296	333
Max. rychlost stolu	[min]	175	145	115	100	85	70	70	60	55	50

4.2 Frézovací multifunkční obráběcí centra

4.2.1 DMG MORI – DMC duoBLOCK

Pětiosé multifunkční obráběcí centrum vhodné pro frézovací, soustružnické, vrtací a další technologické operace. Stroj se skládá ze dvou hlavních nosných částí, lože a stojanu. Je modulární stavby, v základu jsou tedy na výběr různé druhy nástrojových hlav a upínacích stolů. K pohonu soustružnického stolu je použito přímého náhonu (direct drive). Vedle stroje se nachází diskový zásobník s nástroji. Jejich výměnu zajišťuje otočný výměník. Stroj lze také dovybavit automatickou výměnou palet pro zvýšení automatizace.



Obr. 7) DMU 80P/FD duoBLOCK [6]

Tab 4) Základní parametry vybraných strojů řady DMU [6]

	DMU 60P/FD dB	DMU 80P/FD dB	DMU 125P/FD dB	DMU 160P/FD dB
Pracovní prostor (X,Y,Z) [mm]	600 × 700 × 600	800 × 1 050 × 850	1 250 × 1 250 × 1 000	1 600 × 1 600 × 1 100
Otáčky soustružnického stolu [min ⁻¹]	1200	800	500	400
Otáčky vřetene [min ⁻¹]	12 000	15 000	15 000	15 000
Výkon vřetene při 100% vytížení [kW]	19	25	25	25
Moment na vřeteni při 100% vytížení [Nm]	82	86	86	86
Upínání nástroje	SK40/HSK-A63	SK40/HSK-A63	SK40	SK40

4.2.2 MAZAK – Integrex e-Ramtec

Tato zajímavá koncepce multifunkční frézovacího centra (obr. 8) má podobnou konstrukční koncepci jako stroje DMU od firmy DMG MORI s tím rozdílem, že má navíc svisle pohyblivý příčník. Na příčníku je kromě frézovací hlavy vestavěno také smykadlo pro technologicky složitější soustružnické operace. Po loži se na saních pohybuje otočný stůl.



Obr. 8) Mazak Integrex e-RAMTEC V/10 [7]

Tab 5) Základní parametry vybraných strojů řady Integrex e-RAMTEC [7]

	Integrex e-RAMTEC		
	V/8	V/10	V/12
Pracovní prostor (X, Y, Z) [mm]	1875x1060x1595	1875x1060x1450	3055x1700x1800
Otáčky soustružnického stolu [min ⁻¹]	500	300	250
Otáčky vřetene [min ⁻¹]	10 000	10 000	10 000
Výkon vřetene po dobu 30 min [kW]	37	37	37

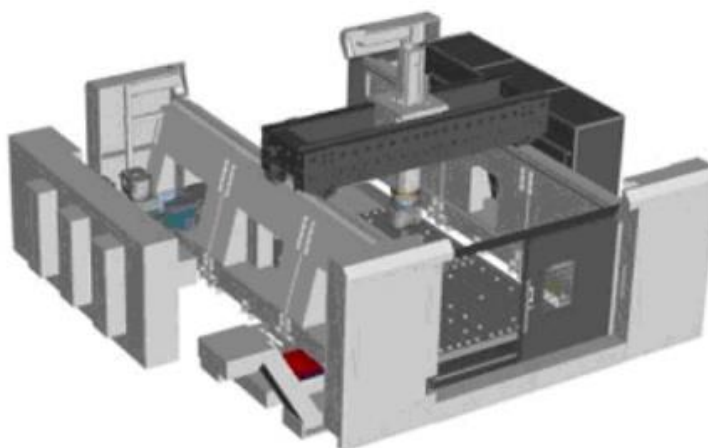
4.3 Portálové multifunkční obráběcí centra

4.3.1 TAJMAC-ZPS – Infinity

Jedná se o víceúčelové obráběcí centrum pro komplexní obrábění. Díky jeho modulární výstavbě je dodávám v různých rozměrových řadách. Konstrukční uspořádání je horní gantry s příčníkem typu Box in Box. Zejména kvůli výhodám na větší vzdálenosti se příčník v ose X pohybuje pomocí ozubeného pastorku a hřebene. Pohyb v osách Y a Z se uskutečňuje kuličkovými šrouby. Na obr. 7 je vidět konstrukce stroje s pevně ukotveným pracovním stolem.

Tab 6) Rozměrové řady portálového obráběcího centra Infinity [8]

Pojezdy		MCV2515	MCV4015	MCV4022	MCV5022	MCV5032
Osa X	[mm]	2500	4000	4000	5000	5000
Osa Y	[mm]	1400	1400	2200	2200	3200
Osa Z	[mm]	1250	1250	1250	1500	1500
Pracovní prostor						
max. oběžný průměr	[mm]	1450	1450	2200	2200	3200
max. výška obrobku	[mm]	840	840	840	1090	1090



Obr. 9) Konstrukce stroje Infinity od firmy Tajmac-ZPS [8]

4.3.2 DMG MORI – DMU Portal

Tato řada pětiosých portálových obráběcích center umožňuje velký rozsah modularity. Má termosymetrickou konstrukci a poskytuje vysokou dynamiku v osách X a Y, až 0,5g s použitím lineárních pohonů. Smykadlo má integrovanou osu C s přímým pohonem. Rotační stůl je vybaven elektronickým vyvažováním a dosahuje otáček vyšších 250 min^{-1} .



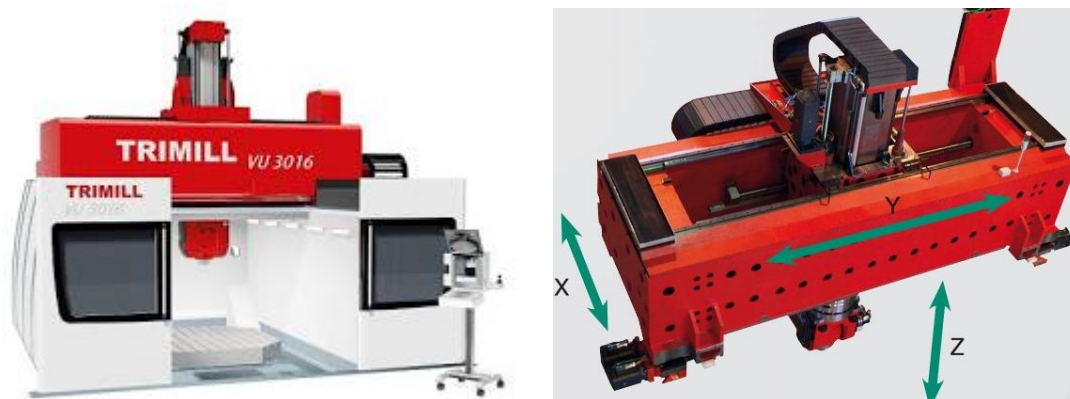
Obr. 10) Portálová obráběcí centra DMU 210FD, 270FD, 340FD Portal [9]

Tab 7) Základní parametry vybraných strojů řady DMU Portal [9]

	DMU 210FD	DMU 270FD	DMU 340FD
Pracovní prostor (X, Y, Z) [mm]	1200 × 1200 × 1250	2700 × 2700 × 1600	3400 × 3400 × 1 600
Otáčky soustružnického stolu [min ⁻¹]	20-250	20-200	20-120
Otáčky vřetene [min ⁻¹]	12 000	12 000	10 000
Výkon vřetene při 100% vytížení [kW]	32	32	32
Moment na vřetení při 100% vytížení [Nm]	187	187	187
Upínání nástroje	HSK-A100	HSK-A100	HSK-A100

4.3.3 TRIMILL – pětiosá obráběcí centra řady VU

Jde o pětiosá obráběcí centra konstrukce horní gantry s otočným stolem (obr. 10a). Takovéto provedení zaručuje značnou tuhost stroje při vysoké dynamice a přesnosti obrábění. Po stojanech se v uzavřené konstrukci pohybuje příčnick a křížový support, který byl vyvinut firmou TRIMILL a jeho specifická tkví v tom, že smykadlo uvnitř je čtyřnásobně uloženo (obr. 10b). Konstrukce je termosymetrická pro zvýšení přesnosti.



Obr. 11) a) TRIMILL VU 3016 b) Příčnicková konstrukce firmy TRIMILL [10]

Tab 8) Základní parametry vybraných strojů řady VU [10]

	VU 2216	VU 3016	VU 3021	VU 3525
Pracovní prostor (X,Y,Z) [mm]	3000 × 1450-1600 × 1000	3000 × 1 600 × 1200	3000 × 2100 × 1200	3500 × 2500 × 1200
Rychlost posuvu[m.min ⁻¹]	30	40	40	40
Otáčky základního vřetene [min ⁻¹]	10 000			
Výkon vřetene při 100% vytížení [kW]	25			
Moment na vřeteni při 100% vytížení [Nm]	194			
Upínání nástroje	HSK-A100			

5 VOLBA VHODNÉ KONCEPCE STROJE

Při volbě vhodné konstrukční varianty stroje je nutné se na problém zaměřit komplexně a uvědomit si jak vnitřní problematiku, tak brát v potaz i působení vnějších vlivů vůči stroji.

5.1 Parametry ovlivňující koncepci stroje

Pro začátek budou stanoveny prvky, které jsou určující pro stavbu obráběcího stroje. V první řadě je nutné si uvědomit, k čemu bude stroj využíván, tzn., jaké technologické operace třískového obrábění na něm budou k dispozici a jaké druhy a velikosti obrobků budou obráběny. Podle toho se následně stanoví velikost pracovního prostoru a velikosti s rychlostmi posuvů v jednotlivých osách.

Dále je nutné dodržet všechny normy, legislativní a bezpečnostní nařízení. V dnešní době, více než kdy jindy, se přisuzuje velký vliv ekologii, ergonomii a také designu obráběcího stroje.

5.2 Rozbor možností pro optimální konstrukční variantu

V této podkapitole budou navrženy konstrukční možnosti, ze kterých se bude dále v práci vycházet. Navržený obráběcí stroj by měl být schopný obrábět obrobky rotačních i nerotačních tvarů a rozmanitých rozměrů. V rozboru možností se tedy vybere pět variant strojů pro rotační a pět variant strojů pro nerotační obrobky a dle zvolené metody je mezi sebou porovnáme.

5.2.1 Ujasnění rozměrových řad obrobků

Pro lepší určení optimální konstrukční varianty a zjednodušení celého procesu výběru byla velikost obrobků rozdělena do tří kategorií, jak je možné vidět v tab. 9. Rozdělení odpovídá následnému hodnocení a je podle něho brán ohled při výběru konstrukčních možností. Jako podklady pro toto rozdělení byly použity katalogy firem Tajmac – ZPS a DMG Mori.

Tab 9) Orientační rozdělení rozměrových řad obrobků

Rotační obrobky		
Malé	Střední	Velké
do Ø100	Ø100 – Ø1000	Ø1000 a více
Nerotační obrobky		
Malé	Střední	Velké
do 650x650x650	od 650x650x650 do 1500x1500x1500	1500 a více

5.2.2 Vybrané možnosti pro rotační a nerotační obrobky

V tab. 10 je souhrn vybraných typů strojů pro rotační i nerotační obrobky. Jsou v něm zahrnuty stroje pro obrábění malých, středních a velkých obrobků. Souhrn je vybrán tak, aby se dosáhlo co možná největší objektivnosti následného porovnávání.

Tab 10) Vybrané konstrukční varianty

Obráběcí stroje pro rotační obrobky					
Typy strojů	Vodorovný soustruh s 1 revolverovou hlavou	Vodorovný soustruh se 2 revolverovými hlavami	Vícevřetenový automat	Svislý soustruh s 1 supportem	Svislý soustruh se 2 supporty
Obrobky	Malé			Střední a velké	Velké
Obráběcí stroje pro nerotační obrobky					
Typy strojů	Horizontální frézka s otočným stolem	Svislá frézka s naklápěcím stolem	Horní gantry s otočným stolem	Spodní gantry s otočným stolem	Portálová frézka s posuvným stolem
Obrobky	Malé	Malé a střední	Střední a velké		

5.3 Určení optimální konstrukční varianty

Optimální konstrukční varianta bude hledána pomocí multikriteriální metody PATTERN (Planning Assistance Through Technical evaluation of Relevance Numbers). Základem metody je porovnání vybraných parametrů stroje mezi sebou. Metoda je vhodná pro srovnání z hlediska

- Technického,
- ekonomického,
- technologického.

Algoritmus srovnávací metody:

1. Volba srovnávacích kritérií
2. Definování požadované tendence změny u srovnávaných kritérií
3. Stanovení váhy významnosti u vybraných kritérií
4. Výpočet indexů změn vybraných kritérií pro každou variantu
5. Stanovení pořadí variant

5.3.1 Volba srovnávacích kritérií a přidělení odpovídající tendence změny

Opírá se o názor hodnotitelů. Je vhodné zvolit optimální počet srovnávacích kritérií, jelikož menší počet by nám neumožnil plnohodnotně zhodnotit varianty. Naopak při volbě příliš velkého počtu těchto kritérií dochází ke snížení "rozlišovací schopnosti". Z již provedených hodnocení metodou PATTERN je vhodné využít počtu 5–10 srovnávacích kritérií.

Ke každému srovnávacímu kritériu lze nadefinovat jeho tendenci změny, rostoucí či klesající. To lze chápat jako jakousi výhodu každého parametru. Například pro parametr přesnosti stroje je předpoklad, že přesnější stroj je výhodnější, tzn., že má rostoucí tendenci změny. V tab. 11 jsou uvedeny srovnávací kritéria s tendencí změny.

Tab 11) Srovnávací kritéria s tendencí změny

Číslo parametru	Porovnávací parametry	Tendence změny
P1	Přesnost	rostoucí
P2	Tuhost	rostoucí
P3	Dynamika	rostoucí
P4	Hmotnost	klesající
P5	Energetická náročnost	klesající
P6	Zástavbový prostor	klesající
P7	Složitost konstrukce	klesající
P8	Časová náročnost vývoje	klesající
P9	Teplota	klesající

5.3.2 Párové porovnání jednotlivých parametrů

V tomto kroku se porovnávací parametry porovnají mezi sebou. Je nutné posoudit parametr s větším významem a to tak, že vybraný parametr ze sloupce porovnáme s každým parametrem v řádku. Dále se určí, kolikrát se každý parametr vyskytuje v trojúhelníkové matici. V tab. 12 jsou porovnány jednotlivé parametry a určeno jejich konečné pořadí.

Tab 12) Párové porovnání parametrů

Parametr	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	Suma	Pořadí
P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	9	1
P2		P2	P2	P2	P2	P2	P2	P2	P2	8	2
P3			P3	P3	P3	P3	P7	P3	P3	6	4
P4				P4	P4	P4	P7	P4	P4	5	5
P5					P5	P5	P7	P5	P9	3	7
P6						P6	P7	P8	P9	1	9
P7							P7	P7	P7	7	3
P8								P8	P9	2	8
P9									P9	4	6

5.3.3 Určení váhy významnosti srovnávaných parametrů

Do řádku i sloupce se zapíše parametry ve vzestupném pořadí z tab. 12 a porovnáme mezi sebou parametry ze sloupce s každým parametrem v řádku. Hodnotím je dle číselného hodnocení z hlediska jejich charakteristické blízkosti, tzn., jak k sobě mají dva vybrané parametry blízko. Poté provedu součet bodů v každém řádku. V tab. 13 je pak vidět stanovená váha jednotlivých parametrů.

Stupnice číselného hodnocení parametrů:

- 1 – blízko
- 2 – středně
- 3 – daleko

Stanovení váhy významnosti se určí ze vztahu:

$$q_j = \frac{BHV_j}{\sum_{j=1}^k BHV_j} \quad (1)$$

kde: BHV_j – je bodová hodnota významnosti pro každý parametr
 k – celkový počet parametrů

Tab 13) *Kvantifikovaná porovnávací matice*

Parametr	P1	P2	P7	P3	P4	P9	P5	P8	P6	Suma	Váha q_j
P1	1	1	3	1	3	1	3	2	3	18	0,21
P2		1	1	2	1	3	3	2	3	16	0,19
P7			1	2	2	1	3	2	2	13	0,15
P3				1	2	1	2	1	2	9	0,11
P4					1	3	3	1	2	10	0,12
P9						1	3	1	3	8	0,10
P5							1	2	3	6	0,07
P8								1	2	3	0,04
P6									1	1	0,01
										Suma	84
											1

5.3.4 Výpočet indexů změn

Pro konečné pořadí srovnávaných variant je nutné každému prvku přiřadit index změny. Stanovujeme ho zvlášť pro parametry s rostoucí tendencí a zvlášť pro parametry s klesající tendencí.

Výpočet indexu změny pro parametry s klesající tendencí:

$$I_{jx} = \frac{H_{j,max}}{H_{jx}} \quad (2)$$

Výpočet indexu změny pro parametry s rostoucí tendencí:

$$I_{jx} = \frac{H_{jx}}{H_{j,min}} \quad (3)$$

kde:

H_{jx} - je číselné hodnocení volené hodnotitelem, v tab. 14 a 15 je v modré kolonce.

Stupnice byla zvolena dle:

1 - velmi nízká, 2 - nízká, 3 - střední, 4 - vysoká

5 - velmi vysoká

$H_{j,MAX}$ – je největší hodnota H_{jx} v řádku daného hodnotícího kritéria

$H_{j,MIN}$ – je nejmenší hodnota H_{jx} v řádku daného hodnotícího kritéria

Výpočet vážených indexů se stanoví dle vzorce (4) a v tab. 14 a 15 ho najdeme v zelené kolonce:

$$I_{jx}v = I_{jx} \cdot q_j \quad (4)$$

Stanovení celkového pořadí se provede součtem vypočítaných vážených indexů změny, a to dle vzorce:

$$S_x = \sum_{j=1}^k I_{jx} \quad (5)$$

Tab 14) Pořadí navrhovaných variant pro rotační obrobky z technického hlediska

Parametr	Jednotka	Váha	Vodorovný soustruh s 1 revolverovou hlavou		Vodorovný soustruh se 2 revolverovou hlavou		Svislý soustruh s 1 supportem		Svislý soustruh se 2 supportem		Víceřetenový automat		
P1	Přesnost	[μm]	0,21	4,00 2,00	0,42	4,00 2,00	0,42	5,00 2,50	0,52	2,00 1,00	0,21	4,00 2,00	0,42
P2	Tuhost	[μm/kN]	0,20	4,00 1,33	0,26	4,00 1,33	0,26	5,00 1,67	0,33	3,00 1,00	0,20	4,00 1,33	0,26
P3	Dynamika	[m/s ²]	0,14	3,00 1,50	0,20	3,00 1,50	0,20	5,00 2,50	0,34	2,00 1,00	0,14	3,00 1,50	0,20
P4	Hmotnost	[kg]	0,07	3,00 1,67	0,12	3,00 1,67	0,12	5,00 1,00	0,07	5,00 1,00	0,07	3,00 1,67	0,12
P5	Energetická náročnost	[kW]	0,07	3,00 1,67	0,12	3,00 1,67	0,12	5,00 1,00	0,07	5,00 1,00	0,07	4,00 1,25	0,09
P6	Zástavbový prostor	[m ²]	0,01	3,00 1,67	0,02	3,00 1,67	0,02	5,00 1,00	0,01	5,00 1,00	0,01	4,00 1,25	0,02
P7	Složitost konstrukce	[-]	0,14	4,00 1,25	0,17	4,00 1,25	0,17	3,00 1,67	0,23	5,00 1,00	0,14	4,00 1,25	0,17
P8	Časová náročnost vývoje	[min]	0,04	3,00 1,33	0,05	4,00 1,00	0,04	3,00 1,33	0,05	4,00 1,00	0,04	4,00 1,00	0,04
P9	Teplota	[°C]	0,12	5,00 1,00	0,12	5,00 1,00	0,12	3,00 1,67	0,21	3,00 1,67	0,21	5,00 1,00	0,12
Celkem			1,00	1,50		1,48		1,84		1,08		1,45	
Relativní technická úroveň S_x				138,31		137,17		169,58		100,00		133,84	
Pořadí z technického hlediska				2.		3.		1.		5.		4.	

Tab 15) Pořadí navrhovaných variant pro nerotační obrobky z technického hlediska

Parametr	Jednotka	Váha	Horizontální frézka s otočným stolem		Svislá frézka s naklápěcím stolem		Horní gantry s otočným stolem		Spodní gantry s otočným stolem		Portálová frézka s posuvným stolem		
P1	Přesnost	[μm]	0,21	5,00	0,26	4,00	0,21	5,00	0,26	4,00	0,21	5,00	0,26
				1,25		1,00		1,25		1,00		1,25	
P2	Tuhost	[μm/kN]	0,20	4,00	0,26	3,00	0,20	5,00	0,33	3,00	0,20	4,00	0,26
				1,33		1,00		1,67		1,00		1,33	
P3	Dynamika	[m/s ²]	0,14	2,00	0,14	3,00	0,20	4,00	0,27	4,00	0,27	4,00	0,27
				1,00		1,50		2,00		2,00		2,00	
P4	Hmotnost	[kg]	0,07	3,00	0,10	4,00	0,07	4,00	0,07	4,00	0,07	4,00	0,07
				1,33		1,00		1,00		1,00		1,00	
P5	Energetická náročnost	[kW]	0,07	3,00	0,12	3,00	0,12	4,00	0,09	4,00	0,09	5,00	0,07
				1,67		1,67		1,25		1,25		1,00	
P6	Zástavbový prostor	[m ²]	0,01	3,00	0,02	3,00	0,02	4,00	0,02	4,00	0,02	5,00	0,01
				1,67		1,67		1,25		1,25		1,00	
P7	Složitost konstrukce	[-]	0,14	4,00	0,17	3,00	0,23	5,00	0,14	5,00	0,14	4,00	0,17
				1,25		1,67		1,00		1,00		1,25	
P8	Časová náročnost vývoje	[min]	0,04	4,00	0,04	3,00	0,05	3,00	0,05	3,00	0,05	3,00	0,05
				1,00		1,33		1,33		1,33		1,33	
P9	Teplota	[°C]	0,12	3,00	0,12	2,00	0,19	3,00	0,12	3,00	0,12	3,00	0,12
				1,00		1,50		1,00		1,00		1,00	
Celkem			1,00		1,23		1,29		1,35		1,17		1,30
Relativní technická úroveň S_x					105,54		110,29		115,74		100,00		111,17
Pořadí z technického hlediska					4.		3.		1.		5.		2.

5.4 Zhodnocení multikriteriální metody

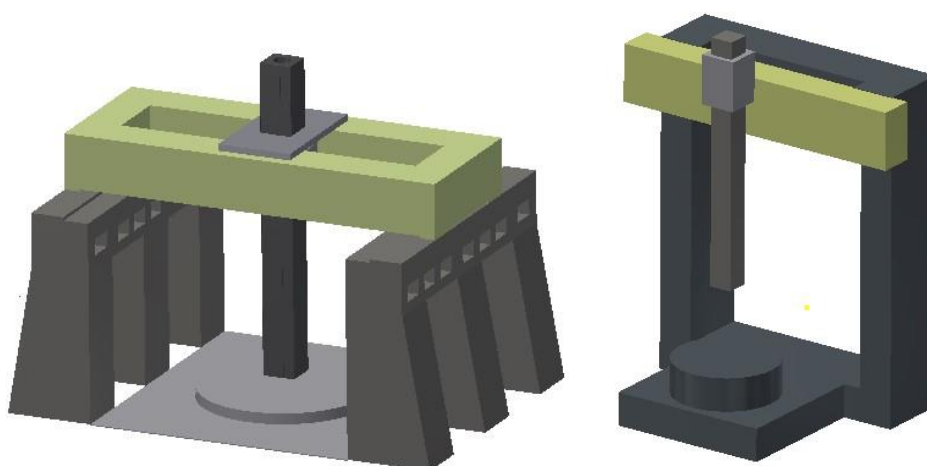
Po důkladném porovnání jednotlivých konstrukčních variant obráběcích strojů pro rotační i nerotační obrobky vyšlo pořadí pro každou skupinu. V každé skupině byly stroje hodnoceny pro všechny tři kategorie obrobků. Konečné pořadí, tab. 16, vzniklo součtem relativní technické úrovně každého typu konstrukční varianty v jednotlivých kategoriích obrobků.

Tab 16) Konečné pořadí podle metody PATTERN

Konstrukční varianty pro rotační obrobky					
Konstrukční varianty	Velikost obrobku			Relativní technická úroveň	Pořadí
	Malé	Střední	Velké		
1	152,82	138,31	110,83	401,95	4
2	145,67	137,17	110,83	393,66	2
3	121,45	169,58	149,06	440,09	1
4	100,00	100,00	139,74	339,74	5
5	130,83	133,84	100,00	364,67	3

Konstrukční varianty pro nerotační obrobky					
Konstrukční varianty	Velikost obrobku			Relativní technická úroveň	Pořadí
	Malé	Střední	Velké		
1	135,87	105,54	100	341,41	4
2	139,13	110,29	108,19	357,61	2
3	117,21	115,74	126,32	359,28	1
4	100	100	119,26	319,26	5
5	113,41	111,17	121,51	346,08	3

Z výsledku analýzy vidíme, že nejvhodnější variantou pro rotační obrobky je svislý soustruh s jedním supportem a pro nerotační obrobky to je horní gantry s otočným stolem. Konečné konstrukční řešení spočívá v kombinaci těchto dvou variant. Nabízí se využít konstrukci horní gantry, která poskytuje vysokou tuhost a velkou prostorovou variabilitu. Naproti tomu u svislého soustruhu je dominantní konstrukční uzel upínací deska, která v kombinaci s konstrukcí horního gantry vytvoří vhodnou konstrukční variantu pro obrábění rotačních i nerotačních obrobků. Tato varianta není neobvyklá, což potvrzuje analýza trhu zpracovaná v předchozí kapitole.



Obr. 12) Vybrané varianty – vlevo horní gantry s otočným stolem, vpravo svislý soustruh s jedním supportem

6 HLAVNÍ SKUPINY A MODULARITA

Od této kapitoly bude práce směřovat ke konstrukčnímu návrhu vybrané varianty obráběcího stroje. Jelikož jde ale úkol velice komplexní a rozsáhlý, bude v konstrukční části práce navržen a zpracován pouze jeden konstrukční uzel obráběcího stroje. Půjde o jeho nosnou část, tzn. stěny, příčník a support. Dále budou také navrženy pohony jednotlivých částí.

6.1 Hlavní konstrukční uzly navrhovaného stroje

Celkovou koncepci stroje můžeme rozdělit do několika skupin. První z nich je nosná část, tu tvoří stojany, příčník, saně a jsou do nich zahrnuty i jejich posuvy. Další skupina obsahuje části pracovního prostoru, jako je pracovní stůl, jeho uložení a pohon, automatickou výměnu obrobků, nástrojů a také odvod třísek. Další a velmi důležitou skupinou je smykadlo s vřeteníkem. Ta má velký vliv na konečnou přesnost stroje. Během tohoto procesu je nutno zohledňovat i bezpečnost stroje, takže do poslední skupiny bych zahrnul právě bezpečnost stroje, ochranné kryty, ergonomii a také design.

6.1.1 Nosná část

Nosná část je základním prvkem pro tuhost, přesnost a také pro konečný tvar a vzhled obráběcího stroje. Podrobněji jsou vlastnosti rámu, materiály a postup konstrukce popsány od kapitoly 8, kde probíhá vlastní návrh nosné části.

6.1.2 Vřeteník

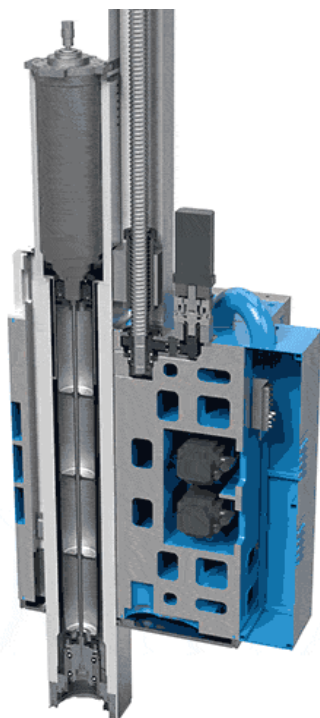
Vřetena frézovacích strojů zprostředkovávají řeznou rychlost a zajišťují část relativního pohybu mezi nástrojem a obrobkem. Relativní pohyb mezi obrobkem a nástrojem potřebný k obrábění se skládá z posuvného pohybu, který je zajištěn posuvovým mechanismem stroje a pohybem řezným, který koná nástroj a je zajištěn právě vřetenem stroje. Úkolem vřetena je, aby byl tento otáčivý pohyb nástroje co nejpřesnější, tedy aby se dráhy jednotlivých bodů nástroje, co nejvíce blížily kružnici. Do vřetena se upíná nástroj, je tedy zřejmé, že přesnost vřetena má velký vliv na celkovou výrobní přesnost stroje. Vřeteno a jeho uložení musí být konstruováno dostatečně tuhé a přesné, aby bylo zaručeno klidné a přesné obrábění bez chvění. Je proto nutná volba vhodných ložisek a jejich vzájemnému uspořádání. Uložení vřetene do vřeteníku nedává moc prostoru pro velké konstrukční změny bez zásahu do celé koncepce smykadla s vřeteníkem.

Náhon vřetene probíhá buď přes:

- Vložený převod – řemenem, ozubenými koly, převodovkou
- Přímým náhonem – spojení el. vřetene nebo servopohonu s vřetenem, spojkami
- Elektrovřeteno – synchronní, asynchronní.

Pohony vřetene obstarávají asynchronní elektricky komutované elektromotory (AC). Tyto motory používají asynchronní motor s klecovou kotvou nakrátko. Tyto parametry je možné přizpůsobit požadavkům.

Obr. 13) Smykadlo, vřeteno, pohon osy X,Z stroje ELHA VTM [5]

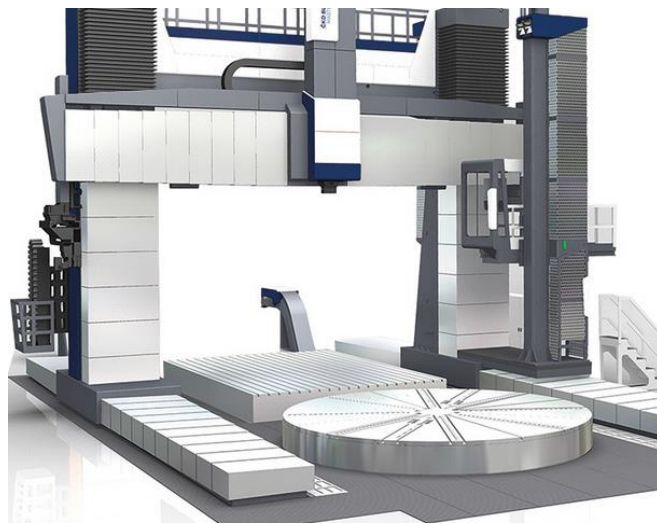


6.1.3 Pracovní prostor stroje

V pracovním prostoru stroje se nachází prvky stroje, jako je pracovní stůl, automatická výměna obrobků a nástrojů a odvod třísek.

Pro tento koncept stroje by bylo vhodné použít pevný frézovací stůl pro nerotační obrobky se zabudovaným otočným stole, který poskytuje možnost obrábění obrobků rotačních. Právě onen zabudovaný otočný stůl je výzva pro konstruktéry. Otočné stoly můžeme rozdělit do těchto skupin:

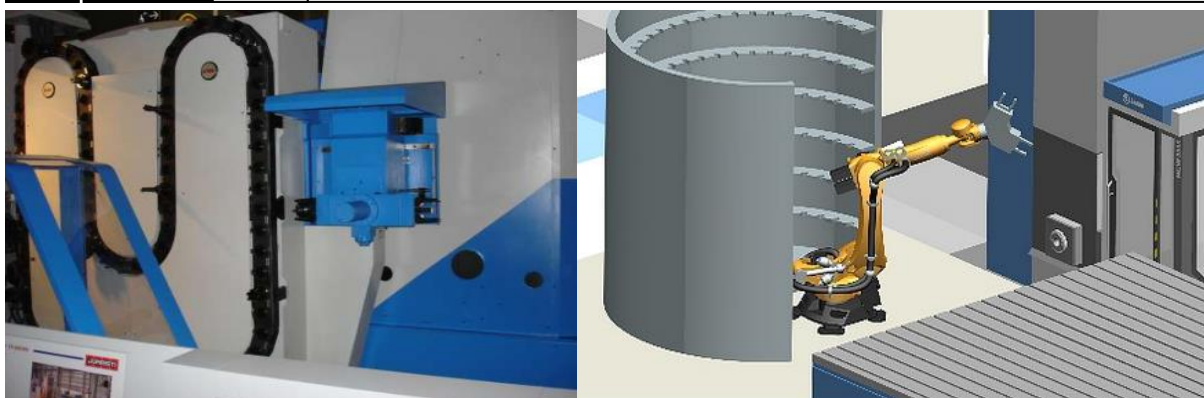
- Indexovací otočné stoly – Jeho princip je v přesném ustavení obrobku vůči nástroji v dané poloze a poté je nástrojem provedena technologická operace jako je vrtání. Výhoda tohoto řešení je ve vyšší únosnosti.
- Soustružnické otočné stoly – Tento typ stolu je vhodný především pro soustružnické operace, které vyžadují vysoké otáčky, kroučící momenty a řezný výkon. Od zadaných parametrů se také odvíjí způsob pohonu tohoto stolu. Může být uskutečněn přímým pohonem nebo pomocí ozubeného převodu. Přímý pohon poskytuje především lepší dynamické vlastnosti, oproti tomu nedisponuje takovým kroučícím momentem.



Obr. 14) Kombinace soustružnického a pevného stolu, TOS Kuřim [27]

Periferie stroje jako je automatická výměna obrobků a nástrojů jsou také součástí stavebnicové stavby stroje a je možné je přizpůsobit požadavkům zákazníka. Pro výměnu obrobků u takového typu stroje slouží především technologická paleta či stůl. Snižujeme tím neproduktivní časy na minimum. Při použití tohoto řešení je ovšem nutno počítat se snížením výkonových parametrů stolu a celkově sáhnout po konstrukční úpravě stroje.

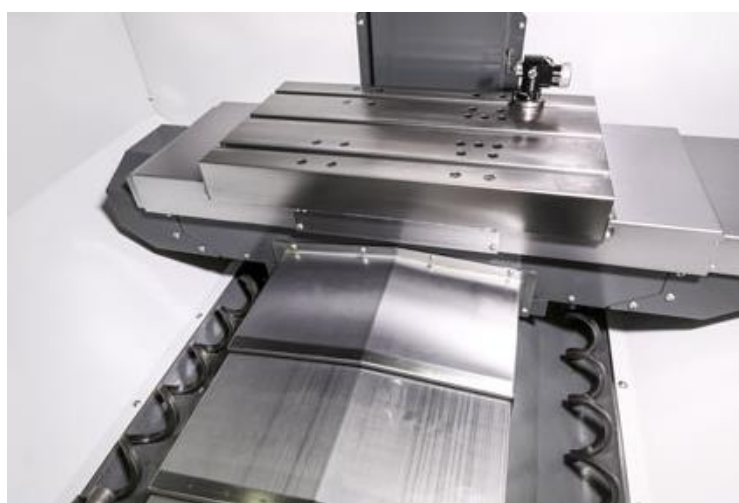
Automatická výměna nástrojů slouží také ke snižování výrobních časů a zkrácení doby, kdy stroj nepracuje. Volba varianty automatické výměny nástrojů záleží především na prostorovém využití, kapacitě nástrojů a také konečnou cenou. U takovýchto velikostí obráběcího stroje je možnost volby kombinované výměny, tzn. volbu skladovacího zásobníku a dopravu nástrojové jednotky do požadované polohy pro výměnu nástroje (obr. 15 vlevo). Také je možno využít zásobník nástrojů s robotem (obr. 15 vpravo).



Obr. 15) AVN – vpravo řetězový zásobník od firmy AiTEK, vlevo zásobník nástrojů se stacionárním robotem firmy SKODA Machine Tool

Další část, která patří do pracovního prostoru stroje je odvod třísek z tohoto prostoru. Plynulý a automatický odvod třísek probíhá z důvodu zamezení deformací částí stroje a z provozně bezpečnostních důvodů. Pro odvod třísek z pracovního prostoru se v tomto případě nedá využít gravitačních účinků. Je tedy zapotřebí třísky odstraňovat proudem řezné kapaliny nebo vzduchem a dále pak odvádět pomocí dopravníku třísek. Ty mohou být:

- Mechanické – vhodný pro všechny druhy třísek (článkový)
- Magnetické – vhodný pro velmi malé struktury třísek
- Šnekové – drobné a menší třísky, obr. 16
- Hrablové – vinuté třísky [1].



Obr. 16) Odvod třísek pomocí šnekového dopravníku [28]

6.1.4 Bezpečnost

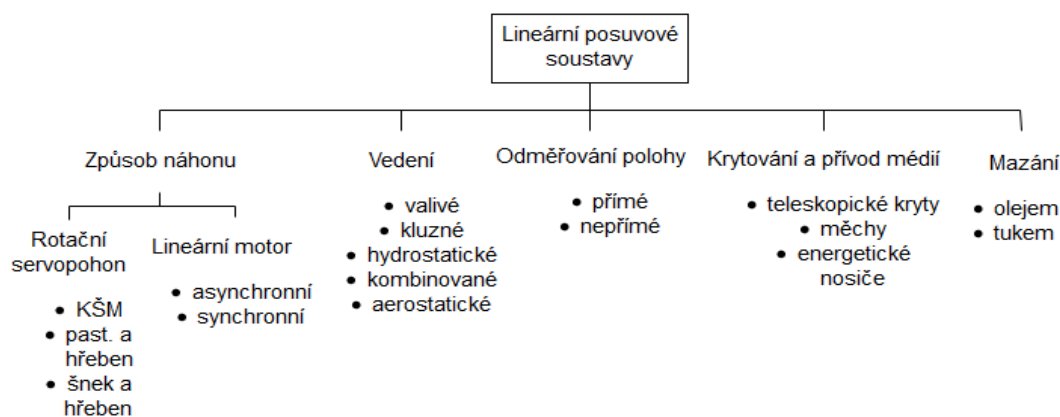
Dnešní doba neúprosně tlačí na v podstatě dokonalou bezpečnost konstruovaného obráběcího stroje. Každá část stroje je zatížena určitými riziky, ke kterým se musí přihlížet při konstrukci. Management rizik obsahuje tyto body:

- Zajištění bezpečnosti stroje
- Realizace a dokumentace procesu posuzování rizik
- Prohlášení o shodě (CE)

U konstrukce stroje musíme brát v potaz rizika, která jsou svou hodnotou bezvýznamná, ale i rizika až neúnosná. Ty se pak snažíme analyzovat a zabezpečit jejich úplné odstranění, popřípadě aspoň snížení na úroveň mezních rizik. Toho dosáhneme výběrem vhodných bezpečnostních a ochranných opatření. Už během návrhu koncepce stroje se snažíme vyvarovat použití těchto ochranných opatření vhodným návrhem konstrukce. Základy managementu rizik jsou popsány také v ČSN IEC 62198. Ta se zabývá aplikací managementu rizik během řízení projektu. Je nutné se řídit i dalšími nařízeními, směrnicemi, normami a legislativou, které určují komplexní a jedinou cestu k dodržení všech bezpečnostních rizik u výrobních strojů [15].

6.2 Pohony a vedení pohybových os

V konstrukci tohoto typu horní gantry, tedy větších rozměrů, se nejčastěji používá jako způsob náhonu rotační servopohon v kombinaci s valivým vedením. Odměřování, krytování a mazání už záleží na konkrétním typu stroje a provedení konstruktéra. Na obr. 17 je uvedeno základní rozdělení posuvových lineárních soustav.



Obr. 17) Rozdělení lineárních posuvových soustav [1]

6.2.1 Způsob náhonu

Volba způsobu náhonu se odvíjí od hmot, které je nutno přesouvat a také vzdáleností, na kterých tyto hmoty budou přesouvány. V dalších řádcích budou rozebrány jednotlivé varianty řešení způsobu náhonu.

Kuličkový šroub

Tento způsob náhonu se často využívá u malých a středně velkých strojů. Pro pohon kuličkového šroubu se dnes nejčastěji používají synchronní elektronicky komutované elektromotory (AC). Ty lze s kuličkovým šroubem spojit několika způsoby, záleží na konkrétním případě konstrukce. Spojení je provedeno buď přímo, ozubenými koly, řemenem nebo vloženou převodovkou. Ideální délka šroubu je do 4000 mm. Při využití kuličkových šroubů pro větší vzdálenosti je možno použít podpěry. Vzhledem k zahřívání šroubu dochází k tepelné dilataci, proto je důležité zvolit správné axiální uložení. Na letmé uložení nemá tepelná dilatace takový vliv, ale zároveň klesá jeho statická tuhost. U oboustranného axiálního uložení a předepnutí je možno použít keramické kuličky nebo vrtané kanály pro průchod chladící kapaliny.

Kontrola kuličkového šroubu je pomocí kontroly na vzpěr a výpočet jeho kritických otáček. Po překročení kritických otáček dojde k rozkmitání šroubu. Na obr. 18 je řez kuličkovým šroubem.



Obr. 18) Řez kuličkovým šroubem od firmy SKF [23]

Pastorek a hřeben

Takovýto způsob pohonu se využívá pro posuvy větších délek. Výhody oproti kuličkovému šroubu jsou stejná tuhost po celé své délce, vhodnost pro stavebnicové koncepce, kdy je možné využití v podstatě na neomezené délky a také nižší cena. Nevýhodou je náročnější ustavení os proti sobě a nesamosvornost mechanismu. To se dnes řeší motory s brzdou. Vymezení vůli mezi pastorkem a hřebenem se dnes s oblibou využívá elektronické předeptnutí, tzv. Master-Slave. Další způsob vymezení vůli je mechanicky (pružinou), hydraulicky nebo duplexním pastorkem.



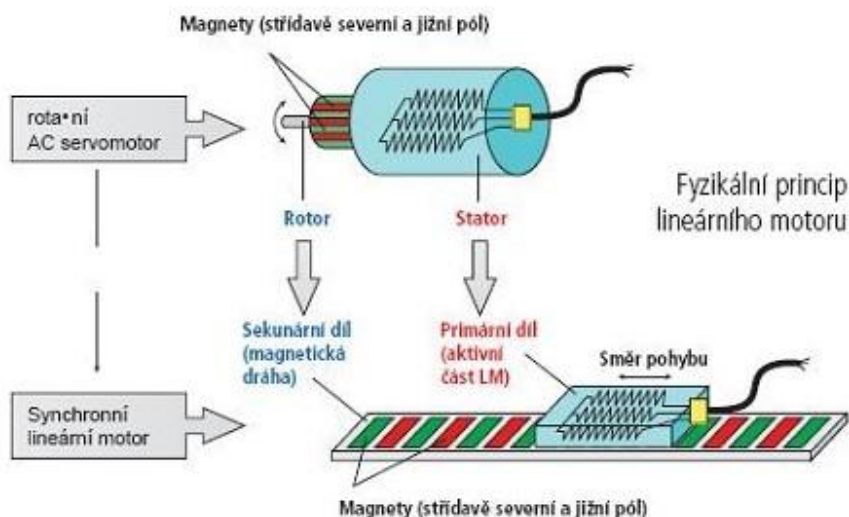
Obr. 19) Pohon pomocí pastorku a hřebene [24]

Šnek a hřeben

Pohon pohybových soustav tímto způsobem je dnes už poněkud opomíjený. Hlavně kvůli složité konstrukci a nízké rychlosti posuvu. Nicméně tuhost pohonu je vysoká, má minimální tření (hydrostatické uložení) a také nízké opotřebení.

Lineární motor

Lineární motory nemají žádný vložený převod. Posuvovou sílu vyvozují přímým působením elektromagnetických sil na support stroje. K regulaci lineárních motorů je potřeba kvalitní regulační smyčka s vysokým K_v [1]. Fyzikální princip lineárního motoru je zobrazen na obr. 20.



Obr. 20) Fyzikální princip lineárního motoru [25]

6.2.2 Vedení

Vedení slouží k realizaci daného pohybu po geometricky přesně dané dráze. Je nezbytně nutné, aby stykové plochy měly dostatečnou kvalitu, protože v konečném důsledku mají velký vliv na přesnost stroje. Je několik typů vedení, které budou dále blíže specifikovány.

Kluzná vedení

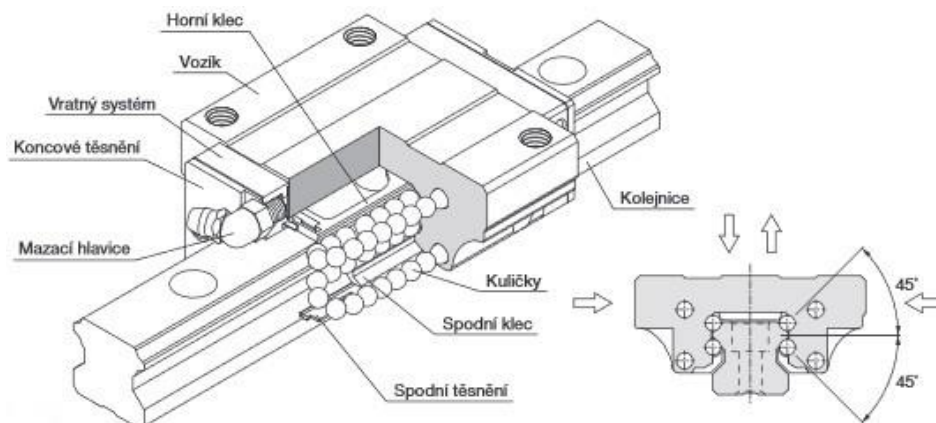
Kluzná vedení disponují vysokou stabilitou a tuhostí. To je způsobeno velkými stykovými plochami. Úpravou vodících ploch, tzv. zaškrabáváním, vznikají olejové kapsy. To má pozitivní vliv proti zadírání a také tlumí vibrace. Má to ale i své nevýhody, zejména ve snížení jakosti práce, což způsobuje nerovnoměrný trhavý pohyb a znemožnění nastavení nástroje vůči obrobku. Je zde také nutné vymezení vůle mezi stykovými plochami např. stavěcími šrouby.

Hydrostatická vedení

Princip tohoto provedení spočívá v dodání tlakového oleje mezi vodící plochy. Důsledkem je vznik kapalinového tření, při kterém vzniká velmi malý součinitel tření při velkém rozsahu rychlostí. U tohoto řešení třecí síla stoupá s rychlostí, a to nám při nízkých rychlostech kladně ovlivňuje stabilitu. Na druhou stranu je potřeba čerpadlo pro rozvod tlakového oleje. Tím stoupají nároky na údržbu a také cenu. Hydrostatické vedení se používá u velmi přesných obráběcích strojů. Na podobném principu je založeno i aerostatické vedení, které jako médium používá stlačený vzduch. Jeho nevýhodou oproti tlakovému oleji je menší únosnost.

Valivá vedení

Pro co možná největší plynulost a dosažení přesného najetí do požadované polohy se používá valivé vedení. Jako valivá tělíska se používají kuličky, válečky, jehly nebo kuželíky. Valivá vedení můžeme rozdělit na vedení s omezenou nebo neomezenou délkou zdvihu. V dnešní době jsou velmi používaná profilová valivá vedení. Princip je založen na obíhání valivých elementů uvnitř vozíku (obr. 21).



Obr. 21) Řez vozíkem na profilovém vedení [26]

6.2.3 Odměřování polohy

Pod pojmem přímé odměřování polohy rozumíme použití lineárního snímače, který snímá skutečnou polohu měřeného objektu. Časté řešení je pomocí lineárního pravítka, po kterém se pohybuje jezdec. Ten je pevně spojen s měřeným objektem. Příkladem nepřímého odměřování je odměřování vestavěné do AC motoru. Měřená veličina se tedy neměří přímo, ale například přes převodové ústrojí.

Další rozdělení může být z hlediska získávaného signálu. Ten je buď inkrementální nebo absolutní. U inkrementálního odměřování systém dostává informaci od pevně stanovené polohy, referenční. Po zapnutí stroje musí nejdříve do této polohy najet a teprve poté může dál pracovat. U absolutního odměřování poskytuje řídicí systém po zapnutí okamžitou informaci o poloze os. Tím se zkracuje doba přípravy stroje před obráběním.

6.2.4 Krytování a přívod médií

Použití krytů je nedílnou součástí lineárního vedení. Bez něho by se do pracovního prostoru vedení dostávaly nečistoty a tím by vzrůstalo opotřebení vodících ploch. Tam, kde není možné použití krytů chráníme vodící plochy stěrači.

6.2.5 Mazání

K mazání se přistupuje velmi individuálně. Záleží na typu stroje a jeho použití. Hlavními mazacími prostředky jsou tuky a oleje. Sami výrobci velmi často uvádějí přístup a také druh maziva vhodný na danou aplikaci.

6.3 Modulární stavba stroje

V dnešní době velké konkurence je výhodné vyvíjet stroje modulární stavby a mít tedy možnost oslovit co největší skupinu zákazníků. Pro maximální využití potenciálu multifunkčního obráběcího stroje je nutné sestavit rozměrové řady stroje tak, aby zahrnovaly velké spektrum velikostí obrobků. Koncepce stavebnicových obráběcích strojů je dána charakterem obrobků, tzn., že pro sestavení jednotlivých rozměrových řad stroje je prioritní velikost obrobku, která dále určuje pracovní prostor stroje.

Hlavní uzly stroje, které je možné stavebnicově měnit:

Pohybové osy

Osa X – Vzdálenost této osy můžeme měnit přidáním či odebráním sloupů a úpravou skříně a lineárního vedení. Ve své podstatě tato vzdálenost není omezena.

Osa Y – Konstrukčně náročnější provedení, kdy je potřeba upravit konstrukci příčnicku a provést jeho kontrolní výpočty.

Osa Z – Nutné provést úpravu smykadla a jeho navazujících řešení.

Pracovní prostor a periferie obráběcího centra

Je možná úprava nebo změna varianty automatické výměny nástrojů, otočného pracovního stolu, dopravníku pro odvod třísek. Také je možná volba vybrání způsobu kontroly obrobků, tzn. různé druhy měřících sond.

Smykadlová část

Lze měnit pohon vřetene, obráběcí hlavy a jejich chlazení.

6.3.1 Rozměrové řady stroje

V tab. 17 jsou uvedeny rozměrové řady stroje.

Tab 17) Rozměrové řady navrhovaného stroje

Pojezdy		MOC 1	MOC 2	MOC 3	MOC 4
Osa X	[mm]	2200	2700	3400	4500
Osa Y	[mm]	1700	1900	2100	2500
Osa Z	[mm]	1600	1600	1600	1600
Pracovní prostor					
Max. průměr obrobku	[mm]	Odvíjí se od konstrukce soustr. stolu			
Max. výška obrobku	[mm]	1500	1500	1500	1500

7 NÁVRH A VÝPOČET ŘEZNÝCH PODMÍNEK

Konstrukce a následná optimalizace nosné soustavy obráběcího stroje se odvíjí od sil na ni působících. Nejprve musí být spočítány obráběcí síly vznikající při třískovém obrábění. Základní druhy třískového obrábění jsou soustružení, frézování a vrtání. Budeme se tedy zabývat zejména těmito třemi zatěžovacími stavy. Nástroje pro určení počátečních rezných podmínek byly zvoleny od firmy Sandvik Coromant.

Materiály byly voleny v souladu se standardy normy ISO a rozděleny do 6 skupin (obr. 22), kde každá část má své specifické vlastnosti. Ty se liší například množstvím přísadových prvků, tepelným zpracováním nebo tvrdostí. Podrobné popsání každé skupiny je v příloze 1 [11].

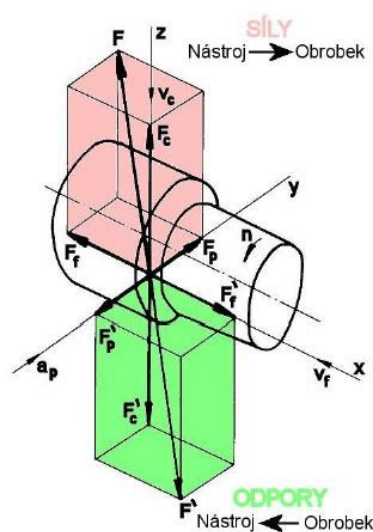


Obr. 22) Rozdělení materiálu dle skupin [11]

7.1 Soustružení

Metoda používaná pro zhotovení součástí rotačních tvarů pomocí jednobřítých nástrojů, které jsou různých provedení a pro různé soustružnické operace. Soustruží se především válcové plochy vnější a vnitřní, kuželové plochy, rovinné čelní plochy a také zápichy.

Na obr. 23 jsou vidět síly působící při soustružení. Jsou to síly působící od nástroje na obrobek a také odpory, které vytváří obrobek při působení na nástroj.



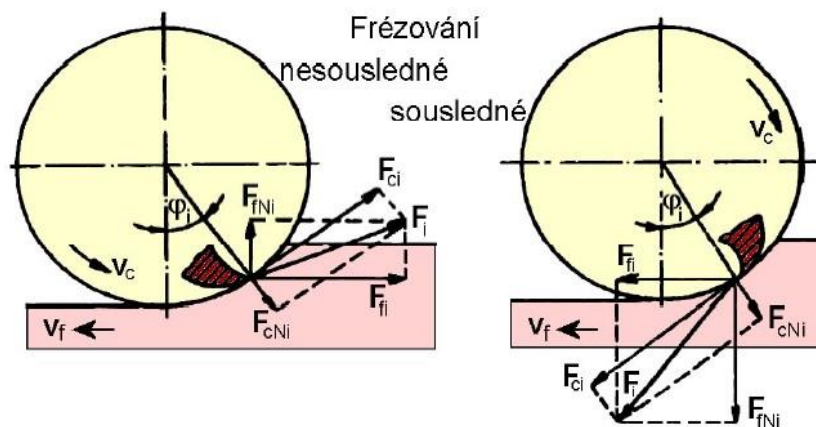
Obr. 23) Řezné síly a odpory při podélném soustružení [12]

Tab 18) Řezné podmínky při soustružení pro různé druhy materiálů

ISO	Obráběný materiál	Otáčky [min ⁻¹]	Řezná rychlost [m/min]	Řezná síla [N]	Rychlost posuvu [mm/min]	Výkon [kW]
P	Nelegované, nízko a vysokolegované oceli	48	150	6 810	24	16
M	Korozivzdorné oceli	48	150	6 282	24	15
K	Litiny	32	100	3 811	16	6
N	Hliníkové slitiny	80	250	1 857	40	7
	Slitiny mědi	80	250		40	
S	Slitiny titanu	25	80	4 643	13	6
	Slitiny niklu	25	80		13	
H	Tvrzené oceli	16	50	10 834	8	9

7.2 Frézování

Další metodou třískového obrábění je frézování. Tato obráběcí metoda slouží pro obrábění nerotačních obrobků. Hlavní pracovní pohyb je rotační a koná ho nástroj. Posuvný pohyb vykonává obrobek, a to ve směru kolmém k ose nástroje. V základu rozlišujeme frézování nesousledné a sousledné. Silové poměry při frézování jsou vztaženy pouze na jeden břit. Princip těchto dvou metod je vidět na obr. 24.



Obr. 24) Princip a silové zatížení při nesousledném a sousledném frézování

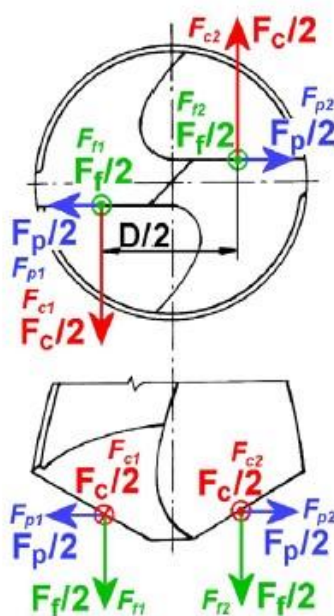
F_i – celková řezná síla, F_{ci} – řezná síla, F_{cNi} – kolmá řezná síla,
 F_{fi} – posuvová síla, F_{fNi} – kolmá posuvová síla [12]

Tab 19) Řezné podmínky při frézování pro různé druhy materiálů

ISO	Obráběný materiál	Otáčky [min ⁻¹]	Řezná rychlost [m/min]	Řezná síla [N]	Řezný moment [Nm]	Rychlost posuvu [mm/min]	Výkon [kW]	Krouticí moment [Nm]
P	Nelegované, nízko a vysokolegované oceli	796	250	4 733	237	1 989	53	634
M	Korozivzdorné oceli	637	200	4 011	201	1 528	36	538
K	Litiny	796	250	2 756	138	1 989	31	369
N	Hliníkové slitiny	1 910	600	1 252	63	4 584	34	168
	Slitiny mědi	796	250			1 910	14	168
S	Slitiny titanu	223	70	3 130	156	535	10	419
	Slitiny niklu	159	50			382	7	419
H	Tvrzené oceli	159	50	6 129	306	302	14	822

7.3 Vrtání

U vrtání je hlavní řezný pohyb rotační a nejčastěji ho vykonává nástroj. Vedlejší pohyb je posuvný a vykonává jej také nástroj. Vrtá se buď do plného materiálu nebo do již předpracované díry. Při vrtání standartním šroubovitým vrtákem je materiál oddělován současně dvěma břity. Výsledné síly jsou pak tvořeny součtem nebo rozdílem hodnot na obou břitech nástroje a jsou na obou břitech stejné, obr. 25 [9].



Obr. 25) Rozložení sil při vrtání na standartním šroubovitým vrtáku [13]

Tab 20) Řezné podmínky při vrtání pro různé druhy materiálů

ISO	Obráběný materiál	Otáčky [min ⁻¹]	Řezná rychlost [m/min]	Řezná síla [N]	Rychlost posuvu [mm/min]	Výkon [kW]	Krouticí moment [Nm]
P	Nelegované, nízko a vysokolegované oceli	1 989	200	6 905	398	17	88
M	Korozivzdorné oceli	1 989	200	6 141	398	15	78
K	Litiny	2 487	250	3 972	497	12	50
N	Hliníkové slitiny	3 482	350	1 883	696	8	24
	Slitiny mědi	2 984	300		597	7	
S	Slitiny titanu	696	70	4 708	139	4	60
	Slitiny niklu	696	70		139	4	
H	Tvrzené oceli	597	60	10 986	119	8	140

8 ROZBOR POUŽÍVANÝCH MATERIÁLŮ U RÁMŮ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Tato kapitola bude rozdělena do dvou částí. První část se bude zabývat základními teoretickými poznatky a druhá část bude věnována používaným materiálům při stavbě obráběcích strojů. Podrobný přehled a vlastnosti jednotlivých materiálů umožní v další části práce použití vhodné struktury materiálu pro návrh nosných částí.

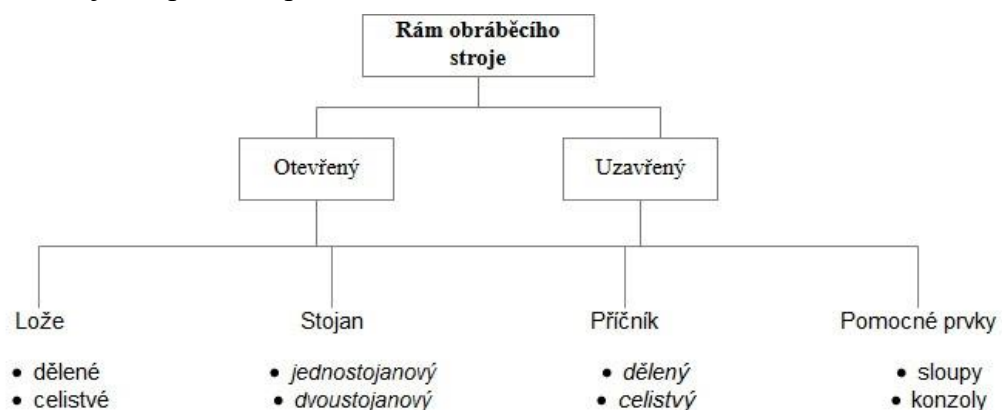
8.1 Rámy obráběcích strojů

Rám obráběcího stroje je dělen na jednotlivé stavební prvky (obr. 26) a hraje velmi důležitou roli v celkové konstrukci. Je mnoho faktorů ovlivňující chování nosné konstrukce stroje a na ní poté závisí přesnost obráběcího stroje. Vlivy, požadavky a základní poznatky budou probrány v následujících řádcích.

Základní vlastnosti, které jsou od rámu obráběcího stroje požadovány, jsou tyto:

- kvalitní materiál rámu,
- dobrá statická tuhost,
- vyhovující tepelná a dynamická stabilita,
- umožnění dobrého odvodu třísek,
- jednoduchá a efektivní výroba,
- malá hmotnost,
- snadná manipulovatelnost,
- dobré uložení na základ [1].

Konstruktor má možnost tyto vlastnosti do jisté míry ovlivnit. Vhodným výběrem materiálu, tvarováním dílců, jejich propojením a vhodnými optimalizačními nástroji. Ty se v dnešní době ve velké míře používají a mají přímý dopad na konečnou správnost konstrukce. Na straně druhé zde vždy budou určité finanční omezení, kvůli kterým ne vždy docílíme ideálního řešení, jako spíše kompromisu.



Obr. 26) Struktura rámu obráběcího stroje [15]

Dále budou popsány základní teoretické poznatky, které je nutné akceptovat při další konstrukci. Jsou převzaty především z [1]; [14]; [15].

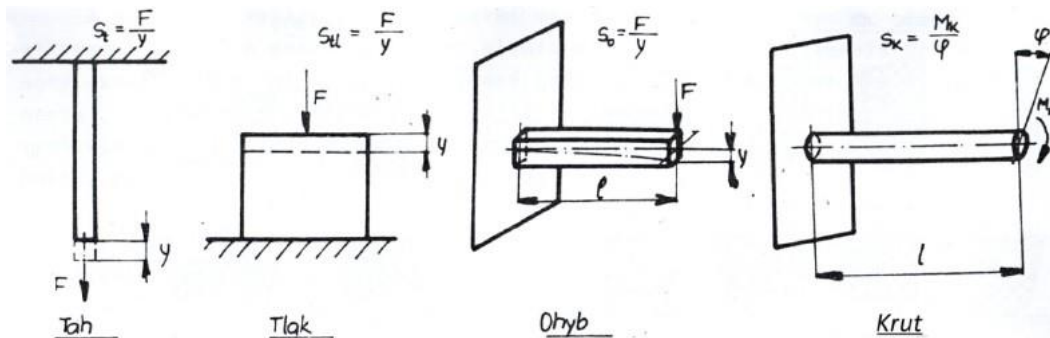
8.1.1 Statická tuhost

Jako výsledek celého konstrukčního procesu je brána hlavně konečná přesnost stroje. Ta je z velké míry dána velikostí deformace vyvolané zatížením od působení řezných sil, samotnou hmotností jednotlivých stavebních uzlů stroje či hmotností obrobku. Různé typy materiálů mají různé fyzikální vlastnosti a ty pak přímo ovlivňují provozní vlastnosti stroje. V tab. 21 můžeme vidět, jak ovlivňují fyzikální parametry tyto vlastnosti.

Tab 21) Vliv fyzikálních vlastností na provozní vlastnosti stroje [14]

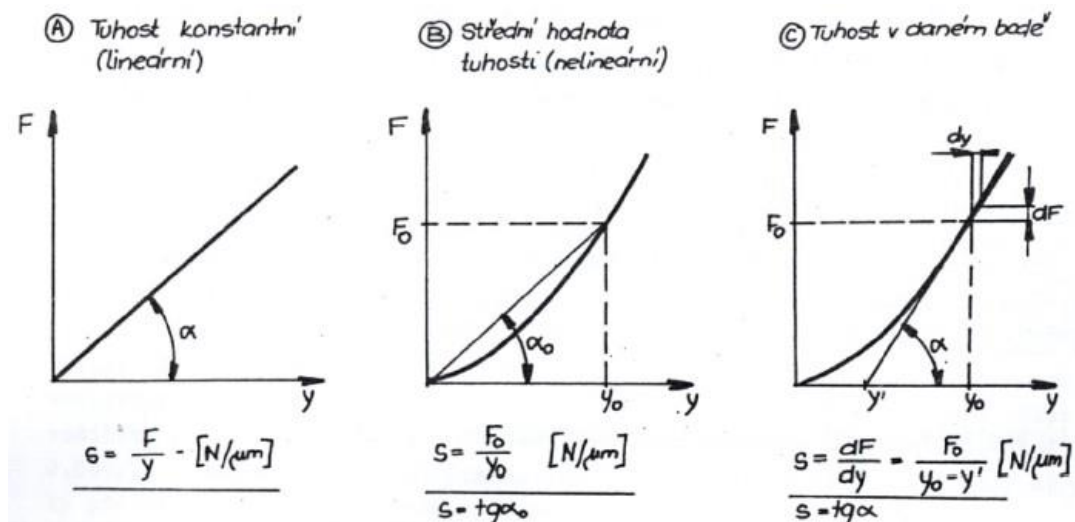
Pevnost	bezpečnost vůči trvalé deformaci
Specifická hmotnost	hmotnost, statické a dynamické vlastnosti
Modul pružnosti	statická a dynamická tuhost
Útlum chvění	dynamické vlastnosti
Vnitřní pnutí	dlouhodobá přesnost
Tepelná roztažnost, vodivost	tepelná stabilita

Podle charakteru statických zatížení a sil vznikajících v technologickém procesu se vyskytují čtyři druhy zatížení a tomu odpovídající typy statické tuhosti (obr. 27). Statická tuhost se dělí na dílčí a celkovou. Pak můžeme měřit deformaci vůči základu stroje – absolutní tuhost. Nebo lze měřit relativní deformaci dvou součástí vůči sobě (nástroj – obrobek), tomu říkáme tuhost relativní.



Obr. 27) Druhy statické tuhosti [14]

Hodnoty statické tuhosti definujeme dle konkrétních podmínek (obr. 28).



Obr. 28) Definice statické tuhosti [14]

Někdy je vhodné, zejména pro zjednodušení výpočtu, zavést pojem poddajnost. Jde o převrácenou hodnotu tuhosti

$$p = \frac{1}{s} = \frac{y}{F} \quad [\mu m \cdot N^{-1}] \quad (6)$$

ta říká, jakou deformaci vyvolá jednotkové zatížení [14].

Je taky nutné zmínit, že značnou část výsledných deformací tvoří deformace styků. Ty pocházejí od deformací výstupků povrchových mikro nerovností (vznikajících při obrábění) nebo od deformací makro nerovností styčných ploch, které jsou dány tvarovými geometrickými nepřesnostmi (vlnitost atd.). Tyhle zjištění souhrnně definujeme pod pojmem styková tuhost, tj. poměr mezi jmenovitým měrným tlakem p a mezi styčnými plochami a deformací y povrchových vrstev v místě styku dvou těles v normálním směru.

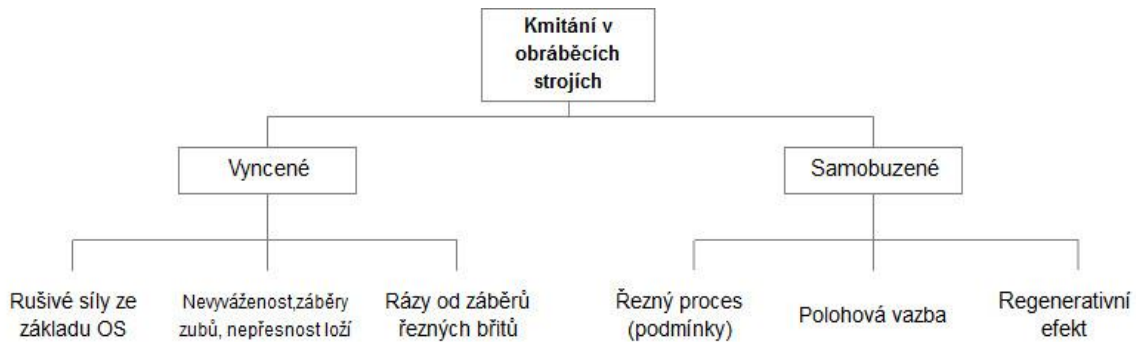
$$s_s = \frac{p}{y} \quad [N \cdot mm^{-3}] \quad (7)$$

Hodnota stykové tuhosti pak závisí na způsobu opracování stykových ploch. Je taky doporučeno volit co největší stykové plochy s co možná největším předepnutím. Na statickou tuhost má pozitivní vliv správná volba základního tvaru nosného průřezu a vhodné umístění mezistěn a žeber [1]; [14].

8.1.2 Dynamická tuhost

Dynamickou tuhost můžeme interpretovat jako odolnost obráběcího stroje proti kmitání. Kmitání má na obráběcí stroj nežádoucí vlivy. Zejména neúměrně zvyšuje namáhání součástí, způsobuje ořesy a také má negativní vliv na samotný pracovní proces. Příčiny vzniku tohoto jevu nám popisuje obr. 19. Kmitání můžeme rozdělit do čtyř základních skupin:

- kmitání vlastní,
- kmitání buzené,
- kmitání samobuzené,
- trhavé pohyby.



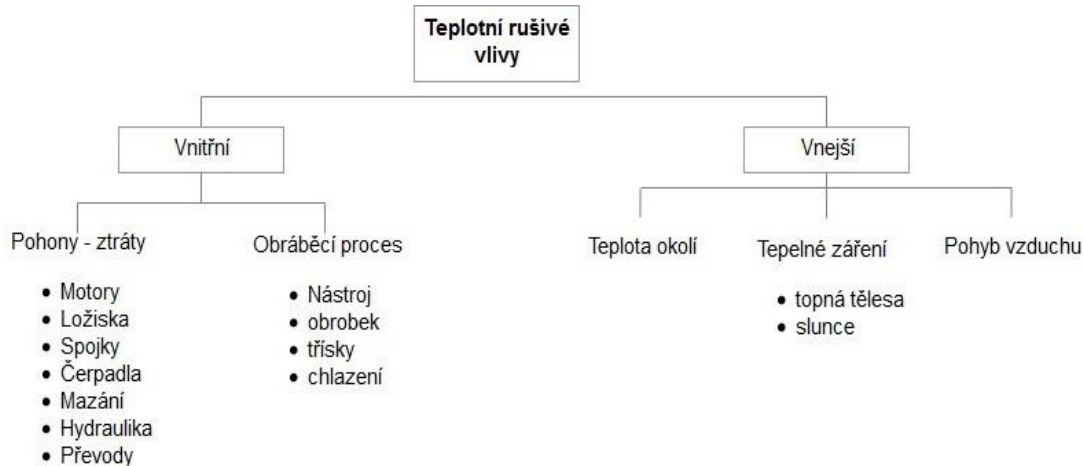
Obr. 29) Příčiny vzniku kmitání v OS [14]

Pro docílení dobré dynamické stability musí být zajištěno, že hodnoty budící frekvence jsou buď menší, nebo větší než hodnoty frekvence vlastní. Zvýšením statické tuhosti se sníží amplituda kmitání a zvýší se vlastní frekvence [1], [14].

Dnes se provádí zkoušky, díky kterým se stanoví vyhodnocení a stanovení charakteristiky chování stroje z hlediska vibrací. Zabývá se jimi například WZL Institut RWTH Aachen, který při zkouškách zaznamenává statické charakteristiky, dynamické frekvenční charakteristiky poddajnosti a tvar kmitů a vibrací a díky tomu lze stanovit oblasti nestability konstrukce stroje a ty pak analyzovat. Tomu napomáhá modální analýza, kterou jsou zjištěny a vizualizovány kritické vlastní frekvence stroje a následně navrhnout opatření pro zvýšení tuhosti konstrukčních částí [16].

8.1.3 Tepelná stabilita

Další aspekt, který má vliv na konečnou přesnost, je teplotní tuhost stroje. Změny teploty v čase jsou zdrojem nežádoucích deformací a je nutné je v co největší možné míře neutralizovat. Na vznik tepla v obráběcím stroji mají vliv různé rušivé elementy (obr. 30).



Obr. 30) Teplotní rušivé vlivy [14]

Konstrukční opatření pro zvýšení teplotní tuhosti:

- konstrukčními opatřeními (symetričnost uzlů, zvyšování účinnosti),
- odvodem tepla (plynulý odvod třísek, chlazení při řezném procesu),
- kompenzace (nahřívání částí stroje, NC kompenzace teplotních deformací),
- klimatizace (udržování konstantní teploty v hale, kontrola proudění vzduchu) [14].

8.2 Materiály pro stavbu rámu obráběcích strojů

V následujících podkapitolách budou představeny běžně používané materiály pro stavbu rámu obráběcích strojů i materiály, se kterými se zatím setkáváme méně často, ale jejich potenciál do budoucna je určitě velký. Materiály pro stavbu rámu se dělí dle obr. 31.



Obr. 31) Rozdělení materiálů pro stavbu rámu OS

Stále nejužívanější skupinou jsou materiály kovové. Je to zejména pro jejich dobré mechanické vlastnosti a také proto, že jsou velmi dobře prozkoumány a specifikovány.

8.2.1 Litina

Litiny jsou používány zejména pro výrobu strojů ve větších sériích. V tab. 22 jsou výhody a nevýhody použití litiny při stavbě OS. Ještě je nasnadě si uvést materiálové normy pro litiny:

- ČSN EN 422303 (GGG 35) - s kuličkovým grafitem, feriticko – perlitická
- ČSN EN 422315 (GG 15) - šedá litina s lupínkovým grafitem, perlitická, feritická
- ČSN EN 422523 - temperovaná litina

Tab 22) Výhody a nevýhody použití litin při stavbě OS [15]

Odlitky z šedé nebo tvárné litiny	
	vyšší materiálové tlumení než u oceli
+	lepší obrobiteľnosť než u oceli v praxi zavedené technológie pro konstrukci a zpracování
	malý měrný modul pružnosti
-	technologická omezení tvarování, proporci a přechodů vyšší cena formy a jader

Pro odstranění vnitřního pnutí u litin se využívá buď přirozeného, nebo umělého stárnutí. Při umělém stárnutí, kdy je součást střídavě ohřívána a poté pomalu ochlazována v žíhací peci, jde odstranit až 80 % vnitřního pnutí.

8.2.2 Ocelolitina

Oceli na odlitky mají lepší mechanické vlastnosti a také vyšší modul pružnosti nežli litina. Jsou ale citlivé na podmínky tuhnutí. Různá rozpustnost příměsí v jednotlivých fázích způsobuje heterogenitu.

Materiálové normy pro oceli na odlitky:

- ČSN EN 42 2602 (GS 38) - uhlíková ocel na odlitky
- ČSN EN 42 2643 (GS – C25) - feriticko-perlitická ocel na odlitky
- ČSN EN 42 2660 (GS 60) - manganová ocel
- ČSN EN 42 2819 (GRADE 3A) - křemíková ocel
- ČSN EN 42 2830 (GS 50) - chrom-manganovo-vanadová ocel [15].

Tab 23) Výhody a nevýhody použití oceli na odlitky při stavbě OS [15]

Oceli na odlitky	
+	lepší mechanické vlastnosti než litina snížená hmotnost při stejné tuhosti
-	horší obrobiteľnosť než u litiny nutnosť provádět další tepelné zpracování pro odstranění vnitřního pnutí zadírání vodících ploch

8.2.3 Svařované ocelové rámy

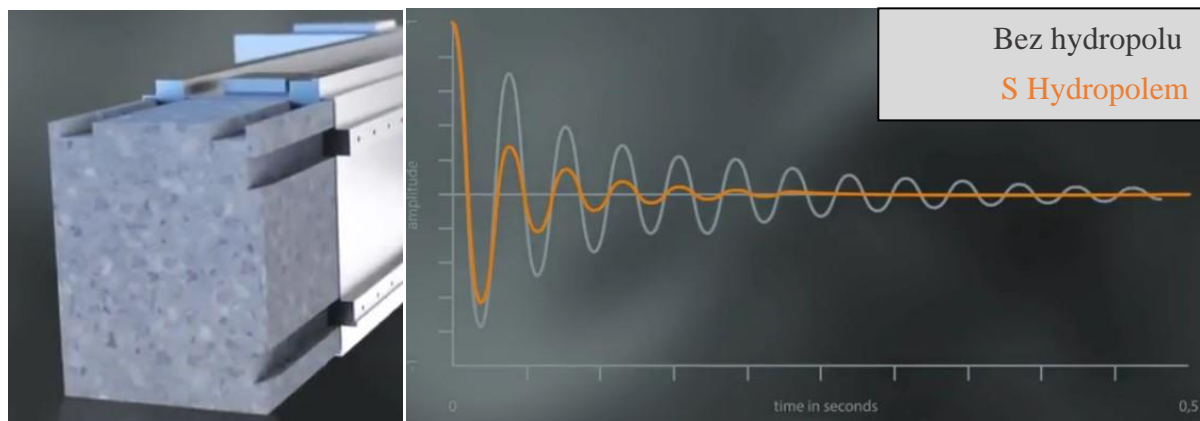
Pro svařence se používají především ocelové profily nebo válcované plechy třídy 11 se zaručenou svařitelností. Je vhodné volit průběžné svary menších velikostí, aby nedocházelo k vzájemnému pnutí. Tuhost může být zvýšena vhodně zvoleným a umístěným žebrováním v místech namáhání. Na tuhost má také vliv tloušťka stěn svařence. V tab. 24 jsou uvedeny výhody a nevýhody svařovaným ocelovým ráům.

Tab 24) Výhody a nevýhody svařovaným ocelovým ráům [15]

Svařované ocelové rámy	
+	malé série s velkým podílem změn možnosť konstrukce velmi složitých tvarů s velkými přechody tloušťek stěn a konstrukce žebrování bez ohledu na potřebu opakování tvarů jako u odlitku vysoká hodnota modulu pružnosti
-	malé materiálové tlumení horší obrobiteľnosť než u litiny, komplikovanější zaškrabávání větší vnitřní pnutí než u litiny a jeho nákladnější odstraňování

Velkým plus svařovaných konstrukcí je jejich možná výplň plnicím materiálem. Jde většinou o firemní know-how, ale principem těchto kombinací je v první řadě tlumení vibrací při obrábění. Dále pak zvyšování tuhosti, geometrická stabilita dílců a snížení teplotní roztažnosti.

Jeden z výrobců kombinovaných konstrukcí je firma Framag. Ta využívá speciálního betonu (Hydropol®) pro výplň ocelových konstrukcí. Různé druhy speciálních betonů s rozdílnými hustotami a moduly pružnosti je možné využít jak pro nosné části strojů, tak i pro pohyblivé, jako jsou příčníky, saně či pro vřeteníky [17]. Na obr. 32 je vidět strukturu a vlastnosti tohoto materiálu.



Obr. 32) Vlevo Hydropol v ocelovém rámu; Vpravo graf závislosti frekvence na čase [17]

8.2.4 Keramika na bázi Al a Si

Keramické díly mají velmi dobrou vlastnost a to takovou, že jejich teplotní stálost je velmi vysoká. Dílce jsou dnes také rozměrově omezeny. S výhodou je používán při výrobě křížových saní nebo stolů, je totiž velmi tvrdý a odolný proti otěru. V tab. 25 můžeme vidět výhody či nevýhody těchto materiálů.

Tab 25) Výhody a nevýhody keramiky na bázi Al a Si [15]

Keramika na bázi Al a Si	
+	velmi nízká tepelná roztažnost
	velmi nízká měrná tepelná kapacita
	vynikající rozměrová stálost
	možnost třískového obrábění polotovarů
-	vysoké náklady na výrobu
	komplikované prostředky pro spojování s ostatními dílci konstrukce
	omezené rozměry dostupných polotovarů

8.2.5 Přírodní žula – granit

Materiál v podstatě bez vnitřního pnutí. Velmi málo vede teplo, je tedy teplotně stálý a má dobrou odolnost vůči opotřebení. Její využití je především u velmi přesných obráběcích strojů a souřadnicových měřících zařízení. Velké dílce je nutné jemně a přesně opracovat. Spojování dílců probíhá pomocí lepení nebo jsou speciálně sešroubovány. Předními výrobci z tohoto materiálu jsou firmy Microplan, Planolith a JFA. V tab. 26 jsou opět popsány výhody a nevýhody.

Tab 26) Výhody a nevýhody součástí z přírodní žuly [15]

Přírodní žula	
	bez vnitřních pnutí
+	dokonalá rozměrová stálost materiálové tlumení na úrovni šedé litiny
-	náročná a nákladná výroba přesných dílců, potřeba broušení všech ploch komplikované a nákladné spojování s ostatními dílci konstrukce velmi omezené možnosti zasáhnout do hotové konstrukce

8.2.6 Polymerní betony

Jedná se o částicový kompozitní materiál. Skládá se z vytvrditelné organické matrice a anorganického plniva (čedič, žula). Vytváření probíhá odléváním do rozebíratelných forem, které jsou umístěny na vibračních stolech. Vytvrzování probíhá ohřevem odlitku.

Tab 27) Výhody a nevýhody součástí z polymer betonu [15]

Polymerní betony	
	ekonomicky výhodné pro větší série strojů
+	materiálové tlumení na úrovni šedé litiny možnost do dílce integrovat elektrické a fluidní rozvody možnost do dílce integrovat ocelové inserty pro následné do obrobení
-	vysoké náklady na výrobu vzhledem k nutnosti obvykle kovové formy komplikované prostředky pro spojování s ostatními dílci konstrukce omezené možnosti zasáhnout do hotové konstrukce problematické obrábění

8.2.7 Vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken

Výroba dílců z tohoto materiálu je velmi náročná. Z tkaniny navinuté na bubnech musí být ručně nastříhána a následně vrstvena do požadovaných tvarů. Nakonec je dílec umístěn do autoklávu a tam vulkanizován. Níže, v tab. 28, si můžeme prohlédnout výhody a nevýhody tohoto materiálu.

Tab 28) Výhody a nevýhody vláknových kompozitů s uhlíkových vláken [15]

Oceli na odlitky	
	možnost navrhovat dílce s optimálně orientovanou tuhostí
+	vynikající hodnoty měrného modulu pružnosti nízká nebo v kritických místech nulová teplotní roztažnost
-	nákladná výroba vzhledem k ceně materiálu, nutnost ručního vrstvení a zpracování autoklávkovou technologií komplikované prostředky pro spojování s ostatními dílci konstrukce omezené možnosti zasáhnout do hotové konstrukce

8.2.8 Hybridní struktury a materiály

Můžeme je popsat jako kombinované materiály. Jde o vyplňování dílců nebo sendvičové struktury.

- litinový odlitek vyplněný pískem
-výrobci nechávají v dutinách písková jádra pro zvýšení hmotnosti a tlumení

- ocelový svařenec a polymerbetonová výplň
- ocelový svařenec s uhlíkovým vláknem
- ocelový profil a Al-pěna
- další sendvičové struktury

Tab 29) Výhody a nevýhody hybridních struktur materiálů [15]

Hybridní struktury a materiály	
+	-možnost dosažení specifických vlastností jednotlivých dílců -nižší nákladnost výroby dílců než u dílců pouze na bázi laminátů vyztužených uhlíkovými vlákny -potenciál kombinace více materiálů do struktury jednoho dílce
-	-vyšší náklady na vývoj i výrobu - komplikovaná a nestandartní technologie návrhu optimalizovaných konstrukcí s vysokými nároky na kvalitu simulačních modelů -vysoké nároky na konstruktéry a výpočtáře -nestandartní technologie výroby dílců s nutností výroby přípravků

8.2.9 Srovnání materiálových vlastností

Materiálů pro konstrukci výrobků jsou tisíce. V tab. 30 můžeme vidět několik hlavních materiálů používaných pro konstrukci rámu obráběcích strojů. Jsou uvedeny především pro to, že jsou osvědčené a prozkoumané.

Tab 30) Srovnání jednotlivých materiálových veličin

Vlastnosti Materiál	Modul pružnosti [GPa]	Měrná hmotnost [kgm-3]	Součinitel délkové roztažnosti [10 ⁻⁶ /K]	Dekrement útlumu [-]
Ocel	210	7850	11-18	0,002
Ocelolitina	170	7400	9,5	
Šedá litina	80-110	7100-7300	9	0,003
Tvárná litina	160-180	7040-7060	9	
Al slitiny	70-90	2600-2800	23,8	
Titan	110	4500	10,8	
Beton	5-39	2200-2500	12	
Polymerbeton	30-60	2300-2600	11,5-16	0,02-0,03
Granit	30-70	2600-3150	8	
Keramika na bázi Al a Si	270-30	3200-3500	3-4,7	
Vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken	100-580	1700-1980	12	0,001-0,05

8.2.10 Volba materiálu

Volba materiálu je určujícím faktorem pro návrh, výrobu a kvalitu výrobku. Je tedy nutné ho volit pečlivě, protože od toho se budou odvíjet užité vlastnosti budoucího výrobku. Pro rámy obráběcích strojů jsou důležité především mechanické a tlumící vlastnosti materiálu. Běžné užívané materiály pro stavbu rámu obráběcích strojů jsou litiny, oceli na odlitky a

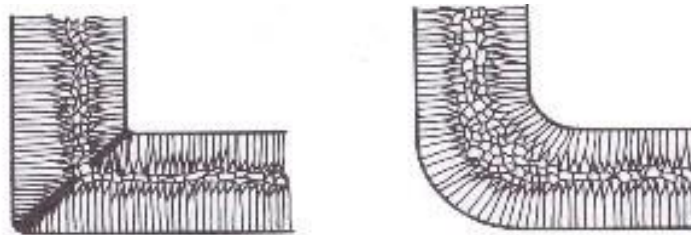
svařované konstrukce. Ty se v posledních letech kombinují s plnicím materiálem právě pro jeho skvělé tlumící vlastnosti.

Na základě této kapitoly je vybrán jako materiál pro konstrukci rámu litina s kuličkovým grafitem, feritická. Konkrétně jde o GGG 40.3 (ČSN 422314) [18].

8.2.11 Hlavní technologické zásady pro konstrukci rámu z litiny

Základní konstrukční zásady můžeme shrnout následovně:

- Odlitek má mít hladké, jednoduché tvary o stejnoměrné tloušťce stěn,
- Používat pozvolné přechody mezi stěnami,
- Odlitek nemá mít ostré hrany, nutnost volby správného zaoblení obr. 33,
- V jednom místě se má spojovat co nejméně stěn,
- Volba přídavků na obrábění,
- Pokud to není nutné, nemá mít odlitek výčnělky a osazení [19].



Obr. 33) Vliv hrany na strukturu odlitku [19]

Konstrukční opatření k minimalizaci vnitřního pnutí:

Při chladnutí roztaveného kovu dochází k objemovému smršťování, které je příčinou vnitřního pnutí. To vede ke vzniku nežádoucích deformací, trhlin a prasklin. Základním opatřením, aby nedocházelo v odlitku k vzniku vnitřního pnutí, je zajištění rovnoměrného chladnutí. Z tohoto důvodu se snažíme o to, aby měly stěny stejnou tloušťku.

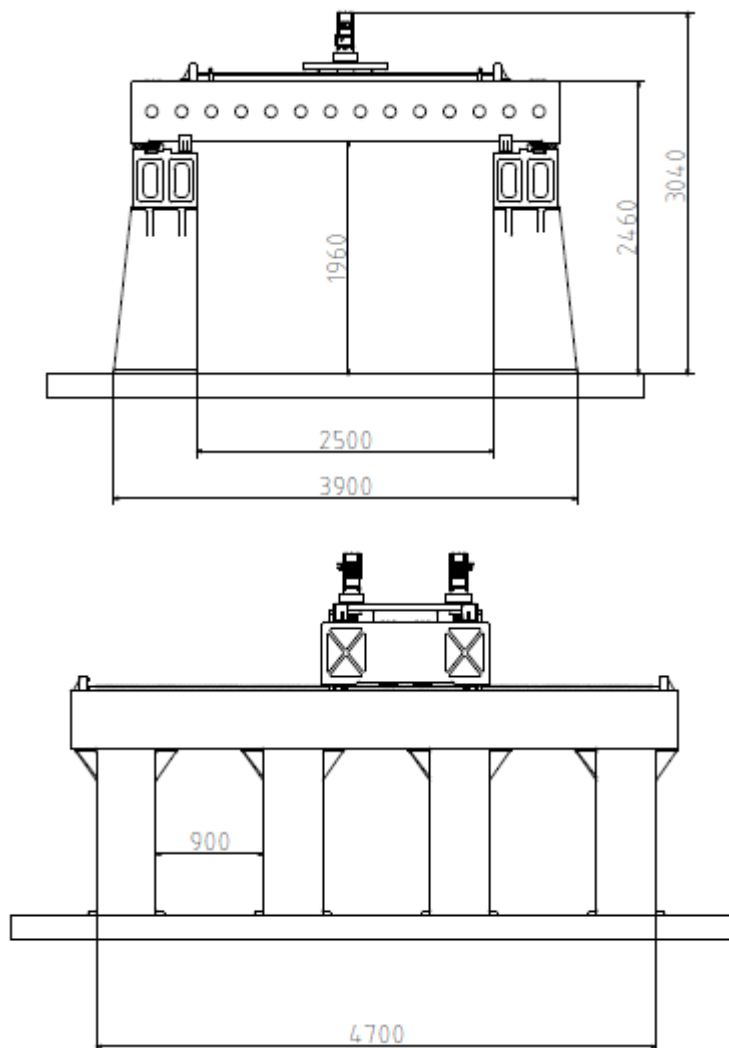
9 NÁVRH RÁMU STROJE

Konstrukční uzel, který bude v této práci zpracován je konstrukční návrh rámu stroje. Ten sestává z bočních stěn, příčnicku a supportu. I když další části a periferie řešeny nebudou, je potřeba brát v potaz jejich následné napojení na tuto konstrukci.

V ideálním případě by návrh a výpočet měl probíhat už od analytických výpočtů a pokračovat ke konečnému řešení. Zjednodušení navrhnuté topologie jednotlivých částí do takového stavu, kdy by bylo možné zvládnout analytické řešení, není dost dobře proveditelné a mělo by velký vliv na konečné výsledky. Byla tedy použita inverzní metoda, kdy nejprve vytvoříme návrh a zpětně ho optimalizujeme pomocí MKP metody.

9.1 Vstupní parametry

Před samotnou konstrukcí budou definovány parametry, které jsou potřebné pro následný návrh. Základní rozměry stroje (obr. 34) se odvíjejí od vybrané rozměrové řady z kapitoly 6. Ke konstrukci byla vybrána řada MOC 4.



Obr. 34) Základní rozměry konstruovaného stroje

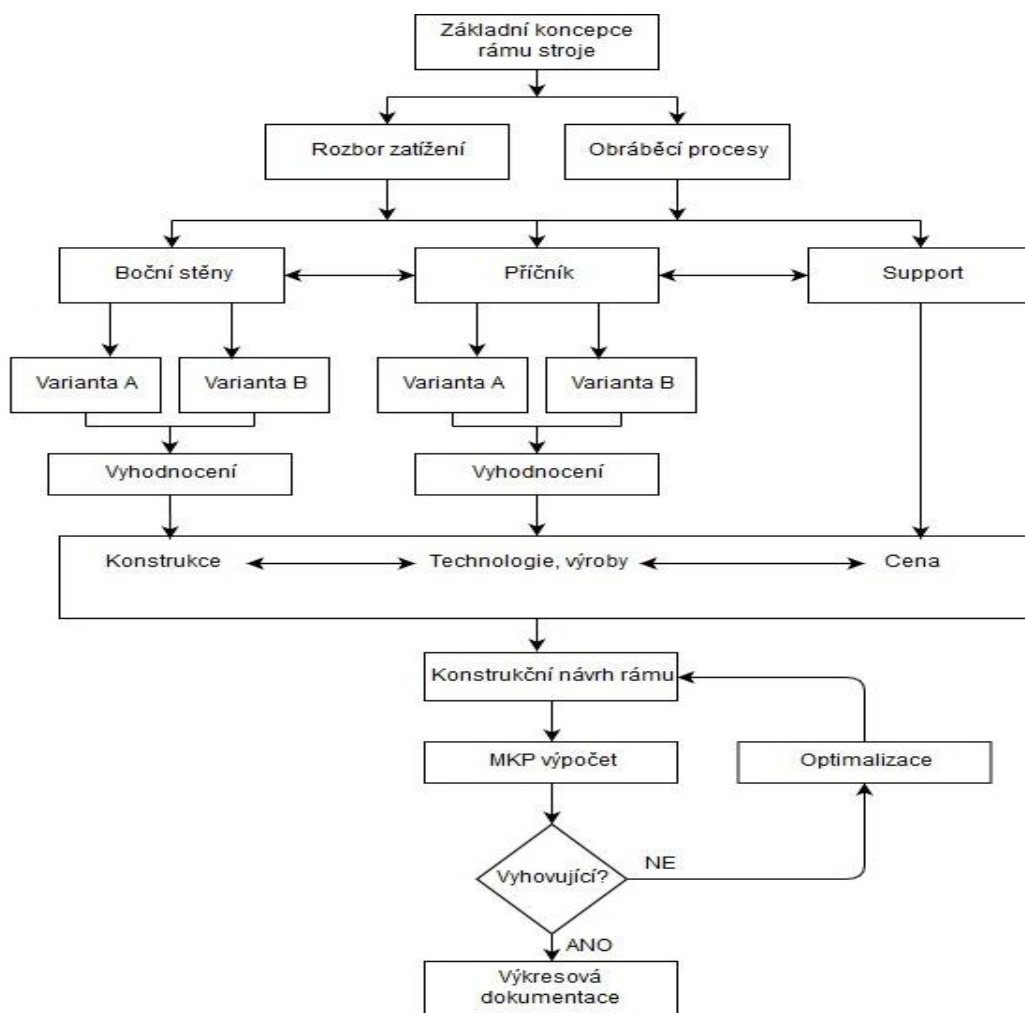
Dále jsou využity hodnoty maximálních zatěžujících sil a momentů při obráběcím procesu. To jsou spolu s tíhovou silou základní síly, se kterými se musí samotná konstrukce vypořádat. Při návrhu vedení jednotlivých os je potřeba počítat i s dynamickými parametry stroje jako je rychlost a zrychlení posuvu. V tab. 31 jsou tyto základní hodnoty uvedeny.

Tab 31) Vstupní hodnoty

Max. síla od obrábění	11 000 N
Rychlost posuvu	25 m/s
Zrychlení	4 m/s ²

9.2 Systémový přístup ke konstrukci rámu obráběcího stroje

Systémový přístup při návrhu rámu stroje je nedílnou součástí tvůrčího postupu. Na obr. 35 je obecné schéma, které tento postup popisuje.



Obr. 35) Obecné schéma přístupu k návrhu nosného rámu

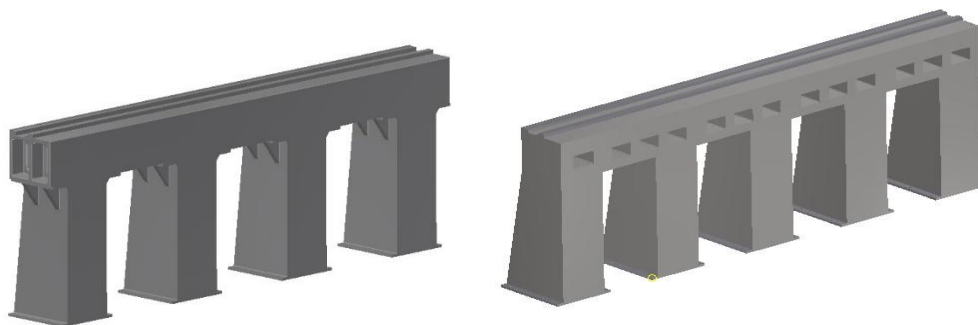
9.3 Rám stroje

Při návrhu rámu stroje jsem vycházel zejména ze zkušeností dnešních výrobců takovýchto strojů. Na jedné straně se od rámu očekává vysoká tuhost, co nejlepší tlumící účinky, teplotní

a dynamická stabilita, přičemž na straně druhé se snažíme o snížení hmotnosti, jednoduchost a nízkou cenu. Nalézt optimálně navrženou nosnou soustavu je otázkou především tvůrčí vynalézavosti, velkého objemu znalostí, zkušeností a v dnešní době nepostradatelné výpočetní vybavenosti.

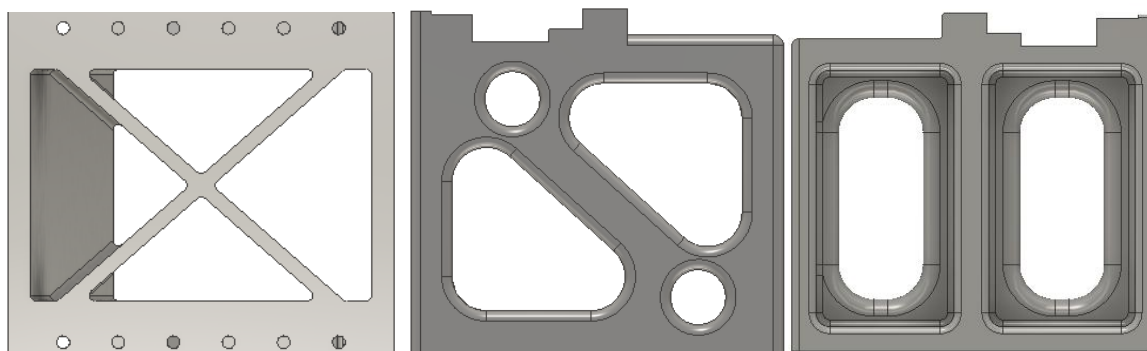
9.3.1 Boční stěny

Konstrukce horní gantry je tvořena dvěma bočními stěnami. V začátku jsem vytvořil dvě základní verze, které jsou zobrazeny na obr. 26. Jedna se skládá ze sloupů a skříň. Druhá varianta byla vytvořena jednodílně, tzn. že sloupy i skříň jsou tvořeny z jednoho odlitku. Nicméně druhá varianta má pro tohle řešení více negativ než pozitiv. Jde zejména o její špatnou manipulaci kvůli jejím rozměrům a hmotnosti, která pak souvisí i s následným seřizováním geometrie u zákazníka. Dále jestliže by do pracovního prostoru stroje prostupovali nějaké periferie jako je zásobník nástrojů, musel by se navrhout tak, aby odpovídal mezeře mezi sloupy. Tato varianta tedy ve své podstatě nevyhovuje stavebnicové koncepci navrhovaného stroje. Jako vhodnější varianta byla zvolena konstrukce sloupů a skříňového nosníku, na obr. 36 vlevo. Vybrána byla tedy varianta sloupů a skříň.



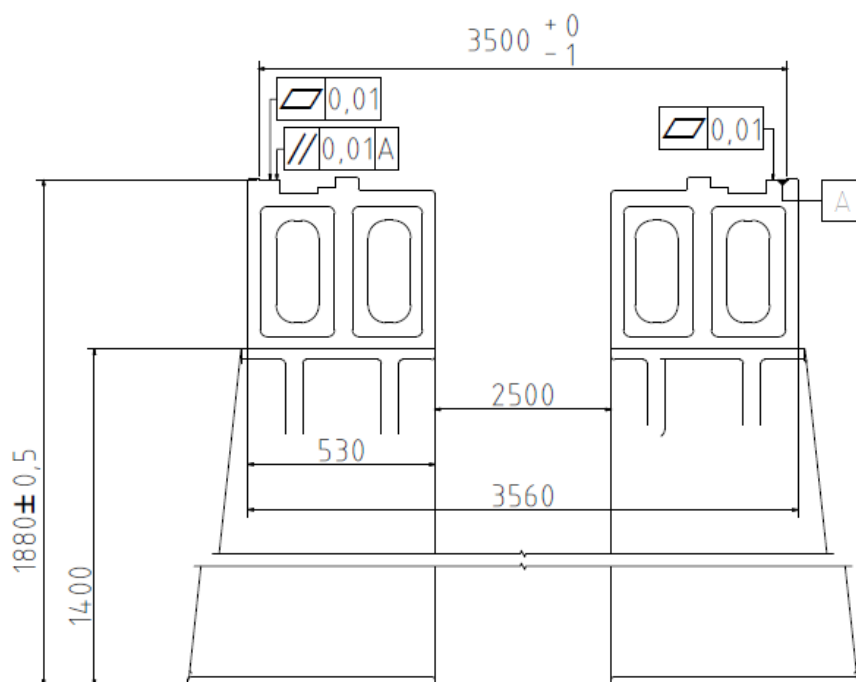
Obr. 36) Dvě varianty bočních stěn – vlevo varianta sloupy a skříňový nosník, vpravo varianta stěny jako celku

Materiál pro sloupy i skříň byla vybrána litina GGG 40.3. Jednotlivé části jsou v první řadě obrobena na hrubo, následně je provedeno seřízení geometrie, sešroubování, a nakonec jsou funkční plochy obrobena na čisto. Pro ustavení stroje na základ jsou použity stavitelné prvky od firmy Unisorb. O ustavení stroje je více pojednáno v kapitole 9.6. Na obr. 37 je zobrazeno žebrování sloupů a skříň. U sloupů bylo použito klasického žebrování, které má dobrou odolnost proti ohybu i krutu. U skříň proběhla optimalizace pro odlehčení součásti, ale současně byla zachována její tuhost.



Obr. 37) Žebrování – vlevo sloup, uprostřed 1. varianta skříň, vpravo konečná varianta

Tolerování funkčních ploch skříně bylo provedeno dle katalog výrobce a jeho ukázka je zobrazena na obr. 38.



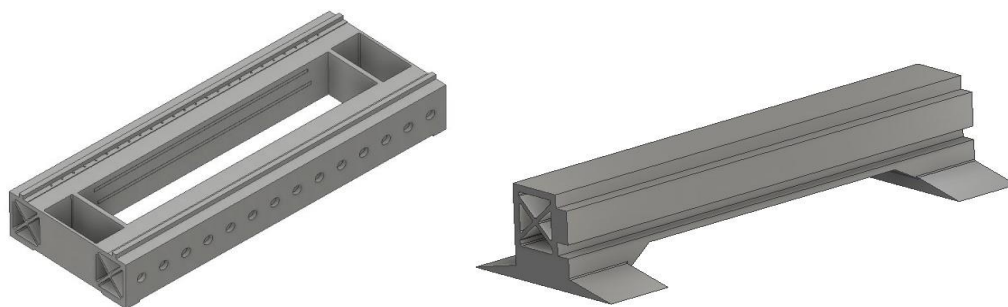
Obr. 38) Ukázka tolerování ploch pro kolejnice

9.3.2 Příčník

U konstrukce příčníku se nabízejí dvě základní varianty uspořádání. Jsou to varianty Box in Box a otevřený příčník, zobrazené na obr. 39. Varianta Box in Box má přednosti především v rovnoměrném rozložení zatížení a symetrické konstrukci, která je výhodná pro snížení teplotních vlivů. Její nevýhodu vidím ve zmenšení pracovního prostoru o nosné dílce. To jde částečně kompenzovat jejich konstrukcí a správným nadimenzováním.

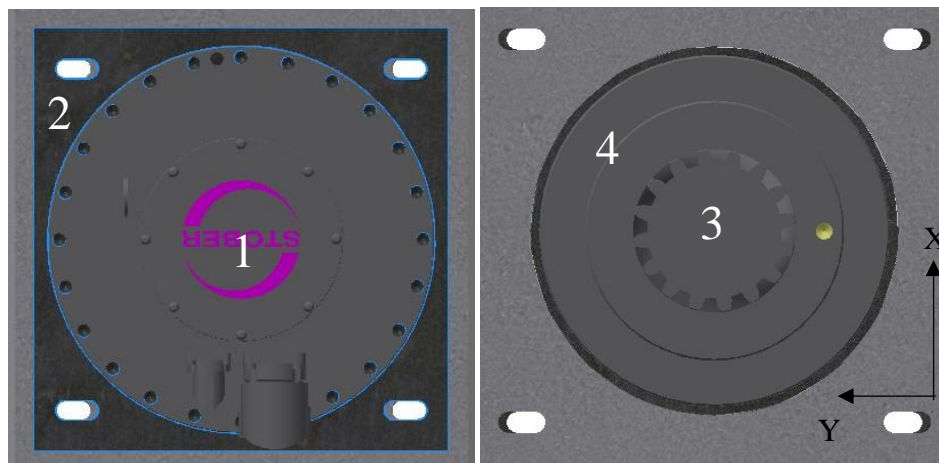
Tato nevýhoda je z poloviny vyřešena u konstrukce otevřeného příčníku, kdy support se smykadlem jsou před ním. Spolu s tím ale toto řešení vytváří značný klopný moment. Ten je možno také částečně kompenzovat topologií a účelným žebrováním, ale jen v omezené míře. Také se tím značně zvyšuje hmotnost a u velkých strojů by pak mohl nastat problém s výběrem pohonů pro plynulé zrychlení soustavy. Při zrychlení, které by nebylo plynulé dochází k rozkmitání stroje, což je jev, který se nesmí dopustit.

Z těchto důvodů jsem se rozhodl dále pokračovat s variantou typu Box in Box.



Obr. 39) Dvě varianty příčníku – vlevo varianta Box in Box, vpravo otevřený příčník

Příčník je vyroben stejně jako stěny z litiny GGG 40.3. Je tvořen dvěma hlavními nosníky s žebrováním, které má dobrou odolnost proti ohybu a krutu. Na horní ploše nosníku jsou pomocí šroubů usazeny hřebeny pro pohon saní. Saně jsou dále vedeny po nosníku pomocí lineárního vedení, které je umístěno ve vnitřním prostoru. Nosníky jsou spojeny na krajích skříňovým boxem, který zároveň slouží i jako prostor pro uložení motorů s převodovkou.



Obr. 40) Uložení motoru s převodovkou – 1) Motor, 2) Vymezovací podložka, 3) Pastorek, 4) Převodovka

Vymezení vůli mezi pastorkem a hřebem v ose X je realizován pomocí režimu Master Slave. V ose Y, to je ve směru od a k hřebenu, provedeno pomocí vymezovací podložky, obr. 40. Ta je nejprve pevně spojena šrouby s motorem s převodovkou, poté motor ustavíme na příčník. Na příčníku a vymezovací podložce jsou vyfrézované drážky pro vymezení vůle a následně obě části pevně spojíme šrouby. V ose Z je možnost dorovnat vůli vložením broušených destiček pod vymezovací podložku.

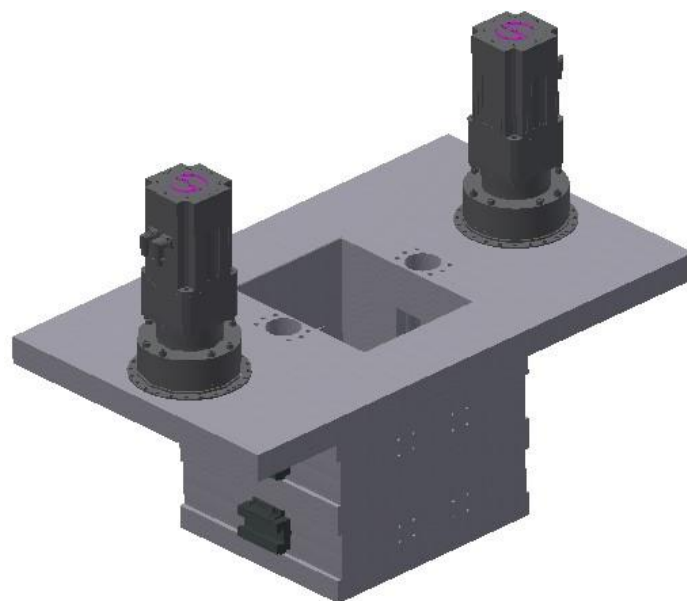
Vedení příčníku v ose X obstarává profilové valivé vedení. Jako valivé elementy jsou použity válečky. Ty nabízí vysokou tuhost a únosnost.

Tolerování ploch pro lineární vedení je v principu podobné tomu u funkčních ploch skříně. Jejich hodnoty doporučuje výrobce ve svém katalogu, viz. příloha na CD. Pro správnou funkci je nutné tyto hodnoty bezpodmínečně dodržet.

9.3.3 Saně

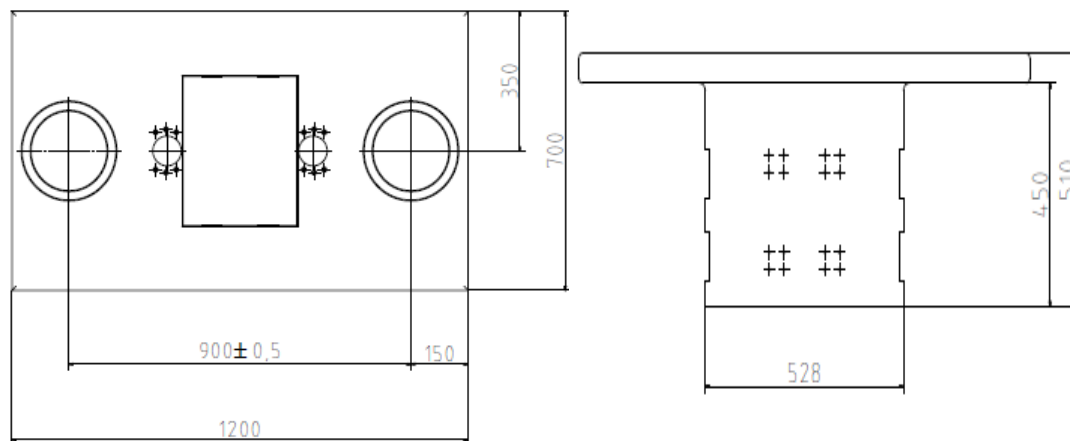
Saně se pohybují po příčníku v ose Y a vedou smykadlo v ose Z. Na obr. 41 je konečná podoba saní. Byly zkonstruovány symetricky a jsou uzavřené. Způsob náhonu saní je proveden pomocí pastorku a hřebene v režimu Master Slave. Pohon obstarávají dva motory od firmy Stober. Pro vedení saní je použito profilové valivé vedení s kuličkovými elementy.

Vedení smykadla v saních nebylo počítáno, ale otvory pro kuličkový šroub jsou udělány pro největší možnou řadu kuličkových šroubů od firmy Hiwin. Pro důkladný výpočet kuličkového šroubu a lineárního vedení by bylo zapotřebí několik dalších hodnot, které už nespádají do obsahu této práce.



Obr. 41) Celková sestava saní

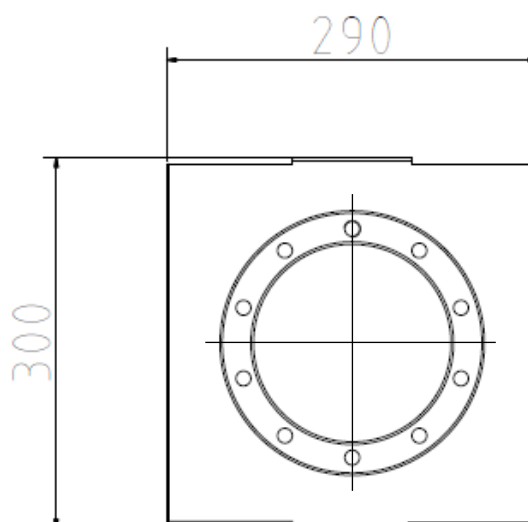
Na obr. 42 jsou saně zakótované. Osová vzdálenost děr pro převodovku s motorem zaručuje vymezení vůle v ose X.



Obr. 42) Hlavní rozměry saní

9.3.4 Smykadlo

Smykadlo jako jediné není vyrobeno z litiny, nýbrž je to kovaný profil. Pro posuv v ose Z by byl navržen kuličkový šroub a pro vedení smykadla v saních by se využilo profilové valivé vedení s kuličkovými elementy. Celková sestava smykadla nebyla zhotovena z důvodu neznalosti navazujících částí stroje jako je vřeteník, pohon vřeteníku atd. Na obr. 43 jsou rozměry smykadla, pro které se dále počítala maximální deformace.



Obr. 43) Maximální rozměry smykadla

9.4 Výpočet lineárního vedení a pohonů pro osy X a Y

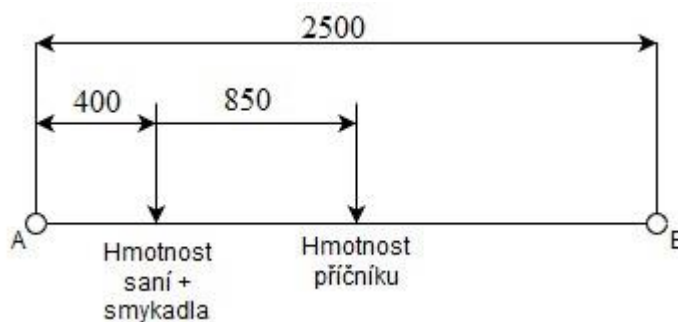
Pro volbu lineárního vedení jsem zvolil firmu Hiwin a pohony jednotlivých os obstarají motory s planetovou převodovkou od firmy Stober.

9.4.1 Pohony lineárních os

Výpočet pohonů lineárních os probíhal v programu Mathcad a celý bude k dispozici v příloze 2.

Výpočet pohonu pro osu X

Ve výpočtu pohonu příčnicku je potřeba brát v potaz hmotnost samotného příčnicku, saní a také smykadla. Smykadlo bude zohledňováno v krajní poloze viz. obr. 44, aby byla zátěž motoru co možná největší.



Obr. 44) Rozložení hmotnosti při výpočtu pohonu pro osu X

Jako koncepce lineární osy je zvoleno uspořádání pastorek-hřeben v režimu 2x Master Slave. Tuto koncepci volím především pro délku osy a hmotnost zatížení. V tab. 32 jsou hodnoty vstupující do výpočtu.

Tab 32) Hodnoty pro výpočet pohonu osy X

Osová síla při obrábění	$F_{os}=11\ 000\ N$
Hmotnost příčnicku	$m_p=8\ 000\ kg$
Hmotnost saní se smykadlem	$m_{ss}=5\ 000\ kg$
Vzdálenost mezi stěny	$l_1=2500\ mm$
Krajní poloha saní	$l_2=400\ mm$
Posuvová rychlost	$v_{max}=25\ m/min$
Součinitel předeprnutí	$P=0,15$
Požadované zrychlení	$a=4\ m/s^2$
Účinnost lin. vedení	$\eta=0,92$
Tření v lin. vedení	$f=0,005$

Třecí síla

$$F_t = \frac{m_{ss} \cdot (l_1 - l_2) \cdot g + m_p \cdot \frac{l_1}{2} \cdot g}{l_1} = 451\ N \quad (8)$$

Statická síla

$$F_s = F_{os} \cdot \left(\frac{l_1 - l_2}{l_1} \right) + F_t = 9\ 691\ N \quad (9)$$

Síla potřebná ke zrychlení soustavy

$$F_a = \frac{m_{ss} \cdot (l_1 - l_2) \cdot a + m_p \cdot \frac{l_1}{2} \cdot a}{l_1 \cdot \eta} = 40\ 000\ N \quad (10)$$

Celková síla potřebná k pohonu soustavy

$$F_{celk} = F_s + F_a = 49\ 690\ N \quad (11)$$

Přepočet síly na jeden Master pastorek

$$F_p = \frac{F_{celk} \cdot (1 + P)}{(1 + 1)} = 28\ 570\ N \quad (12)$$

Z katalogu firmy Stober [20] byl zvolen pohon s planetovou převodovkou ZTR-PH, dále pak pastorek ZTR 516S, jeho parametry jsou v tab. 33.

Tab 33) Pastorek ZTR 516S

Počet zubů	$z=16$
Modul	$m_1=5$
Úhel záběru	$\alpha=20^\circ$
Sklon zubů	$\beta=19,52^\circ$
Účinnost pastorku	$\eta_p=0,97$
Jmenovitá síla na past.	$F_{pj}=45\ 000\ \text{N}$
Doporučená max. síla	$F_{pmax}=47\ 000\ \text{N}$

Roztečný průměr pastorku

$$d_r = \frac{m_1 \cdot z}{\cos(\beta)} = 0,084\ \text{m} \quad (13)$$

Maximální doporučený přenášený moment

$$M_{pmax} = F_{pmax} \cdot \frac{d_r}{2} = 1974\ \text{Nm} \quad (14)$$

Otáčky pastorku

$$n_p = \frac{v_{max}}{\pi \cdot d_r} = 94,735\ \text{min}^{-1} \quad (15)$$

Moment setrvačnosti na pastorcích

$$J_p = \frac{m_{ss} \cdot (l_1 - l_2) + m_p \cdot \frac{l_1}{2}}{l_1} \cdot \left(\frac{d_r}{2}\right)^2 = 16,229\ \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (16)$$

Dle spočítaného momentu byla zvolena převodovka PH822FO350 ME. Její parametry jsou v tab. 34.

Tab 34) Parametry převodovky Stober

Maximální otáčky	$n_{pmax}=6000\ \text{min}^{-1}$
Průměrné otáčky	$n_{pnormal}=3300\ \text{min}^{-1}$
Zvolený převodový poměr	$i=40$
Moment setrvačnosti převod.	$J_{př}=8 \cdot 10^{-4}\ \text{kg} \cdot \text{m}^2$
Odhadovaný moment setrvačnosti motoru a brzd	$J_{mb}=35 \cdot 10^{-4}\ \text{kg} \cdot \text{m}^2$
Účinnost převodovky	$\eta_{př}=0,97$

Moment na pastorku

$$M_p = F_p \cdot \frac{d_r}{2} = 1\,200 \text{ Nm} \quad (17)$$

Úhlové zrychlení motoru

$$\alpha_m = \alpha_p \cdot i = 3\,810 \text{ rad} \cdot \text{sec}^{-2} \quad (18)$$

Moment Master motoru

$$M_m = \alpha_m \cdot (J_{mb} + J_{př}) + \frac{J_{p1}}{(i^2 \cdot \eta_p \cdot \eta_{př})} + \frac{M_p}{(i \cdot \eta_p \cdot \eta_{př})} = 74 \text{ Nm} \quad (19)$$

Výpočet brzdného momentu

Motory od firmy Stober obsahují již zabudované brzdy, proto si jen vypočítáme brzdny moment a následně zvolíme optimální motor.

Moment pro brždění motoru bez předepnutí

$$M_{bp} = F_{os} \cdot \left(\frac{l1 - l2}{l1} \right) \cdot \frac{d_r}{2} = 388,08 \text{ Nm} \quad (20)$$

Moment pro brždění motoru bez předepnutí

$$M_{bm} = \frac{M_{bp} \cdot (1 + P)}{i} = 11,157 \text{ Nm} \quad (21)$$

Zvolený motor od firmy Stober – EZ 705

Jedná se o servomotor buzený permanentními magnety, elektronicky komutovaný. Brzda motoru je statická s permanentními magnety. Parametry motoru jsou uvedeny v tab. 35.

Tab 35) Parametry motoru

Maximální otáčky motoru	$n_{\max} = 4\,500 \text{ min}^{-1}$
Výkon motoru v oblasti S1	$P_m = 7,7 \text{ kW}$
Nominální moment motoru	$M_{\text{nom}} = 16,4 \text{ Nm}$
Rozjezdový moment	$M_{\text{rozj}} = 30 \text{ Nm}$
Maximální moment	$M_{\max} = 104 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti motoru	$J_m = 34 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost	$m_m = 18 \text{ kg}$
Moment setrvačnosti brzdy	$J_b = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost brzdy	$m_b = 3 \text{ kg}$

Výpočet pohonu pro osu Y

U pohonu osy Y byla opět využita koncepce pastorku a hřebene. V etapě návrhu byl uvažován i pohon pomocí kuličkového šroubu, ale toto řešení bylo zavrženo z důvodů nevycházejících kritických otáček šroubu a roli v tom hrála i konstrukční stránka. Motor i převodovka s pastorkem jsou také od výrobce Stober. Návrh tedy probíhal v podstatě stejně

jako u pohybové osy X. Kompletní návrh je v příloze 2. V tabulkách 36-38 budou vypsány základní informace o zvolených komponentách.

Tab 36) Parametry zvoleného motoru

Parametry motoru EZ 702	
Maximální otáčky motoru	$n_{\max}=6000 \text{ min}^{-1}$
Výkon motoru v oblasti S1	$P_m=4 \text{ kW}$
Nominální moment motoru	$M_{\text{nom}}=7,2 \text{ Nm}$
Statický moment	$M_{\text{stat}}= 14,3 \text{ Nm}$
Maximální moment	$M_{\max}=41 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti motoru	$J_m=13,7 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost	$m_m=10,8 \text{ kg}$
Moment setrvačnosti brzdy	$J_b=5,6 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost brzdy	$m_b=2 \text{ kg}$

Tab 37) Parametry planetové převodovky

Převodovka PH822F0350 ME	
Maximální otáčky	$n_{p\max}=6000 \text{ min}^{-1}$
Průměrné otáčky	$n_{p\text{normal}}=3300 \text{ min}^{-1}$
Zvolený převodový poměr	$i=40$
Moment setrvačnosti převod.	$J_{př}= 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Odhadovaný moment setrvačnosti motoru a brzd	$J_{mb}= 15 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Účinnost převodovky	$\eta_{př}=0,94$

Tab 38) Parametry pastorku

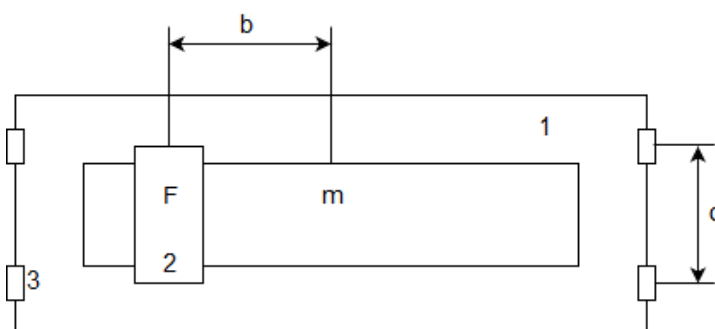
Pastorek ZTR516S	
Počet zubů	$z=19$
Modul	$m_1=4$
Úhel záběru	$\alpha=20^\circ$
Sklon zubů	$\beta=19,52^\circ$
Účinnost pastorku	$\eta_p=0,97$
Jmenovitá síla na past.	$F_{pj}=40 \text{ 000 N}$
Doporučená max. síla	$F_{p\max}=42 \text{ 000 N}$

9.4.2 Lineární vedení pohybových os X, Y

Jako vazbu mezi částmi rámu byla použita koncepce lineárních vozíků s valivými elementy a profilových kolejnic. Díky profilovým kolejnicím může vozík zachytávat jak síly ve vertikálním, tak i horizontálním směru. Materiály a podklady byly získány z katalogů firmy Hiwin.

Lineární vazba v ose X

Pro pohyb příčnicku po bočních stěnách byly použity 4 vozíky s válečkovými valivými elementy. Ty poskytují dostatečnou únosnost a tuhost. Výpočet ekvivalentního zatížení a životnosti proběhl dle katalogu firmy Hiwin. Byl zvolen vozík řady RGW. V tab. 39 jsou vstupní hodnoty výpočtu.



Obr. 45) Rozložení zatížení na vozíky: 1) příčnick, 2) saně, 3) vozík, F -pohybující se síla, m -zatížení hmotností

Tab 39) Hodnoty pro výpočet životnosti vozíku řady RGW

Hmotnost soustavy	$m_{příč}=9000 \text{ kg}$
Krajní poloha saní se smykadlem	$b=0,75 \text{ m}$
Rozteč mezi vozíky	$d=1,12 \text{ m}$
Dovolená bezpečnost	$f_{s1}=3-5$
Rychlost soustavy	$v=25 \text{ m/s}$
Zrychlení soustavy	$a=4 \text{ m/s}$
Maximální statická únosnost	$C_{stat}=142\,000 \text{ N}$
Maximální dynamická únosnost	$C_{dyn}=73\,100 \text{ N}$

Dynamické zatížení

$$F_{dyn} = m_{příč} \cdot a = 36\,000 \text{ N} \quad (22)$$

Zatížení jednoho vozíku

$$F_z = \frac{m_{příč}}{4} + \frac{F_{dyn}}{4} + \frac{F_{dyn} \cdot b}{2 \cdot d} = 23\,300 \text{ N} \quad (23)$$

Statická konstrukční bezpečnost

$$f_{s1} = \frac{C_{stat}}{F_z} = 6,1 > f_{dov} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (24)$$

Faktory ovlivňující životnost stroje

Faktor tvrdosti kolejnice – $f_h=1$

Faktor teploty (do 100°) – $f_{tep}=1$

Faktor zatížení pro normální zatížení – $f_w=1,5$

Dynamická životnost

$$L_{živ} = \left(\frac{f_h \cdot f_{tep} \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot F_{dyn}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{100\,000}{v} = 10\,098\,h \quad (25)$$

Lineární vazba v ose Y

Pro pohyb saní po příčnici jsou použity 4 vozíky s kuličkovými valivými elementy, řada HGW. Dále ve výpočtu budou uvedeny pouze dva základní výpočty, jelikož je výpočet obdobný jako u pohybové osy X. Kompletní výpočet je uveden v příloze 3.

Statická konstrukční bezpečnost

$$f_{s1} = \frac{C_{stat}}{F_z} = 3,312 > f_{dov} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (26)$$

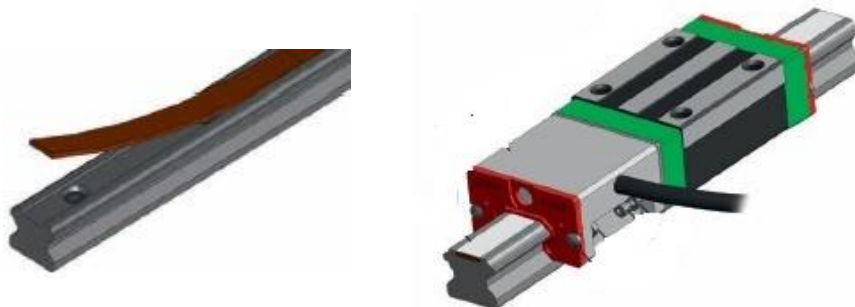
Dynamická životnost

$$L_{živ} = \left(\frac{f_h \cdot f_{tep} \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot F_{dyn}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{100\,000}{v} = 7,75 \cdot 10^5\,h \quad (27)$$

9.5 Odměrování

Základní způsoby odměrování polohy jsou přímým nebo nepřímým způsobem. V našem případě lze použít oba způsoby. Master motor má k dispozici polohovou vazbu, je tedy možné odměřovat polohu pohybového mechanismu nepřímým způsobem.

Nicméně pro velký zdvih a náročnost aplikace bylo zvoleno odměrování přímým způsobem. To je odměrování lineárním pravítkem, které se umístí na profilovou kolejnici, a to dle doporučení výrobce. Tímto způsobem se vyhneme nepřesnostem způsobené teplotními dilatacemi pohybových mechanismů. Nevýhodou je pracnější montáž. Ta spočívá v nalepení pravítka nejčastěji na vrch kolejnice. Pro zpřesnění obrábění se nabízí připojení laserového interferometru do řídicího systému stroje, který by zaváděl korekce do obráběcího programu. Obr. 46 naznačuje princip montáže stupnice a náhled na způsob odměrování.



Obr. 46) Princip lepení stupnice a magnetické inkrementální odměřování [21]

9.6 Uložení rámu stroje na základ

Uložení stroje na základ značnou měrou přispívá k celkové tuhosti stroje. Musí být provedeno v potřebné přesnosti (0,02mm/1m) a také musí být odolné proti dynamickým a rušivým vlivům. Je několik možností uložení stroje na základ, a to:

- Volné ustavení na základové desce (podlaze) – lehké stroje
- Uložení na samostatném izolovaném základu – přesné obráběcí stroje
- Uložení na samostatném základě – střední a velké obráběcí stroje

Uložení zpracovávaného stroje v této práci odpovídá tedy uložení na samostatný základ. Tento základ pro uložení stroje se dimenzuje přímo na míru danému stroji. Pro oddělení od rušivých okolních vlivů se základový blok odděluje spárami. K uložení slouží buď tuhé (klínové) nebo pružné podkládací prvky [1], [14].

Výpočet velikosti základového bloku se odvíjí od celkové hmotnosti ustavovaného obráběcího stroje. Při tvorbě základového bloku je nutno počítat i s uložením stolu, odvodu třísek, větrání, přívodu elektrické energie k soustružnickému stolu a další.

Pro návrh základu stroje je nutná celková hmotnost stroje. Ta není k dispozici. V následujících řádcích bude stručně naznačen aspoň postup základního návrhu základu.

- Určení hmotnosti základu
- Dále se určí objem základového bloku pomocí hustoty použitého materiálu a hmotnosti základu
- Nakonec určí hloubku základového bloku s ohledem na celkové rozměry stroje a výše spočítaný objem [1].

10 ANALÝZA POMOCÍ MKP

Metoda konečných prvků je numerická metoda sloužící k simulování velkého rozsahu výpočetních úloh. Jde především o ty, které jsou svou náročností analyticky velmi často neřešitelné.

Tato metoda vyžaduje rozdělení řešené oblasti na konečný počet podoblastí, prvků. Každý prvek má definované vlastní bázové funkce, které jsou tvaru polynomu. Tyto prvky jsou charakterizovány uzly sítě, kterou je nutno vytvořit na tělese. Uzly sítě jsou body, v nichž jsou hledány neznámé parametry řešení. Je důležité, aby námi zvolená síť prvků dostatečně vykrývala aproximovanou oblast a její hranice.

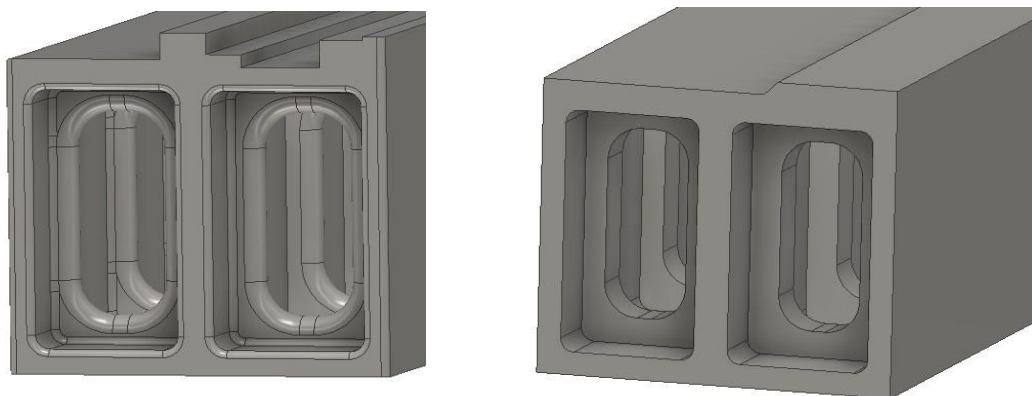
10.1 Materiálové vlastnosti:

Materiál je uvažovaný jako homogenní, izotropní a lineárně pružný. Stěny, příčník a saně jsou litinové. Smykadlo je vyrobeno jako kovaný profil. V modelu byly tyto vlastnosti zohledněny.

- Modul pružnosti v tahu – $E=2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Poissonův poměr – $\mu=0,3$
- Hustota materiálu
 - Litina $7500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
 - Ocel $7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

10.2 Zjednodušení 3D modelu pro MKP výpočet

Vzhledem k velikosti modelu a následné náročnosti na tvorbu sítě a výpočtovou techniku jsem přistoupil ke zjednodušení vlastního modelu. Tyto úpravy nezasáhly zásadním způsobem do prostorového obsahu modelu. Šlo zejména o odstranění děr pro šrouby, zaoblení a dalších prvků podobných těmto. Na obr. 47 je zobrazen původní a upravený MKP model.



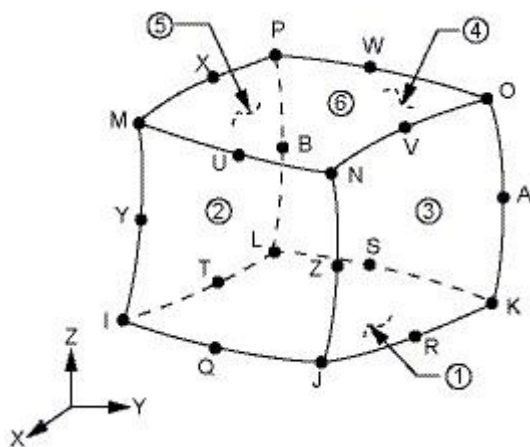
Obr. 47) Rozdíl mezi původním a upraveným modelem pro MKP

10.3 Tvorba sítě

Před tvorbou sítě byl vytvořen geometrický model v programu Autodesk Inventor 2016, který opisuje tvar konstrukce. Model pak poslouží jako podklad pro vytvoření sítě. MKP síť má velký dopad na konečný výsledek výpočtu.

10.3.1 Typ elementu

Je třeba zvolit vhodný typ elementu. Mezi základní typy patří konečný prvek prutový, skořepinový, stěnový a prostorový. Pro tvorbu sítě byl zvolen element SOLID 186 (obr. 48). Je to 20 - uzlový prvek se třemi stupni volnosti v každém uzlu – posuvy x, y a z. Jeho kvadratické chování zajišťují uzly ve středu hran.



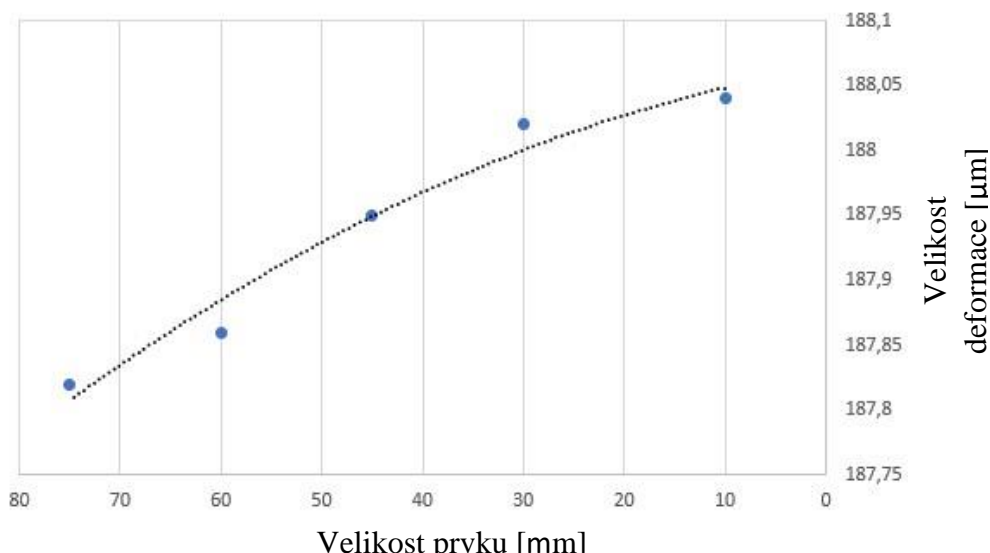
Obr. 48) Element sítě SOLID 186 [22]

10.3.2 Velikost prvku sítě

Velikost prvku má na konečný výsledek značný vliv. Příliš malý prvek neúměrně prodlužuje délku výpočtu, a naopak příliš velký prvek pak způsobuje nepřesnost konečného výsledku. Vhodnou velikost prvku sítě jsem ověřil konvergencí výpočtu pro různé velikosti prvku sítě. Výsledky a grafické znázornění jsou uvedeny na tab. 40 a obr. 49.

Tab 40) Hodnoty deformací pro určení velikosti prvku sítě

Délka elementu [mm]	Maximální deformace [μm]
10	188,04
30	188,02
45	187,95
60	187,86
75	187,82



Obr. 49) Závislost deformace na velikosti prvku sítě

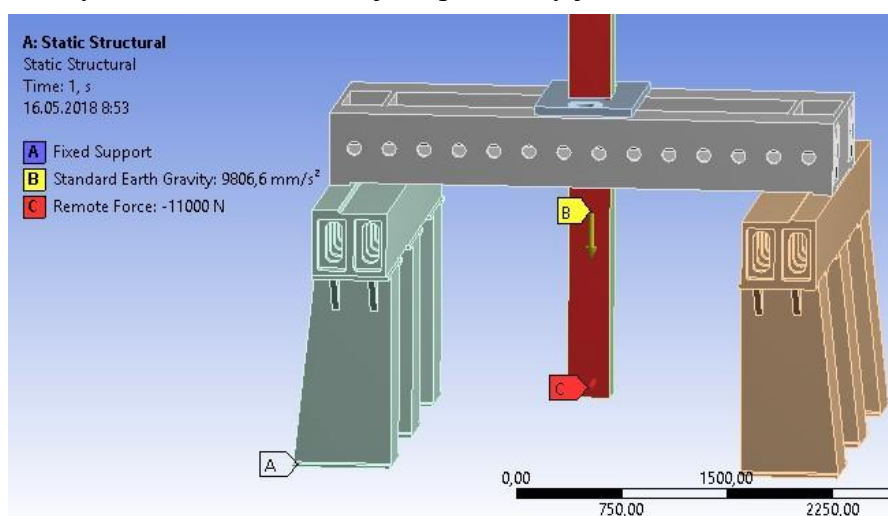
Z grafu je možno vypočítat, že se zmenšující se velikostí prvku sítě začíná křivka konvergovat k reálné hodnotě deformace. Jako velikost prvku pro následný výpočet jsem zvolil velikost 25 mm.

10.4 Statická analýza rámu stroje

V této kapitole bude popsán postup tvorby výpočtového modelu v programu Ansys Workbench 18.1 a v poslední podkapitole bude uvedena konečná statická tuhost rámu stroje. Výpočty byly provedeny jako statické. Zdrojem informací mi byla přímo technická podpora Ansys [22].

10.4.1 Vazby a zatížení

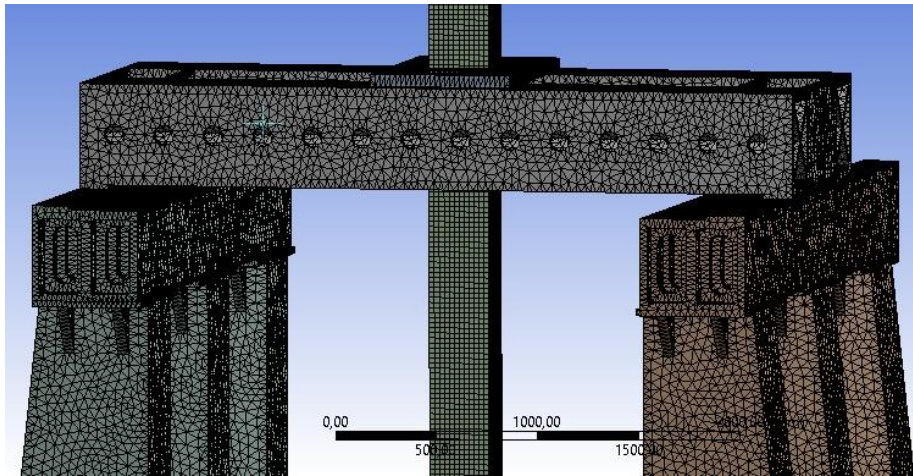
Rám byl zavazben pevnou vazbou na dolní ploše sloupů, to představuje uchycení stroje k základu. Zatížen rámu mělo dvě složky, jedna z nich je hmotnostní. To je zatížení vlastní vahou a ta druhá je od obrábění. Tam byla brána v úvahu největší síla vyvolaná obráběním při délce vyložení smykadla 1600 mm. Okrajové podmínky je možno vidět na obr. 50.



Obr. 50) Okrajové podmínky modelu

10.4.2 Síť

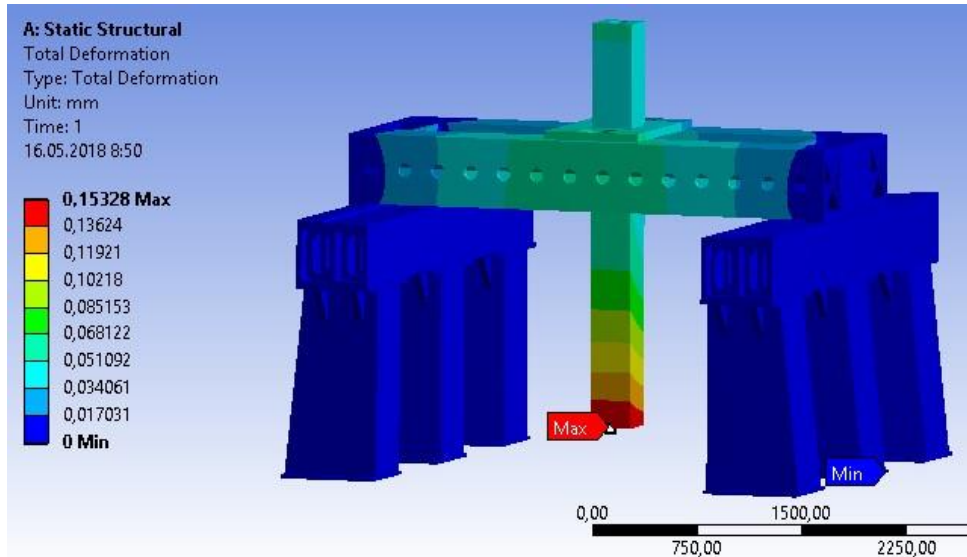
U tvorby sítě byla zadána pouze velikost prvku vyhodnocená v kapitole 10.3. Vytvořená síť nevykazovala známky špatné kontinuity či nenávaznosti. Pohled na ni je vidět na obr. 51.



Obr. 51) Vytvořená síť

10.4.3 Výsledky výpočtů

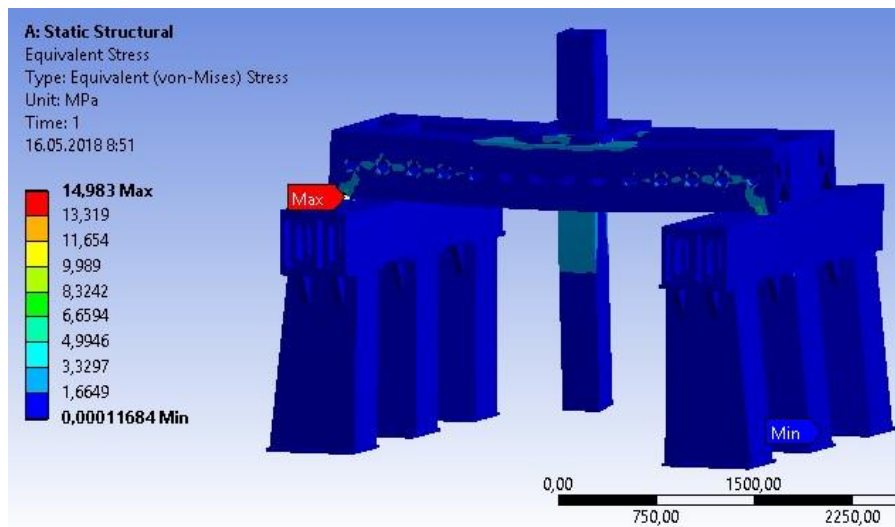
Zjištění výsledků výpočtu nám dále poslouží k výpočtu celkové statické tuhosti konstrukce. Zjišťované hodnoty jsou velikost posunutí na konci smykadla, které má pak přímý vliv na přesnost stroje a napětí (von Mises), které nám ukazuje koncentrace napětí a odhaluje nebezpečná či kritická místa konstrukce. Na obr. 52 je deformace smykadla při hrubovacích operacích a zatížení 11 kN.



Obr. 52) Deformace příčnicku

Výsledná deformace na konci smykadla je 0,15 mm, což při hrubovacích operacích, kdy není kladena taková náročnost na přesnost obrobění, je příznivý výsledek. Při dokončovacích operacích, kdy průřez odebírané třísky je mnohonásobně menší, je deformace smykadla 0,048 mm.

Maximální napětí, kterého bylo při hrubovacích operacích dosaženo, je 14,98 MPa. Toto napětí se nachází na místě dotyku příčnicku a skříně stěny. Tedy tam, kde bude přenášet zatížení lineární vedení. Je tedy pravděpodobně, že v tomto místě nebude takových hodnot dosaženo.



Obr. 53) Napětí dle von Mises

Celková statická tuhost konstrukce:

$$k = \frac{F}{y} = \frac{11\,000}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 7,3 \cdot 10^7 \text{ N/m} \quad (28)$$

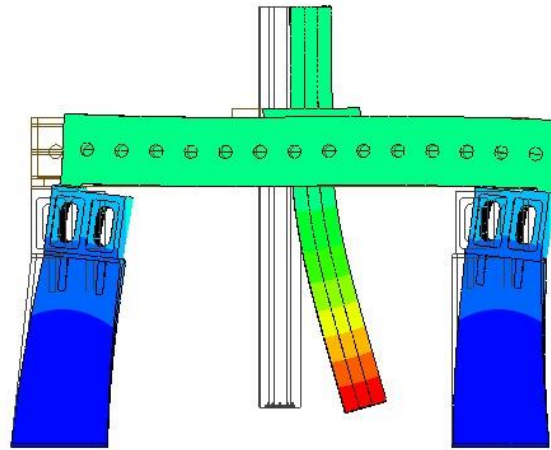
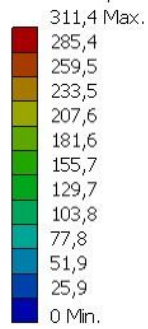
kde F je zatěžující síla [N] a y je maximální deformace [m].

Z pohledu statické tuhosti konstrukce je navrhovaný rám více než dostačující.

10.5 Modální analýza

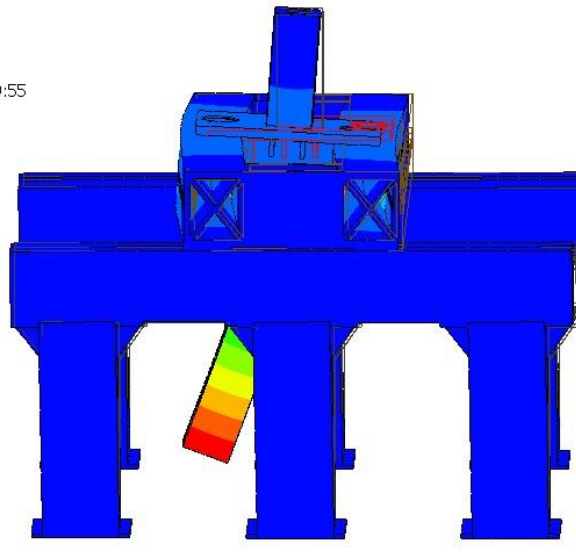
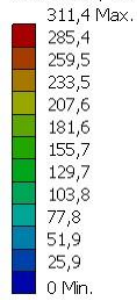
Při využívání numerických výpočtů při konstrukci rámu obráběcích strojů se snažíme nalézt takové řešení, které vykazuje vyšší statickou a dynamickou tuhost. S dynamickou tuhostí stroje je spojeno i nalezení vlastních frekvencí stroje. Ty nám můžou ukázat místa maximální přetvoření při daném vlastním tvaru, což vytváří prostor pro další úpravy rámu. Na obr. 54-56 jsou první 3 vlastní frekvence rámu. Je nežádoucí, aby došlo k rezonanci stroje při těchto frekvencích. Výpočet byl pouze hmotnostní a model nebyl zatížen žádným silovým působením. Byl pouze vetknut jako v případě předchozí analýzy.

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
15.05.2018, 22:49:30



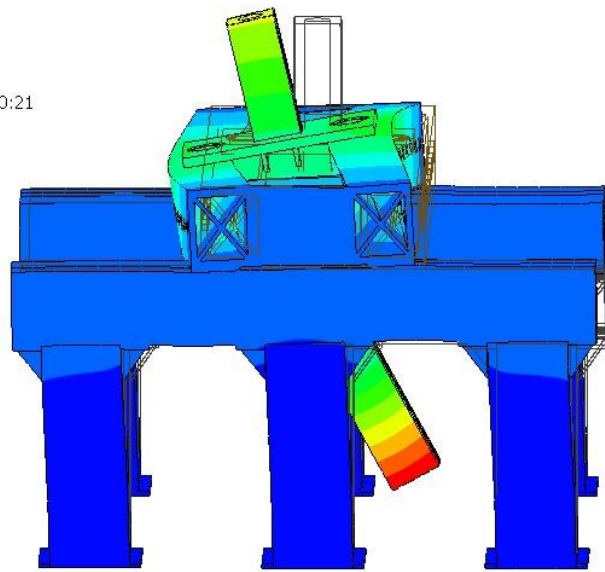
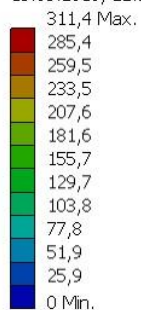
Obr. 54) $f_1 = 61,79 \text{ Hz}$

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
15.05.2018, 22:49:55



Obr. 55) $f_2 = 67,28 \text{ Hz}$

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
15.05.2018, 22:50:21



Obr. 56) $f_3 = 79,05 \text{ Hz}$

Zde jsou zobrazeny jen první 3 základní tvary – náklon v osách x, y a první torzní tvar. Další vlastní frekvence budou graficky znázorněny v příloze 4 a dále uvedu jen hodnoty dalších frekvencí:

- $f_4 = 82,92 \text{ Hz}$
- $f_5 = 87,12 \text{ Hz}$
- $f_6 = 116,85 \text{ Hz}$
- $f_7 = 143,05 \text{ Hz}$
- $f_8 = 167,05 \text{ Hz}$

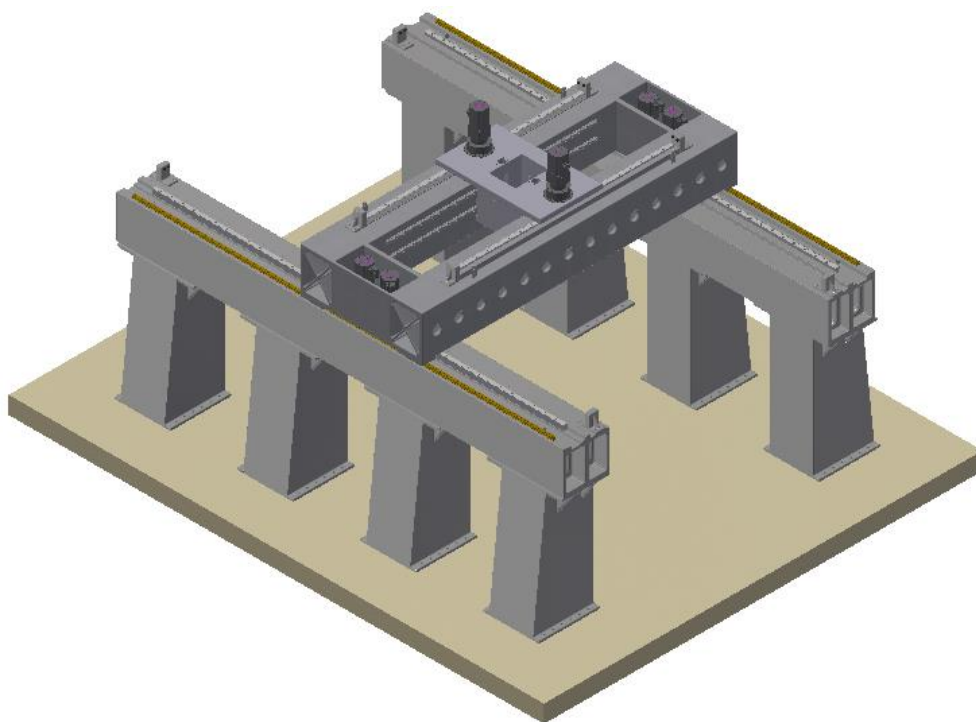
K zvýšení těchto hodnot vlastních frekvencí přispívá dobré uložení stroje na základ, vhodné vyžebrování kritických míst, a dnešní době i použití tlumících materiálů ve stavbě rámu.

11 ZÁVĚR

Začátek práce je věnován seznámení se s multifunkčními obráběcími centry jako takovými. Byl proveden rozbor a popis jednotlivých větví v jejich rozdělení.

Následnou analýzou trhu byla poskytnuta dostatečná opora pro návrh vhodné koncepce multifunkčního obráběcího centra. Návrh koncepce probíhal pomocí multikriteriální metody. Do té byly jako hlavní vstupy vybrány obráběcí centra jak pro výrobu rotačních, tak i nerotačních obrobků. Po zhodnocení všech vybraných obráběcích center pomocí této metody byla vyhodnocena z každé skupiny jedna varianta, která nejlépe odpovídala kritériím výběru. Kombinací těchto dvou variant vyšel jako vhodný koncept horní gantry se soustružnickým stolem. Tohle řešení poskytuje dostatečný prostor pro různé druhy obrobků a je také velmi vhodná pro stavebnicovou koncepci stroje. Nemalou výhodou poskytuje i pro řešení periferií, jako je automatická výměna nástrojů a palet.

Druhá polovina práce se zabývá konstrukčním návrhem rámu stroje. Návrh bočních stěn, příčnicku a saní vychází ze struktury horního gantry. Byly také navrženy pohony lineárních os X a Y. Navržená konstrukce byla následně podrobena MKP analýze pro zjištění míst, ve kterých je nedostatečně nadimenzována nebo naopak naddimenzována. Po následné optimalizaci byla vytvořena výkresová dokumentace. Na obr. 57 je vidět finální verze rámu.



Obr. 57) Konečná verze rámu

12 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] Rivett. Lathes [online]. 2000 [cit. 2018-03-1]. Dostupné z: <http://www.lathes.co.uk/rivettearly608/index.html>
- [3] DMG MORI: CTX gamma TC [online]., 1-50 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: http://media.dmgmori.com/media/epaper/ctx_tc_uk/index.html#0
- [4] OKUMA: Multus B300II [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.okuma.com/multus-b300ii>
- [5] ELHA-Maschinenbau: VTM [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.elha.de/en/machines/vertical-turn-milling-centers/>
- [6] DMG MORI [online]. duoBLOCK, 1-48 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://tr.dmgmori.com/blob/121550/4e3afabdad2ae850812e089c32ecfd0f/pm0uk15-dmu-60-160-p-fd-and-dmc-60-160-u-fd-db-pdf-data.pdf>
- [7] MAZAK: Integrex e-RAMTEC V/10 [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.mazakusa.com/machines/integrex-e-ramtec-v-10/>
- [8] Tajmac-ZPS. INFINITY řada. TAJMAC-ZPS. [Online] [cit. 2018-10-03] Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/cs/INFINITY>
- [9] DMG MORI: DMU Portal Series [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://en.dmgmori.com/products/machines/milling/5-axis-milling/dmu-portal>
- [10] TRIMILL: VU 3016 [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/produkty/vertikalni-obrabeci-centra/5osa-s-otocnym-stolem/vu-3016-1>
- [11] SANDVIK COROMANT: Materials [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/materials/workpiece_materials/iso_n_non_ferrous_materials/
- [12] HUMÁR, CSC., doc. Ing. Anton. *TECHNOLOGIE I: 1. část*. Brno, 2003. Studijní opory. VUT Brno.
- [13] HUMÁR, CSC., doc. Ing. Anton. *TECHNOLOGIE I: 2. část*. Brno, 2003. Studijní opory. VUT Brno.
- [14] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [15] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978/80/254/7980-3.
- [16] MM Spektrum [online] [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/statika-a-dynamika-obrabecich-stroju.html>
- [17] Special concrete. Framag [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.framag.com/en/products/base-frame/special-concrete-4695.html>
- [18] PTÁČEK, Luděk. *Nauka o materiálu II*. 2. opr. a rozš. vyd. Brno: CERM, 2002. ISBN. isbn80-7204-248-3.
- [19] HLUCHÝ, Miroslav, Jan KOLOUCH a Rudolf PAŇÁK. *Strojírenská technologie 2*. 2., upr. vyd. Praha: Scientia, 2001. ISBN isbn:80-7183-244-8.

- [20] *STOBER: HighForce ZTRS/ZTR/ZR* [online]., 1-181 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: https://www.rem-technik.cz/files/fck_userfiles/file/Stoeber/Stoeber_ZTRS_katalog_en.pdf
- [21] *HIWIN: Odměřování MAGIC* [online]., 1-36 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/cz/produkty/polohovaci-systemy-new/odmerovani/odmerovani-hiwin/162_magneticke-inkrementalni-odmerovani-hiwin-magic-pg
- [22] ANSYS 18.1 Product Help
- [23] Volba kuličkových šroubů [online]. 2008 [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/volba-kulickovych-sroubu.html>
- [24] REM-technik [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/prevodovky/prevodovky-pro-servomotory/ekonomicke-prevodovky-pe-se-sikmym-ozubenim-843.html>
- [25] ELUC [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/806>
- [26] PMI Linear Motion System [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/6865999-Obsah-linearni-vedeni-index-12-popis-jednotlivych-serii-1-charakteristiky-linearnich-vedeni-9-priklad-vypoctu-pmi-pmi-linearnich-vedeni.html>
- [27] *TOS Kuřim: ČKD SKDY* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/svisle-soustruhy-karusely/21-ckd-skdy>
- [28] *Haas: Stroje pro závitování a vrtání* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://int.haascnc.com/whatsnew-DM-1.asp?intLanguageCode=1029>

13 SEZNAM SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

13.1 Seznam tabulek

TAB 1) TECHNICKÉ PARAMETRY STROJŮ CTX GAMMA TC.....	22
TAB 2) TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE MULTUS B300II	23
TAB 3) TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE VTM 601 [5]	23
TAB 4) ZÁKLADNÍ PARAMETRY VYBRANÝCH STROJŮ ŘADY DMU [6]	24
TAB 5) ZÁKLADNÍ PARAMETRY VYBRANÝCH STROJŮ ŘADY INTEGREX E-RAMTEC [7]	25
TAB 6) ROZMĚROVÉ ŘADY PORTÁLOVÉHO OBRÁBĚCÍHO CENTRA INFINITY [8].....	26
TAB 7) ZÁKLADNÍ PARAMETRY VYBRANÝCH STROJŮ ŘADY DMU PORTAL [9].....	27
TAB 8) ZÁKLADNÍ PARAMETRY VYBRANÝCH STROJŮ ŘADY VU [10]..	28
TAB 9) ORIENTAČNÍ ROZDĚLENÍ ROZMĚROVÝCH ŘAD OBROBKŮ	29
TAB 10) VYBRANÉ KONSTRUKČNÍ VARIANTY	30
TAB 11) <i>SROVNÁVACÍ KRITÉRIA S TENDENCÍ ZMĚNY</i>	31
TAB 12) <i>PÁROVÉ POROVNÁNÍ PARAMETRŮ</i>	31
TAB 13) <i>KVANTIFIKOVANÁ POROVNÁVACÍ MATICE</i>	32
TAB 14) <i>POŘADÍ NAVRHOVANÝCH VARIANT PRO ROTAČNÍ OBROBKY Z TECHNICKÉHO HLEDISKA</i>	33
TAB 15) <i>POŘADÍ NAVRHOVANÝCH VARIANT PRO NEROTAČNÍ OBROBKY Z TECHNICKÉHO HLEDISKA</i>	34
TAB 16) KONEČNÉ POŘADÍ PODLE METODY PATTERN	35
TAB 17) ROZMĚROVÉ ŘADY NAVRHOVANÉHO STROJE	44
TAB 18) ŘEZNÉ PODMÍNKY PŘI SOUSTRUŽENÍ PRO RŮZNÉ DRUHY MATERIÁLŮ	46
TAB 19) ŘEZNÉ PODMÍNKY PŘI FRÉZOVÁNÍ PRO RŮZNÉ DRUHY MATERIÁLŮ	47
TAB 20) ŘEZNÉ PODMÍNKY PŘI VRTÁNÍ PRO RŮZNÉ DRUHY MATERIÁLŮ	48
TAB 21) VLIV FYZIKÁLNÍCH VLASTNOSTÍ NA PROVOZNÍ VLASTNOSTI STROJE [14].....	50
HODNÍM.....	51
TAB 22) VÝHODY A NEVÝHODY POUŽITÍ LITIN PŘI STAVBĚ OS [15].....	53
TAB 23) VÝHODY A NEVÝHODY POUŽITÍ OCELI NA ODLITKY PŘI STAVBĚ OS [15].....	54

TAB 24) VÝHODY A NEVÝHODY SVAŘOVANÝM OCELOVÝCH RÁMŮ [15]	54
TAB 25) VÝHODY A NEVÝHODY KERAMIKY NA BÁZI AL A SI [15]	55
TAB 26) VÝHODY A NEVÝHODY SOUČÁSTÍ Z PŘÍRODNÍ ŽULY [15]	56
TAB 27) VÝHODY A NEVÝHODY SOUČÁSTÍ Z POLYMERBETONU [15]	56
TAB 28) VÝHODY A NEVÝHODY VLÁKNOVÝCH KOMPOZITŮ S UHLÍKOVÝCH VLÁKEN [15]	56
TAB 29) VÝHODY A NEVÝHODY HYBRIDNÍCH STRUKTUR MATERIÁLŮ [15]	57
TAB 30) SROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH MATERIÁLOVÝCH VELIČIN	57
TAB 31) VSTUPNÍ HODNOTY	60
TAB 32) HODNOTY PRO VÝPOČET POHONU OSY X	66
TAB 33) PASTOREK ZTR 516S	67
TAB 34) PARAMETRY PŘEVODOVKY STOBER	67
TAB 35) PARAMETRY MOTORU	68
TAB 36) PARAMETRY ZVOLENÉHO MOTORU	69
TAB 37) PARAMETRY PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	69
TAB 38) PARAMETRY PASTORKU	69
TAB 39) HODNOTY PRO VÝPOČET ŽIVOTNOSTI VOZÍKU ŘADY RGW	70
TAB 40) HODNOTY DEFORMACÍ PRO URČENÍ VELIKOSTI PRVKU SÍTĚ	74

13.2 Seznam obrázků

OBR. 1) SOUSTRUH RIVETT 8'' PRECISION [2]	15
OBR. 2) DŘEVĚNÝ MODEL STROJE MCSY A SCHÉMA JEHO KINEMATIKY [1]	16
OBR. 3) ROZDĚLENÍ MULTIFUNKČNÍCH OBRÁBĚCÍCH CENTER [1]	17
OBR. 4) CTX GAMMA TC	21
OBR. 5) MULTUS B300II [4]	22
OBR. 6) ELHA – VTM 601 [5]	23
OBR. 7) DMU 80P/FD DUOBLOCK [6]	24
OBR. 8) MAZAK INTEGRIX E-RAMTEC V/10 [7]	25
OBR. 9) KONSTRUKCE STROJE INFINITY OD FIRMY TAJMAC-ZPS [8]	26
OBR. 10) PORTÁLOVÁ OBRÁBĚCÍ CENTRA DMU 210FD, 270FD, 340FD PORTAL [9]	26
OBR. 11) A) TRIMILL VU 3016 B) PŘÍČNÍKOVÁ KONSTRUKCE FIRMY TRIMILL [10]	27
OBR. 12) VYBRANÉ VARIANTY – VLEVO HORNÍ GANTRY S OTOČNÝM STOLEM, VPRAVO SVISLÝ SOUSTRUH S JEDNÍM SUPPORTEM	35

OBR. 13) SMYKADLO, VŘETENO, POHON OSY X,Z STROJE ELHA VTM [5]	37
OBR. 14) KOMBINACE SOUSTRUŽNICKÉHO A PEVNÉHO STOLU, TOS KUŘIM [27]	38
OBR. 15) AVN – VPRAVO ŘETĚZOVÝ ZÁSOBNÍK OD FIRMY AITEK, VLEVO ZÁSOBNÍK NÁSTROJŮ SE STACIONÁRNÍM ROBOTEM FIRMY SKODA MACHINE TOOL	39
OBR. 16) ODVOD TŘÍSEK POMOCÍ ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU [28]	39
OBR. 17) ROZDĚLENÍ LINEÁRNÍCH POSUVOVÝCH SOUSTAV [1]	40
OBR. 18) ŘEZ KULIČKOVÝM ŠROUBEM OD FIRMY SKF [23]	41
OBR. 19) POHON POMOCÍ PASTORKU A HŘEBENE [24]	41
OBR. 20) FYZIKÁLNÍ PRINCIP LINEÁRNÍHO MOTORU [25]	42
OBR. 21) ŘEZ VOZÍKEM NA PROFILOVÉM VEDENÍ [26]	43
OBR. 22) ROZDĚLENÍ MATERIÁLU DLE SKUPIN [11]	45
OBR. 23) ŘEZNÉ SÍLY A ODPORY PŘI PODÉLNÉM SOUSTRUŽENÍ [12]	45
OBR. 24) PRINCIP A SILOVÉ ZATÍŽENÍ PŘI NESOUSLEDNÉM A SOUSLEDNÉM FRÉZOVÁNÍ	46
OBR. 25) ROZLOŽENÍ SIL PŘI VRTÁNÍ NA STANDARTNÍM ŠROUBOVITÉM VRTÁKU [13]	47
OBR. 26) STRUKTURA RÁMU OBRÁBĚCÍHO STROJE [15]	49
OBR. 27) DRUHY STATICKÉ TUHOSTI [14]	50
OBR. 28) DEFINICE STATICKÉ TUHOSTI [14]	51
OBR. 29) PŘÍČINY VZNIKU KMITÁNÍ V OS [14]	52
OBR. 30) TEPLOTNÍ RUŠIVÉ VLIVY [14]	52
OBR. 31) ROZDĚLENÍ MATERIÁLŮ PRO STAVBU RÁMŮ OS	53
OBR. 32) VLEVO HYDROPOL V OCELOVÉM RÁMU; VPRAVO GRAF ZÁVISLOSTI FREKVENCE NA ČASE [17]	55
OBR. 33) VLIV HRANY NA STRUKTURU ODLITKU [19]	58
OBR. 34) ZÁKLADNÍ ROZMĚRY KONSTRUOVANÉHO STROJE	59
OBR. 35) OBECNÉ SCHÉMA PŘÍSTUPU K NÁVRHU NOSNÉHO RÁMU	60
OBR. 36) DVĚ VARIANTY BOČNÍCH STĚN – VLEVO VARIANTA SLOUPY A SKŘÍŇOVÝ NOSNÍK, VPRAVO VARIANTA STĚNY JAKO CELKU	61
OBR. 37) ŽEBROVÁNÍ – VLEVO SLOUP, UPROSTŘED 1. VARIANTA SKŘÍŇĚ, VPRAVO KONEČNÁ VARIANTA	61
OBR. 38) UKÁZKA TOLEROVÁNÍ PLOCH PRO KOLEJNICE	62
OBR. 39) DVĚ VARIANTY PŘÍČNÍKU – VLEVO VARIANTA BOX IN BOX, VPRAVO OTEVŘENÝ PŘÍČNÍK	62
OBR. 40) ULOŽENÍ MOTORU S PŘEVODOVKOU – 1) MOTOR, 2) VYMEZOVACÍ PODLOŽKA, 3) PASTOREK, 4) PŘEVODOVKA	63

OBR. 41) CELKOVÁ SESTAVA SANÍ.....	64
OBR. 42) HLAVNÍ ROZMĚRY SANÍ.....	64
OBR. 43) MAXIMÁLNÍ ROZMĚRY SMYKADLA	65
OBR. 44) ROZLOŽENÍ HMOTNOSTI PŘI VÝPOČTU POHONU PRO OSU X	65
OBR. 45) ROZLOŽENÍ ZATÍŽENÍ NA VOZÍKY: 1) PŘÍČNÍK, 2) SANĚ, 3) VOZÍK, F-POHYBUJÍCÍ SE SÍLA, M-ZATÍŽENÍ HMOTNOSTÍ	70
OBR. 46) PRINCIP LEPENÍ STUPNICE A MAGNETICKÉ INKREMENTÁLNÍ ODMĚŘOVÁNÍ [21]	72
OBR. 47) ROZDÍL MEZI PŮVODNÍM A UPRAVENÝM MODELEM PRO MKP73	
OBR. 48) ELEMENT SÍTĚ SOLID 186 [22]	74
OBR. 49) ZÁVISLOST DEFORMACE NA VELIKOSTI PRVKU SÍTĚ.....	75
OBR. 50) OKRAJOVÉ PODMÍNKY MODELU	75
OBR. 51) VYTVOŘENÁ SÍŤ	76
OBR. 52) DEFORMACE PŘÍČNÍKU	76
OBR. 53) NAPĚTÍ DLE VON MISES.....	77
OBR. 54) $F_1=61,79$ HZ.....	78
OBR. 55) $F_2=67,28$ HZ	78
OBR. 56) $F_3 =79,05$ HZ	78
OBR. 57) KONEČNÁ VERZE RÁMU.....	81

13.3 Seznam použitých symbolů

BHV _j	[-]	bodová hodnota významnosti pro každý parametr
k	[-]	celkový počet parametrů
q _j	[-]	váha významnosti
I _{jx}	[-]	index změny
H _{jx}	[-]	je číselné hodnocení volené hodnotitelem
H _{j, MAX}	[-]	je největší hodnota H _{jx} v řádku daného hodnotícího kritéria
H _{j, MIN}	[-]	je nejmenší hodnota H _{jx} v řádku daného hodnotícího kritéria
S _x	[-]	relativní úroveň
MOC	[-]	multifunkční obráběcí centrum
X, Y, Z	[-]	pohybové osy obráběcího centra
F _i	[N]	celková řezná síla
F _{ci}	[N]	řezná síla
F _{cNi}	[N]	kolmá řezná síla
F _{fi}	[N]	posuvová síla
F _{fNi}	[N]	kolmá posuvová síla
p	[$\mu\text{m} \cdot \text{N}^{-1}$]	poddajnost
s _s	[$\text{N} \cdot \text{mm}^{-3}$]	styková tuhost
F	[N]	osová síla při obrábění
v	[m/s]	rychlost posuvu
a	[m/s ²]	zrychlení soustavy

m_p	[kg]	hmotnost příčnicku
m_{ss}	[kg]	hmotnost saní se smykadlem
l_1	[mm]	vzdálenost mezi stěnami
P	[-]	součinitel předepnutí
f	[-]	tření v lineárním vedení
F_t	[N]	třecí síla
F_s	[N]	statická síla
F_a	[N]	síla potřebná ke zrychlení
F_{celk}	[N]	celková síla potřebná k pohonu soustavy
F_p	[N]	síla na jeden Master pastorek
z	[-]	počet zubů
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
m_1	[-]	modul ozubení pastorku
F_{pj}	[N]	jmenovitá síla na pastorku
F_{pmax}	[N]	doporučená maximální síla
d_r	[mm]	roztečný průměr pastorku
M_{pmax}	[N·m]	maximální doporučený přenášený moment
n_p	[min ⁻¹]	otáčky pastorku
J_p	[kg·m ²]	moment setrvačnosti na pastorcích
n_{pmax}	[min ⁻¹]	maximální otáčky
$n_{pnormal}$	[min ⁻¹]	průměrné otáčky
i	[-]	převodový poměr
$J_{př}$	[kg·m ²]	moment setrvačnosti převodovky
J_{mb}	[kg·m ²]	odhadovaný moment setrvačnosti motoru a brzd
M_p	[N·m]	moment na pastorku
M_m	[N·m]	moment na master motoru
M_{bp}	[N·m]	moment pro brždění motoru bez předepnutí
M_{bm}	[N·m]	moment pro brždění motoru bez předepnutí
n_{max}	[min ⁻¹]	maximální otáčky motoru
P_m	[kW]	výkon motoru v oblasti S1
M_{nom}	[N·m]	nominální moment motoru
M_{rozj}	[N·m]	rozjezdový moment
M_{max}	[N·m]	Maximální moment
J_m	[kg·m ²]	moment setrvačnosti motoru
m_m	[kg]	hmotnost motoru
m_b	[kg]	hmotnost brzdy
F_{dyn}	[N]	dynamické zatížení
F_z	[N]	zatížení jednoho vozíku
f_{s1}	[-]	statická konstrukční bezpečnost
f_h	[-]	faktor tvrdosti kolejnice
f_{tep}	[-]	faktor teploty
f_w	[-]	faktor zatížení pro normální zatížení
$L_{živ}$	[h]	dynamická životnost
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
k	[N/m]	celková statická tuhost
f_i	[Hz]	vlastní frekvence stroje
π	[-]	ludolfovo číslo
η	[-]	účinnost
α	[°]	úhel záběru
α_m	[rad·sec ⁻²]	úhlové zrychlení motoru

β	[°]	sklon zubů
μ	[-]	poissonovo číslo

14 SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 – Skupiny a materiály do nich patřící
- Příloha 2 – Výpočet pohonů lineárních os X a Y
- Příloha 3 – Výpočet lineárního vedení
- Příloha 4 – Vlastní frekvence rámu stroje
- Příloha 5 – Výkresová dokumentace
- Příloha 6 – Výběr dle metody PATTERN