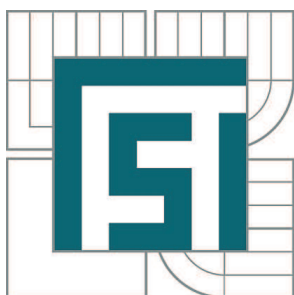


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

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

DVOUSOUŘADNICOVÝ NC STŮL PRO FRÉZOVACÍ CENTRA S HYDRAULICKÝM UPÍNAČEM

THE TWO-COORDINATE NUMERICAL CONTROLLED TABLE FOR MILLING CENTER WITH
HYDRAULIC CLAMP

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. VÍT NEŠPOR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. ZDENĚK KOLÍBAL, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Vít Nešpor

který/která studuje v **magisterském 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:

Dvousouřadnicový NC stůl pro frézovací centra s hydraulickým upínačem

v anglickém jazyce:

The two-coordinate numerical controlled table for milling center with hydraulic clamp

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční řešení dvousouřadnicového číslicově řízeného stolu pro frézovací centrum s možností upínání technologických palet

Cíle diplomové práce:

Doplnění třísouřadnicového frézovacího obráběcího centra dvousouřadnicovým otočným stolem s možností hydraulického (pneumatického) upínání palet.

Seznam odborné literatury:

Internet, prospekty firem

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.

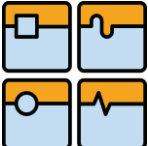
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 10.12.2012



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

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

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

ABSTRAKT


Tato práce se zabývá teoretickým návrhem NC rotačně sklopného stolu pro frézovací centrum Kovošvit MAS - MCV 754 QUICK. V úvodu je provedena rešerše v oblasti rotačně sklopných stolů, paletizace a rotačních přívodů energií. Konstrukční část je z počátku zaměřena na analýzu zatížení stolu, poté následuje samotný návrh pohonů, ložisek a rámu stroje. Jako pohon os byly zvoleny prstencové motory. V práci je provedeno konstrukční řešení přívodu tlakového vzduchu do středu upínací desky pomocí rotačního přívodu. Dále byla řešena problematika přívodu energií do naklápěcí osy pomocí energetického řetězu. V dalším je vyhotoven návrh řešení výměny technologických palet pomocí Zero-point systému. V závěru je provedeno technicko-ekonomické zhodnocení.

Klíčová slova: otočný stůl, rotačně sklopný stůl, přívod energie, rotační přívod, paletizace.

ABSTRACT

This thesis deals with theoretical design of NC rotary tilting table for Kovošvit MAS milling machine MCV 754 - QUICK. In the beginning of this paper is made a research with focus to rotary tilting tables, paletizing technologies and rotary suppliers of energy. The main part concerns with loading analysis of rotary tilting table, proposal of motion drives, bearings and the frame of desired machine. For motion drive of each axis is chosen torque motor. Constructional solution of pressed air supply to the middle boring of face plate is realized by a rotary union. The next point of solution is arrangement of moving supply electrical and pneumatic energy to the frame of tilting axis. The last part is concerned to proposal of realizing of changing technological pallets by the Zero-point systems. In the end the economical analysis is made.

Keywords: rotary table, rotary tilting table, energy supply, rotary union, paletization.

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

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NEŠPOR, V. *Dvousouřadnicový NC stůl pro frézovací centra s hydraulickým upínačem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 92 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.

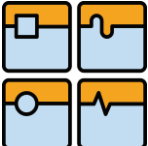
ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval a napsal samostatně a veškerou použitou odbornou literaturu jsem uvedl v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 24. 5. 2013


.....

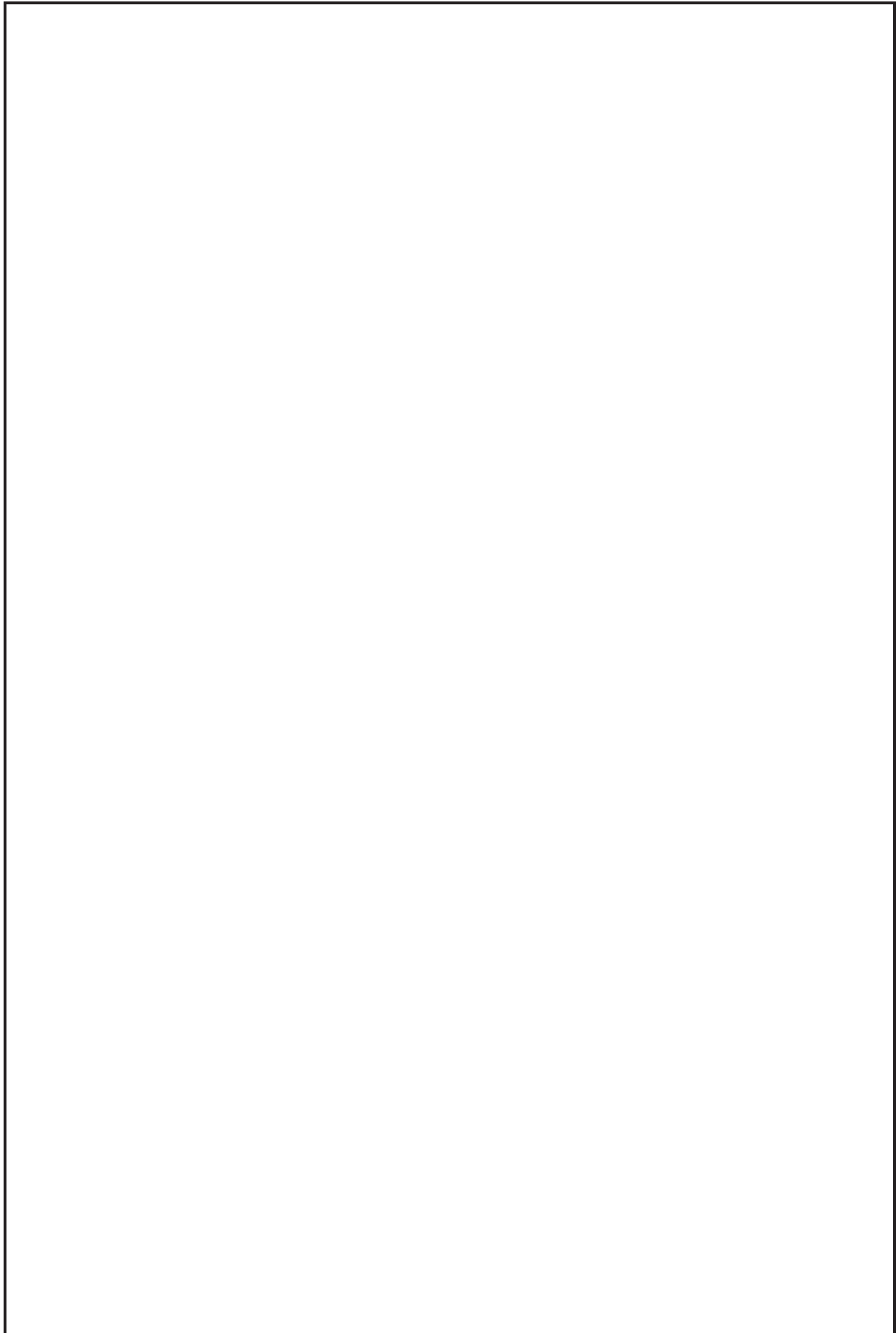
Bc. Vít Nešpor

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

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Zdeňku Kolíbalovi, CSc. za odborné vedení a veškerou pomoc při tvorbě diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mě při psaní diplomové práce podporovali a inspirovali.

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



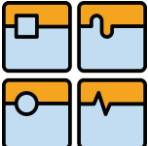
OBSAH

1 ÚVOD	11
2 REŠERŠE	12
2.1 Popis a zařazení otočně sklopných stolů	12
2.2 Rozdělení otočně sklopných stolů	13
2.2.1 Otočné stoly.....	14
2.2.2 Otočně sklopné stoly.....	16
2.3 Konstrukce otočně sklopných stolů	19
2.3.1 Pohony stolů	20
2.3.2 Zpevnění a brzdění pohybových os	22
2.3.3 Ložiska	23
2.3.4 Upínací desky	24
2.4 Upínání obrobků a paletizace	25
2.4.1 Upínání obrobků	25
2.5 Paletizace.....	25
2.5.1 Technologické palety	25
2.5.2 Popis a konstrukční řešení.....	26
2.6 Rozvod médií.....	29
2.6.1 Rotační rozvody médií	29
3 FORMULACE PROBLÉMU	32
3.1 Charakteristika MCV-754 QUICK.....	32
3.2 Počáteční specifikace otočně sklopné stolu	32
4 METODICKÝ POSTUP ŘEŠENÍ	34
5 KONSTRUKČNÍ ČÁST	35
5.1 Návrh variant	35
5.1.1 Varianta A – letmé uložení	35
5.1.2 Varianta B – oboustranné uložení se dvěma motory pro rotační osu	35
5.1.3 Varianta C – oboustranné uložení šnekovým převodem	36
5.1.4 Varianta D – oboustranné uložení s momentovými motory	37
5.2 Výběr optimálního řešení	37
5.2.1 Optimální výběr	37
5.3 Analýza pracovního prostoru stroje	38
5.4 Analýza a výpočet zatížení.....	40
5.4.1 Výpočet řezné síly	40
5.4.2 Návrhový výpočet.....	43
5.4.3 Volba ložisek	51
5.4.4 Volba motorů.....	52
5.4.5 Kontrolní výpočet	54
5.4.6 Kontrolní výpočet ložisek	60
5.4.7 Zhodnocení výpočtů	66
5.5 Popis řešení.....	68
5.5.1 Celkové řešení	68
5.5.2 Uložení motorů	69
5.5.3 Přívod médií	70
5.5.4 Odměrování	71
5.5.5 Přívod vzduchu	72
5.5.6 Paletizace.....	73
5.6 Konečná specifikace	74



DIPLOMOVÁ PRÁCE

6 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ.....	75
7 ZÁVĚR.....	76
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	78
9 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN.....	82
10 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ.....	84
11 SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK.....	86
12 SEZNAM PŘÍLOH.....	87
13 PŘÍLOHY.....	88

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

1 ÚVOD

V oblasti třískového obrábění se v současné době kladou vysoké nároky na konstrukci obráběcích strojů. Situace na trhu nutí podniky, zabývající se výrobou těchto strojů, maximálně vyhovět potřebám zákazníků. Znamená to vyrábět stroje, které jsou schopny provádět výkonné silové obrábění, vysokorychlostní obrábění či obrábění tvarově složitých obrobků při maximální přesnosti a spolehlivosti chodu stroje. Jinými slovy, klade se důraz na výkon, užitek a univerzálnost stroje. Těmto požadavkům v současné době vyhovují víceosá CNC obráběcí centra, jenž umožňují obrábění obecně až v 6 ti osách. Výhodou tohoto typu obráběcích strojů je, že osa obrábění může být normálou k obráběnému povrchu, což dovoluje obrobení tvarově složitě součásti při minimálním počtu upnutí. V praxi se pro obrábění takového druhu obrobků často využívají 5 ti osá obráběcí centra, jejichž čtvrtá a pátá osa je realizována v podobě otočně sklopného stolu, který je buď přímo součástí stroje, nebo je dodáván odděleně jako volitelné příslušenství.

Hlavním cílem této práce je vytvořit konstrukční řešení otočně sklopného stolu, který lze upevnit na upínací desku tříosého vertikálního frézovacího centra Kovošvit MAS MCV-754 QUICK umístěného v těžké laboratoři C1 Ústavu výrobních strojů, systémů a robotiky VUT v Brně. Centrum se tak rozšíří o dvě osy a bude tak na něm možno realizovat 5 ti osé obrábění. Návrh bude vycházet z technologických možností stroje a technických možností zázemí laboratoře. Prioritně bude kladen důraz na jednoduchost konstrukce a optimální využití zástavbového prostoru.

Dané frézovací centrum se v těžké laboratoři nachází na automatizovaném robotizovaném pracovišti a předpokládá se, že mezioperační manipulaci mezi ostatními obráběcími stroji bude realizovat průmyslový robot. Proto dalším cílem práce je zahrnout do konstrukce stolu i možnost automatického upínání obrobků, případně navrhnout možné varianty řešení výměny technologických palet. Je proto nutné realizovat i řešení přívodu energií a médií ke klíčovým konstrukčním uzlům otočně sklopného stolu s důrazem na navržení způsobu vnitřního přívodu tlakového média pro upínání obrobku či palet. Vzhledem k možnostem stroje a laboratoře se bude jednat o pneumatické ovládání upínání. Návrh samotného jednoúčelového upínacího přípravku nebude součástí této práce, protože není předem znám tvar možné obráběné součásti, avšak obecný přehled o technologii upínání je uveden v příslušné kapitole rešeršní části.

Na základě rešerše a systematického přístupu bude vytvořen metodický postup, který povede k výslednému konstrukčnímu řešení. Konstrukce rotačně sklopného stolu se jeví jako velmi komplexní problém a obsažení řešení všech aspektů a detailů by přesahovalo rámec této práce. Proto budou podrobněji řešeny jen významné konstrukční uzly.

V závěru bude vypracována technicko-ekonomická bilance a konečná specifikace navrhovaného zařízení.

2 REŠERŠE

Tato část práce se zabývá popisem problematiky otočně sklopných stolů, upínání obrobků, paletizace a rozvodu médií na základě dostupných informací z katalogů výrobců a má podat přehled o současných trendech ve výše zmíněných oblastech. Popis je realizován jak v obecnějším smyslu vzhledem k obráběcím strojům (upínání, paletizace, atd.), tak prioritně v konkrétnějším významu v souvislosti s tématem práce (motory, ložiska otočných stolů, atd.).

Úvod kapitoly je zaměřen na rozdělení a popis jednotlivých druhů stolů a seznámení se základními principy jejich funkce. Další část popisuje základní konstrukční uzly a charakteristické komponenty, ze kterých jsou otočně sklopné stoly sestaveny. Dále jsou stejným způsobem vylíčeny možnosti upínání obrobku a možné způsoby realizace výměny technologických palet. V závěru kapitoly je podán přehled o způsobech přívodů energií a médií k příslušným konstrukčním uzlům stolu.

Informace získané z této kapitoly slouží jako podklad pro konstrukční část.

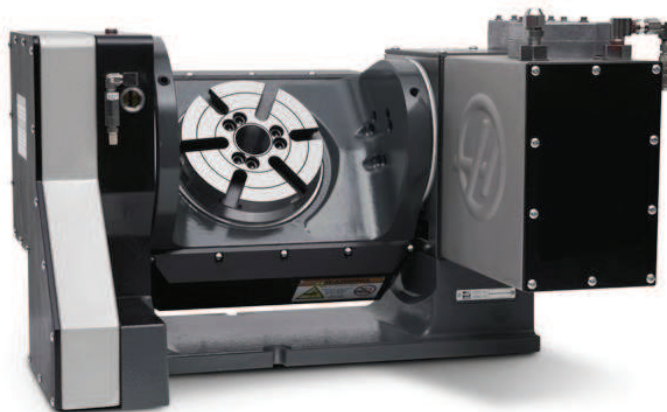
2.1 Popis a zařazení otočně sklopných stolů

Otočně sklopný stůl je zařízení, které v obráběcím procesu otáčením své rotační osy a natáčením osy naklápěcí orientuje obrobek na něm upnutý vzhledem k nástroji. Tím rozšiřuje pracovní rozsah stroje a umožňuje tak obrábět tvarově složité obrobky. Tyto stoly nacházejí využití v 5 ti osých obráběcích centrech na nerotační součásti (frézovací centra).

Frézovací centra lze mimo jiné rozdělit dle způsobu uspořádání rotačních a translačních kinematických dvojic a rozdělení stupňů volnosti stroje mezi nástroj a obrobek. Například u 5 ti osého frézovacího centra typu horní gantry + otočná sklopná frézovací hlava, má nástroj 5 stupňů volnosti (TTTRR - XYZAC), tedy obrobek stojí a nástroj se translačně pohybuje po osách XYZ a v otočné naklápěcí hlavě situované konci osy Z se orientuje ve dvou rotačních osách A a C. Jako další příklad lze zmínit variantu horní gantry + otočný sklopný stůl, kdy jsou 3 stupně volnosti (TTT - XYZ) dány nástroji a dva obroku (RR - AC). Obecně je vhodné rotační kinematické dvojice řadit na konci řetězce, tento případ je pak realizován buď pomocí otočně sklopné frézovací hlavy (Obr. 1), nebo otočně sklopného stolu (Obr. 2).



Obr. 1 Frézovací hlava Zimmermann [1]



Obr. 2 Kolébkový stůl HAAS TR 160Y [2]

Je několik možností jak realizovat pohyb čtvrté a páté osy (tedy pohyb obrobku, nebo nástroje). Jednou z nich je realizace pohybu pomocí paralelní kinematiky (tripod, hexapod,



atd.), avšak tento způsob je v praxi málo využíván. Vzhledem k zadání se v této práci bude uvažovat typ pětiosého frézovacího centra se sériovou kinematikou, jehož uspořádání je v podobě tří translačních a dvou rotačních kinematických dvojic. Čtyři stupně volnosti má obrobek (TTRR - XYAC) a 1 stupeň volnosti nástroj (osa Z). Tato kombinace odpovídá konfiguraci otočně sklopného stolu, který je připevněn na dvouosém stole tříosého frézovacího centra. Bude se pohybovat po osách XY a orientovat naklápěním v ose A a otáčením v ose C. Otočné sklopné stoly mohou být vyráběny samostatně, takže se zde nabízí možnost osadit tříosé frézovací centrum dvouosým stolem (viz výše zmíněný případ) a zvýšit tak užitek stroje. Těmito stoly se bude práce zabývat. Budou probrány základní typy a přehled otočně sklopných stolů, jejich konstrukce, principy pohonů.

2.2 Rozdělení otočně sklopných stolů

Jak bylo zmíněno v úvodu, tyto stoly se vyrábějí buď jako nedílná součást obráběcího centra, jako zvláštní příslušenství, nebo jako samostatně prodejné jednotky, které lze využít k rozšíření užitečných vlastností tříosého frézovacího centra [4]. Výrobce rotačních a rotačně sklopných stolů lze nalézt po celém světě, jejich krátký seznam uvádí Tab. 1.

Tab. 1 Přehled výrobců (převzato a upraveno z [4])

Výrobci	Země	www
CALMOTION	USA	www.calmotion.com
DETRON	Taiwan	www.detron.com.tw
EXACT	Taiwan	www.exactmachinery.com
FIBRO	Německo	www.fibro.com
KESSLER	Německo	www.franz-kessler.de
GANRO	Taiwan	www.ganro.com.tw
HASS	USA	www.haascnc.com
ISEL	Německo	www.isel.com
KITAGAWA	USA	www.kitagawa.com
KOMA	USA	www.komaprecision.com
LCM	Itálie	www.lcmitalia.it
LEHMANN	Švýcarsko	www.lehmann-rotary-tables.com
LYNDEX-NIKKEN	USA	www.lyndexnikken.com
MATSUMOTO	Japonsko	www.mmkmatsumoto.com
STROJTOS LIPNÍK	Česká Rep.	www.strojtos.cz
TANSHING	Taiwan	www.tanshing.com
UCAM	Indie	www.ucamind.com
WALTER	Německo	www.walter-precision.de
YUASA	USA	www.yuasa-intl.com



Stoly lze rozdělit do základních skupin:

- otočné stoly (rotary table),
 - indexovací (děličky),
 - víceřetenové,
- otočně sklopné stoly (rotary tilting table),
 - oboustranně uložené (typ kolébka – cradle),
 - jednostranně uložené,
 - víceřetenové,
 - se zvětšeným rozsahem naklápění.

Široká nabídka stolů nabízí flexibilní řešení víceosého obrábění dle přání zákazníka. Stoly jsou nejčastěji vyráběny v rozsahu průměrů upínacích desek od přibližně 100 mm do 2000 mm (Lyndex-Nikken). Varianty nad 2000 a pod 100 jsou již záležitostí zakázkové výroby. Hmotnosti upnutých obrobků se pohybují od několika kilogramů po řádově stovky kilogramů. Upínání obrobků na desku stolu bývá realizováno ručně pomocí úpinek a T-drážek, dále je zde možnost hydraulického nebo pneumatického upínání [4]. Někteří výrobci vedle spolehlivosti a životnosti stolů sázejí také na přitažlivý design (Lehmann).

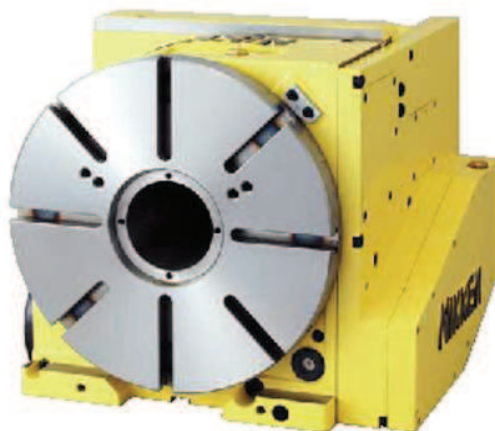
2.2.1 Otočné stoly

Na trhu jsou k dispozici tzv. otočné stoly, které mají pouze jednu řízenou osu. Použitím tohoto stolu lze rozšířit tříosé vertikální frézovací centrum na čtyřosé. Tyto stoly se využívají k rotačnímu polohování obrobku, popř. i k soustružnickým operacím na frézovacích centrech. Otočné stoly mohou mít ve stroji svou řízenou osu orientovanou rovnoběžně s osou Z či častěji s osou X stroje. Podle velikosti stroje resp. rozměrů upínací desky a pracovního prostoru může být stůl vybaven motorem umístěným bočně (standardní stůl na Obr. 3), nebo motorem umístěným vzadu či svisle kvůli efektivnímu využití vnitřního prostoru stroje [3, 6].



Obr. 3 Standardní otočný stůl bez upínací desky Walter TANI evolution [7]

Stůl s motorem vzadu (Obr. 4) má vhodný zástavbový prostor, který se dá využít, pokud je požadavek orientovat řízenou osu stolu rovnoběžně s osou Y stroje [3]. U strojů s menším pracovním prostorem lze s výhodou použít stůl s motorem umístěným svisle.



*Obr. 4 Speciální otočný stůl s upínací deskou a motorem
vzadu NIKKEN [8]*

Indexovací stoly

Mají podobnou funkci jako klasické otočné stoly, s tím rozdílem, že polohy stolu bývají rozděleny v pevných přírůstcích odpovídajících např. jedné otáčce vačky. U většiny typů indexovacích stolů nelze tedy dosáhnout „libovolného“ úhlu natočení. Polohování stolu je realizováno vačkou pro pevně dané polohy stolu (Obr. 5), nebo šnekem a čepy (Obr. 6) pro plynule přizpůsobitelné polohování [9]. Tyto stoly jsou využívány převážně jako děličky. Indexování může být realizováno také hydraulicky či pneumaticky v součinnosti s mechanismem rohatky a západky [9, 23].



*Obr. 5 Indexovací stůl s vačkou
FIBROTOR [9]*



*Obr. 6 Indexovací stůl se šnekem
FIBROTOR [9]*

Vedle polohování stolu při obrábění, či výměně technologických palet je lze využít také k montážním aplikacím, nebo jako svařovací stůl atd. Dále jsou vhodné pro nasazení při produkci CD a DVD, v honovacích strojích či při řezání laserem [9]. Specialistou ve výrobě indexovacích stolů je americká firma Motion index drives, která nabízí sortiment stolů výhradně s použitím bubnových a globoidních vaček [10]. Společnost dále nabízí paralelní indexovací pohony pro pásové dopravníky. Indexování polohy může být také realizováno Hirthovým věncem (Obr. 7) [11].



*Obr. 7 Indexovací stůl s Hirthovým ozubením
Euroma T.H.350 [11]*

Víceřetenové stoly

Jsou vhodné pro středně a velkosériovou výrobu. Výhodou je upnutí více obrobků současně, čímž se na jeden pracovní cyklus vyrobí více kusů. Tyto stoly bývají vybaveny speciálními přípravky pro rychlé upínání obrobků. Obvykle je počet desek 2, 3 a více. Stůl je vhodný také pro víceřetenové automaty. Použitím tohoto stolu lze opět zvýšit produktivitu a užitečnost stroje. [3, 6, 14].



Obr. 8 Dvouřetenový otočný stůl HAAS HRT210-2 [12]

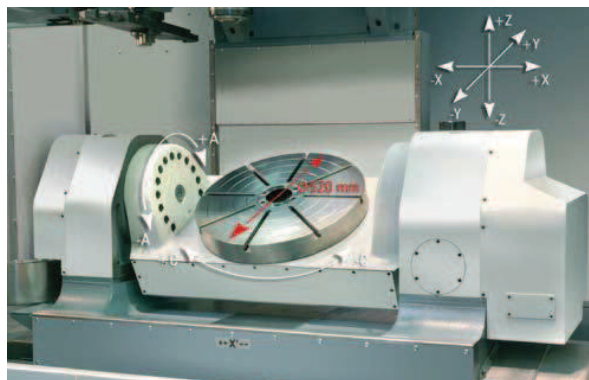
2.2.2 Otočně sklopné stoly

Neboli také kolébkové stoly. Tento typ stolu je nejběžnější. Má řízenou čtvrtou a pátou osu. Osa A je určena pro naklápění a osa C pro otáčení s obrobkem. Kolébkový stůl rozšiřuje frézovací centrum o dvě obráběcí osy, je tak umožněno pětiosé obrábění tvarově složitých součástí. V současné době konstrukce stolů dosahují vysokých dynamických vlastností, velkého rozsahu průměrů upínacích desek a hmotnosti obrobků. Podobně jako u otočných stolů i zde je možnost provádět soustružnické operace. Kolébkové stoly svými možnostmi zvyšují užitečnost stroje a produktivitu výroby. Trh nabízí širokou škálu variant,



která se snaží pokrýt co nejvíce požadavky zákazníků. Některé z variant budou uvedeny v následujícím textu.

Jednotlivé druhy se od sebe liší prvky, které jsou specifické pro daný druh stolu. Lze je rozdělit podle uložení naklápací osy, podle počtu upínacích desek, podle provedení stolu, použitého pohonu, či druhu zpevnění stolu [4]. Obr. 9 znázorňuje rotační a naklápací osu stolu.



Obr. 9 Znáznornění naklápací a rotační osy [13]

Jednostranně uložené (letmé)

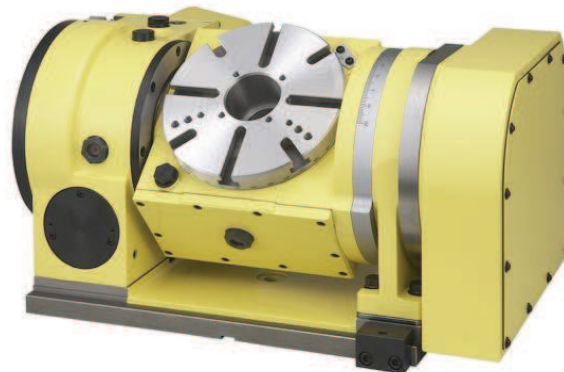
Zde je pohon naklápací osy umístěn bez podpory pouze jednostranně v rámu na loži. Tato varianta nabízí úsporu místa v pracovním prostoru stroje, ale na druhou stranu s sebou nese značné nevýhody v podobě konstrukční složitosti a menší únosnosti stolu. Z tohoto důvodu není tento typ stolu výrobcem příliš nabízen. Na Obr. 10 je patrný přímý náhon naklápací osy pomocí momentového motoru. [3, 4].



Obr. 10 Stůl LCM BRS-TT [16]

Oboustranně uložené

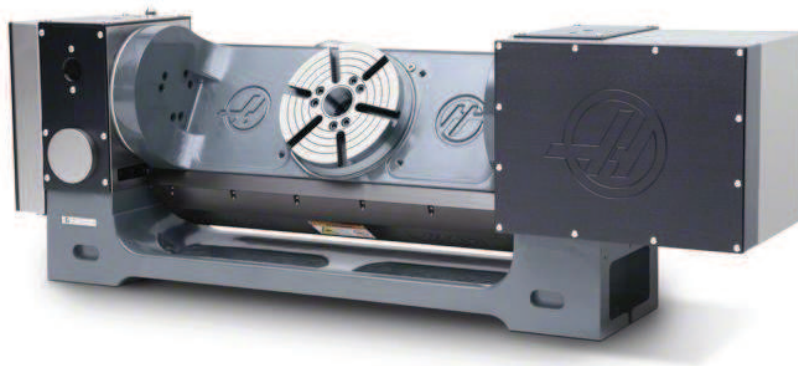
Jedná se o nejběžnější provedení rotačně sklopného stolu. Upínací plocha je ve vodorovné poloze a je situována nad osou naklápací. Může být také usazena souhlasně s osou naklápací. Díky oboustrannému uložení naklápací osy tento typ stolu lépe vyhovuje vysokým nárokům na tuhost a přesnost stolu [3, 4, 14].



Obr. 11 Stůl LYNDX NIKKEN \varnothing 200mm [15]

Se zvětšeným rozsahem naklápění

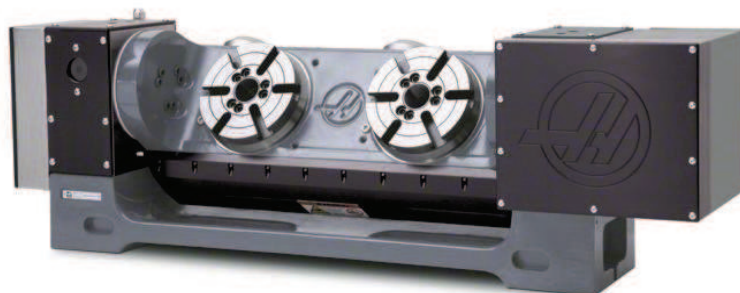
Tento typ je určen pro speciální užití. Upínací plocha v horizontální poloze se nachází pod osou naklápění. Toto uspořádání vytvoří proluku v pracovním prostoru stolu a tím se zvětší rozsah naklápění osy A. Na Obr. 12 je znázorněna klasická koncepce pohonů rotační a naklápěcí osy pomocí servomotoru a šnekového převodu [3, 4, 14].



Obr. 12 Stůl HAAS TR210 \varnothing 210mm s upínací plochou pod osou [2]

Víceřetenové

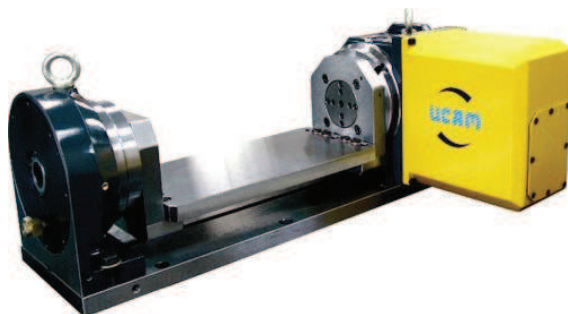
Otočně sklopná varianta víceřetenového stolu nabízí obdobné možnosti jako varianta otočná. Oproti otočné variantě je tedy rozšířen o naklápěcí osu, což ještě více zvýší univerzálnost a produktivitu stroje. To umožní obrábět v 5 ti osách více obrobků současně. Počet stolů bývá standardně dva a více, dle typu stolu, použité technologie a celkově potřeb zákazníka. Využívá se ve středně a velkosériové výrobě pro malé a středně velké obrobky [3, 4, 6].



Obr. 13 Stůl HAAS TR160-2 Ø160mm [2]

Rotační produkční systémy

Mají pouze naklápěcí osu tvořenou upínací deskou. Jsou určeny k výkonovému obrábění jedné nebo více složitých součástí, kde je zapotřebí speciálního upínacího přípravku. Systém je vybaven výkonnou brzdou naklápěcí osy, která zajišťuje maximální tuhost při obrábění. Jako možné příslušenství je možno vést hydraulickou kapalinu nebo tlakový vzduch k přípravku pomocí rotační rychlospojky umístěné ve středu lící desky stolu. Toto umožní, aby se přívodní hadice, které by byly eventuálně externě napojené k upínacím přípravkům, nepletly do cesty nástroji, nebo aby při pohybu stolu nedošlo k jejich zamotání. V příslušenství bývá dodáván i rotační stůl, který se upevní na upínací desku, takto vznikne klasický otočně sklopný stůl. Výrobce rotačních produkčních systémů je např. firma Lehmann (Obr. 15), nebo indická firma UCAM, jejíž produkt znázorňuje Obr. 14 [3, 17, 18].



Obr. 14 Produkční systém UCAM [18]



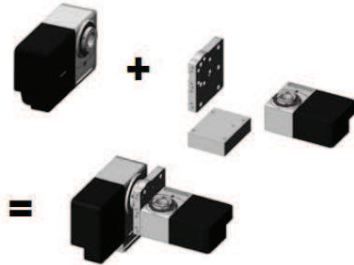
Obr. 15 Produkční systém Lehmann (upínací plocha vodorovně vycentrována na střed naklápěcí osy) [20]

2.3 Konstrukce otočně sklopných stolů

Konstrukce se odvíjí od technologických a výkonových nároků na otočně sklopný stůl. Lze je rozlišit podle druhu jejich pohonů a jejich orientaci na stole (zda-li jsou umístěny z boku, zezadu či přímo v pohybové ose) či podle druhu a velikosti upínací desky. V současné době se v konstrukci stolů projevuje také stavebnicová koncepce. Znamená to, že lze např. ze dvou samostatných otočných stolů sestavit jeden otočně sklopný stůl, tuto variantu realizovala firma Lehmann (Obr. 16 a 17) [3, 4, 6, 20].



EA → TF vario



Obr. 16 Stavebnicová koncepce [20]



Obr. 17 Příklad stavebnicové koncepce Lehmann (řada TF) [20]

2.3.1 Pohony stolů

Jako pohon os otočně sklopných stolů se obvykle používá klasická koncepce v podobě nepřímého pohonu servomotorem a šnekovým převodem. Avšak standardem jsou dnes také přímé pohony realizované pomocí tzv. prstencových neboli momentových motorů v každé z os. Někdy se také používá kombinace těchto druhů pohonů. Pohon u kolébkového stolu může být umístěn na jedné straně kolébky (druhá strana je pouze podpěrná bez pohonu (Obr. 18)) nebo na obou (při použití momentových motorů). Mezi výhody oboustranných pohonů patří zvýšení únosnosti stolu. Mezi nevýhody pak větší zástavový prostor, rozdílné řízení motorů, různé nároky na chlazení a celkové prodražení konstrukce [3, 4, 6].

Vhodný pohon se volí na základě technologických a výkonových požadavků na stůl a dle způsobu jeho zatěžování. Pokud jde o naklápěcí osu, tak pohon vhodného výkonu se bude vyznačovat menšími otáčkami a velkým krouticím momentem. V případě rotační osy nutno uvažovat, zdali bude otočná osa sloužit pouze k polohování obrobku, nebo se bude na stole i soustružit. Podle toho se zvolí typ pohonu, vhodný výkon a vyšší otáčky v případě soustružení [3, 4].



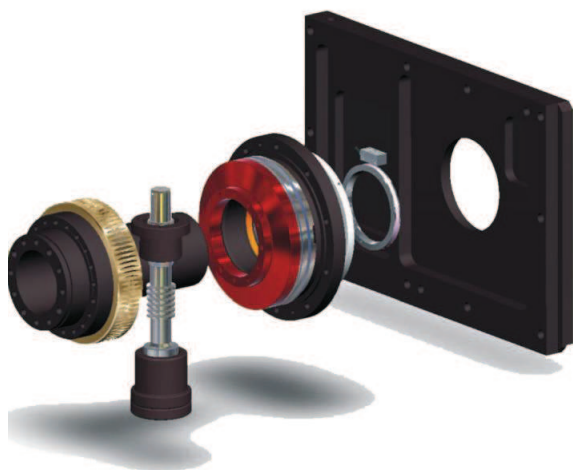
Obr. 18 Příklad jednostranného pohonu [20]

Nepřímý pohon (servomotor + šnekový převod)

Tato koncepce je v konstrukci otočně sklopných stolů často využívána k pohonu otočné i naklápěcí osy. Krouticí moment je v tomto případě přenášen ze servomotoru na pohybovou osu přes šnekový převod. Vůle v převodu se vymezí přitlačením šneku na šnekové kolo. Výhodou je velký převodový poměr, který lze šnekovým převodem



dosáhnout. Převod je samosvorný, tudíž není nutné použít brzdy k zafixování polohy stolu. Nevýhodou je velké opotřebení převodu, nižší účinnost, nutnost vydatného mazání a větší zástavbový prostor. Otočně sklopné stoly využívající nepřímý pohon jsou na Obr. 2, 12 a 13. Samotný šnekový převod a jeho umístění ve stolu znázorňují Obr. 19 a 20 [3, 4, 21].



Obr. 19 Šnekový převod rotační osy situovaný v naklápěcí ose stolu LCM [16]



Obr. 20 Šnekové kolo v konfiguraci na otočném stole LYNDX-NIKKEN [38]

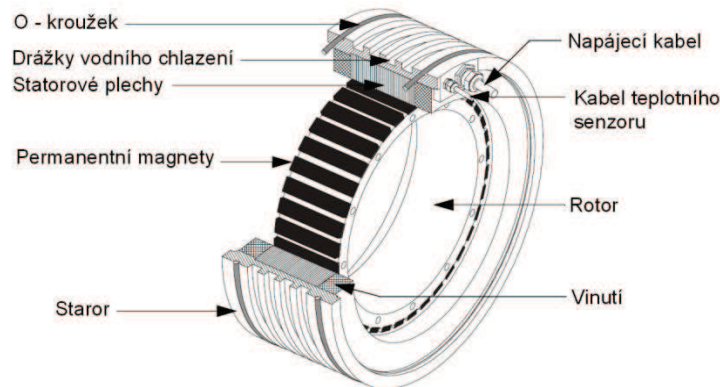
Přímý pohon (momentový motor)

Momentový (prstencový) motor si lze představit jako lineární motor stočený dokola. Vyznačuje se nízkým profilem, velkým průměrem statoru a rotoru a velkým počtem pólů. Výhodou je, že motor bývá připevněn přímo v pohybové ose a jeho rotor je průchozí, tzn., že středem motoru lze vést příklady energie jak k samotnému motoru, tak k ostatním částem stolu. Při užití tohoto typu motoru není nutné použít mechanický převod a přesnost polohování stolu se odvíjí od přesnosti momentového motoru [3, 4, 21, 22].



Obr. 21 Stůl LCM s prstencovými motory [16]

Jedná se o jednodušší řešení oproti šnekovému převodu, protože odstraňuje některé jeho nevýhody. Vyznačuje se relativně velkou přesností polohování, dosažením velkých krouticích momentů a malým zástavbovým prostorem. Nevýhodou je vyšší cena a nutnost přídatného chlazení, protože se motor při provozu velmi zahřívá. Mezi přední výrobce prstencových motorů patří firmy Etel, Siemens, Fanuc, Bosch-Rexroth [3, 4, 21, 22, 42].



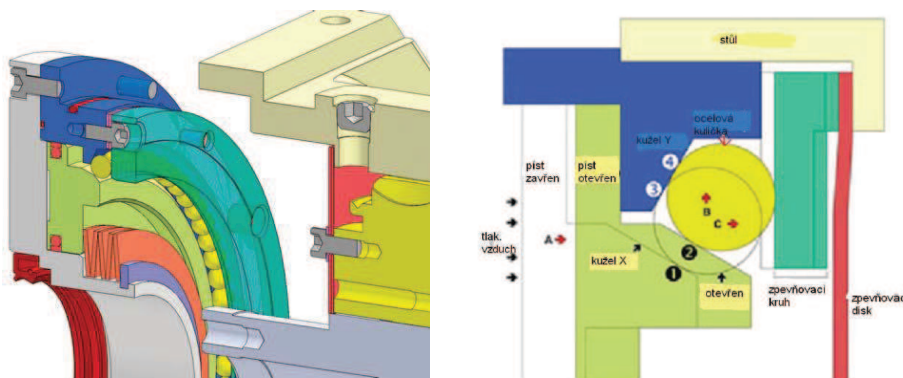
Obr. 22 Prstencový motor s vodním chlazením ETEL TMB [21, 42]

2.3.2 Zpevnění a brzdění pohybových os

Aby stůl odolával náporům řezných sil a vlastní hmotnosti a setrval v dané poloze, je nutné, aby jeho pohybové osy byly fixovány. Zpevnění lze realizovat např. systémy níže uvedenými. Jestliže vliv řezných sil vyvolává velké krouticí momenty, je nutno pohybové osy vybavit také brzdícím systémem. Pokud na stůl působí zatížení, jehož účinky nejsou takové, aby bylo nutné zavést zpevňovací systém, jsou osy vybaveny pouze brzdami. To je vhodné zejména při obrábění součásti v jedné dané poloze. Při menším zatížení a po důkladné analýze, lze stůl provozovat i bez zpevnění či brzdění os. Působení řezných sil je do rámu přenášeno jen přes ložiska. Za podmínky použití vhodného pohonu osy, stůl v dané poloze udrží pouze statické momenty servopohonů, samosvornost šnekového převodu (v případě velmi precizního bezvúlového provedení) či jejich kombinace. Zpevnění a brzdy mohou fungovat na pneumatickém, hydraulickém, či elektromagnetickém principu.

Příklad pneumatického zpevnění

Firma KOMA precision přináší pneumatické zpevnění stolů. Tlakový vzduch tlačí píst přes valivé elementy na kruh a brzdový disk. Takto je zajištěno, že působení řezných sil přejde od nástroje přes obrobek, upínací desku a valivé elementy přímo do rámu stolu, tím se zvýší celková tuhost soustavy [4, 39].



Obr. 23 Systém firmy KOMA [4, 39]



Příklad hydraulického zpevnění

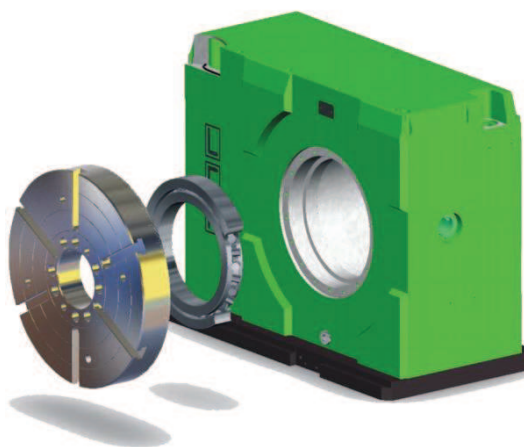
Řešení firmy EXACT machinery využívá princip třecího prstence, na jehož obvod z vnějšku působí tlaková síla, vyvolaná hydraulicky (možno i pneumaticky). Vnitřní obvod prstence sevře vřetenou stolu a tím ho zpevní [4].



Obr. 24 Systém firmy EXACT [4]

2.3.3 Ložiska

Stoly musí být osazeny kvalitními ložisky, uzpůsobenými tak, aby zachytila všechna působení sil od obrábění a samotného pohybu stolu. Nejčastěji se používají, axiálně-radiální válečková ložiska, kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a axiální jehlové klece s axiálními kroužky. Axiálně-radiální ložiska mohou být provedena v podobě překřížených valivých elementů (válečků), (Obr. 26), nebo v klasické podobě s úhlovým odměřováním (Obr. 27) [4, 16].



Obr. 25 Překřížené valivé elementy [16]



Obr. 26 Klasické provedení s integrovaným odměřováním [4]



2.3.4 Upínací desky

Upínací desky stolů jsou rozlišeny podle jejich průměru a provedení. Orientační tabulku výrobců a jejich sortimentu průměrů upínacích desek uvádí Tab. 2. Provedení desky může být s radiálním či podélným drážkováním, někdy také může být provedení, kde jsou místo drážek díry se závity. Tvar desky může být převládající kruhový nebo čtvercový. Dané situace znázorňují Obr. 27 a 28 [4, 5].

Tab. 2 Přehled vyráběných průměrů upínacích desek (převzato a upraveno z [4])

Výrobci	Průměr desky [mm]														
	100		120		150		200		250	350	400	500	600		1000
CALMOTION			125			170		210		320					
DETRON			125			170		210	255	320					
EXACT		115				170			250	320	450				
FIBRO												480	630		
GANRO							200		250	300	400	500	630	800	
HASS		110			160			210		310					
ISEL					150										
KESSLER										300	400	500	630	800	1000
KITAGAWA		110	125	140		180			250	320					
KOMA				135			200		250	320					
LCM			125				200		250	320					
LEHMANN	100				160		200	240		300	350	500			
LYNDEX-NIKKEN	105				150		200	230	250	350	400	550			
MATSUMOTO						175		230		320	400		630		
TANSHING			125			170		210	255	320					
UCAM					150		200		250	320			630		
WALTER			125		150		200								
YUASA				140		160	170		220	280	320				



Obr. 27 Radiální drážky [23]



Obr. 28 Podélné drážky [23]



2.4 Upínání obrobků a paletizace

Obecně při obrábění je nutné, aby byl obrobek s dostatečnou přesností a tuhostí ustaven vůči stroji a nástroji. Tuto funkci v obráběcím procesu zajišťují různorodé systémy upínání obrobků, které se od sebe liší svými principy a funkcemi, jež vycházejí z tvaru obráběné součásti, technologické operace a možností obráběcího stroje. Hlavním úkolem upínání je tedy pevné spojení s přípravkem nebo obráběcím strojem [24]. Je to základní požadavek k dodržení rozměrové přesnosti a jakosti povrchu hotového obrobku. V celé škále metod obrábění, které jsou v současnosti ve strojírenské praxi užívány, plní upínací mechanismy stejnou úlohu. Jejich principy a způsoby užití se liší pouze v detailech, jež jsou specifické pro danou technologii. V této kapitole budou zmíněny principy upínání charakteristické pro základní metody obrábění (frézování, soustružení, vrtání, atd.), protože se tyto technologie v praxi společně vyskytují v obráběcích centrech, což úzce souvisí s tématem diplomové práce. Specifika upínačů pro nekonvenční metody obrábění v rámci rozsahu a zaměření této práce nebudou uváděny.

V současné době jsou významným nástrojem pro zvýšení produktivity v sériové výrobě systémy výměnných technologických palet. Bude tedy také popsána problematika paletizace a automatické výměny palet a obrobků a také konkrétní příklad využití paletizace v oblasti rotačně sklopných stolů.

2.4.1 Upínání obrobků

Obrobky lze upínat buď přímo na upínací desku stroje např. pomocí upínek, přes jednoúčelový upínací přípravek, který je vytvořen speciálně pro daný druh součásti, nebo univerzální upínací přípravky (univerzální svěráky, sklíčidla, kleštiny, ...). Tyto mohou být ovládány mechanicky (ručně), hydraulicky, pneumaticky, nebo elektronicky. Specifické upínací přípravky se s výhodou využívají v sériové a velkosériové výrobě, protože umožňují snadnější ustavení obrobku a tedy jeho rychlejší výměnu. Univerzální upínání nachází využití převážně v malosériové a kusové výrobě [24].

2.5 Paletizace

2.5.1 Technologické palety

Nacházejí využití v pružných výrobních systémech a obráběcích centrech při obrábění nerotačních součástí. Upínání obrobků na technologické palety je v současné době vhodným způsobem zefektivňování výroby. Přínos spočívá v tom, že zatímco jeden obrobek (nebo více současně) se obrábí v pracovním prostoru stroje, pracovník může mimo stroj upínat nový polotovár na další technologickou paletu, tím se zkrátí čas výměny obrobku a zvýší produktivita.

Výroba větších sérií se potýká s problémem ustavování a upínání obrobků, tak aby se čas výměny obrobku snížil na minimum a současně byl obrobek přesně a s dostatečnou tuhostí ustaven. Proto se v této oblasti zavedl systém manipulace s obrobky, který v sobě zahrnuje několik podsystémů, v jejichž součinnosti je manipulace s obrobky realizovatelná. Jsou jimi např. systém nosičů obrobků, upínání a samotná doprava. Nosičem obrobku je tedy technologická paleta [25, 27, 5].



2.5.2 Popis a konstrukční řešení

Na technologickou paletu pracovník ručně upne obrobek a poté paleta za pomoci manipulátoru, či dopravníku putuje do obráběcího stroje, kde je přesně usazena na dosedací plochy. Poté je její poloha zaaretována a zpevněna skrze zpevňovací mechanismy. Takto má paleta a obrobek jednoznačně danou polohu vůči stroji [25, 27, 28].

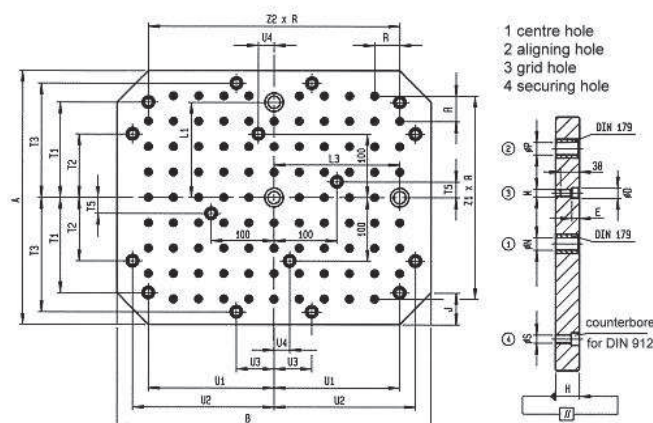
Systém palety se skládá ze dvou klíčových konstrukčních uzlů:

- horní upínací plocha,
- systémy polohování a zpevnění palety ve stroji.

Horní upínací plocha

Má obvykle tvar čtverce, obdélníku či kruhu a je určena k upnutí obrobku. Bývá vyrobena z litiny, oceli či hliníku [25, 29, 30]. Obrobek se ustaví vůči upínací desce pomocí upínek, či jiného upínacího systému. Takto je jasně definována poloha obrobku vůči desce. Upínací plocha bývá standardně osazena systémem [25, 28, 29]:

- T-drážek
 - podélné uspořádání,
 - radiální (kruhová upínací deska),
 - do kříže,
- rastru závitových otvorů (Obr. 29),
- rastru lícovaných otvorů,
- bez drážek (prostá plocha),
- kombinace výše zmíněných.



Obr. 29 Upínací deska palety (Andreas Maier GmbH&Co.) [30]

Systémy polohování a zpevnění palety ve stroji

K zajištění přesné polohy palety lze využít [25, 26, 27]:

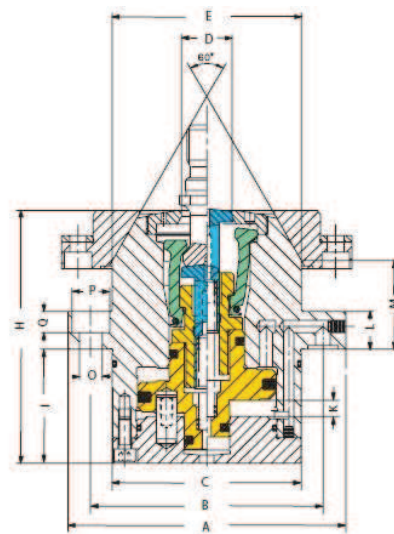
- třibodové indexování na válcové čepy,
- usazení na Hirthův věnec,
- usazení na kuželové čepy (častý způsob),
- usazení systémem Zero-point.



Zpevnění zajišťují základní mechanismy [25]:

- hydraulický,
- šroubový,
- pružinový,
- klínový.

Jako příklad budou popsány způsoby zpevnění a polohování na způsob šroubu a kuželového čepu a Zero-point systém.



Obr. 30 Šroub a kuželový čep (Röhm) [31]

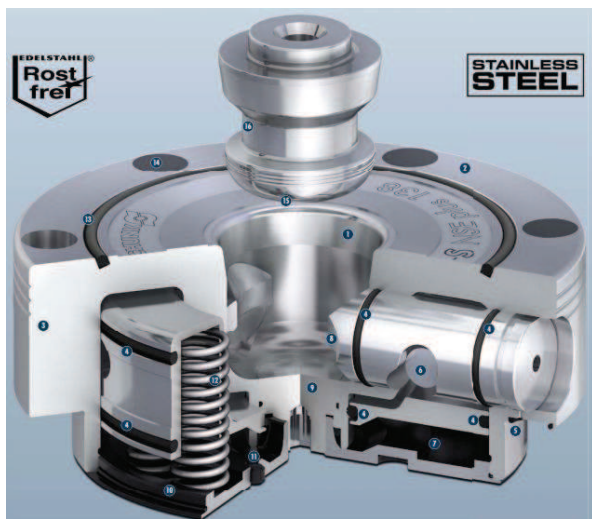
Upínací šrouby a dosedací plochy se nacházejí na spodní straně palety a napomáhají přesnému zapolohování a zpevnění palety v pracovním prostoru stroje. Dosedací plochy musí být zhotoveny přesně a je nutné, aby byly vhodně tepelně zušlechťeny, kvůli opotřebení, protože jsou jedním z klíčových prvků přesnosti polohování. Zpevnění probíhá tak, že šroub zapadne do otvoru v kuželovém čepu a následně je sevřen do kleštin, které jsou ovládány převážně hydraulicky (upnutí i uvolnění), nebo pružinou a pneumatické nebo hydraulické uvolnění. Tento způsob se obvykle realizuje soustavou čtyř kuželových čepů ve stole obráběcího stroje a čtyřech šroubů v paletě [25, 27, 28, 32].



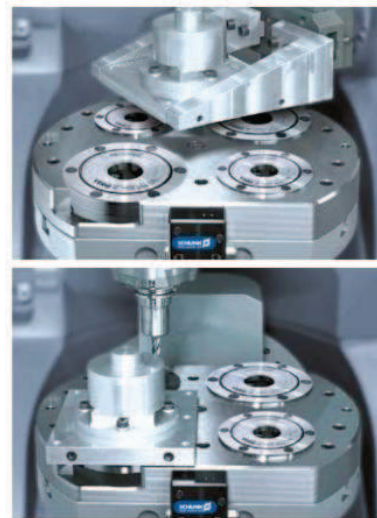
Obr. 31 Systém zpevnění a polohování šroub – kuželový čep (TJR) [32]



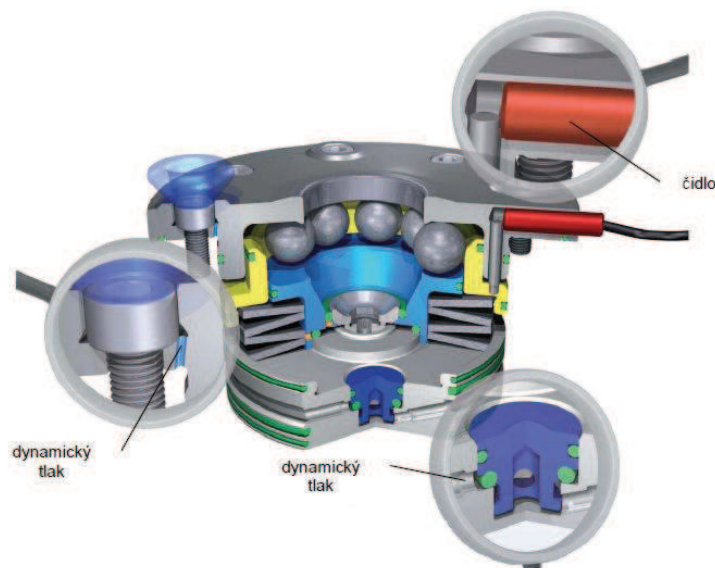
Tzv. Zero-point systémy rychloupínání palet se vyznačují jednoduchostí a flexibilitou. Princip upínání je podobný předchozímu způsobu. Pracovní stůl je osazen upínacími moduly, výhradně na principu upínání pružinou a odepínání je realizováno hydraulicky nebo pneumaticky. Do upínacích modulů se přivede jednorázově hydraulická kapalina nebo vzduch a tím dojde k uvolnění modulu. Upínací čepy (šrouby) v paletě poté zapadnou do upínacích modulů ve stole. Po odejmutí přívodu odepínacího média začne pružina působit na vnitřní mechanismus modulu a tím proběhne aretace a vystředění palety. Dosedací plochu tvoří upínací čep a protilehlá plocha uvnitř modulu, podle níž se paleta středí. Toto uspořádání se vyznačuje vysokou přesností polohování. Výrobci, kteří vyrábí komponenty pro tento typ upínání: Schunk, Erowa, Andreas Meier, Jergens [28, 33].



Obr. 32 Systém VERO-S (Schunk) [33]



Obr. 33 Aplikace VERO-S (Schunk) [33]



Obr. 34 Princip systému Zero-point (Andreas Maier GmbH&Co.) [28]



2.6 Rozvod médií

Následující kapitola bude zaměřena na popis principů rozvodu médií v pohyblivých se součástech obráběcího stroje. Základní myšlenkou je přivést proudící média, jako je tlakový vzduch, mazací olej, hydraulický olej a řezná kapalina k pohyblivým posuvným či rotačním jednotkám stroje. Pokud tyto jednotky obsahují elektronické prvky, je třeba k nim dovést energie a zajistit datovou komunikaci senzoriky. Nejjednodušším řešením je ponechat příslušné kabely a hadice volně napospas pohyblivým se součástí. Tento případ však není vhodný, protože ve většině aplikací je velké riziko zamotání, přetržení či zkroutění kabelů a hadic. Přesto však v některých aplikacích lze kabely a hadice ponechat volně, jedná se zejména o případy, kdy je pohyb součástí omezen a vykazuje předvídatelné pohyby.

Při translačním pohybu částí stroje, do kterých je nutno dovést energie a média řeší tento problém tzv. energetické řetězy (Obr. 35), které chrání a šetrně vedou kabely a hadice k pohyblivé se jednotce podél její dráhy. Při rotačním pohybu se většinou používají rotační přívody médií, centrální rozvody a pro případ přívodu el. energie se užívají zařízení pro převod energií, tzv. kartáče. Jedná se o technicky i finančně velmi náročná zařízení [35].

Protože tématem diplomové práce je mimo jiné realizace přívodu hydraulické kapaliny nebo vzduchu vnitřkem rotačně sklopného stolu, bude následující text zaměřen konkrétně na efektivní dopravu tohoto média mezi pohyblivými částmi rotačně sklopného stolu a konečné vyústění ve středu upínací desky rotační osy. Řešení tohoto problému spočívá v užití tzv. rotačního rozvodu médií (nebo také rotační spojka, rotary joint, rotary union, rotary coupling). Zakončení přívodu je uzavřeno nástrchnou rychlospojkou.



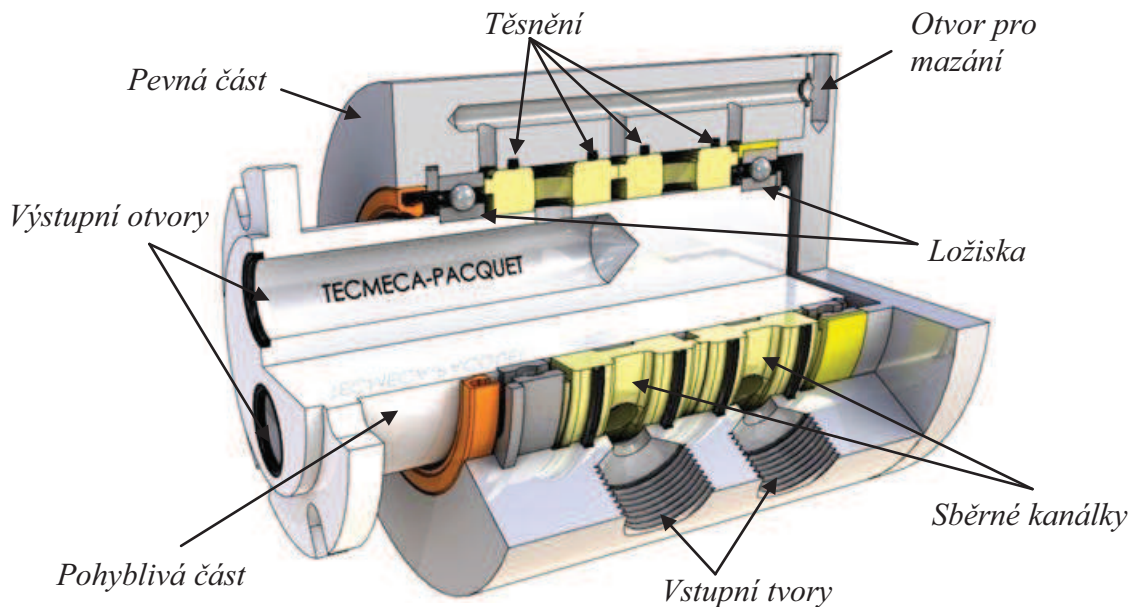
Obr. 35 Energetické řetězy [34]

2.6.1 Rotační rozvody médií

Princip rozvodu je jednoduchý avšak technické provedení, obzvláště v hydraulických aplikacích, vyžaduje vysoké nároky na kvalitu a přesnost zpracování rozvodu. Zařízení se skládá z pevné a pohyblivé části válcového tvaru. Pevná část je upevněna v nepohyblivé se součásti a pohyblivá je připevněna k otočné části stroje. Vzhledem k oběma částem stroje je díky tomuto principu vstup i výstup z rozvodu v klidu. Pevná i rotující část rozvodu jsou do sebe zasunuty a zajištěny proti axiálnímu pohybu, plynulý chod rotačního pohybu zajišťují valivá ložiska. V pevné části jsou vyvrtány otvory pro vstup média. Na obvodu pohyblivé se části jsou vysoustruženy kanálky, které jsou ve stejných polohách jako vstupní otvory. Do kanálků jsou radiálně vyvrtány otvory, které ústí na výstup z rozvodu. Kanálky jsou od sebe odděleny těsněním, aby nedocházelo k úniku nebo smíchání dopravovaných látek, viz Obr. 36.



Na vstup rozvodu je pomocí hadic a šroubení přivedeno médium, poté je sbíráno do kanálek válcového mezikruží, z nich putuje otvory ve středové části k výstupnímu šroubení a odtud pak do hadic. Tímto způsobem je zajištěno, že hadice zůstanou při vzájemném pohybu částí stroje v klidu [35].



Obr. 36 Schéma dvoucestného rotačního rozvodu [36]

Na trhu existuje celá řada možných variant řešení rotačního rozvodu. Výrobci nabízí speciální řešení pro jednotlivé druhy médií, pracovních teplot média, pracovních tlaků a rychlostí otáčení. V zásadě však základní provedení rozvodů týkající se hydrauliky nebo pneumatiky lze rozdělit na [37]:

- jednocestné,
- dvoucestné,
- čtyřcestné,
- šesti a vícecestné.

Pokud se pohybujeme v uzavřeném hydraulickém obvodu, je nutné použít nejméně dvoucestné rozvody, protože od místa aplikace tlakové kapaliny je třeba médium vracet druhou cestou zpět do nádrže. Jednocestné lze použít v případě, že nechceme kapalinu vracet nebo je lze použít pro dopravu tlakového vzduchu, kde vzduch uniká odfuky v rozváděči. Vícecestné se používají pro dopravu více různých tlakových médií. Příklad šesticestného rozvodu, jeho aplikaci a hydraulické zapojení znázorňují Obr. 37, Obr. 38 a Obr. 39.

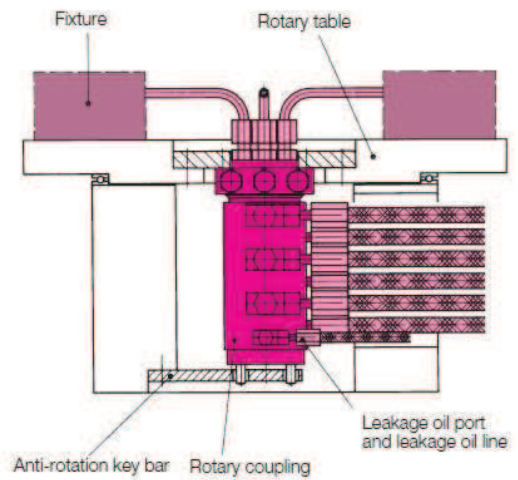
Pokud pro řešení daného problému nelze použít nabídky výrobců rozvodů, tak jedinou možností je zkonstruovat rozvod na míru. Jedná se především o rozvody o velkém počtu vstupů a výstupů, jež slouží k dopravě více druhů médií. Příklad aplikace rozvodu médií ve frézovací hlavě znázorňuje Obr. 40 [35].

Mezi výrobce rotačních rozvodů kapalných médií patří například firmy, Römheld, Tecmece-Pacquet, Deublin, Johnson-Fluiten, Kadant, Rotoflux, Festo a další.



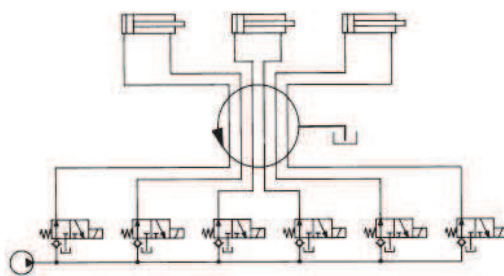
Obr. 37 Šesticestný rozvod [37]

Application example

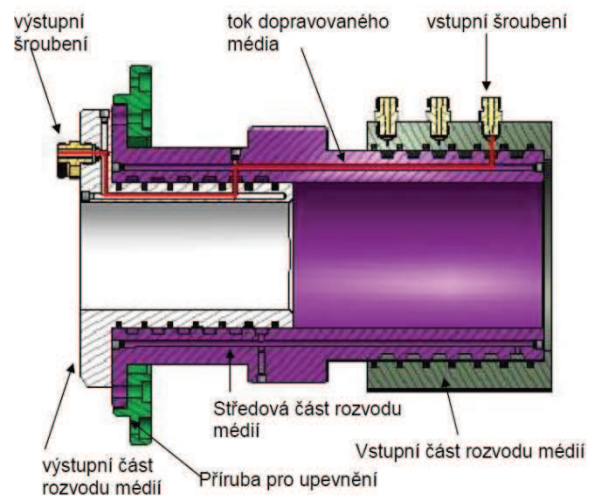


Obr. 38 Příklad užití v rotačním stole [37]

Hydraulic circuit diagram



Obr. 39 Hydraulické zapojení [37]



Obr. 40 Speciální řešení rozvodu v C ose frézovací hlavy [35]



3 FORMULACE PROBLÉMU

Hlavním úkolem je podat konstrukční návrh otočně sklopného stolu pro frézovací centrum MCV-754 QUICK. Na základě zadání diplomové práce budou stanoveny základní požadavky na otočně sklopný stůl. Rámcovou představu o rozměrech, hmotnosti a možném pracovním rozsahu zařízení lze odvodit z velikosti pracovního prostoru a ostatních parametrů daného frézovacího centra. Součástí vybavení centra není hydraulický agregát, tudíž plánovaná možnost automatického upínání bude realizována tlakovým vzduchem, jímž je laboratoř vybavena. Dalším požadavkem je, aby se k frézovacímu centru nemusely dokupovat další externí komponenty (vyjma nejnútějšího příslušenství stolu), které by byly nezbytné pro běh navrhovaného zařízení (např. výše zmíněný hydraulický agregát, vodní agregát, a další).

3.1 Charakteristika MCV-754 QUICK

Jedná se o tříosé vertikální frézovací centrum firmy Kovosvit MAS, Sezimovo Ústí a je součástí robotizovaného pracoviště v těžké laboratoři C1 ÚVSSaR VUT v Brně. Stroj je vybaven řídicím systémem SINUMERIK 810D s pohony firmy SIEMENS. Proto by bylo vhodné otočně sklopný stůl osadit pohony stejné značky. Výrobce uvádí, že stroj je možno po rozšíření řídicího systému osadit otočným či otočně sklopným stolem. Technické parametry stroje jsou uvedeny v Tab. 3.



KOVOSVIT MAS
machine your future

Obr. 41 Frézovací centrum MCV-754 QUICK [41]

3.2 Počáteční specifikace otočně sklopné stolu

Zařízení se musí rozměrově vejít do pracovního prostoru stroje, který je omezen rozměrem upínací desky frézovacího centra a zdvihem vřetena (viz Tab. 3). Hmotnost konstruovaného zařízení spolu s předpokládanou hmotností obrobku nesmí překročit maximální zatížení stolu uvedeného v Tab. 3. Na základě studia katalogů výrobců otočně sklopných stolů a v nich nalezených typů, které by rozměrově vyhovovaly pro umístění do daného frézovacího centra, spolu s uvážením možnosti realizování výměny technologických palet byl zvolen průměr upínací desky stolu. Při odhadování zástavbového prostoru stolu byl určen maximální teoretický rozměr obrobku, který bude směrodatný pro výpočet zatížení stolu. Způsob přívodu tlakového vzduchu do středu upínací desky musí



být realizován tak, aby bylo možno médium pohodlně přivést k jednotlivým prvkům pneumaticky ovládaného upínacího přípravku nebo systému upínání technologických palet. Požadavkem je, aby přívodní hadice byly vedeny skrze vnitřek stolu z praktického důvodu jejich ochrany před zamotáním či poškozením při obrábění. Dále dle informací z katalogů a logické úvahy byly zvoleny rychlosti, otáčky a úhly natočení jednotlivých os. Na zařízení se nebude realizovat operace soustružení a pracovní cyklus bude probíhat plynule, tudíž osy stolu nebudou osazeny brzdami. Uvedené rozměry a další parametry počáteční obecné specifikace zařízení jsou shrnuty v Tab. 4.

Tab. 3 Parametry MCV-754 QUICK [41]

TECHNICKÁ DATA		MCV 754 QUICK
Stůl		
Upínací plocha stolu	[mm]	1000 x 500
T-drážky	[mm]	3 x 18 x 25
Maximální zatížení stolu	[kg]	400
Pracovní rozsah		
X-osa	[mm]	754
Y-osa	[mm]	500
Z-osa	[mm]	550
Vzdálenost čela vřetena od upínací plochy stolu	[mm]	100 - 650
Vřeteno		
Kuželová dutina vřetena	-	ISO 40
Max. otáčky	[min ⁻¹]	10 000
Posuv		
Pracovní posuv X, Y, Z	[mm.min ⁻¹]	1 - 15 000
Rychloposuv X, Y, Z	[m.min ⁻¹]	30
Zásobník nástrojů		
Max. délka nástroje	[mm]	250
Max. průměr nástroje	[mm]	75
Max. průměr nástroje s vynecháním sousedních nástrojů	[mm]	120
Motor		
Výkon motoru vřetena SIEMENS (S1/S6 - 40%)	[kW]	9 / 13
Jmenovitý krouticí moment (S1/S6 - 40%)	[Nm]	57 / 83
Pracovní tlak vzduchu	[MPa]	0,55 - 0,6

Tab. 4 Počáteční specifikace otočně sklopného stolu

PARAMETR		ROZMĚR
Maximální rozměry stolu (š x h x v)	[mm]	1000 x 500 x 550
Maximální rozměr obrobku (válec), (d x h)	[mm]	∅ 200 x 200
Průměr upínací desky	[mm]	250
Pracovní tlak vzduchu	[MPa]	0,6
Úhel naklápění (Osa A)	[°]	180
Úhel otáčení (Osa C)	[°]	360
Čas naklopení osy A o 90°	[s]	1,5
Čas otočení osy A o 90°	[s]	0,8



4 METODICKÝ POSTUP ŘEŠENÍ

Pro zajištění úspěšného vyřešení konstrukčního problému je třeba zcela porozumět zadání, formou řešerše si zajistit potřebné znalosti problematiky, definovat problém a formulovat úkol a jeho řešení. V případě této práce bylo zadání podáno neurčitě a bylo nutné část parametrů zařízení volit. V kapitole 3.1 byly zvoleny návrhové parametry stolu, které vznikly syntézou informací z řešerše se zadáním práce a budou figurovat jako vstupní údaje do výpočetní části. Informace obsažené v řešeršní části lze považovat za obeznámení se základními konstrukčními uzly otočně sklopných stolů. Nyní je tedy známo z jakých součástí se bude navrhované zařízení skládat a může se přistoupit k řešení a výpočetní části práce dle níže uvedené metodiky.

Na základě systematického přístupu a logické úvahy je navržen následující postup pro řešení problému:

- vypracování návrhu variant a jejich popisu,
- výběr vhodné varianty pomocí metod optimálního výběru,
- konstrukční proces,
 - provedení analýzy pracovního prostoru stroje,
 - přesnější určení rozměrů otočně sklopného stolu a obrobku,
 - počáteční analýza zatížení stolu,
 - počáteční návrh konstrukčních uzlů se zvolenou bezpečností,
 - zvolení vhodného pohonu os,
 - volba a výpočet ložisek,
 - počáteční návrh rámu stolu,
 - konečné definování zatížení stolu,
 - pokud konstrukce nevyhovuje => úprava vstupních hodnot a následné přepočítání,
- volba systému odměřování,
- vyřešení přívodů el. energie a signálů do stolu,
- řešení přívodu tlakového vzduchu ke středu stolu,
- návrh řešení problematiky paletizace,
- konečná specifikace otočně sklopného stolu



5 KONSTRUKČNÍ ČÁST

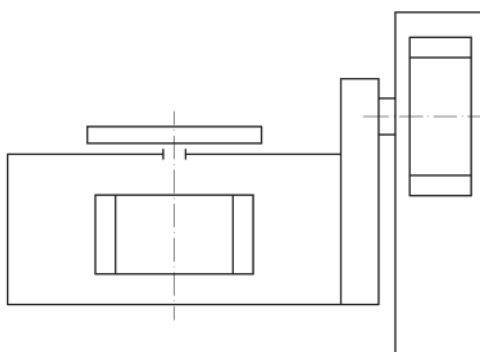
Na základě návrhu variant se vybere optimální řešení. Návrhový výpočet zprostředkuje základní informace o zatížení, jež budou směrodatné pro další návrh. Kontrolní výpočet pak zpřesní výsledky (budou upraveny nevyhovující parametry) a stanoví se konečná specifikace.

Návrh rámu stroje bude proveden s ohledem na technologičnost konstrukce (odlitku, svařence), smontovatelnost, nízkou hmotnost a prioritně konstrukční požadavky výrobců, pro montáž nakupovaných komponent (motory, ložiska, odměřování, atd.). Celá konstrukce nebude do detailu pevnostně počítána. Jedná se pouze o návrh. Výpočty budou sloužit k určení zatížení statického a dynamického charakteru a podle toho ke zvolení vhodných pohonů a ložisek. Teplotní hledisko a hledisko vibrací nebude uvažováno. Závěr kapitoly popisuje konstrukční řešení přívodu vzduchu vnitřkem stolu, přívodu energií a paletizaci.

5.1 Návrh variant

5.1.1 Varianta A – letmé uložení

U této varianty je naklápací osa uložena v rámu jednostranně. Výhodou tohoto systému je, že dochází k efektivnějšímu využití pracovního prostoru ve stroji. Ve verzi s pohonem momentovými motory (viz. Obr. 42) je úspora značná, zařízení je kompaktní a současně nabízí stejné možnosti jako oboustranná varianta. Jednostranné uložení s sebou nese požadavek na velmi tuhou konstrukci uložení pohonu naklápací osy a zvýšený výkon samotného motoru. Dochází k velkému namáhání ložisek klopnými momentem, a proto je nutné použít masivní ložiska, což může konstrukci prodražit.



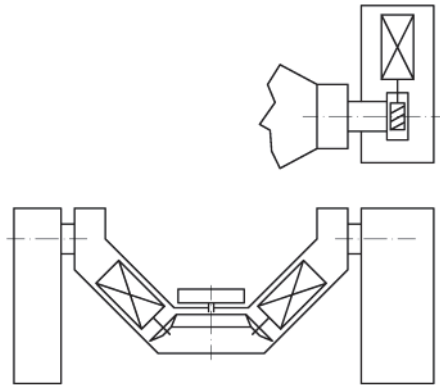
Obr. 42 Letmé uložení naklápací osy s momentovými motory

5.1.2 Varianta B – oboustranné uložení se dvěma motory pro rotační osu

V této konfiguraci je naklápací osa poháněna jednostranně klasicky servomotorem přes šnekový převod. Na druhé straně je podepřena v ložisku. Pohon rotační osy je originálně řešen pomocí dvou servomotorů a převodu přes centrální kuželové ozubené kolo. Motory rotační osy jsou zapojeny v režimu master-slave a mohou tedy převod elektronicky předejmut a tím vymezovat vůli v ozubení. Což je nesporná výhoda oproti šnekovému převodu, kde je vymezování vůle problematické. Další výhodou může být, že použití dvou motorů, zvyšuje výkon rotační osy. Pro ušetření prostoru stroje v podélném směru je nutné,



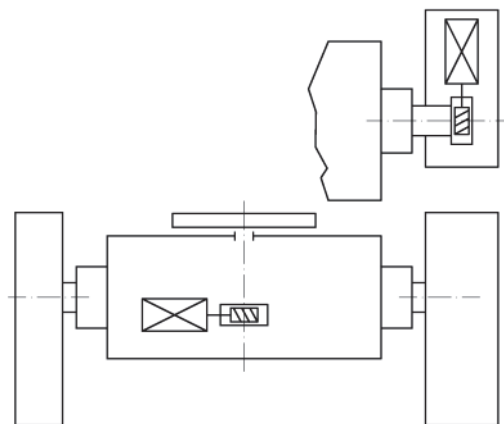
aby ramena naklápací osy byla skloněna pod úhlem. Tím se může dostat čelní plocha upínací desky pod osu naklápění a tak se zvětší prostor pro obrobek. To s sebou ale nese i zvýšení momentu setrvačnosti naklápací osy a tedy většího náporu na její pohon. Dále může být problematické vypočítat vhodný převodový poměr pro ozubení (aby centrální kolo nebylo příliš velké) a posléze najít správné velikosti motorů, aby nedošlo k dalšímu zbytečnému zvětšování rozměrů ramen a tím k nárůstu hmotnosti naklápací osy.



Obr. 43 Oboustranné uložení se dvěma motory pro rotační osu


5.1.3 Varianta C – oboustranné uložení šnekovým převodem

Oboustranné uložení stolu se šnekovými převody je v konstrukci často využíváno. Nespornou výhodou je zvýšená tuhost konstrukce díky podepření druhé strany naklápací osy. Zatížení od hmotnosti naklápací osy a od technologických sil se tedy rozdělí na dvě reakce oproti variantě A, což vede k menšímu zatížení ložisek a relativně menšímu výkonovému nároku na pohon osy. Ve variantě na Obr. 44 jsou pro pohon rotační a naklápací osy použity servomotory a šnekový převod. Čelo upínací desky se nachází nad osou naklápění. Tím se sice může zmenšit prostor pro obrobek, ale naproti tomu je těleso



Obr. 44 Oboustranné uložení se šnekovými převody

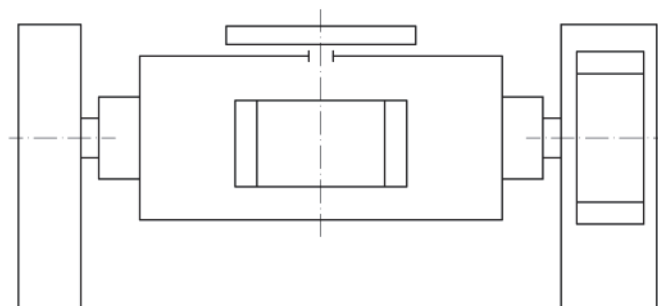
naklápací osy uloženo osově symetricky, což může, ale nemusí vést ke snížení jejího momentu setrvačnosti. Tato skutečnost se pak odvíjí od rozmístění motoru v tělese osy. Z principu šnekového převodu bývá motor umístěn k boční stěně tělesa a tak dojde k nevyvážení hmot. Mechanismus šnek – šnekové kolo se obecně vyznačuje realizováním

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

velkých převodových poměrů. Proto je také pro tyto účely využíván. Nevýhodou jsou vysoké nároky na přesnost výroby šnekových převodů a s tím spojená problematika vymezování vůlí. Šnekový převod přenáší velké stykové zatížení a tím dochází i ke zvýšenému opotřebení dosedajících ploch, proto je nutno dbát zvýšené pozornosti mazání.

5.1.4 Varianta D – oboustranné uložení s momentovými motory

Tato varianta nabízí stejné výhody jako předchozí případ. Místo šnekového převodu je jako pohon os použit přímý pohon s prstencovými motory. Toto řešení s sebou nese další pozitiva. Motor je osově symetrický, tudíž pokud je svým těžištěm orientován v ose naklápění, tak také vede ke snížení momentu setrvačných hmot. Prstencové motory dosahují vysokých krouticích momentů a přitom se vyznačují kompaktním vestavitelným designem, čímž šetří zástavbový prostor. Absence převodu odstraňuje problém s vymezováním vůlí. Nevýhodou je, že při realizaci vysokých výkonů motory vyvíjí značné teplo a je nutno je chladit, nejčastěji vodou či olejem, což vede ke zvýšení pořizovací ceny, protože je nutné nakoupit přídatná chladicí zařízení. Jsou však vyráběny i ve verzích s přirozeným chlazením vzduchem, ale úměrně tomu je pak snížen i výkon.



Obr. 45 Oboustranné uložení s momentovými motory

5.2 Výběr optimálního řešení

Po představení možných variant řešení je třeba vybrat variantu, která bude reprezentovat optimální řešení zadaného problému. K tomuto účelu lze použít i prosté úvahy, ale k relevantnímu posouzení vhodnosti řešení je výhodné použít spíše některou z matematických metod řízení kvality. Pro posouzení technické a ekonomické stránky řešení lze použít metody multikriteriálního hodnocení. Avšak pro případ této práce volím jednodušší postup optimálního výběru [4, 46].

5.2.1 Optimální výběr

Principem metody je vybrání několika (1 - 10) společných parametrů, kterým budou přiřazeny váhy podle důležitosti. Pro jednotlivé varianty pak následuje párové porovnání s parametry, které je vyjádřeno bodovým hodnocením (čím vyšší číslo, tím je parametr lepší). Dále následuje syntéza, kde se váhy násobí s bodovým ohodnocením párového porovnání. Součtem syntéz jednotlivých variant se provede výběr, respektive nejvyšší součet určuje optimální variantu. Tato metoda nachází využití například při výběru nejlepšího výrobku porovnáním parametrů.

Pro vybrání optimální varianty lze použít několik postupů [46]:

- Nominální metodu – bodové hodnocení 0,1,
- Preferenční metodu – hodnocení 1-3,
- Kardinální metodu – hodnocení 1-5.

Pro účel využití v této práci volím kardinální metodu, protože nabízí větší interval bodového hodnocení, který zpřesní výběr optimálního řešení.

Kardinální metoda

- volím 6 parametrů:

- zástavbový prostor,
- přesnost,
- tuhost,
- výkon,
- cena,
- složitost konstrukce.

Tab. 5 Vyhodnocení kardinální metody

	Parametr	Váha	Hodnocení				Syntéza			
			A	B	C	D	A	B	C	D
1.	zástavbový prostor	30	5	1	3	4	150	30	90	120
2.	přesnost	30	2	4	5	5	60	120	150	150
3.	tuhost	20	1	4	5	5	20	80	100	100
4.	cena	20	3	3	3	2	60	60	60	40
5.	výkon	10	2	5	4	4	20	50	40	40
6.	složitost konstrukce	20	2	1	3	5	40	20	60	100
Celkem:							350	360	500	550

Dle vyhodnocení výběru kardinální metodou vychází jako relevantní varianta D:

Rotačně sklopný stůl oboustranně uložený s momentovými motory a čelem upínací desky nad osou naklápění.

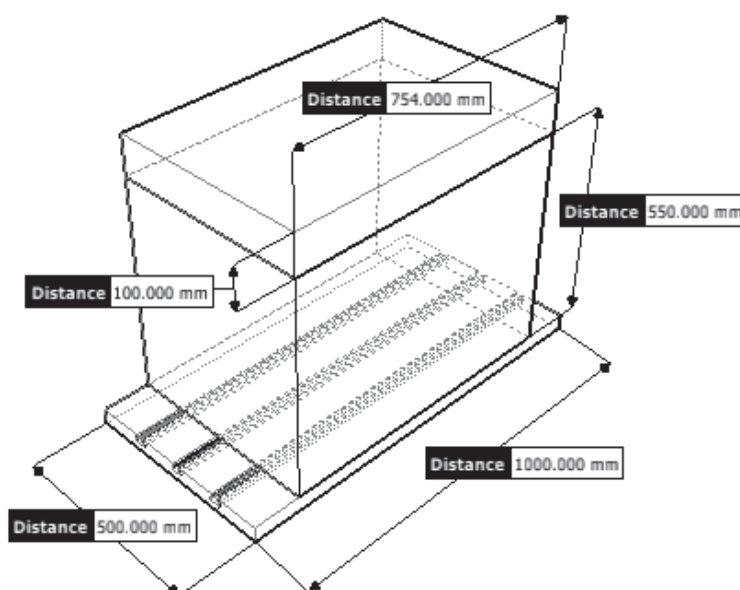
Její podrobný popis bude uveden až po vypracování konstrukčního návrhu.

5.3 Analýza pracovního prostoru stroje

V počátku konstrukčního návrhu je třeba zanalyzovat vnitřní zástavbový a pracovní prostor daného frézovacího centra. Požadavkem jsou co nejmenší rozměry rotačně sklopného stolu, takové, aby byl prostor ve frézovacím centru efektivně využit a současně byly splněny požadavky maximálního zatížení upínací desky stroje. Rozměry pracovního prostoru a upínací desky MCV jsou znázorněny na Obr. 46.



Pro rotačně sklopný stůl se tedy nabízí maximální prostor o rozměrech (d x š x v) 1000 x 500 x 550 mm. Šířka T-drážek je 18 mm, které jsou na upínací desce umístěny tři s roztečí 125 mm. Pokud by se chtělo stůl upínat za patky umístěné na podélné straně stolu, tak by šířka stolu byla $2 \times 125 + 18 \text{ mm} = 268 \text{ mm}$ a vzhledem k šířce patek, by se tato hodnota ještě zmenšila, což není přijatelné. Tudíž se předpokládá, že stůl bude upínán za patky na čelní straně. Šířka patek se předpokládá cca 40 mm, tak se délka stolu zmenší o $2 \times 40 \text{ mm} = 80 \text{ mm} \Rightarrow 1000 - 80 = 920 \text{ mm}$. Maximální délka nástroje je 250 mm a je ji třeba uvažovat při návrhu výšky stolu a maximálního rozměru obrobku. Maximální zatížení stolu je 400 kg. Výše uvedené informace viz Tab. 3.



Obr. 46 Pracovní prostor MCV-754 QUICK

Z těchto informací volím předpokládané rozměry stolu:

- délka = 920 mm,
- šířka = 400 mm,
- výška = 450 mm,
- maximální rozměr obrobku tvaru válce volím:
 - průměr = 200 mm,
 - výška = 200 mm,
 - hmotnost obrobku: $m_o = 49 \text{ kg}$ (viz výpočet v další kapitole)
- upínací desku volím:
 - průměr = 250 mm,
 - výška = 35 mm,
- vzdálenost čela upínací desky stolu od upínací desky MCV: 350 mm.
- maximální hmotnost stolu: $m_s = 400 - 49 = 351 \text{ kg}$

5.4 Analýza a výpočet zatížení

Budou uvažovány nejhorsí případy zatěžování od řezných sil, tíhových sil a setrvačných hmot. Působení jednotlivých zatížení jsou znázorněna u příslušných výpočtů.

5.4.1 Výpočet řezné síly

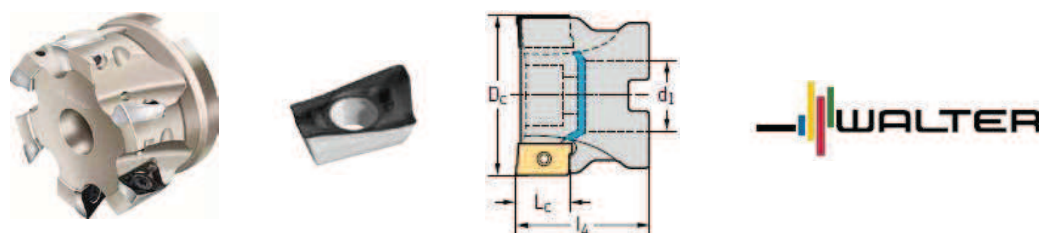
Pro výpočet zatížení od řezných sil je nutné si zvolit relativně nejhorsí případ frézovací operace, která se bude na daném zařízení provádět (např. hrubování). Dále je potřeba z katalogu výrobců zvolit vhodný nástroj a řezné podmínky. Výběr byl pro srovnání proveden z katalogů více výrobců (Sandvik Coromant, Pramet, Walter, Iscar). Byly zvoleny řezné podmínky, vybrány ekvivalentní nástroje a ke každému spočítána řezná síla. Protože se výpočty a řezné podmínky od sebe příliš nelišily, nebudou tyto zde uvedeny. Nejpřehlednější katalog nabídla firma Walter a tak nástroje, řezné podmínky a zde uvedený výpočet řezné síly a výkonů pochází z informací a vztahů katalogu Walter viz [45]. Ekvivalentní nástroje jsou pro informaci uvedeny v Tab. 6.

Budou spočítány tři řezné síly. První pro materiál obrobku uhlíkovou ocel, druhá pro hliník a třetí bude vypočtena z výkonu vřetena. Prioritně se však bude uvažovat síla spočítaná pro ocel, pokud by při dalším výpočtu byla síla pro ocel moc velká, nahradí se silou pro hliník, která by měla dle předpokladu měkčího materiálu být menší. Řezná síla vypočítaná z výkonu vřetene nebude brána v úvahu, protože při předběžné úvaze zatěžování komponent stolu tato síla vycházela největší a činilo to problémy při návrhovém výpočtu. Uvedené výsledky byly vypracovány a zaokrouhlovány v programu Mathcad, proto při dosazení do kalkulačky se mohou mírně lišit. Vztahy jsou empirické, a proto do nich nejsou dosazovány hodnoty v základních jednotkách.

Tab. 6 Ekvivalentní frézy

Název	Typ frézy	D _c [mm]	z	K _r	L _c [mm]	V _c [m/min]	a _{pmax} [mm]	f _z [mm/z]
	VBD							
WALTER	Xtra-tec F4042.B22.050.Z05.08	50	5	90°	8	210	8	0.13
	ADMT080304R-D56							
SANDVIK	Coromill 490 490-050Q22-14H	50	5	90°	14	215	10	0.13
	490R-08T308M-PM							
PRAMET	50A05R-S90AD11E-C	50	5	90°	11	220	9	0.1-0.18
	ADMX 11T304SR-M							
ISCAR	HELIDO 490 H490 F90AX D050-6-22-09	50	5	90°	8	140-190	3-8	0.08 - 0.15
	H490 ANCX 090408PDR							

Pro operaci rohové frézování (hrubování) volím čelní frézu s vyměnitelnými břitovými destičkami Walter Xtra-tec F4042.B22.050.Z05.08 (vlastnosti viz Tab. 6):



Obr. 47 Fréza Walter Xtra-tec s příslušnou vbd [45]

**Řezná síla pro uhlíkovou ocel (výpočtové vztahy z [45])**

Řezné podmínky z katalogu firmy Walter [45]:

- průměr frézy: $D_c = 50 \text{ mm}$
- počet zubů frézy: $z = 5$
- úhel záběru: $\varphi_s = 180^\circ$
- úhel nastavení: $\kappa_r = 90^\circ$,
- ortogonální úhel čela: $\gamma_o = 10^\circ$
- řezná rychlost: $v_c = 210 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$,
- posuv na zub: $f_z = 0,13 \text{ mm}$,
- hloubka záběru: $a_p = 3 \text{ mm}$,
- šířka záběru: $a_e = D_c = 50 \text{ mm}$,
- měrný řezný odpor: $k_{c1.1} = 1700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ (odpovídá oceli 14 220),
- směrnice přímký: $m_c = 0,25$,
- účinnost stroje: $\eta = 0,8$,
- výkon vřetena MCV: $P_{\text{MCV}} = 9 \text{ kW}$,
- krouticí moment MCV: $M_{\text{MCV}} = 57 \text{ Nm}$

Otáčky vřetena:

$$n = \frac{v_c \cdot 1000}{D_c \cdot \pi} = \frac{210 \cdot 1000}{50 \cdot \pi} = \underline{1336,902 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}}$$

Pracovní posuv:

$$v_f = f_z \cdot z = 0,13 \cdot 5 = \underline{868,986 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}}$$

Střední tloušťka třísky:

$$h_m = \frac{\left(114,7 \cdot f_z \cdot \sin(\kappa_r) \cdot \left(\frac{a_e}{D_c}\right)\right)}{\varphi_s} = \frac{\left(114,7 \cdot 0,13 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \left(\frac{50}{50}\right)\right)}{180^\circ} = \underline{0,083 \text{ mm}}$$

Specifická řezná síla:

$$k_c = \frac{1 - 0,01 \cdot \gamma_o}{h_m^{m_c}} \cdot k_{c1.1} = \frac{1 - 0,01 \cdot 10}{0,083^{0,25}} = \underline{2851,891 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}$$

Řezná síla:

$$F_c = k_c \cdot a_p \cdot f_z = 2851,891 \cdot 3 \cdot 0,13 = \underline{1112,237 \text{ N}}$$

Řezný výkon:

$$P_c = \frac{a_e \cdot a_p \cdot v_f \cdot k_c}{6 \cdot 10^7 \cdot \eta} = \frac{50 \cdot 3 \cdot 868,986 \cdot 2851,891}{6 \cdot 10^7 \cdot 0,8} = \underline{7,745 \text{ kW}}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Krouticí moment na vřetení [45, 47]:

$$M_c = \frac{P_c \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot n} = \frac{7,745 \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1336,902} = \underline{55,318 \text{ Nm}}$$

$P_c < P_{MCV}$ a $M_c < M_{MCV} \Rightarrow$ operaci lze na daném stroji provádět.

Výpočet řezné síly z výkonu vřetená [48]:

$$F_c = \frac{P_{MCV} \cdot 6 \cdot 10^4}{v_c} = \frac{9 \cdot 6 \cdot 10^4}{210} = \underline{2571,429 \text{ N}}$$

Řezná síla pro hliník (výpočtové vztahy z [45])

Řezné podmínky z katalogu firmy Walter (neuvedené jsou stejné jako u oceli):

- fréza Xtra-tec: F4041.B.050.Z04.13,
- vbd: LNGX130708R-L88
- průměr frézy: $D_c = 50 \text{ mm}$
- počet zubů frézy: $z = 4$
- ortogonální úhel čela: $\gamma_o = 28^\circ$
- řezná rychlost: $v_c = 530 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$,
- posuv na zub: $f_z = 0,15 \text{ mm}$,
- hloubka záběru: $a_p = 3 \text{ mm}$,
- měrný řezný odpor: $k_{c1.1} = 700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ (odpovídá slitině hliníku),

Výpočet je shodný s předchozím, z úsporných důvodů bude uveden pouze výsledek.

Řezná síla:

$$F_c = \underline{407,894 \text{ N}}$$

Výpočet řezné síly z výkonu vřetená [m]:

$$F_c = \frac{P_{MCV} \cdot 6 \cdot 10^4}{v_c} = \frac{9 \cdot 6 \cdot 10^4}{530} = \underline{1018,868 \text{ N}}$$

Jak bylo uvedeno výše největší řeznou sílu z výkonu vřetená při řezné rychlosti, stanovené pro ocel (2571,429 N) nebudu uvažovat. Nejmenší řezná síla vyšla u hliníku (407,894 N), o něco větší je řezná síla z výkonu vřetená při řezné rychlosti stanovené pro hliník (1018,868 N) a ještě větší je řezná síla pro ocel (1112,237 N). Tuto volím jako největší řeznou sílu pro další výpočty.

$$\underline{F_{\check{r}} = 1112,237 \text{ N}}$$



5.4.2 Návrhový výpočet

Nejdříve budou zvoleny počáteční hodnoty, které vycházejí z počáteční specifikace zařízení z kapitoly 3.2. Podle výpočtů, provedených na základě těchto hodnot se provede počáteční volba pohonů a ložisek. Z počátku se nebude uvažovat hmotnost tělesa osy A a další neznámé parametry se nebudou odhadovat. Po nadimenzování rámu stroje bude proveden kontrolní výpočet, kde budou všechny zanedbané parametry zohledněny. Výpočty jsou čerpány z obecných fyzikálních vztahů a zdrojů [4, 5, 21]

Statické hledisko

Zde bude proveden návrhový výpočet ze statického hlediska, který bude směrodatný zejména pro výpočet ložisek. Jelikož prozatím není známa vzdálenost ložiska od spodní plochy upínací desky, budou všechny ohybové momenty počítané ke spodní straně desky.

Jako upínací deska bude pro počáteční výpočet zvolen plný disk o výšce h_d a průměru d_d . Maximální rozměr obrobku byl zvolen dříve v kapitole 5.3. Zvolené hodnoty jsou uvedeny níže.

OSA C

Vstupní hodnoty:

- řezná síla: $F_{\bar{r}} = 1112,237 \text{ N}$,
- průměr obrobku: $d_o = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$,
- výška obrobku: $h_o = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$,
- průměr upínací desky: $d_d = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$,
- výška upínací desky: $h_d = 35 \text{ mm} = 0,035 \text{ m}$,
- tíhové zrychlení: $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,
- hustota oceli: $\rho_{ocel} = 7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$,
- hmotnost upínací desky:

$$m_d = \rho_{ocel} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_d^2}{4} \cdot h_d \right) = 7850 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} \cdot 0,035 \right) = \underline{13,487 \text{ kg}}$$

- hmotnost obrobku:

$$m_o = \rho_{ocel} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot h_o \right) = 7850 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 0,2 \right) = \underline{49,323 \text{ kg}}$$

Naklopení 0°

Silové působení:

- axiální zatížení:

$$F_{CA0} = F_{\bar{r}} + (m_o + m_d) \cdot g = 1112,237 + (49,323 + 13,487) \cdot 9,81$$

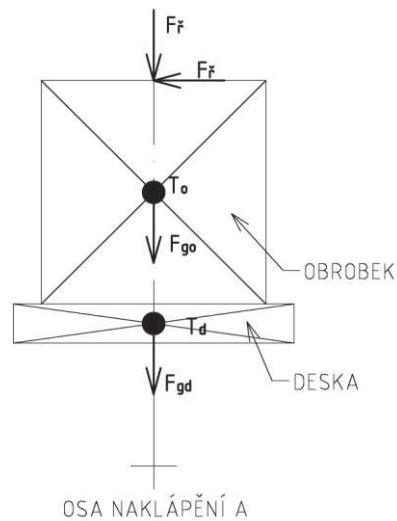
$$F_{CA0} = \underline{1728,19 \text{ N}}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

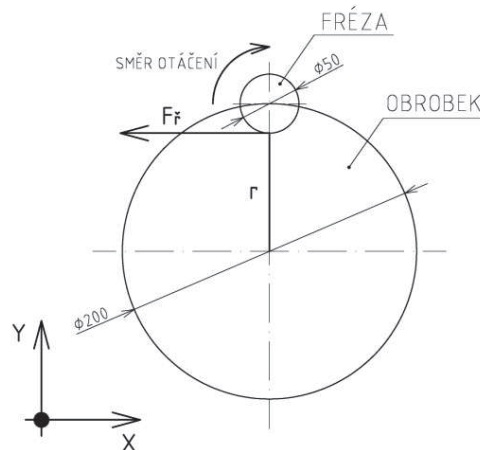
- radiální zatížení:

$$F_{CR0} = F_{\dot{r}} = \underline{1112,237 \text{ N}}$$



Obr. 48 Zatížení osy C při naklopení 0°

Momentové působení:



Obr. 49 Krouticí moment od řezné síly

Krouticí moment od řezné síly:

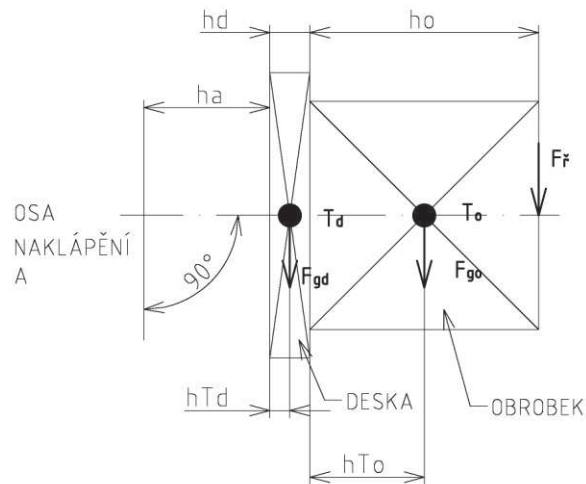
- průměr frézy: $D_c = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$

$$M_{\dot{r}} = F_{\dot{r}} \cdot \frac{(d_o - D_c)}{2} = 1112,237 \cdot \frac{(0,2 - 0,05)}{2} = \underline{84,418 \text{ Nm}}$$



Působení ohybových momentů nebude uvažováno, protože větší hodnoty zatížení se dosáhnou při naklopení v úhlu 90°.

Naklopení 90°



Obr. 50 Zatížení při naklopení 90°

- poloha těžiště upínací desky:

$$h_{Td} = \frac{h_d}{2} = \frac{0,035}{2} = \underline{0,0175 \text{ m}}$$

- poloha těžiště obrobku (polovina jeho výšky):

$$h_{To} = \frac{h_o}{2} = \frac{0,2}{2} = \underline{0,1 \text{ m}}$$

Silové působení:

- tíhová síla od obrobku:

$$F_{Go} = m_o \cdot g = 49,323 \cdot 9,81 = \underline{483,693 \text{ N}}$$

- tíhová síla od desky:

$$F_{Gd} = m_d \cdot g = 13,487 \cdot 9,81 = \underline{132,26 \text{ N}}$$

- axiální zatížení: $F_{CA90} = F_{\text{fr}} = 1112,237 \text{ N}$
- radiální zatížení: $F_{CR90} = F_{CA0} = 1728,19 \text{ N}$

Momentové působení:



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Ohybový moment od upínací desky:

$$M_{od} = h_{Td} \cdot F_{Gd} = (0,0175) \cdot 132,26 = \underline{2,315 Nm}$$

Ohybový moment od obrobku:

$$M_{oo} = (h_{To} + h_d) \cdot F_{Go} = (0,1 + 0,035) \cdot 483,693 = \underline{65,299 Nm}$$

Ohybový moment od řezné síly (působí na konci obrobku):

$$M_{oř} = (h_o + h_d) \cdot F_{ř} = (0,2 + 0,035) \cdot 1112,237 = \underline{261,376 Nm}$$

Celkový ohybový moment k ložisku osy C:

$$M_{ocř} = M_{od} + M_{oo} + M_{oř} = 2,135 + 65,299 + 261,376 = 328,989 Nm$$

Při předběžném studiu katalogů momentových motorů, nebyl nalezen motor, který by vykazoval tento statický moment a současně by vyhovoval ztísněným požadavkům na zástavbový prostor. Proto maximální moment od řezné síly nebude uvažován. Pak tedy moment vychází dle výsledku níže a bude směrodatný pro návrh.

$$M_{oc} = M_{od} + M_{oo} = 2,135 + 65,299 = \underline{67,613 Nm}$$

OSA A

Naklopení 0°

Silové působení:

- axiální zatížení: $F_{AA0} = F_{ř} = 1112,237 N$
- radiální zatížení: $F_{AR0} = F_{CA0} = 1728,19 N$

Momentové působení:

Nebude uvažováno, protože větší hodnoty zatížení se dosáhnou při naklopení v úhlu 90°.

Naklopení 90°:

Na základě předběžného studia katalogů výrobců momentových motorů a předběžné rozvahy o pracovním prostoru byla zvolena návrhová vzdálenost h_A . Tato odpovídá přibližně polovině výšky eventuálně zvoleného momentového motoru, plus malá výšková rezerva, zahrnující umístění motoru v ose C. Zatížení a rozměry jsou znázorněné na Obr. 50.



- návrhová vzdálenost od čela hřídele k ose naklápění (volím):

$$h_A = 110 \text{ mm} = 0,11 \text{ m}$$

Silové působení:

- axiální zatížení osy A: $F_{AA90} = F_{\check{r}} = 1112,237 \text{ N}$,
- radiální zatížení osy A: $F_{AR90} = F_{CR0} = 1728,19 \text{ N}$,

Momentové působení:

Krouticí moment od upínací desky:

$$M_{kd} = (h_{Td} + h_A) \cdot F_{Gd} = (0,0175 + 0,110) \cdot 132,26 = \underline{16,863 \text{ Nm}}$$

Krouticí moment od obrobku:

$$M_{ko} = (h_{To} + h_d + h_A) \cdot F_{Go} = (0,1 + 0,035 + 0,110) \cdot 483,693 = \underline{118,505 \text{ Nm}}$$

Krouticí moment od řezné síly (síla působí na konci obrobku):

$$M_{k\check{r}} = (h_o + h_d + h_A) \cdot F_{\check{r}} = (0,2 + 0,035 + 0,110) \cdot 1112,237 = \underline{383,722 \text{ Nm}}$$

Celkový krouticí moment ose A:

$$M_{kA} = M_{kd} + M_{ko} + M_{k\check{r}} = 16,863 + 118,505 + 383,722 = 519,09 \text{ Nm}$$

Opět z výše uvedených důvodů zanedbávám působení řezných sil. Potom celkový krouticí moment bude:

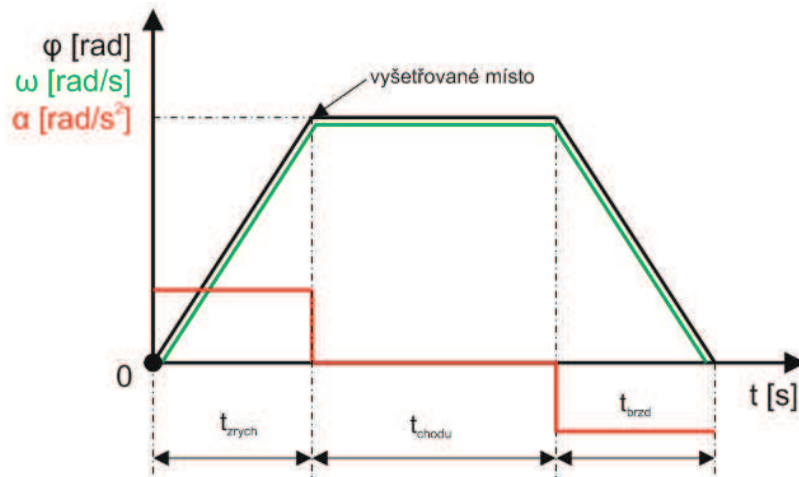
$$M_{kA} = M_{kd} + M_{ko} + M_{k\check{r}} = 16,863 + 118,505 = \underline{135,368 \text{ Nm}}$$

Dynamické hledisko

Dále je třeba vyšetřit dynamické poměry při pohybu jednotlivých částí stolu. V případě rotačně sklopného stolu se bude jednat o vyšetření dynamiky rotačního pohybu. Nejdříve je nutné určit provozní diagram, tedy čas rozběhu, běhu a zastavení motoru. Tyto parametry jsou závislé na hmotnostech a momentech setrvačnosti jednotlivých přesouvaných hmot. Pro začátek bude zvolen čas potřebný k urychlení hmot, aby urazily úhlovou dráhu 90° . Při výpočtu se vychází ze setrvačnosti pohybových součástí. Ze známé dráhy, setrvačnosti a času se zjistí zrychlení a z toho maximální rychlost. Pro výpočet je využito druhého Newtonova zákona ve tvaru pro rotační pohyb [21]. Časy rozběhu jsou voleny obecnou úvahou a na základě studia zdrojů [43] a [44].



OSA C



Obr. 51 Provozní diagram

$$t_c = t_{zrych} = t_{brzd} = 0,8 \text{ s}$$

- $\varphi_c = 90^\circ = \pi/2 \text{ rad}$

Dráha při úhlovém zrychlení:

$$\varphi_c = \frac{1}{2} \cdot \alpha_c \cdot t_c^2 \Rightarrow \text{úhlové zrychlení } \alpha_c$$

Úhlové zrychlení pro natočení o 90° a dosažení maximálních otáček:

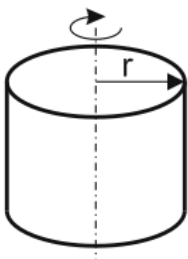
$$\alpha_c = \frac{2 \cdot \varphi_c}{t_c^2} = \frac{2 \cdot \frac{\pi}{2}}{0,8^2} = \underline{4,909 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}$$

Úhlová rychlost dosažená zrychlením:

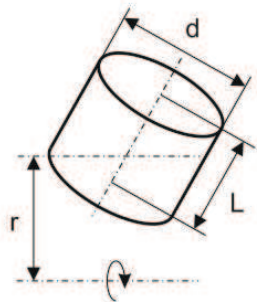
$$\omega_c = \alpha_c \cdot t_c = 4,909 \cdot 0,8 = \underline{3,927 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Maximální otáčky osy C:

$$n_c = \frac{\omega_c}{2 \cdot \pi} = \frac{3,927}{2 \cdot \pi} = 0,625 \text{ s}^{-1} = \underline{37,5 \text{ min}^{-1}}$$

Obr. 52 Moment setrvačnosti válce
k ose otáčeníMoment setrvačnosti plného válce vzhledem k ose
rotace [4]:

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$



Obr. 53 Moment setrvačnosti válce
k ose naklápění

Moment setrvačnosti plného válce vzhledem k ose naklápění [4]:

$$I = \left(\frac{L^2}{12} + \frac{d^2}{16} + r^2 \right) \cdot m \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

Moment setrvačnosti obrobku vzhledem k ose C [39, 4]:

$$I_o = \frac{1}{2} \cdot m_o \cdot \left(\frac{d_o}{2} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 49,323 \cdot \left(\frac{0,2}{2} \right)^2 = \underline{0,247 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Moment setrvačnosti desky vzhledem k ose C [39, 4]:

$$I_d = \frac{1}{2} \cdot m_d \cdot \left(\frac{d_d}{2} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 13,487 \cdot \left(\frac{0,25}{2} \right)^2 = \underline{0,105 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Celkový moment setrvačnosti:

$$I_c = I_o + I_d = 0,247 + 0,105 = \underline{0,352 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Celkový dynamický moment k ose C [39, 4]:

$$M_{dc} = I_c \cdot \alpha_c = 0,352 \cdot 4,909 = \underline{1,728 \text{ Nm}}$$

OSA A

Schéma provozního diagramu je shodné s osou C na Obr. 51, rozdílný je jen čas rozběhu.

- $t_A = t_{\text{zrych}} = t_{\text{brzd}} = 1,5 \text{ s}$
- $\varphi_A = 90^\circ = \pi/2 \text{ rad}$

Úhlové zrychlení pro natočení o 90° a dosažení maximálních otáček:

$$\alpha_A = \frac{2 \cdot \varphi_A}{t_A^2} = \frac{2 \cdot \frac{\pi}{2}}{1,5^2} = \underline{1,396 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}$$

Úhlová rychlost dosažená zrychlením:

$$\omega_A = \alpha_A \cdot t_A = 1,396 \cdot 1,5 = \underline{2,094 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Maximální otáčky osy A:

$$n_A = \frac{\omega_A}{2 \cdot \pi} = \frac{2,094}{2 \cdot \pi} = 0,3333 \text{ s}^{-1} = \underline{20 \text{ min}^{-1}}$$

Vzdálenost těžiště obrobku od osy A:

$$h_{TAo} = \frac{h_o}{2} + h_d + h_A = \frac{0,2}{2} + 0,035 + 0,11 = 0,245 \text{ m}$$

Vzdálenost těžiště desky od osy A:

$$h_{TAd} = \frac{h_d}{2} + h_A = \frac{0,2}{2} + 0,035 + 0,11 = 0,128 \text{ m}$$

Moment setrvačnosti obrobku vzhledem k ose A [39, 4]:

$$I_{Ao} = \left(\frac{h_o^2}{12} + \frac{d_o^2}{16} + h_{TAo}^2 \right) \cdot m_o = \left(\frac{0,2^2}{12} + \frac{0,2^2}{16} + 0,245^2 \right) \cdot 49,323 = \underline{3,248 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Moment setrvačnosti obrobku vzhledem k ose A [39, 4]:

$$I_{Ad} = \left(\frac{h_d^2}{12} + h_{TAd}^2 \right) \cdot m_d + I_d = \left(\frac{0,035^2}{12} + 0,128^2 \right) \cdot 13,487 + 0,105$$

$$I_{Ad} = \underline{0,326 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Celkový moment setrvačnosti k ose A:

$$I_A = I_{Ao} + I_{Ad} = 3,248 + 0,236 = \underline{3,574 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Celkový dynamický moment k ose A:

$$M_{dA} = I_A \cdot \alpha_A = 3,574 \cdot 1,396 = \underline{4,991 \text{ Nm}}$$

Při současném rotačním pohybu dvou těles vzniká v ose C i gyroskopický moment, který by se připočetl k dynamickému momentu osy A, ale díky nízkým otáčkám by vycházel malý a proto bude zanedbán.

Celkové zatížení stolu

Celková síla k ose C (nejhorší případy):

- axiální zatížení: $F_{CA} = F_{CA0} = 1728,19 \text{ N}$
- radiální zatížení: $F_{CR} = F_{CA0} = 1728,19 \text{ N}$

Celková síla k ose A (nejhorší případy):



- axiální zatížení: $F_{AA} = F_{\dot{\gamma}} = 1112,237 \text{ N}$
- radiální zatížení: $F_{AR} = F_{CA0} = 1728,19 \text{ N}$

Celkový ohybový moment k ložisku osy C:

$$M_{oC} = \underline{67,613 \text{ Nm}}$$

Celkový krouticí moment k ose C (redukovaný na hřídel motoru):

- jedná se o součet krouticích momentů od statických sil a dynamických momentů

$$M_C = M_{\dot{\gamma}} + M_{dc} = 84,418 + 1,728 = \underline{85,218 \text{ Nm}}$$

Celkový krouticí moment k ose A (redukovaný na hřídel motoru):

$$M_A = M_{kA} + M_{dA} = 135,68 + 4,991 = \underline{140,359 \text{ Nm}}$$

Z uvedených výsledků vyplývá, že pro návrhový výpočet je dynamické působení zanedbatelné, avšak při kontrolním výpočtu bude mít podstatný význam. Tyto výsledky slouží jako vstupní data pro výpočet ložisek a návrh motorů.

5.4.3 Volba ložisek

Ložiska byla zvolena se zkříženými valivými členy od firmy Schaeffler, kvůli vysoké únosnosti v axiálním a radiálním směru. Počáteční volba ložisek byla brána s ohledem na předpokládanou velikost zástavbového prostoru. Z katalogu [40] byl jako nejvhodnější vybrán typ SX v předepjaté verzi mazán mazacím tukem, které může být namáháno oboustranně axiálně a předepjatost zaručí dostatečně bezvúlové uložení dané osy. Pro osu C volím typ **SX01 1820** a pro osu A 2x typ **SX01 1840**. Ložiska budou později zkontrolována na základě skutečného vypočítaného zatížení. Tento typ ložisek a jejich poloha ve stolu byla realizována dle [52]. Bližší technické informace k těmto typům jsou přímo u výpočtu v kapitole 5.4.6.



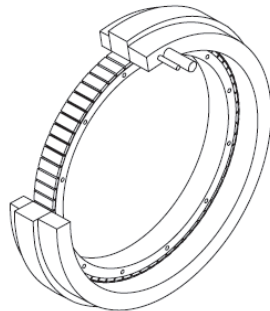
Obr. 54 Ložisko se zkříženými valivými členy Schaeffler typu SX [40]



5.4.4 Volba motorů

Jako pohon jednotlivých os jsou zvoleny prstencové motory. Bylo vybíráno z katalogů firem Etel, Siemens, Fanuc, Bosch-Rexroth. Všechny firmy převážně nabízely tento typ motorů s obvyklým vodním chlazením. Protože je požadavek, aby k otočně sklopnému stolu nemuselo být dokupováno žádné přídavné chladicí zařízení, bylo nutné nalézt verzi motoru bez vodního chlazení – chlazení okolním vzduchem. Prioritně volená firma Siemens tuto možnost v zásadě vůbec nenabízela, ostatní firmy podobné řešení měly ve svém sortimentu, avšak motory buď neodpovídaly výkonově, nebo zástavbovým prostorem. Je sice možno i vodou chlazené motory provozovat bez chlazení, ale přídavný chladicí prstenec a přípojky pro chladicí kapalinu zbytečně zvětšují celkový zástavbový prostor. Proto tato varianta nebyla zvolena.

Jako ideální se jeví produktová řada prstencových motorů s označením TMM švýcarské firmy Etel. Motory jsou chlazeny okolním vzduchem a současně jejich rozměrová a výkonová řada odpovídá počátečním požadavkům na zatížení.



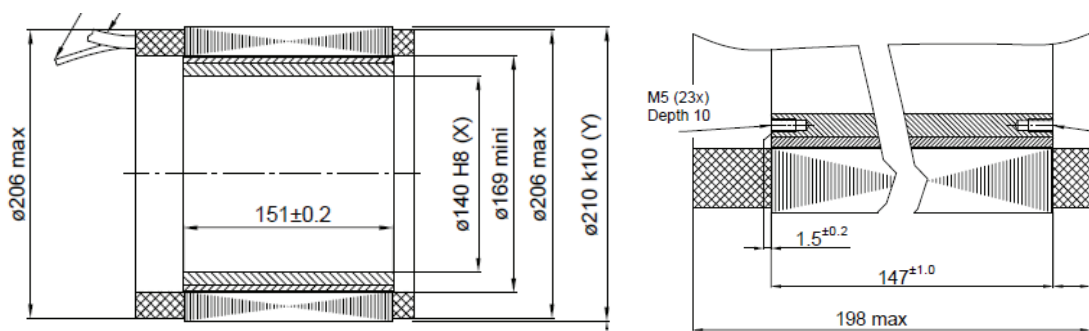
Obr. 55 Momentový motor Etel řady TMM [42]

OSA C

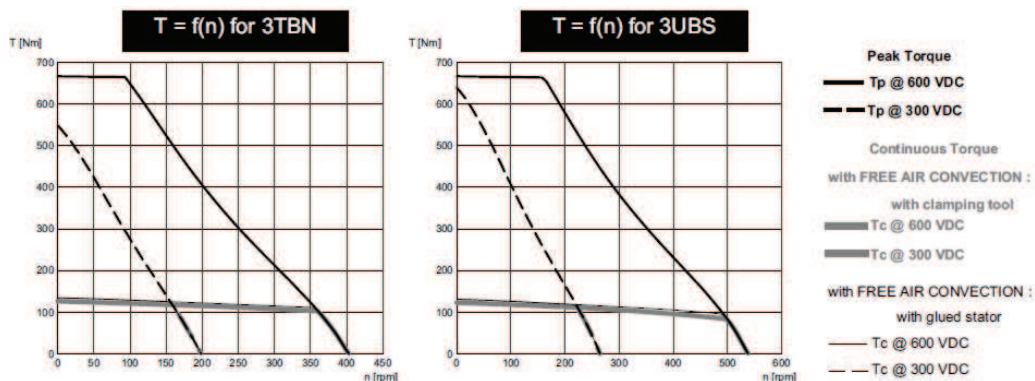
Hodnoty jsou převzány z katalogu firmy Etel [42]. Je požadavek, aby osa C zabírala do šířky, co nejmenší prostor. Jelikož těleso osy C bude opisovat tvar motoru, je výhodné aby motor měl co nejmenší průměr. Níže uvedený typ se jeví rozměry a výkonem jako ideální.

- **TMM0210-150-3TBN**

- Špičkový krouticí moment: $T_p = 672 \text{ Nm}$,
- Kontinuální krouticí moment: $T_c = 136 \text{ Nm}$,
- Statický moment: $T_s = 103 \text{ Nm}$,
- Maximální kontinuální výkon: $P_{MC} = 554 \text{ W}$.



Obr. 56 Rozměry TMM0210-150-3TBN [42]

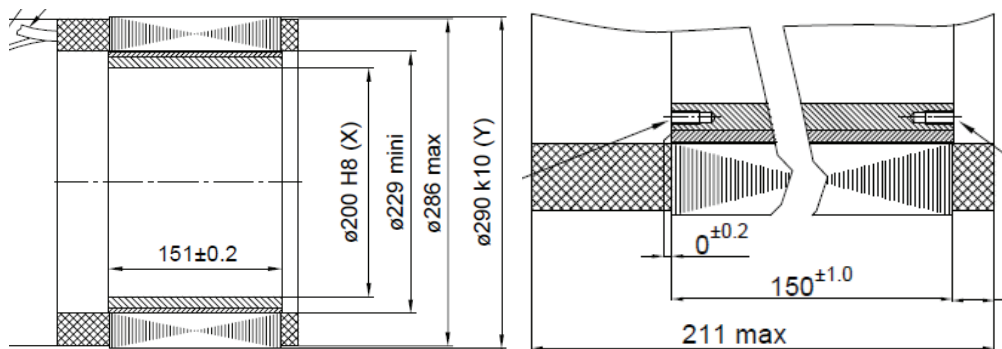


Obr. 57 Momentová charakteristika TMM0210-150-3TBN [42]

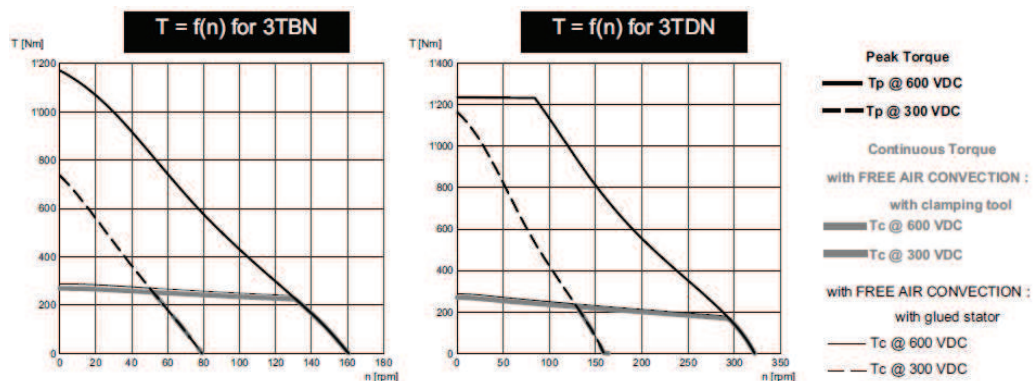
OSA A

Jelikož osa A je namáhána větším krouticím momentem, bylo nutné zvolit motor s větším výkonem (a většími rozměry), jehož parametry jsou uvedeny níže.

- TMM0291-150-3TBN
 - Špičkový krouticím moment: $T_p = 2150 \text{ Nm}$,
 - Kontinuální krouticím moment: $T_c = 291 \text{ Nm}$,
 - Statický moment: $T_s = 222 \text{ Nm}$,
 - Maximální kontinuální výkon: $P_{MC} = 890 \text{ W}$.



Obr. 58 Rozměry TMM0291-150-3TBN [42]



Obr. 59 Momentová charakteristika TMM0291-150-3TBN [42]



5.4.5 Kontrolní výpočet

Statické hledisko

OSA C

Naklopení 0°

Zatěžování viz Obr. 45.

Vstupní hodnoty (hmotnosti a vzdálenosti těžišť z Pro/E):

- hmotnost upínací desky: $m_d = 5,44 \text{ kg}$,
- hmotnost rotoru: $m_{rot} = 7,71 \text{ kg}$,
- hmotnost hřídele: $m_h = 4,6 \text{ kg}$,
- hm. ostatních součástí: $m_{ost} = 1,52 \text{ kg}$,

Silové působení:

Axiální:

$$F_{CA0} = F_{\bar{r}} + (m_o + m_d + m_{rot} + m_h + m_{ost}) \cdot g$$

$$F_{CA0} = 1112,37 + (49,323 + 5,44 + 7,71 + 4,6 + 1,52) \cdot 9,81$$

$$F_{CA0} = \underline{1784,905 \text{ N}}$$

Radiální:

$$F_{CR0} = F_{\bar{r}} = \underline{1112,237 \text{ N}}$$

Momentové působení:

Uvažuji až při naklopení 90°.

Naklopení 90°

- výška upínací desky: $h_d = 32 \text{ mm} = 0,032 \text{ m}$,
- vzdálenost od čela hřídele k ložisku: $h_l = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m}$,
- vzdálenost těžiště desky od čela hř.: $h_{Td} = 2,21 \text{ mm} = 0,00221 \text{ m}$ (z PRO/E),
- bezpečnostní vzdálenost: $h_{bezp} = 3 \text{ mm} = 0,003 \text{ m}$,
- tíhová síla od desky:

$$F_{Gd} = m_d \cdot g = 5,44 \cdot 9,81 = \underline{53,348 \text{ N}}$$



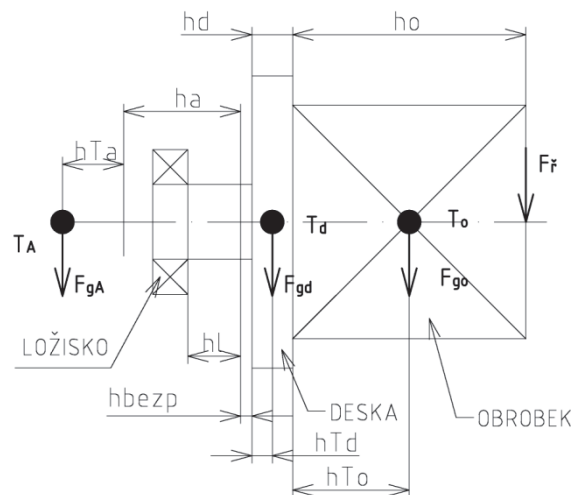
Silové působení:

Axiální:

$$F_{AA90} = F_{\dot{r}} = 1112,237 \text{ N}$$

Radiální:

$$F_{AR90} = F_{CA0} = 1784,905 \text{ N}$$



Obr. 60 Zatížení při naklopení 90°

Momentové působení:

Ohybový moment od upínací desky:

$$M_{od} = (h_{Td} + h_l) \cdot F_{Gd} = (0,00221 + 0,016) \cdot 53,348 = \underline{0,971 \text{ Nm}}$$

Ohybový moment od obrobku:

$$M_{oo} = (h_{To} + h_d + h_{bezp} + h_l) \cdot F_{Go} = (0,1 + 0,032 + 0,003 + 0,016) \cdot 483,693$$

$$M_{oo} = \underline{73,038 \text{ Nm}}$$

Ohybový moment od řezné síly (působí na konci obrobku):

$$M_{o\dot{r}} = (h_o + h_d + h_{bezp} + h_l) \cdot F_{\dot{r}} = (0,2 + 0,032 + 0,003 + 0,016) \cdot 1112,237$$

$$M_{o\dot{r}} = \underline{279,171 \text{ Nm}}$$

Celkový ohybový moment k ložisku osy C:

$$M_{oC\dot{r}} = M_{od} + M_{oo} + M_{o\dot{r}} = 0,971 + 73,038 + 279,171 = \underline{353,181 \text{ Nm}}$$



Z výše zmíněných důvodů opět neuvažují působení momentu od řezné síly, tudíž:

$$M_{oC} = M_{od} + M_{oo} + M_{oř} = 0,971 + 73,038 = \underline{74,009 Nm}$$

OSA A

- vzdálenost od čela hřídele k ose naklápění: $h_A = 96 \text{ mm} = 0,096 \text{ m}$
- vzdálenost těžiště těl. osy A od osy naklápění: $h_{TA} = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m}$ (z PRO/E)
- hmotnost tělesa osy A vč. osy C: $m_A = 93 \text{ kg}$ (z PRO/E)
- tíhová síla od tělesa osy A:

$$F_{GA} = m_A \cdot g = 93 \cdot 9,81 = \underline{912,018 N}$$

Naklopení 90°

Zatěžování dle Obr. 60.

Silové působení:

- axiální zatížení osy A: $F_{AA90} = F_{ř} = 1112,237 \text{ N}$,
- radiální zatížení osy A:

$$F_{AR90} = F_{CA0} + F_{GA} = 1784,905 + 912,018 = 2024,255 \text{ N},$$

Momentové působení:

Krouticí moment od upínací desky:

$$M_{kd} = (h_{Td} + h_{bezp} + h_A) \cdot F_{Gd} = (0,00221 + 0,003 + 0,096) \cdot 53,348 = \underline{5,399 Nm}$$

Krouticí moment od obrobku:

$$M_{ko} = (h_{To} + h_d + h_{bezp} + h_A) \cdot F_{Go} = (0,1 + 0,032 + 0,003 + 0,096) \cdot 483,693$$

$$M_{ko} = \underline{111,733 Nm}$$

Krouticí moment od řezné síly (působí na konci obrobku):

$$M_{kř} = (h_o + h_d + h_{bezp} + h_A) \cdot F_{ř} = (0,2 + 0,032 + 0,003 + 0,096) \cdot 1112,237$$

$$M_{kř} = \underline{368,15 Nm}$$

Krouticí moment od hmot tělesa osy A:

$$M_{AA} = F_{GA} \cdot h_{TA} = 2024,255 \cdot 0,016 = \underline{14,592 Nm}$$



Celkový skutečný krouticí moment ose A:

Moment od hmot osy A působí proti momentům od desky a obrobku, proto má znaménko (-).

$$M_{kA} = M_{kd} + M_{ko} + M_{kř} - M_{AA} = 5,399 + 111,733 + 368,15 - 14,592$$

$$M_{kA} = 470,691 \text{ Nm}$$

Protože celkový krouticí moment vychází mnohem vyšší než kontinuální krouticí moment zvoleného motoru. Přestože krátkodobě lze motor tímto momentem přetížit, protože jeho špičkový krouticí moment je 1250 Nm. Požadavkem je dodržení stálého krouticího momentu, a aby se nemusel volit jiný typ motoru, který by případně neodpovídal požadovaným rozměrům, moment od řezné síly se zanedbá. A tedy řeznou silou na maximálním ramenu se nebude smět obrábět, nebo pouze krátkodobě.

$$M_{kA} = M_{kd} + M_{ko} - M_{AA} = 5,399 + 111,733 - 14,592$$

$$M_{kA} = \underline{102,54 \text{ Nm}}$$

Dynamické hledisko

OSA C

Provozní diagram a příslušné časy jsou uvedeny v návrhovém výpočtu v kap. 5.4.2.

Úhlové zrychlení pro natočení o 90° (z návrhového výpočtu):

$$\alpha_c = \underline{4,909 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}$$

Moment setrvačnosti obrobku vzhledem k ose C (z návrhového výpočtu):

$$I_o = \underline{0,247 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Moment setrvačnosti navrhnuté upínací desky vzhledem k ose C (z PRO/E):

$$I_d = \underline{0,041 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Moment setrvačnosti navrhnuté unášecí hřídele (z PRO/E):

$$I_h = \underline{0,017 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Moment setrvačnosti rotoru motoru TMM0210-150-3TBN (z [42]):

$$I_{rot} = \underline{0,045 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Celkový moment setrvačnosti:



$$I_c = I_o + I_d + I_h + I_{rot} = 0,247 + 0,041 + 0,017 + 0,045 = \underline{0,349 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Celkový dynamický moment k ose C:

$$M_{dc} = I_c \cdot \alpha_c = 0,349 \cdot 4,909 = \underline{1,715 \text{ Nm}}$$

OSA A

Potřebné vstupní hodnoty jsou uvedeny v návrhovém výpočtu v kap. 5.4.2.

Úhlové zrychlení pro natočení o 90° a (z návrhového výpočtu):

$$\alpha_A = \underline{1,396 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}$$

Vzdálenost těžiště obrobku od osy A:

- skutečná vzdálenost od naklápěcí osy: $h_A = 96 \text{ mm} = 0,096 \text{ m}$
- skutečná výška desky: $h_d = 32 \text{ mm} = 0,032 \text{ m}$
- skutečná bezpečnostní vzdálenost desky od tělesa osy: $h_{bezp} = 3 \text{ mm} = 0,003 \text{ m}$

$$h_{TAo} = \frac{h_o}{2} + h_d + h_{bezp} + h_A = \frac{0,2}{2} + 0,032 + 0,003 + 0,096 = 0,231 \text{ m}$$

Vzdálenost těžiště desky od osy A:

- skutečná vzdálenost těžiště desky od konce hřídele (z PRO/E):
 - $h_{Td} = 22,16 \text{ mm} = 0,02216 \text{ m}$

$$h_{TAd} = h_{Td} + h_{bezp} + h_A = 0,02216 + 0,003 + 0,096 = 0,121 \text{ m}$$

Moment setrvačnosti obrobku vzhledem k ose A [39, 4]:

$$I_{Ao} = \left(\frac{h_o^2}{12} + \frac{d_o^2}{16} + h_{TAo}^2 \right) \cdot m_o = \left(\frac{0,2^2}{12} + \frac{0,2^2}{16} + 0,231^2 \right) \cdot 49,323 = \underline{2,92 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Moment setrvačnosti obrobku vzhledem k ose A [39, 4]:

- skutečná hmotnost desky (z PRO/E):
 - $m_d = 5,44 \text{ kg}$

$$I_{Ad} = \left(\frac{h_d^2}{12} + h_{TAd}^2 \right) \cdot m_d + I_d = \left(\frac{0,032^2}{12} + 0,121^2 \right) \cdot 5,44 + 0,041$$

$$I_{Ad} = \underline{0,121 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Moment setrvačnosti rotoru motoru TMM0291-150-3TBN (z [42]):



$$I_{rot} = 0,110 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti tělesa osy A vzhledem k ose naklápění bez desky (z PRO/E):

$$I_{AA} = \underline{72,815 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Celkový moment setrvačnosti k ose A:

$$I_A = I_{Ao} + I_{Ad} + I_{AA} + I_{rot} = 2,92 + 0,121 + 72,815 + 0,11 = \underline{75,966 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Celkový dynamický moment k ose A:

$$M_{dA} = I_A \cdot \alpha_A = 75,966 \cdot 1,396 = \underline{106,068 \text{ Nm}}$$

Z výpočtu je zřejmé, že největší podíl na setrvačném momentu osy A má její těleso, hodnota skutečného celkového dynamického momentu k ose A je tedy značně vyšší než návrhová hodnota.

Celkové skutečné zatížení stolu

Celková síla k ose C (nejhorší případy):

- hodnoty F_{CA0} jsou již aktualizované z kontrolního výpočtu skutečného zatížení

- axiální zatížení: $F_{CA} = F_{CA0} = 1784,905 \text{ N}$
- radiální zatížení: $F_{CR} = F_{CA0} = 1784,905 \text{ N}$

Celková síla k ose A (nejhorší případy)::

- axiální zatížení: $F_{AA} = F_f = 1112,237 \text{ N}$
- radiální zatížení: $F_{AR} = F_{AR90} = 2024,255 \text{ N}$

Celkový skutečný ohybový moment k ložisku osy C:

$$M_{oC} = \underline{74,009 \text{ Nm}}$$

Celkový skutečný krouticí moment k ose C (redukovaný na hřídel motoru):

- jedná se o součet krouticích momentů od statických sil a dynamických momentů

$$M_C = M_f + M_{dC} = 84,418 + 1,715 = \underline{85,133 \text{ Nm}}$$

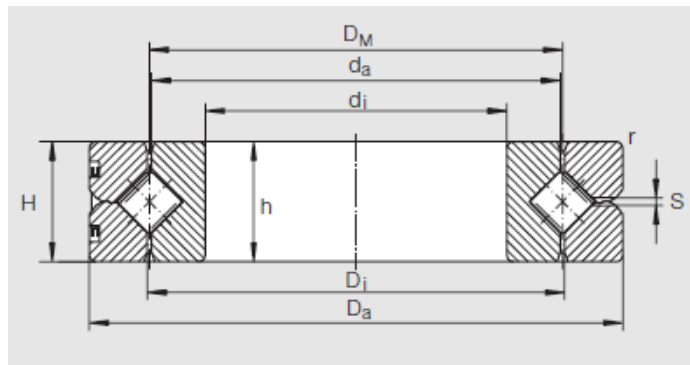
Celkový skutečný krouticí moment k ose A (redukovaný na hřídel motoru):

$$M_A = M_{kA} + M_{dA} = 102,54 + 106,068 = \underline{208,608 \text{ Nm}}$$



5.4.6 Kontrolní výpočet ložisek

Na základě vypočítaného skutečného zatížení je proveden kontrolní výpočet navržených ložisek. Předpokládanou dobu provozu volím 5 let při 12 ti hodinovém denním provozu $\Rightarrow 5 \times 12 \times 365 = 21\,900$ h.



Obr. 61 Schéma křížového ložiska Schaeffler typu SX [40]

OSA C

Výpočty jsou provedeny na základě empirických vztahů, a proto nejsou uvedeny v základních jednotkách.

- ložisko: **SX01 1820** (jsou uvedeny parametry důležité pro výpočet)
 - střední průměr ložiska: $D_M = 112$ mm,
 - průměr vnitřního kroužku: $d_i = 100$ mm (neuvádím toleranci),
 - průměr vnějšího kroužku: $D_a = 125$ mm (neuvádím toleranci),
 - axiální statická únosnost: $C_{0a} = 106$ kN,
 - radiální statická únosnost: $C_{0r} = 52$ kN,
 - axiální dynamická únosnost: $C_a = 28$ kN,
 - radiální dynamická únosnost: $C_r = 18$ kN.

Statická únosnost:

Jako zatížení uvažuji nejhorší případy v radiálním a axiálním směru, tedy součet řezné síly a tíhové síly obrobku a upínací desky. Momentové působení je uvažováno bez působení momentu od řezné síly. Výrobce uvádí, pokud je statické axiální a radiální zatížení menší než hodnota statické axiální resp. radiální únosnosti C_{0a} , resp. C_{0r} , výpočet probíhá dle postupu níže. Z grafů (Obr. 62, 63 a 64) se odečtou příslušné koeficienty, a pokud výsledek vyjde pod danou křivkou, ložisko příslušné statické zatížení vydrží.

- zatížení:
 - radiální: $F_{0r} = F_{CR} = 1784,905$ N = 1,784905 kN,
 - axiální: $F_{0a} = F_{CA} = 1784,905$ N = 1,784905 kN,
 - klopný moment: $M_{0k} = M_{0C} = 74,009$ Nm = 0,074009 kNm,
 - koeficient f_A dle [40]: $f_A = 1,5$,
 - bezp. koef. f_S dle [40]: $f_S = 1$.



Poměr radiálního ku axiálnímu statickému zatížení:

$$\frac{F_{0r}}{F_{0a}} = \frac{1,784905}{1,78495} = 1$$

Parametr excentricity zatížení:

$$\epsilon = \frac{2000 \cdot M_{0k}}{F_{0a} \cdot D_M} = \frac{2000 \cdot 0,074009}{1,784905 \cdot 112} = 0,74$$

Koeficient statického radiálního zatížení (dle grafu na Obr. 62):

$$f_{0r} \approx 2$$

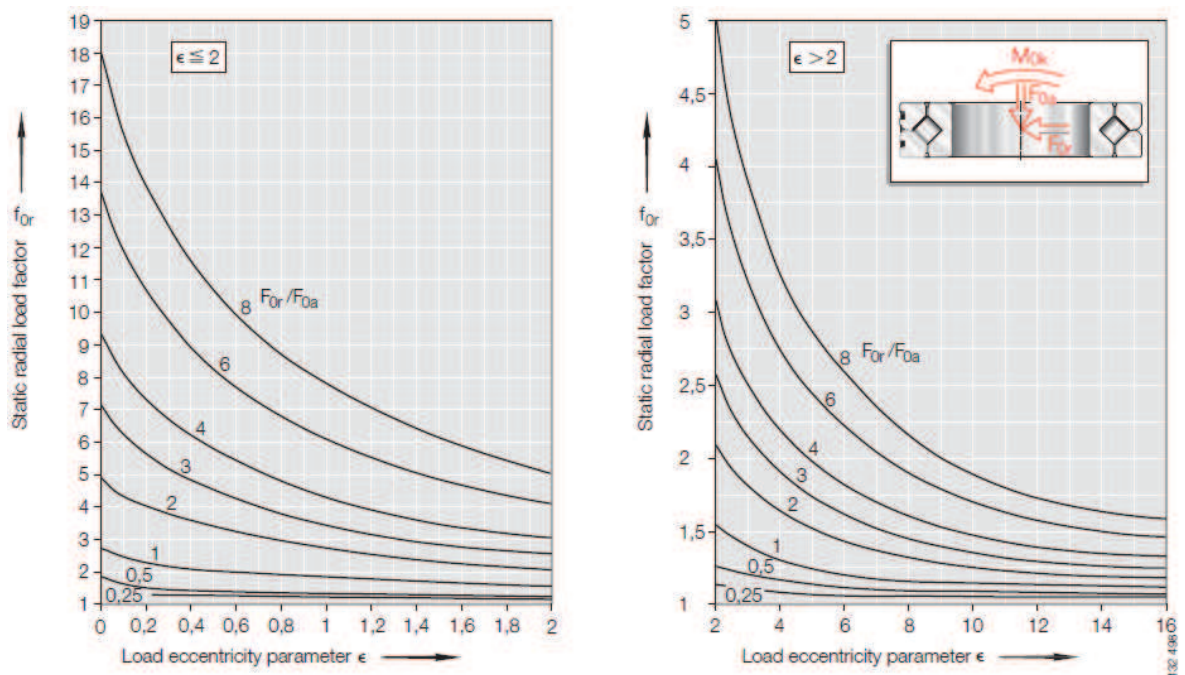
Ekvivalentní axiální zatížení:

$$F_{0q} = F_{0a} \cdot f_A \cdot f_S \cdot f_{0r} = 1,78905 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 2 = 5,355 \text{ kN}$$

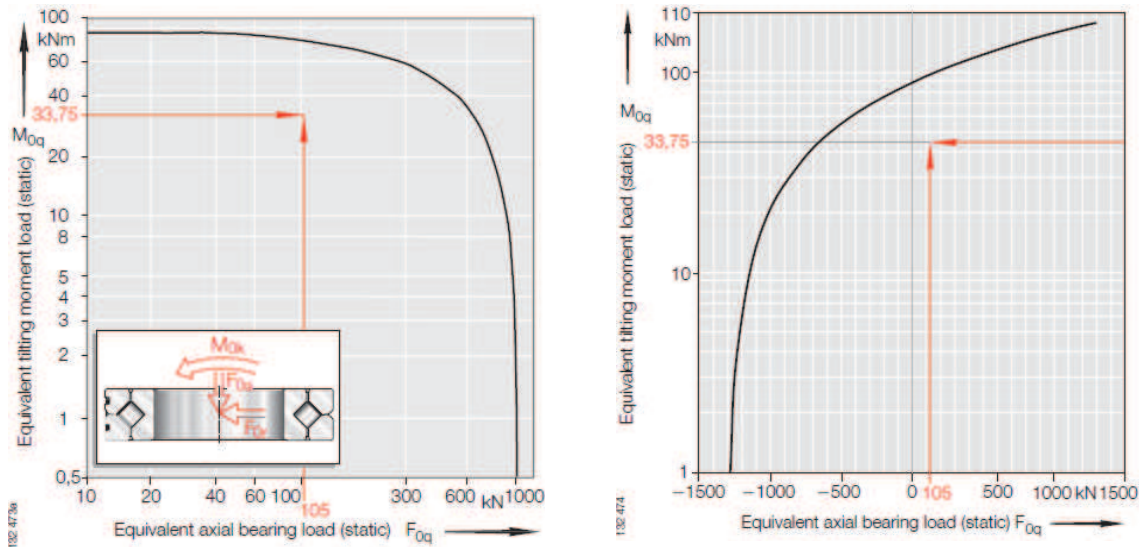
Ekvivalentní klopný moment:

$$M_{0q} = M_{0k} \cdot f_A \cdot f_S \cdot f_{0r} = 0,074009 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 2 = 0,222 \text{ kNm}$$

Z níže uvedených grafů vyplývá, že hodnoty se pohybují pod zatěžovacími křivkami, tudíž dané ložisko zadanému statickému zatížení **vyhovuje**.



Obr. 62 Volba koeficientu radiálního zatížení [40]



Obr. 63 Diagram limitního statického zatížení, pro vnější kroužek (vlevo), pro přídržné šrouby ložiska (vpravo)[40]

Dynamická únosnost

- zatížení:
 - radiální: $F_r = F_{CR} = 1784,905 \text{ N} = 1,784905 \text{ kN}$,
 - axiální: $F_a = F_{CA} = 1784,905 \text{ N} = 1,784905 \text{ kN}$,
 - klopný moment: $M_k = M_{oC} = 74,009 \text{ Nm} = 0,074009 \text{ kNm}$,
 - exponent pro zkříž. lož.: $p = 10/3 [40]$,
 - čas natočení o 360° : $t_{ot} = 4 \times t_C = 4 \times 0,8 = 2,4 \text{ s}$,
 - polovina úhlu natočení: $\gamma = 180^\circ$,
 - frekv. střídavého poh.: $n_{OSC} = 60/t_{ot} = 60/2,4 = 25 \text{ min}^{-1}$,
 - provozní ot. lož. [40]: $n = n_{OSC} \cdot (\gamma/90^\circ) = 25 \cdot (180/90) = 50 \text{ min}^{-1}$.

Poměr radiálního ku axiálnímu dynamickému zatížení:

$$\frac{F_r}{F_a} = \frac{1,784905}{1,784905} = 1$$

Parametr excentricity zatížení:

$$\epsilon = \frac{2000 \cdot M_k}{F_a \cdot D_M} = \frac{2000 \cdot 0,074009}{1,784905 \cdot 112} = 0,74$$

Koeficient dynamického zatížení (dle grafu na Obr. 64):

$$k_F \approx 2,8$$

Ekvivalentní axiální zatížení:

$$P_{axial} = k_F \cdot F_a = 2,8 \cdot 1,784905 = \underline{4,998 \text{ kN}}$$



Ekvivalentní radiální zatížení:

$$P_{radial} = F_r = \underline{1,784905 \text{ kN}}$$

Axiální životnost v otáčkách:

$$L_a = \left(\frac{C_a}{P_{axial}} \right)^p = \left(\frac{28}{4,998} \right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} = \underline{312,332 \cdot 10^6 \text{ ot.}}$$

Radiální životnost v otáčkách:

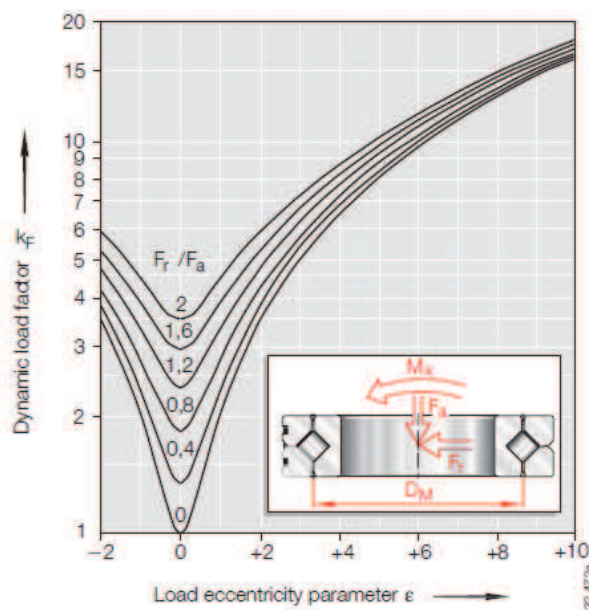
$$L_r = \left(\frac{C_r}{P_{radial}} \right)^p = \left(\frac{18}{1,784905} \right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} = \underline{2,216 \cdot 10^9 \text{ ot.}}$$

Hodinová axiální životnost

$$L_{ah} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_a}{P_{axial}} \right)^p = \frac{16666}{50} \cdot \left(\frac{28}{4,666} \right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} = \underline{1,041 \cdot 10^{11} \text{ h}}$$

Hodinová radiální životnost:

$$L_{rh} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{radial}} \right)^p = \frac{16666}{50} \cdot \left(\frac{18}{1,784905} \right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} = \underline{7,386 \cdot 10^{11} \text{ h}}$$



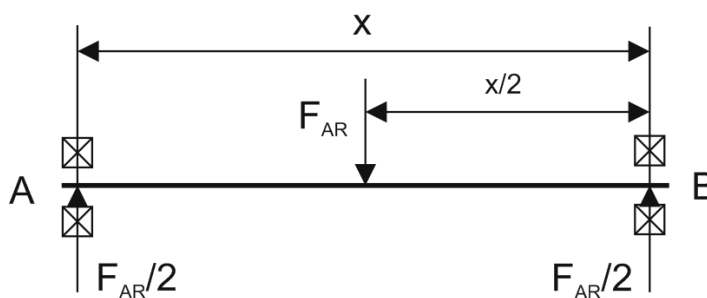
Obr. 64 Volba koeficientu dynamického zatížení [40]

Vypočtená hodinová životnost vysoce přesahuje požadovanou životnost, z čehož plyne, že ložisko **vyhovuje**.

**OSA A**

Osa A bude osazena dvěma ložisky, proto radiální zatížení budou dělena dvěma. Pro počáteční návrh volím vzdálenost mezi ložisky $x = 500 \text{ mm} = 0,5 \text{ m}$.

- ložisko: **SX01 1840** (jsou uvedeny parametry důležité pro výpočet)
 - střední průměr ložiska: $D_M = 225 \text{ mm}$,
 - průměr vnitřního kroužku: $d_i = 200 \text{ mm}$ (neuvádím toleranci),
 - průměr vnějšího kroužku: $D_a = 250 \text{ mm}$ (neuvádím toleranci),
 - axiální statická únosnost: $C_{0a} = 425 \text{ kN}$,
 - radiální statická únosnost: $C_{0r} = 208 \text{ kN}$,
 - axiální dynamická únosnost: $C_a = 106 \text{ kN}$,
 - radiální dynamická únosnost: $C_r = 68 \text{ kN}$,
 - počet ložisek: 2.

Statická únosnost:

Obr. 65 Zatížení ložisek osy A

- zatížení:
 - radiální: $F_{0r} = F_{AR}/2 = 2024,255/2 = 1012 \text{ N} = 1,012 \text{ kN}$,
 - axiální: $F_{0a} = F_{AA} = 1112,237 \text{ N} = 1,112237 \text{ kN}$,
 - vzdálenost mezi ložisky: $x = 500 \text{ mm} = 0,5 \text{ m}$
 - klopný moment:
 $M_{0k} = F_{AR} (x/2) = 2024,255 \cdot (0,5/2) = 506 \text{ Nm} = 0,506 \text{ kNm}$
 - koeficient f_A dle [40]: $f_A = 1,5$,
 - bezp. koef. f_S dle [40]: $f_S = 1$.

Poměr radiálního ku axiálnímu statickému zatížení:

$$\frac{F_{0r}}{F_{0a}} = \frac{1,012}{1,112237} = 0,91$$

Parametr excentricity zatížení:

$$\epsilon = \frac{2000 \cdot M_{0k}}{F_{0a} \cdot D_M} = \frac{2000 \cdot 0,506}{1,112237 \cdot 225} = 4,044$$



Koeficient statického radiálního zatížení (dle grafu na Obr. 62):

$$f_{0r} \approx 0,6$$

Ekvivalentní axiální zatížení:

$$F_{0q} = F_{0a} \cdot f_A \cdot f_S \cdot f_{0r} = 1,112237 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 0,6 = 1,0001 \text{ kN}$$

Ekvivalentní klopný moment:

$$M_{0q} = M_{0k} \cdot f_A \cdot f_S \cdot f_{0r} = 0,506 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 0,6 = 0,455 \text{ kNm}$$

Z vynesení F_{0q} a M_{0q} do uvedených grafů vyplývá, že hodnoty se pohybují pod zatěžovacími křivkami, tudíž dané ložisko zadanému statickému zatížení **vyhovuje**.

Dynamická únosnost

- zatížení:



- radiální: $F_r = F_{AR}/2 = 2024,255/2 = 1012 \text{ N} = 1,012 \text{ kN}$,
- axiální: $F_a = F_{AA} = 1112,237 \text{ N} = 1,112237 \text{ kN}$,
- klopný moment:
 $M_{0k} = F_{AR} (x/2) = 2024,255 \cdot (0,5/2) = 506 \text{ Nm} = 0,506 \text{ kNm}$,
- exponent pro zkříž. lož.: $p = 10/3$ [40],
- čas natočení o 180° : $t_{ot} = 2 \times t_A = 2 \times 1,5 = 3 \text{ s}$,
- polovina úhlu natočení: $\gamma = 90^\circ$,
- frekv. střídavého poh.: $n_{OSC} = 60/t_{ot} = 60/3 = 20 \text{ min}^{-1}$,
- provozní ot. lož. [40]: $n = n_{OSC} \cdot (\gamma/90^\circ) = 20 \cdot (90/90) = 20 \text{ min}^{-1}$.

Poměr radiálního ku axiálnímu dynamickému zatížení:

$$\frac{F_r}{F_a} = \frac{1,012}{1,112237} = 0,91$$

Parametr excentricity zatížení:

$$\epsilon = \frac{2000 \cdot M_{0k}}{F_{0a} \cdot D_M} = \frac{2000 \cdot 0,506}{1,112237 \cdot 225} = 4,044$$

Koeficient dynamického zatížení (dle grafu na Obr. 64):

$$k_F \approx 7$$

Ekvivalentní axiální zatížení:

$$P_{axial} = k_F \cdot F_a = 7 \cdot 1,112237 = \underline{\underline{7,786 \text{ kN}}}$$



Ekvivalentní radiální zatížení:

$$P_{radial} = F_r = \underline{1,012 \text{ kN}}$$

Axiální životnost v otáčkách:

$$L_a = \left(\frac{C_a}{P_{axial}} \right)^p = \left(\frac{106}{7,786} \right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} = \underline{6,026 \cdot 10^9 \text{ ot.}}$$

Radiální životnost v otáčkách:

$$L_r = \left(\frac{C_r}{P_{radial}} \right)^p = \left(\frac{68}{1,012} \right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} = \underline{1,233 \cdot 10^{12} \text{ ot.}}$$

Hodinová axiální životnost:

$$L_{ah} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_a}{P_{axial}} \right)^p = \frac{16666}{20} \cdot \left(\frac{106}{7,786} \right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} = \underline{5,022 \cdot 10^{12} \text{ h}}$$

Hodinová radiální životnost:

$$L_{rh} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{radial}} \right)^p = \frac{16666}{20} \cdot \left(\frac{68}{1,012} \right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} = \underline{1,027 \cdot 10^{15} \text{ h}}$$

Vypočítaná životnost je vyšší než požadovaná, ložisko tedy **vyhovuje**.

5.4.7 Zhodnocení výpočtů

Z výše uvedených výpočtů vyplývá, že zvolená ložiska zcela vyhovují požadovanému zatížení. Vypočtené krouticí momenty odpovídají parametrům zvolených motorů z kapitoly 5.4.4. Z Tab. 7 plyne, že návrhové hodnoty byly zvoleny přibližně podobně tomu, jak vycházely skutečně v kontrolním výpočtu. Nejvíce byl rozdíl patrný u krouticího momentu k ose A, ve kterém se promítla setrvačnost hmoty tělesa osy A. Následující tabulky přehledně shrnují provedené výpočty.

Tab. 7 Shrnutí zatížení

Zatížení	Návrhové	Skutečné
Celková síla k ose C axiální [N]	1728,190	1784,905
Celková síla k ose C radiální [N]	1728,190	1784,905
Celková síla k ose A axiální [N]	1112,237	1112,237
Celková síla k ose A radiální [N]	1728,190	2024,255
Celkový ohybový moment k ložisku osy C [Nm]	67,613	74,009
Celkový krouticí moment k ose C [Nm]	85,218	85,133
Celkový krouticí moment k ose A [Nm]	140,359	208,608

**Zhodnocení pohonů**

Potřebný výkon motoru pro osu C:

- úhlová rychlost otáčení osy C: $\omega_C = 3,297 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$
- krouticí moment k ose C: $M_{kC} = 85,133 \text{ Nm}$

$$P_C = M_{kC} \cdot \omega_C = 85,133 \cdot 3,297 = \underline{280,683 \text{ W}}$$

Potřebný výkon motoru pro osu A:

- úhlová rychlost naklápění osy A: $\omega_A = 2,094 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$
- krouticí moment k ose A: $M_{kA} = 208,608 \text{ Nm}$

$$P_A = M_{kA} \cdot \omega_A = 208,608 \cdot 2,094 = \underline{436,826 \text{ W}}$$

Tab. 8 Shrnutí parametrů motorů (z kapitoly 5.4.4)

Osa	M_k [Nm]	P [W]	Motor	M_k stat. [Nm]	M_k stat. [Nm]	P [W]
C	85,133	280,683	TMM0210-150-3TBN	136	103	554
A	208,608	436,826	TMM0291-150-3TBN	291	222	890

Z Tab. 8 plyne, že parametry zvolených motorů plně odpovídají vypočítanému skutečnému zatížení. Jak bylo uvedeno v kapitole 5.4.5, spočítaný krouticí moment k ose A neuvažuje momentové působení od řezné síly. Tudiž na daném zařízení by se nemělo obrábět tehdy, kdy řezná síla působí na největším ramenní, tedy na konci obrobku. Krouticí momenty by vycházely větší a motor, který by je dokázal vyvinout sice je v nabídce firmy Etel, ale svými rozměry by zabíral hodně zástavbového prostoru. Rozměry stolu by se tedy zvětšily a nemusel by se vejít do pracovního prostoru frézovacího centra.

Hmotnost zařízení

Uvedené hodnoty jsou ze systému PRO/E při hustotě oceli $7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Některé součásti v konstrukci nejsou ocelové, ale byly počítány s hustotou oceli. Do celkové hmotnosti není započítána hmotnost spojovacího materiálu. Hmotnost nebyla počítána pro paletovou desku, byla by obdobná, nebo zanedbatelně vyšší oproti desce s T-drážkami.

- hmotnost levého uložení: $m_L = 106 \text{ kg}$
- hmotnost pravého uložení s pohonem: $m_P = 286 \text{ kg}$
- hmotnost tělesa naklápěcí osy včetně rotační jednotky: $m_A = 93 \text{ kg}$
- hmotnost upínací desky: $m_D = 5,44 \text{ kg}$

$$m_{\text{stolu}} = m_L + m_P + m_A + m_D = 106 + 286 + 93 + 5,44 \approx \underline{490 \text{ kg}}$$

Hmotnost stolu bez obrobku je o 139 kg těžší než požadovaná hmotnost 351 kg.

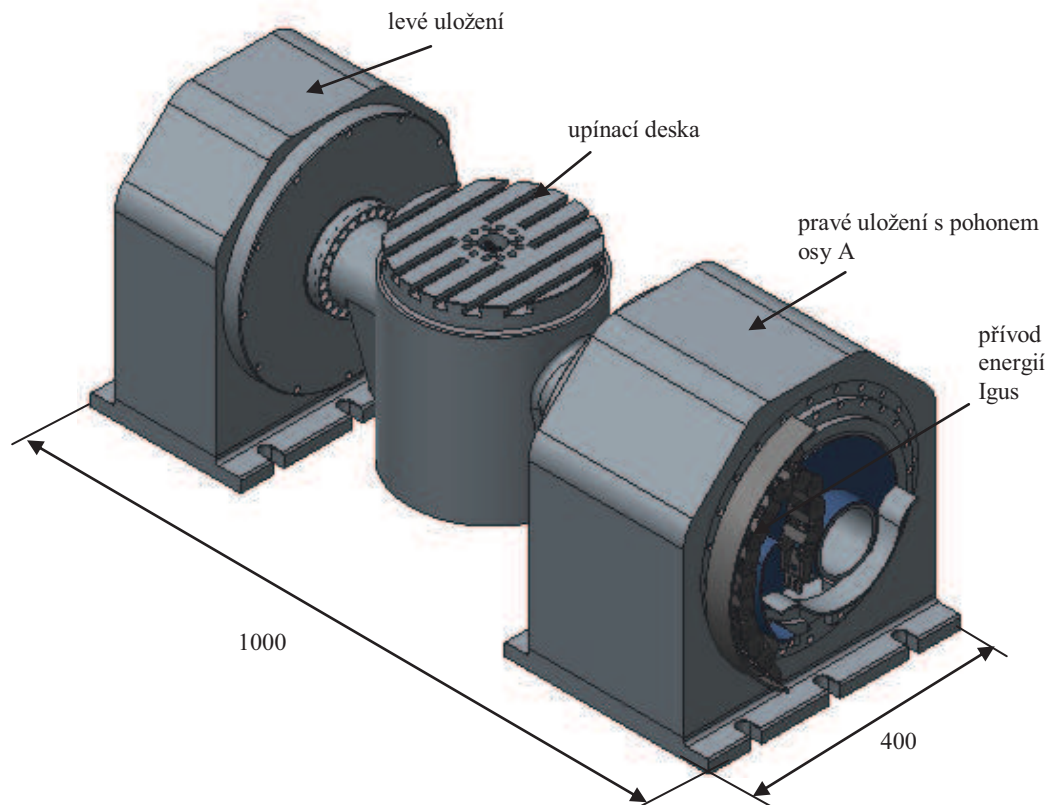


5.5 Popis řešení

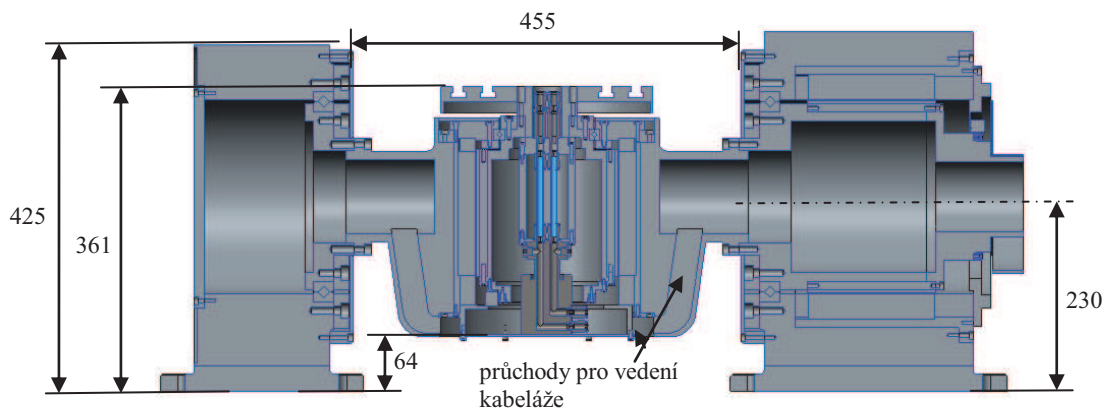
V této kapitole budou popsány dosažené výsledky konstrukčního procesu a funkce jednotlivých konstrukčních uzlů. Po získání konstrukčních dat z výpočtů byl proveden návrh celého zařízení V programu Creo Parametric (PRO/Engineer) 3D byl vyhotoven model celého zařízení a na základě něj se vytvořil výkres sestavy. Pro návrhové účely model nebyl řešen zcela do detailu. Zejména pak v něm není kabeláž a hadice, protože modul programu Creo pro vytváření kabeláže nebyl v použité verzi dostupný a modelování jednotlivých kabelů by bylo neefektivní a podstatně by znesnadnilo tvorbu sestavy. Proto obrázky týkající se rozvodů budou v této kapitole obsahovat jen příslušné přípojky. Avšak symbolické znázornění vedení kabelů je provedeno na výkrese sestavy.

5.5.1 Celkové řešení

Celé zařízení se skládá z jednotky pravého a levého uložení, mezi kterými je vložen rám naklápěcí osy. V tomto rámu je zabudována jednotka rotační osy. Na výstupní konec jejího hřídele je upevněna upínací deska, popř. paletová deska. Ve středu desky je otvor, ve kterém se nacházejí přípojky pro přívod tlakového vzduchu. V pravém uložení je umístěn pohon naklápěcí osy a přívody energií. Velký vnitřní průměr rotoru momentového motoru zajišťuje dostatečný prostor pro vedení kabeláže středem naklápěcí osy. Všechny součásti těles pohybových os byly konstruovány jako odlitky. Celkový pohled a rozměry zařízení jsou na Obr. 66. Detailní popis konstrukčních uzlů stolu se nachází v přílohách A – C.

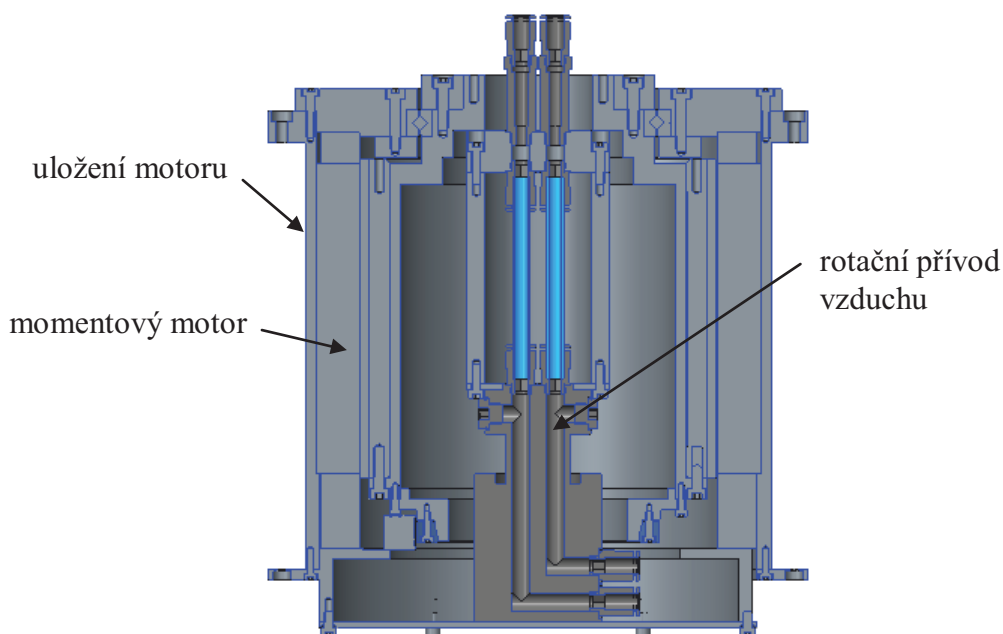


Obr. 66 Celkový pohled na rotačně sklopný stůl

*Obr. 67 Pohled v řezu*

5.5.2 Uložení motorů

Kvůli úspoře místa byl pro osu C volen motor odpovídajícího výkonu s co nejmenším průměrem. Firma ETEL nabízí několik variant svých motorů. Motory chlazené vodou jsou osazeny chladicím prstencem, který současně slouží jako příruba pro upevnění do konstrukce, avšak tento zvětšuje průměr motoru a navíc další prostor zabírají také přípojky pro chladicí kapalinu. Pro účel této práce byly zvoleny motory chlazené vzduchem, které tento prstenec postrádají, a tedy se vyznačují menším průměrem statoru. To však s sebou nese nevýhodu v podobě složitějšího způsobu montáže. Jelikož motor nemá žádné upevňovací prvky, výrobce nabízí dvě varianty upevnění. Buď pomocí svěrného mechanismu, nebo vytvoření vlastního tělesa, do kterého bude motor přilepen. V konstrukci byla zvolena druhá varianta. Bylo vytvořeno jednoduché uložení s přírubou, do které je motor přilepen a celé uložení je pak prostřednictvím ní namontováno do příslušného tělesa pohybové osy. Typ speciálního lepidla a technologičnost postupu uvádí ETEL ve svém manuálu viz [54].

*Obr. 68 Uložení momentového motoru v ose C*



5.5.3 Přívod médií

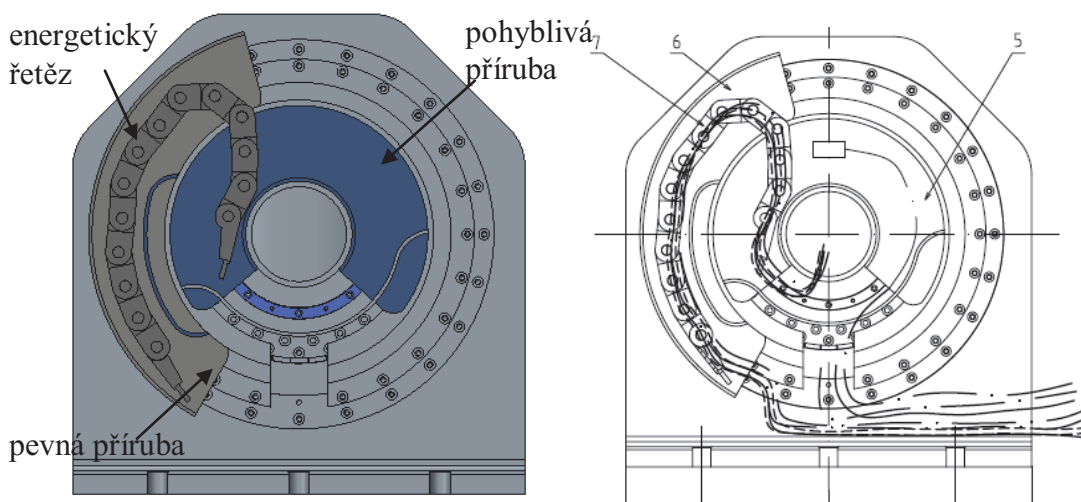
Dalším úkolem bylo vyřešit přívod energií do tělesa naklápací osy. Jelikož při provozu stroje je osa v pohybu, bylo nutné zajistit přívod kabelů a hadic tak, aby při pohybu nedocházelo k jejich kroucení. Vhodným a levným řešením je použití energetického řetězu. Firma Igus nabízí širokou škálu řešení pro pohyblivé přívody kabeláže a hadic. Z katalogu [50] bylo vybráno řešení „RBR“ – Reverse bending radius. Toto v sobě zahrnuje energetický řetěz a dvě příruby s vysokým lemem, který slouží jako vedení řetězu. Principem je, že pohyblivá příruba je namontována na rotující hřídeli a na ní je připevněn koncový článek řetězu. Pevná příruba je přimontována pevně na tělese zařízení a je osazena nepohyblivým koncem řetězu. Při rotaci hřídele se začne řetěz pohybovat v dráze vymezené lemy přírub. Takto je zajištěno, že řetěz nebude vykonávat nepředvídatelné pohyby a budou dodrženy minimální poloměry ohybu kabelů a hadic. V místě rotace hřídele jsou tedy kabely napevno a nedochází tak k jejich kroucení. Středem rotoru momentového motoru a posléze otvory a vybráními v tělese naklápací osy se pak kabely vedou k jednotlivým zařízením v ose. Vhodné by bylo kabely v tělese připevnit úchytkami, tato možnost však nebyla uvažována. Uvedené řešení znázorňuje Obr. 69.

Z katalogu Igus byl volen takový řetěz, aby zabíral co nejmenší prostor a současně byl schopen dodržet poloměry ohybu příslušných kabelů a hadic. Řetězem vede pět vodičů.

- vodič od snímací hlavy SiGNUM [51] - \varnothing 4,8 mm, poloměr ohybu 50 mm,
- vodič od teplotního čidla motoru Etel [54]: \varnothing 7 mm, poloměr ohybu 42 mm,
- napájecí kabel motoru Etel [54]: \varnothing 10 mm, poloměr ohybu 50 mm,
- 2x pneumatická hadice Festo: \varnothing 8 mm, poloměr ohybu neznámý.

Dle konfigurátoru na webových stránkách [50] výrobce byl vybrán řetěz typu 10.025.048.0 a k němu rozměrově náležející RBR systém.

Tímto způsobem je tedy vyřešen pohyblivý přívod médií.



Obr. 69 Energetický řetěz Igus (vlevo), znázornění kabeláže (vpravo)



5.5.4 Odměrování

Pro zjišťování úhlu natočení bylo nutné každou z os osadit odměrováním. Protože je nutné, aby jednotlivé osy měly průchozí hřídele, z důvodu dodávky energií je vhodné vybrat rotační odměrovací systém, který má průchozí pohyblivou část (prstenec). Požadované zařízení musí vykazovat nízký moment setrvačnosti a obsazovat malý zástavbový prostor. Po studiu katalogů byl vybrán optický inkrementální rotační snímač typu SiGNUM RESM od firmy Renishaw [51]. Skládá se z odměrovacího kotouče, snímací hlavy a z interface pro komunikaci s řídicím systémem. Odměrovací kotouče firma nabízí ve velkém rozsahu průměrů. Byly vybrány takové, které nejlépe odpovídají zástavbovému prostoru rotačně sklopného stolu. Odměrovací kotouč se připevní na hřídel pohybové osy a do přesně stanovené vzdálenosti od vnějšího obvodu kotouče, na kterém jsou vyznačeny značky pro snímání je umístěna optická snímací hlava. Z této putuje signál nesoucí informaci o natočení do interface, kde je upraven pro řídicí systém.

Pomocí konfigurátoru firmy Renishaw byly pro jednotlivé osy vybrány následující produkty [51]:

Pro obě osy:

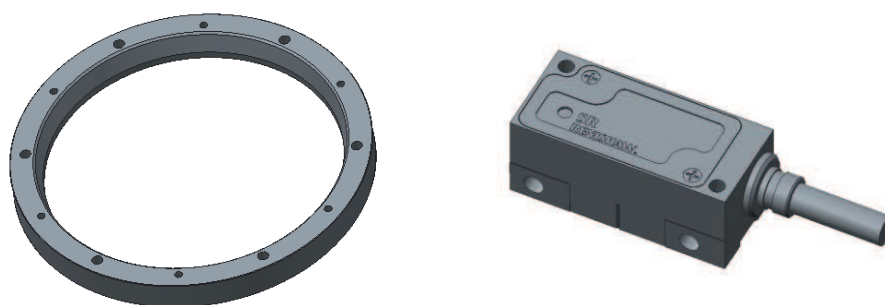
- snímací hlava: SiGNUM SR050A
- interface: SiGNUM SI-NN-0020-12-0FN-403-003

Osa C:

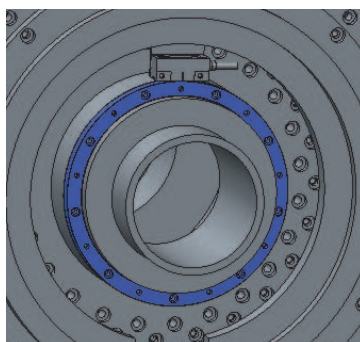
- kotouč: RESM 20USB115 – vnější průměr 115 mm, vnitřní průměr 95 mm

Osa A:

- kotouč: REST20USA150 – vnější průměr 150 mm, vnitřní průměr 130 mm



Obr. 70 Kotouč RESM (vlevo), čtecí hlava (vpravo)



Obr. 71 Umístění odměrování v ose naklápění



5.5.5 Přívod vzduchu

Samostatným problémem a jedním z hlavních cílů bylo vyřešit přívod vzduchu vnitřkem stolu ke středu upínací desky. Přívod pneumatických hadic je realizován dle řešení uvedeného výše. Z rešerše vyplynulo jako vhodné řešení pohyblivého přívodu vzduchu pomocí rotační ho rozvodu. Po studiu katalogů bylo vybráno řešení firmy FESTO, protože přívod vzduchu je její hlavní doménou a navíc ve frézovacím centru MCV jsou použity rozváděče, ventily a hadice od této firmy. Hlavní prioritou při výběru bylo dodržení stejné jmenovité světlosti přívodních hadic a jim příslušných přípojek. Dle katalogu FESTO [49] byla zvolena jmenovitá světlost 6 mm, to odpovídá hadici o vnějším průměru 8 mm.

Dále bylo uvažováno, zdali zvolit jednocestný nebo vícecestný přívod. Protože, jak bude popsáno v následující kapitole, v celkovém řešení stolu je užíváno dvojího druhu upínacích desek. Pokud by byla používána pouze paletová deska, byl by potřeba pouze jednocestný přívod, protože k použitému paletizačnímu systému je třeba vést pouze tlakový vzduch pro odepínání palet, které jsou zpětně upínány pružinou. Vzduch obecně není potřeba vracet, provede se výfukem na rozvaděči. Ale pokud je třeba užít klasické upínací desky s T-drážkami, na které bude upevněn jednoúčelový přípravek ovládaný pneumaticky, je vhodnější použít dvoucestný rozvod. Předpokládám, že možný přípravek bude v sobě obsahovat dvojčinné píсты. Jeden přívod bude ovládat upínání a druhý odepínání obrobku.



Obr. 72 Rotační přívod FESTO GF 1/8-2 [49]

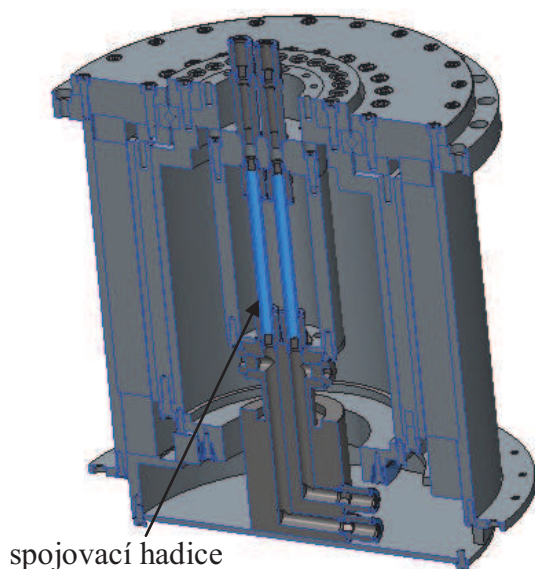
Z katalogu výrobce byl vybrán dvoucestný rotační rozdělovač GF-1/8-2 se jmenovitou světlostí 6 mm a trubkovým závitem 1/8 viz Obr. 72. Tento typ sice není z hlediska upevnění do tělesa rotační osy zcela nejideálnější řešení, ale rozměrově je do konstrukce velmi vhodný, protože vzhledem ke stísněným podmínkám má výhodnou polohu přívodních otvorů. Tyto jsou umístěny radiálně nad sebou a vývod na přírubě je v axiálním směru, což je nutné pro realizování přívodu.

Protože rotační rozvod svou výškou nedosahuje až k upínací desce, byly uvažovány dvě varianty. V první variantě se nabízelo upevnit rozvod na vyvýšený spojovací člen, který by přiblížil přírubu až k upínací desce. Celý rozvod by se pak nacházel ve vnitřním průměru hřídele rotační osy. Od tohoto bylo však upuštěno. Vzhledem k použitému typu nástrčných přípojek (Festo QuickStar) a faktu, že jsou hadice na přívodu umístěny radiálně, by docházelo k velkému ohybu hadic a jejich možnému poškození od rotující hřídele.

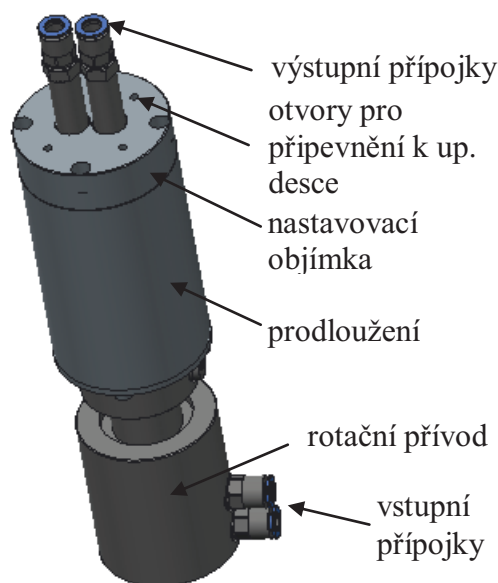
Byla proto zvolena druhá varianta znázorněná na Obr. 74. Přívod je připevněn dvěma šroubky ke spodnímu uzavíracímu víku rotační osy a zbývající výška je nahrazena nastavovacím členem, který je dutý a mohou jím vést hadice až k upínací dece.



Nastavovací člen je k přírubě rozvodu přišroubován přes nastavovací víčko. V přírubě jsou na vývodech nástrčné přípojky, na které jsou napojeny hadice, které vedou k horní části nastavby, kde je umístěna další nastavovací objímka osazená z obou stran také přípojkami. Nastavovací objímka je šroubky spojena s upínací deskou, takto je zajištěn rotační pohyb. Hadice uvnitř by měly být o trochu delší, než je znázorněno, aby šla celá nastavba smontovat. Na výstupu nastavovací objímky jsou nástrčné přípojky zašroubovány v prodlužovacích členech firmy Festo, které doplní zbývající vzdálenost k čelu upínací desky. Konce přípojek jsou vyvedeny v otvoru průměru 32 mm přibližně 7 mm pod upínací plochou, aby nebyly ohroženy poškozením od obráběcího procesu či manipulaci s obrobky na upínací desce. I takto jsou pro obsluhu a napojení hadic dobře dostupné.



Obr. 73 Upevnění přívodu v rotační ose

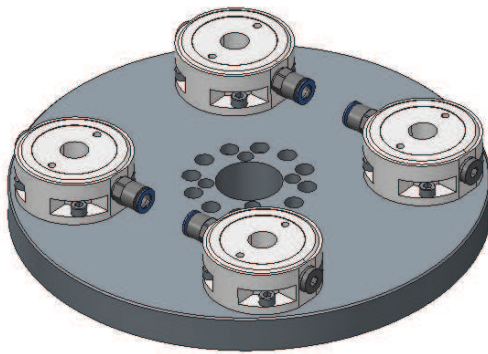


Obr. 74 Rotační přívod s nástavcem

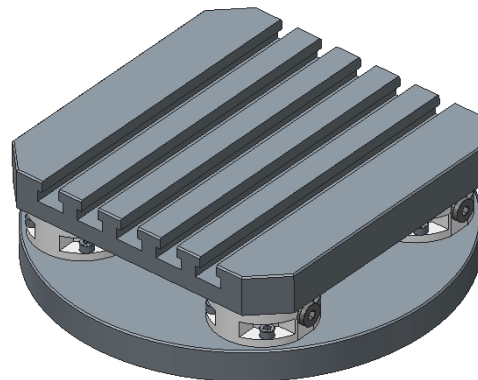
Velmi podobné vlastní řešení nabízí a ke svým otočně sklopným stolům dodává firma Kitagawa, viz [53]. Další zobrazení přívodu v příloze D.

5.5.6 Paletizace

Jak bylo uvedeno výše, dalším úkolem bylo vyřešit možnost realizace paletizace na rotačně sklopném stole. Řešení v této práci nabízí dvě možné varianty. První varianta je užití klasické upínací desky s T-drážkami, na které bude pneumaticky ovládaný přípravek. V upínací desce je uprostřed průchozí otvor, ve kterém se nacházejí přípojky přívodu vzduchu, které se otáčejí spolu s deskou. Takto lze realizovat automatickou výměnu obrobků robotem, kdy tento bude osazen jednoúčelovým, nebo univerzálním koncovým efektoem a přes řídicí systém tak bude moci ovládat odepínání obrobku. Druhá varianta využívá systém výměnných technologických palet, kdy upínání palety bude realizováno pneumaticky. Výrobci paletizačních systémů nabízí nepřehledné množství řešení. Z hlediska úspory prostoru bylo vybráno řešení v podobě Zero-point systému upínání palet od firmy Jergens. Princip je jednoduchý. Místo klasické upínací desky se na hřídel rotační osy upevní deska, na které jsou instalovány čtyři upínací moduly, do nichž s vysokou přesností zapadají jim příslušné čepy na paletě. Tento systém má výhodu v malém zástavbovém prostoru. Upínací moduly jsou ovládané pneumaticky – tzn. upnutí proběhne pomocí pružiny a odepnutí pomocí tlakového vzduchu.



Obr. 75 Řešení upínání palet



Obr. 76 Upnutá paleta

Z katalogu Jergens [26] byl vybrán typ K5, který se vyznačuje malými rozměry (průměr modulu 64 mm), snadnou dostupností pneumatické přípojky a je možno ho přímo připevnit na paletovou desku o zvoleném průměru 250 mm. Na Obr. 75 je znázorněno rozmístění upínacích modulů na paletové desce dle vlastního řešení. Další detaily v příloze D.

5.6 Konečná specifikace

Výsledkem celého konstrukčního procesu je rotačně sklopný stůl s parametry dle Tab. 6. Zařízení má zajištěno přívod tlakového vzduchu středem desky. Stůl může využívat jak klasickou upínací desku s T-drážkami v kombinaci s pneumatickým upínacím přípravkem, tak tuto desku lze vyměnit za desku s pneumaticky ovládaným Zero-point systémem firmy Jergens a realizovat tak automatickou výměnu palet.

Tab. 9 Konečná specifikace otočně sklopného stolu

PARAMETR		ROZMĚR
Rozměry stolu (š x h x v)	[mm]	1000 x 400 x 425
Maximální rozměr obrobku (válec), (d x h)	[mm]	Ø 200 x 200
Průměr upínací desky	[mm]	250
Pracovní tlak vzduchu	[MPa]	0,6
Úhel naklápění (Osa A)	[°]	180
Úhel otáčení (Osa C)	[°]	360
Čas naklápění (Osa A) o 90°	[s]	1,5
Čas otočení (Osa C) o 90°	[s]	0,8
Otáčky osy A	[min ⁻¹]	20
Otáčky osy C	[min ⁻¹]	37,5
Hmotnost stolu bez obrobku	[kg]	490



6 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Jelikož rotačně sklopný stůl není určen ke komerční výrobě, ale bude využíván pouze pro výzkumné účely, není provedeno posouzení užité hodnoty stroje. Následující analýza vyjadřuje hrubý odhad ceny konstruovaného zařízení a má za úkol ho porovnat s obvyklou cenovou nabídkou rotačně sklopných stolů od firmy Kovosvit MAS. Na základě rozeslaných poptávek byly obdrženy obvyklé ceny níže uvedených produktů bez DPH. Podařilo se kontaktovat všechny výrobce, až na firmu Jergens, od které se nebyly obdrženy informace o ceně paletizačního systému. Do celkové hodnoty zařízení nejsou započítány ceny jednotlivých šroubení, pneumatických spojek, hadic a spojovacího materiálu. Dále nejsou zahrnuty náklady na pořízení řídicí techniky pro celé zařízení a náklady na její instalaci. O tyto položky pak může výsledná hodnota narůst. Cena výroby odlévaného rámu stroje byla pouze odhadnuta. Kurz pro přepočítání cen z EUR na CZK je stanoven dle kurzovního lístku ČNB ke dni 20. 5. 2013 na 26,120 CZK/EUR.

Tab. 10 Cenová kalkulace rotačně sklopného stolu

Název	Typ	Výrobce	Cena/ks [EUR]	Cena/ks [CZK]	ks	Cena [CZK]
Torque motor	TMM0210-150-3TBN	Etel SA	3000,00	78 360,00	1	78 360,00
Torque motor	TMM0291-150-3TBN	Etel SA	4000,00	104 480,00	1	104 480,00
Ložisko	SX01 1820	Schaeffler	290,00	7 574,80	1	7 574,80
Ložisko	SX01 1840	Schaeffler	890,00	23 246,80	2	46 493,60
Kotouč RESM	RESM20USB115	Renishaw	-	26 675,00	1	26 675,00
Kotouč REST	REST20USA150	Renishaw	-	23 628,00	1	23 628,00
Čtecí hlava SIGNUM	SR050A	Renishaw	-	11 186,00	2	22 372,00
Interface SIGNUM	SI-NN-0020-12-0FN-403-003-3	Renishaw	-	17 900,00	2	35 800,00
Rotační rozdělovač	GF-1/8-2	Festo AG	-	4 940,00	1	4 940,00
Energetický řetěz (13 čl.)	10.025.048.0	Igus	-	280,00	1	280,00
Koncovky e. řetězu (2x)	10.25.34PZ	Igus	-	120,00	1	120,00
Rám stolu (odlitky)	-	-	-	100 000,00	-	100 000,00
CELKEM						450 723,00

Pro frézovací centrum MCV-754 QUICK výrobce dodává rotačně sklopné stoly od firem Kitagawa a Hofmann Mess und Teiltechnik. Na základě konzultace s obchodním zástupcem firmy Kovosvit MAS byla obdržena jejich hrubá obvyklá cena **1 250 000,- Kč** bez DPH včetně instalace, která je přibližně stejná pro oba uvedené dodavatele rotačně sklopných stolů.

Z uvedeného plyne, že po přičtení zbývajících nákladů (a v případě realizace rámu stroje v podobě svařence), by bylo možno dosáhnout i nižší ceny konstruovaného zařízení než nabízí firma Kovosvit MAS – odhaduji do **800 000,- Kč** bez DPH.



7 ZÁVĚR

Tato práce je koncipována jako teoretický konstrukční návrh otočně sklopného stolu pro tříosé frézovací centrum Kovosvit MAS MCV-754 QUICK.

Úvod rešeršní části práce podává stručný přehled o problematice otočně sklopných stolů, jejich principů pohonů a popisuje jejich jednotlivé konstrukční uzly. Druhá část rešerše se věnuje popisu přívodu energií do pohyblivých částí zařízení a způsobům realizování paletizace jak obecně, tak ve vztahu k otočně sklopným stolům. Od znalostí, získaných z rešerše, se odvíjela konstrukční část práce.

Jako optimální konstrukční varianta, vzhledem k zástavbovému prostoru byla vybrána verze stolu s čelem upínací desky nad osou naklápění. Jako pohon byly zvoleny prstencové motory firmy Etel. Nejdříve se vyhotovila počáteční specifikace zařízení, která koresponduje se vstupními údaji (zástavbový prostor, pojezdy os, atd.) z cílového frézovacího centra. Poté byl proveden návrhový výpočet, na jehož základě s uvažováním požadavku na malý zástavbový prostor, byly vybrány příslušné motory a ložiska (se zkříženými valivými členy firmy Schaeffler). Kontrolním výpočtem byla počáteční data ověřena. Všechny tyto výpočty vyšly a dané pohony a ložiska vyhovují příslušnému zatížení. Dále byl vyhotoven konstrukční návrh rámu stroje, jehož výstupem byl 3D model a výkres sestavy celého zařízení. Návrh rámu, který je pro jednoduchost realizován jako odlitek, probíhal především s ohledem na technologičnost konstrukce jeho klíčových částí (tzn. uložení ložisek, motorů, odměřování), protože tyto aspekty byly dány výrobcí nakupovaných zařízení. Pro teoretický nástin zařízení nebylo požadavkem vypracovat pevnostní výpočty rámu. Prioritou bylo, aby se zařízení do daného frézovacího centra vešlo a byly splněny úkoly popsané níže.

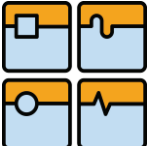
Otočně sklopný stůl je navržen bez brzdného systému, protože na tomto zařízení se bude obrábět především kontinuálně. Avšak vypočtené momenty nedosahují hodnot statického momentu motorů, proto je tedy možné, v případě potřeby, na tomto zařízení držet pohybové osy v dané poloze pouze pomocí statického momentu motorů.

Jedním z cílů práce bylo vyřešit přívod hadic a kabeláže do pohybující se naklápěcí osy stolu. Dosažení korektního přívodu je realizováno energetickým řetězem firmy Igus v součinnosti s RBR systémem téže firmy, situovaným na tělese pravého uložení stolu.

Dalším úkolem bylo zajistit pohyblivý přívod tlakového vzduchu do středu upínací (paletové) desky. Tento problém byl vyřešen nasazením rotačního rozdělovače firmy Festo společně s vlastním konstrukčním řešením prodloužení jeho dosahu až k upínací desce. Rotační rozdělovač tedy zajišťuje pohyblivý přívod vzduchu. Ve středovém otvoru desky se nacházejí dvě nástrčné přípojky, na které je možno připojit přívodní hadice k předpokládanému upínacímu přípravku nebo paletizačnímu, pneumaticky ovládanému systému (v případě použití paletové desky).

Jelikož se počítá s využitím stolu pro automatickou výměnu obrobků pomocí průmyslového robotu, může být stůl osazen dvěma druhy upínacích desek. První možností je užití kruhové upínací desky s T-drážkami (velikost 14). Na této může být připevněn pneumaticky ovládaný přípravek a robot může přes řídicí systém, pomocí vzduchu přivedeného rotačním přívodem, ovládat odepínání obrobku. Daná deska má výšku od čela unášecí hřídele rotační osy po upínací plochu 35 mm. Toto spolu s konstrukčním řešením tělesa naklápěcí osy vede ke zmenšení výšky obrobku nebo rozsahu pojezdu Z osy o 11 mm.


Druhou možností je užití otočné paletové desky, osazené pneumaticky ovládaným systémem upínání technologických palet. Pro svou jednoduchost a relativně malý zástavbový prostor byl vybrán princip Zero-point systému od firmy Jergens. Tento se

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 77
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

vyznačuje malým průměrem a nízkou výškou upínacích modulů (byl vybrán nejmenší nabízený typ). Použití otočné paletové desky s tímto upínacím systémem ve vztahu s navrženou paletou však i přes malý zástavbový prostor vede ke zmenšení výšky obrobku nebo pojezdu v ose Z o 39 mm.


Všechny výše uvedené cíle se podařilo realizovat. Výsledné zařízení se svými rozměry vejde do frézovacího centra a odpovídá vstupním požadavkům. Byl splněn požadavek na ovládání upínání tlakovým vzduchem. Volbou motorů chlazených okolním vzduchem byl dodržen požadavek, aby se nenakupovala přídavná zařízení. Po finanční stránce byla, na základě poptávek od výrobců, odhadnuta hrubá cena zařízení do 800 000 Kč bez DPH včetně instalace. Což je méně než nabízí firma Kovosvit MAS s cenou 1 250 000 Kč bez DPH včetně instalace.

Jediné co se nepodařilo splnit, je celková hmotnost zařízení. Užitím odlitek a ne striktně dodrženou jejich technologií návrhu jsou obě uložení osy A zdrojem nadbytečné hmotnosti. Obzvláště levé uložení je značně předimenzované. Pro zmenšení hmotnosti a případné relativní zlevnění konstrukce doporučuji pro rám stroje užít svařence, či užití lehčích konstrukčních materiálů. Kompletní detailní realizace návrhu otočně sklopného stolu vyžaduje konkrétnější pevnostní výpočty, posouzení tuhosti a optimalizace pomocí MKP z hlediska dynamiky, statiky vibrací a teploty. A jako výchozí teoretický základ pro tento účel může sloužit tato práce.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 78
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

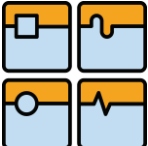
- [1] Zimmermann: Propagační materiály [online] [cit. 3. 6. 2012]. Dostupné z WWW: http://www.f-zimmermann.com/fileadmin/Mediendatenbank/Subnavi/Produkte/Fr%C3%A4sk%C3%B6pfe/Fr%C3%A4sk%C3%B6pfe_PDF/Flyer_VH20_e.pdf
- [2] Kolébkový stůl HAAS TR160Y [online] [cit. 3. 6. 2012]. Dostupné z WWW: http://www.haascnc.com/lang/details.asp?ID=TR160Y&intLanguageCode=1029&webid=ROTARY_5AXIS_TRUNNION#RotaryTreeModel
- [3] SEDLÁŘ, R. *Konstrukce rotačního upínacího stolu 3osé frézky*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta technologická, 2011. 111 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Dvořák, CSc.
- [4] HANZLÍK, A. *Konstrukce naklápacího otočného stolu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 87 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [5] MAREK, J. *Konstrukce CNC obráběcích strojů. Speciální vydání*, MM Průmyslové spektrum. MM publishing, 2006, ISSN 1212-2572
- [6] BALÁK, P. *Kolébkový stůl pro 4. osu CNC frézky Charlyrobot 2U*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010 Vedoucí bakalářské práce Ing. Vladimír Čudek
- [7] Walter – präzision: *Walter TANI* [online] [cit. 9. 6. 2012]. Dostupné z WWW: http://walter-precision.de/tl_files/wap/others/pdfs/walter_tani_evolution.pdf
- [8] NIKKEN: *Rotary tables* [online] [cit. 10. 6. 2012]. Dostupné z WWW: <http://www.lyndexnikken.com/products-viewprd-products-300mm-back-side-motor,-rotary-table-for-Fanuc-motor-1287p6557.htm>
- [9] FIBRO GmbH. [online] [cit. 10. 6. 2012]. Dostupné z WWW: www.fibro.de
- [10] Motion index drives [online] [cit. 11. 6. 2012]. Dostupné z WWW: <http://www.motionindexdrives.com>
- [11] EUROMA [online] [cit. 11. 6. 2012]. Dostupné z WWW: http://www.wainbee.com/suppliers/Euroma/Hirth_Indexing_TH350.pdf
- [12] HAAS Automation, Inc. [online] [cit. 11. 6. 2012]. Dostupné z WWW: http://www.haascnc.com/lang/details.asp?ID=HRT210-&intLanguageCode=1029&webid=ROTARY_TBL_DUAL_SPINDLE#RotaryTremModel
- [13] Kovosvit MAS: *Vertikální obráběcí centra*. [online] [cit. 19. 6. 2012]. Dostupné z WWW: http://www.kovosvit.cz/_data_app_sections/downloads/cz/mcv_line_cz_p1-web.pdf

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 79
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [14] TYNTECH: *Otočně sklopné stoly*. [online] [cit. 19. 6. 2012]. Dostupné z WWW: <http://www.tyntech.cz/cnc_otocne_stoly/jednoose_dvouose/dvouose_se_zvetsenym_rozsahem_naklapani.html>
- [15] LYNDEX-NIKKEN: *Rotary tables* [online] [cit. 20. 6. 2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.lyndexnikken.com/products-viewprd-products-200mm-compact-tilting-rotary-table-for-Fanuc-motor-1317p6588.htm>>
- [16] LCM Italia: *Katalog LCM* [online] [cit. 20. 6. 2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.lcmitalia.it/download/File/L.C.M.%20Catalogo%20ITA-ENG%202010.pdf>>
- [17] UCAM: *CNC Rotary Production System* [online] [cit. 20. 6. 2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.ucamind.com/prod.php?id=3>>
- [18] Indiamart: *Products* [online] [cit. 21. 6. 2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.indiamart.com/ucam-pvtltd/products.html>>
- [19] Lehmann: *TF Rotary tables* [online] [cit. 21. 6. 2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.lehmann-rotary-tables.com/175/Products/1213/TF-fix-en/?oid=1261&lang=en>>
- [20] Lehmann: *Main catalog* [online] [cit. 21. 6. 2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.lehmann-rotary-tables.com/175/1107/Catalogs-serie-500/?oid=1496&lang=en>>
- [21] JENÍK, J. *Konstrukce osy C soustruhu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 50 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [22] ZVADA, P. *Deskripce rotačních náhonových soustav obráběcích strojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 34 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Blecha Ph.D.
- [23] GANRO: *Katalog* [online] [cit. 21. 6. 2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.ganro.com.tw/2012GANRO.pdf>>
- [24] ZEMČÍK, O. *Nástroje a přípravky pro obrábění. 1. vyd.*, Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2002. 193s. ISBN 80-214-2336-6
- [25] BORSKÝ, V. *Jednouúčelové a víceúčelové obráběcí stroje II. díl*, Vysoké učení technické v Brně, Brno, 1990. 200s. ISBN 80-214-0175-3
- [26] Jergensinc.com: *QUICK CHANGE FIXTURING* [online] [cit. 1. 5. 2013]. Dostupné z WWW:<http://www.jergensinc.com/site/templates/PDFs/JERGENS_QUICK_CHANGE_WEB_1011.pdf>
- [27] BORSKÝ, V. *Jednouúčelové obráběcí stroje I. díl*, Vysoké učení technické v Brně, Brno, 1989. 201s. ISBN 80-214-0031-5

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

- [28] NOVÁK, T. *Deskripce systémů automatické výměny obrobků u obráběcích center*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 31 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [29] ADAMEC, J. *Technologie automatizovaných výrob*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2006. 108 s. ISBN 80-248-0871-4
- [30] Amf.de: *Clamping and fixture Systems: Clamping pallet* [online] [cit. 28. 1. 2013]. Dostupné z WWW: <<http://www.amf.de>>
- [31] ROEHM.biz: *Röhm clamping heads: Hydraulic clamping head* [online] [cit. 28. 1. 2013]. Dostupné z WWW: <<http://www.roehm.biz/fileadmin/products/media/en/DC0000171.PDF>>
- [32] TJR.COM.TW: *CNC Dual Pallets Rotary table* [online] [cit. 29. 1. 2013]. Dostupné z WWW: <http://en.tjr.com.tw/products/index.php?type_id=53&top=0>
- [33] SCHUNK.COM: *VERO-S Systems for Standard Applications* [online] [cit. 29. 1. 2013]. Dostupné z WWW: <http://www.cz.schunk.com/schunk_files/attachments/VERO-S/pdf/PDF_neu/01_NSE_plus/00_VERO-S_NSE_Einleitung.pdf>
- [34] Igus.cz: *Igus Ready Chain: Sestavené energetické řetězy igus* [online] [cit. 29. 1. 2013]. Dostupné z WWW: <http://www.igus.de/wpck/default.aspx?PageName=app_E40_1&C=SK&L=cs>
- [35] UHLÍŘ, J. *Návrh dvouosé automatické univerzální frézovací hlavy osazené elektrovřetenem s aplikací pohonů Harmonic-Drive*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 96 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub.
- [36] Tecmeca-pacquet.com: *Rotating and swivelling unions* [online] [cit. 29. 1. 2013]. Dostupné z WWW: <<http://www.tecmeca-pacquet.com/rotating-and-swivelling-unions.html>>
- [37] ROEMHELD.COM: *Online catalogue* [online] [cit. 29. 1. 2013]. Dostupné z WWW: <<http://www.roemheld.com/en/roemheld.aspx?cmd=DETAILS&Article=9286105&csid=146&sm=Leitungen=4;>>
- [38] LYNDEN-NIKKEN.COM: *Rotary table catalogue for Mori-Seiki* [online] [cit. 29. 1. 2013]. Dostupné z WWW: <<http://www.lyndexnikken.com>>
- [39] Komaprecision.com: *Rotary table catalogue* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW: <<http://www.komaprecision.com/2013%20Literature/Rotary%20Tables/Tsudakoma%20Rotary%20Tables%202013,0%20LoRez.pdf>>
- [40] Schaeffler.com: *Crossed roller bearings* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW: <http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/publication/downloads_18/ksx_de_en.pdf>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 81
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [41] Kovosvit MAS: *Frézovací centrum MCV 754 QUICK* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW:<http://www.mtekovosvitmas.ru/_data_app_sections/downloads/ru/mcv%20quick_cz_rus_unor_09.pdf>
- [42] Etel.ch: *Documentation - Catalogues* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW:<http://www.etel.ch/documentation/users_manuals/torque_motor_sf>
- [43] RYGL, O. *Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 37 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, PhD.
- [44] SOLAŘ, M. *C osa u svislého soustruhu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Bradáč, PhD.
- [45] Walter-tools.blaetterkatalog.com: *Walter general catalogue 2012* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW:< <http://www.waltertools.blaetterkatalog.de/gc2012/en/>>
- [46] FIALA, A. *Přednášky z předmětu Řízení jakosti – přednáška č. 10. – učební text*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012.
- [47] Sandvik.coromant.com: *CoroKey 2010* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW:<http://www2.coromant.sandvik.com/coromant/downloads/catalogue/CZE/CoroKey_2010.pdf>
- [48] FOREJT, M., PÍŠKA, M. *Teorie obrábění, tváření a nástroje.*, Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2006. 225s. ISBN 80-214-2374-9
- [49] Festo.com: *Katalog výrobků* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW:<http://www.festo.com/cat/cs_cz/products>
- [50] Igus.cz: *IGUS (R) Energetické řetězy* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW:<<http://www.igus.cz/default.asp?PAGE=EnergyChains>>
- [51] Renishaw.cz: *Optické úhlové snímače* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW:<<http://www.renishaw.cz/cs/opticke-uhlove-snimace--6434>>
- [52] BŁAŻEJEWSKI, A., KWAŚNY, W., JĘDRZEJEWSKI, J., GIM, T-W. *Modeling thermal deformation of tilting rotary table with direct drive system.*, Journal of Machine Engineering, Vol. 10, No. 4, s 18-32, 2010. ISSN 1895-7595
- [53] Kitagawaeurope.com: *NC rotary table catalogue* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW:<http://www.kitagawaeurope.com/uploads/cat/NCR_E_S_2R-12_201109.pdf>
- [54] Etel.ch: *Torque motors* [online] [cit. 29. 4. 2013]. Dostupné z WWW:<http://www.etel.ch/documentation/users_manuals/torque_motors>

**9 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN**

D_c	- průměr frézy	[mm]
Z	- počet zubů frézy	[-]
κ_f	- úhel nastavení	[°]
L_c	- délka řezné hrany	[mm]
v_c	- řezná rychlost	[m.min ⁻¹]
a_{pmax}	- maximální hloubka záběru	[mm]
a_p	- hloubka záběru	[mm]
a_e	- šířka záběru	[mm]
γ_o	- ortogonální úhel čela	[°]
f_z	- posuv na zub	[mm]
$k_{c1.1}$	- měrný řezný odpor	[N.mm ⁻²]
m_c	- směrnice přímky	[-]
η	- účinnost stroje	[%]
P_c	- řezný výkon	[kW]
P_{MCV}	- výkon vřetena MCV 754 QUICK	[kW]
M_C	- krouticí moment na vřetení	[Nm]
M_{MCV}	- krouticí moment vřetena MCV 754 QUICK	[Nm]
M_f	- krouticí moment od řezné síly	[Nm]
M_{kd}	- krouticí moment od upínací desky	[Nm]
M_{ko}	- krouticí moment od obrobku	[Nm]
M_{kf}	- krouticí moment od řezné síly	[Nm]
M_{kA}	- celkový krouticí moment k ose A	[Nm]
M_{od}	- ohybový moment od upínací desky	[Nm]
M_{oo}	- ohybový moment od obrobku	[Nm]
M_{of}	- ohybový moment od řezné síly	[Nm]
M_{oC}	- celkový ohybový moment k ose C	[Nm]
n	- otáčky vřetena	[min ⁻¹]
v_f	- rychlost pracovního posuvu	[mm.min ⁻¹]
h_m	- střední tloušťka třísky	[mm]
k_c	- specifická řezná síla	[N.mm ⁻²]
F_c	- řezná síla	[N]
F_f	- řezná síla	[N]
d_o	- průměr obrobku	[m]
d_d	- průměr upínací desky	[m]
h_A	- vzdálenost od čela hřídele k ose naklápění A	[m]
h_{bezp}	- bezpečnostní vzdálenost mezi up. deskou a tělesem osy A	[m]
h_o	- výška obrobku	[m]
h_d	- výška upínací desky	[m]
h_{To}	- poloha těžiště obrobku	[m]
h_{Td}	- poloha těžiště upínací desky	[m]
g	- tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
ρ_{ocel}	- hustota oceli	[kg.m ⁻³]
m_d	- hmotnost upínací desky	[kg]
m_o	- hmotnost obrobku	[kg]
m_{rot}	- hmotnost rotoru motoru osy C	[kg]
m_h	- hmotnost hřídele osy C	[kg]
m_{ost}	- hmotnost ostatních součástí	[kg]

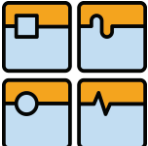


DIPLOMOVÁ PRÁCE

F_{G_0}	- tíhová síla od obrobku	[N]
F_{G_d}	- tíhová síla od upínací desky	[N]
F_A	- tíhová síla od hmoty tělesa osy A	[N]
F_{CA}	- celková axiální síla v ose C	[N]
F_{CR}	- celková radiální síla v ose C	[N]
F_{AA}	- celková axiální síla v ose A	[N]
F_{AR}	- celková radiální síla v ose A	[N]
F_{CA0}	- axiální síla v ose C při úhlu 0°	[N]
F_{CR0}	- radiální síla v ose C při úhlu 0°	[N]
F_{AA0}	- axiální síla v ose A při úhlu 0°	[N]
F_{AR0}	- radiální síla v ose A při úhlu 0°	[N]
F_{CA90}	- axiální síla v ose C při úhlu 90°	[N]
F_{CR90}	- radiální síla v ose C při úhlu 90°	[N]
F_{AA90}	- axiální síla v ose A při úhlu 90°	[N]
F_{AR90}	- radiální síla v ose A při úhlu 90°	[N]

10 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 2 Kolébkový stůl HAAS TR 160Y	12
Obr. 1 Frézovací hlava Zimmermann	12
Obr. 3 Standardní otočný stůl bez upínací desky Walter TANIH	14
Obr. 4 Speciální otočný stůl s upínací deskou a motorem vzadu NIKKEN	15
Obr. 6 Indexovací stůl se šnekem FIBROTOR	15
Obr. 5 Indexovací stůl s vačkou FIBROTOR	15
Obr. 7 Indexovací stůl s Hirthovým ozubením Euroma T.H.350	16
Obr. 8 Dvouvrhетенový otočný stůl HAAS HRT210-2	16
Obr. 9 Znázornění naklápěcí a rotační osy	17
Obr. 10 Stůl LCM BRS-TT	17
Obr. 11 Stůl LYNDX NIKKENØ 200mm	18
Obr. 12 Stůl HAAS TR210 Ø 210mm s upínací plochou pod osou	18
Obr. 13 Stůl HAAS TR160-2 Ø 160mm	19
Obr. 15 Produkční systém Lehmann	19
Obr. 14 Produkční systém UCAM	19
Obr. 17 Příklad stavebnicové koncepce Lehmann (řada TF)	20
Obr. 16 Stavebnicová koncepce	20
Obr. 18 Příklad jednostranného pohonu	20
Obr. 19 Šnekový převod rotační osy situovaný v naklápěcí ose stolu LCM	21
Obr. 20 Šnekové kolo v konfiguraci na otočném stole LYNDX-NIKKEN	21
Obr. 21 Stůl LCM s prstencovými motory	21
Obr. 22 Prstencový motor s vodním chlazením ETEL TMB	22
Obr. 23 Systém firmy KOMA	22
Obr. 24 Systém firmy EXACT	23
Obr. 26 Klasické provedení s integrovaným odměřováním	23
Obr. 25 Překřížené valivé elementy	23
Obr. 27 Radiální drážky	24
Obr. 28 Podélné drážky	24
Obr. 29 Upínací deska palety (Andreas Maier GmbH&Co.)	26
Obr. 30 Šroub a kuželový čep (Röhm)	27
Obr. 31 Systém zpevnění a polohování šroub – kuželový čep (TJR)	27
Obr. 33 Aplikace VERO-S (Schunk)	28
Obr. 32 Systém VERO-S (Schunk)	28
Obr. 34 Princip systému Zero-point (Andreas Maier GmbH&Co.)	28
Obr. 35 Energetické řetězy	29
Obr. 36 Schéma dvoucestného rotačního rozvodu	30
Obr. 40 Speciální řešení rozvodu v C ose frézovací hlavy	31
Obr. 38 Příklad užití v rotačním stole	31
Obr. 37 Šesticestný rozvod	31
Obr. 39 Hydraulické zapojení	31
Obr. 41 Frézovací centrum MCV-754 QUICK	32
Obr. 42 Letmé uložení naklápěcí osy s momentovými motory	35
Obr. 43 Oboustranné uložení se dvěma motory pro rotační osu	36
Obr. 44 Oboustranné uložení se šnekovými převody	36
Obr. 45 Oboustranné uložení s momentovými motory	37
Obr. 46 Pracovní prostor MCV-754 QUICK	39
Obr. 47 Fréza Walter Xtra-tec s příslušnou vbd	40

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

Obr. 48 Zatížení osy C při naklopení 0°	44
Obr. 49 Krouticí moment od řezné síly	44
Obr. 50 Zatížení při naklopení 90°	45
Obr. 51 Provozní diagram	48
Obr. 52 Moment setrvačnosti válce k ose otáčení	48
Obr. 53 Moment setrvačnosti válce k ose naklápění	49
Obr. 54 Ložisko se zkříženými valivými členy Schaeffler typu SX	51
Obr. 55 Momentový motor Etel řady TMM	52
Obr. 56 Rozměry TMM0210-150-3TBN	52
Obr. 57 Momentová charakteristika TMM0210-150-3TBN	53
Obr. 58 Rozměry TMM0291-150-3TBN	53
Obr. 59 Momentová charakteristika TMM0291-150-3TBN	53
Obr. 60 Zatížení při naklopení 90°	55
Obr. 61 Schéma křížového ložiska Schaeffler typu SX	60
Obr. 62 Volba koeficientu radiálního zatížení [40]	61
Obr. 63 Diagram limitního statického zatížení,	62
Obr. 64 Volba koeficientu dynamického zatížení	63
Obr. 65 Zatížení ložisek osy A	64
Obr. 66 Celkový pohled na rotačně sklopný stůl	68
Obr. 67 Pohled v řezu	69
Obr. 68 Uložení momentového motoru v ose C	69
Obr. 69 Energetický řetěz Igus (vlevo), znázornění kabeláže (vpravo)	70
Obr. 70 Kotouč RESM (vlevo), čtecí hlava (vpravo)	71
Obr. 71 Umístění odměřování v ose naklápění	71
Obr. 72 Rotační přívod FESTO GF 1/8-2	72
Obr. 74 Rotační přívod s nástavcem	73
Obr. 73 Upevnění přívodu v rotační ose	73
Obr. 76 Upnutá paleta	74
Obr. 75 Řešení upínání palet	74

11 SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

Tab. 1 Přehled výrobců	13
Tab. 2 Přehled vyráběných průměrů upínacích desek	24
Tab. 3 Parametry MCV-754 QUICK	33
Tab. 4 Počáteční specifikace otočně sklopného stolu	33
Tab. 5 Vyhodnocení kardinální metody	38
Tab. 6 Ekvivalentní frézy	40
Tab. 7 Shrnutí zatížení	66
Tab. 8 Shrnutí parametrů motorů	67
Tab. 9 Konečná specifikace otočně sklopného stolu	74
Tab. 10 Cenová kalkulace rotačně sklopného stolu	75



12 SEZNAM PŘÍLOH

- A – rozložená sestava osy C
- B – rozložená sestava pravého uložení (a pohonu) osy A
- C – rozložená sestava levého uložení osy A
- D – paletová a upínací deska
- E – finální render otočně sklopného stolu na upínací desce MCV

Přílohy na CD:

Elektronická verze diplomové práce	[soubor pdf]
Výkres sestavy otočně sklopného stolu	[soubor pdf]
3D model stolu s upínací deskou	[soubor stp]
3D model stolu s paletizací	[soubor stp]

Výkresy:

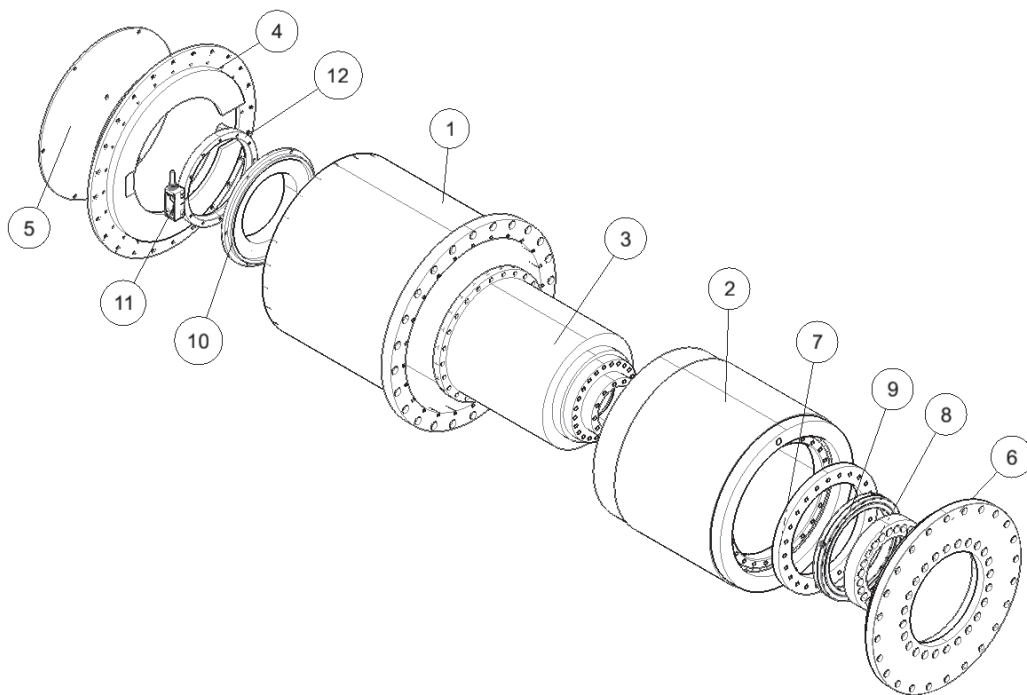
Sestava otočně sklopného stolu

číslo výkresu: OTS-00-00

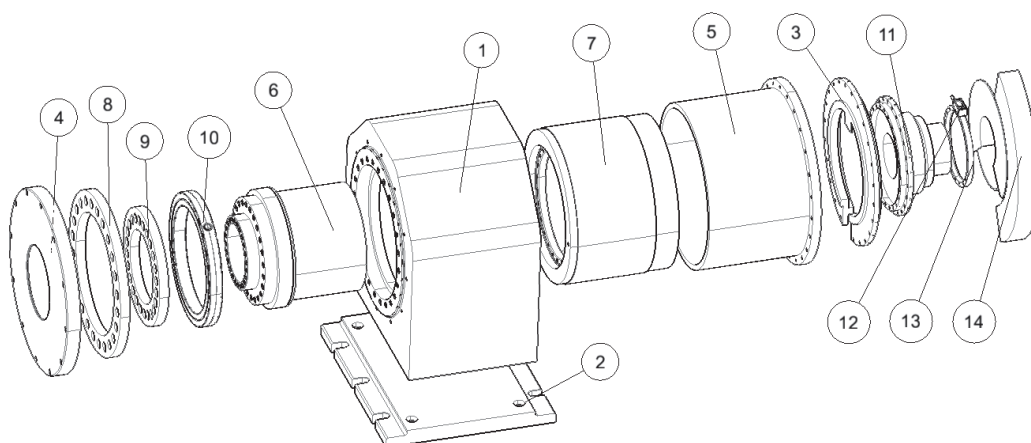


13 PŘÍLOHY

A – rozložená sestava osy C



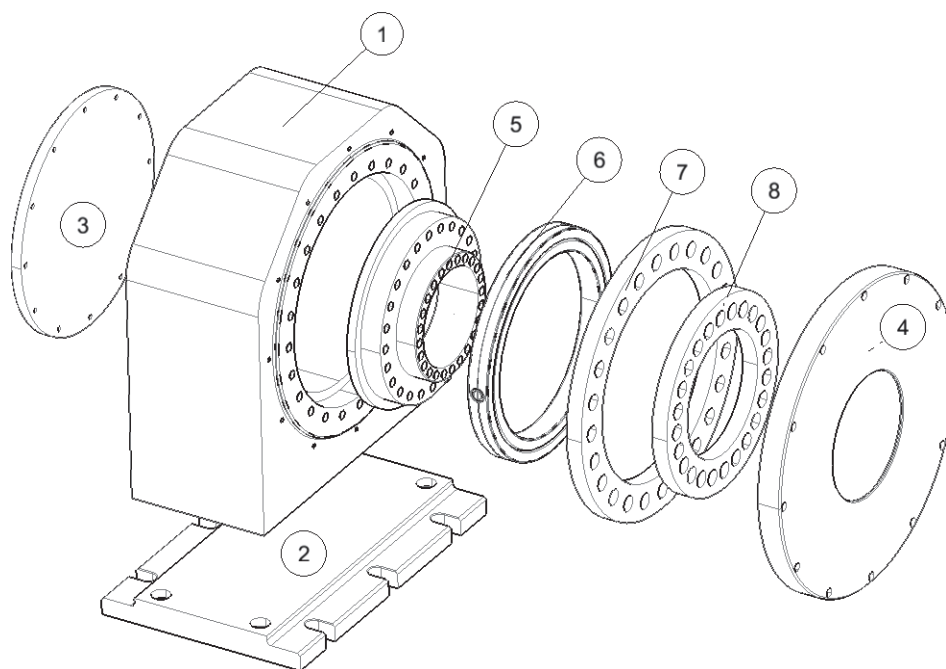
1 – uložení momentového motoru, 2 – momentový motor TMM0210-150-3TBN, 3 – unášecí hřídel osy C, 4 – zadní příruba tělesa osy C, 5 – uzavírací víko, 6 – přední příruba tělesa osy C, 7 – přítlačný prstenec ložiska, 8 – přítlačný prstenec ložiska, 9 – ložisko SX01 1820, 10 – příruba pro připevnění odměřování k hřídeli, 11 – čtecí hlava SiGNUM, 12 – odměřovací kotouč RESM

**B – rozložená sestava pravého uložení (a pohonu) osy A**

1 – těleso uložení osy A, 2 – patka pro upnutí tělesa k upínací desce MCV, 3 – zadní příruba tělesa osy A, 4 – přední víko, 5 – uložení momentového motoru, 6 – hnací hřídel osy A, 7 – momentový motor TMM0291-150-3TBN, 8 – přitlačný prstenec ložiska, 9 – přitlačný prstenec ložiska, 10 – ložisko SX01 1840, 11 - příruba pro připevnění odměrování k hnací hřídeli, 12 – čtecí hlava SiGNUM, 13 – odměřovací kotouč REST, 14 – systém „RBR“ firmy Igus



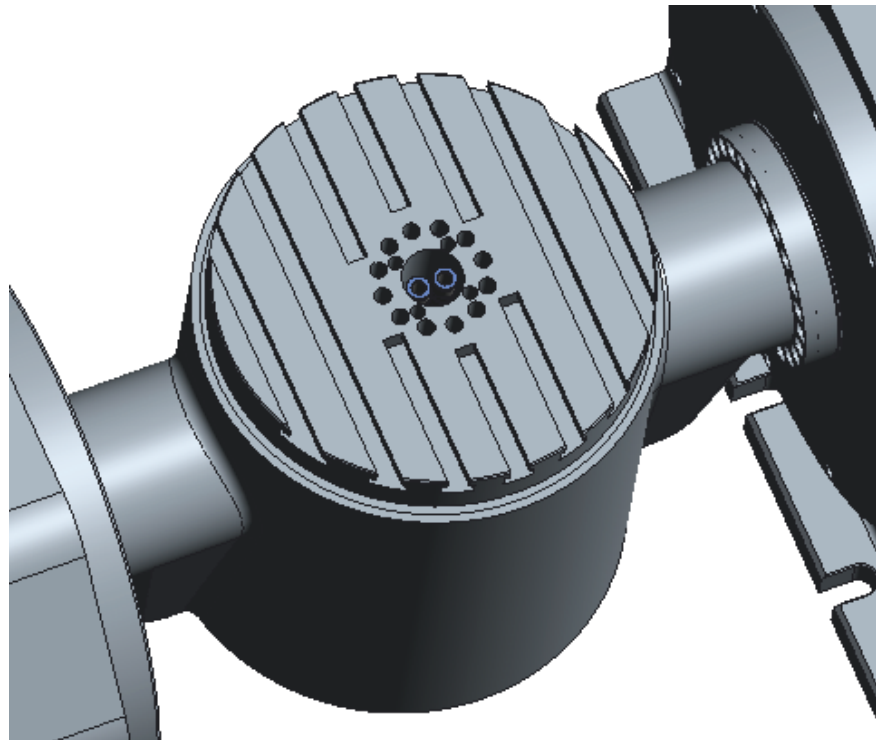
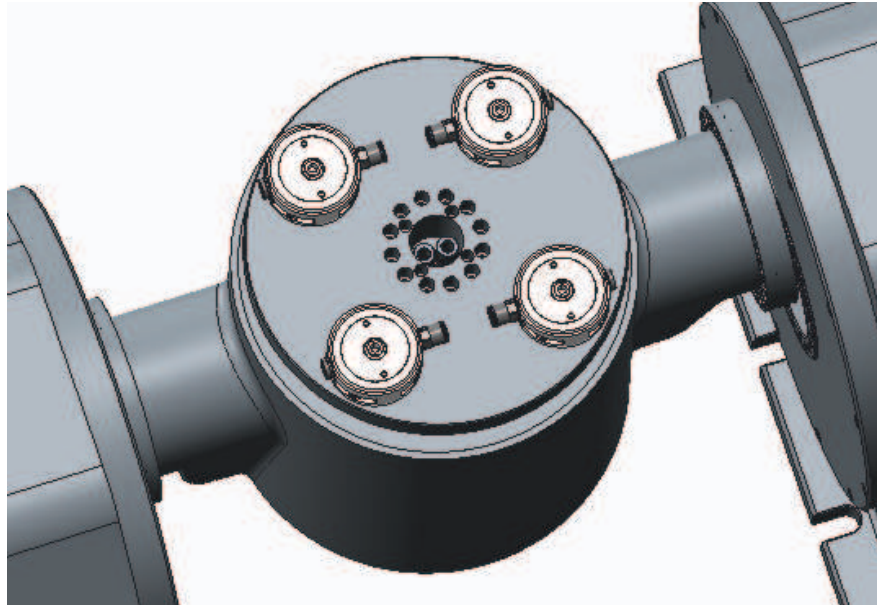
C – rozložená sestava levého uložení osy A



1 – těleso levého uložení osy A, 2 – patka pro upnutí tělesa k upínací desce MCV, 3 – zadní víko, 4 – přední víko, 5 – hřídel, 6 – ložisko SX01 1840, 7 - přítlačný prstenec ložiska, 8 – přítlačný prstenec ložiska



D – paletová a upínací deska





E – finální render otočně sklopného stolu na upínací desce MCV

