



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY**

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

KONSTRUKCE JEDNOÚČELOVÉHO VRTACÍHO STROJE

DESIGN OF SINGLE-PURPOSE DRILL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ZDENĚK KULHÁNEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ TŮMA

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Zdeněk Kulhánek

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

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

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

Konstrukce jednoúčelového vrtacího stroje

v anglickém jazyce:

Design of single-purpose drill

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti konstrukce vrtacích strojů. Na základě této rešerše provede konstrukční návrh vlastního jednoúčelového stroje pro vrtání do litinového odlitku.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše v oblasti vrtacích strojů
- 2) Konstrukce jednoúčelového stroje, určeného pro vrtání konkrétního dílu

Seznam odborné literatury:

J. Marek a kol. Konstrukce CNC obráběcích strojů

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Tůma


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 23.11.2012

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

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

Abstrakt

Cílem této diplomové práce je návrh konstrukce jednoúčelového vrtacího stroje. Jednoúčelový vrtací stroj bude sloužit k obrábění litinového odlitku převodové skříně. V první části práce je provedena rešerše vrtacích strojů a jednoúčelových strojů, v druhé části následuje vlastní návrh jednoúčelového vrtacího stroje.

Klíčová slova

Víceřetenové vrtání, jednoúčelový vrtací stroj, polohovací jednotky, spodní stavba, pracovní jednotky, přídavné jednotky

Abstract

The aim of this thesis is the design single purpose drilling machine. Single purpose drilling machine will be used for machining cast iron gearbox. In the first part of the work is carried out literature search of drilling machines and single purpose machines, the second part follows a design single purpose drilling machine.

Keywords

Multi-spindle drilling, single purpose drilling machine, positioning units, substructure, work units, additional units



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bibliografická citace


KULHÁNEK, Z. *Konstrukce jednoúčelového vrtacího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 158 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Tůma.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Konstrukce jednoúčelového vrtacího stroje vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne:

.....
Jméno a příjmení diplomanta

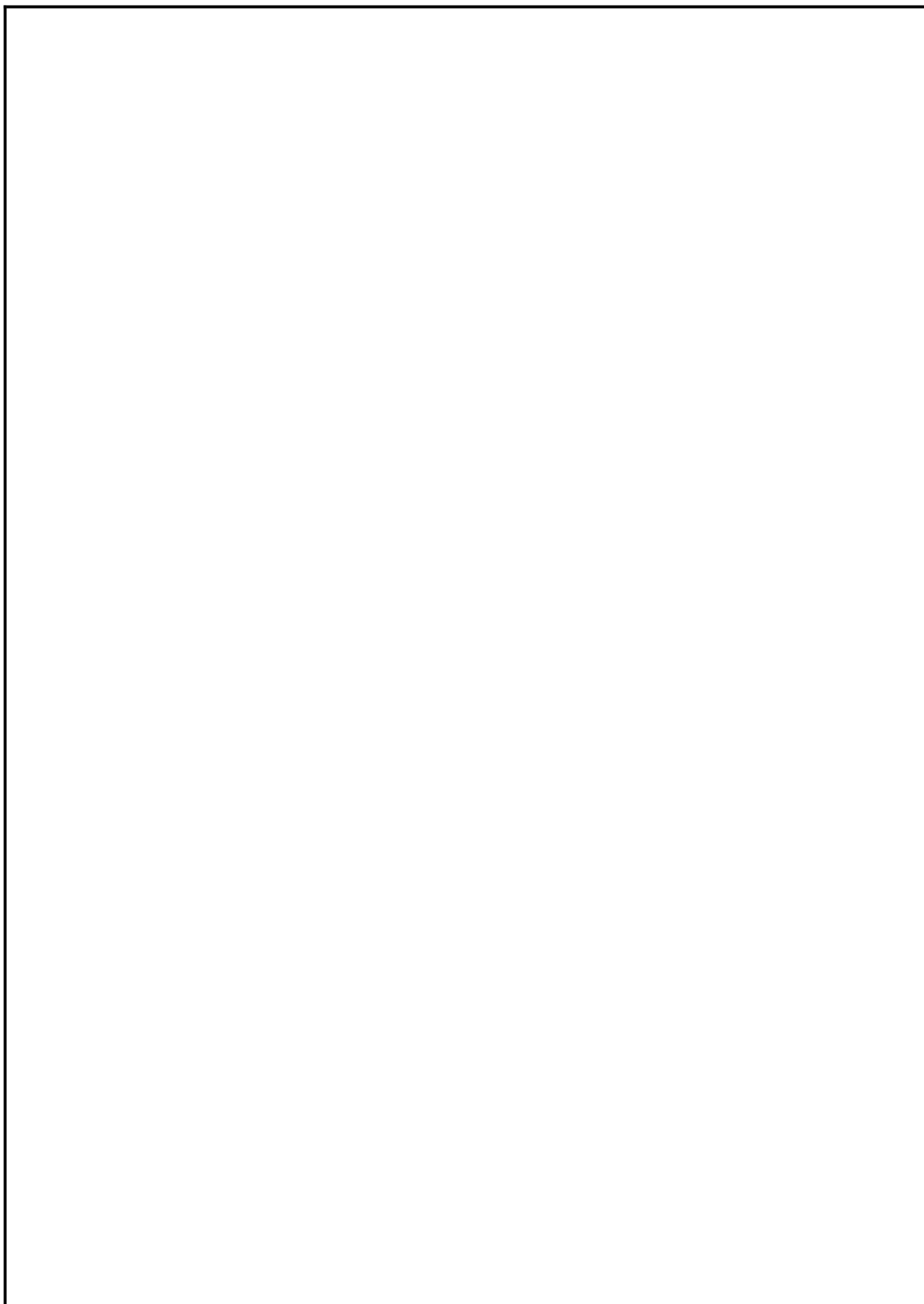
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Tůmovi za jeho odborné vedení a cenné rady, které mi byly během tvorby diplomové práce velmi prospěšné. Dále děkuji své rodině a přítelkyni za poskytnutí podpory při vypracování této diplomové práce.




DIPLOMOVÁ PRÁCE




Obsah

1. ÚVOD	14
2. FORMULACE PROBLÉMU A CÍLE ŘEŠENÍ	15
2.1. Upřesnění zadání.....	15
2.2. Cíle řešení	16
2.3. Skříň převodovky.....	16
3. REŠERŠE VRTACÍCH STROJŮ	18
3.1. Technologie vrtání	18
3.2. Technologie řezání závitu.....	19
3.3. Obráběcí stroje.....	20
3.4. Rozdělení vrtacích strojů	21
3.4.1. Stolní vrtačky	21
3.4.2. Sloupové vrtačky.....	24
3.4.3. Stojanové vrtačky.....	28
3.4.4. Radiální vrtačky	30
3.4.5. Speciální vrtačky	33
4. JEDNOÚČELOVÉ STROJE	42
4.1. Typy JÚS	42
4.1.1. JÚS s přímočarým polohovacím stolem.....	42
4.1.2. JÚS s otočným stolem kruhovým.....	43
4.1.3. JÚS se stolem mezikruhovým	44

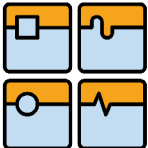
4.1.4.	JÚS s otočným bubnem čelním.....	45
4.1.5.	JÚS s otočným bubnem středovým.....	45
4.1.6.	Obráběcí linky.....	46
4.1.7.	Jednouúčelové stroje na trhu.....	47
4.2.	Skladba jednouúčelového stroje.....	49
4.3.	Spodní stavba.....	49
4.3.1.	Všeobecně platné požadavky.....	49
4.3.2.	Materiály ráků.....	50
4.4.	Pracovní jednotky.....	51
4.4.1.	Pinolové a saňové pracovní jednotky.....	51
4.4.2.	Požadavky na vřetena obráběcích strojů.....	53
4.4.3.	Operační hlavy.....	54
4.5.	Polohovací jednotky.....	56
4.5.1.	Obecné požadavky na polohovací jednotky.....	56
4.5.2.	Přímočarý stůl polohovací.....	57
4.5.3.	Stůl otočný mezikruhový.....	57
4.5.4.	Stůl otočný kruhový.....	58
4.5.5.	Upínání obrobku na JÚS.....	59
4.5.6.	Výměna obrobku.....	60
4.6.	Přídavné jednotky.....	64
4.6.1.	Měření u JÚS.....	64
4.6.2.	Kontrola.....	65
4.6.3.	Doprava a manipulace.....	65
4.6.4.	Chlazení u JÚS.....	66
4.6.5.	Odvod třísek.....	67
4.6.6.	Mazání JÚS.....	69
4.6.7.	Řízení.....	69

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

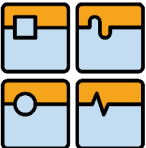
5. ANALÝZA PROBLÉMU A VOLBA ŘEŠENÍ	70
6. KONSTRUKCE HLAVNÍCH ČÁSTÍ STROJE	71
6.1. Návrh možných variant řešení.....	71
6.1.1. Varianta řešení č. 1	71
6.1.2. Varianta řešení č.2	72
6.1.3. Varianta řešení č.3	74
6.1.4. Výběr varianty řešení	75
6.2. Volba nástrojů.....	75
6.2.1. Nástroje pro vrtání.....	76
6.2.2. Nástroje pro závitování	76
6.3. Výpočet řezných sil	77
6.3.1. Řezné síly při závitování	77
6.3.2. Řezné síly při vrtání	79
6.3.3. Volba vícevřetenových hlav	80
6.3.4. Výpočet času pro operaci vrtání a závitování	81
6.4. Stanovení taktu stroje.....	83
6.5. Zhodnocení spolehlivosti upnutí obrobku a silového zatížení v jednotlivých pracovních polohách.....	86
6.6. Konstrukce posuvové jednotky.....	88
6.6.1. Volba kuličkového šroubu a jeho kontrolní výpočet.....	89
6.6.2. Energetický řetěz	94
6.6.3. Brzda	95
6.6.4. Koncové dorazy a snímače.....	95
6.6.5. Krytování.....	95
6.6.6. Upínače palety	96
6.6.7. Lineární odměřování polohy	97
6.6.8. Zástavbový rám	98

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

6.6.9.	Lineární vedení.....	99
6.6.10.	Volba pohonu	105
6.6.11.	Návrh motoru z kinematického hlediska.....	107
6.6.12.	Návrh motoru z dynamického hlediska.....	108
6.6.13.	Spojka.....	109
6.6.14.	Zpevňování v pracovní poloze	110
6.7.	Rám stroje	111
6.8.	Návrh přesunu pracovních jednotek	112
6.9.	Konstrukce pracovní jednotky	112
6.9.1.	Volba posuvu pracovních jednotek do řezu	113
6.9.2.	Volba pohonů pro pracovní jednotky a výpočet řemene.....	114
6.9.3.	Volba optimální vzdálenosti ložisek	116
6.9.4.	Výpočet ložisek	117
6.9.5.	Volba pracovní jednotky pro závitování	125
6.10.	Návrh třískového hospodářství stroje.....	126
	Volba mazání stroje	128
6.11.	Volba filtrace pro navrhovaný JÚS	129
7.	SEZNAM BEZPEČNOSTNÍCH RIZIK	130
8.	POPIS FUNKCE STROJE	133
9.	PARAMETRY NAVRŽENÉHO STROJE A MODEL STROJE	134
10.	IMPLEMENTACE VÝSLEDKU ŘEŠENÍ A NÁMĚTY NA DALŠÍ ŘEŠENÍ	136
11.	ZÁVĚR	137

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 13
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

12.	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	139
13.	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	145
14.	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	153
15.	SEZNAM TABULEK	157
16.	PŘÍLOHY	158

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1. ÚVOD

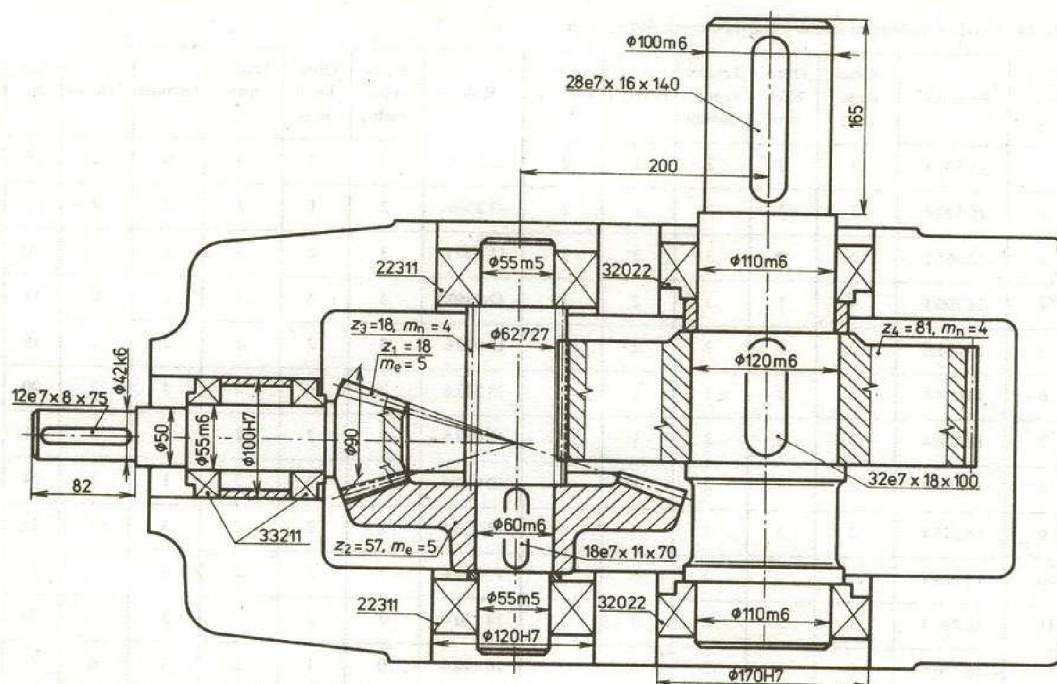
Téma diplomové práce jsem si vybral zejména proto, že se zajímám o stavbu strojů a zkušenosti nabyté při vypracování této práce mi rozšíří moje vědomosti. Hlavním cílem mé diplomové práce je navrhnout jednoúčelový vrtací stroj. Jednoúčelové vrtací stroje nacházejí uplatnění v aplikacích v sériové výrobě, kde je třeba na obrobku zhotovit více děr. Použitím víceřetenových hlav a obráběním z více stran najednou lze docílit velkého zvýšení produktivity. Zvláště v kombinaci s použitím automatické výměny obrobku dochází ke snížení strojních časů, jak hlavních, tak i vedlejších. Jednoúčelový stroj je konstruován přímo pro obrábění konkrétního dílu, a proto je problematická přestavba při změně výroby. Při návrhu takového stroje je třeba systémový přístup. Jednoúčelové stroje bývají řešeny stavebnicově, kdy jednotlivé uzly (polohovací jednotky, pracovní jednotky, přídatné jednotky a spodní stavba) jsou řešeny samostatně a poté se sestaví v jeden funkční celek. Významnou roli hraje výsledná cena stroje, protože v dnešní době je tendence firem pořídit stroj, u kterého se investice vrátí do určitého času (nejčastěji 1 rok).



2. FORMULACE PROBLÉMU A CÍLE ŘEŠENÍ

2.1. Upřesnění zadání

Zadáním této práce je zpracovat rešerši v oblasti vrtacích strojů a dále stručnou rešerši ve stavbě jednoúčelových strojů. V druhé části práce bude úkolem navrhnout jednoúčelový stroj pro vrtání litinového odlitku převodové skříně (Obr. 2.1). Tento odlitek je nutné vymodelovat na základě poskytnutých podkladů, chybějící rozměry je nutné zvolit. U odlitku budou obráběny otvory pro přišroubování vík. Tolerance posunutí středu roztečné kružnice, na které leží otvory pro přišroubování vík, od osy díry pro uložení ložisek musí být maximálně 0,1 mm. Čas obrobení součásti by měl být menší než 1 minuta. Dalším úkolem je vypracovat model navržených částí a celkový model stroje.



Obr. 2.1 Rozměry zadané převodové skříně

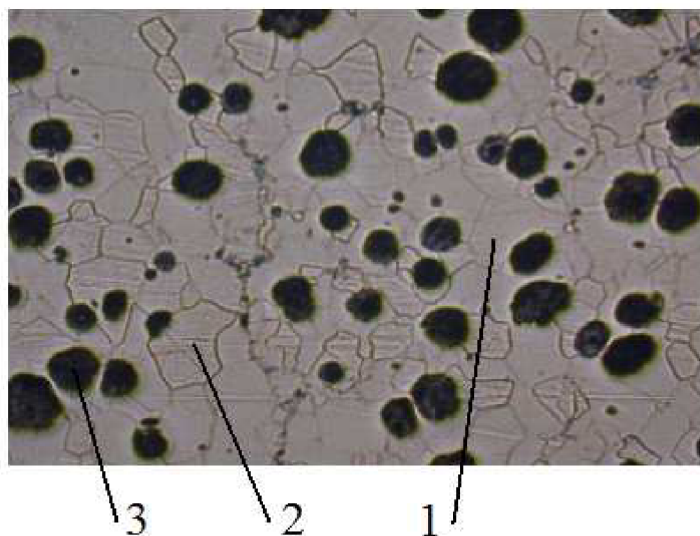


2.2. Cíle řešení


Prvním cílem je vypracování rešeršní části. Rešerše bude zaměřena na konstrukci vrtacích strojů a současnou nabídku trhu. Část rešerše bude také věnována konstrukci jednoúčelových strojů. Dalším cílem je konstrukční návrh hlavních částí jednoúčelového vrtacího stroje pro obrábění odlitku převodové skříně. Konstrukční návrh musí být proveden s ohledem na to, aby byly dodrženy požadavky na přesnost. Dále je nutno stroj navrhnout tak, aby celkový čas obrábění součásti byl co nejnižší. Maximální čas obrobení součásti je 1 minuta. Posledním cílem bude vypracování 3D modelu stroje, navržených částí a obrobku.

2.3. Skříň převodovky

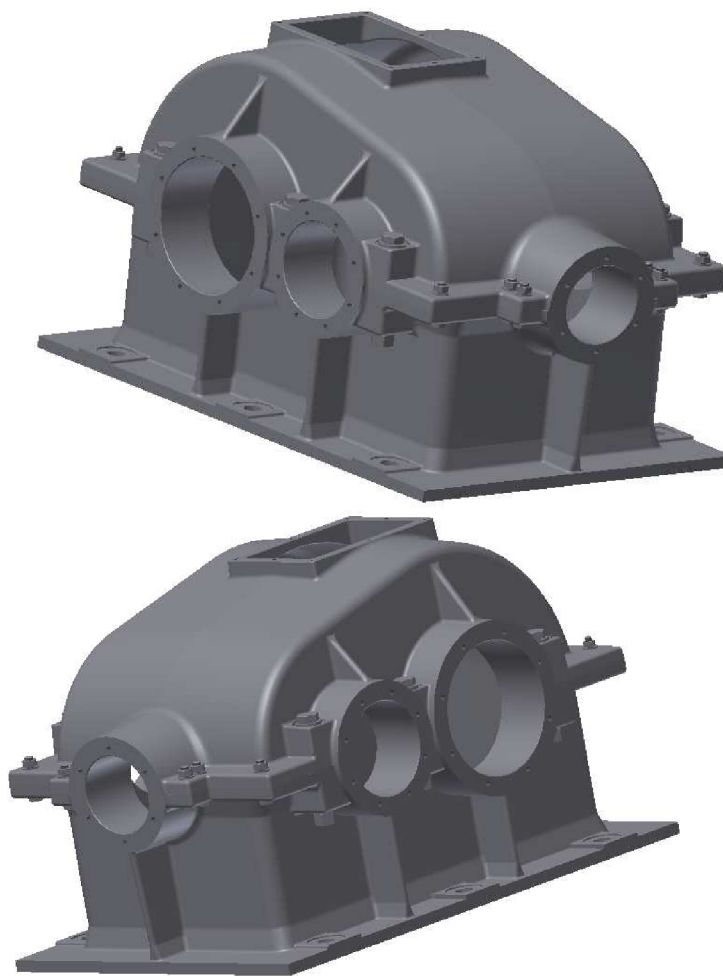
Převodovka slouží k realizaci mechanického převodu. Jsou zde kladeny vysoké nároky na účinnost převodů, která by měla být co nejvyšší. Proto je třeba volit vhodnou konstrukci převodové skříně a také vhodné materiály jednotlivých dílů a jejich obrobení a uložení v předepsaných tolerancích. Převodové skříně bývají svařovány z hutnických polotovarů, nebo odlévány, a poté jsou dále obráběny. Volba postupu výroby skříně záleží hlavně na vyráběném množství a také na technologických možnostech výrobce. Převodová skříň, pro kterou je v této práci navrhován jednoúčelový stroj, je odlita z litiny s kuličkovým grafitem s označením GJS400-15.



Obr. 2.2 Struktura litiny GJS400-15 (Zvětšeno 100x; Leptáno): 1 ferit, 2 perlit, 3 zrnitý grafit [69]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 17
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Litina GJS400-15 (Obr. 2.2) je vhodná pro odlitky s tloušťkou stěny 5 až 100 mm i více. Např. na součástky cestovních vozidel a polnohospodářských strojů, převodové a ložiskové skříně, řemenice, armatury a jiné dynamicky namáhané odlitky.[69] Obsahuje běžně do 15 % perlitu, při feritizačním žhání lze obsah perlitu snížit na 5%. Litina s kuličkovým grafitem má horší obrobiteľnosť než šedá litina nebo temperovaná. Litiny s kuličkovým grafitem tvoří plynulou třísku. Dle rozměrů na sestavě převodové skříně (Obr. 2.1) byl vymodelován odlitek převodové skříně (Obr. 2.3). Skříň byla vymodelována dle doporučených rozměrů pro odlévané skříně (příloha na CD). Některé rádiusy a úkosy se mi nepodařilo na součásti vymodelovat, protože zvolený 3D software takto složité úlohy nedokázal vyřešit.



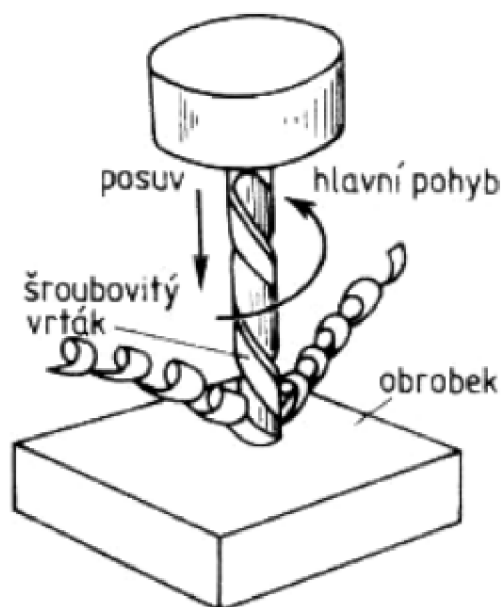
Obr. 2.3 Vypracovaný model skříně



3. REŠERŠE VRTACÍCH STROJŮ

3.1. Technologie vrtání


Vrtání (Obr. 3.1) je výrobní metoda, kterou se zhotovují díry zcela nebo se zvětšují předvrtané díry. Hlavní pohyb je rotační a koná ho obvykle nástroj (vrták). Osa nástroje bývá obvykle kolmá k obráběné ploše, na které vstupuje nástroj do materiálu. Vedlejší pohyb (posuvový) vykonává nástroj ve směru své osy. [12]



Obr. 3.1 Princip technologie vrtání [57]

Technologie vrtání dále zahrnuje vystružování, vyhrubování a zahlubování. Vyhrubování a vystružování se používá pro zpřesnění vyvrtané díry. Zahlubováním se upravují konce děr a přilehlé plochy. Mezi charakteristické vlastnosti nástrojů na obrábění otvorů je, že řezná rychlost se podle hlavního ostří od obvodu směrem ke středu nástroje zmenšuje (v ose nástroje dosahuje nulové hodnoty). Hodnoty řezné rychlosti v_c , posuvové rychlosti v_f a rychlosti řezného pohybu v_e , lze určit z těchto vztahů: [12]

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \left[\frac{m}{min} \right] \quad (1)$$

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

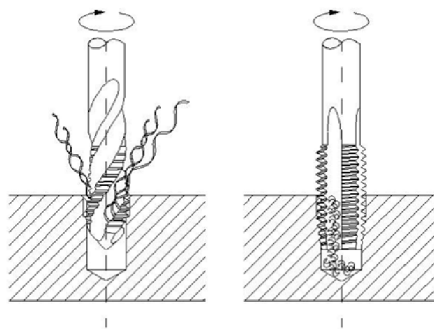
$$V_f = f \cdot n \left[\frac{mm}{min} \right] \quad (2)$$

$$V_e = \sqrt{V_c^2 + V_f^2} \left[\frac{m}{min} \right] \quad (3)$$

Výpočet strojního času a sil při vrtání bude uveden až při konstrukčním výpočtu stroje.

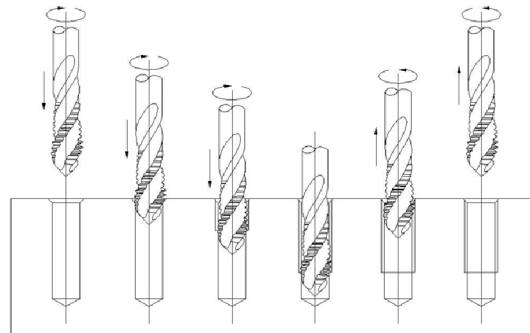
3.2. Technologie řezání závitu

Závity patří mezi důležité konstrukčně – technologické prvky, které se vyskytují na mnoha součástech, kde zajišťují různé funkce. Tyto funkce lze rozdělit na funkce spojovací a pohybové. Velmi často mají závity rozhodující vliv na správnou funkci výrobku, proto jsou na ně kladeny požadavky na vysokou přesnost a jakost [12]. Z technologického hlediska se výroba závitů rozděluje na výrobu vnějších a vnitřních závitů. Závity se obrábějí soustružením, frézováním, přesné závity jsou broušeny nebo lapovány. Dále je závity možno řezat pomocí strojních závitníků, závitových čelistí, závitových hlav nebo tvárů pomocí tvářecích závitníků.[30] Pro zhotovení závitů u navrhovaného jednoúčelového stroje budou pro obrábění použity strojní závitníky pro neprůchozí díry. Pro zhotovení závitů do neprůchozích děr lze využít strojních závitníků s přímými nebo šroubovitými drážkami (Obr. 3.2).



Obr. 3.2 Typy strojních závitníků: vlevo s šroubovitými drážkami, vpravo s přímými drážkami [30]

Kinematika procesu výroby závitu strojním závitníkem u neprůchozí díry je znázorněna na obrázku (Obr. 3.3). Hlavní řezný pohyb je otáčivý a koná ho nástroj, zároveň dochází k posuvu ve směru osy otáčení (vedlejší pohyb).



Obr. 3.3 Závítování (kinematika procesu) [30]

3.3. Obráběcí stroje

Obráběcí stroje využívané pro technologie třískového obrábění lze rozdělit na tři velké kategorie [3]:

Mnohúčelové obráběcí stroje


Používají se pro malé počty vyráběných součástí. Vyznačují se vysokou pružností, díky tomu mají mnohostranné využití.

Víceúčelové obráběcí stroje

Jsou používány pro středně velké počty vyráběných kusů. Jsou charakteristické možností rychlého seřízení na nový program.

Jednoúčelové obráběcí stroje

Jsou používány pro velké počty obráběných součástí. Podmínky pro výkonné obrábění vytváří seřízení na jeden nebo několik málo (2-4) pracovních programů.

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

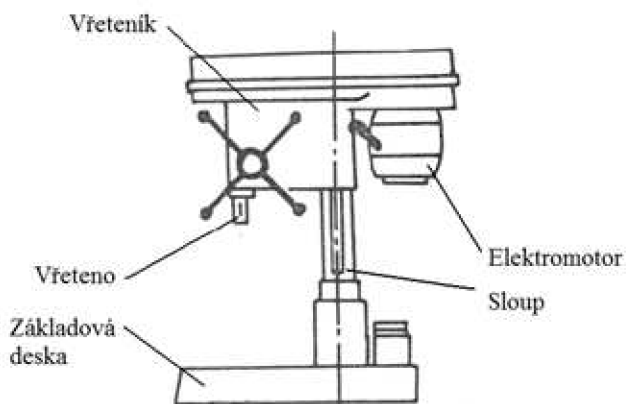
3.4. Rozdělení vrtacích strojů

Dle konstrukce dělíme vrtací stroje [1]:

- Stolní
- Sloupové
- Stojanové
- Radiální
- Speciální

3.4.1. Stolní vrtačky

Stolní vrtačky se používají pro vrtání otvorů do 20 mm, dále pro řezání závitů, vyhrubování, vystružování a zahlubování. Stavbou jsou velice jednoduché. Mezi hlavní části patří základová deska, sloup, vřeteník s vřetenem a elektromotor (Obr. 3.4). [1]



Obr. 3.4 Schéma stolní vrtačky [1]

Elektromotor zajišťuje pohon vřetene. Změna otáček je řešena vícestupňovými řemenicemi s klínovým řemenem, který se ručně přesouvá. Některé elektromotory umožňují přepínání počtu pólů, čímž lze dosáhnout rozšíření počtu stupňů otáček. Toho lze dosáhnout použitím frekvenčního měniče. Vřeteník s řemenicemi a elektromotor se posouvají na sloupu, všechny posuvy jsou řešeny jako ruční. Návrat vřetene do horní polohy je zajištěn šroubovitou pružinou. Na základové desce je umístěn pracovní stůl, na který lze upnout obrobek buď přímo, nebo je obrobek upnut do přípravku, který je upnut k pracovnímu stolu. Dále mohou být stolní vrtačky například vybaveny chlazením, reverzní hlavou pro řezání



závitů, automatickou spojku posuvu, která vypne posuv při zalomení nebo velkém otupení nástroje. V praxi se také používá uspořádání několika stolních vrtaček v řadě (Obr. 3.5), které mají společný stůl. Vrtaná součást se pak přesouvá pod jednotlivými vřeteny a provádí se různé vrtací operace (např. vrtání, zahlubování, závitování atd.). Toto uspořádání je vhodné v sériové výrobě menších jednoduchých součástí. [1]



Obr. 3.5 Stolní řadová vrtačka (HELTOS) [28]

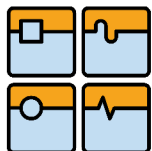
3.4.1.1. Stolní vrtačka V20B firmy Heltos

Firma Heltos a.s

Počátky firmy sahají do 30. let 20. století, kdy v Slavonicích vznikla firma na kovovýrobu. V roce 1972 došlo k přejmenování firmy na PKD Dačice, provozovna Slavonice a firma se plně zaměřila na výrobu a prodej vrtaček. V roce 1996 se po privatizaci firma přejmenovala na Heltos Slavonice a pokračuje dodnes ve výrobě a vývoji vrtacích strojů.

Stolní vrtačka V20B

Stolní vrtačka V20B (Obr. 3.6) je určena pro vrtání, vystružování a řezání závitů s reverzační hlavou v kusové a sériové výrobě. Základová deska je z litiny a sloup, na kterém je uložen otočně vřeteník, je ocelový. Vřetenno je poháněno elektromotorem přes vložený řemenový převod. Stroj je vybaven automatickou spojku posuvu, která při nadměrné otupení nebo zalomení nástroje vypne posuv. Vřetenno je uloženo ve valivých ložiscích a do horní polohy je vráceno pružinou. Všechny pohyblivé díly jsou mazány pomocí oběhu s cirkulačním šnekovým čerpadlem. Dále má stroj přívod chladicí kapaliny do řezu, která cirkuluje v uzavřeném obvodu pomocí čerpadla. Parametry vrtačky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 3.1). [24]



Obr. 3.6 Stolní vrtačka V20B (HELTOS) [24]

Parametr	Rozměr	Jednotka
Max. průměr vrtání do oceli 600 MPa	20	mm
Vrtací hloubka	160	mm
Ukazatel hloubky vrtání	stupnice	-
Rozměry upínací plochy	280x355	mm
Max./Min. vzdálenost konce vřetena od upínací plochy stolu	500/150	mm
Vyložení vřeteníku	250	mm
Výškové nastavení vřeteníku	ozubeným hřebenem	-
Svislý pohyb vřeteníku	350	mm
Kužel ve vřetenu	3	Morse
Max. zdvih pinoly s vřetenem	350	mm
Počet stupňů otáček vřetena / Počet stupňů posuvů	15/4	-
Otáčky vřetena	71-2800	min ⁻¹
Rozsah posuvů	0,08-0,32	mm/ot
Max. axiální tlak na vřeteno	4000	N
Primární převod	klínový řemen	-

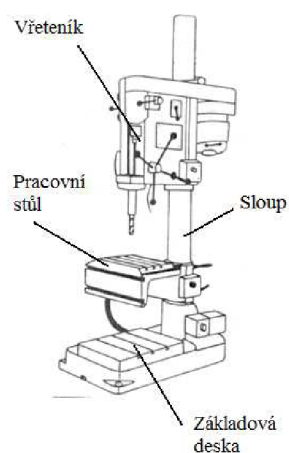


Výkon hlavního motoru	1,5	kW
Rozměry stroje – délka/šířka/výška	510 x 970 x 1345	mm
Hmotnost stroje včetně montážního příslušenství	440	kg

Tab. 3.1 Parametry stolní vrtačky V20B [24]

3.4.2. Sloupové vrtačky

Sloupové vrtačky jsou svou stavbou odvozeny z větších typů stolních vrtaček a používají se pro vrtání otvorů do 60 mm. Mezi jejich hlavní části patří základová deska, sloup, vřeteník a pracovní stůl (Obr. 3.7). Obrobek může být upnut přímo na pracovní stůl nebo do různých svěráků připevněných na pracovním stole. Změna otáček se provádí převodovkou, variátorem, frekvenčním měničem. Vřeteník i pracovní stůl lze přestavět po sloupu, pracovní stůl lze vytočit do strany a pak je možné rozměrnější součást upnout přímo na základovou desku. Pracovní stůl lze i natáčet, což je výhodné, pokud vrtaná díra není kolmá k ploše, kterou je obrobek upnut k pracovnímu stolu. Dále stroje bývají doplněny dalším vybavením např. osvětlením, chlazením. Vrtačky dále obsahují ochranu proti překročení dovoleného tlaku na vřeteno tím, že při jeho překročení, popř. při otupení nebo zalomení nástroje, je díky elektrospojce vypnut posuv. [1] [48]



Obr. 3.7 Schéma sloupové vrtačky [10]

Sloupová vrtačka VS 40 SPRINT firmy Heltos

Sloupová vrtačka VS 40 SPRINT (Obr. 3.8) je určena pro vrtání, vystružování a řezání závitů s reverzační hlavou. Je vhodná pro použití jak v kusové, tak i sériové výrobě. Do oceli 600 MPa lze vrtat otvory až 40 mm. Základna je odlita z litiny, z níž vychází ocelový sloup, na kterém je otočně upevněn vřeteník a pracovní stůl, které lze otočit o 360°. Primární převod je zajištěn ozubenými koly. Změna otáček vřetene je plynulá a zajišťuje ji frekvenční měnič. Posuv je ruční i strojní a je vybaven automatickou spojkou, která posuv vypne při přetížení stroje. Vřeteno je uloženo v přesných kuličkových ložiscích a do horní polohy je vraceno spirálovitou pružinou. Mazání stroje je zajištěno šnekovým čerpadlem. Parametry stroje jsou shrnuty v tabulce (Tab. 3.2).



Obr. 3.8 Sloupová vrtačka VS 40 SPRINT (HELTOS) [48]

Parametr	Rozměr	Jednotka
Max. průměr vrtání do oceli 600 MPa	40	mm
Vrtací hloubka	220	mm
Ukazatel hloubky vrtání	stupnice	-
Rozměry upínací plochy stolu	600 x 490	mm
Max./Min. vzdálenost konce vřetena od upínací plochy stolu	1000/180	mm
Vyložení vřeteníku	305	mm

Průměr sloupu	140	mm
Výškové nastavení stolu a vřeteníku	ozubeným	-
Svislý pohyb vřeteníku	180	mm
Kužel ve vřetenu	4	Morse
Svislý pohyb konzoly se stolem	440	mm
Počet stupňů otáček vřetena / Počet stupňů posuvů	plynulá změna/4	-
Otáčky vřetena	45-2800	min ⁻¹
Rozsah posuvů	0,11 – 0,45	mm/ot.
Max. axiální tlak na vřeteno	11000	N
Primární převod	ozubenými koly	-
Výkon hlavního motoru	2,2	kW
Rozměry stroje – délka/šířka/výška	730 / 1130/ 2250	mm
Hmotnost stroje včetně montážního příslušenství	725	kg

Tab. 3.2 Parametry sloupové vrtačky VS 40 SPRINT [48]

Sloupová vrtačka H-GB 60 V HIGHLINE (Obr. 3.9) je určena pro provozy s vysokými nároky. Umožňuje vrtat díry o průměru 60 mm do oceli o pevnosti 600 MPa. Dále také dokáže vyřezat do oceli závit do M48. Velikostí vrtaného průměru do oceli vyniká v nabídce sloupových vrtaček, které běžně dokážou zhotovit otvory jen do průměru 40 mm. Stůl lze nastavit do požadované výšky mechanicky nebo elektricky. Stroj zaručuje vysokou stabilitu a tichý chod, díky masivní konstrukci. Vřeteno pohání 2 rychlostní motor o výkonu 3kW, který spolu s rychlostní převodovkou o 6 stupních zajišťuje pro vrtání 12 stupňů otáček. Dále je stroj vybaven chlazením, LED pracovním osvětlením a také zaměřením bodu vrtání pomocí laseru. Parametry vrtačky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 3.3).



Obr. 3.9 Sloupová vrtačka H-GB 60 V HIGHLINE (EPPLE) [49]

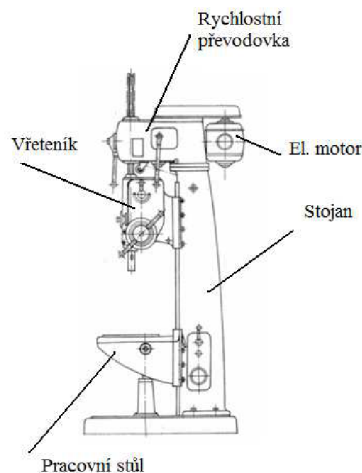
Parametr	Rozměr	Jednotka
Max. průměr vrtání do oceli 600 MPa	60	mm
Vrtací hloubka	200	mm
Ukazatel hloubky vrtání	digitální	-
Rozměry upínací plochy stolu	500 x 400	mm
Max./Min. vzdálenost konce vřetena od upínací plochy stolu	1000/180	mm
Vyložení vřeteníku	350	mm
Průměr sloupu	175	mm
Výškové nastavení stolu a vřeteníku	ozubeným hřebenem	-
Svislý pohyb vřeteníku	180	mm
Kužel ve vřetenu	4	Morse
Svislý pohyb konzoly se stolem	440	mm
Počet stupňů otáček vřetena / Počet stupňů posuvů	12/4	-
Otáčky vřetena	25-2235	min ⁻¹
Rozsah posuvů	0,07 – 0,40	mm/ot
Max. axiální tlak na vřeteno	11000	N
Primární převod	ozubenými koly	-
Výkon hlavního motoru	3	kW
Rozměry stroje – délka/šířka/výška	1220 / 750/ 2020	mm
Hmotnost stroje včetně montážního příslušenství	950	kg

Tab. 3.3 Parametry sloupové vrtačky H-GB 60 V HIGHLINE [49]



3.4.3. Stojanové vrtačky

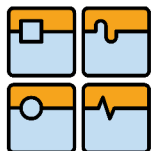
Stojanové vrtačky jsou tužší a výkonnější než sloupové vrtačky díky tuhému stojanu, lze na nich vrtat otvory do 80 mm. Schéma stojanové vrtačky je znázorněno na obrázku (Obr. 3.10), hlavní části stojanové vrtačky jsou pracovní stůl, stojan, vřeteník. Vřeteník i pracovní stůl se posouvají po stojanu. Jako pohon bývá použit elektromotor, který je přes klínové řemeny spojen s rychlostní převodovkou. Strojní posuv je pak odvozen od otáčivého pohybu vřetene, aby byl zajištěn stejný posuv na otáčku. V dnešní době jsou stojanové vrtačky vyráběny jen několika málo výrobci.



Obr. 3.10 Schéma stojanové vrtačky [10]

Firma Bernardo

Firma Bernardo je rakouská firma, které vyrábí stroje na obrábění dřeva, kovů, dále také například vyrábí techniku pro manipulaci s paletami, vzduchové kompresory, generátory. Pro obrábění kovů lze nalézt v nabídce například vrtací stroje, soustruhy, dále stroje na dělení materiálu, ruční brusky aj. Firma Bernardo nabízí stojanové vrtačky řady KBM, které se liší výkonem. Stojanová vrtačka KBM 80 (Obr. 3.11) pro vrtání, vystružování a řezání závitů je vhodná pro kusovou i hromadnou výrobu. Vzhledem k masivní litinové konstrukci je tento model určen pro těžké a náročné práce ve strojírenství. Její parametry jsou shrnuty v tabulce (Tab. 3.4).



Obr. 3.11 Stojanová vrtačka KBM 80 (BERNARDO) [50]

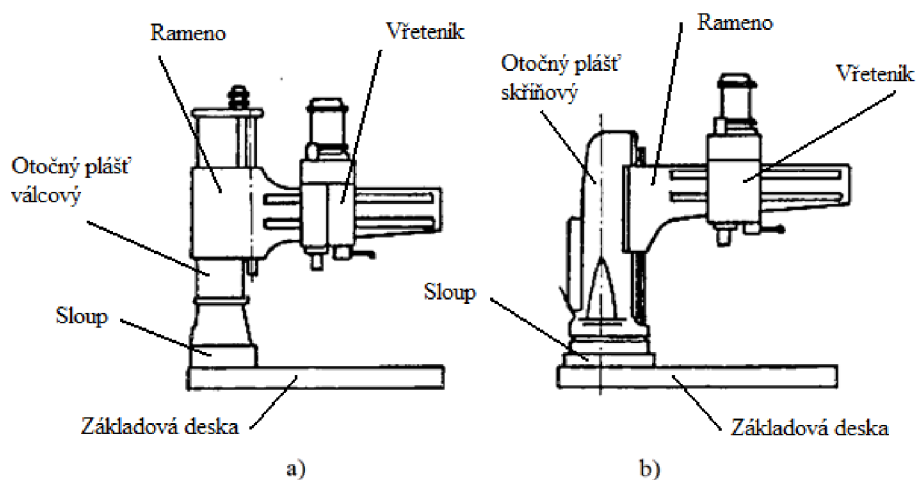
Parametr	Rozměr	Jednotka
Max. průměr vrtání do oceli 600 MPa	80	mm
Max. velikost závitů	M56	-
Maximální točivý moment	800	Nm
Rozměry upínací plochy stolu	600 x 490	mm
Max./Min. vzdálenost konce vřetená od upínací plochy stolu	1000/180	mm
Výškové nastavení stolu a vřeteníku	ozubeným hřebem	-
Svislý pohyb vřeteníku	260	mm
Kužel ve vřetenu	6	Morse
Max. zdvih pinoly s vřetenem	350	mm
Počet stupňů otáček vřetená / Počet stupňů posuvů	9/6	-
Otáčky vřetená	40-570	min ⁻¹
Rozsah posuvů	0,1 – 0,78	mm/ot
Výkon hlavního motoru	5,5	kW
Rozměry stroje – délka/šířka/výška	900/1300/2850	mm
Hmotnost stroje včetně montážního příslušenství	2500	kg

Tab. 3.4 Parametry stojanové vrtačky KBM 80 [50]



3.4.4. Radiální vrtačky

Radiální vrtačky se používají ve dvou základních modifikacích (Obr. 3.12) a jsou ve strojírenské výrobě často používané. Používají se pro vrtání, vystružování, zahlubování a řezání závitů u rozměrnějších součástí. Pokud jsou použity vhodné přípravky lze na nich provádět vyvrtávací operace nebo obrábět menší součásti. [7] Základová deska, ve které je vetknut sloup, na který je připevněn otočný plášť. Plášť může být dutý válcový nebo skříňový ve tvaru stojanu. Ve vřeteníku jsou uloženy převody pro pohon vřetene a také ústrojí pro jeho posuv. Pohon vřetene a posuvu je zajištěn elektromotorem umístěným na skříni vřeteníku. Další možnou variantou je pojízdná otočná vrtačka (Obr. 3.13). Používá se pro vrtání, vyvrtávání, vykružování otvorů a řezání závitů do velmi dlouhých strojních součástí, jak v kusové, tak i sériové výrobě. Uplatnění nachází hlavně v mostárnách, kotlárnách a loděnicích.[9] [7]



Obr. 3.12 Typy radiálních vrtaček a popis hlavních částí: a) s otočným pláštěm válcovým
b) s otočným pláštěm skříňovým [1]

Firma WEILER Holoubkov, s.r.o.

Podnik nacházející se v Holoubkově patří k nejstarším výrobcům obráběcích strojů v Čechách. První soustruh, který byl na ruční pohon, zde byl vyroben již v roce 1840. Byly zde vyráběny zemědělské stroje, kovářská zařízení a stroje pro sklenářský průmysl. Před první světovou válkou došlo k zaměření na produkci obráběcích strojů na dřevo a kov. Součástí skupiny WEILER GmbH se sídlem v Německu se podnik stal v roce 2000. V nynější době je

podnik zaměřen na výrobu vrtacích strojů a generální opravy strojů. Jedná se o sortiment pojízdných vrtaček s CNC řízením, otočných montážních vrtaček, otočných radiálních vrtaček (Obr. 3.14) a pojízdných otočných radiálních vrtaček (Obr. 3.13). Parametry těchto vybraných radiálních vrtaček jsou shrnuty v tabulkách (Tab. 3.6) a (Tab. 3.5).



Obr. 3.13 Pojízdná radiální vrtačka VOP 104 [55]

Parametr	Rozměr	Jednotka
Max. průměr vrtání do oceli 600 MPa	100	mm
Max. závit do oceli 600 MPa	M76 x 6	-
Max./Min. vzdálenost konce vřetena k loži	2940/930	mm
Max. svislé přestavení ramena	1535	mm
Max. pojezd vřeteníku	3470	mm
Max. zdvih vřetene	475	mm
Kužel ve vřetenu	6	Morse
Max./min. vyložení vřetena	2565/550	mm
Počet stupňů otáček vřetena	32	-
Počet stupňů posuvů	16	-
Otáčky vřetena	9-2800	min ⁻¹
Výkon hlavního motoru	11(15)	kW
Celkový příkon	17,1 (21,1)	kVA
Rychlost pojezdění saní po loži	10,5	mm/min ⁻¹
Rozměry lože – výška lože/ šířka vedení lože	380/ 2 x 200	mm
Rozměry lože – délka x šířka	3500 x 1280	mm
Hmotnost stroje pro 2 lože	22400	kg

Tab. 3.5 Parametry otočné radiální vrtačky VOP 104 [55]




DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 3.14 Radiální vrtačka VO 100 [53]

Parametr	Rozměr	Jednotka
Max. průměr vrtání do oceli 600 MPa	100	mm
Max. závit do oceli 600 MPa	M76 x 6	-
Ukazatel hloubky vrtání	stupnice	-
Rozměry upínací plochy základny	2400 x 1380	mm
Max./Min. vzdálenost konce vřetena od základny	2200/570	mm
Max. svislé přestavení ramena	1155	mm
Max. pojezd vřeteníku	2015	mm
Max. zdvih vřetene	475	mm
Kužel ve vřetenu	6	Morse
Max./min. vyložení vřetena	2565/550	mm
Počet stupňů otáček vřetena	32	-
Počet stupňů posuvů	16	-
Otáčky vřetena	9-2800	min ⁻¹
Rozsah posuvů	0,035-2,8	mm/min
Výkon hlavního motoru	11(15)	kW
Rozměry stroje – délka/šířka/výška	4500/1456/4600	mm
Hmotnost stroje včetně montážního příslušenství	12100	kg

Tab. 3.6 Parametry radiální vrtačky VO 100 [53]

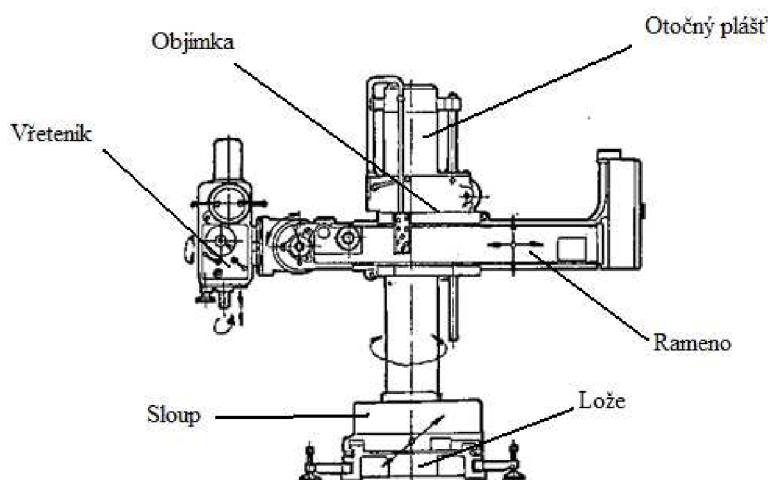
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 33
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.4.5. Speciální vrtačky

Speciální vrtačky jsou řešeny tak, aby vyhovovaly požadavkům v dané oblasti, pro kterou jsou konstruovány. V těchto oblastech by bylo použití základních typů vrtaček buď neekonomické, nebo technologicky náročné. Jedná se zejména o vrtačky montážní, s revolverovou hlavou, vícevřetenové a v současnosti stále častěji používaná (vrtací) obráběcí centra.

3.4.5.1. Vrtačky montážní

Montážní vrtačky (Obr. 3.15) jsou určeny pro obrábění děr a řezání závitů na rozměrných a těžkých tělesech, hlavně při jejich montáži. Užívají se pro vrtání, vystružování a řezání závitů do těles velkých obráběcích strojů, turbín, generátorů, kompresorů, různých druhů ocelových konstrukcí, kotlů, nádrží, chemických zařízení, pecí pro cementárny, při stavbě lodí atd. [1] [7]



Obr. 3.15 Schéma montážní vrtačky [1]

Otočná montážní vrtačka VOM 50

Otočná montážní vrtačka VOM 50 (Obr. 3.16) výrobce WEILER je konstruována tak, aby vyhovovala požadavkům na rychlou přípravu, pracovní rozsahy, výkon a přesnost při vrtacích pracích. Je vhodná pro vrtání, vystružování a řezání závitů do těles velkých turbín, generátorů, kompresorů, obráběcích strojů, kotlů, nádrží, chemických zařízení, při stavbě lodí atd. Ke stroji je možno zakoupit další příslušenství: nádrž chlazení s čerpadlem, odrušení




stroje proti rádiovému rušení, obslužnou plošinu, krychlový stůl, sklopný stůl, strojní svěrák a kotevní materiál. Základní parametry této vrtačky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 3.7) [51]



Obr. 3.16 Vrtačka otočná montážní VOM 50 (WEILER) [51]

Parametr	Rozměr	Jednotka
Max. průměr vrtání do oceli 600 MPa	50	mm
Max. závit do oceli o pevnosti 600 MPa	M48	-
Max. pojezd saní po loži	1200	mm
Max./Min. vyložení vřetena	2070/1170	mm
Max./Min. vzdálenost konce vřetena k základové desce	1555/305	mm
Natáčení hlavice s vřeteníkem	180	°
Otáčení vřeteníku	360	°
Kužel ve vřetenu	5	Morse
Max. zdvih pinoly s vřetenem	350	mm
Počet stupňů otáček vřetena / Počet stupňů posuvů	15/6	-
Otáčky vřetena	16-800	min ⁻¹
Výkon hlavního motoru	4	kW
Rozměry stroje – délka/šířka/výška	5470/4540/3400	mm
Hmotnost stroje včetně montážního příslušenství	6570	kg

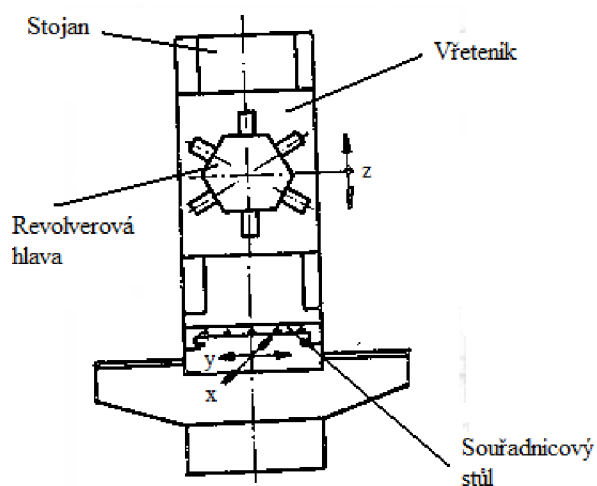
Tab. 3.7 Parametry otočné montážní vrtačky VOM 50 [51]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 35
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.4.5.2. Vrtačky s revolverovou hlavou

Vrtačky s revolverovou hlavou (Obr. 3.17) se používají pro opakované navrtávání, vrtání, vyvrtávání, vystružení otvorů, řezání závitů, zahlubování a srážení hran při obrábění plochých a skříňovitých součástí bez orýsování a bez použití přípravků. Dále tyto vrtačky umožňují lehké frézování a nacházejí své místo hlavně v opakované malosériové a středně sériové výrobě. Na základové desce je umístěn souřadnicový stůl, který polohuje obrobek v osách x a y . Nad souřadnicovým stolem se v ose z pohybuje vřeteník pomocí kuličkového šroubu, který je uložen na stojanu skříňovitého tvaru, který je přišroubován k základní desce.

[1]



Obr. 3.17 Schéma revolverové vrtačky [1]

Vrtačka drillsprint 5000 (Obr. 3.18) je navržena pro produktivní opakované vrtání, vystružování a závitování. To vede ke snížení nákladů na výrobu, protože se snižují nevýrobní časy. Vzhledem k ceně obráběcích center je tato vrtačka vhodným řešením pro opakované obrábění děr. Vrtačka pracuje v automatickém režimu (CNC). Pohyb os x a y je proveden pomocí kuličkových šroubů poháněných DC servomotory. Revolverová hlava obsahuje 6 vřeten. Mazání je zajištěno pomocí centrálního automatického mazání. Parametry vrtačky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 3.8). [52]




DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 3.18 Vrtačka s revolverovou hlavou Drillsprint 500 [52]

Parametr	Rozměr	Jednotka
Max. průměr vrtání do oceli 600 MPa	40	mm
Vrtací hloubka	220	mm
Ukazatel hloubky vrtání	stupnice	-
Rozměry upínací plochy stolu	600 x 490	mm
Max./Min. vzdálenost konce vřetena od upínací plochy stolu	1000/180	mm
Výškové nastavení stolu a vřeteníku	ozubeným	-
Svislý pohyb vřeteníku	180	mm
Kužel ve vřetenu	4	Morse
Max. zdvih pinoly s vřetenem	350	mm
Počet stupňů otáček vřetena / Počet stupňů posuvů	plynulá změna/4	-
Otáčky vřetena	45-2800	min ⁻¹
Výkon hlavního motoru	2,2	kW
Rozměry stroje – délka/šířka/výška	730/1130/2250	mm
Hmotnost stroje včetně montážního příslušenství	725	kg

Tab. 3.8 Parametry vrtačky s revolverovou hlavou Drillsprint 500 [52]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 37
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.4.5.3. Vrtací obráběcí centra


Obráběcím centrem rozumíme číslicově řízený obráběcí stroj, který má tyto vlastnosti [56]:

- pracuje v automatickém obráběcím cyklu;
- má možnost provádění více operací třískového obrábění na jedno upnutí;
- má automatickou výměnu nástroje;
- může mít automatickou výměnu obrobků;
- má schopnost práce v bezobslužném provozu;
- je opatřen prvky diagnostiky a monitorování stavu;
- může realizovat víceosé obrábění;
- může pracovat technologií vysokorychlostního, suchého či tvrdého obrábění.

Vrtací obráběcí centrum TV-510Aapc (Obr. 3.19) je navrženo pro vrtací a závitovací operace. Obrobek je upnut na paletě, která je upnuta na otočném stole, výměna palety s obrobkem pak probíhá pomocí automatického výměníku palet. Do bubnového zásobníku lze umístit až 20 nástrojů. Odchod třísek zajišťuje navržené krytování stroje a také oplachování chladicí kapalinou. Mezi volitelné vybavení pak patří například vynašeč třísek, možnost montáže vřeten s vyššími otáčkami, separátor voda/olej nebo například sondy pro detekci zlomeného nástroje, kontrolu rozměru obrobku. Další parametry stroje jsou shrnuty v tabulce (Tab. 3.9). [54]




Obr. 3.19 Vrtací obráběcí centrum TV-510Aapc [54]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 38
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Parametr	Rozměr	Jednotka
Posuvy		
Posuv v ose x (pracovní stůl)	510	mm
Posuv v ose y (saně)	360	mm
Posuv v ose z (vřeteník)	450	mm
Rychloposuv, pracovní posuv		
Rychloposuv osy x/y/z	48	m/min
Rychlost pracovního posuvu v osách x,y,z	1-10000	mm/min
Stůl		
Rozměry stolu	560 x 400	mm
Maximální zatížení stolu	200	kg
Vřeteno		
Maximální otáčky vřetena	8000	ot/min
Upínací kužel ve vřetenu	č. 30	-
Výkon motoru vřetena (nepřetržitě/30 minut)	3,7/5,5	kW
Automatický zásobník nástrojů		
Čas výměny nástroje	2,2	s
Typ zásobníku nástrojů	bubnový s výměnnou rukou	
Počet míst v zásobníku	20	-
Automatický výměník palet		
Typ výměníku palet	rotační	
Čas výměny palet	7	s
Rozměry stroje a hmotnost		
Hmotnost	4300	kg
Rozměry délka/šířka/výška	3520/2640/2376	mm

Tab. 3.9 Vrtací obráběcí centrum TV-510Apc [54]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 39
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.4.5.4. Souřadnicové vrtačky

Souřadnicové vrtačky jsou určeny k vrtání otvorů s přesnými roztečemi. V nabídce na trhu lze v dnešní době nalézt dříve vyrobené souřadnicové vrtačky, u kterých je nutno provést generální opravu nebo u nich již byla provedena. V nabídce nových strojů se mi souřadnicovou vrtačku nepodařilo nalézt. Starší typy souřadnicových vrtaček se vyskytují na trhu ve dvou variantách. V první variantě (Obr. 3.20) je souřadnicová vrtačka složena z křížového stolu, na kterém je upnut obrobek. Křížový stůl umožňuje obrobek polohovat ve dvou osách (osa x a y) a stojanem na kterém je umístěn vřeteník. Vřeteník pak koná posuv v ose z .



Obr. 3.20 Souřadnicová vrtačka s křížovým stolem (Upraveno) [20]

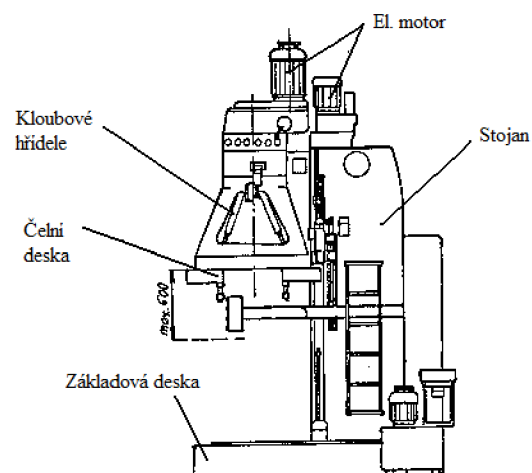
U druhé varianty (Obr. 3.21) je obrobek upnut na stole, který se posouvá podélně (osa x), vřeteník je umístěn na příčnici, po kterém se přesouvá (osa y). Příčník s vřeteníkem se posouvá svisle po stojanu (osa z). K uvedeným typům souřadnicových vrtaček se mi nepodařilo najít schémata, proto jsou jednotlivé části popsány v jednotlivých obrázcích.



Obr. 3.21 Souřadnicová vrtačka portálová (Upraveno) [19]

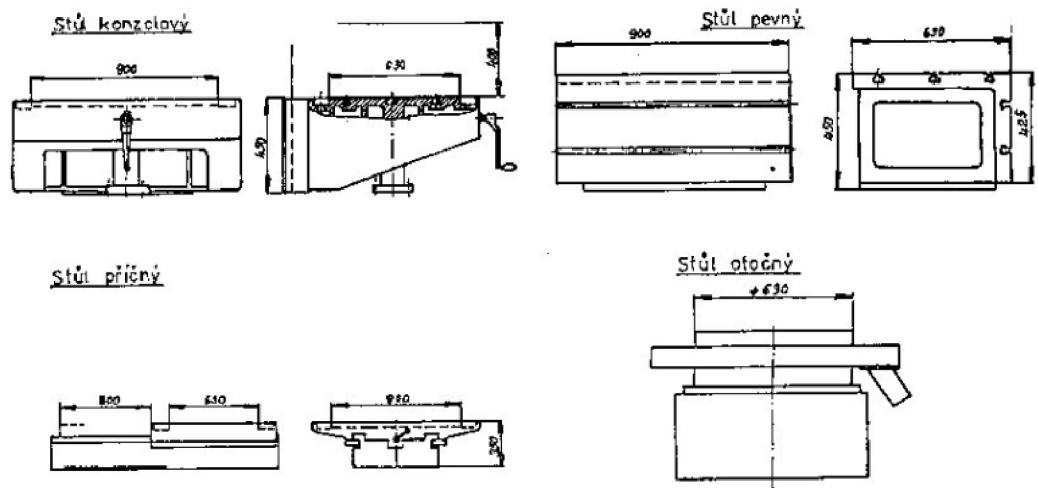
3.4.5. Víceřetenové vrtačky

Víceřetenové vrtačky (Obr. 3.22) jsou určeny pro vrtání více děr najednou do různých součástí (převodové skříně, bloky motorů, otvory pro přišroubování vík atd.). Vrtání několika otvorů zároveň zvyšuje produktivitu (snižování výrobních časů). Ve spojení s automatickou výměnou obrobku lze docílit vysoké výrobnosti. Dále lze na těchto vrtačkách díry zahlubovat, vystružovat a řezat do nich závit. Jejich nasazení je hlavně v sériové výrobě. Počet vřeten může být až 142 (Firma Zagar). Vřetena jsou poháněna kloubovými hřídeli a jsou uložena v čelní desce (u některých strojů bývají uložena ve stavitelných držácích). Kloubové hřídele pohání elektromotor přes převodovou skříně. Vřeteník se posouvá svisle po stojanu. [1] Víceřetenové vrtačky lze považovat za jed noučelový stroj.




Obr. 3.22 Schéma víceřetenové vrtačky [1]

Obrobek může být upnut na základové desce nebo pro rozšíření možností využití může být vícevřetenová vrtačka vybavena různými typy stolů (Obr. 3.23). [42].



Obr. 3.23 Typy stolů vícevřetenových vrtaček [1]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 42
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4. JEDNOÚČELOVÉ STROJE

Jednoúčelové stroje (JÚS) pro vrtání se používají tam, kde je třeba s vysokou produktivitou obrábět součást v sériové výrobě. Stroj je navržen tak, aby došlo k co největšímu snížení výrobních i vedlejších časů a k zajištění optimálních řezných podmínek a přesnosti. Nevýhodou je problematické další využití stroje po skončení výroby. To je částečně vyřešeno tím, že se JÚS navrhují jako stavebnicové stroje, které lze jednotlivé části (polohovací jednotky, pracovní jednotky, přídatné jednotky, spodní stavbu) využít při stavbě jiného JÚS. Jednoúčelové stroje mají své zastoupení ve velkosériové výrobě, protože umožňují vyrábět velké množství výrobků za přijatelné ceny. Svoji stavbou se podřizují požadavkům technologie. [3] Hlavní výhody a nevýhody JÚS lze shrnout do těchto bodů:

Výhody

- Větší výkonnost
- Úspora zastaveného místa
- Úspora pracovních sil
- Přesnější výroba

Nevýhody

- Obtížná přestavba stroje
- Nehospodárné využití stroje po skončení výroby

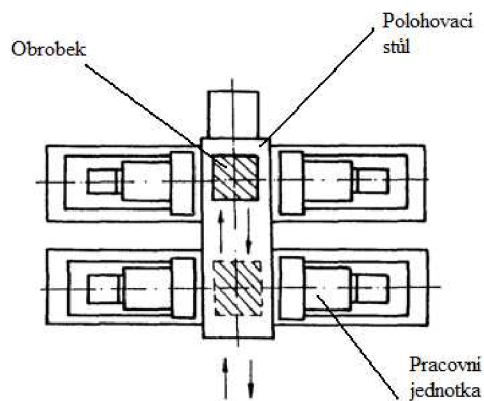
4.1. Typy JÚS

4.1.1. JÚS s přímočarým polohovacím stolem

Použití toho typu (Obr. 4.1) jednoúčelových strojů je tam, kde je třeba na vykonání všech potřebných obráběcích operací více poloh (vrtání – řezání závitů, vrtání – vystružování) nebo také třeba tam, kde je potřeba vrtat díry s roztečí menší než je minimální možný rozestup vřeten. Mezi hlavní části patří pracovní jednotky a polohovací stůl, na kterém je upnut obrobek. [11][3] Základní vlastnosti tohoto typu:

- Nižší výrobnost
- Vykonávání složitějších operací

- Vhodné pro obrobky velkých rozměrů s nízkou sériovostí
- Obrábění z jedné až čtyř stran obrobku
- Jednoduchá koncepce stroje (předpoklad výhodné ceny)
- Dosažení vysoké přesnosti obrábění

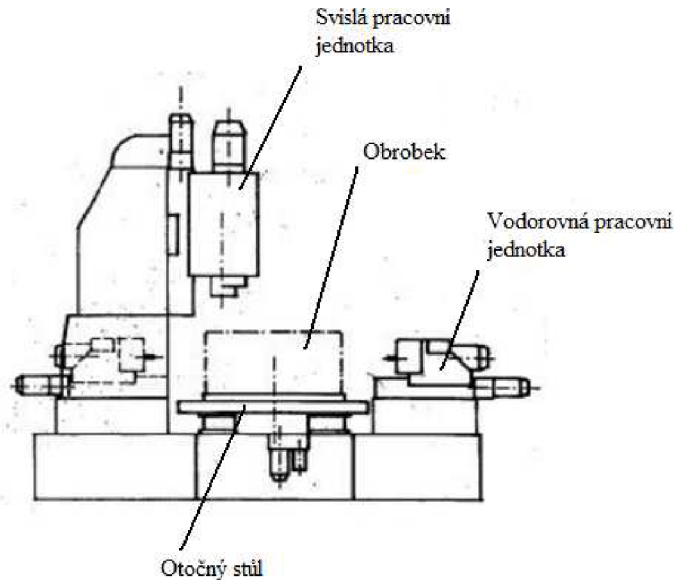


Obr. 4.1 JÚS s přímočarým polohovacím stolem [11]

4.1.2. JÚS s otočným stolem kruhovým

Tento typ JÚS (Obr. 4.2) se používá na obrábění součástí, které je třeba obrábět z jedné strany anebo ze dvou na sebe kolmých stran. Pracovní jednotky jsou umístěny na obvodu kruhového stolu. Mohou být umístěny svisle nebo vodorovně (tím je docíleno možnosti obrábět dvě kolmé strany). Obrobky jsou upnuty na otočném stole. Jedna poloha je pak určena pro výměnu obrobků. Jedná se o nejrozšířenější druh JÚS. Základní vlastnosti tohoto typu: [11][3]

- Stroj pracuje jako poloautomat (obsluha jen vyměňuje obrobky)
- Výměna obrobku se provádí, když pracovní jednotky jsou v činnosti
- Vhodný pro malé a střední výrobky
- Při použití otočných upínačů lze obrábět i z více stran

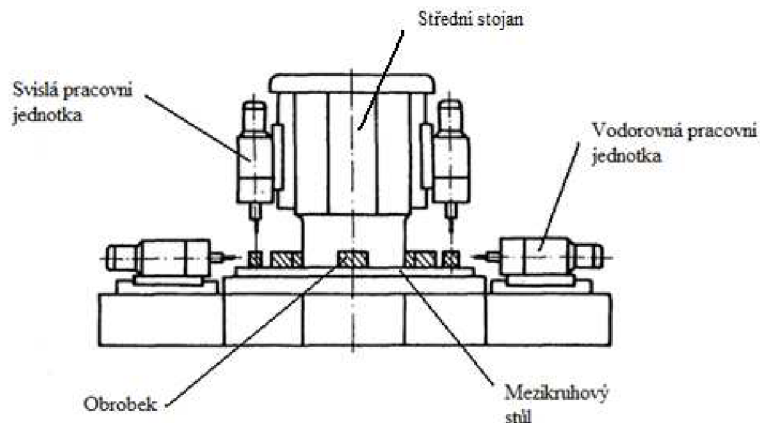


Obr. 4.2 JÚS s otočným stolem kruhovým [11]

4.1.3. JÚS se stolem mezikruhovým

Tento typ JÚS (Obr. 4.3) se používá tam, kde je třeba obrábět obrobek ze dvou kolmých stran. Otočný stůl má tvar prstence a je uložený okolo středního stojanu, na který lze připojit pracovní jednotky. Dále bývají pracovní jednotky umístěny na vnějším obvodu stolu. Jedna poloha pracovního stolu je pak vyhrazena pro vkládání a vyjímání obrobků. Základní vlastnosti tohoto typu: [11][3]

- Vysoká pracovní kapacita (vysoký počet pracovních jednotek)
- Vhodný pro obrábění malých a středních obrobků ve dvou na sebe kolmých směrech
- Přístup k vertikálním pracovním jednotkám je omezen
- Poloautomatický chod (výměnu provádí operátor)
- Výměna obrobku probíhá za chodu stroje



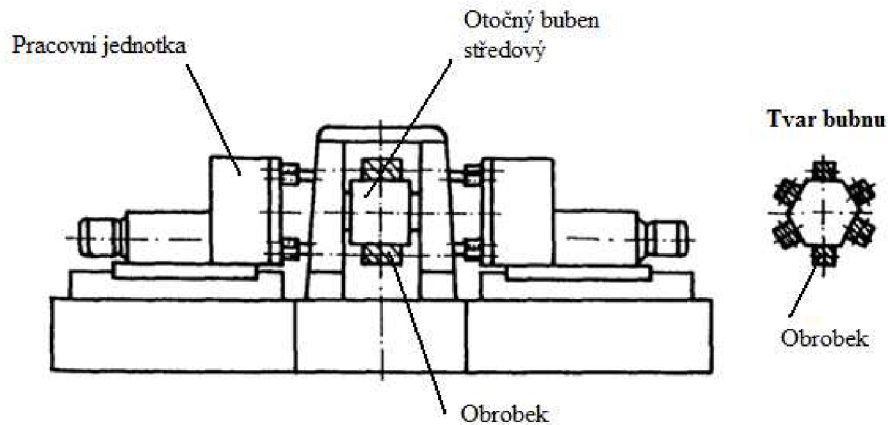
Obr. 4.3 JÚS s otočným stolem mezikruhovým [11]

4.1.4. JÚS s otočným bubnem čelním

Tento typ JÚS se používá v praxi málo. Obráběná součástka se mezi jednotlivými polohami pohybuje po kruhové dráze, okolo vodorovné osy. Rozměry upínací plochy na čele bubnu omezují velikost obrobku. [11][3] Zde se mi nepodařilo nalézt schéma stroje.

4.1.5. JÚS s otočným bubnem středovým

Jedná o poměrně málo využívaný typ koncepce JÚS (Obr. 4.4). Jeho využití je hlavně pro obrobky, u kterých jeden rozměr převládá nad ostatními. Jedná se například o nápravy nebo obrobky typu os (délka může být přes 2000 mm [3]). Obrobky jsou upnuty v upínacích na obvodu bubnu. Buben se otáčí kolem vodorovné osy a obráběná součást se pohybuje do jednotlivých pracovních poloh po kruhové dráze. [11][3]

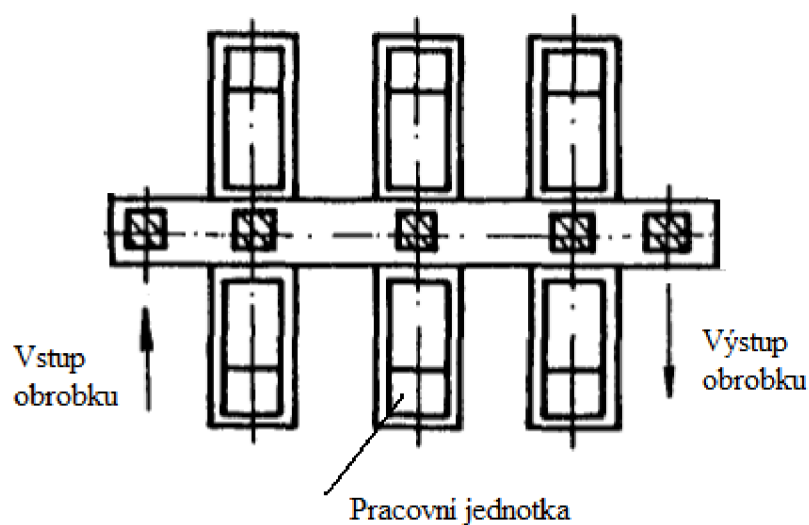


Obr. 4.4 JÚS s otočným bubnem středovým [11]

4.1.6. Obráběcí linky

Automatické linky bez nosných desek

Schéma tohoto typu automatické linky (AL) je na obrázku (Obr. 4.5). Upínače jsou umístěny v každé pracovní poloze a jsou navrženy pro danou operaci. Tím, že upínače jsou nepohyblivé, odpadá použití zpětného dopravníku upínačů. Obrobek musí mít vhodný tvar, aby ho bylo možné posouvat mezi jednotlivými pracovními polohami. [11] [3]

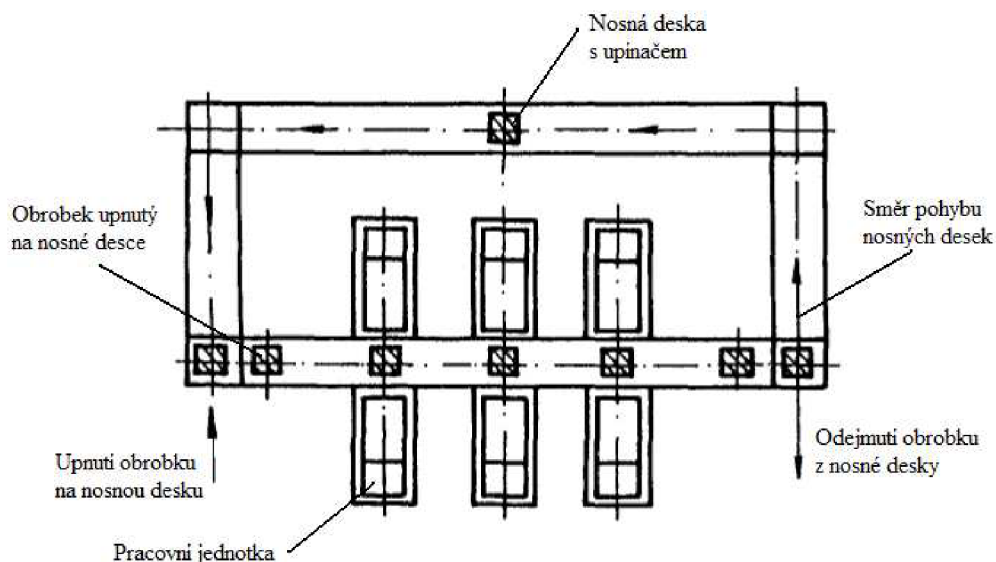


Obr. 4.5 Schéma automatické linky bez nosných desek [11] (upraveno)

Automatické linky s nosnými deskami

Tento typ AL (Obr. 4.6) se používá u obrobků s tvarem, který vyžaduje přesouvání mezi jednotlivými pracovními polohami v upínači. Upínač je pevně spojen s nosnou deskou. Nosná deska je v každé pracovní pozici ustavena na polohovací čepy a zpevněna. Obrobek je vložen do upínače ve vstupní stanici, po obrobění v jednotlivých pracovních pozicích je pak v koncové stanici vyjmut a nosné desky s upínačem se vrací dopravníkem do vstupní stanice.

[11][3]



Obr. 4.6 Schéma AL s nosnými deskami [11]

4.1.7. Jednoúčelové stroje na trhu

Na obrázku (Obr. 4.7) je jednoúčelový stroj s otočným stolem, je vybaven pracovními jednotkami od firmy SUHNER, které jsou umístěny svisle na stojanech, dodávaných výrobcem. Rám je poskládán z hliníkových profilů, poměrně lehkých a dostatečně pevných pro danou aplikaci. Na rámu jsou uchyceny vnější ochranné kryty, které chrání obsluhu před zraněním (tríscky, pohyblivé části atd.)




Obr. 4.7 Jednoúčelový stroj s otočným stolem [17]

Na obrázku (Obr. 4.8) lze vidět řešení odvodu chladicí kapaliny z JÚS a její následná filtrace. Chlazení hraje důležitou roli v řezném procesu, protože z místa řezu odvádí vznikající teplo. Na boku stroje jsou umístěny jednotky pro úpravu vzduchu. Obrábění zajišťuje pracovní jednotka umístěná na svislém stojanu. Takto řešený stroj poskytuje dobrý odvod třísek z pracovního prostoru. Rám je, stejně jako v předchozím případě, složen z hliníkových profilů s vnějšími ochrannými kryty. Blíže budou popsány jednotlivé části jednoúčelových strojů v následujících kapitolách.



Obr. 4.8 Třískové hospodářství na JÚS [17]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 49
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4.2. Skladba jednoúčelového stroje

- Spodní stavba
- Polohovací jednotky
- Pracovní jednotky
- Přídavné jednotky

4.3. Spodní stavba


4.3.1. Všeobecně platné požadavky

Na rámy strojů je kladeno mnoho nároků, které je nutno splnit. Některé však jdou proti sobě, jedná se například o tuhost, která se zvyšuje s hmotností rámu. Ovšem mezi požadavky je i požadavek na nízkou hmotnost. Proto je třeba hledat optimální řešení a řešit rám stroje systematickým přístupem. Mezi nejdůležitější požadavky na rámy patří [1,5]:

- Dobrá statická tuhost
- Kvalitní materiál rámu
- Vyhovující dynamická stabilita
- Vyhovující tepelná stabilita
- Umožnění dobrého odvodu třísek
- Jednoduchá a efektivní výroba
- Malá hmotnost
- Snadná manipulovatelnost
- Dobré uložení na základ
- Nízká cena

Statická tuhost rámu

Deformace rámu ovlivňuje vzájemnou polohu vodících ploch a jejich tvar. Tím dochází k změně relativní polohy nástroje a obrobku, což ovlivňuje dosažitelnou přesnost práce stroje. [1] [5] [13]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 50
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Dynamická stabilita rámu

Dynamická stabilita rámu je určena schopností odolávat vzniku všech forem kmitání (volné, vynucené, samobuzené). Dynamickou stabilitu lze v dnešní době posuzovat pomocí metody konečných prvků. Pro posuzování dynamické stability se počítá mezní dynamický průřez třísky. Ten musí být vždy větší než největší průřez třísky, který lze na obráběcím stroji odebírat. [1] [13]

Dobry odvod třísek


Třísky vznikající při obráběcím procesu je třeba kvalitně odvádět. Při špatném odvodu třísek dochází k ohřevu částí stroje vlivem tepla, které je v třískách akumulováno z řezného procesu. Třísky jsou řezným procesem zpevněny a mají zvýšenou abrazivitu, proto by také mohly poškodit stroj. Dalším problémem spojeným s třískami je ohrožení obsluhy stroje, proto je nutné na stroji zhotovit vhodné kryty. [5]

Malá hmotnost

Lože, stojany, příčnický patří k nejrozměrnějším částem obráběcích strojů. Z hlediska hospodárnosti výroby je proto snaha snižovat objem (hmotnost) použitých materiálů. Snižování hmotnosti je však limitováno odolností proti chvění a tuhostí, které se snižující hmotností klesají. [1] [5]

4.3.2. Materiály rámu

V konstrukci jednoúčelových strojů se lze v dnešní době nejčastěji setkat s rámy svařovanými, sestavenými z ALU profilů nebo jejich kombinacemi. Lité rámy, které se často využívají ve stavbě obráběcích strojů, jsou ve stavbě jednoúčelových strojů používány v malé míře. Jednoúčelové stroje jsou vyráběny většinou v počtu do několika kusů, a proto litý rám z cenového hlediska vychází drah. Z ekonomických důvodů se, v naprosté většině případů, nevyužívají ani ostatní materiály pro stavbu rámu jako jsou například vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken, keramika na bázi Al a Si, UHP beton, částicové kompozity, případně některé hybridní struktury (odlitek z litiny vyplněný pískem, ocelový svařenec vyztužený uhlíkovým laminátem, kombinace oceli a AL pěny). Rámy z ALU profilů, však mají menší únosnost, proto se spíše používají pro stroje pro obrábění menších součástí. Navrhovaný stroj však bude obrábět těžký obrobek, který váží 155 kg. Proto spodní stavba bude svařovaná

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 51
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

z ocelových profilů a vnější kryty budou uchyceny v kostře z ALU profilů. Další možností bylo použít litý rám, ten však nedovoluje vytvořit uzavřené profily, vyžaduje výrobu modelu a také delší dodací lhůty (kvůli výrobě modelu), problematické jsou i dodatečné úpravy. [5] [13]

4.4. Pracovní jednotky

Pracovní jednotky zahrnují vřetenem s pohonem a dále také přímočarý posuv do řezu. Podle vyvození přímočarého posuvu lze pracovní jednotky rozdělit na dvě koncepce:

- Pinolové pracovní jednotky
- Saňové pracovní jednotky [1]

Na vřetená pracovních jednotek jsou kladeny vysoké nároky, stejně jako tomu je u ostatních obráběcích strojů. Nejdůležitější nároky jsou shrnuty v kapitole (4.4.2). Pracovní jednotky jsou vyráběny mnoha firmami ve světě i u nás. V nabídce je mnoho variant, takže pro navrhované jednoúčelové stroje lze vybrat vhodný typ pracovních jednotek. Výhodou je i to, že výrobci mají mnohaleté zkušenosti s vývojem a výrobou těchto jednotek. Další výhodou je, že výrobci tyto jednotky vyrábějí sériově, což se projeví v jejich nižší ceně.

4.4.1. Pinolové a saňové pracovní jednotky

Jak bylo popsáno v předcházejícím úvodu do pracovních jednotek, dělíme pracovní jednotky na dvě skupiny.

Pinolové jednotky

U pinolových jednotek se do řezu posouvá pinola s pracovním vřetenem. Posuv i vřetena mají svůj vlastní pohon. Podle druhu operací je lze rozdělit na jednotky vrtací, závitovací a ostatní. Vřetena bývají poháněna elektricky, hydraulicky anebo pneumaticky. Pro pohon posuvu se nejčastěji používá, podle nabídky dnešního trhu, pohonu pneumatického nebo hydraulického. Může však být i elektromechanický. Například firma ZAGAR (Obr. 4.9) k pinolovým pracovním jednotkám dodává vlastní vícevřetenové hlavy, které jsou podrobněji rozebrány v kapitole (4.4.3). Posuv pinoly i pohon vřetene je pak zajištěn vlastním



elektromotorem, dimenzovaným na požadované parametry. Další firmou vyrábějící pinolové pracovní jednotky je například firma SUGINO. Nabízí několik typů vrtacích jednotek a také závitovací s různými typy pohonů pro posuv pinoly. Jedná se například o pohon elektromotorem nebo stlačeným vzduchem (Obr. 4.10 vlevo). Pohon vřetene je zajištěn elektromotorem, u jednoho typu stlačeným vzduchem (Obr. 4.10 vpravo).



Obr. 4.9 Pinolová pracovní jednotka firmy Zagar [42]



Obr. 4.10 Pinolové pracovní jednotky firmy Sugino [40]

Saňové jednotky

Do řezu se posouvá stůl, na kterém je připevněn pracovní vřeteník nebo operační hlava s vlastním pohonem. Posuv i vřetena mají vlastní náhon.



Obr. 4.11 Vrtací saňové jednotky: a) DELKEN b) SOMEX BEX35 [43][44]

Na obrázku (Obr. 4.11) lze vidět konstrukční řešení saňových pracovních jednotek od firem na trhu. Obrázek (Obr. 4.11a) znázorňuje konstrukční řešení firmy DELKEN. Jedná se o robustnější konstrukci, která je určena pro vrtání při vyšších výkonech. Vedení je kryto teleskopickými kryty, které chrání komponenty posuvu. Na dalším obrázku (Obr. 4.11b) je saňová jednotka firmy SOMEX, která je určena pro vrtání hlubokých děr. Stůl se pohybuje po valivém vedení, pohon vřetene je řešen elektromotorem. Vrták je veden vrtacím pouzdrem, které zajišťuje přesné vedení a také podporu vrtáku, kvůli namáhání na vzpěr.

4.4.2. Požadavky na vřetena obráběcích strojů

Vřeteno musí být konstruováno tak, aby zaručilo nástroji přesný otáčivý pohyb (u soustruhu obrobku). To znamená, že dráhy jednotlivých bodů nástroje se liší od kružnice v přípustných mezích. Na vřetena jsou kladeny vysoké nároky, aby splnily tyto požadavky:

- Vysoká přesnost chodu
- Dokonalé vedení
- Minimální ztráty v uložení vřetene
- Dostatečná tuhost vřetene
- Umožnění vymezení vůle vzniklé opotřebením
- Dlouhodobá spolehlivost a životnost



4.4.3. Operační hlavy

Použití vícevřetenových operačních hlav přináší velké zvýšení produktivity tím, že se obrábí několik otvorů naráz. Obecně velkým problémem operačních hlav je to, že neumožňují přívod chladicí kapaliny vnitřkem nástroje, což je u mnoha nástrojů pro velké řezné výkony požadováno. Operační hlavy se vyrábí pro různé typy technologických operací (vrtání, závitování, frézování). Spolu s pinolovými nebo saňovými jednotkami tvoří pracovní jednotku. Operační hlavy lze rozdělit do dvou velkých skupin:

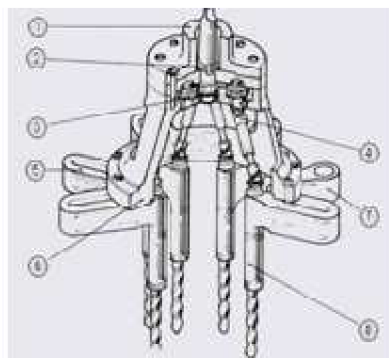
- S pevnými vřeteny
- S přestavitelnými vřeteny

Operační hlavy s přestavitelnými vřeteny

Tyto operační hlavy se používají pro oblast středně sériových výrob a pro jednoúčelové stroje seřízené pro obrábění několika velikostí obrobku. Pro jednoduché technologické úlohy (do 4 vřeten) se používají operační hlavy s vřeteny v otočných excentrech (Obr. 4.12a). Širší použití pak nabízí operační hlavy s náhonem přes kloubové hřídele (Obr. 4.12b). [3] Vzhledem k tomu, že na navrhovaném stroji se bude obrábět jen jeden typ obrobku a předpokládá se velkosériová výroba, je tento typ hlavy nevhodný.



a)

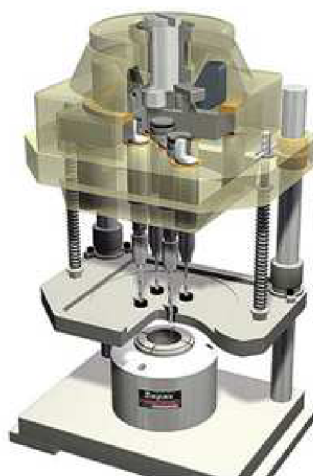


b)

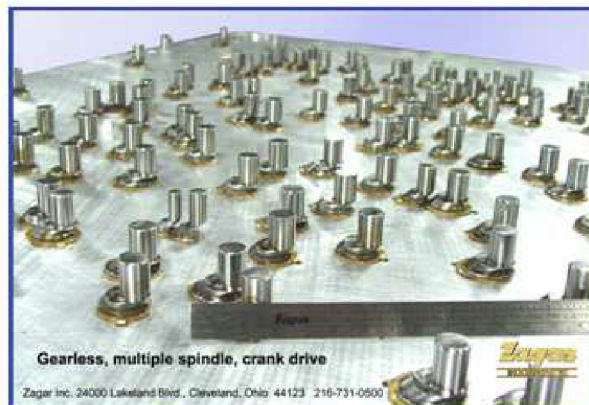
Obr. 4.12 Operační hlavy s přestavitelnými vřeteny: a) s otočnými držáky vřeten (SUHNER) [45] b) S kloubovými hřídeli (YEPASAN) [46]

Vícevřetenové hlavy s pevnými vřeteny

Tyto typy operačních hlav se používají ve velkosériové výrobě tam, kde se obrábí jen jeden typ výrobku (nelze totiž přestavit vřetena). Vývoj operační hlavy je poměrně složitý a vyžaduje zkušenosti. Výrobou těchto typů operačních hlav se zabývá na trhu mnoho firem, které mají s konstrukcí hlav zkušenosti. Náhon jednotlivých vřeten bývá pomocí ozubených kol (Obr. 4.14) nebo další možností náhonu je zhotovení vyosení čepu na jejich konci (klikový hřídel). Tyto konce jsou pak uloženy v oscilátoru, který je pohaní. Na trhu se tímto typem náhonu zabývá firma Zagar (Obr. 4.14a). Na obrázku (Obr. 4.13b) je detail konců vřeten.



a)



b)

Obr. 4.13 Vícevřetenová hlava firmy ZAGAR: a) celkový pohled na hlavu b) detail konců vřeten [42]



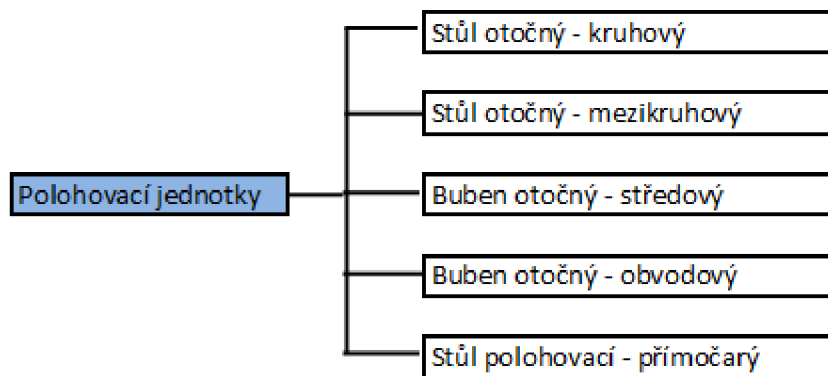
Obr. 4.14 Vícevřetenová hlava firmy SUHNER [45]



Operační hlava má vysokou kinematickou složitost, a proto je důležité řešit mazací obvod při návrhu operační hlavy. Většinou se používá princip samostatného mazacího obvodu s oběhovým mazáním. Někdy tento obvod bývá doplněn mazáním ztrátovým olejem, např. pro teleskopy vedení nástrojů aj. [3]

4.5. Polohovací jednotky

Polohovací jednotky zajišťují dopravu, polohování a zpevnění obráběné součásti v pracovním prostoru stolu. Hlavní druhy polohovacích jednotek lze rozdělit:




Mezi polohovací jednotky lze také zařadit jednotky polohovací a zpevňovací, krokové dopravníky, upínače a zvláštní polohovací jednotky. V kapitole (6.1) byly vybrány 3 varianty řešení navrhovaného JÚS, proto v následujícím textu budou jen popsány polohovací jednotky se stolem otočným – kruhovým, stolem otočným – mezikruhovým, stolem polohovacím - přímočarým a možnosti upínání obrobků. Po vybrání varianty, která bude konstruována, bude podrobněji rozebrána její stavba.

4.5.1. Obecné požadavky na polohovací jednotky

Na polohovací jednotky jsou kladeny tyto požadavky [3] [11]:

- Statická a dynamická tuhost
- Čas cyklu polohovací jednotky
- Přesnost polohy obrobku
- Odvod třísek a chladicí kapaliny
- Provozní spolehlivost a dobrá údržba

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 57
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4.5.2. Přímočarý stůl polohovací

Přímočaré stoly polohovací slouží ke stavbě strojů s přímočarým vratným pohybem obráběné součásti. Obráběná součást zastavuje v jednotlivých pracovních polohách nebo se pohybuje a tento pohyb pak vykonává pracovní posuv (například u frézování). Po obrobení se stůl vrátí do nakládací a vykládací polohy [52]. Při návrhu je důležité zaměřit se na přesnost polohování, zpevnění v pracovní poloze, odolnost proti třískám a chladicí kapalině a také dosáhnout co nejrychlejšího polohování. Na obrázku (Obr. 4.15) je lineární jednotka pro přesné polohování, která je poháněna servomotorem (servomotor není na obrázku umístěn). Tyto jednotky se prodávají již sestavené od výrobců a hodí se pro aplikace s menším zatížením a menšími zdvihy.



Obr. 4.15 Lineární jednotka pro polohování s kuličkovým šroubem [18]

4.5.3. Stůl otočný mezikruhový

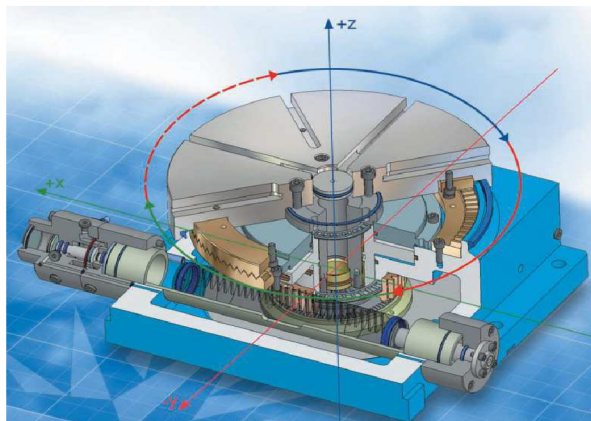
V literatuře [3] je uvedeno, že mezikruhový otočný stůl tvoří mezikruhová deska uložená radiálně na centrálním sloupu. Při návrhu varianty je však uvažována mezikruhová deska a středový stojan pro uložení vodorovných jednotek, aby bylo umožněno obrábění ze dvou protilehlých stran. Tento typ polohovací jednotky není ve stavbě JÚS často používán a je nahrazován spíše otočnými stoly kruhovými. [11] Na obrázku (Obr. 4.16) je mezikruhový stůl firmy FIBRO. Stůl je poháněn jedním nebo dvěma servomotory (dle požadovaného zrychlení, sil a přesnosti polohování). Uložení stolu je realizováno pomocí valivých ložisek. Převod zde není realizován šnekovým převodem jako u otočných stolů kruhových, ale s koly se šikmým ozubením.



Obr. 4.16 Mezikruhový stůl FIBROMAT [61]

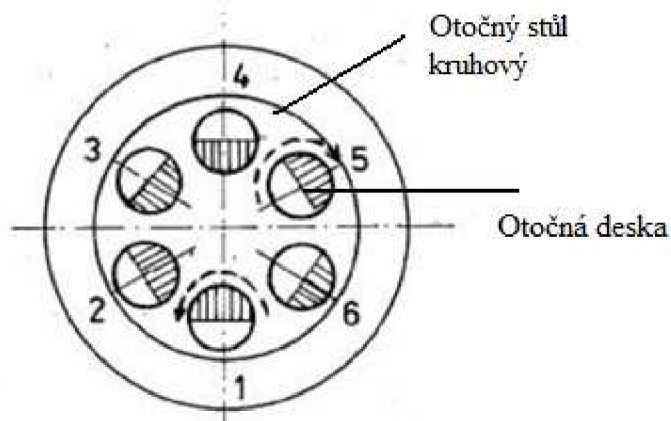
4.5.4. Stůl otočný kruhový

Otočné stoly patří mezi nejvíce používané polohovací jednotky ve stavbě JÚS. Slouží k dopravě obráběné součásti po kruhové dráze mezi jednotlivými polohami. Jedna poloha slouží k nakládání/vykládání obrobků, ostatní polohy k obráběcím operacím. Tím dosahují vysoké produktivity. Při konstrukci je nutné řešit otázky přesnosti polohování, čas polohovacího cyklu, počet pracovních poloh, dovolené zatížení stolu (od obráběné součásti, upínačů a také řezných sil), odvod třísek, přívod médií k upínačům a statickou tuhost stolu [3][11]. V dnešní době jsou otočné stoly kruhové svojí stavbou skoro stejné jako otočné stoly používané u CNC obráběcích strojů. Na obrázku (Obr. 4.17) je otočný stůl firmy FIBRO. Stůl má pevný počet dělicích poloh stolu. Zpevnění stolu je realizováno hydraulicky nebo pneumaticky pomocí čelního ozubení. Pohon může být řešen pomocí elektromotoru a šnekového převodu, lineárním pneumotorem nebo hydromotorem s ozubením. [60]



Obr. 4.17 Otočný stůl FIBROTAKT [60]

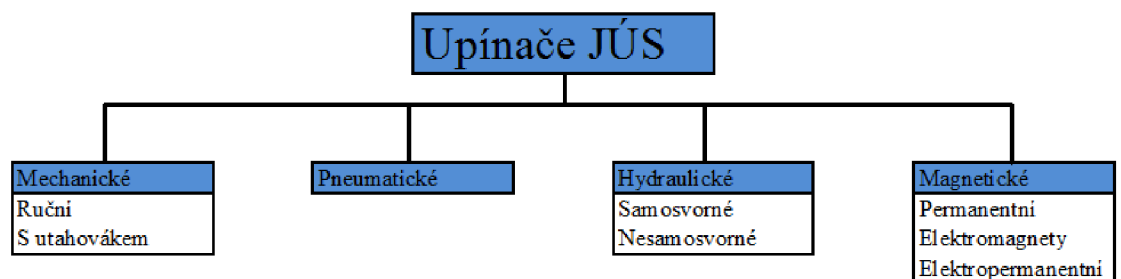
Stoly otočné kruhové se vyrábí i s otočnými deskami (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**), tím se rozšiřují možnosti, protože můžeme obrábět obrobek z pěti stran. Toto řešení je však vhodnější pro menší obrobky, protože u strojů s větším množstvím pracovních poloh vychází potřebný průměr stolu poměrně velký.



Obr. 4.18 Otočný stůl s otočnými deskami (Upraveno) [3]


4.5.5. Upínání obrobku na JÚS

Řešení otázky upnutí a výměny obrobku na JÚS je velmi důležité. Návrh upínače musí být proveden taky, aby byla zajištěna požadovaná přesnost při obrábění, dobrý odvod třísek, tuhost upnutí a automatická funkce. Dle zdroje upínací síly lze upínače rozdělit (Obr. 4.19):



Obr. 4.19 Rozdělení upínačů [3]

Z mechanických upínačů nacházejí uplatnění upínače s utahovákem pro svoji jednoduchou konstrukci, při které využívají samosvořného mechanismu. Mechanické ruční

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 60
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

upínače nejsou téměř používány, pouze u nejjednodušších koncepcí JÚS. Pneumatické upínače jsou pro velký rozměry využívány poměrně málo, největší uplatnění nachází hydraulické upínače, které dokážou vyvinout dostatečnou upínací sílu. Jejich nevýhodou je však nutnost použití tlakové kapaliny (nutnost použít čerpadlo, úniky kapaliny atd.). U nesamosvorných upínačů hrozí v případě výpadku přívodu hydraulické kapaliny uvolnění obrobku, který může ohrozit obsluhu nebo poškodit stroj. V dnešní době se na trhu rozšiřují magnetické upínače pro svoji jednoduchost. Blíže je magnetické upínání popsáno v kapitole (4.5.6). Obráběná převodová skříň bude obráběna na několika obráběcích strojích, proto by bylo nákladné konstruovat pro každý stroj upínač a také by bylo problematické ručně manipulovat s obrobkem, který má velkou hmotnost (155 kg). Z hlediska automatizace je tedy vhodné zvolit výměnu obrobku pomocí systémů automatické výměny obrobku (AVO).

4.5.6. Výměna obrobku


Výměna obrobku na JÚS je také důležitou částí návrhu stroje, protože rychlost výměny obrobku se promítá do celkového času obrobení součástí. Doba výměny obrobku se zařazuje do vedlejších časů. U malých obrobků se většinou provádí ruční zakládání obrobku popř. průmyslovým robotem. U středních a velkých obrobků se s výhodou používá jednoúčelových manipulátorů pro manipulaci s obrobkem bez palety nebo je obrobek upnut na technologické paletě a výměna se provádí pomocí výměníků palet. Výměnu obrobku lze rozdělit:

- Ruční výměna obrobku
- Systémy automatické výměny obrobku

V kapitole (4.5.5) byla předběžně vybrána výměna obrobku pomocí AVO, proto dále budou popsány jen tyto systémy.

4.5.6.1.AVO

Upínání velkých obrobků přímo na pracovní stůl obráběcího stroje je většinou nevhodné, protože při upínání a seřizování stroj nepracuje. [5] Automatickou výměnou obrobku docílíme zkrácení vedlejších časů a eliminaci lidského činitele z výrobního procesu. [6] Použití palet je vhodné u všech druhů obrobků skříňovitého a plochého tvaru. Dále také pro rozměrnější rotační součásti. [4]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 61
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obecně lze automatickou výměnu rozdělit [4]:

- Operační manipulace rotačních součástí
- Operační manipulace nerotačních součástí

Obráběná skříň převodovky se řadí mezi nerotační součásti, proto bude řešerše AVO zaměřena na řešení pro AVO pro nerotační součásti. Ty lze rozdělit na tři typy:

Systémy automatické výměny bez palet

U systémů automatické výměny bez palet je obrobek vyměňován přímo na pracovním stole stroje nebo v upínači vřetena. Tyto systémy se objevují u strojů se dvěma a více vřeteny či pracovními stoly.


AVO průmyslovými manipulátory

Tyto systémy se dříve používaly hlavně pro rotační součásti malých a středních rozměrů. V dnešní době se používají i pro manipulaci skříňových obrobků a palet. [26] Problémem však zůstává, že průmyslový manipulátor vyžaduje polohu a orientaci výrobku v poloze, kterou má naprogramovanou. Lze použít tzv. roboty oko – ruka, ovšem zde je velice omezující cena daného zařízení. Tyto systémy lze rozdělit:

- S portálovým manipulátorem
- Jednoúčelovým robotem integrovaným do stroje
- Univerzálním robotem vedle stroje [6]



Obr. 4.20 Robotizované pracoviště s AVO [36]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 62
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

AVO s paletami

Na AVO s paletami jsou kladeny následující požadavky:


- Čas výměny palety musí být co nejkratší
- Paleta musí být dostatečně tuhá a musí umožňovat dostatečně tuhé upnutí obrobku a také jeho přesné ustavení
- Upnutí palety na pracovním stole musí být přesné a tuhé
- Životnost a spolehlivost musí být vysoká
- Výměna palet by měla být řízena řídicím systémem stroje [4]

U obráběného odlitku převodové skříně se na navrhovaném JÚS budou obrábět pouze otvory pro přišroubování vík. Ostatní operace se budou provádět na dalších strojích. Vzhledem k hmotnosti obrobku a počtu strojů, na kterých se bude obrábět lze považovat za vhodnou AVO s paletami. Výhodou je i to, že palety lze využít po skončení výroby převodové skříně na upínání jiných výrobků. Mezi základní používané typy technologických palet se v dnešní době dostávají i palety s magnetickou upínací deskou. Palety s magnetickou upínací deskou budou použity pro upnutí obrobku v této práci.

Magnetické desky

Lze na ně upnout několik obrobků najednou. Magnetické desky mají povrch krytý pólovou deskou, která je tvořena póly (ocelové lamely) a nemagnetickými oddělovači pólů (epoxidová pryskyřice, mosaz). Z hlediska technologie dělíme magnetické desky na tři základní typy [27]:

- Permanentní upínací desky
- Elektromagnety
- Elektropermanentní upínací desky.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 63
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Permanentní upínací desky

jsou vhodné pro všechny druhy obrábění. Jsou tvořeny neodýmium-železo-bórovými jádry, která jsou uspořádána v řadách a vytvářejí silné magnetické pole. Zapínají se manuálně (otočením páky) a proto nejsou vhodné k CNC strojům a automatizovaným linkám.

Elektromagnety

U elektromagnetů je magnetické pole tvořeno cívkou okolo jádra. Upínací síla je tvořena stejnosměrným proudem, který prochází cívkou. Elektromagnety se používají velice často u brusek.

Elektropermanentní magnetické desky

Kombinují předchozí dvě varianty tj. cívkou s jádrem a permanentní magnety. Vyžadují přísun proudu pouze při zmagnetování a odmagnetování, takže nemůže dojít k uvolnění obráběné součásti vlivem výpadku proudu. Vytvářejí velice silné upínací síly, proto se hodí tam, kde jsou nároky síly upnutí, bezpečnost a rychlost upnutí.

4.5.6.2. Systémy upínání palet

K zajištění přesné polohy palety na stroji lze využít:

- Usazení systémem zero-point
- Usazení na kuželové čepy
- Třibodové indexování na válcové čepy
- Usazení na Hirtův věnec

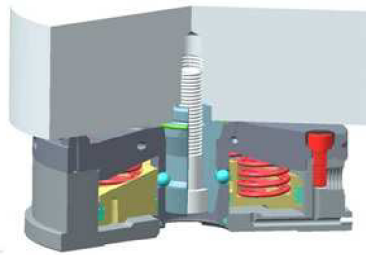
Po usazení palety je třeba ji v dané poloze zpevnit, aby nedošlo k jejímu uvolnění během obrábění. To lze zajistit těmito způsoby:

- Hydraulicky
- Pružinou
- Šroubem
- Klínem

Na dosedací plochy jsou pak kladeny požadavky velké přesnosti a také na vhodné tepelné zpracování, které musí zajistit, co nejmenší opotřebení během používání. Opotřebení má totiž velký vliv na přesnost. Na trhu je mnoho firem, které prodávají upínače palet. Nabízejí mnoho



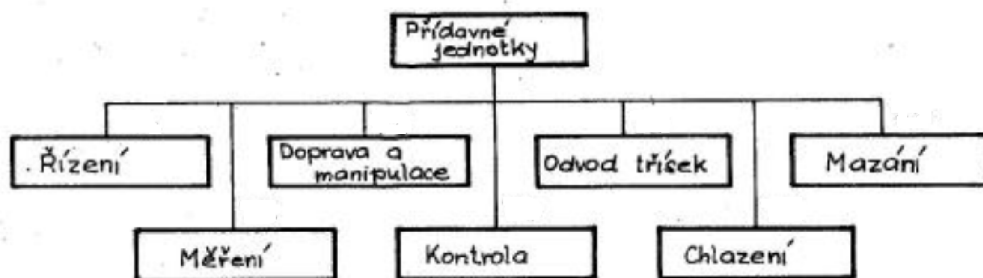
řešení upínání. Na obrázku (Obr. 4.21) je upínač firmy EROWA. Upínací čep palety je středěn a držen pomocí kuliček, které jsou k němu přitlačovány pístem. Upínací sílu zajišťují válcovité pružiny, které tlačí píst dolů. Pro uvolnění čepu palety je třeba přivést tlakovou kapalinu pod píst, čímž dojde k jeho zvednutí.



Obr. 4.21 Upínač palet (Erowa) [35]

4.6. Přídavné jednotky


Přídavné jednotky zahrnují skupiny a prvky spojující spodní stavbu, polohovací jednotky a pracovní jednotky v jeden funkční celek, který má určitý stupeň automatizace. [3,16] Lze tedy říci, že rozšiřují možnosti stroje a velká část přídavných jednotek je v dnešní stavbě JÚS nezbytná. Přídavné jednotky lze členit (Obr. 4.22):



Obr. 4.22 Rozdělení přídavných jednotek [3]

4.6.1. Měření u JÚS

Měření JÚS zahrnuje měření obrobků a nástrojů. U navrhovaného JÚS se nepředpokládá měření obrobků přímo na stroji, ale až mimo stroj. Otázka měření nástrojů v této práci nebude řešena.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 65
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4.6.2. Kontrola

U některých strojů pracujících v automatickém cyklu je vhodné zajistit kontrolu stavu nástroje, protože může dojít například k jeho zlomení. V této diplomové práci kontrola nebude řešena.

4.6.3. Doprava a manipulace

Doprava obráběné součásti a manipulace patří mezi důležité části při návrhu uspořádání strojů a zásobníků obrobků, stejně tak řešení vkládání obrobků do stroje. Vzhledem k tomu, že na navrhovaném stroji bude uvažováno upnutí obrobku na paletách, lze předpokládat, že manipulace s obrobkem bude pomocí automatických výměníků palet. Uspořádání strojů a přesné prostorové možnosti na dílně však nejsou známy (zadány) a proto nemůže být manipulace a doprava řešena.



4.6.4. Chlazení u JÚS

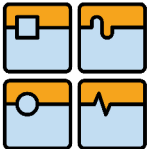
V literatuře [3] se uvádí, že chlazení je důležité, jak pro vlastní řezný proces, tak pro spolehlivý provoz JÚS. Zvyšováním řezného výkonu rostou nároky na intenzitu chlazení, protože roste množství vznikajícího tepla. Vhodnou volbou chlazení můžeme z velké části zvýšit:

- Kvalitu obrobenej plochy
- Trvanlivost řezného nástroje
- Přesnost obrábění (vliv tepla z řezného procesu na součásti stroje)
- Odvod třísek (odplavování třísek dynamickými účinky kapaliny, třísky obsahují až 80% tepla vniklého při řezném procesu)

Snahou při třískovém obrábění je stále zvyšovat řezný výkon, což umožňují nově vyvíjené řezné materiály. Tím však roste i objemu vzniklého tepla, proto je důležité používat intenzivní chlazení. To se v poslední době používá i při obrábění materiálu, u kterých dříve nebylo chlazení nutné. Dynamické účinky chladicí kapaliny pomáhají také odvádět třísky. Třísky, které sebou chladicí kapalina odnáší, je třeba z kapaliny filtrovat. Pro tento účel nabízí mnoho firem různá řešení. Chladicí oběh by měl být uveden do provozu při spuštění hlavního řezného procesu popř. posuvu, aby nedošlo k odebrání třísky bez chlazení, což by mohlo poškodit řezný nástroj. K vypnutí chlazení má dojít při zastavení obrábění. [8] Nasměrování chladicí kapaliny do řezu bude provedeno pomocí kloubových hadic. Jejich dodávkou se zabývají například firmy SAPTEC a MAPEC. Tyto kloubové hadice mohou být upevněny do magnetické základny (Obr. 4.23). Výhodou tohoto řešení je, že tato základna není pevně připevněna k rámu stroje a lze ji dle potřeby přemístit.



Obr. 4.23 Magnetická základna pro kloubové hadice [21]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 67
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Ke kloubovým hadicím jsou dodávány různé druhy koncovek (Obr. 4.24). Vzhledem k tomu, že bude pro stroje zvolena centrální filtrační jednotka, tak chladicí kapalina bude přiváděna centrálním rozvodem. Centrální rozvod a související zapojení jednotlivých strojů v této diplomové práci nebudou řešeny.

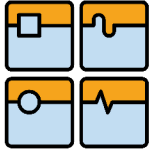


Obr. 4.24 Koncovky kloubových hadic [22]

Chladicí agregáty se vyrábí v různých konstrukčních provedeních. Vzhledem k tomu, že na navrhovaném stroji se budou provádět dokončovací operace, je důležité zvolit chladicí agregát s dostatečnou kvalitou filtrace. [3]

4.6.5. Odvod třísek


Dopravníky třísek slouží odvodu třísek z obráběcího stroje. U starších konvenčních strojů zajišťovala odstranění třísek obsluha stroje, to však bylo značně problematické. Nové stroje jsou již vybavovány dopravníkem třísek. U jednoúčelových strojů je nutné zajistit kvalitní odvod třísek z pracovního prostoru, aby zde nedocházelo k jejich hromadění. To by pak mohlo vést k poškození stroje, poškození obrobku nebo zranění obsluhy při odstraňování nahromaděných třísek. Na trhu je mnoho výrobců dopravníků, kteří nabízejí několik typů dopravníků. Jejich volba záleží na tvaru a velikosti třísek. Mezi základní typy dopravníků třísek patří hrablové, magnetické, článkové, šnekové a harpunovité dopravníky. Hrablové dopravníky jsou určeny pro dopravu krátkých a drobných třísek. Použití nalézají u frézovacích center, pásových pil a jiných strojů, které produkují drobné třísky. Magnetické dopravníky jsou vhodné pro přepravu krátkých třísek. Podmínkou je však, že třísky jsou z feromagnetického materiálu. Třísky mohou být smíseny s chladicí kapalinou. Jejich použití bývá většinou u ozubárenských strojů nebo pil na dělení materiálu. Jsou nevhodné pro přepravu velmi dlouhých třísek. Článkové dopravníky třísek jsou určeny pro přepravu většiny druhů třísek. Výhodné je jejich použití u strojů, kde se obrábějí různé materiály s rozdílnými tvary třísek. Třísky padají na článkový dopravníkový pás a jsou pomocí příčných unášeců



vynášeny do připravené nádoby. Šnekový dopravník třísek je vhodný pro přepravu velmi jemných třísek. Nevýhodou tohoto dopravníku je, že nemůže být lomený. Proto je u obráběcích strojů většinou kombinován s jiným dopravníkem. Šnekový dopravník pak slouží k vynesení třísek z pracovního prostoru stroje, třísky jsou pak přepraveny na určené místo jiným dopravníkem. Harpunovité dopravníky třísek jsou určeny hlavně pro dlouhé vinuté třísky. [3] [5] [1]

4.6.5.1. Filtrační systémy chladicí kapaliny

Na trhu je velké množství filtračních systémů pro filtraci chladicí kapaliny od nečistot. V praxi se používají zejména tyto typy: papírová filtrace, magnetická filtrace, hydrocyklonová filtrace, cartridgová filtrace. Dále například nabízí firma HENNLICH filtrační jednotku Eco-Filtro (Obr. 4.25). Znečištěná kapalina je přiváděna do filtrační jednotky, kde prochází ocelovým sítím, které je umístěno na rotačním bubnu. Stupeň filtrace je určen jemností ocelového síta. Profiltrovaná kapalina je odváděna do nádrže. Třísky a kal se zachytávají na vnější straně rotačního bubnu. Tím dochází k růstu odporu k průchodu kapaliny skrz ocelové síto, což má za následek stoupaní hladiny vně rotačního bubnu. Když hladina vně rotačního bubnu dosáhne stanovené výšky, sepne hladinový spínač. Ten spustí čerpadlo protiproudového čištění. Profiltrovaná chladicí kapalina je čerpána z nádrže a je tryskána z trysek na vnitřní stranu rotačního bubnu. Chladicí kapalina prostříkující skrz ocelové síto čistí filtrační bubnu. Třísky a kal, uvolněné při čištění, se usazují na dně filtrační jednotky, odkud jsou hrablovým dopravníkem automaticky dopravovány do výsypky a následně do nádoby na přepravu třísek a kalu. [32] U papírové filtrace proudí chladicí kapalina přes filtrační papír, na kterém se zachytávají nečistoty. Jedná se o jednotky s poměrně velkým stupněm filtrace. Magnetická filtrace využívá k odloučení třísek magnetické disky, které důkladně odstraní i velmi malé třísky. Nevýhodou magnetické filtrace, je to, že třísky musí být feromagnetické. V hydrocyklonové filtraci dochází díky rotačnímu pohybu kapaliny vlivem odstředivé síly k odloučení nečistot v chladicí kapalině. Jedná se o poměrně často používané řešení pracující na jednoduchém principu. U cartridgové filtrace je chladicí kapalina filtrována ve výměnné cartridgi. Cartridge musí být vyměňovány obsluhou, což je poměrně velká nevýhoda. [33] [34] [32] [31] [23]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 69
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	



Obr. 4.25 Ecofiltro [32]

4.6.6. Mazání JÚS


Kvalitní mazání stroje je nutné pro zajištění spolehlivého chodu stroje a jeho dlouhé životnosti. Nedostatečné mazání některých částí stroje vede k jejich rychlejšímu opotřebení. [1] Dále mazání snižuje tření a tím dochází ke snížení spotřeby energie, zmenšení vzniku tepla (tepelné namáhání stroje) a také jeho odvodu. Na stroji je mnoho míst, které je nutno mazat. Většina vyžaduje trvalé mazání s regulací přiváděného množství maziva nebo mazání v pravidelných intervalech. Mezi nejdůležitější místa patří ložiska vřeten, vedení, posuvové a převodové skříně. Důležitá je i volba maziva, které musí mít dobrou mazací schopnost, odolnost proti stárnutí a chemickým změnám, necitlivost vůči vyšším teplotám a také malý sklon k pěnění [8] [3]

4.6.7. Řízení

Pro správný chod stroje je nutné vybrat vhodný systém řízení. Někteří výrobci pracovních jednotek dodávají své vlastní systémy řízení, ty však často mají omezené možnosti. Proto je dobré využít možnosti řízení pomocí PLC (Programmable Logic Controller) Na trhu je velká nabídka PLC, které se liší nabízenými parametry. Předběžně vybírám PLC SIMATIC S7-300 od firmy SIEMENS (Obr. 4.26). Konečný výběr je však vhodné uskutečnit a po dořešení všech detailů stroje.




Obr. 4.26 PLC SIMATIC S7-300 [16]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 70
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5. ANALÝZA PROBLÉMU A VOLBA ŘEŠENÍ

V předcházejících kapitolách byly popsány trendy ve stavbě JÚS a také jejich nejdůležitější části. Nyní bude nutné vybrat vhodnou koncepci JÚS pro zvolenou součást (kapitola 2.3). Dle zvolené koncepce bude nutné provést konstrukční výpočty pro jednotlivé součásti stroje (pracovní jednotky, polohovací jednotku, spodní stavbu) a vybrat vhodné přídatné jednotky. Stroj musí být navržen tak, aby obráběl součást v požadované přesnosti a kvalitě. Neméně důležitá je i cena stroje a plocha, kterou bude stroj zabírat. Obrábět se budou otvory pro přišroubování vík, které zakrývají prostor uložení konců hřídelů. Jedná se o zhotovení 8 otvorů se závity na roztečné kružnici 190 mm (celkem tedy 16 otvorů, protože víka budou na obou bocích převodové skříně). Víka budou zakrývat ložiska uložená v dírách 170 H7. Dále je nutné zhotovit 8 otvorů na roztečné kružnici 140 mm (víka budou umístěna na bocích skříně). Víko bude zakrývat ložisko uložené v díře 120 H7. Na čele je pak nutné zhotovit otvory pro přišroubování víka zakrývajících ložisko uložené v díře 100 H7. Pro přišroubování víka je třeba 6 otvorů se závity na roztečné kružnici 120 mm.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 71
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6. KONSTRUKCE HLAVNÍCH ČÁSTÍ STROJE

V následující části práce bude vybrána variant řešení a pro ni proveden návrh konstrukce hlavních částí. Hlavními částmi je myšlen návrhu rámu, polohovací jednotky, pracovní jednotky a potřebných přídatných jednotek.

6.1. Návrh možných variant řešení

Pro realizaci jednoúčelového stroje pro vrtání zadané součásti byly vybrány tři varianty řešení z používaných koncepcí JÚS (kapitola 4.1):

- JÚS se stolem polohovacím přímočarým (varianta č.1)
- JÚS s otočným stolem mezikruhovým s otočnými paletami (varianta č.2)
- JÚS s otočným stolem kruhovým s otočnými paletami (varianta č.3)

Jednotlivé varianty budou nyní rozebrány, zejména jejich hlavní výhody a nevýhody pro aplikaci na zvoleném obrobku. Na schématech strojů budou uvedeny přibližné rozměry.

6.1.1. Varianta řešení č. 1

Tato koncepce (Obr. 6.1) je poměrně jednoduchá, lze u ní dosáhnout poměrně snadno požadované přesnosti obrábění. Cenově vychází levněji než zbylé dvě varianty. Hmotnost stroje i zastavěná plocha je také menší. Snadný je i odvod třísek, které mohou být jednoduše odváděny z prostoru stroje dopravníkem třísek. Výhodou je i to, že můžeme obrábět obrobek ze tří stran (paleta se nemusí otáčet). Tato varianta má však nižší výrobnost, protože obráběn je pouze jeden obrobek a výměna obrobku probíhá, když stroj neobrábí.

Výhody:

Jednoduchá koncepce

Dobrý odvod třísek

Možnost obrábění ze tří stran

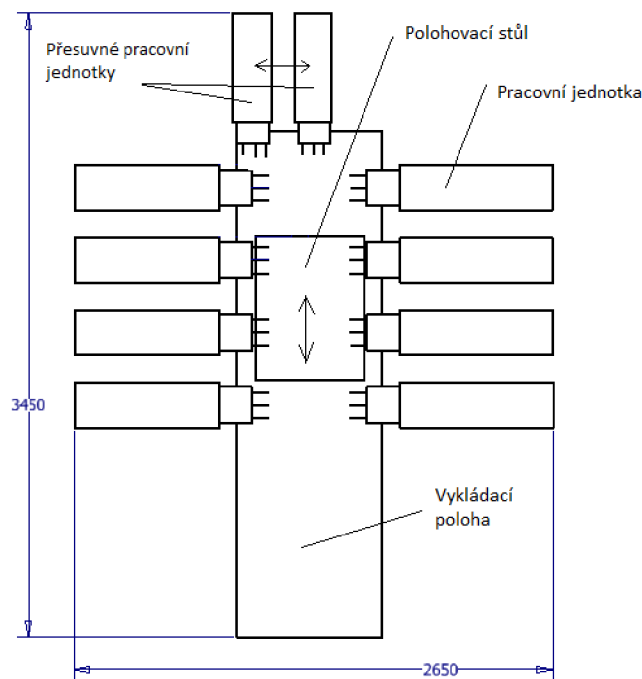
Nižší hmotnost oproti ostatním variantám

Nevýhody:

Nízká výrobnost (obráběcí operace pouze na 1 obrobku)

Výměna obrobku pouze při nečinnosti stroje

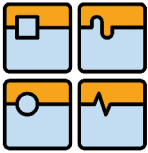
Přesouvání pracovních jednotek v poslední poloze



Obr. 6.1 Varianta řešení č. 1 – JÚS se stolem polohovacím přímočarým

6.1.2. Varianta řešení č.2

Tato varianta (Obr. 6.2) vyžaduje otáčení palet s obrobkem, aby bylo zajištěno obrábění ze třech stran. Pro zadaný obrobek s paletou však tato varianta nabývá poměrně velkých rozměrů. Potřebný vnější průměr otočného mezikruhového stolu by byl 4800 mm a po umístění pracovních jednotek z vnější strany stolu by vnější rozměr stroje byl v průměru 7000 mm. Tato varianta se jeví jako nejméně vhodná vzhledem k velkému prostoru, který by zabírala. Stejně tak nevýhodná by byla velká hmotnost stroje a složitost údržby vzhledem k špatné přístupnosti k pracovním jednotkám ve středu mezikruhového stolu. Problematický je i odvod třísek.



Výhody:

Vyšší výrobnost než u varianty č.1

Výměna obrobku probíhá, když jsou pracovní jednotky v činnosti

Méně pracovní poloh než u varianty č.3 (menší náklady na upínače palet)

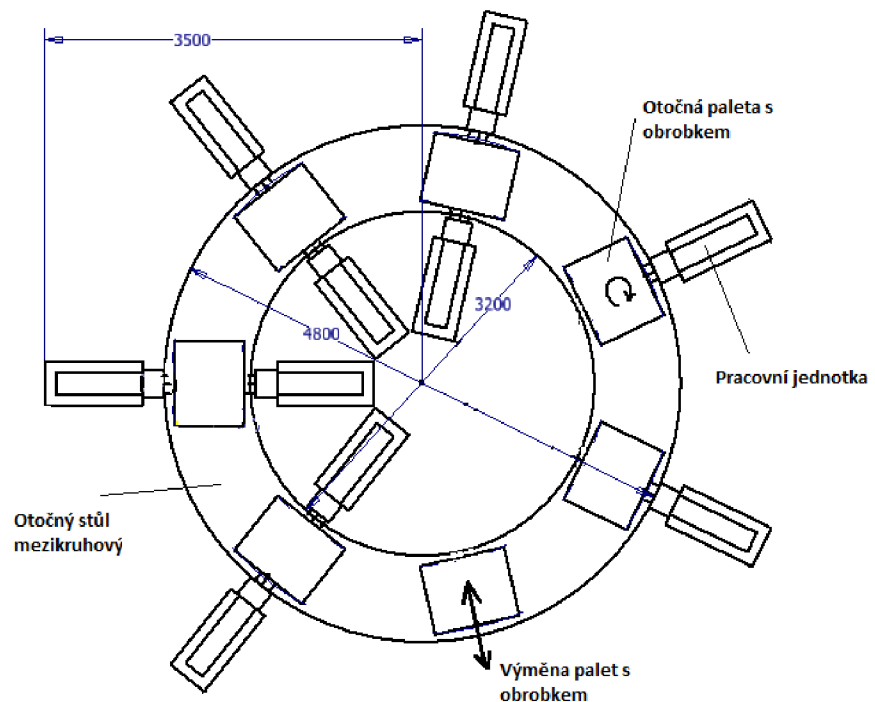
Nevýhody

Velká zastavěná plocha

Velká hmotnost

Horší odvod třísek

Horší dostupnost pracovních jednotek uprostřed mezikruhového stolu



Obr. 6.2 Varianta řešení č. 2 – JÚS s otočným stolem mezikruhovým s otočnými paletami



6.1.3. Varianta řešení č.3

Tato koncepce (Obr. 6.3) dosahuje velké výrobnosti, vyžaduje však použití otáčení palet, což stroj poněkud prodražuje. Stroj zabírá poměrně velkou plochu a je třeba použít otočný stůl velkého průměru (4500 mm), jehož cena je vysoká. Výhodou, oproti JÚS s otočným stolem mezikruhovým, je, že pracovní jednotky jsou snadno přístupné.

Výhody:

Větší výrobnost než u varianty č.1

Výměna obrobku probíhá, když jsou pracovní jednotky v činnosti

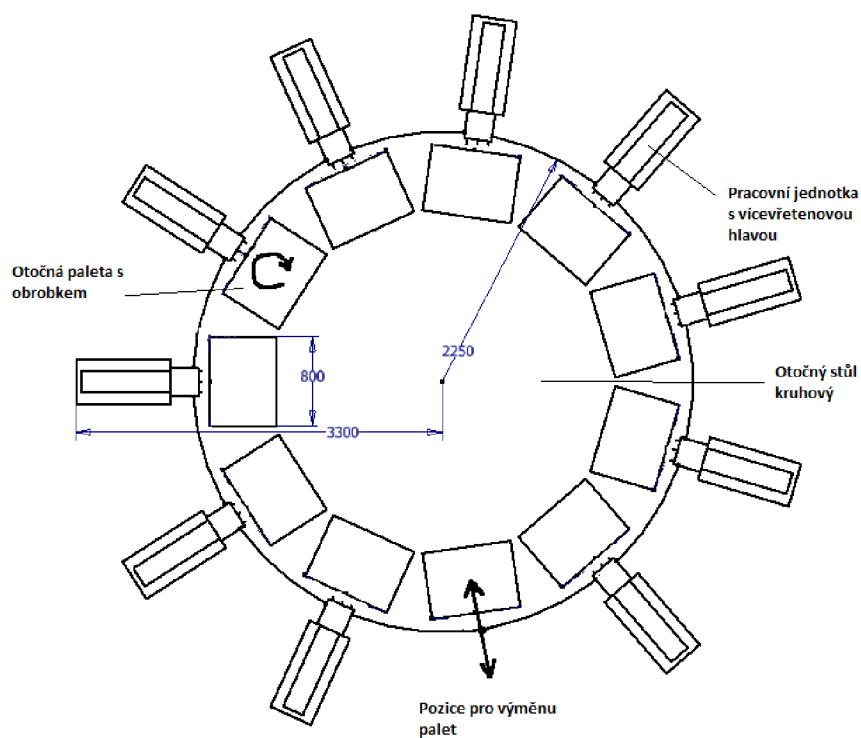
Nevýhody:

Velká zastavěná plocha


Nutnost otáčet obrobek

Velké množství pracovních poloh

Velký průměr otočného stolu (vysoká cena)



Obr. 6.3 Varianta řešení č. 3 – JÚS s otočným stolem kruhovým s otočnými paletami

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 75
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6.1.4. Výběr varianty řešení

Po zvážení výhod a nevýhod, byla vybrána varianta řešení č. 1, která je konstrukčně jednoduchá, dává tedy předpoklad nízké ceny, sice za cenu nižší výrobnosti, ta však bude i přesto dostačující. V následující části práce, budou navrhnuty důležité části tohoto typu stroje.

6.2. Volba nástrojů

Volba vhodného nástroje je velmi důležitá, protože značně ovlivňuje řezný proces. Na trhu je mnoho firem, které se zabývají výrobou nástrojů, na českém trhu se jedná zejména o firmy ISCAR, SANDVIK COROMANT a GÜHRING. Po analýze nabízených řezných nástrojů v katalogích těchto firem byly vybrány nástroje pro vrtání a závitování od firmy GÜHRING. Tato firma má přímo na svých webových stránkách [59] aplikaci pro výběr vhodného nástroje, pomocí které lze vybrat nejvhodnější nástroj pro danou aplikaci. Výběr nástrojů byl proveden pro litinu GGG40 s tvrdostí 190 HB. Tato litina je rozebrána v kapitole (2.3). Vhodné by byly vrtáky s vnitřním přívodem chladicí kapaliny, tuto variantu však vícevřetenové hlavy neumožňují. Nástroj by tak byl lépe chlazen a docházelo by k menšímu opotřebení břitu. Z výše zmíněného důvodu budou při výběru nástrojů vybrány nástroje bez vnitřního přívodu chladicí kapaliny. Je však nutné zajistit správný směr přívodu chladicí kapaliny dle obrázku (Obr. 6.4 Přívod chladicí kapaliny do řezu [15]Obr. 6.4).

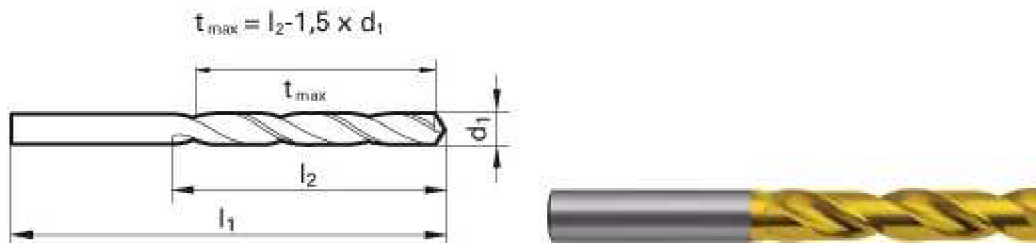


Obr. 6.4 Přívod chladicí kapaliny do řezu [15]Obr. 6.4)



6.2.1. Nástroje pro vrtání

Všechny zhotovované díry mají stejný průměr i délku, proto bude vybrán jen jeden typ nástroje pro všechny zhotovované díry. Pro vrtání otvorů byl zvolen vrták z řezného materiálu VHM s povlakem TiN s objednacím číslem 1243, jehož parametry a vzhled lze vidět na obrázku (Obr. 6.5). Použití tohoto nástroje dovoluje obrábět litinu velkými řeznými rychlostmi. Je zde však požadavek dostatečného chlazení, proto je nutné dostatečně dimenzovat chladicí okruh. Řezné parametry zvoleného nástroje jsou shrnuty v tabulce (Tab. 6.1).



rozměry						
d1 [mm]	l1 [mm]	délka drážky l3 [mm]	počet drážek	průměr stopky d2 [mm]	délka stopky l3 [mm]	délka osazení l2 [mm]
6.800	83	43	2	6,8	40	48

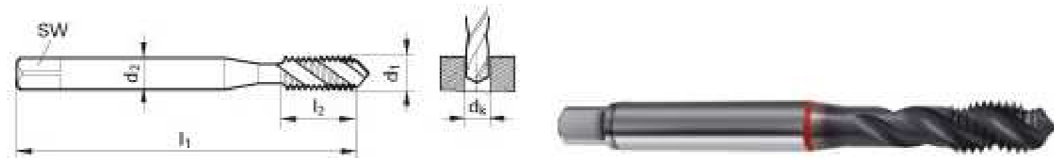
Obr. 6.5 Rozměrové parametry zvoleného nástroje pro vrtání (Upraveno) [59]

Parametr	Rozměr	Jednotka
Řezná rychlost	120	m/min
Posuv na otáčku	0,17	mm/ot
Otáčky	5617	ot/min

Tab. 6.1 Řezné parametry zvoleného vrtacího nástroje [59]

6.2.2. Nástroje pro závitování

Pomocí aplikace byl zvolen závitník s objednacím číslem 1916/8 vhodný pro zhotovování závitů do neprůchozích děr, který je vyroben z HSS s povlakem z TiCN. [59] Jeho parametry a vzhled lze zhlédnout na obrázku (Obr. 6.6) a řezné podmínky v tabulce (Tab. 6.2).



jmen. průměr:	stoupání [mm]	l1 [mm]	Předvrtaný otvor- \varnothing d_k [mm]	počet drážek	čtyřhran SW	délka závitů l2 [mm]	průměr stopky d2 [mm]	d 1 : [mm]
M 8	1,25	90	6,8	3	6,2	14	8	8,07

Obr. 6.6 Rozměrové parametry zvoleného nástroje pro závitování (Upraveno) [59]

Parametr	Rozměr	Jednotka
Řezná rychlost	20	m/min
Posuv na otáčku	1,25	mm/ot
Otáčky	796	ot/min

Tab. 6.2 Řezné parametry zvoleného závitníku [59]

6.3. Výpočet řezných sil

Výpočet sil, vznikajících při obrábění, je zásadní, protože z analýzy řezných sil a směru jejich působení vychází návrh celého stroje. Pokud by nebyly síly určeny správně, nastal by velký problém, protože by mohlo dojít ke snížení životnosti jednotlivých součástí, stability stroje (statické, dynamické) nebo i k porušení některých součástí. Všechny tyto důsledky jsou nepřijatelné, a proto je nutné výpočtu řezných sil věnovat velkou pozornost.

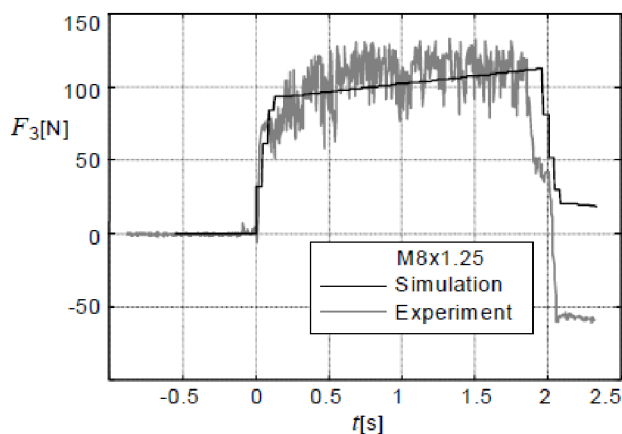
6.3.1. Řezné síly při závitování

Určení sil vznikajících při závitování je poměrně problematické. Proto bude vycházeno z experimentu prováděného na univerzitě v Bělehradě na fakultě strojího inženýrství. Cílem experimentu bylo ověřit matematický model pro výpočet řezných sil při zhotovení závitů M8x1,25 a M10x1,5. Obráběný materiál byl 1.0601(ČSN 12061), jedná se o ocel k zušlechťování. Dle katalogu firmy ISCAR [15] patří tento materiál do třídy 4 pro kterou je měrný řezný odpor $K_c = 2200$. Je vyšší a proto lze vycházet z toho, že síly a moment při obrábění litiny s $K_c=1100$ jsou nižší. Pro výpočet však budou brány hodnoty



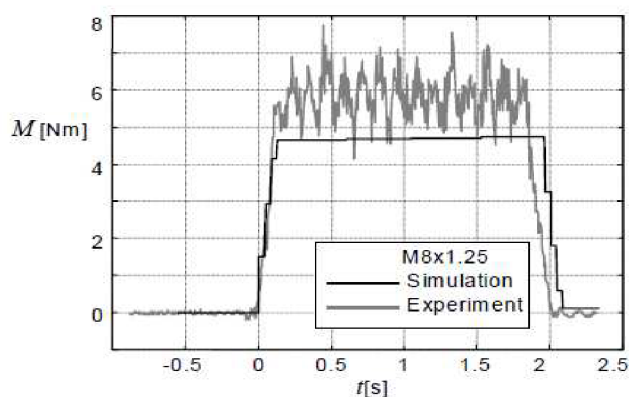
DIPLOMOVÁ PRÁCE

naměřené při obrábění oceli 1.0601. Při obrábění totiž dochází k otupení nástroje a nárůstu axiální síly, proto zvolená hodnota pokryje otupení nástroje. Při návrhu je totiž nutné vycházet z hodnot pro otupené nástroje. Na obrázku (Obr. 6.7) lze vidět graf průběhu axiální síly F_3 (síla ve směru osy nástroje) během řezání závitu.



Obr. 6.7 Průběh řezné síly při řezání závitu M8x1,25 [14]

Průběh řezného momentu M během obrábění je na obrázku (Obr. 6.8). Velikosti axiální síly a řezného momentu jsou však poměrně závislé na geometrii nástroje. Při výpočtu budu uvažovat sílu $F_a = 150$ N a řezný moment M_{cz} 8 Nm.

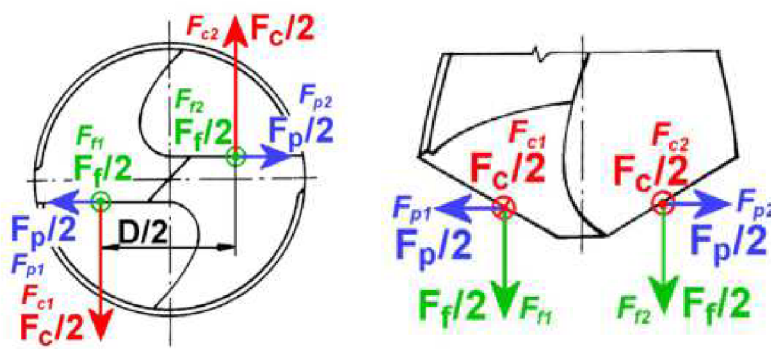


Obr. 6.8 Průběh řezného momentu při řezání závitu M8x1,25[14]



6.3.2. Řezné síly při vrtání

Technologie vrtání byla podrobněji popsána v kapitole (3.1), proto v této kapitole bude proveden pouze rozbor sil vznikajících při vrtání do plného materiálu šroubovitým vrtákem. Jak lze vidět na obrázku (Obr. 6.9), je materiál současně odebírán dvěma břity nástroje, které jsou postaveny symetricky vůči ose otáčení (osa nástroje).




Obr. 6.9 Rozložení sil při vrtání u šroubovitého vrtáku [12]

Z velikosti řezné síly lze vypočítat řezný moment. Některé firmy uvádějí přímo vzorce pro výpočet řezného momentu. Výpočet řezného momentu a posuvové síly bude realizován dle vzorců uvedených v katalogu firmy ISCAR[15]. Budeme vycházet z parametrů pro zvolený nástroj:

Posuv na otáčku	$f_v = 0,17 \text{ mm/ot}$
Měrný řezný odpor	$K_c = 1100 \text{ N/mm}^2$
Průměr vrtané díry	$D = 6,8 \text{ mm}$
Koeficient geometrie nástroje	$K_m = 1$
Koeficient geometrie nástroje	$K_f = 1$
Úhel κ (pro úhel špičky nástroje 140°)	$\kappa = 70^\circ$

Po dosazení jednotlivých parametrů do vzorce (4) lze vypočítat řezný moment pro jeden vrták:

$$M_{cv} = \frac{f_v \cdot K_c}{1000} \cdot \frac{D^2}{8} \cdot \sin(\kappa) \cdot K_m = 0,836 \text{ Nm} \quad (4)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 80
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

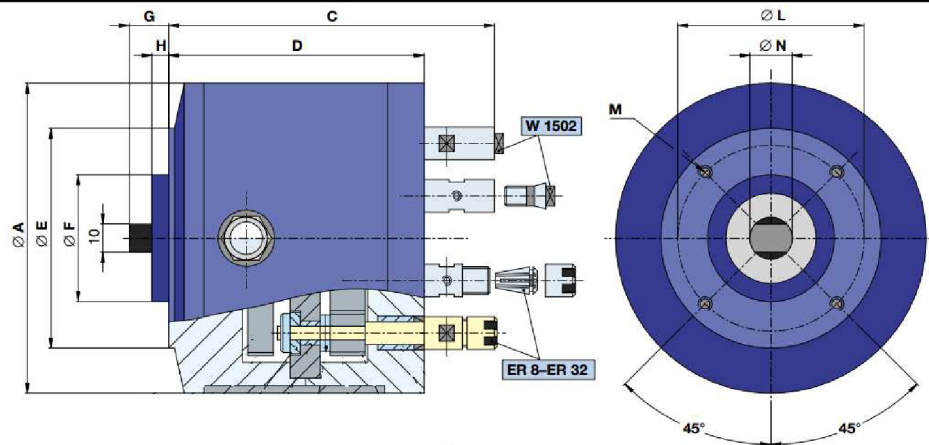
Podobně lze určit velikost posuvové síly dle vzorce (5):

$$F_{fv} = 0,63 \cdot \frac{D}{2} \cdot f_v \cdot \sin(\kappa) \cdot K_f = 309,985 \text{ N} \quad (5)$$

Vypočtené síly byly následně ověřeny ještě výpočtem firmy COROMANT. Výsledky se téměř shodovaly. Pro návrh stroje je však nutné uvažovat otupení nástroje. Proto při kontrolních výpočtech jednotlivých komponent budou uvažovány síly a momenty zvětšené o otupení nástroje. Pro řezný moment bude uvažováno navýšení o 50% a u posuvové síly o 30%.

6.3.3. Volba vícevřetenových hlav

Vývoj vlastní vícevřetenové hlavy by byl poměrně drahý, protože klade velké nároky na konstrukci i zkušenosti konstruktérů, poměrně drahá je i výroba. Z tohoto důvodu budou na základě řezných podmínek, silového zatížení a rozmístění otvorů zvoleny vhodné vícevřetenové hlavy pro obrábění součástí. Volím vícevřetenové hlavy s pevnými vřeteny z katalogu firmy SUHNER (Tab. 6.3). Cena vícevřetenové hlavy bude i tak dosahovat ceny až 200000 Kč/ks. Zvolené vícevřetenové hlavy MHFP umožňují provádět jak vrtací, tak i závitovací operace. Pro jednotlivé pracovní polohy byly zvoleny následující velikosti hlav (Tab. 6.3). Pro obráběcí operace na čele převodové skříně byla zvolena menší ze zvolených vícevřetenových hlav. Schéma je zobrazeno na obrázku (Obr. 6.10), kde jsou zakótovány rozměry uvedené v tabulce. Pro vrtání otvorů a řezání závitů na čele převodové skříně byla zvolena vícevřetenová hlava MHFP 1-200 1L. Pro vrtání otvorů a řezání závitů na boku převodové skříně byla zvolena vícevřetenová hlava MHFP 1-250 1L.



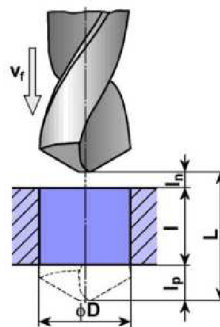
Obr. 6.10 Vícevřetenová hlava MHFP [45]

● Typ	● Werkzeug-aufnahme	● Drehzahl min ⁻¹	● Weldon-Aufnahme		● Gewicht	● Abmessungen der Standard-Mehrspindelköpfe									
▲ Type	▲ Toolholder	▲ Speed RPM	▲ Weldon toolholder		▲ Weight	▲ Quotation and standard multiple spindle heads									
■ Type	■ Porte-outils	■ Rotation t.min ⁻¹	■ Broches Weldon		■ Poids	■ Cotation des têtes multibroches fixes, standardisées									
	standard	max.	option		kg	∅ A	C	D	∅ E	∅ F	G	H	∅ L	M	∅ N
MHFP 1-200 1L	ER 20	7000	16	116	12	200	132	86	160	65	16	6	94	M 6 × 10	20
MHFP 1-250 1L	ER 20	7000	16	116	14	250	132	86	160	80	16	6	140	M 8 × 12	20

Tab. 6.3 Rozměry zvolených vícevřetenových hlav [45]

6.3.4. Výpočet času pro operaci vrtání a závitování

Určení času pro obrobení jedné díry je nutné pro výpočet celkového času obrobení součásti na navrhovaném stroji. Vzhledem k velké řezné rychlosti a velkému posuvu na otáčku není nutné přibližování k obrobku rychloposuvem. Dráha vrtáku je naznačena na obrázku (Obr. 6.11), s výjimkou toho, že ve výpočtu nebude uvažována délka přejezdu l_p , protože se jedná o neprůchozí díru.



Obr. 6.11 Dráha vrtáku [12]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Délku náběhu volím $l_n = 30$ mm, hloubka díry l je 24 mm. Po návrhu pracovní jednotky v kapitole (6.9) je nutno upravit otáčky nástroje na 5265 ot. /min, ve zmiňované kapitole je i posouzen vliv snížení otáček nástroje. Pro výpočet strojního času lze psát:

$$t_{AS} = \frac{l_n + l}{n \cdot f} = \frac{30 + 24}{5265 \cdot 0,17} = 0,06 \text{ s} \quad (6)$$

Při návratu do výchozí pozice vykoná nástroj stejně velkou dráhu a pohybuje se stejnou posuvovou rychlostí, proto pro celkový čas vrtací operace bude:

$$t_{ASCV} = 2 \cdot t_{AS} = 0,12 \text{ s} \quad (7)$$

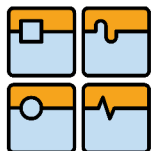
Při určení času pro zhotovení závitu budeme vycházet ze stejných vzorců. Délku náběhu volím stejnou jako v předcházejícím případě, tedy $l_n = 30$ mm, délka závitu l je 21 mm.

$$t_{AS} = \frac{l_n + l}{n \cdot f} = \frac{30 + 21}{796 \cdot 1,25} = 0,0512 \text{ s} \quad (8)$$

Stejně jako u vrtání vykoná nástroj stejnou dráhu i při návratu do výchozí pozice, proto lze opět psát pro celkový čas závitovací operace:

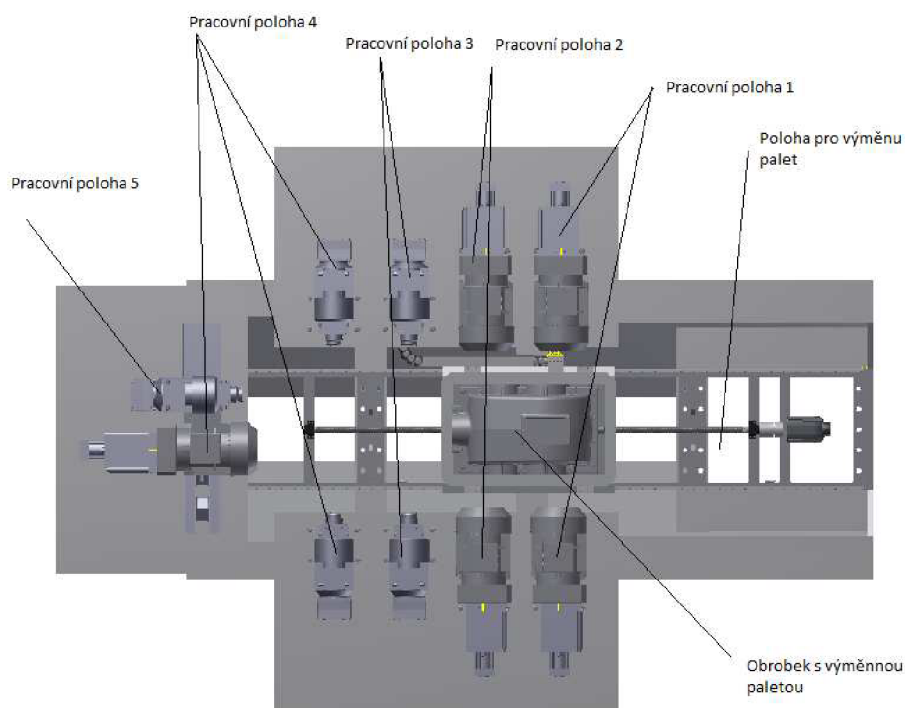
$$t_{ASCZ} = 2 \cdot t_{AS} = 0,1025 \text{ s} \quad (9)$$

Je nutné si uvědomit, že v pracovní poloze 1 (Obr. 6.12) bude za čas t_{ASCV} zhotoveno 16 otvorů, protože v této pozici jsou dvě vícevřetenové hlavy po 8 vrtacích vřetenech. Stejná situace nastává i v pracovní poloze 2. V pracovní poloze 3 je pak zhotoveno 16 závitů do zhotovených děr za čas t_{ASCZ} . Situace v pracovní poloze 4 je trochu odlišná, protože spolu se zhotovením 16 závitů je zde vrtáno 6 otvorů. Pro čas trvání operací v této pracovní poloze tedy musíme uvažovat čas nejdéle trvající operace. Jak lze vidět, nejdéle trvající operace je vrtací operace a její délka je čas t_{ASCV} . V pracovní poloze 5 pak dochází ke konečnému zhotovení závitů do děr na čele převodové skříně a čas této operace je t_{ASCZ} . Ze znalosti těchto časů pro jednotlivé pracovní polohy lze pak realizovat výpočet taktu stroje.



6.4. Stanovení taktu stroje

Důležitým parametrem JÚS je určení taktu stroje. Pro zvolenou variantu řešení je nutné docílit takt stroje maximálně 30 s. Tento čas je složen ze tří časů: času polohování, času výměny palety a času obráběcích operací.



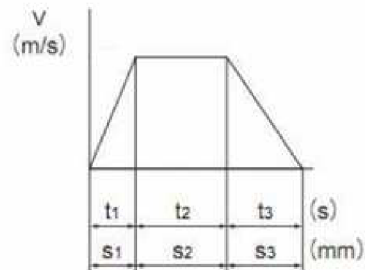
Obr. 6.12 Pracovní polohy stroje

6.4.1.1. Čas polohování

Celkový čas polohování, je součtem časů polohování mezi jednotlivými polohami. Pro polohování obrobku mezi jednotlivými polohami volím lichoběžníkový pracovní cyklus posuvového mechanismu (Obr. 6.13). Doba rozběhu bude $t_1 = 0,2$ s a doba brzdění bude uvažována $t_3 = 0,4$ s.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 6.13 Zvolený pracovní cyklus posuvového mechanismu

Dráha uražená při rozběhu na posuvovou rychlost:

$$S_1 = \frac{1}{2} \cdot a_{zr} \cdot t_1^2 = 0,05 \text{ m} \quad (10)$$

Ze stejného vztahu určíme dráhu zastavení z posuvové rychlosti:

$$S_3 = \frac{1}{2} \cdot a_{zp} \cdot t_3^2 = 0,1 \text{ m} \quad (11)$$

Pro celkovou dráhu lze psát:

$$S_c = S_1 + S_2 + S_3 \text{ [m]} \quad (12)$$

Délka dráhy mezi polohou pro výměnu a první pracovní polohou:

$$S_{cv,1} = 0,75 \text{ m} \quad (13)$$

Délka dráhy po které se stůl pohybuje posuvovou rychlostí:


$$S_{2v,1} = S_{cv,1} - S_1 - S_3 = 0,6 \text{ m} \quad (14)$$

Čas uražení této dráhy:

$$t_{2v,1} = \frac{S_{2v,1}}{V_{rp}} = 1,2 \text{ s} \quad (15)$$

Celkový čas polohování z polohy pro výměnu palety do první pracovní polohy je:

$$t_{cv,1} = t_1 + t_{2v,1} + t_3 = 1,8 \text{ s} \quad (16)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 85
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obdobným postupem lze stanovit i další časy pro polohování do jednotlivých poloh, proto zde budou dále uvedeny jen výsledné časy. Čas pro polohování z pracovní polohy 1 do pracovní polohy 2:

$$t_{C1,2} = 0,6 \text{ s} \quad (17)$$

Čas pro polohování z pracovní polohy 2 do pracovní polohy 3:

$$t_{C2,3} = 1,4 \text{ s} \quad (18)$$

Čas pro polohování z pracovní polohy 3 do pracovní polohy 4:

$$t_{C3,4} = 0,6 \text{ s} \quad (19)$$

Čas pro polohování z pracovní polohy 4 do pracovní polohy 5 je stanoven na základě rychlosti posuvu posuvové jednotky SUHNER (zvolené v kapitole 6.8):

$$t_{C4,5} = 0,25 \text{ s} \quad (20)$$

Čas pro polohování z pracovní polohy 5 do polohy pro výměnu palet:

$$t_{C5,1} = 2,9 \text{ s} \quad (21)$$

6.4.1.2. Čas výměny palety

Čas výměny palety nelze určit, protože nejsou známy parametry výměníku palety, který bude používán pro výměnu palet. Bude proto brána hodnota, kterou v dnešní době výměníky palet běžně dosahují. Čas výměny palety volím:

$$t_{vp} = 10 \text{ s} \quad (22)$$

6.4.1.3. Čas obráběcích operací v jednotlivých polohách

Při výpočtu časů v jednotlivých polohách bude vycházeno z rozboru v kapitole (6.3.4) Čas pro provedení obráběcích operací v poloze 1 je:

$$t_{ASC1} = 0,12 \text{ s} \quad (23)$$



Čas pro provedení obráběcích operací v poloze 2 je:

$$t_{ASC2} = 0,12 \text{ s} \quad (24)$$

Čas pro provedení obráběcích operací v poloze 3 je:

$$t_{ASC3} = 0,1025 \text{ s} \quad (25)$$

Čas pro provedení obráběcích operací v poloze 4 je:

$$t_{ASC4} = 0,12 \text{ s} \quad (26)$$

Čas pro provedení obráběcích operací v poloze 5 je:

$$t_{ASC5} = 0,1025 \text{ s} \quad (27)$$

6.4.1.4. Určení taktu stroje

Na základě časů polohovacích, časů obráběcích operací a času výměny palety lze vypočítat takt stroje. Takt stroje je sumou těchto časů a lze pro něj psát rovnici:

$$t_{cs} = t_{VP} + t_{Cvp,1} + t_{ASC1} + t_{C1,2} + t_{ASC2} + t_{C2,3} + t_{ASC3} + t_{C3,4} + t_{ASC4} + t_{C4,5} + t_{ASC5} + t_{C5,vp} = 18,12 \text{ s} \quad (28)$$


6.4.1.5. Počet vyrobených kusů za hodinu

Lepší vypovídající hodnotu má však počet vyrobených kusů za hodinu, ten získáme z následující rovnice:

$$P = \frac{3600}{t_{cs}} = \frac{3600}{18,22} = 197 \text{ ks} \quad (29)$$

6.5. Zhodnocení spolehlivosti upnutí obrobku a silového zatížení v jednotlivých pracovních polohách

Vznikající síly a momenty při obrábění budou uvedeny již navýšené o otupení nástrojů. Rozmístění pracovních poloh je na obrázku (Obr. 6.12).

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 87
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Pracovní poloha 1 a 2:

Při obrábění na boku skříně zde vzniká celková posuvová síla při vrtání (pro 8 vrtáků) o velikosti $F_{f_{vh1,2}} = 3224 \text{ N}$ a celkový řezný moment $M_{cvh1,2} = 10,038 \text{ Nm}$. Na protější straně probíhá obrábění stejných děr. Vzniká tedy posuvová síla a řezný moment stejné velikosti, ale opačné orientace. Teoreticky jsou výslednice sil a momentů nulové.

Pracovní poloha 3:

V této pracovní poloze probíhají závitovací operace, výsledný řezný moment při zhotovení 8 závitů na boku skříně je $M_{c_{zh3,4}} = 64 \text{ Nm}$ a axiální síla $F_{ah3,4} = 1200 \text{ N}$. Obrábění probíhá i na protější straně, proto výsledné zatížení je teoreticky nulové.

Pracovní poloha 4:

Síly od obrábění na bocích převodové skříně jsou stejné jako v předcházející poloze. Vzniká zde ale zatížení od vrtání otvorů na čele skříně. Výsledné zatížení v této pracovní poloze je $F_{f_{vh4}} = 2418 \text{ N}$ a $M_{cvh4} = 7,528 \text{ Nm}$.

Pracovní poloha 5

Zde se řežou závity do předvrtaných děr na čele převodové skříně. Vzniká při tom řezný moment $M_{c_{zh5}} = 48 \text{ Nm}$ a axiální síla $F_{ah5} = 900 \text{ N}$.

Vznikající síly a momenty na čele převodové skříně musí magnetické upínání zachytit. Obrobek bude upnut na magnetickou desku, která vytváří plošnou upínací sílu 140 N/cm^2 [27]. Palety jsou určeny pro frézovací operace, kde jsou kladeny vysoké nároky na upnutí. Obrobek bude upnut plochou 1208 cm^2 a upínací síla tedy bude 169120 N . Tato síla je však dána pro oceli s nízkým obsahem uhlíku. Litina redukuje tok magnetických siločar, a proto síla upnutí dosahuje přibližně 45% této síly. [41] Upínací síla působí kolmo na upínací plochu. Přídržná síla ve vodorovném směru závisí na drsnosti povrchu součásti a adhezi. Výrobce palet tuto sílu udává mezi 15 až 30%. [27] Pro náš případ budeme uvažovat horší variantu, tedy 15%. Upínací síla ve vodorovném směru tedy bude:

$$F_{upv} = 0,15 \cdot 0,45 \cdot 169120 = 11415,6 \text{ N} \quad (30)$$



Upínací síla v kolmém směru bude:

$$F_{uph} = 0,45 \cdot 169120 = 76104 \text{ N} \quad (31)$$

Upínací síla magnetické desky je větší než zatížení vznikající při obrábění, proto zvolené upínání je vhodné.

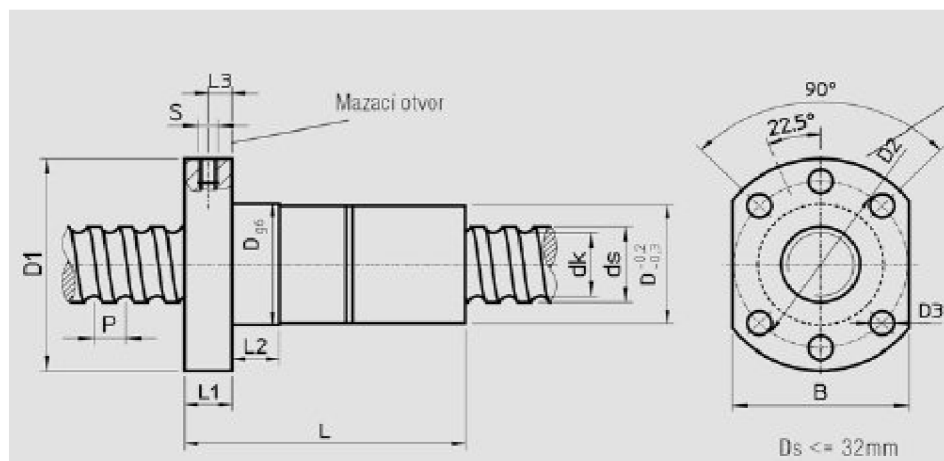
6.6. Konstrukce posuvové jednotky

Posuvová osa bude sloužit k polohování obrobku. Důležité je, aby měla osa dostatečnou přesnost polohování. Tak, aby byla zajištěna souosost roztečné kružnice, na které leží otvory pro přišroubování vík, a osy otvoru pro ložisko. Vzhledem k doporučeným tolerancím na souosost volím přesnost polohování maximálně do 0,01 mm. Nejprve je nutné zvolit způsob vyvození přímočarého pohybu. Pro realizaci posuvové osy přicházejí v úvahu, v praxi často používané, 4 varianty řešení. Jedná se o kuličkový šroub, ozubený hřeben, ozubený řemen a lineární motor. [29] Lineární motor umožňuje dosáhnout poměrně velkých rychlostí, jistou nevýhodou je však dosažení menšího převodu. Ozubený řemen je nejlevnější možností realizace posuvové osy, mezi nevýhody však patří poměrně malá přesnost polohování, hlavně při větším zatížení. Ozubený hřeben je náročnější na konstrukci, toto řešení také zabírá více místa. Mezi výhody patří dosažení vysokých rychlostí a zdvihů. Proto se spíše používá u velkých strojů. Kuličkový šroub je realizován pomocí kuličkového šroubu a matice (KŠM), ve které obíhají kuličky. Účinnost šroubu se pohybuje okolo 90%, díky valivému tření, takže nedochází k takovému oteplení jako u trapézového pohybového šroubu. Matici lze předeprnout a tím se vymezí vůle v mechanismu, čímž lze použít KŠM pro velmi přesné aplikace. U kuličkových šroubů je však omezení v podobě délky šroubu a otáček šroubu. U dlouhých šroubů dochází k jejich rozkmitání při vyšších otáčkách. Jako vhodné se jeví realizace ozubeným hřebenem a kuličkovým šroubem. Použití ozubeného hřebene by však vyžadovalo umístění dvou motorů na posuvový stůl (řízení Master-Slave), což by bylo problematické. Proto bude vybrán kuličkový šroub. V následující části diplomové práce bude nutné zvolit všechny základní komponenty posuvové jednotky. Při návrhu je nutno zohlednit několik požadavků, které byly zvoleny již dříve. Jedná se o rychlost posuvu, dobu zrychlení na požadovanou rychlost, dobu zastavení a přesnost polohování. Posuvová rychlost stolu byla zvolena 0,5m/s. Doba zrychlení na posuvovou rychlost byla zvolena 0,2 s. Doba zastavení

z posuvové rychlosti byla zvolena 0,4 s. Zvolená přesnost polohování je 0,01 mm. Tyto parametry je nutné dodržet.

6.6.1. Volba kuličkového šroubu a jeho kontrolní výpočet

Na základě katalogu firmy HIWIN [38], byl zvolen předběžně kuličkový šroub s dvojitou maticí, která umožňuje předepnutí. Parametry kuličkového šroubu jsou shrnuty v tabulce (Tab. 6.4). Pro tento kuličkový šroub je nutné provést kontrolní výpočet dle doporučení výrobce.



Označení	ds	P	Dg6	D1	D2	D3	L	L1	L2	L3	S	B	dk	C _{dyn} [N]	C ₀ [N]
DDB3220-R-2EB	32	20	50	80	65	9	138	14	16	7	M6	62	27,8	20300	26800

Tab. 6.4 Parametry zvoleného kuličkového šroubu [38]

6.6.1.1. Rozbor zatížení

Kuličkový šroub je namáhán pouze silami, které působí v ose šroubu (tedy v axiálním směru). V radiálním směru zatížení zachytí lineární vedení. Síly můžeme rozdělit na síly vznikající při obrábění a dynamické síly vznikající při přesouvání hmot. Za pohybu je šroub namáhán pouze dynamickými silami. Ze statického hlediska je kuličkový šroub namáhán při obrábění děr na čele převodové skříně (posuvové síly od vrtání, axiální síla při závitování), proto je nutné provést kontrolu i ze statického hlediska. Při výpočtu je dále nutné zohlednit sílu od předepnutí pro vymezení vůle. Velikost předpětí udává výrobce jako 7% dynamické únosnosti kuličkového šroubu. Uložení konců šroubu bylo zvoleno jako pevné. Požadovaná trvanlivost šroubu je 25000 provozních hodin.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Hodnoty potřebné pro výpočet:

$C_{o\check{s}} = 26800 \text{ N}$	Statická únosnost kuličkového šroubu
$C_{DYN\check{s}} = 20300 \text{ N}$	Dynamická únosnost kuličkového šroubu
$d_{\check{s}} = 27,8 \text{ mm}$	Průměr kuličkového šroubu
$l_{\check{s}} = 2000 \text{ mm}$	Délka kuličkového šroubu
$v_{rp} = 0,5 \text{ m/s}$	Posuvová rychlost
$s_{\check{s}} = 0,020 \text{ m}$	Stoupání kuličkového šroubu
$m = 501 \text{ kg}$	Hmotnost zátěže (stůl, paleta, obrobek)
$k_d = 2,74$	Koeficient pro pevné uložení
$k_k = 4,05$	Koeficient pro pevné uložení
$t_{zr} = t_1 = 0,2 \text{ s}$	Doba zrychlení na posuvovou rychlost
$t_{zp} = t_3 = 0,4 \text{ s}$	Doba zastavení z posuvové rychlosti
$f_m = 1,2$	Koeficient jakosti materiálu šroubu
$F_p = 1421 \text{ N}$	Předpětí šroubu (7% dynamické únosnosti)

Pro výpočet dynamické síly je nutné znát zrychlení (32) resp. zpomalování šroubu (33):

$$a_{zr} = \frac{v_{rp}}{t_{zr}} = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (32)$$

$$a_{zp} = \frac{v_{rp}}{t_{zp}} = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (33)$$


Dynamická síla působící na šroub při zrychlení (34) resp. zpomalování (35) je:

$$F_{d1} = m \cdot a_{zr} = 1252,5 \text{ N} \quad (34)$$

$$F_{d2} = m \cdot a_{zp} = 626,25 \text{ N} \quad (35)$$

Dále je nutné vypočítat otáčky šroubu při pohybu (při dosažení posuvové rychlosti):

$$n_{\check{s}} = \frac{v_{rp} \cdot 60}{s_{\check{s}}} = 1500 \text{ min}^{-1} \quad (36)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 91
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6.6.1.2.Kontrola maximálních otáček

Nutné je stanovit kritické otáčky šroubu, při výpočtu se uvažuje bezpečnost, proto jsou zmenšeny na 80%.

$$n_{kš} = k_d \cdot \frac{d_s}{l_s^2} \cdot 10^8 = 1904 \text{ min}^{-1} \quad (37)$$

$$n_{šmax} = 0.8 \cdot n_{kš} = 1523 \text{ min}^{-1} \quad (38)$$

Maximální otáčky kuličkového šroubu, kterými se bude šroub otáčet, jsou 1500 min^{-1} , šroub z tohoto hlediska vyhovuje.

6.6.1.3.Kontrola vzpěrné tuhosti

Aby nedošlo ke ztrátě vzpěrné tuhosti, nesmí axiální zatížení šroubu překročit teoretickou kritickou sílu, ta je ve výpočtu z hlediska bezpečnosti zmenšena o 50%.

$$F_{kš} = \frac{d_s^4}{l_s^2} \cdot k_k \cdot 10^5 = 60470 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{kšmax} = 0.5 \cdot F_{kš} = 30240 \text{ N} \quad (40)$$

Síly zatěžující kuličkový šroub jsou menší než maximální síla, která může působit na kuličkový šroub. Šroub na vzpěrnou tuhost vyhovuje.

6.6.1.4.Kontrola otáčkového faktoru

$$Faktor = d_s \cdot n_s = 20850 \quad (41)$$

Pro okružované šrouby je maximální otáčkový faktor 90000, šroub tedy vyhovuje.

6.6.1.5.Kontrola trvanlivosti

Šroub je při pohybu zatěžován proměnlivě, dle katalogu výrobce lze proto uvažovat tzv. střední zatížení šroubu. Výrobce však neuvádí postup výpočtu při předepnutí matice, proto bude šroub vypočten dle doporučení KŠK Kuřim [5]. Při výpočtu zatížení šroubu od zrychlení (zpomalování) budou uvažovány otáčky 1500 min^{-1} . Pro výpočet vnitřního




axiálního zatížení využijeme vztah (42). Pomocí tohoto vztahu určíme výsledné zatížení matice 1 a 2 od síly od předepnutí a vnějšího axiálního zatížení. Výpočet byl proveden s programu Mathcad, výsledky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 6.5).

$$F_{m(1),(2)} = F_p \cdot \left(1 + \frac{F_{d(1),(2)}}{2,83 \cdot F_v} \right) \quad (42)$$

Stav	Vnější zatížení F_{di}	Zatížení matice 1 F_{m1i}	Zatížení matice 2 F_{m2i}	Otáčky šroubu n_{ξ}	Poměrná doba běhu t_i
	N	N	N	min ⁻¹	%
1	1252,5	2134,15	811,879	1500	10,6
2	626,25	1765,7	1102,3	1500	21,2
3	1252,5	811,879	2134,15	1500	2,64
4	626,25	1102,3	1765,7	1500	5,3
5	0	1421	1421	1500	60,26

Tab. 6.5 Zatížení kuličkového šroubu při pohybu

Stavem 1 je rozuměno zrychlení na posuvovou rychlost při pohybech polohování do jednotlivých pracovních poloh (pohyb stolu vpřed). Stav 2 je zpomalení při zastavení z posuvové rychlosti při pohybech polohování do jednotlivých pracovních poloh. Stav 3 je zrychlení šroubu při pohybu z poslední pracovní polohy do polohy pro výměnu palety (pohyb stolu zpět). Stav 4 zahrnuje zpomalení při pohybu zpět. Stav 5 vyjadřuje rovnoměrný pohyb šroubu (tedy bez účinku dynamických sil od zrychlení nebo zpomalení) při pohybu dopředu i zpět. Střední vnitřní axiální zatížení matic 1 a 2:

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 93
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$F_{ma1} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^5 F_{m1i}^3 \cdot \frac{t_i}{100}} = 1589,3 \text{ N} \quad (43)$$

$$F_{ma2} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^5 F_{m2i}^3 \cdot \frac{t_i}{100}} = 1378,25 \text{ N} \quad (44)$$

Trvanlivost matic 1 a 2 kuličkového šroubu:

$$L_{\xi 1} = \left(\frac{C_{DYN\check{s}} \cdot f_m}{F_{ma1}} \right)^3 \cdot 10^6 = 3603 \cdot 10^9 \text{ ot.} \quad (45)$$

$$L_{\xi 2} = \left(\frac{C_{DYN\check{s}} \cdot f_m}{F_{ma2}} \right)^3 \cdot 10^6 = 55210 \cdot 10^9 \text{ ot.} \quad (46)$$

Nyní je nutné určit celkovou trvanlivost kuličkového šroubu v otáčkách z trvanlivostí matic 1 a 2:

$$L_{\xi} = \left(L_1^{-\frac{10}{9}} + L_2^{-\frac{10}{9}} \right)^{-\frac{9}{10}} = 2,331 \cdot 10^9 \text{ ot.} \quad (47)$$

Trvanlivost kuličkového šroubu v hodinách:

$$L_{H\check{s}} = \frac{L_{\xi}}{n_{\check{s}} \cdot 60} = 25901 \text{ hod.} \quad (48)$$

6.6.1.6. Kontrola ze statického hlediska

Dále je nutné zkontrolovat kuličkový šroub ze statického hlediska. Sílové zatížení šroubu vzniká v poslední pracovní poloze. Šroub je namáhán posuvovou silou od vrtání a při řezání závitů silou axiální. Síla od vrtání je větší proto musíme výpočet provést s touto silou.



Velikost síly je dle kapitoly (6.5) $F_{f_{vh4}} = 2418 \text{ N}$. Sílu zahrnuje otupení vrtáků. K této síle je nutné přičíst předpětí kuličkového šroubu:

$$F_{A_{\text{šs}}} = F_{f_{vo}} + F_p = 3838,8 \text{ N} \quad (49)$$

Bezpečnost kuličkového šroubu ze statického hlediska je:


$$K_{\text{šs}} = \frac{C_{o\text{š}}}{F_{A_{\text{šs}}}} = \frac{26800}{2417,8} = 6,98 \quad (50)$$

6.6.1.7. Zhodnocení výsledků

Navrhovaný kuličkový šroub bude namáhán proměnlivě, proto při výpočtu bylo vypočteno střední zatížení šroubu. Vypočtená životnost šroubu je 25901 hodin, takže z hlediska trvanlivosti vyhovuje (požadovaná trvanlivost byla 25000). Zvolený šroub vyhověl z hlediska otáčkového faktoru, maximálních otáček a vzpěrné tuhosti. Vzhledem k tomu, že šroub je namáhán axiální silou od řezného procesu, když stojí, bylo nutno provést kontrolu ze statického hlediska. I po této stránce kuličkový šroub vyhovuje s bezpečností 6,98.

6.6.2. Energetický řetěz

Energetický řetěz je strojní součást, která nese a chrání ohebné kabely, pneumatická nebo hydraulická vedení, aby nedošlo k poškození nebo dokonce přetržení kabelů a hadic při přívodu k pohyblivým částem. U navrhované posuvové osy je třeba zajistit přívod tlakového vzduchu a kapaliny pro upínače palet. Na trhu je mnoho firem, které nabízí energetické řetězce, jedná se například o firmy IGUS, TECNIMETAL. Pro přívod tlakové kapaliny a vzduchu volím uložení hadic v energetickém řetězci od firmy IGUS. Zvolen byl systém RX32 s poloměrem ohybu 80 mm (Obr. 6.14). Nutné bylo zvolit co nejmenší poloměr ohybu, ale zároveň musel vyhovovat minimálnímu ohybu hadic pro vedení hydraulické kapaliny.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 95
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	



Obr. 6.14 Zvolený energetický řetěz RX 32 [63]

6.6.3. Brzda

Z hlediska bezpečnosti je třeba u nesamosvorných posuvů (např. realizace KŠM) zajištění v dané poloze brzdou i při výpadku elektrického proudu. Na trhu je většina elektromotorů dodávána i s brzdou, která je přímo součástí motoru. Brzda bývá dostatečně dimenzována.

6.6.4. Koncové dorazy a snímače

Z hlediska bezpečnosti a zabránění vzniku škod, je třeba na posuvovou osu umístit koncové dorazy a snímače. Pro navrhovanou osu budou použity indukční snímače od firmy BALLUFF. Jejich výhodou je, že jsou bezdotykové, takže nedochází k jejich opotřebení. Mají odolnost proti zkratu a přepólování a také zaručují vysokou dobu životnosti. Další výhodou je i to, že jsou netečné ke znečištění. Koncové dorazy mohou být zvoleny až na základě přesných rozměrů teleskopického krytu, proto není možné je určit.



Obr. 6.15 Indukční snímače BALLUFF [62]

6.6.5. Krytování

Ochranné kryty pracovního prostoru chrání stroj a pracovníky před jevy, které doprovázejí rezný proces. Jedná se zejména o odletující třísky, odstřík chladicí kapaliny, hluk. Dále také zamezují případnému střetu obsluhy s pohyblivými se částmi stroje. Na ochranné kryty jsou kladeny náročné provozní požadavky, normy, nařízení, které musí splnit spolu s průmyslovým designem a ergonomií. [5] Lze je rozdělit na kryty vnější a vnitřní.



Vnitřní ochranné kryty

Vnitřní ochranné kryty se skládají z ochranných panelů, teleskopických krytů a teleskopických stěn a skluzů.

Vnější ochranné kryty

Mezi vnější kryty lze zařadit kryty, které chrání obsluhu (například plexisklo u dveří pro obsluhu stroje).



Obr. 6.16 Teleskopický kryt [5]

Pro krytí navrhované osy bude použit teleskopický kryt, jehož výroba bude na zakázku od firmy TECNIMETAL, která se výrobou teleskopických krytů zabývá. Stroj také musí být vybaven vnějšími kryty, aby byla zajištěna ochrana obsluhy. Vnější kryty budou zhotoveny z plexiskla a budou uchyceny na kostře z hliníkových profilů. V místě, kde bude probíhat výměna obrobků na paletách, tento typ krytů nebude použit, protože z této strany se předpokládá umístění automatického výměníku palet. Tento nekrytovaný prostor bude zajištěn z hlediska bezpečnosti optickými závorami, tak aby nedošlo ke střetu pohybujících se částí s osobami.

6.6.6. Upínače palety

Na základě průzkumu nabídek jednotlivých výrobců volím kuželové čepy od firmy RÖHM (Obr. 6.17). Upnutí i uvolnění se provádí tlakovou kapalinou o tlaku 80 barů. Upínače umožňují snímat dosažení upínací polohy, takže pokud by došlo k uvolnění (např vlivem poklesu tlaku v hydraulickém obvodu), bude tato skutečnost zaznamenána a řídicí systém (PLC) zastaví stroj. Nutné je vybrat hydraulický agregát, ten je však možné zvolit až na základě výpočtu hydraulického obvodu, který v této práci není řešen. Jako dodavatele volím

firmu Hydraulika Jan Ryba, která sídlí v Brně a zabývá se konstrukcí hydraulických agregátů. [70] Umístění hydraulického agregátu budu v rámu stroje, pod místem, kde probíhá výměna palet.



Obr. 6.17 Kuželový čep pro upnutí palety (RÖHM) [64]

6.6.7. Lineární odměřování polohy

Pro přesné polohování je nutné zvolit vhodný odměřovací systém. Dle způsobu odměřování můžeme rozdělit odměřování na přímé a nepřímé. Dle druhu odměřovacího signálu dělíme odměřování na fotoelektrické, indukční, magnetické a laserové. Na trhu je



Obr. 6.18 Vozík s odměřováním [38]

mnoho firem, které odměřování nabízí, v praxi se hlavně používají odměřovací systémy na principu optickém a magnetickém. Firma HIWIN, od které bude použit u posuvové osy kuličkový šroub spolu s vedením, nabízí odměřování na magnetickém principu integrované přímo v kolejnici vedení. Proto zvolím tuto variantu. Podle druhu získané informace lze zvolit inkrementální nebo absolutní odměřování.

Absolutního odměřování v sobě nese výhodu, že je po zapnutí stroje známa poloha posouvané součásti. U inkrementálního odměřování je nutné najet do referenčního bodu po zapnutí stroje, aby stroj získal počátek. Jeho výhodou je nižší cena. U navrhovaného stroje není předpoklad častého vypínání stroje (a tím ztráty času při




najíždění na referenční bod), proto bude zvoleno inkrementální odměřování. Parametry zvoleného odměřování jsou v tabulce (Tab. 6.6).

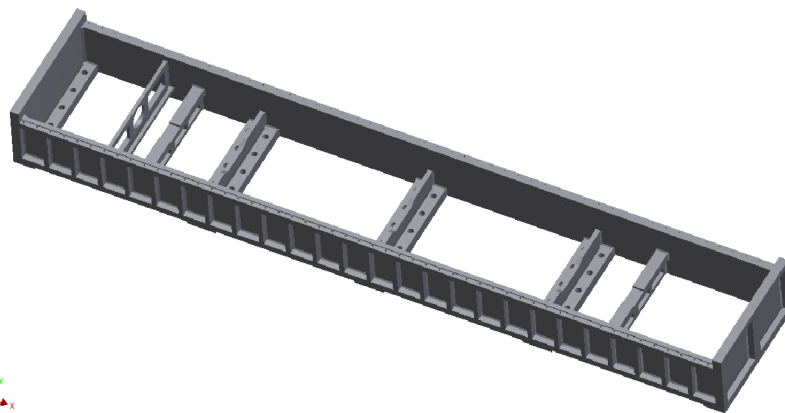
Elektrické vlastnosti	1 Vpp (analog)
Výstupní signál	sin/cos 1Vpp
Rozlišení	nekonečné, perioda signálu 1mm
Opakovaná přesnost	5 μ m
Referenční signál	periodický indexový impuls ve vzdálenosti 1mm
Pracovní napětí	5V \pm 5%
Příkon	typ. 35mA, max. 70mA
Max. rychlost měření	10m/s
Třída odrušení	3, dle IEC 801
Mechanické vlastnosti	
Materiál domečku	vysoce jakostní slitina hliníku, těleso senzoru z ušlechtilé oceli
Rozměry snímací hlavy MAGIC	L x B x H: 51x27x18,5mm
Rozměry snímací hlavy MAGIC-IG	L x B x H: 39x43x24,4mm
Délka kabelu	1m / 3m / 5m
Min. poloměr ohybu kabelu	40mm
Stupeň ochrany	IP67
Pracovní teplota	0°C do 50°C

Tab. 6.6 Parametry zvoleného odměřování polohy [38]

6.6.8. Zástavbový rám

Zástavbový rám, tedy rám, do kterého uložíme komponenty, ze kterých se skládá posuvová osa, slouží k připevnění posuvové osy k rámu a k vytvoření opory pro komponenty posuvové osy. Na trhu lze pro menší osy nalézt hliníkové profily, větší zástavbové rámy se pak odlévají nebo svařují. Pro posuvovou osu v této práci bude použit zástavbový rám svařovaný, protože hliníkový profil vzhledem k velkému zatížení nevyhovuje. Odlévaný zástavbový rám by sice vyhověl pro danou aplikaci, jeho výroba je však dražší. Model zástavbového rámu je na obrázku (Obr. 6.19).

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 99
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	



Obr. 6.19 Model navrženého zástavbového rámu

6.6.9. Lineární vedení

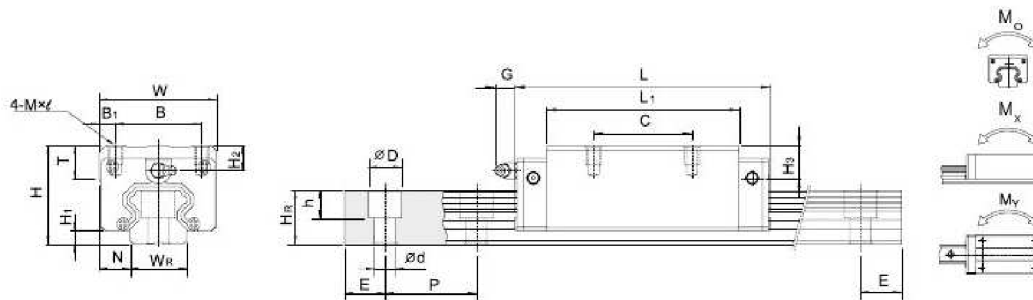
U lineárního vedení lze zvolit ze dvou možností vedení. Jedná se o vedení valivé a kluzné. Pořizovací cena kluzného vedení bývá nižší než u valivého, ovšem má řadu nevýhod. Mezi hlavní nevýhody patří vyšší opotřebení a také trhavé pohyby. Pro odstranění těchto nevýhod lze zvolit hydrostatické kluzné vedení, které ovšem vyžaduje zdroj tlakového oleje. U navrhovaného stroje se bude stůl pohybovat o relativně krátké vzdálenosti, a proto je vhodné zajistit plynulý chod a dosažení co nejmenší dráhy při najíždění na požadovanou polohu, dále je třeba zajistit vysokou životnost vedení. Pro splnění těchto požadavků volím valivé vedení, které je sice dražší, ale zajistí bezproblémový provoz polohovací jednotky. Výrobci valivého vedení je na trhu velmi mnoho, jedná se například o firmy HIWIN, BOSCH, THK. Výpočet valivého vedení. Zatížení jednotlivých vozíků je dáno vahou stolu s výměnnou paletou, vahou obrobku a silami, které vznikají při obrábění. Vzhledem k tomu, že se při obrábění vozíky nepohybují, je toto zatížení statické. Při dynamickém zatěžování (tj. při přesouvání do jednotlivých pracovních poloh) je vedení zatíženo vahou stolu s výměnnou paletou, vahou obrobku a také dynamickými silami, které vznikají při zrychlení a zpomalení.

6.6.9.1. Volba valivého vedení a kontrolní výpočet

Pro odměřování polohy stolu bylo zvoleno magnetické odměřování integrované v kolejnici. Nyní je nutné vybrat vhodnou velikost vedení od firmy HIWIN. Pro obráběcí stroje jsou doporučovány vedení s minimální velikostí 20. Velikosti řezných sil, které budou vznikat při vrtání a závitování, jsou poměrně malé, proto volím předběžně vedení velikosti 20, jehož parametry jsou shrnuty v tabulce (Tab. 6.7).



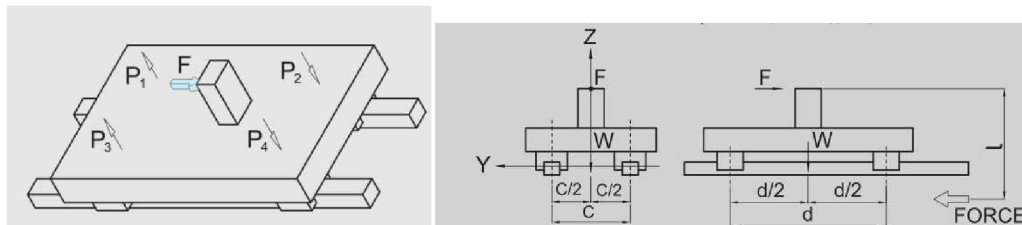
Označení	H	W	B	C	L	MxL	C _{dyn} [N]	C _{stat} [N]	M _o [Nm]	M _x [Nm]	M _y [Nm]
HGH20CA	30	44	32	36	77,5	M5x6	17750	37840	380	270	270



Tab. 6.7 Parametry zvoleného vedení [38]

6.6.9.2. Výpočet sil při statickém zatěžování

Zatížení vozíků od jednotlivých sil bude určeno dle modelu na obrázku (Obr. 6.20). Jako síla F bude uvažována posuvová síla přivrtání, která však bude zvýšena o 30%, protože dochází postupem času k otupení nástroje.



Obr. 6.20 Výpočtový model pro výpočet zatížení vozíku (Zatěžující síla F)

Tíhová síla W je dána hmotností stolu spolu s výměnnou paletou a hmotností obrobku. Umístění palety s obrobkem bude konstruováno tak, aby tíhová síla působila v působišti tíhové síly stolu. Při vrtání však působí na obrobek řezný moment, který vedení také musí zachytit. Vzhledem ke vzdálenosti C mezi vozíky budou reakce od toho momentu ve vozících malé.

$d = 0,522 \text{ m}$

Vzdálenost mezi vozíky (podélná)

$l = 0,5045 \text{ m}$


Vzdálenost působišti síly od osy šroubu

$W = 4915 \text{ N}$

Tíhová síla od stolu s upínači, palety a obrobku

$F_{fvt4} = 7,528 \text{ Nm}$

Síla od vrtání (zvýšená o otupení nástroje 30%)

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

$$M_{cvh4} = 7,528 \text{ Nm}$$

Moment vznikající při vrtání na čele převodové skříně

$$c=0,572 \text{ m}$$

Vzdálenost mezi vozíky (příčná)

$$C_{0v}$$

Statická únosnost vedení

$$P_{1s} = P_{3s} = \frac{W}{4} - \frac{F_{fvh4} \cdot l}{2 \cdot d} = 329,92 \text{ N} \quad (51)$$

$$P_{2s} = P_{4s} = \frac{W}{4} + \frac{F_{fvh4} \cdot l}{2 \cdot d} = 2127,6 \text{ N} \quad (52)$$

Nutné je přičíst k tomu zatížení vozíků od síly zatížení od momentové dvojice. U vozíků 1 a 2 bude mířit zatížení vozíků nahoru, u vozíků 3 a 4 dolů:

$$P_{1sm} = P_{2sm} = -\frac{M_{cvh4}}{\frac{c}{2}} = -26,32 \text{ N} \quad (53)$$

$$P_{3sm} = P_{4sm} = \frac{M_{cvh4}}{\frac{c}{2}} = 26,32 \text{ N} \quad (54)$$

Nyní je nutné určit, který z vozíků je nejvíce zatěžován. Z obrázku (Obr. 6.20) je zřejmé, že největší zatížení bude u vozíku 4, protože zatížení od síly působí směrem nahoru a zatížení od momentové dvojice taktéž. Výsledná síla pro tento vozík je $P_{4smc} = 2153,92 \text{ N}$. Statická bezpečnost je pak:

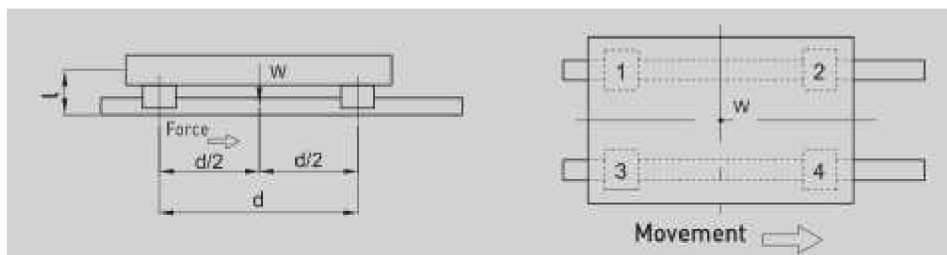
$$f_{SL} = \frac{C_{0v}}{P_{4smc}} = \frac{37840}{2153,92} = 17,56 \quad (55)$$

Ze statického hlediska zvolené vedení vyhovuje. Při provozu stroje by se mohlo stát, že při vrtání otvorů na boku skříně by se jedna z hlav mohla dostat do záběru dřívce, tím by došlo k působení síly na vozíky. Tuto situaci vysoká statická bezpečnost pokrývá, proto nedojde k trvalé deformaci.



6.6.9.3. Výpočet trvanlivosti vedení

Pro výpočet trvanlivosti je nutné určení zatížení při pohybu (Obr. 6.21). Při pohybu, jak bylo zmíněno výše, nepůsobí na vozíky zatížení od obrábění, ale jen hmotnost přesouvaných hmot a dynamické síly působící při zrychlení resp. zpomalení. Vzhledem k tomu, že zatížení není v čase konstantní, bude proveden výpočet středního zatížení jednotlivých vozíků.



Obr. 6.21 Výpočtový model pro určení zatížení jednotlivých vozíku (pohyb)

$W = 4915 \text{ N}$	Tíhová síla od přesouvaných hmot
$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$	Gravitační zrychlení
$t_1 = 0,2 \text{ s}$	Doba zrychlení na posuvovou rychlost
$t_3 = 0,4 \text{ s}$	Doba zastavení z posuvové rychlosti
$v_{rp} = 0,5 \text{ m/s}$	Posuvová rychlost
$d = 0,522 \text{ m}$	Vzdálenost mezi vozíky (podélná)
$l = 0,189 \text{ m}$	Vzdálenost působíště tíhové síly od vedení

Zatížení jednotlivých vozíků při rovnoměrném pohybu:

$$P_{1v} = P_{2v} = P_{3v} = P_{4v} = \frac{W}{4} = 1228,75 \text{ N} \quad (56)$$

Výpočet zatížení jednotlivých vozíků při akceleraci je dle následujících vzorců:

$$P_{1a} = P_{3a} = \frac{W}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{v_{rp}}{t_1} \cdot \frac{l}{d} = 1457 \text{ N} \quad (57)$$



$$P_{2a} = P_{4a} = \frac{W}{4} - \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{V_{rp}}{t_1} \cdot \frac{l}{d} = 1003 \text{ N} \quad (58)$$

Výpočet zatížení jednotlivých vozíků při zpomalení:

$$P_{1d} = P_{3d} = \frac{W}{4} - \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{V_{rp}}{t_3} \cdot \frac{l}{d} = 1116 \text{ N} \quad (59)$$

$$P_{2d} = P_{4d} = \frac{W}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{V_{rp}}{t_3} \cdot \frac{l}{d} = 1343 \text{ N} \quad (60)$$

Zatížení jednotlivých vozíků není v čase konstantní, proto lze dle výrobce vypočítat střední zatížení vozíků dle vztahu:

$$P_{mi} = \sqrt[3]{\frac{1}{L} \cdot (P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2 + \dots + P_n^3 \cdot L_n)} \quad (61)$$

Stav	Zatížení vozíků 1,3 F_{m1i}	Zatížení matice 2,4 F_{m2i}	Dráha působení L_n
	N	N	m
1	1228,75	1228,75	2,45
2	1457	1003	0,2
3	1116	1343	0,4
4	1003	1457	0,05
5	1343	1116	0,1
Celková dráha:			3,2

Tab. 6.8 Zatížení vozíků v jednotlivých stavech



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Stav 1 vyjadřuje zatížení vozíků při rovnoměrném pohybu během cyklu. Stav 2 zahrnuje zatěžování vozíků při zrychlení dopředu (ve směru od polohy pro výměnu palety do jednotlivých pracovních poloh), stav 3 pak vyjadřuje zatížení od zpomalení při zastavení z posuvové rychlosti. Stav 4 je dán zatížením od zrychlení při návratu stolu do polohy pro výměnu palet. Stav 5 je zatížení od zpomalení při zastavování z posuvové rychlosti při návratu do polohy pro výměnu palet. Nyní můžeme pro jednotlivé vozíky určit střední zatížení na základě tabulky (Tab. 6.8):

$$P_{m1,3} = \sqrt[3]{\frac{1}{3,2} \cdot (1228,75^3 \cdot 2,45 + 1457^3 \cdot 0,2 + 1116^3 \cdot 0,4 + 1003^3 \cdot 0,05 + 1343^3 \cdot 0,1)}$$
$$= 1233,96 \text{ N} \quad (62)$$

$$P_{m2,4} = \sqrt[3]{\frac{1}{3,2} \cdot (1228,75^3 \cdot 2,45 + 1003^3 \cdot 0,2 + 1343^3 \cdot 0,4 + 1457^3 \cdot 0,05 + 1116^3 \cdot 0,1)}$$
$$= 1233,76 \text{ N} \quad (63)$$

Pak je lze vypočítat délku životnosti v ujetých km dle vzorce:

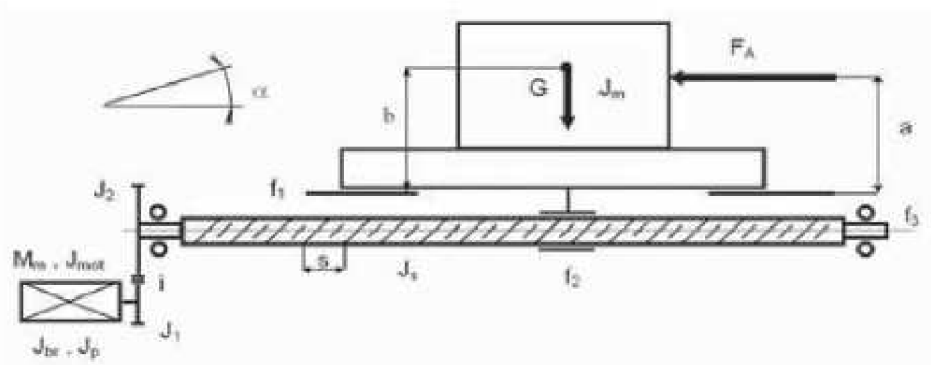
- $f_H = 1$ faktor tvrdosti (pro tvrdost 58 HRC)
 $f_T = 1$ faktor teploty (voleno pro teplotu do 100°C)
 $f_w = 1,5$ faktor zatížení (pro normální zatížení)
 $C_{dyn} = 17750 \text{ N}$ Dynamická únosnost vedení

$$Lv = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P_m} \right)^3 \cdot 50 = 44094 \text{ km} \quad (64)$$

Vypočtená trvanlivost vedení je 44094 km. To ukazuje, že vedení je předimenzované (hodnota odpovídá přibližně 10^9 provozních hodin). Z doporučení výrobce však menší vedení nelze zvolit. Ze statického hlediska vedení také vyhovuje.

6.6.10. Volba pohonu

U kuličkového šroubu bude použit přímý náhon, takže odpadá potřeba vložené převodovky mezi motor a kuličkový šroub. Místo převodovky je nutné vložit mezi motor a kuličkový šroub spojku. Návrh motoru byl proveden dle literatury [5] ze tří hledisek (statické, kinematické a dynamické) pro výpočtový model osy (Obr. 6.22). Servomotor lze až několikanásobně přetížit, proto lze zvolit motor s menším nominálním momentem. Je však nutné posoudit motor z hlediska oteplení.



Obr. 6.22 Model posuvové osy [5]

Před vlastním výpočtem je nutno vyhledat hodnoty, které budeme pro výpočet potřebovat:

$F_A = 0 \text{ N}$	Velikost axiální síly působící při obrábění (při posuvu stolu)
$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	Tíhové zrychlení
$\alpha = 0^\circ$	Úhel sklonu vedení
$f_1 = 0,005$	Součinitel tření ve vodicích plochách
$f_2 = 0,003$	Ekvival. součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu
$f_3 = 0,003$	Ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu
$\eta_P = 1 \text{ (} i=1 \text{)}$	Účinnost převodu (přímý náhon)
$\eta_s = 0,88$	Účinnost kuličkového šroubu (dle výrobce)
$\eta_{LJ} = 0,92$	Účinnost ložisek (oboustranné uložení v kuličkových ložiskách)
$\eta_v = 0,98$	Účinnost vedení (valivého)



$m_z = 501 \text{ kg}$	Hmotnost přesouvaných hmot
$a = 0$	Výška působíště axiální síly (axiální síla nepůsobí)
$L = 0,8 \text{ m}$	Délka stolu
$F_p = 1421 \text{ N}$	Předepnutí kuličkového šroubu
$d_s = 0,032 \text{ mm}$	Průměr kuličkového šroubu
$d_L = 0,02 \text{ mm}$	Průměr kuličkového šroubu pod ložisky
$s = 0,02$	Stoupání kuličkového šroubu
$\eta_c = \eta_p \cdot \eta_s \cdot \eta_{LJ} \cdot \eta_v = 0,793$	Celková účinnost
$J_{MOT} = 0,00181 \text{ kgm}^2$	Moment setrvačnosti motoru
$J_s = 0,017 \text{ kgm}^2$	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu
$J_{SP} = 0,002 \text{ kgm}^2$	Moment setrvačnosti spojky
$J_M = m_z \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 0,032 \text{ kgm}^2$	Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot

6.6.10.1. Návrh motoru ze statického hlediska

Moment od tíhové složky:


$$M_{GT} = \frac{g \cdot \sin(\alpha) \cdot s \cdot m_z}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = 0 \text{ Nm} \quad (65)$$

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_G = \frac{m_z \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_{LJ} \cdot \eta_p} = 0,097 \text{ Nm} \quad (66)$$

Moment od zátěže třecích sil v ložisku:

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (F_A + g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1 \cdot m_z) \cdot d_L \cdot f_3}{i \cdot \eta_p} = 7,372 \cdot 10^{-4} \text{ Nm} \quad (67)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 107
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Moment zátěže od předeprnutí kuličkového šroubu:

$$M_{KSM} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{LJ} \cdot \eta_P} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0.5 \cdot (F_A + g \cdot \cos(\alpha)) \cdot f_1 \cdot m_z \cdot d_s \cdot f_3}{i \cdot \eta_{LJ} \cdot \eta_P} = 1,11 \text{ Nm} \quad (68)$$

Moment zátěže od vyosení axiální síly nevzniká, protože není splněna podmínka:

$$m \cdot g \leq \frac{6 \cdot F_A \cdot a}{L} \quad (69)$$

Moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{ZSRHM} = M_{GT} + M_G + M_L + M_{KSM} = 1,208 \text{ Nm} \quad (70)$$

Potřebný moment ze statického hlediska:

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_P} + M_{ZSRHM} = 1,208 \text{ Nm} \quad (71)$$

6.6.11. Návrh motoru z kinematického hlediska

Při návrhu motoru z kinematického hlediska budou pro návrh uvažovány zvolené parametry, kterých je nutno dosáhnout. Pro polohování je uvažován cyklus již dříve zmíněný (Obr. 6.13).

Doba rozběhu motoru je dle dříve zvolených parametrů:

$$t_r = 0,2 \text{ s} \quad \text{doba rozběhu motoru} \quad (72)$$

a doba zastavení motoru je:

$$t_z = 0,4 \text{ s} \quad \text{doba zastavení motoru} \quad (73)$$

Zrychlení stolu je pro dobu rozběhu 0,2 s a posuvovou rychlost 0,5 m/s rovno $a_{zr} = 2,5 \text{ m/s}^2$, potřebné úhlové zrychlení šroubu a motoru je:

$$\varepsilon_m = \frac{2 \cdot a_s \cdot \pi}{s} = 314,159 \text{ rad/s}^2 \quad (74)$$



6.6.12. Návrh motoru z dynamického hlediska

Vzhledem k tomu, že je vedení skloněno pod nulovým úhlem, je složka od momentů přesouvaných hmot nulová. Tedy $M_{GTD} = 0$. Dále je nutno určit momenty pasivních odporů:

$$M_{GD} = \frac{m_z \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_{LJ} \cdot \eta_P} = 0,242 \text{ Nm} \quad (75)$$

$$M_{KSMD} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{LJ} \cdot \eta_P} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot (F_A + g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1 \cdot m_z) d_s \cdot f_3}{i \cdot \eta_{LJ} \cdot \eta_P} = \quad (76)$$
$$= 2,774 \text{ Nm}$$

Celkový moment, zátěže redukováný na hřídel motoru, lze vyčíslit dle vzorce:

$$M_{ZDRHMD} = M_{GTD} + M_{GD} + M_{KSMD} = 3,016 \text{ Nm} \quad (77)$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{RHM} = J_{MOT} + J_P + J_{SP} + J_M = 0,037 \quad (78)$$

Moment potřebný z dynamického hlediska:

$$M_{MD} = J_{RHM} \cdot \varepsilon_m + M_{ZDRHMD} = 17,2 \text{ Nm} \quad (79)$$

6.6.12.1. Volba motoru

Největší potřebný moment vyšel z dynamického hlediska ($M_{MD} = 17,2 \text{ Nm}$), což bylo předpokládáno, protože při návrhu byl hlavní ohled na co nejlepší dynamiku posuvové osy. Servomotory lze momentově přetížít, proto lze volit motor s nižším nominálním momentem. Na základě toho volím následující motor od firmy JAT (Obr. 6.23). Pro řízení bude použita řídicí jednotka ECOVARIO.

		Series 110B33- 0640- D08JD-AA
→ Rated Values		
Peak torque (c.d.f. 15%)*	[Nm]	26
Stall torque (c.d.f. 100%)*	[Nm]	12
Rated torque (c.d.f. 100%)*	[Nm]	9
Rated speed	[min ⁻¹]	1500
Peak current (per phase) (c.d.f. 15%)*	[A _{RMS}]	14.0
Stall current (per phase) (c.d.f. 100%)*	[A _{RMS}]	6.4
Rated current (per phase) (c.d.f. 100%)*	[A _{RMS}]	4.9
Max. DC link voltage	[V _{DC}]	370

Obr. 6.23 Parametry motoru JAT [47]

6.6.12.2. Kontrola motoru na oteplení

Motor bude zatěžován proměnlivě, což umožnilo zvolit motor s nižším momentem, než maximální, který vyšel z předchozích třech hledisek (maximální vyšel z dynamického hlediska), synchronní servomotory lze totiž poměrně značně přetížit. Nutné je však hledisko oteplení, aby se motor nepřehříval. K tomu lze využít výpočet tzv. efektivního momentu, což je konstantní moment, který má na motor stejné tepelné účinky jako časově proměnný motor s periodou T. Když uvážíme, jak probíhá pracovní cyklus stroje, je zřejmé, že po větší část periody, pracuje motor bez přetížení nebo dokonce stojí. Proto není nutné provádět kontrolu na oteplení, protože motor bude dostatečně chlazen.

6.6.13. Spojka

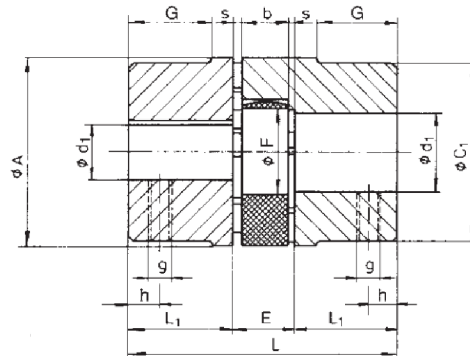
Pro spojení hřídele servomotoru s kuličkovým šroubem lze nalézt u výrobců mnoho druhů spojek. Výhodné je použití pružné spojky, která vyrovnává menší nesouososti a též tlumí vibrace. Pro posuvovou osu je zvolena pružná spojka firmy T.E.A. technik [37]. Dle použitého materiálu středu může přenášet momenty až 320 Nm (nominální) a 85 Nm (střídavý). Vzhledem k tomu, že u navrženého stroje není uvažováno o zpevnění v pracovní poloze, mohla by mít tuhost spojky určitý vliv na přesnost obrábění, protože kuličkový šroub není samosvorný, a tak by mohlo docházet k určitému úhlovému natočení šroubu vlivem deformace spojky. Spojka je však určena pro přenos velkých momentů a tedy bude mít dostatečnou tuhost, takže případné deformace nebudou mít zásadní vliv na obráběcí operace.



Materiál: Litina

Obj. číslo	Vrtání ⁽³⁾		Rozměry [mm]										Hmotnost [kg]			J ⁽²⁾ kgcm ² Náboj A+B
	Náboj A d max.	Náboj B d1 max.	L ₁	A	E ⁽¹⁾	F	C	C ₁	b	G	s	L	Pružný střed	Náboj A	Náboj B	
GE-T 38-45_	38	45	45	80	24	38	66	78	18	36,5	3,0	114	0,042	1,35	1,65	20

Tab. 6.9 Parametry zvolené spojky [37]



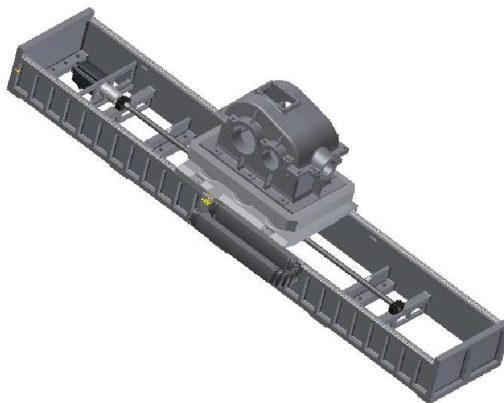
Obr. 6.24 Rozměry zvolené pružné spojky [37]

6.6.14. Zpevňování v pracovní poloze

Pro zvýšení tuhosti v jednotlivých pracovních polohách se používá zpevňování. Jednotlivé komponenty posuvové osy mají dostatečnou tuhost a kuličkový šroub má předepnuté matice, takže je vymezena vůle. Z tohoto důvodu nebude zpevňování uvažováno. Pokud by však ve výrobě nastaly problémy s dosahovanou přesností nebo špatnou kvalitou obrábění, lze zpevňování v pracovních polohách na stroj dodatečně umístit. Umístění zpevňovacího zařízení by pak bylo uvažováno v zástavbovém rámu polohovací jednotky.

6.6.14.1. Model posuvové osy

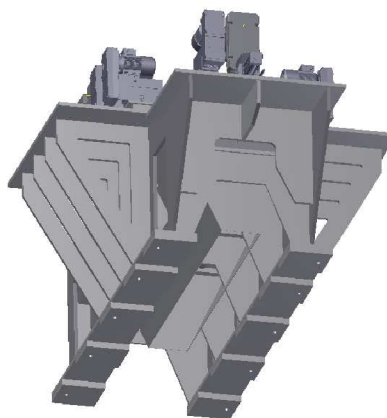
Na základě zvolených součástí v předchozích kapitolách, byl vypracován model posuvové osy (Obr. 6.25)



Obr. 6.25 Model posuvové osy (bez teleskopického krytu)

6.7. Rám stroje

V rešerši trendů ve stavbě spodní stavby (rámů) jednoúčelových strojů, byly zmíněny dva nejpoužívanější typy rámu. Jednalo se o rámy z hliníkových profilů a rámy svařované. Pro navrhovaný stroj byl vybrán předběžně svařovaný rám. Z velké části se rámy svařují z dutých profilů (čtvercové, obdélníkové). Rám navrhovaného stroje však bude zatížen velkými silami zejména od hmotnosti navržené polohovací jednotky, obrobku a také pracovních jednotek. Nezanedbatelné je i zatížení od řezných sil. Při prvním návrhu byl sestaven tento rám z výše uvedených dutých profilů. Pomocí modulu MKP v Autodesk Inventoru 2012 však bylo zjištěno, že při běžných rozměrech používaných profilů by docházelo k velkým deformacím rámu. Použití velkých profilů by se projevilo negativně na hmotnosti rámu. Proto byl navržen svařovaný rám z hutnických polotovarů dle obrázku (Obr. 6.26).



Obr. 6.26 Pohled na svařovaný rám stroje



6.8. Návrh přesunu pracovních jednotek

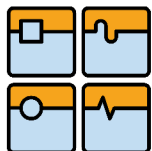
Pro přesun jednotek na čele stroje (jednotky obrábějící čelo převodové skříně v pracovní poloze 4 a 5) bude použita jednotka UA 35 CNC od firmy SUHNER (Obr. 6.27). Maximální rychlost posuvu jednotky je 18 m/min. Přesnost polohování je 0,01 mm, tato přesnost je dostačující ke zvoleným požadavkům na přesnost polohování. Výrobce nabízí jednotky se zdvihem 150 a 300 mm. Pro naši aplikaci je nutný zdvih 300 mm, protože vzdálenost os vřeten je 250 mm.



Obr. 6.27 Posuvová jednotka UA35 CNC (SUHNER) [45]

6.9. Konstrukce pracovní jednotky

Vzhledem k vysokým cenám pracovních jednotek, budou pracovní jednotky pro vrtání navrženy. Uvažovány budou saňové jednotky. Při návrhu pracovní jednotky bude vycházeno ze zatěžujících sil, které budou vznikat při obrábění součásti, pro kterou je stroj navrhován. Saňové pracovní jednotky (Obr. 6.28) na trhu mají většinou vřeteno s vhodným systémem upínání nástrojů (ISO kužely, HSK kužely) do kterých se upínají nástroje nebo také unášče, které pohání vícevřetenové hlavy. Vícevřetenová hlava je pak pevně přišroubována k pracovní jednotce. Tento široký rozsah použití je však vykoupen vysokou cenou. U navrhovaného JÚS budou pracovní jednotky pohánět vícevřetenové hlavy, proto není nutné vybavovat systémem upínání nástrojů, ale na konci hřídele pracovní jednotky stačí zhotovit drážku, která bude svým tvarem přenášet krouticí moment na vícevřetenovou hlavu. Stejně tak bude možné použít radiální kuličková ložiska, která jsou levná. Je to dáno tím, že se na hřídel nebude přenášet axiální síla od vrtání. K pohonu bude využit poměrně levný asynchronní motor a převod bude realizován ozubeným řemenem. Tato koncepce dává předpoklad nízké ceny.



Obr. 6.28 Saňová pracovní jednotka BEX 35 (SUHNER) [45]

6.9.1. Volba posuvu pracovních jednotek do řezu

Nejprve je nutné určit, jak bude pracovní jednotka posouvána do řezu. Na trhu se vyskytují v zásadě dvě možnosti. První možností je pohon elektromotorem. Druhou možností je posuv do řezu pneumatickým pístem, ten může být s hydraulickou kontrolou posuvu nebo bez ní. Pohon elektromotorem bývá nejčastěji pomocí servomotoru. Tyto jednotky jsou však poměrně drahé. Pro posuv navržených vrtacích jednotek do řezu budou použity jednotky UA 35 od firmy SUHNER (Obr. 6.29). Posuv do řezu je realizován pomocí pneumatického válce. Dále je na jednotce umístěna brzda pro kontrolu rychlosti posuvu. Maximální tlak ve válci je 10 barů. Při 6 barech píst vyvine sílu 3000N. Maximální rychlost posuvu je 8 m/min. Jednotky jsou nabízeny se zdvihy 160, 320, 480 mm. Pro naši aplikaci bude dostačující zdvih 160 mm.



Obr. 6.29 Posuvová jednotka UA35 (SUHNER) [45]



6.9.2. Volba pohonů pro pracovní jednotky a výpočet řemene

Během vrtání dochází k otupení břitů nástroje, takže se zvyšuje potřebný řezný moment. Literatura [3] uvádí, že je vhodné potřebný moment zvýšit přibližně o 50%, dále je nutné uvažovat účinnost jednotlivých částí (vícevřetenová hlava, ložiska, řemenový převod). U vícevřetenové bude počítáno s účinností $\eta_{vh} = 0,8$, účinnost řemenového převodu ozubeným řemenem je udávána mezi 97-99%, většina výrobců však udává u svých výrobků účinnost 99%, proto bude vycházeno z účinnosti, kterou bude udávat výrobce zvoleného ozubeného řemenu. Uložení bude v kuličkových ložiskách, pro které je udávána účinnost $\eta_l = 0,96$ [5]. Na čele převodové skříně bude vrtáno jen 6 děr, takže zde bude potřebný řezný moment menší, proto navržená jednotka bude osazena motorem s nižším výkonem. Ostatní součásti budou mírně předimenzované, to však vychází cenově levněji než provést vývoj nové jednotky a tvořit k ní novou výkresovou dokumentaci (nutné pro výrobu). V katalogích výrobců ozubených řemenů se mi nepodařilo nalézt vhodné řemenice pro zvolený řemen, aby byl dosažen převod $i=0,522$, aby byly dosaženy výstupní otáčky na hřídeli 5600 ot/min při otáčkách motoru 2925 ot/min. Proto musel být zvolen převod $i=0,556$. Tím se sníží výstupní otáčky na hodnotu 5265 ot/min. Řezná rychlost v_c se tedy sníží na hodnotu 112 m/s. Tím nebude dosažena optimální řezná rychlost pro zvolený nástroj pro vrtání, ale na kvalitu řezného procesu to nebude mít zásadní vliv, protože výrobci nástrojů udávají hodnotu řezné rychlosti s určitou tolerancí, většinou ± 10 m/s. Nyní tedy ze skutečných otáček vřetene lze vypočítat potřebný výkon motoru. Nejprve je nutné určit celkovou účinnost:

$$\eta_c = \eta_{vh} \cdot \eta_l \cdot \eta_{\dot{r}} = 0,76 \quad (80)$$

Velikost řezného momentu pro vrtání 8 otvorů je na základě výpočtu řezného momentu při otupení nástrojů v kapitole () rovna $M_{cvh1} = 10,038 \text{ Nm}$. Otáčky vřetene jsou $n_{vřet} = 87,75 \text{ ot/s}$, pro výkon vřetene tedy můžeme psát rovnici:

$$P_{vřet} = 2 \cdot \pi \cdot n_{vřet} \cdot M_{cvh1} = 5,534 \text{ kW} \quad (81)$$

Potřebný výkon motoru zjistíme ze vztahu:

$$P_m = \frac{P_{vřet}}{\eta_c} = 7,27 \text{ kW} \quad (82)$$

Na základě vypočteného potřebného momentu volím nízkonapěťový asynchronní motor s rotorem nakrátko od firmy SIEMENS (Tab. 6.10). Jeho cena se pohybuje okolo 10000 Kč s DPH.

Jmenovitý výkon při 50 Hz		Velikost motoru		Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu		Třída			Účinnost			Účinník			Jmenovitý proud	Objednací číslo	Hmotnost
P_N	P_N	n_N	M_N	Jmenovitá otáčky při 50 Hz	Jmenovitý moment při 50 Hz	Účinnost při 50 Hz	Účinnost při 50 Hz	Účinník při 50 Hz	Účinnost při 50 Hz	Účinnost při 50 Hz	Účinník při 50 Hz	Účinník při 50 Hz	Účinník při 50 Hz	I_N	Doplnění obj. čísla o napětí, tvar, ochranu a svorkovnicovou skříň viz tabulky na str. 1/56 a 1/57	Tvar IM B3 cca	
kW	kW	min ⁻¹	Nm			%	%	$\cos\phi_N$	%	%	$\cos\phi_N$	$\cos\phi_N$	A		m		
Provedení motorů: tepelná třída F, stupeň ochrany krytem IP55, využití na tepelnou třídu B																	
2 pólové - 3000 min ⁻¹ při 50 Hz, 3600 min ⁻¹ při 60 Hz																	
3	3,45	100 L	2835	10	10	IE1	81,5	82,8	0,87	6,1	1LE1002-1AA4□-□□□□	20					
4	4,6	112 M	2930	13	13	IE1	83,1	83,8	0,86	8,1	1LE1002-1BA2□-□□□□	25					
5,5	6,3	132 S	2905	18	18	IE1	84,7	85,7	0,89	10,5	1LE1002-1CA0□-□□□□	35					
7,5	8,6	132 S	2925	24	24	IE1	86	86,9	0,87	14,5	1LE1002-1CA1□-□□□□	40					

Tab. 6.10 Zvolený asynchronní motor s výkonem 7,5 kW (SIEMENS) [65]

Pracovní jednotku, která bude vrtat jen 6 otvorů, je možné osadit motorem s menším výkonem. Návrh bude proveden jako v předcházejícím případě. Potřebný řezný moment pro vrtání 6 otvorů při otupení nástrojů je $M_{cvh4} = 7,528 Nm$: Otáčky vřetene jsou stejné jako v předchozím případě, pro výkon vřetene lze tedy psát:

$$P_{vřet} = 2 \cdot \pi \cdot n_{vřet} \cdot M_{cvh4} = 4,15 kW \quad (83)$$

Výkon motoru je:

$$P_m = \frac{P_{vřet}}{\eta_c} = 5,46 kW \quad (84)$$

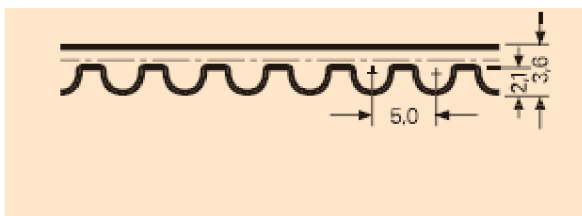
Pro pracovní jednotku, která bude zhotovovat 6 otvorů byl vybrán asynchronní motor od firmy SIEMENS s výkonem 5,5 kW. Jeho parametry jsou v tabulce (Tab. 6.11).

Jmenovitý výkon při 50 Hz		Velikost motoru		Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu		Třída			Účinnost			Účinník			Jmenovitý proud	Objednací číslo	Hmotnost
P_N	P_N	n_N	M_N	Jmenovitá otáčky při 50 Hz	Jmenovitý moment při 50 Hz	Účinnost při 50 Hz	Účinnost při 50 Hz	Účinník při 50 Hz	Účinnost při 50 Hz	Účinnost při 50 Hz	Účinník při 50 Hz	Účinník při 50 Hz	Účinník při 50 Hz	I_N	Doplnění obj. čísla o napětí, tvar, ochranu a svorkovnicovou skříň viz tabulky na str. 1/56 a 1/57	Tvar IM B3 cca	
kW	kW	min ⁻¹	Nm			%	%	$\cos\phi_N$	%	%	$\cos\phi_N$	$\cos\phi_N$	A		m		
Provedení motorů: tepelná třída F, stupeň ochrany krytem IP55, využití na tepelnou třídu B																	
2 pólové - 3000 min ⁻¹ při 50 Hz, 3600 min ⁻¹ při 60 Hz																	
3	3,45	100 L	2835	10	10	IE1	81,5	82,8	0,87	6,1	1LE1002-1AA4□-□□□□	20					
4	4,6	112 M	2930	13	13	IE1	83,1	83,8	0,86	8,1	1LE1002-1BA2□-□□□□	25					
5,5	6,3	132 S	2905	18	18	IE1	84,7	85,7	0,89	10,5	1LE1002-1CA0□-□□□□	35					

Tab. 6.11 Zvolený asynchronní motor s výkonem 5,5 kW (SIEMENS) [65]



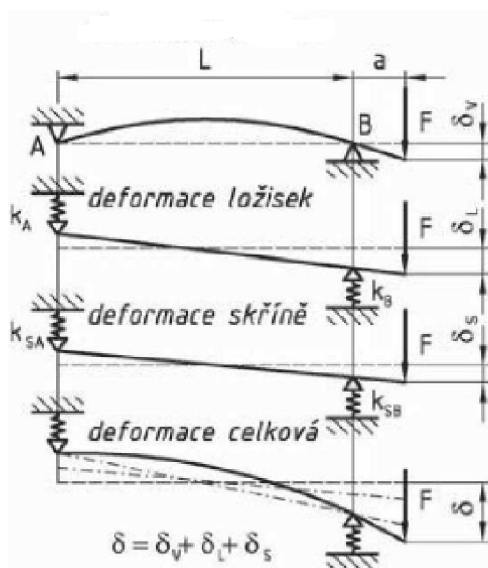
Výpočet řemenového převodu je v přílohách. Výpočet byl proveden v programu MITCALC. Zvolen byl řemen 5M HTD SYNCHROFORCE CXP III (Obr. 6.30) s počtem zubů $z=178$ a délkou $L=890$ mm. Šířka řemenu je 20 mm. Řemenice 5M HTD byly vybrány od stejného výrobce se šířkou 24 mm a počty zubů $Z_1 = 72$, $Z_2 = 40$, kde index 1 znamená řemenici uloženou na hřídeli motoru a index 2 řemenici uloženou na hřídeli pracovní jednotky. Další informace jsou uvedeny ve zprávě o výpočtu v příloze na CD.




Obr. 6.30 Tvar a rozměry zvoleného řemene [66]

6.9.3. Volba optimální vzdálenosti ložisek

Vhodné je navrhnout vzdálenost ložisek tak, aby na konci hřídele byla co nejmenší deformace, nutně je však i věnovat pozornost házení ložisek. Celková deformace se skládá ze třech dílčích deformací (Obr. 6.31). Jedná se o deformaci ložisek, skříně a hřídele.



Obr. 6.31 Deformace hřídele – vliv tuhosti ložisek, hřídele a skříně [5]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 117
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Pro výpočet se bude uvažovat dokonale tuhá skříň. Výsledná deformace bude tedy dána deformací vřetene a ložisek:

$$\delta = \delta_V + \delta_L \quad (85)$$

Rovnice pro výpočet celkové deformace na konci hřídele má pak tvar:

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{l^2} [a \cdot C_A + (a + l)^2 \cdot C_B] \quad (86)$$

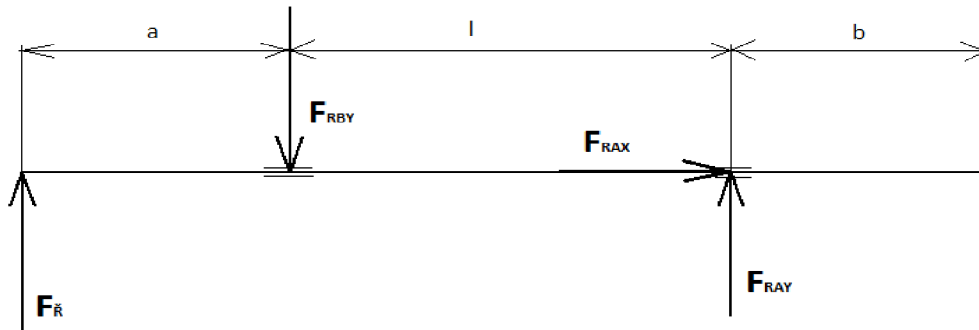
Rovnici je nutné derivovat podle L a rovnice se položí rovnou nule. Výpočet byl proveden pomocí programu MAPLE 12. Derivováním vznikla kubická rovnice, u které bylo nutné vyčíslit tři kořeny, jeden reálný a dva imaginární. Vzdálenost ložisek však vycházela velmi malá, proto byla zvolena vlastní vzdálenost 240 mm. Ta je zvolena z konstrukčního hlediska. Deformace sice bude větší, než jaká by byla při ideální vzdálenosti ložisek, pro naši aplikaci však není deformace tohoto konce hřídele rozhodující.

6.9.4. Výpočet ložisek

Pro pracovní jednotku bude využito uložení v radiálních kuličkových ložiskách. Ty musí mít dostatečnou přesnost, aby bylo házení hřídele co nejmenší. Volím ložiska, která budou mazána tuhým mazivem s náplní na celou trvanlivost. K tomuto řešení lze přistoupit, protože mazání bude dostatečné, a protože jednotka nebude využívána nepřetržitě, tedy bude pracovat jen část cyklu, není nutný odvod tepla oběhem oleje. Ložisko, které je blíže řemenici, bylo vybráno větší, protože bude více namáháno. Pro ložiska je nutné provést výpočet trvanlivosti. Jako minimální hodnotu hodinové trvanlivosti volím 50000 hodin.

6.9.4.1. Výpočet reakcí v ložiscích

Situaci lze nahradit dle předpokladů, známých z pružnosti a pevnosti, výpočtovým modelem. Jako model bude uvažován nosník na dvou podporách s převislými konci (Obr. 6.32). Ložisko A je schopno přenést axiální i radiální sílu. Ložisko B přenáší pouze radiální síly. Nosník bude na jednom konci zatížen silou, která vzniká od ozubeného řemene (ta je dána předepnutím a silami vznikajícími za chodu). Hřídel je také po celé délce zatížen krouticím momentem.



Obr. 6.32 Výpočtový model hřídele

$F_{\check{R}} = 852 \text{ N}$	Radiální síla působící na hřídel od řemene
$l = 0,240$	Vzdálenost mezi ložisky
$a = 0,0415$	Délka zadního konce hřídele (působíště síly od řemene)
$b = 0,0511$	Délka předního konce hřídele

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0: \quad F_{AX} = 0 \quad (87)$$


$$\sum F_y = 0: \quad F_{\check{R}} - F_{BY} + F_{AY} = 0 \quad (88)$$

$$\sum M_A = 0: \quad F_{\check{R}} \cdot (a + l) - F_{BY} \cdot l = 0 \quad (89)$$

Z momentové rovnice můžeme vyjádřit velikost síly F_{BY} a poté její velikost dosadit do rovnice sil v ose Y a vyčíslit tak sílu F_{AY} :

$$F_{\check{R}} \cdot (a + l) - F_{BY} \cdot l = 0 \Rightarrow F_{BY} = \frac{F_{\check{R}} \cdot (a + l)}{l} = 999,4 \text{ N} \quad (90)$$

$$F_{\check{R}} - F_{BY} + F_{AY} = 0 \Rightarrow F_{AY} = F_{BY} - F_{\check{R}} = 147,4 \text{ N} \quad (91)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 119
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Výsledné reakce v ložisku A:

$$F_{AX} = 0 \quad (92)$$

$$F_{AY} = 147,4 \text{ N} \quad (93)$$

Výsledná reakce v ložisku B:

$$F_{BY} = 999,4 \text{ N} \quad (94)$$

6.9.4.2. Kontrolní výpočet ložisek

Základní trvanlivost ložiska B

V místě A bylo zvoleno ložisko od firmy SKF s označením 6207 RSL. Pro výpočet trvanlivosti je nutné znát dynamická únosnost ložiska. Ta je dle katalogu: $C_B = 27000 \text{ N}$. Při výpočtu radiální dynamického ekvivalentního zatížení se vychází z obecné rovnice (95). Pro výpočet je třeba zjistit koeficienty X a Y.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_A \quad (95)$$

V našem případě je však zatížení v axiálním směru nulové a součinitel X tedy nabývá hodnotu 1 a součinitel Y hodnotu 0 [25], proto lze rovnici přepsat na tvar:

$$P_B = X \cdot F_{BY} = 999,4 \text{ N} \quad (96)$$

Pak lze vypočítat základní trvanlivost ložiska A ze vztahu:

$$L_{h10B} = \left(\frac{C_B}{P_B}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_{vřet}}\right) = 62419 \text{ hodin} \quad (97)$$

Statická bezpečnost ložiska B

Vzhledem k tomu, že jednotka bude poměrnou část v klidu a ložiska budou stále namáhána silou od napnutí řemene, je nutné zkontrolovat ložiska vzhledem ke statickému zatížení. Pro statické ekvivalentní zatížení lze psát rovnici pro náš případ:



$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_A \quad (98)$$

Nejprve však musíme vypočítat reakční síly, které vznikají při klidovém stavu. Tedy hřídel se neotáčí. Zde již působí pouze napínací síla řemene. Reakční síla působící v ložisku B:

$$F_{BYS} = \frac{F_{N\check{R}} \cdot (a + l)}{l} = \frac{427 \cdot (0,0415 + 0,240)}{0,240} = 500,84 \text{ N} \quad (99)$$

Reakční síla v ložisku A:

$$F_{AYS} = F_{BYS} - F_{N\check{R}} = 73,84 \text{ N} \quad (100)$$

pro náš případ tedy rovnice bude mít následující tvar:

$$P_{oB} = X_o \cdot F_{BYS} + Y_o \cdot 0 = 500,84 \text{ N} \quad (101)$$

Kde: $X_o = 0,6, Y_o = 0,5$ Koeficienty pro radiální kuličková ložiska [25]

$$F_{N\check{R}} = 427 \text{ N} \quad \text{Síla od napnutí řemene}$$

Pak statická bezpečnost ložiska bude:


$$S_{oB} = \frac{C_{oB}}{P_{oB}} = \frac{15300}{500,84} = \mathbf{30,54} \quad (102)$$

Základní trvanlivost ložiska A

V místě A bylo zvoleno ložisko od firmy SKF s označením 61907 RSL. Pro výpočet trvanlivosti je nutné, jako v předchozím případě, znát dynamickou únosnost ložiska. Ta je dle katalogu: $C_A = 9560 \text{ N}$. Dynamické ekvivalentní zatížení pro ložisko A je:

$$P_A = X \cdot F_{AY} = 147,4 \text{ N} \quad (103)$$

Pak lze vypočítat základní trvanlivost ložiska B ze vztahu:

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

$$L_{h10A} = \left(\frac{C_A}{P_A}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_{vřet}}\right) = \mathbf{863637 \text{ hodin}} \quad (104)$$

Statická bezpečnost ložiska A

Výpočet bude obdobný jako u ložiska B, pro ložisko A bude mít rovnice následující tvar:

$$P_{oAS} = X_O \cdot F_{AYS} + Y_O \cdot 0 = 44,304 \text{ N} \quad (105)$$

Pak statická bezpečnost ložiska bude pro statickou únosnost $C_{OA} = 6800$:

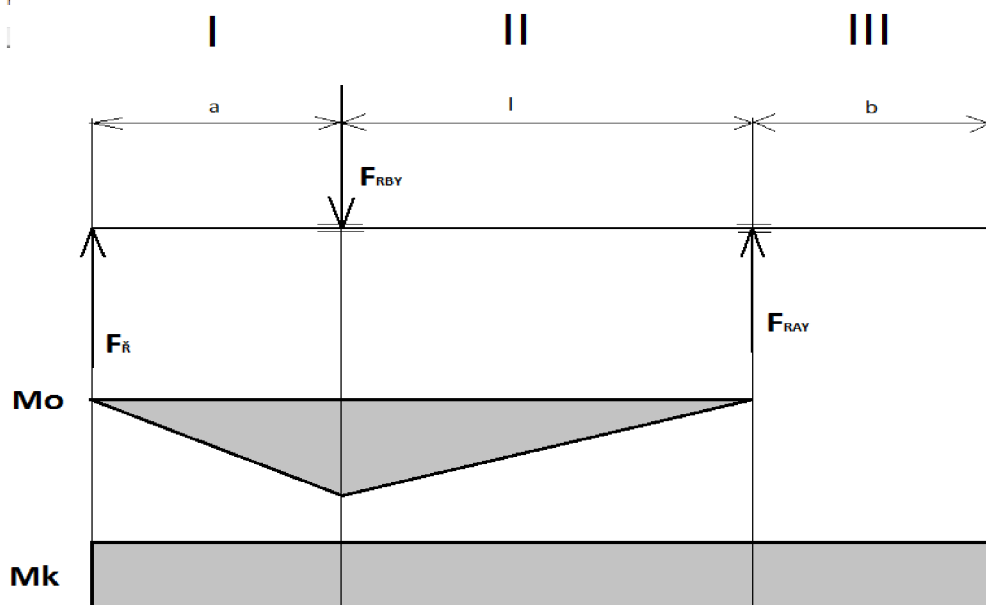
$$S_{OA} = \frac{C_{OA}}{P_{oAS}} = \frac{6800}{73,84} = \mathbf{92,09} \quad (106)$$

Zhodnocení ložisek

Obě ložiska svojí základní trvanlivostí vyhovují požadavku 50000 hodin. Ze statického hlediska také ložiska vyhověly, protože mají statickou bezpečnost větší než požadovanou bezpečnost 2. Ložisko v místě A je značně předimenzované, menší ložisko však nebylo možné použít z konstrukčního hlediska. Ložiska jsou volena s těsněním, proto nebude nutné použít další těsnění umístěné ve víku.

6.9.4.3. Kontrolní výpočet hřídele

Hřídel je namáhána ohybem a krutem. Krouticí moment je po celé délce konstantní. Ohybové namáhání způsobuje síla od řemene. Z tohoto důvodu je potřeba zkontrolovat hřídel z hlediska bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti. Redukované napětí bude vypočteno dle teorie HMH.



Obr. 6.33 Průběhy momentů na hřídeli

Z průběhu VVÚ ohybového lze vidět, že maximální ohybový moment je v místě reakce A (Obr. 6.33).

Maximální ohybový moment:

$$M_{omax} = F_{\bar{R}} \cdot a = 35358 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (107)$$

Průřezový modul v ohybu vypočten z průměru hřídele pod ložiskem B (místo maximálního ohybového momentu), $d_1=35 \text{ mm}$:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = 4209,24 \text{ mm}^3 \quad (108)$$

Největší ohybový moment je v místě pod ložiskem B, proto z něj bude vypočítáno napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = 8,4 \text{ MPa} \quad (109)$$

Velikost krouticího momentu je při převodu $i=0,556$, motoru o výkonu $7,5 \text{ kW}$ a otáčkách 2925 Ot/min rovna hodnotě $M_k = 13600 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Nyní je nutné vypočítat

průřezový modul v krutu, ten vypočten na základě průměru hřídele pod ložiskem B (tedy v místě největší ohybového momentu):

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = 8418,4 \text{ mm}^3 \quad (110)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = 1,62 \text{ MPa} \quad (111)$$

Redukované napětí dle teorie HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \mathbf{8,86 \text{ MPa}} \quad (112)$$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:

500 MPa

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{500}{8,65} = \mathbf{56,4} \quad (113)$$

Z hlediska bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti v kontrolovaném místě vyhovuje, s velmi velkou bezpečností (57,8). Průměr hřídele by tedy mohl být zmenšen, protože je nyní předimenzován, to však není možné z konstrukčního hlediska.

6.9.4.1. Kontrola drážky pro pero na otláčení

U řemenice na hřídeli motoru je vhodné provést kontrolu drážky pro pero na otláčení. Kontrolu drážky na otláčení stačí provést pouze v náboji, na hřídeli ji není nutné provádět, protože výška drážky, o kterou se pero opírá je větší a také materiál hřídele motoru má větší dovolený tlak.

$t_1 = 3,3 \text{ mm}$	Výška drážky v řemenici
$l_1 = 24 \text{ mm}$	Délka drážky v řemenici
$M_{km} = 24000 \text{ Nmm}$	Jmenovitý moment motoru
$d_{km} = 38 \text{ mm}$	Průměr hřídele motoru



$$P_{DOV} = 35 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak pro slitiny hliníku (střídavé zatížení)

Nejprve je nutné vypočítat obvodovou sílu, která působí na těsné pero:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_{km}}{d_{km}} = 1263,16 \text{ N} \quad (114)$$

Dalším krokem je určení plochy, kterou se dotýká pero drážky v náboji:

$$S_p = t_1 \cdot l_1 = 79,2 \text{ mm}^2 \quad (115)$$

Nyní lze již vyčíslit stykový tlak v drážce náboje spojky a jeho následné porovnání s tlakem dovoleným:

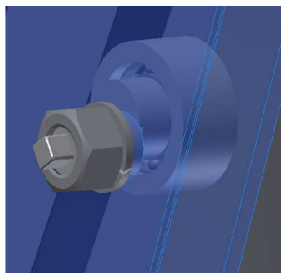
$$p_{ar} = \frac{F_o}{S_p} = 15,94 \text{ MPa} \quad (116)$$

$$P_{ar} < P_{DOV} \quad (117)$$

Stykový tlak je menší než dovolený tlak pro slitinu hliníku, délka drážky je tedy vyhovující.

Napínání řemene

Pro převod byl zvolen ozubený řemen, který vyžaduje předpětí. Oproti kluzným řemenům vyžaduje menší předpětí, což se projevuje kladně v tom, že je méně namáhána hřídel. Vyvození předpětí bude pomocí excentru, na jehož konci je umístěno valivé ložisko s nalisovaným kroužkem na svém vnějším kroužku (Obr. 6.34 Napínání ozubeného řemene). Jedná se o poměrně jednoduché řešení.



Obr. 6.34 Napínání ozubeného řemene

Model navržené pracovní jednotky



Obr. 6.35 Model saňové vrtací jednotky

Model navržené pracovní jednotky je na obrázku (Obr. 6.35). Hřídel pracovní jednotky je poháněna ozubeným řemenem pomocí elektromotoru. Na obrázku lze vidět přírubu pro připevnění vícevřetenové hlavy.

6.9.5. Volba pracovní jednotky pro závitování

Potřebný výkon závitovací jednotky je větší než nabízené výkony závitovacích jednotek na trhu. Po dotazu na výrobce, bylo zjištěno, že závitovací jednotku GEM 20 (Obr. 6.36) s výkonem 1,5 kW lze vybavit motorem s větším výkonem a silnějším ozubeným řemenem, který přenese vyšší výkon. Proto bude zvolena tato možnost. Parametry závitovací jednotky, v základním vybavení, jsou shrnuty v tabulce (Tab. 6.12).

Parametr	Hodnota
Maximální velikost závitu	M20/ 600MPa
Maximální zdvih	100 mm
Stoupání závitu	0,4 – 2,5



Maximální moment	80 Nm
Otáčky vřetene	420 – 1440 min ⁻¹
Typ držáku nástroje	ISO 30
Váha	54 kg
Výkon motoru	1,5 kW


Tab. 6.12 Parametry vrtací jednotky GEM 20 (Základní varianta) [45]



Obr. 6.36 Závítovací jednotka GEM 20 [45]

6.10. Návrh třískového hospodářství stroje

Z hlediska třískového hospodářství je třeba vypočítat množství třísek, které vzniká při obrábění za hodinu a také je důležitá analýza tvaru třísek. Při výpočtu objemu volně ložených třísek musíme zvolit objemový součinitel W třísek, který závisí na tvaru třísky. Dále je nutno určit objem materiálu V_m , který zaujímá odebíraný materiál před obráběním. Během jednoho cyklu je zhotoveno 38 otvorů o průměru 6,8 mm a délce 24 mm a vyřezáno 38 závitů M8 a délce závitů 21 mm. Vzhledem k tomu, že obráběný materiál je z litiny s kuličkovým grafitem, která tvoří tvářenou plynulou třísku [58], lze očekávat při obrábění otvorů třísky ve tvaru stužkových smotaných. Tvar třísky je však závislý na řezných podmínkách, proto by bylo vhodné provést zkoušku na obráběném obrobku při řezných podmínkách, které budou na navrhovaném stroji. Tím by byl zjištěn skutečný tvar třísek, které budou na stroji vznikat. Vzhledem k tomu, že tvar vznikající třísky při určených řezných podmínkách nebylo možné ověřit, budu při výpočtu objemu volně ložených třísek vycházet z výše zmíněného

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 127
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

předpokladu, že třísky budou ve tvaru stužkových smotaných. Dle [2] je pro tento tvar třísek objemový součinitel 300 až 400. Pro výpočet volím střední hodnotu $W = 350$. Pro výpočet objemu odebraných třísek jedním vrtákem V_{mv} a jedním závitníkem V_{mz} byl použit program Autodesk Inventor 2012. Na základě těchto hodnot lze určit odebrané množství třísek vrtáním za cyklus stroje (118) a také závitováním (119):

$$V_{mcv} = 38 \cdot V_{mv} = 38 \cdot 0,896 = 34,048 \text{ cm}^3 \quad (118)$$

$$V_{mcz} = 38 \cdot V_{mz} = 38 \cdot 0,157 = 5,966 \text{ cm}^3 \quad (119)$$

Celkové množství odebraných třísek za jeden cyklus:

$$V_{mc} = V_{mcv} + V_{mcz} = 34,048 + 5,966 = 40,014 \text{ cm}^3 \quad (120)$$

Na základě celkového množství odebraných třísek za jeden cyklus stroje lze vypočítat objem třísek, který vznikne na stroji za jednu hodinu (rovnice). Objem odebraných třísek je nutné vynásobit objemovým součinitelem, abychom dostali objem třísek, který zaujímají po odebrání. Dále je nutné pro výpočet znát výkon stroje (počet obrobenech součástí za hodinu).

$$V_{tc} = W \cdot p \cdot V_{mc} = 350 \cdot 197 \cdot 40,014 = 2758965,3 \text{ cm}^3/\text{hod} \quad (121)$$

Na základě tohoto výpočtu lze navrhnout vhodný dopravník třísek, pro dopravu třísek z pracovního prostoru obráběcího stroje bude použit článkový dopravník. Dopravník bude umístěn z čelní strany stroje, kde jsou umístěny pracovní jednotky pro obrábění čela převodové skříně. Usměrnění padajících třísek do dopravníku bude pomocí skluzů uchycených na rámu.



Obr. 6.37 Článkový dopravník [67]



Volba mazání stroje

Mazání kuličkového šroubu

Na mazání kuličkového šroubu se používají maziva jako pro kuličková ložiska. Je zakázáno používat maziva s obsahem grafitu nebo MoS_2 . Ze zkušeností výrobce HIWIN vyplývá, že naplnění kuličkového šroubu na celou jeho životnost je nedostatečné. Proto je vhodné doplňovat mazivo častěji. Buď manuálně v intervalech, nebo centrálním mazáním na stroji. Interval mazání při použití mazacích tuků, by měl být mezi 200 – 600 provozními hodinami. Při oběhovém mazání olejem by měl být přívod oleje od 3 do 8 cm^3/h na každý kuličkový okruh. U navrhovaného stroje nebude použito centrální mazání, proto je zvoleno mazání tukem. Doplňování tuku bude realizováno dle doporučení výrobce v rámci údržby strojů. [38]

Mazání lineárního vedení

Lineární vedení je nutné mazat tukem nebo olejem. První mazání se provede při montáži, poté se opakuje v intervalech doporučených výrobcem. Výhodnější je použití vozíků s olejovým zásobníkem, výhodou je stálý přívod maziva a také odpadá nutnost použití centrálního mazání, při kterém hrozí únik oleje, který může způsobit znečištění. V konstrukci JÚS budou použity vozíky s olejovým zásobníkem E2.

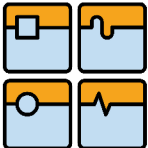
Typ	Množství oleje [cm^3]	Ujetá dráha [km]
HG15E2	1,6	2000
HG20E2	3,9	4000

Tab. 6.13 Mazání pomocí olejových zásobníků (interval mazání)[38]

Výrobce lineárního vedení doporučuje mazání po ujetí dráhy 4000 km (Tab. 6.13). V tabulce je i informace ohledně množství doplněného oleje. Domazávání bude dodržováno dle požadavků výrobce.

Mazání navržené pracovní jednotky

U navržené pracovní jednotky budou použita ložiska s náplní maziva na celou dobu životnosti. Proto není nutné mazání.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 129
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Mazání zvolených jednotek

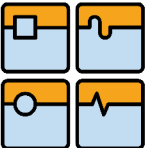
Zvolené jednotky GEM 20 není nutné mazat, ložiska mají, dle výrobce, celoživotní náplň.

Mazání vícevřetenových hlav

U vícevřetenových hlav udává výrobce olejovou náplň, kterou je nutné v časových intervalech doplňovat, interval domazávání bude dle doporučení dodavatele.

6.11. Volba filtrace pro navrhovaný JÚS

Vzhledem k tomu, že součást bude obráběna na více JÚS, je vhodné pro tyto stroje zvolit společnou filtraci, tím se ušetří zastavěný prostor i náklady na pořízení (je levnější pořídit jednu společnou filtrační jednotku s větším výkonem než pro každý stroj vlastní jednotku). Další výhodou je jednodušší údržba. Toto řešení má i své nevýhody, jako největší nevýhoda se jeví skutečnost, že pokud dojde k výpadku filtrační jednotky, bude odstavena celá skupina strojů, které jsou na ní závislé. Pokud by měl každý stroj svoji filtrační jednotku, bylo by nutné odstavit jen tento stroj. Těmto výpadkům lze zabránit volbou filtrace s vysokou spolehlivostí a její dostatečnou údržbou. Další nevýhodou je pak nutnost rozvádět kapalinu mezi stroje, tedy nutnost použití potrubí. Zde by mohlo dojít k úniku kapaliny. Výhody však převažují nad nevýhodami a proto volím centrální filtrační jednotku pro skupinu JÚS, které se na výrobě budou podílet. Pro volbu vhodné filtrace (s dostatečným průtokem) je vyžadována znalost potřebného minutového průtoku chladicí kapaliny, která bude přiváděna ze všech strojů. Vzhledem ke skutečnosti, že minutové průtoky nejsou známy, nelze velikost filtrační jednotky zvolit a měla by být řešena v rámci dimenzování centrálního rozvodu chladicí kapaliny. Volím však předběžně typ filtrační jednotky z typů uvedených v kapitole (4.6.5.1). Zvolena je magnetická filtrace, která je téměř bezúdržbová a zajišťuje dostatečný stupeň filtrace.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 130
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

7. SEZNAM BEZPEČNOSTNÍCH RIZIK

Bezpečnost jednoúčelových strojů vychází z normy ČSN EN 14070+A1. Jednoúčelové stroje představují široký rozsah nebezpečí. Je to způsobeno tím, že mohou mít různá uspořádání a probíhají na nich různé procesy. Největší nebezpečí vyplývají z kontaktu:

- S pohybujícími se nástroji
- S rychle se pohybujícími strojními součástmi
- S rychle se pohybujícími obrobky
- Se strojně ovládanými mechanismy pro manipulaci s obrobky a pro jejich nakládání a vykládání

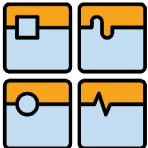
Posouzení rizik předpokládá předvídatelný přístup ze všech směrů a také neočekávané spuštění stroje. Jsou identifikována rizika jak pro obsluhu, tak i pro ostatní osoby, které mohou mít přístup do nebezpečných prostorů. Do identifikování riziky jsou zahrnuta všechna nebezpečí, která se mohou objevit v průběhu životnosti stroje za různých podmínek. Jedná se například o uvádění do provozu, seřizování, výroba, údržba, oprava, vyřazení z provozu). Posouzení rizika také zahrnuje analýzu následků poruchy v ovládacím systému. Konstruktor vždy musí zhodnotit, zda je posouzení rizika pro daný stroj kompletní.

Mechanická nebezpečí

- Stlačení
- Střih
- Říznutí
- Zachycení
- Vtažení
- Náraz
- Bodnutí nebo proražení
- Výron vysokotlaké kapaliny

Elektrická nebezpečí

- Dotyk osob živých částí
- Dotyk osob částí, které se staly živými při závadě

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 131
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Tepelná nebezpečí

- Spálení nebo opaření (vymrštění třísek, kontakt s horkými nástroji)

Nebezpečí způsobená hlukem

- ztráta sluchu, další psychologické poruchy (ztráta rovnováhy, ztráta vědomí)
- Rušení při komunikaci řečí
- Rušení při zvukových signálech
- Nebezpečí způsobená materiály a látkami
- Vdechování škodlivých výparů kapalin, plynů, mlh a prachu
- Oheň nebo výbuch
- Biologická a mikrobiologická nebezpečí

Nebezpečí způsobená zanedbáním ergonomických principů při konstrukci stroje

- Nezdravé polohy nebo nadměrná námaha
- Nepřiměřené nároky na anatomii lidské paže nebo nohy
- Nedostatečné osvětlení v místě výkonu práce
- Lidské chyby
- Nesprávná konstrukce, umístění nebo identifikace ručních ovladačů
- Nesprávné umístění sdělovačů

Nebezpečí způsobená neočekávaným spuštěním, neočekávaným přeběhem, zvýšením rychlosti

- Poruchy ovládacího systému
- Obnovení přívodu energie po jejím přerušení
- Vnější vlivy na elektrickém zařízení

Nebezpečí způsobená selháním ovládacích obvodů

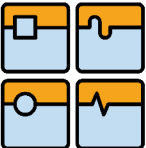
Nebezpečí způsobená chybným připojením

Nebezpečí způsobená upadnutím nebo vymrštěním předmětů


Nebezpečí způsobená převrácením stroje

Nebezpečí uklouznutí, zakopnutí, upadnutí

Nebezpečí způsobená poruchami v dodávce energie

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 132
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Při návrhu stroje bylo vycházeno z ČSN EN 14070+A1, která analyzuje rizika u JÚS. Návrh byl proveden tak, aby byly splněny požadavky na opatření proti rizikům, která tato norma uvádí. [68]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 133
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8. POPIS FUNKCE STROJE

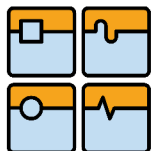
Stroj je určen k obrábění „Převodová skříně“. Součást je upnuta na magnetické paletě a výměna obrobku probíhá automaticky. Výměna palet probíhá v poloze pro výměnu palet. Po vložení čepů palety do upínačů na polohovacím stole dojde k jejich upnutí pomocí tlaku kapaliny. Upnutí je indikováno řídicímu systému, který provede polohování do první pracovní polohy (posuv o 750 mm). Zde jsou umístěny saňové vrtací jednotky s vícevřetenovými hlavami. Obrábění zde probíhá na dvou protilehlých stranách (boky převodové skříně) a je zde zhotovováno 8 děr, na každé straně, které leží na roztečné kružnici 190 mm. Pracovní jednotky jsou spuštěny na základě signálu z řídicího systému. Ten je vyslán, když polohovací stůl zastaví v této pracovní poloze. Stejně tak je v pracovní poloze spuštěno chlazení nástrojů při spuštění pracovních jednotek. Skončení obráběcích operací je indikováno pracovními jednotkami řídicímu systému. Poté je obrobek polohován do druhé pracovní polohy, kde obrábění probíhá stejným způsobem. Obráběno je 8 děr na roztečné kružnici 140 mm na protilehlých stranách převodové skříně. V třetí pracovní poloze jsou umístěny pracovní jednotky GEM 20, které zhotovují závity do děr obrobených v pracovní poloze 1. Po obrobení se obrobek přesune do čtvrté pracovní polohy, kde jsou vyřezány závity do otvorů zhotovených v druhé pracovní poloze. Zároveň je vrtáno 6 otvorů na roztečné kružnici 120 mm, na čele převodové skříně. Vrtací operace trvá déle než závitovací operace, proto dokončení obráběcích operací je indikováno řídicímu systému z vrtací pracovní jednotky. Do páté pracovní polohy se již neposouvá obrobek, ale přesouvají se jednotky umístěné na čele stroje. Do polohy, v které v předchozí poloze obráběla vrtací pracovní jednotka, je přesunuta závitovací jednotka GEM 20. Ta zhotoví do vyvrtaných děr na čele převodové skříně závity. Po skončení obráběcích operací, je obrobek polohován zpět do polohy pro výměnu obrobku. Výměnou obrobku s paletou začíná cyklus stroje znovu.

9. PARAMETRY NAVRŽENÉHO STROJE A MODEL STROJE

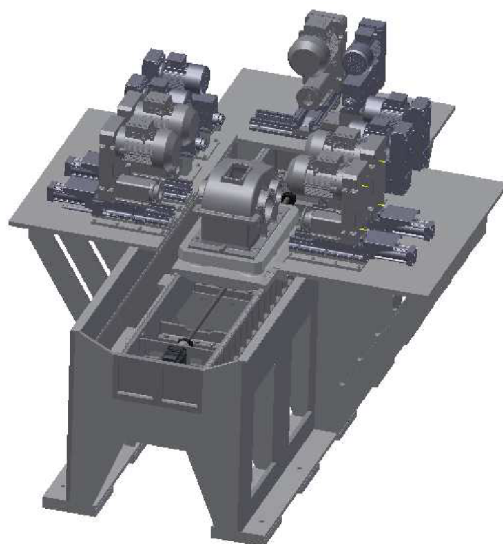
Počet vrtacích jednotek:	5
Počet závitovacích jednotek:	5
Zdvih polohovací jednotky:	1600 mm
Rychlost polohování:	0,5 m/s
Celkový instalovaný výkon:	63 kW (pracovní jednotky a polohovací jednotka)
Tlak kapaliny:	80 bar
Tlak vzduchu:	10 bar
Takt stroje:	18,2 s
Výkon stroje	197 ks/ hod.
Hmotnost stroje:	8200 kg
Rozměry stroje:	d x š x v = 3820 x 2760 x 2300 mm
Napětí:	400 V
Frekvence:	50 Hz
Předpokládaný hluk:	<70 dB

Tab. 9.1 Parametry navrženého stroje

Parametry navrženého stroje jsou shrnuty v tabulce (Tab. 9.1). Celkový instalovaný výkon zahrnuje pouze výkon pracovních jednotek a servomotoru posuvové osy pro polohování obrobku. Ostatní výkony motorů nemohly být přičteny, protože jejich výkon nebyl známý. Na obrázku (Obr. 9.1) je model stroje bez vnějších krytů. Na obrázku (Obr. 9.2) je konečný vzhled stroje s kostrou z ALU profilů, ve kterých je upevněno bezpečnostní sklo. V místě, kde probíhá výměna palet, bezpečnostní sklo není a je zde umístěna optická závora. Na boku stroje je umístěna rozvaděčová skříň a nad ní je umístěn ovládací panel s tlačítkem pro



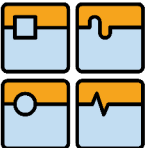
nouzové vypnutí stroje. Pro uchycení pracovních jednotek GEM k desce bylo nutné vymodelovat stojánky.



Obr. 9.1 Model stroje (bez hliníkového rámu s vnějšími kryty)




Obr. 9.2 Vzhled stroje s vnějšími ochrannými kryty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 136
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

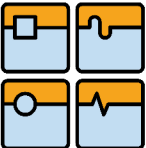
10. IMPLEMENTACE VÝSLEDKU ŘEŠENÍ A NÁMĚTY NA DALŠÍ ŘEŠENÍ

U navrženého JÚS jsou pracovní jednotky přišroubovány pevně k rámu. Zde je nevýhoda v tom, že nemůžeme pracovní jednotky výškově nastavit. To v sobě nese problém, že pokud by se v budoucnu přebušovaly výměnné palety (jejich upínací plocha), bylo by nutné i výškově upravit umístění pracovní jednotky. Možnost výškového nastavení pracovních jednotek by také vedla k rozšíření možností stroje, protože by mohl obrábět převodové skříně s jinými výškovými rozměry (v určitém rozsahu). U projektu dále považuji za nutné u projektu vypracování celkové ceny stroje, aby mohlo být provedeno ekonomické zhodnocení stroje. Jako další námět na řešení považuji ekonomický propočet vývoje vícevřetenové hlavy, která by obrobila všechny otvory na boku převodové skříně naráz (tedy bez nutnosti popojetí do další pracovní polohy). Tím by byly ušetřeny náklady na pracovní jednotky v této další poloze. Výhodné by bylo přidání dalších operací, například frézovacích. Nutné je i dořešit napojení a rozvody hydrauliky a pneumatiky na stroji.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 137
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

11. ZÁVĚR

V diplomové práci byla provedena rešerše v oblasti vrtacích strojů, kde byly popsány vrtačky vyskytující se na trhu. Jedná se o vrtačky stolní, sloupové, stojanové, radiální (otočné) a také vrtačky speciální. Do vrtaček speciálních lze zařadit vrtačky s revolverovou hlavou, montážní, souřadnicové a také vícevřetenové, které lze považovat i za typ JÚS. Stojanové vrtačky se na trhu téměř nevyskytují, na trhu je nahrazují sloupové vrtačky. Současného výrobce souřadnicových vrtaček se mi nepodařilo nalézt, je to dáno tím, že jsou nahrazovány CNC obráběcími centry. Dále byly popsány jednotlivé typy jednoúčelových strojů (JÚS) a jejich nejdůležitější částí. Nejdůležitějšími částmi jsou myšlení pracovní jednotky, polohovací jednotky, spodní stavba a přídatné jednotky. U polohovacích jednotek byly popsány pouze polohovací jednotky vybraných typů JÚS. Po této rozsáhlé rešerši následovala výběr možných variant a následné řešení vybrané varianty. Z používaných typů JÚS byly vybrány tři typy. První variantou byl JÚS s přímočarým polohovacím stolem, druhou variantou byl JÚS s mezikruhovým stolem, který v každé pracovní poloze umožňoval otáčení palety. Třetí možností byl JÚS s otočným stolem kruhovým, i zde bylo nutné zajistit otáčení palety. U těchto variant byly provedeny náčrty rozmístění pracovních jednotek a také přibližné rozměry, které by tyto varianty zabíraly. Po posouzení výhod a nevýhod jednotlivých variant byla vybrána varianta č. 1. Při výběru byla hlavně uvažována cena řešení, zastavěná plocha, konstrukční složitost a také hmotnost stroje. Z těchto hledisek vyhovoval nejvíce JÚS s přímočarým stolem polohovacím. Při návrhu tohoto typu JÚS byly analyzovány síly od řezného procesu. Byl proveden výběr vhodného řešení pro zajištění přímočarého polohování, byl proveden výběr ze 4 variant. Vzhledem k ekonomickému hledisku, technickému řešení a také dosahované přesnosti, byl vybrán kuličkový šroub ve spojení s valivým lineárním vedením, které se dodává s magnetickým odměřováním polohy. Vzhledem k velké váze obrobku, upínací desky, pracovních jednotek, polohovací rychlosti a také velkým řezným silám, byl vybrán svařovaný rám, který má vyšší tuhost než rám z hliníkových profilů. Hliníkové profily však byly použity na stavbu vrchní části stroje, pro připevnění vnějších krytů. Stroj je vybaven závitovacími pracovními jednotkami od firmy SUHNER, která se zabývá nízkonákladovou automatizací. Nákup závitovacích pracovních jednotek byl zvolen z ekonomického hlediska, protože vývoj vlastních pracovních jednotek a jejich následná výroba by byla cenově dražší. Pro vrtací operace byly zvoleny saňové pracovní jednotky. U

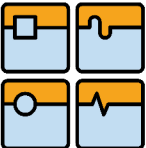
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 138
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

vrtacích pracovních jednotek byl naopak vhodnější vlastní návrh, protože výrobci tyto jednotky vyrábějí tak, aby s nimi bylo možné vrtat i bez vícevřetenových hlav. Cena jednotky je tak zbytečně zvýšena, protože zde musí být použito vřeten s upínáním nástrojů a také přesná vřetenová ložiska. Při použití vícevřetenové hlavy však stačí na konci hřídele unášec a vícevřetenová hlava je upevněna k pracovní jednotce, proto nejsou kladeny vysoké nároky na přesnost ložisek a odpadá použití systému pro upnutí nástroje. Nutné je zakoupit pouze jednotku pro posuv do řezu. Zvolena byla jednotka UA35, která je poháněna pneumatickým pístem, což snižuje cenu oproti použití jednotek se servomotorem. Zvoleny byly vícevřetenové hlavy od firmy SUHNER, jejich nákup byl zvolen, protože jejich vlastní vývoj je poměrně drahý. V poslední pracovní poloze je nutné přemísťování pracovních jednotek, proto byla zvolena posuvová jednotka UA35 CNC od firmy SUHNER. Pro vynášení třísek bude použit článkový dopravník, chladicí kapalina bude následně filtrována ve filtrační jednotce, aby dosáhla dostatečné čistoty. Mazání jednotlivých částí bude prováděno ručním doplňováním dle doporučení výrobců. Pro JÚS byl vybrán předběžně řídicí systém firmy Siemens. Konstrukční výpočty byly provedeny pro nejdůležitější části stroje, tak aby stroj plnil svoji funkci. Některé části však nemohly být zpracovány do konečného řešení (například volba filtrace, volba automatického výměníku palet), protože záležely na celkovém uspořádání skupiny strojů obrábějících zadanou součást. A proto by bylo nutné komplexní řešení zahrnující spolupráci konstruktérů ostatních strojů a zařízení nutných k realizaci projektu. Parametry stroje byly shrnuty v kapitole (9). Na konci práce byly dány návrhy na další řešení, protože se jedná o poměrně komplexní problém, který v rámci diplomové práce nelze celý vyřešit. Posledním cílem bylo vypracovat 3D model stroje. Byly vypracovány 3D modely pracovní jednotky a posuvové jednotky, které byl vložen do 3D modelu stroje. U stroje nemohlo být provedeno ekonomické zhodnocení, které je poměrně důležitou částí projektu, protože nebyly známy potřebné hodnoty pro výpočet.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 139
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

12. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BORSKÝ, Václav. Obráběcí stroje. OLPRINT Šlapanice: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992. ISBN 80-214-0470-1.
- [2] KOČMAN, Karel a Jaroslav PROKOP. Technologie obrábění. 2. vyd. FINAL TISK s.r.o. Olomučany: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o. Brno, 2005. ISBN 80-214-3068-0.
- [3] BORSKÝ, Václav. Jednouúčelové obráběcí stroje I. díl. 2. přeprac. vyd. Moravské tiskařské závody Kroměříž: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1989. 201 s. ISBN 80-214-0031-5.
- [4] ADAMEC, Jaromír. Technologie automatizovaných výrob. Ostrava: VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2006. 108 s. ISBN 80-248-0871-4.
- [5] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2. upravené a doplněné vydání. Praha: MM publishing, 2010. 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [6] Systémy automatickej výmeny obrobkov na číslicovo riadených strojoch [online]. Košice [cit. 2012-10-03]. Studijní materiál. TECHNICKÁ UNIVERZITA V KOŠICIACH. Vypracováno v rámci řešení grantového projektu KEGA 3/3064/05. Vedoucí projektu: prof. Ing. Peter Demeč, CSc. Dostupné z http://www.sjf.tuke.sk/kvtar/1/files/03_Automaticka_Vymena_Obrobkov.pdf
- [7] BORSKÝ, Václav. Jednouúčelové a víceúčelové stroje II. díl. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1990. 200 s. ISBN 80-214-0175-3.
- [8] PROKOP, Mojmír. Výrobní stroje: určeno pro posluchače fakulty strojní. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1985, 165 s. ISBN 55-589-85
- [9] ŠTRAJBL, Jan. Obráběcí stroje: příručka : určeno [také] pro stud. prům. škol strojnických. 3., upravené a dopl. vyd. Praha: SNTL, 1979, 619, [2] s.
- [10] VAVŘÍK, Ivan, Petr BLECHA a Josef HAMPL. VÝROBNÍ STROJE A ZAŘÍZENÍ: Syllabus přednášek pro kombinované bakalářské studium. 1. vyd. VUT Brno, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky, 2002. Dostupné z: http://drogo.fme.vutbr.cz/opory/pdf/VSaZ_UVSSaR.pdf
- [11] VELÍŠEK, Karol. OBRÁBACIE STROJE: Časť: Jednouúčelové stroje. Bratislava: STU, 1999. ISBN 80-227-1224-8.
- [12] HUMÁR, Anton. Technologie I: Technologie obrábění - 2. část (Studijní opory pro magisterskou formu studia)[Online]. 2004, 95 s. [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/?page=opory>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 140
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [13] VAVŘÍK, Ivan. ZÁKLADY STAVBY VÝROBNÍCH STROJŮ: Syllabus přednášek pro prezenční studium. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systému a robotiky.
- [14] Prediction of thrust force and torque in tapping operations using computer simulation. [online]. 2006, VOL. 34, No 1, s. 5 [cit. 2013-05-05]. Dostupné z: http://www.mas.bg.ac.rs/istrazivanje/biblioteka/publikacije/Transactions_FME/Volume34/1/1.%20Puzovic%20Radovan.pdf
- [15] Kompletní katalog ISCAR. ISCAR [online]. 2013 [cit. 2013-05-05]. Dostupné z: <http://www.iscar.cz/catalogs.aspx/CountryId/6>
- [16] PLC SIMATIC S7-300. SIEMENS [online]. 2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?ctxnh=ee5ad951ae&ctxp=home>
- [17] Jednoúčelové a speciální obráběcí stroje. ProCAD Technik [online]. 2005 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.procad.cz/produkty.php?cid=1>
- [18] Lineární jednotky pro každé použití. MM Průmyslové spektrum [online]. 2013 [cit. 2013-05-09]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/linearni-jednotky-pro-kazde-pouziti.html>
- [19] O firmě. O.K. NAVY: Nástrojařská výroba [online]. 2011 [cit. 2013-05-12]. Dostupné z: <http://www.o.k.navy.cz/index.php?akce=ofise>
- [20] Souřadnicová vrtačka LINDNER LB 15. Bazák CZ [online]. 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupné z: <http://uzitkova-vozidla-stroje.bazak.cz/inzerat/souradnicova-vrtacka-lindner-lb-15-105118.html>
- [21] Kloubové hadice: Katalog [online]. 2008 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://www.mepac.cz/katalogy/frezovani/Kloubove_hadice.pdf
- [22] Saptec: Optimalizace procesních kapalin [online]. 2008 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://www.saptec.cz/trysky_loc-line.php
- [23] BROXTEC: Pásové filtry, filtrační zařízení [online]. 2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.broxtec.cz/page/1173.pasove-filtry-filtracni-zarizeni/>
- [24] VRTAČKA STOLNÍ V 20 B. HELTOS a.s.: továrna obráběcích strojů [online]. 2008 [cit. 2012-10-10]. Dostupné z: <http://heltos.cz/vrtacka-stolni-v-20-b-2-2.html>
- [25] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: ALBRA, 2003, 865 s. ISBN 80-864-9074-2.
- [26] ONDRÁČEK, Miroslav a Luděk HANÁČEK. Automatická výměna nástrojů a obrobků: snižování pracnosti a zvyšování produktivity obrábění. Technik [online]. 12. 8. 2002 [cit.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 141
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- 2012-10-21]. Dostupné z: <http://technik.ihned.cz/c1-11353200-automaticka-vymena-nastroju-a-obrobku>
- [27] Magnetické desky. SAV - workholding and automation [online]. [cit. 2012-10-24]. Dostupné z: <http://www.sav-workholding.cz/magneticke-desky.aspx>
<http://www.weiler.cz.com/cz/vom.html> (montazni vrtacka)
- [28] VRTAČKA STOLNÍ ŘADOVÁ VR 3/20 B. HELTOS a.s.: továrna obráběcích strojů [online]. 2008 [cit. 2012-10-10]. Dostupné z: <http://www.heltos.cz/vrtacka-stolni-radova-vr-3-20-b-2-17.html>
- [29] KRAL, S. Návrh metodiky pro volbu základních komponent lineárních os obráběcího stroje. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub, Ph.D..
- [30] Závítování [online]. 2011 [cit. 2013-01-14]. Dostupné z: <http://www.zavitovani.cz/>
- [31] Filtrační jednotky obráběcích strojů: HYDROCYKLONOVÁ FILTRACE. HENNLICH [online]. 2013 [cit. 2013-01-22]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/produkty/filtrace-a-filtracni-technika-filtracni-jednotky-obrabecich-stroju-2477/hydrocyklonova-filtrace.html>
- [32] Filtrační jednotky obráběcích strojů: ECOFILTRO. HENNLICH [online]. 2013 [cit. 2013-01-22]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/produkty/filtrace-a-filtracni-technika-filtracni-jednotky-obrabecich-stroju-2477/ecofiltro.html>
- [33] Filtrační jednotky obráběcích strojů: CARTRIDGOVÁ FILTRACE. HENNLICH [online]. 2013 [cit. 2013-01-22]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/produkty/filtrace-a-filtracni-technika-filtracni-jednotky-obrabecich-stroju-2477/cartridgova-filtrace.html>
- [34] Filtrační jednotky obráběcích strojů: PAPIŘOVÁ FILTRACE. HENNLICH [online]. 2013 [cit. 2013-01-22]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/produkty/filtrace-a-filtracni-technika-filtracni-jednotky-obrabecich-stroju-2477/papirova-filtrace.html>
- [35] MTS - The Zeropoint Toolingsystem. EROWA [online]. 2012 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://www.erowa.com/en/support/zeropoint-tooling-system/mts-the-functions.html>
- [36] Rozvoj automatizace v oblasti obráběcích strojů?. MM průmyslové spektrum [online]. 2011 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/rozvoj-automatizace-v-oblasti-obrabecich-stroju.html>
- [37] Pružné spojky. T.E.A Technik [online]. 2007 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>
- [38] HIWIN: linear technology [online]. [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/>

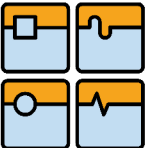


DIPLOMOVÁ PRÁCE

- [39] IGUS: plastics for longer life [online]. 2013 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://igus.de/default.asp>
- [40] SUGINO [online]. 2012 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://www.sugino.cz/>
- [41] Magnetické upínání obrobků úvod. *Techlan* [online]. 2013 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.techlan.cz/index.php?nid=7728&lid=CS&oid=1394375>
- [42] ZAGAR: incorporated [online]. 2010 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://www.zagar.com>
- [43] DELKEN: automazioni [online]. 2012 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://www.delken.it/home.asp?lan=UK>
- [44] SOMEX [online]. 2012 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: http://www.somex.fr/en/index_eng.html
- [45] SUHNER [online]. 2012 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: http://www.suhner-automation-expert.com/site/index.cfm?id_art=7137&actMenuItemID=4274&vsprache/EN/Suhner_Automation_Expert.cfm
- [46] YEPASAN [online]. 2012 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://www.yepasan.com/en/02/02/index.html>
- [47] SIEMENS [online]. 2012 [cit. 2013-01-23]. Dostupné z: <http://www.siemens.com>
- [48] VRTAČKA SLOUPOVÁ VS 40-SPRINT. HELTOS: TOVÁRNA OBRÁBĚČÍCH STROJŮ [online]. 2008 [cit. 2013-01-24]. Dostupné z: <http://www.heltos.cz/vrtacka-sloupova-vs-40-sprint-2-30.html>
- [49] Sloupová vrtačka 1103060 Epple maschinen. DeWALT vysočina [online]. 2009 [cit. 2013-01-24]. Dostupné z: <http://www.dewalt-vysocina.cz/kovoobrabeni/vrtani/sloupove/sloupova-vrtacka-1103060-h-gb-60-v.html>
- [50] KBM 80. Bernardo [online]. 2012 [cit. 2013-01-24]. Dostupné z: http://www.bernardo.at/index.php?id=62&L=1&openuid=&katid=4&groupid=327&product_id=3466&variation_id=3466
- [51] Vrtačka otočná montážní VOM 50. WEILER Holoubkov s.r.o. [online]. 2006 [cit. 2013-01-24]. Dostupné z: <http://www.weilercz.com/cz/vom.html>
- [52] DrillSprint 500 - CNC turret drilling machine. Emi-Mec [online]. 2010 [cit. 2013-01-24]. Dostupné z: <http://www.emi-mec.eu/drillsprint500/index.php5>
- [53] Radiální vrtačka VO 100. APJ Praha [online]. 2010 [cit. 2013-01-24]. Dostupné z: <http://www.apj.cz/nove-stroje/radialni-vrtacky/radialni-vrtacka-vo-100>
- [54] Závitovací a vrtací centra. STRÁNSKÝ a PETRŽÍK [online]. 2013 [cit. 2013-01-24]. Dostupné z: <http://www.stranskyapetrzik.cz/stroje/feeler/tdc/>
- [55] Vrtačky otočné pojízdné VOP 100, VOP 104. WEILER Holoubkov s.r.o. [online]. 2006 [cit. 2013-01-26]. Dostupné z: <http://www.weilercz.com/cz/vop.html>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 143
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


- [56] Svislá soustružnická obráběcí centra. MM Průmyslové spektrum [online]. 2001 [cit. 2013-01-28]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/svisla-soustruznicka-obrabecci-centra.html>
- [57] BRADÁČ, T. Deskripce vrtacích strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 35 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [58] AB SANDVIK COROMANT - SANDVIK CZ s.r.o. Příručka obrábění - Kniha pro praktiky. Přel. M. Kudela. Praha: Scientia s. r. o., 1997. 857 s. Přel. z: Modern Metal Cuttign - A Practical Handbook. ISBN 91-972299-4-6
- [59] GÜHRING: Navigator. GÜHRING [online]. 2013 [cit. 2013-05-05]. Dostupné z: <http://navigator.guehring.de/navigator/index.php?mod=sta>
http://www.ukf.de/index.php?option=com_content&view=article&id=50&Itemid=72&lang=en
- [60] FIBRO. Rotary tables for machine tools. [Online] 2012. [Citace: 16. 3. 2013.]
<http://www.fibro.de/en/rotary-tables/product-groups/rotocutting-rotary-tables-for-machine-tools.html>.
- [61] FIBRO. Rotary tables for automation systems. [Online] 2012. [Citace: 12. 3. 2013.]
<http://www.fibro.de/en/rotary-tables/product-groups/rotomotionrotary-tables-for-automation-systems.html>.
- [62] Indukční snímače 5x5. BALLUFF [online]. 2013 [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: <http://www.snimace.cz/balluff/MCZ/cs/products/Quadratisch-praktisch.jsp>
- [63] RX40 - zcela nová trubka E-Tube odolná proti třískám. IGUS *plastics for longer life* [online]. 2013 [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: http://www.igus.cz/wpck/default.aspx?Pagename=overview_rx_tubes&C=CZ&L=cs
- [64] TYPE 285-96 HYDRAULIC CLAMPING HEAD. RÖHM: *driven by technology* [online]. 2012 [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: <http://www.roehm.biz/fraesen/?L=1&action=showTypes&grpId=8711&level=4&app=milling>
- [65] Nízkonapěťové standardní motory 1LA7. SIEMENS [online]. 2013 [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: <http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?vw=0&ctxnh=1d95c74197&ctxp=home>
- [66] CONTI SYNCHROFORCE: Heavy-Duty Timing Belts. CONTITECH [online]. 2012 [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/td_synchroforce_de_en.pdf
- [67] Pásové dopravníky třísek a odpadu - článkové MBC. BROXTEC [online]. 2011 [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: <http://www.broxtec.cz/page/67985.pasove-dopravniky-trisek-odpadu-clankove-mbc/>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 144
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [68] ČSN EN 14070+A1 (200725). *České Normy: Seznam technických norem* [online]. 2009 [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: <http://www.ceske-normy.cz/csnen-14070-A1-01102009>
- [69] Tvárná litina EN-GJS-400. *TECHNOMETAL* [online]. 2012 [cit. 2013-04-20]. Dostupné z: <http://www.ucbtechnometal.cz/download/EN-GJS-400-15.pdf>
- [70] Hydraulické agregáty. *Hydraulika Brno - Jan Ryba* [online]. 2011 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.hydraulics-brno.cz/hydraulicke-komponenty/hydraulicke-agregaty/>


13. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Význam	Jednotka
F_{AX}	Reakce v ložisku A působící v ose X	N
F_{AY}	Reakce v ložisku A působící v ose Y	N
F_{BY}	Reakce v ložisku B působící v ose Y	N
M_A	Moment k bodu A	N
C_{0v}	Statická únosnost vozíku lineárního vedení	N
C_A	Dynamická únosnost ložiska A	N
C_B	Dynamická únosnost ložiska B	N
C_{OA}	Statická únosnost ložiska	N
C_{OB}	Statická únosnost ložiska	N
C_{dyn}	Dynamická únosnost vozíku lineárního vedení	N
$C_{oš}$	Statická únosnost šroubu	N
$F_{\check{R}}$	Radiální síla působící na hřídel od řemene	F
F_A	Velikost axiální síly působící při obrábění	N
F_A	Síla axiální	N
$F_{Ašs}$	Axiální zatížení šroubu	N
F_{AYS}	Reakce v ložisku A (statická)	N
F_{BYS}	Reakce v ložisku B (statická)	N
$F_{N\check{R}}$	Síla od napnutí řemene	N
F_P	Předeprnutí kuličkového šroubu	-
$F_{ašzp}$	Dynamická síla při zpomalení	N
$F_{ašzr}$	Dynamická síla při zrychlení	N
F_{fv}	Posuvová síla při vrtání 6 vrtáky	N
$F_{kš}$	Maximální axiální síla na šroub	N

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 146
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


$F_{kšmax}$	Maximální axiální síla na šroub s bezpečností	N
F_m	Střední zatížení šroubu	N
F_r	Síla radiální	N
J_M	Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot	kgm ²
J_{MOT}	Moment setrvačnosti motoru	kgm ²
J_{RHM}	Moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru	kgm ²
J_{SP}	Moment setrvačnosti spojky	kgm ²
J_s	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu	kgm ²
$K_{šs}$	Statická bezpečnost šroubu	-
K_c	Měrný řezný odpor	N/mm ²
K_f	Koeficient geometrie nástroje	-
K_m	Koeficient geometrie nástroje	-
L_{h10A}	Hodinová trvanlivost ložiska A	hod.
L_{h10B}	Hodinová trvanlivost ložiska B	hod.
$L_{Hš}$	Hodinová trvanlivost kuličkového šroubu	hod.
M_G	Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot	Nm
M_{GD}, M_{KSMD}	Momenty pasivních odporů	Nm
M_{GT}	Moment od tíhové složky	Nm
M_{GTD}	Moment od přesouvaných hmot	Nm
M_{KSM}	Moment zátěže od předeprnutí kuličkového šroubu	Nm
M_L	Moment od zátěže třecích sil v ložisku	Nm
M_{MD}	Moment potřebný z dynamického hlediska	kgm ²
M_{ZDRHMD}	Moment zátěže redukovaný na hřídel motoru	Nm
M_{ZSRHM}	Moment zátěže redukovaný na hřídel motoru	Nm
$M_{kš}$	Jmenovitý moment motoru	Nmm
M_m	Potřebný moment ze statického hlediska	Nm

M_{omax}	Maximální ohybový moment	Nmm
M_{vh1}	Moment pro vrtání 8 otvorů	Nm
M_{vh1}	Moment pro vrtání 6 otvorů	Nm
$M_{vřet}$	Moment pro vrtání pro otupené vrtáky	Nm
$M_{vřet}$	Moment pro vrtání pro otupené vrtáky	Nm
P_{1a}, P_{3a}	Zatížení vozíků 1 a 3 při zpomalení stolu	N
P_{1d}, P_{3d}	Zatížení vozíků 1 a 3 při zpomalení stolu	N
P_{1s}, P_{3s}	Zatížení vozíků 1 a 3 při statickém zatěžování	N
$P_{1v}, P_{2v}, P_{3v}, P_{4v}$	Zatížení vozíků 1,2,3,4 při rovnoměrném pohybu	N
P_{2a}, P_{4a}	Zatížení vozíků 2 a 4 při zrychlení stolu	N
P_{2d}, P_{4d}	Zatížení vozíků 2 a 4 při zpomalení stolu	N
P_{2s}, P_{4s}	Zatížení vozíků 2 a 4 při statickém zatěžování	N
P_{DOV}	Dovolený tlak pro slitiny hliníku (střídavé zatížení)	MPa
P_O	Statické ekvivalentní zatížení	N
P_m	Potřebný výkon motoru	kW
$P_{m1,3}$	Střední zatížení vozíků 1 a 3	N
$P_{m2,4}$	Střední zatížení vozíků 2 a 4	N
P_{oA}	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska A	N
P_{oAS}	Statické ekvivalentní zatížení ložiska A	N
P_{oB}	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska A	N
P_{oBS}	Statické ekvivalentní zatížení ložiska A	N
$P_{vřet}$	Výkon vřetene	kW
S_1	Dráha uražená při rozběhu na posuvovou rychlost	m
$S_{2v,1}$	Délka dráhy, po které se stůl pohybuje posuvovou rychlostí	m
S_3	Dráha pro zastavení z posuvové rychlosti	m


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 148
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

S_{OA}	Bezpečnost ložiska ze statického hlediska	-
S_{OB}	Bezpečnost ložiska ze statického hlediska	-
S_c	Celková dráha pracovního cyklu posuvového mechanismu	m
$S_{cv,1}$	Délka dráhy mezi polohou pro výměnu a první pracovní polohou	m
V_{mc}	Celkový objem třísek odebraný za jeden cyklus stroje	cm ³
V_{mcv}	Objem třísek odebraný při vrtání za jeden cyklus stroje	cm ³
V_{mcz}	Objem třísek odebraný při závitování za jeden cyklus stroje	cm ³
V_{mv}	Objem třísek odebraný 1 vrtákem za jeden cyklus stroje	cm ³
V_{mz}	Objem třísek odebraný 1 závitníkem za jeden cyklus stroje	cm ³
V_{tc}	Objem volně ložených třísek vzniklých za hodinu	cm ³ /hod.
W_k	Průřezový modul v krutu	mm ³
W_o	Průřezový modul v ohybu	mm ³
X_o	Součinitel ložiska	-
Y_o	Součinitel ložiska	-
a_{zp}	Zpomalení stolu při zastavení	m/s ²
a_{zr}	Zrychlení při zrychlení stolu	m/s ²
d_{ξ}	Průměr kuličkového šroubu	mm
d_L	Průměr kuličkového šroubu pod ložisky	-
$d_{k\check{s}}$	Průměr hřídele motoru	mm
d_s	Průměr kuličkového šroubu	-
f_1	Součinitel tření ve vodicích plochách	-
f_2	Ekvival. součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu	-
f_3	Ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměr čepu	-
f_H	Faktor tvrdosti (pro tvrdost 58 HRC)	-
f_T	Faktor teploty (voleno pro teplotu do 100°C)	-
f_v	Posuv na otáčku pro vrtací operace	mm/ot


f_w	Faktor zatížení (pro normální zatížení)	-
k_d	Koeficient pro pevné uložení	-
k_k	Koeficient pro pevné uložení	-
l_1	Délka drážky v řemenici	mm
l_ξ	Délka kuličkového šroubu	mm
m_z	Hmotnost přesouvaných hmot	-
n_ξ	Otáčky kuličkového šroubu	min^{-1}
$n_{\xi max}$	Kritické otáčky s bezpečností	min^{-1}
$n_{k\xi}$	Kritické otáčky	min^{-1}
$n_{vřet}$	Otáčky vřetene	min^{-1}
$n_{vřet}$	Otáčky vřetene	min^{-1}
s_ξ	Stoupání kuličkového šroubu	m
t_1	Doba rozběhu na posuvovou rychlost	s
t_1	Výška drážky v řemenici	mm
$t_{2v,1}$	Čas pohybu posuvovou rychlostí při pohybu do první pracovní polohy	s
t_3	Doba zastavení z posuvové rychlosti	s
t_{AS}	Strojní čas	s
t_{ASC1}	Čas obráběcích operací v první pracovní poloze	s
t_{ASC2}	Čas obráběcích operací v první pracovní poloze	s
t_{ASC3}	Čas obráběcích operací v první pracovní poloze	s
t_{ASC4}	Čas obráběcích operací v první pracovní poloze	s
t_{ASC5}	Čas obráběcích operací v první pracovní poloze	s
t_{ASCv}	Čas vyvrtání díry	s
t_{ASCz}	Čas vyřezání závitu	s
$t_{c1,2}$	Čas polohování do druhé pracovní polohy	s
$t_{c2,3}$	Čas polohování do třetí pracovní polohy	s

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 150
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


$t_{C3,4}$	Čas polohování do čtvrté pracovní polohy	s
$t_{C4,5}$	Čas přesunu pracovních jednotek (pracovní poloha 5)	s
$t_{C5,v}$	Čas polohování do polohy pro výměnu palet	s
$t_{Cv,1}$	Čas polohování do první pracovní polohy	s
t_{VP}	Doba výměny palety	s
t_{cs}	Celkový čas obrobení součásti	s
v_{rp}	Posuvová rychlost	m/s
ε_m	Úhlové zrychlení motoru	rad/s ⁻²
η_{LJ}	Účinnost ložisek (oboustranné uložení v kuličkových ložiskách)	-
η_P	Účinnost převodu	-
η_c	Celkové účinnosti	-
η_s	Účinnost kuličkového šroubu (dle výrobce)	-
η_v	Účinnost vedení (valivého)	-
σ_o	Napětí v ohybu	MPa
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
τ_k	Napětí v krutu	MPa
d	Vzdálenost mezi vozíky (podélná)	m
G	Tíhová síla od přesouvaných hmot	-
i	Číslo převodu	-
L	Délka stolu	-
l	Vzdálenost působíště tíhové síly od vedení	m
L	Délka ujeté dráhy	m
v_{rp}	Posuvová rychlost	m/s
W	Tíhová síla od přesouvaných hmot	N
D	Průměr vrtané díry	mm
L_v	Délka životnosti lineárního vedení	km

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 151
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

P	Počet součástí obroběných za hodinu	ks/h.
a	Délka zadního konce hřídele (působíště síly od řemene)	m
b	Délka předního konce hřídele	m
g	Tíhové zrychlení	m/s^{-2}
k	Součinitel bezpečnosti	-
l	Vzdálenost mezi ložisky	m
m	Hmotnost zátěže (stůl, paleta, obrobek)	kg
s	Stoupání kuličkového šroubu	-
α	Úhel sklonu vedení	°
κ	Úhel κ (pro úhel špičky nástroje 140°)	°
$F_{fv\Box{1,2}}$	Posuvová síla zvětšená o otupení v pracovní poloze 1 a 2	N
$M_{cv\Box{1,2}}$	Řezný moment zvětšený o otupení v pracovní poloze 1 a 2	Nm
$M_{cz\Box{3,4}}$	Řezný moment zvětšený o otupení v pracovní poloze 3 a 4	Nm
$F_{a\Box{3,4}}$	Axiální síla zvětšená o otupení v pracovní poloze 3 a 4	N
$F_{fv\Box{4}}$	Posuvová síla zvětšená o otupení v pracovní poloze 4	N
$M_{cv\Box{4}}$	Řezný moment zvětšený o otupení v pracovní poloze 4	Nm
$M_{cz\Box{5}}$	Řezný moment zvětšený o otupení v pracovní poloze 5	Nm
$F_{a\Box{5}}$	Axiální síla zvětšená o otupení v pracovní poloze 5	N
F_{upv}	Upínací síla magnetické desky ve vodorovném směru	N
$F_{up\Box{}}$	Upínací síla magnetické desky ve svislém směru	N
F_{d1}	Dynamická síla působící na kuličkový šroub při zrychlení	N
F_{d2}	Dynamická síla působící na kuličkový šroub při zpomalení	N
$F_{m(1),(2)}$	Střední zatížení kuličkového šroubu (Matice 1 a 2)	N
$L_{\S 1}$	Otáčková trvanlivost matice 1	Ot.
$L_{\S 2}$	Otáčková trvanlivost matice 1	Ot.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 152
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

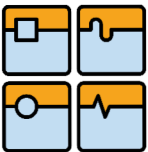
L_{ξ}	Trvanlivost kuličkového šroubu v otáčkách	Ot.
$L_{H\xi}$	Trvanlivost kuličkového šroubu v hodinách	Ot.
$F_{A\xi s}$	Výsledná axiální síla působící na kuličkový šroub	N
C	Příčná vzdálenost mezi vozíky	m
$P_{m1,3}$	Střední zatížení vozíků 1 a 3	N
$P_{m2,4}$	Střední zatížení vozíků 2 a 4	N

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 153
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


14. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 Rozměry zadané převodové skříně.....	15
Obr. 2.2 Struktura litiny GJS400-15 (Zvětšeno 100x; Leptáno): 1 ferit, 2 perlit, 3 zrnitý grafit [69].....	16
Obr. 2.3 Vypracovaný model skříně.....	17
Obr. 3.1 Princip technologie vrtání [57].....	18
Obr. 3.2 Typy strojních závitníků: vlevo s šroubovitými drážkami, vpravo s přímými drážkami [30].....	19
Obr. 3.3 Závitování (kinematika procesu) [30]	20
Obr. 3.4 Schéma stolní vrtačky [1]	21
Obr. 3.5 Stolní řadová vrtačka (HELTOS) [28]	22
Obr. 3.6 Stolní vrtačka V20B (HELTOS) [24].....	23
Obr. 3.7 Schéma sloupové vrtačky [10]	24
Obr. 3.8 Sloupová vrtačka VS 40 SPRINT (HELTOS) [48].....	25
Obr. 3.9 Sloupová vrtačka H-GB 60 V HIGHLINE (EPPLE) [49]	27
Obr. 3.10 Schéma stojanové vrtačky [10].....	28
Obr. 3.11 Stojanová vrtačka KBM 80 (BERNARDO) [50].....	29
Obr. 3.12 Typy radiálních vrtaček a popis hlavních částí: a) s otočným pláštěm válcovým ...	30
Obr. 3.13 Pojízdňá radiální vrtačka VOP 104 [55].....	31
Obr. 3.14 Radiální vrtačka VO 100 [53]	32
Obr. 3.15 Schéma montážní vrtačky [1].....	33
Obr. 3.16 Vrtačka otočná montážní VOM 50 (WEILER) [51]	34
Obr. 3.17 Schéma revolverové vrtačky [1].....	35
Obr. 3.18 Vrtačka s revolverovou hlavou Drillsprint 500 [52]	36
Obr. 3.19 Vrtací obráběcí centrum TV-510Aapc [54].....	37
Obr. 3.20 Souřadnicová vrtačka s křížovým stolem (Upraveno) [20].....	39

Obr. 3.21 Souřadnicová vrtačka portálová (Upraveno) [19]	40
Obr. 3.22 Schéma vícevřetenové vrtačky [1]	40
Obr. 3.23 Typy stolů vícevřetenových vrtaček [1]	41
Obr. 4.1 JÚS s přímočarým polohovacím stolem [11]	43
Obr. 4.2 JÚS s otočným stolem kruhovým [11]	44
Obr. 4.3 JÚS s otočným stolem mezikruhovým [11]	45
Obr. 4.4 JÚS s otočným bubnem středovým [11]	46
Obr. 4.5 Schéma automatické linky bez nosných desek [11] (upraveno)	46
Obr. 4.6 Schéma AL s nosnými deskami [11]	47
Obr. 4.7 Jednoučelový stroj s otočným stolem [17]	48
Obr. 4.8 Třískové hospodářství na JÚS [17]	48
Obr. 4.9 Pinolová pracovní jednotka firmy Zagar [42]	52
Obr. 4.10 Pinolové pracovní jednotky firmy Sugino [40]	52
Obr. 4.11 Vrtací saňové jednotky: a) DELKEN b) SOMEX BEX35 [43][44]	53
Obr. 4.12 Operační hlavy s přestavitelnými vřeteny: a) s otočnými držáky vřeten (SUHNER) [45] b) S kloubovými hřídeli (YEPASAN) [46]	54
Obr. 4.13 Vícevřetenová hlava firmy ZAGAR: a) celkový pohled na hlavu b) detail konců vřeten [42]	55
Obr. 4.14 Vícevřetenová hlava firmy SUHNER [45]	55
Obr. 4.15 Lineární jednotka pro polohování s kuličkovým šroubem [18]	57
Obr. 4.16 Mezikruhový stůl FIBROMAT [61]	58
Obr. 4.17 Otočný stůl FIBROTAKT [60]	58
Obr. 4.18 Otočný stůl s otočnými deskami (Upraveno) [3]	59
Obr. 4.19 Rozdělení upínačů [3]	59
Obr. 4.20 Robotizované pracoviště s AVO [36]	61
Obr. 4.21 Upínač palet (Erowa) [35]	64

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 155
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

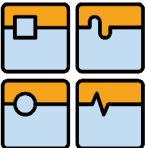
Obr. 4.22 Rozdělení přídatných jednotek [3].....	64
Obr. 4.23 Magnetická základna pro kloubové hadice [21].....	66
Obr. 4.24 Koncovky kloubových hadic [22]	67
Obr. 4.25 Ecofiltro [32]	69
Obr. 4.26 PLC SIMATIC S7-300 [16]	69
Obr. 6.1 Varianta řešení č. 1 – JÚS se stolem polohovacím přímočarým	72
Obr. 6.2 Varianta řešení č. 2 – JÚS s otočným stolem mezikruhovým s otočnými paletami...73	
Obr. 6.3 Varianta řešení č. 3 – JÚS s otočným stolem kruhovým s otočnými paletami	74
Obr. 6.4 Přívod chladicí kapaliny do řezu [15].....	75
Obr. 6.5 Rozměrové parametry zvoleného nástroje pro vrtání (Upraveno) [59].....	76
Obr. 6.6 Rozměrové parametry zvoleného nástroje pro závitování (Upraveno) [59]	77
Obr. 6.7 Průběh řezné síly při řezání závitu M8x1,25 [14]	78
Obr. 6.8 Průběh řezného momentu při řezání závitu M8x1,25[14]	78
Obr. 6.9 Rozložení sil při vrtání u šroubovitého vrtáku [12].....	79
Obr. 6.10 Víceřetenová hlava MHFP [45].....	81
Obr. 6.11 Dráha vrtáku [12].....	81
Obr. 6.12 Pracovní polohy stroje	83
Obr. 6.13 Zvolený pracovní cyklus posuvového mechanismu	84
Obr. 6.14 Zvolený energetický řetěz RX 32 [63]	95
Obr. 6.15 Indukční snímače BALLUFF [62]	95
Obr. 6.16 Teleskopický kryt [5].....	96
Obr. 6.17 Kuželový čep pro upnutí palety (RÖHM) [64]	97
Obr. 6.18 Vozík s odměřováním [38]	97
Obr. 6.19 Model navrženého zástavbového rámu	99
Obr. 6.20 Výpočtový model pro výpočet zatížení vozíku (Zatěžující síla F).....	100
Obr. 6.21 Výpočtový model pro určení zatížení jednotlivých vozíku (pohyb)	102

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 156
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obr. 6.22 Model posuvové osy [5]	105
Obr. 6.23 Parametry motoru JAT [47].....	109
Obr. 6.24 Rozměry zvolené pružné spojky [37].....	110
Obr. 6.25 Model posuvové osy (bez teleskopického krytu)	111
Obr. 6.26 Pohled na svařovaný rám stroje.....	111
Obr. 6.27 Posuvová jednotka UA35 CNC (SUHNER) [45]	112
Obr. 6.28 Saňová pracovní jednotka BEX 35 (SUHNER) [45]	113
Obr. 6.29 Posuvová jednotka UA35 (SUHNER) [45].....	113
Obr. 6.30 Tvar a rozměry zvoleného řemene [66].....	116
Obr. 6.31 Deformace hřídele – vliv tuhosti ložisek, hřídele a skříně [5]	116
Obr. 6.32 Výpočtový model hřídele	118
Obr. 6.33 Průběhy momentů na hřídeli	122
Obr. 6.34 Napínání ozubeného řemene	124
Obr. 6.35 Model saňové vrtací jednotky	125
Obr. 6.36 Závitovací jednotka GEM 20 [45].....	126
Obr. 6.37 Článkový dopravník [67].....	127
Obr. 9.1 Model stroje (bez hliníkového rámu s vnějšími kryty)	135
Obr. 9.2 Vzhled stroje s vnějšími ochrannými kryty.....	135

15. SEZNAM TABULEK

Tab. 3.1 Parametry stolní vrtačky V20B [24].....	24
Tab. 3.2 Parametry sloupové vrtačky VS 40 SPRINT [48].....	26
Tab. 3.3 Parametry sloupové vrtačky H-GB 60 V HIGHLINE [49].....	27
Tab. 3.4 Parametry stojanové vrtačky KBM 80 [50].....	29
Tab. 3.5 Parametry otočné radiální vrtačky VOP 104 [55]	31
Tab. 3.6 Parametry radiální vrtačky VO 100 [53]	32
Tab. 3.7 Parametry otočné montážní vrtačky VOM 50 [51]	34
Tab. 3.8 Parametry vrtačky s revolverovou hlavou Drillsprint 500 [52].....	36
Tab. 3.9 Vrtací obráběcí centrum TV-510Aapc [54].....	38
Tab. 6.1 Řezné parametry zvoleného vrtacího nástroje [59]	76
Tab. 6.2 Řezné parametry zvoleného závitníku [59]	77
Tab. 6.3 Rozměry zvolených vícevřetenových hlav [45]	81
Tab. 6.4 Parametry zvoleného kuličkového šroubu [38].....	89
Tab. 6.5 Zatížení kuličkového šroubu při pohybu	92
Tab. 6.6 Parametry zvoleného odměřování polohy [38]	98
Tab. 6.7 Parametry zvoleného vedení [38]	100
Tab. 6.8 Zatížení vozíků v jednotlivých stavech	103
Tab. 6.9 Parametry zvolené spojky [37]	110
Tab. 6.10 Zvolený asynchronní motor s výkonem 7,5 kW (SIEMENS) [65]	115
Tab. 6.11 Zvolený asynchronní motor s výkonem 5,5 kW (SIEMENS) [65]	115
Tab. 6.12 Parametry vrtací jednotky GEM 20 (Základní varianta) [45]	126
Tab. 6.13 Mazání pomocí olejových zásobníků (interval mazání)[38]	128
Tab. 9.1 Parametry navrženého stroje	134

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 158
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

16. PŘÍLOHY

CD

- Elektronická verze diplomové práce (PDF)
- 3D model stroje (ve formátu STEP)
- Výpočet řemenového převodu v programu MITCALC
- Rozměry odlévaných převodových skříní