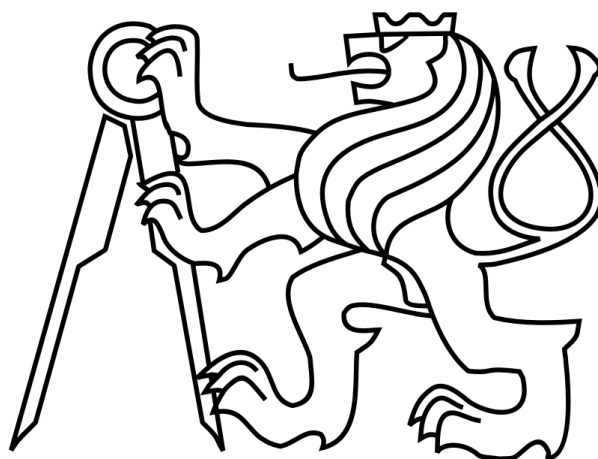


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh naklápěcí hlavy pro testovací stand

2018

Matěj Holeček

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Holeček** Jméno: **Matěj** Osobní číslo: **420445**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Výrobní stroje a zařízení**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh naklápěcí hlavy pro testovací stand

Název diplomové práce anglicky:

Test Stand Tilt Head Design

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Student se seznámí s oblastí kinematik a konstrukcí standardně vyráběných polohovacích hlav víceosých obráběcích strojů. Na základě konstrukční rozvahy vybere vhodnou kinematickou variantu hlavy se 4. a 5. osou. Hlava je určena pro stávající testovací stand s řídicím CNC systémem Beckhoff a bude sloužit především pro testy kinematických transformací a manipulací. Rozměry a provedení musí respektovat stávající provedení testovacího standu.; Osnova práce: Úvod, zadání, rešerše, návrh řešení, konstrukce, závěr.; Rozsah grafické části: kompletní konstrukce hlavy v 3D návrhovém CAD softwaru, kompletní výrobní dokumentace.; Rozsah textové části: 60-80 stran.

Seznam doporučené literatury:

1. SOUČEK, Pavel. Servomechanismy ve výrobních strojích. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, 210 s. ISBN 80-010-2902-6.
2. SOUČEK, Pavel. Pohony výrobních zařízení: Servomechanismy. Praha 1: ČVUT, 1997.
3. MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2. vyd. Praha 10: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jan Koubek, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:


Ing. Jiří Stloukal, BECKHOFF CZ


Datum zadání diplomové práce: **12.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2018**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2018**


Ing. Jan Koubek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. Petr Kolář, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

30.4.2018

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 13. 7. 2018

.....

podpis

Poděkování

Předně děkuji firmě Beckhoff Česká republika s.r.o. za možnost spolupráce na takto zajímavém tématu. Dále děkuji všem lidem, kteří přispěli radou či názorem při tvorbě samotné práce.

Anotace

Autor:	Matěj Holeček
Název práce:	Návrh naklápěcí hlavy pro testovací stand
Rozsah práce:	81 stran
Akademický rok:	2017/2018
Škola:	České vysoké učení technické v Praze, fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jan Koubek, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Jiří Stloukal
Zadavatel:	Beckhoff Česká republika s.r.o.
Využití:	Rozšíření tříosého stroje na pětiosý
Klíčová slova:	dvouosá, rotační, naklápěcí, hlava, Beckhoff, servomotor, konstrukční návrh
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem dvouosé hlavy. Hlava je určena pro původně tříosý kartézský stroj, sloužící ke školení obsluhy PLC systému od firmy Beckhoff. Cílem této práce je vytvoření kompletního návrhu včetně výrobní výkresové dokumentace.

Annotation

Author:	Matěj Holeček
Title:	Test Stand Tilt Head Design
Extent:	81 pages
Academic year:	2017/2018
University:	Czech technical university in Prague faculty of mechanical engineering
Department:	Ú12135 - Department of production machines and equipment
Supervisor:	Ing. Jan Koubek, Ph.D.
Consultant:	Ing. Jiří Stloukal
Submitter:	Beckhoff Česká republika s.r.o.
Application:	Extension of the three axes machine to the five axes
Key words:	two axes, rotary, tilting, head, Beckhoff, servomotor
Annotation:	This diploma thesis deals with the design of a two axis tilting head. The head is intended for the originally three-axis Cartesian machine, designed to train Beckhoff PLC operators. The aim of this thesis is to design the construction including production documentation.



Obsah

Přehled použitých veličin a jednotek.....	9
1. Úvod.....	15
2. Aktuální stav problematiky.....	17
2.1. Trh dvouosých hlav.....	17
2.2. Kinematické uspořádání	18
2.2.1. Pravoúhlé.....	19
2.2.2. Angulární.....	23
2.2.3. Výběr kinematického uspořádání	24
2.3. Způsob pohonu	24
2.3.1. Pohon osy C.....	26
2.3.2. Pohon osy A.....	29
2.4. Shrnutí problematiky dvouosých hlav	31
3. Vlastní řešení.....	32
3.1. Ideové návrhy pohonu	32
3.1.1. Pohon dvěma prstencovými motory	33
3.1.2. Pohon dvěma vnějšími servomotory	34
3.1.3. Pohon prstencovým motorem a servomotorem.....	35
3.1.4. Volba provedení pohonu	35
3.2. Konstrukční návrh	36
3.2.1. Volba základních komponent	36
3.2.2. Koncepční návrh	37
3.2.3. Koncepční 3D model.....	40
3.2.4. Návrh těles hlavy.....	41
3.2.5. Optimalizace konstrukčního návrhu	43
3.3. Výpočty	46
3.3.1. Zrychlení	46



3.3.2. Dimenzování spojek	50
3.3.3. Kontrola řemenových převodů	53
3.3.4. Zatížení koncového členu	58
3.3.5. Zatížení ložisek	60
3.3.6. Trvanlivost ložisek	67
4. Závěr	74
Přehled použitých zdrojů	76
Seznam obrázků	78
Seznam tabulek	79
Seznam příloh	80
Výkresová dokumentace	80
Elektronické přílohy	81



Přehled použitých veličin a jednotek

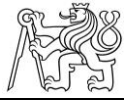
Zkratka veličiny	Jednotka	Popis
b	[mm]	Šířka řemenu
C_0	[-]	Celkový provozní faktor převodu A1
C_0	[kN]	Statická únosnost ložiska
C_{01}	[kN]	Statická únosnost ložiska 1
C_{02}	[kN]	Statická únosnost ložiska 2
C_{03}	[kN]	Statická únosnost ložiska 3
C_{04}	[kN]	Statická únosnost ložiska 4
C_{05}	[kN]	Statická únosnost ložiska 5
C_{06}	[kN]	Statická únosnost ložiska 6
C_{07}	[kN]	Statická únosnost ložiska 7
C_{08}	[kN]	Statická únosnost ložiska 8
C_{09}	[kN]	Statická únosnost ložiska 9
C_{0A1}	[-]	Celkový provozní faktor převodu A1
C_{0A2}	[-]	Celkový provozní faktor převodu A2
C_{0C}	[-]	Celkový provozní faktor převodu C
C_1	[-]	Zubový koeficient
C_{1A1}	[-]	Zubový koeficient převodu A1
C_{1A2}	[-]	Zubový koeficient převodu A2
C_{1C}	[-]	Zubový koeficient převodu C
C_2	[-]	Koeficient zátěže
C_{2A1}	[-]	Koeficient zátěže převodu A1
C_{2A2}	[-]	Koeficient zátěže převodu A2
C_{2C}	[-]	Koeficient zátěže převodu C
C_3	[-]	Koeficient zrychlení
C_{3A1}	[-]	Koeficient zrychlení převodu A1
C_{3A2}	[-]	Koeficient zrychlení převodu A2
C_{3C}	[-]	Koeficient zrychlení převodu C
C_4	[-]	Koeficient únavy
C_{4A1}	[-]	Koeficient únavy převodu A1
C_{4A2}	[-]	Koeficient únavy převodu A2
C_{4C}	[-]	Koeficient únavy převodu C
C_5	[-]	Koeficient délky



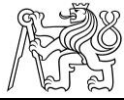
C_{5A1}	[-]	Koeficient délky převodu A1
C_{5A2}	[-]	Koeficient délky převodu A2
C_{5C}	[-]	Koeficient délky převodu C
d	[mm]	Vnější průměr závitu
d_1	[mm]	Vnitřní průměr závitu
d_p	[mm]	Průměr čela přitlačného šroubu
f	[-]	Součinitel tření
F_a	[N]	Axiální síla působící na ložisko
F_{A1}	[N]	Předepínací síla řemenového převodu A1
F_{a1}	[N]	Axiální síla působící na ložisko 1
F_{A2}	[N]	Předepínací síla řemenového převodu A2
F_{a2}	[N]	Axiální síla působící na ložisko 2
F_{a3}	[N]	Axiální síla působící na ložisko 3
F_{a4}	[N]	Axiální síla působící na ložisko 4
F_{a5}	[N]	Axiální síla působící na ložisko 5
F_{a6}	[N]	Axiální síla působící na ložisko 6
F_{a7}	[N]	Axiální síla působící na ložisko 7
F_{a8}	[N]	Axiální síla působící na ložisko 8
F_{a9}	[N]	Axiální síla působící na ložisko 9
F_C	[N]	Předepínací síla řemenového převodu C
$f_{Fe3C-Al}$	[-]	Součinitel tření (ocel - hliník)
$f_{Fe3C-Fe3C}$	[-]	Součinitel tření (ocel - ocel)
F_N	[N]	Normálová síla působící ve spojce
F_r	[N]	Radiální síla působící na ložisko
F_{r1}	[N]	Radiální síla působící na ložisko 1
F_{r2}	[N]	Radiální síla působící na ložisko 2
F_{r3}	[N]	Radiální síla působící na ložisko 3
F_{r4}	[N]	Radiální síla působící na ložisko 4
F_{r5}	[N]	Radiální síla působící na ložisko 5
F_{r6}	[N]	Radiální síla působící na ložisko 6
F_{r7}	[N]	Radiální síla působící na ložisko 7
F_{r8}	[N]	Radiální síla působící na ložisko 8
F_{r9}	[N]	Radiální síla působící na ložisko 9
F_{tz}	[N]	Tečné zatížení koncového členu
F_v	[N]	Předepínací síla řemenového převodu
F_x	[N]	Síla působící na koncový člen ve směru X



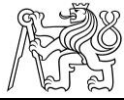
F_y	[N]	Síla působící na koncový člen ve směru Y
F_z	[N]	Síla působící na koncový člen ve směru Z
G_A	[N]	Axiální předepínací síla kosoúhlého kuličkového ložiska
G_{AA}	[N]	Axiální předepínací síla ložisek na koncovém členu
G_{AC}	[N]	Axiální předepínací síla ložisek na ose C
I_A	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti osy A
I_C	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti osy C
i_C	[-]	Převodový poměr na ose C
I_{Cred}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti osy C redukováný na hlavu
I_m	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti rotoru motoru
I_f	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti řemenice na motoru
l_1	[m]	Délka l1
l_{10}	[m]	Délka l10
l_{11}	[m]	Délka l11
l_{12}	[m]	Délka l12
l_{13}	[m]	Délka l13
l_{14}	[m]	Délka l14
l_2	[m]	Délka l2
l_3	[m]	Délka l3
l_4	[m]	Délka l4
l_5	[m]	Délka l5
l_6	[m]	Délka l6
l_7	[m]	Délka l7
l_8	[m]	Délka l8
l_9	[m]	Délka l9
L_{wA1}	[mm]	Roztečná délka řemenu převodu A1
L_{wA2}	[mm]	Roztečná délka řemenu převodu A2
L_{wC}	[mm]	Roztečná délka řemenu převodu C
M_k	[Nm]	Krouticí moment působící na spojku
M_{kn}	[Nm]	Jmenovitý krouticí moment motoru
M_{kp}	[Nm]	Špičkový krouticí moment motoru
M_{kpA}	[Nm]	Moment působící na osu A
M_{kpC}	[Nm]	Moment působící na osu C
m_p	[kg]	Hmotnost pohyblivé části hlavy
n_k	[min ⁻¹]	Referenční otáčky



n_n	$[\text{min}^{-1}]$	Jmenovité otáčky motoru
P	$[\text{kW}]$	Výkon motoru
P_0	$[\text{N}]$	Ekvivalentní zatížení ložiska
P_{01}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní zatížení ložiska 1
P_{02}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní zatížení ložiska 2
P_{03}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní zatížení ložiska 3
P_{04}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní zatížení ložiska 4
P_{05}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní zatížení ložiska 5
P_{06}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní zatížení ložiska 6
P_{07}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní zatížení ložiska 7
P_{08}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní zatížení ložiska 8
P_{09}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní zatížení ložiska 9
p_0	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$	Tlak na čele přitlačného šroubu
P_R	$[\text{kW}]$	Porovnávací výkon
P_{RA1}	$[\text{kW}]$	Porovnávací výkon převodu A1
P_{RA2}	$[\text{kW}]$	Porovnávací výkon převodu A2
P_{RC}	$[\text{kW}]$	Porovnávací výkon převodu C
p_z	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$	Tlak v závitu
r	$[\text{m}]$	Rameno síly na koncovém členu
R_{1x}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 1 ve směru x
R_{1y}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 1 ve směru y
R_{1z}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 1 ve směru z
R_{2x}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 2 ve směru x
R_{2y}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 2 ve směru y
R_{2z}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 2 ve směru z
R_{3x}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 3 ve směru x
R_{3y}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 3 ve směru y
R_{3z}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 3 ve směru z
R_{4y}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 4 ve směru y
R_{4z}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 4 ve směru z
R_{5x}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 5 ve směru x
R_{5y}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 5 ve směru y
R_{5z}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 5 ve směru z
R_{67x}	$[\text{N}]$	Reakční síla mezi kuželovým kolem a prodloužením osy
R_{6x}	$[\text{N}]$	Reakční síla v místě uložení 6 ve směru x



R_{6y}	[N]	Reakční síla v místě uložení 6 ve směru y
R_{7x}	[N]	Reakční síla v místě uložení 7 ve směru x
R_{8x}	[N]	Reakční síla v místě uložení 8 ve směru x
R_{8y}	[N]	Reakční síla v místě uložení 8 ve směru y
R_{8z}	[N]	Reakční síla v místě uložení 8 ve směru z
R_{9x}	[N]	Reakční síla v místě uložení 9 ve směru x
R_{9y}	[N]	Reakční síla v místě uložení 9 ve směru y
R_{9z}	[N]	Reakční síla v místě uložení 9 ve směru z
S_0	[-]	Koeficient statické bezpečnosti ložiska
S_o	[mm]	Plocha čela přítlačného šroubu
S_p	[mm ²]	Plocha styku v závitu
t	[mm]	Tloušťka řemenu
t_{aA}	[s]	Doba zrychlování osy A na jmenovité otáčky
t_{aC}	[s]	Doba zrychlování osy C na jmenovité otáčky
Y_0	[-]	Váhový koeficient
Y_{01}	[-]	Váhový koeficient ložiska 1
Y_{02}	[-]	Váhový koeficient ložiska 2
Y_{08}	[-]	Váhový koeficient ložiska 8
Y_{09}	[-]	Váhový koeficient ložiska 9
Z	[-]	Počet činných závitů
Z_e	[-]	Zubový faktor
Z_{eA1}	[-]	Zubový faktor převodu A1
Z_{gA1}	[-]	Počet zubů hnané řemenice převodu A1
Z_{gA2}	[-]	Počet zubů hnané řemenice převodu A2
Z_{gC}	[-]	Počet zubů hnané řemenice převodu C
Z_{kA1}	[-]	Počet zubů hnací řemenice převodu A1
Z_{kA2}	[-]	Počet zubů hnací řemenice převodu A2
Z_{kC}	[-]	Počet zubů hnací řemenice převodu C
α_A	[rad.s ⁻²]	Úhlové zrychlení osy A
α_C	[rad.s ⁻²]	Úhlové zrychlení osy C
β	[°]	Úhel opásání hnacího kola
β_{A1}	[°]	Úhel opásání hnacího kola převodu A1
β_{A2}	[°]	Úhel opásání hnacího kola převodu A2
β_C	[°]	Úhel opásání hnacího kola převodu C
σ_{DAI}	[N.mm ⁻²]	Dovolené napětí pro hliník



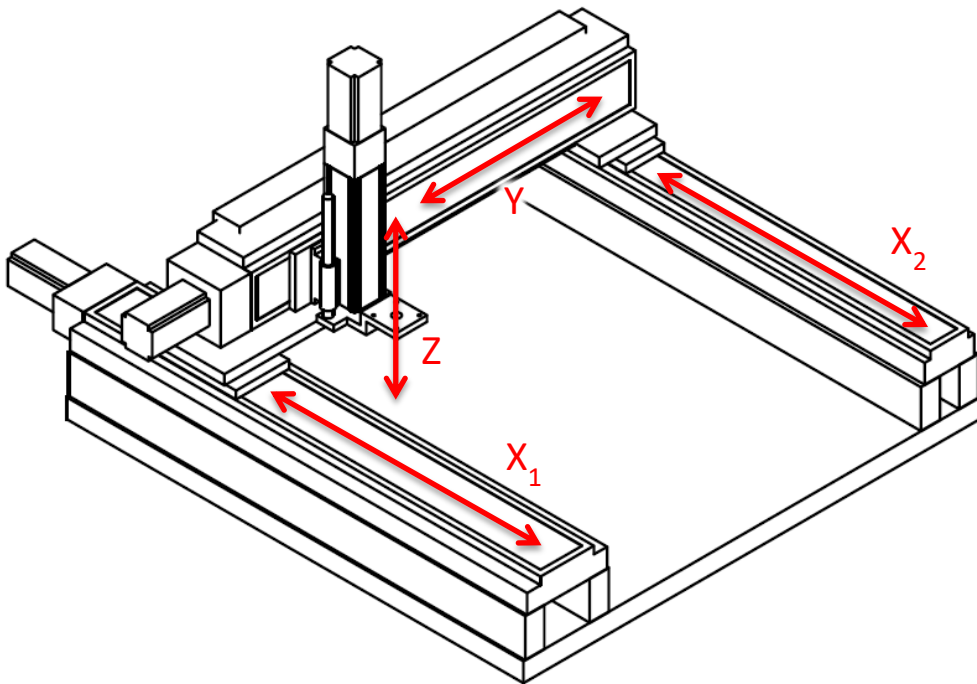
σ_{DFe3C}	[N.mm ⁻²]	Dovolené napětí pro ocel
σ_{DsAl}	[N.mm ⁻²]	Dovolené napětí pro slitinu hliník
φ_{aA}	[°]	Úhel opsaný osou A při zrychlování
φ_{aC}	[°]	Úhel opsaný osou C při zrychlování
φ_{cA}	[°]	Celkový úhel opsaný osou A
φ_{cC}	[°]	Celkový úhel opsaný osou C
ω_n	[rad.s ⁻¹]	Jmenovitá úhlová rychlost motoru

1. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem dvouosé polohovací hlavy pro zadavatelskou firmu Beckhoff Automation s.r.o. Hlava je určena pro stroj sloužící k zaškolování obsluhy řídicího systému, kterým je ovládán. Stroj se aktuálně skládá ze třech lineárních os v kartézském uspořádání. Po osazení navrhovanou hlavou bude možné spojitě interpolovat celkem pět os, čímž se rozšíří možnosti školení.

Zadavatel nepožaduje nesení rotačního nástroje. Pro možnost rozšíření schopností hlavy bude na koncovém členu navrženo rozhraní pro případné osazení akčními členy. Hlavním požadavkem zadavatele je možnost spojitě interpolace obou navrhovaných os. Druhý, ne méně důležitý, je požadavek na odpovídající rozměry hlavy plynoucí z rozměrů daného stroje.

Na základě výše uvedených informací bude návrh probíhat se zřetelem na tyto požadavky. Po provedení návrhu konstrukce hlavy budou určeny omezující podmínky pro případné osazení dalším zařízením přes upínací rozhraní.

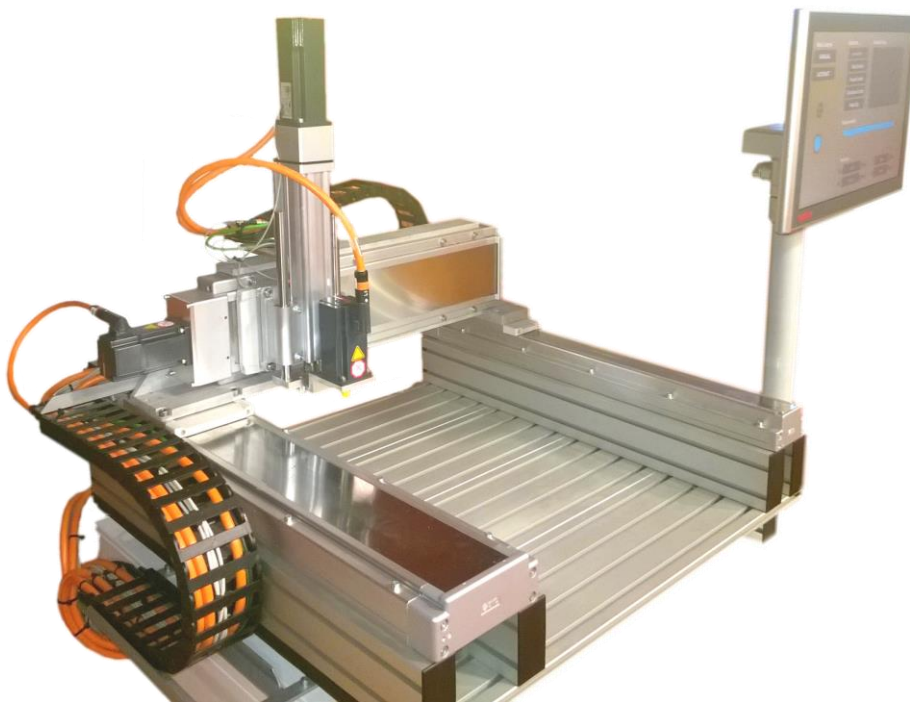


Obrázek 1-1 Schéma stroje



V této práci bude nejprve proveden rozbor aktuálního stavu problematiky, zahrnující průzkum trhu dvouosých hlav, určení možných uspořádání kinematické struktury a dále rozbor možných způsobů provedení pohonu os. Ze získaných informací bude vybráno takové kinematické provedení, které bude dále zpracováno do podoby konstrukčního návrhu.

Konstrukční návrh bude doplněn o výpočty zrychlení os a zatížení koncového členu. Jednotlivé konstrukční prvky pak budou ověřeny kontrolním výpočtem a bude provedena případná optimalizace. Pro takto navrženou konstrukci bude vytvořena výrobní výkresová dokumentace.



Obrázek 1-2 Pohled na stroj



2. Aktuální stav problematiky

Pro vytvoření vhodné konstrukce je v teoretické části této diplomové práce proveden rozbor různých koncepčních provedení. Problematika dvouosých hlav je rozdělena do třech částí. První částí je rozbor aktuálního trhu s dvouosými hlavami, v další je provedeno rozdělení podle kinematického uspořádání struktury. Třetí část se zabývá způsoby pohonu os.

Při zpracování budou brány v potaz informace z oboru obráběcích strojů, měřicí techniky, manipulačních zařízení a robotů. Každý z těchto oborů má sice rozdílné požadavky na vlastnosti konstrukce (tuhost, přesnost, dynamické vlastnosti), avšak může přinést užitečné informace pro řešení zadání.

Na základě zjištěných informací a zpracovaných rozborů bude v součinnosti se zadávající firmou Beckhoff Česká republika s.r.o. vybrána varianta pro celkové zpracování.

2.1. Trh dvouosých hlav

Pro vytvoření vhodného návrhu bude nejprve proveden průzkum trhu, který pomůže vybrat vhodnou konstrukční variantu a ukázat na směry vývoje. Dvouosé hlavy jako samostatné výrobky jsou na trhu zastoupeny v naprosté většině frézovacími hlavami. Dále je možné najít hlavy pro řezání materiálu paprskem (vodním, laserovým, plasmovým). Manipulační zařízení či roboty mají v naprosté většině koncové dvě rotační osy integrované do své konstrukce a netvoří tak oddělený celek.

TOS VARNSDORF a.s. je česká společnost zabývající se výrobou frézovacích hlav. Portfolio firmy tvoří horizontální vyvrtávačky, obráběcí centra, speciální stroje a příslušenství k těmto strojům, mezi které patří i dvouosé frézovací hlavy.

Výkony nabízených hlav jsou v rozmezí 20 až 50 kW s hmotnostmi od 200 do 1 100 kg v angulárním (univerzálním), ortogonálním a vidlicovém uspořádání kinematiky. Tato firma tedy nenabízí žádnou odpovídající variantu. [7]



Označení	Uspořádání	Výkon (kW)	Hmotnost (kg)	Polohování
HUR 50	Univerzální	20	330	Manuální
HUI 50	Univerzální	32	440	Indexované 2,5°
HUF 50	Univerzální	32	600	Indexované 0,001°
HOI 50	Ortogonální	37	1 100	Indexované 1°
HOF 50	Ortogonální	25	500	Indexované 0,001°
HOIL 50	Ortogonální	25	450	Indexované 1°
HOIT 50	Ortogonální	50	1 100	Indexované 1°
HV/V	Vidlicové	22	800	Indexované 0,001°
HV/EH	Vidlicové	20/28	800	Indexované 0,001°

Tabulka 1 Dvouosé hlavy firmy TOS Varnsdorf [7]

Další českou společností nabízející frézovací hlavy je **FERMAT CZ s.r.o.** Obdobně i tato firma se zabývá výrobou horizontálních vyvrtávaček, dále brusek a také příslušenstvím zahrnujícím dvouosé frézovací hlavy. Nabídka aktuálně zahrnuje angulární hlavu o výkonu 26 kW a dále pravouhloú frézovací hlavu o výkonu 37 kW. [8]

Z produkce zahraničních společností jako je například německá **SEMPUCO**, **CyTec**, **TRAMEC**, italská **MPA**, **LAZZATI**, či americká **Masteel** jsou dvouosé hlavy v obdobných rozsazích výkonů a hmotností jako u českých firem. Výkony osazených vřeten začínají nejnižše na 15 kW ve vidlicovém či angulárním provedení. [9][10][11]

Na aktuálním světovém trhu se nepodařilo najít produkt, který by splňoval podmínku odpovídajících rozměrů. Vyráběné hlavy mají různá kinematická uspořádání, avšak jejich parametry se nepohybují v hodnotách aplikovatelných na zadání této práce.

2.2. Kinematické uspořádání

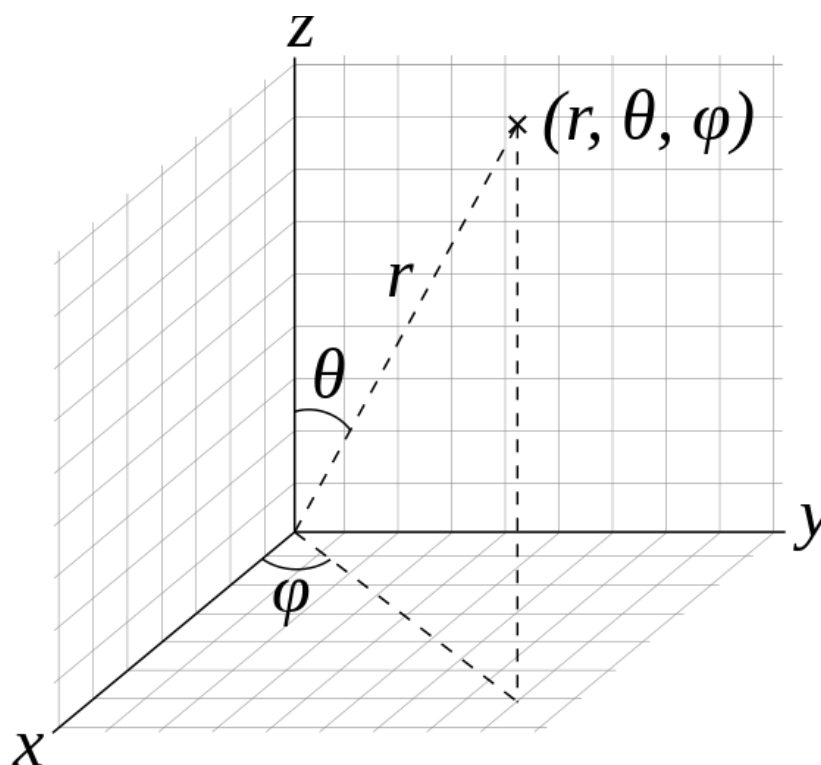
Způsob konstrukčního uspořádání kinematiky určuje některé vlastnosti hlav. Ovlivňuje maximální rozsah natočení os, udává způsob, jakým se struktura pohybuje a předurčuje některé mechanické vlastnosti (jako například tuhost či dynamické vlastnosti).

Polohování osy může být řešeno jako diskrétní, kdy lze dosahovat pouze omezeného počtu poloh nebo lze vytvořit osu s možností natočení do libovolné polohy. Při tomto provedení není omezen počet poloh. Samotné polohování může být realizováno manuálním přestavením obsluhou nebo pomocí strojního pohonu. Při strojovém řízení osy s možností natočení do libovolné polohy lze toto řízení realizovat dvěma způsoby. První možností je kontinuální polohování i v průběhu vykonávání technologické operace. Druhou možností je provedení, při kterém je nutné vykonávanou technologickou operaci přerušit, hlavu přestavit a poté je možné znovu pokračovat v operaci.

Všechna dále uvedená kinematická uspořádání mají stejné provedení osy C a liší se v provedení osy A.

2.2.1. Pravoúhlé

Při pravoúhlém uspořádání svírá osa A a C úhel 90° . Osy se mohou protínat nebo mohou být mimoběžné. Pokud referenční bod v napřímené poloze leží v ose hlavy, pak při pohybu tohoto systému každá z os přímo odpovídá úhlu ve sférickém souřadnicovém systému. Natočení osy C přímo odpovídá úhlu φ a natočení osy A je definováno úhlem Θ (obr. 2-1).



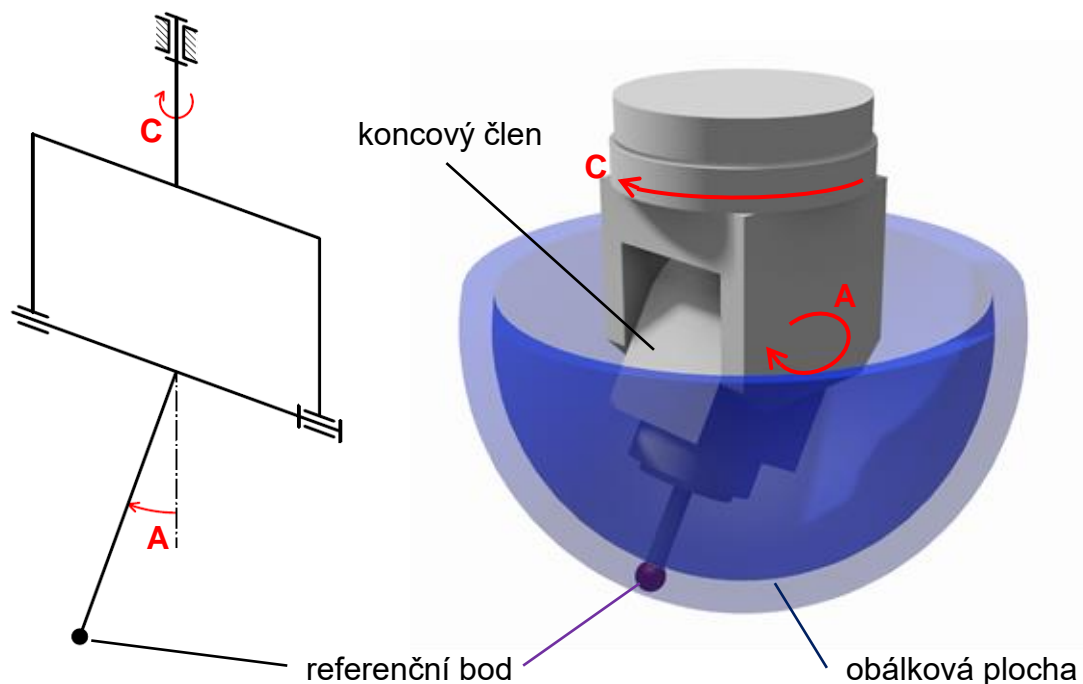
Obrázek 2-1 Sférický souřadnicový systém [19]

Toto uspořádání je výhodné například u obráběcí operace řádkování. Osu C je možné natočit tak, že se referenční bod při natáčení osy A pohybuje pouze v rovině řádkování. Na pohybu se tak podílí méně pohybových os, čímž dochází ke sčítání menšího množství geometrických chyb stroje. Tento pohyb je však méně dynamický v porovnání s pohybem, na kterém se podílí více pohonů.

Vidlicové provedení

U tohoto provedení, jak už bylo výše napsáno, natočení v obou osách přímo odpovídá úhlům ve sférickém souřadném systému. Obálková plocha opisovaná referenčním bodem je kulový vrchlík, tedy část sférické plochy omezené konstrukčním uspořádáním struktury.

Základním rozdílem a také výhodou tohoto provedení oproti jiným variantám je uložení osy A ve dvou místech. Síla na referenční bod působí vůči uložení na rameni a vytváří tak moment. Ten je zachytáván pouze silovými reakčními účinky v obou místech uložení.



Obrázek 2-2 Vidlicové provedení

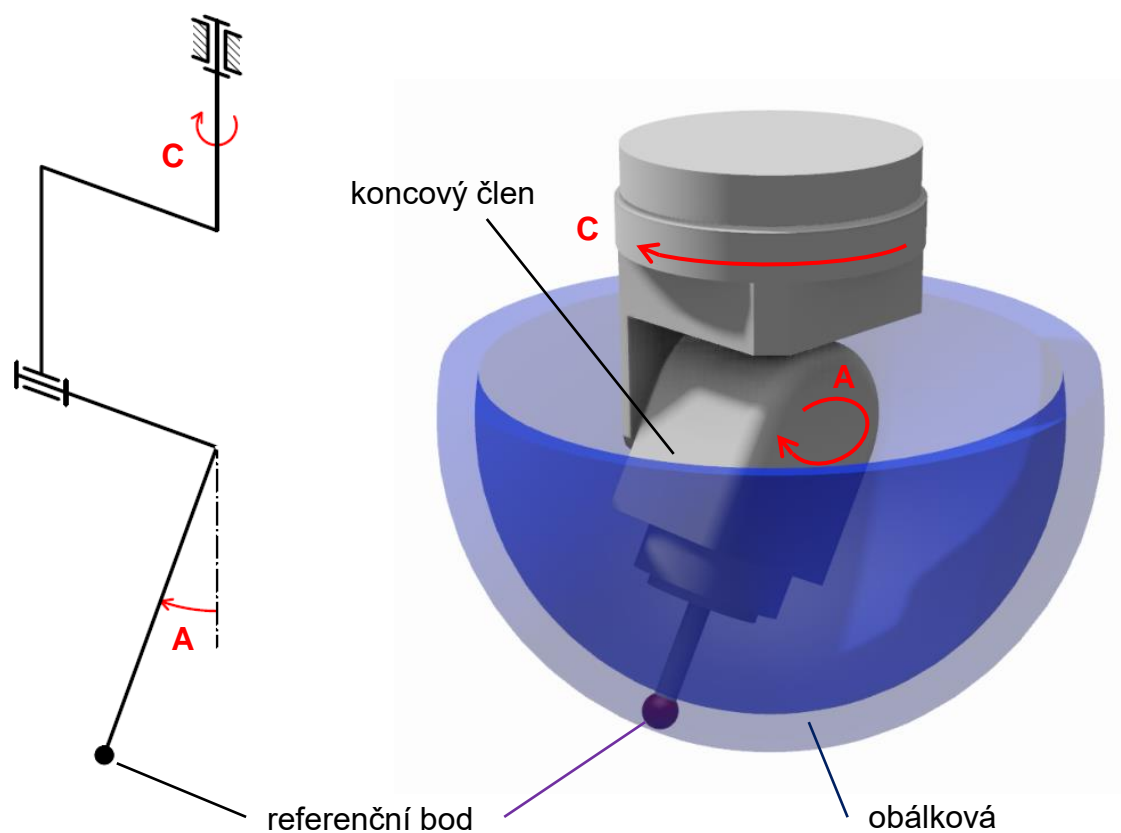
Rozsah poloh osy C není kinematically omezen. Omezení může být dáno například konstrukčním provedením přívodu energií ke koncovému členu (například vedení kabelů, hadic s médii apod.). Rozsah osy A je dán konstrukčním provedením vidlice. Na trhu se nejčastěji objevují hlavy s rozsahem osy A v rozmezí $\pm 90^\circ$ až $\pm 120^\circ$. Rozsah osy C je obvykle více než 360° .

Vidlicové provedení dvouosé hlavy se využívá u obráběcích hlav, dotykových sond souřadnicových měřících strojů, koncového „zápěstí“ průmyslových robotů, případně u dalších zařízení.

Je vyžadováno rozmístění většího množství hmoty v porovnání se zbylými variantami. Toto tvrzení je ve shodě s provedeným průzkumem trhu dvouosých hlav, kde lze vysledovat, že vidlicové hlavy mají vyšší hmotnost než jiná provedení. Příklady různých provedení jsou na obrázcích (obr. 2-8, 2-9 a 2-10).

Jednostranně uložené provedení

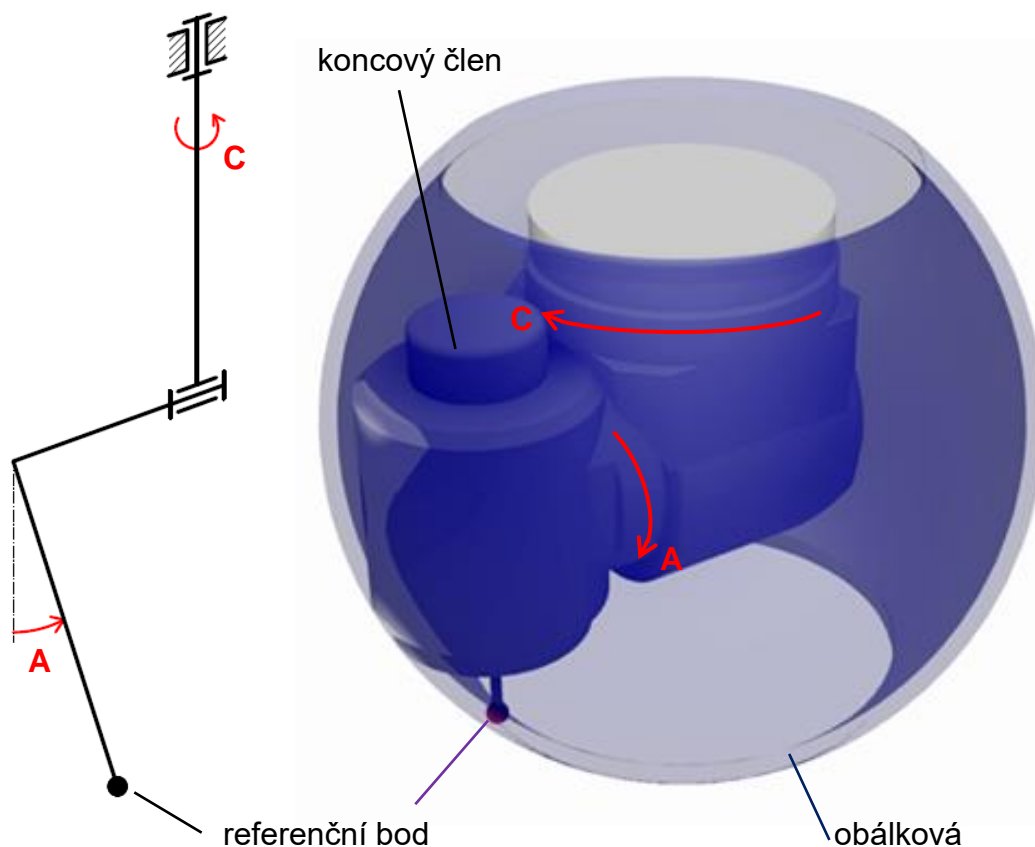
Toto provedení může mít v napřímeném stavu koncový bod ležící na ose hlavy nebo mimo osu. Hlavní rozdíl oproti vidlicovému provedení je v uložení druhé osy pouze v jednom místě. Síly působící na koncový bod tedy způsobují v místě uložení momentové zatížení. Konstrukčně lze tyto momenty přenášet například pomocí ložisek o velkém průměru s možností zachytávání axiálních sil v obou směrech.



Obrázek 2-3 Jednostranně uložené provedení

Provedení na obrázku (obr. 2-3) má obdobné vlastnosti jako provedení vidlicové. Pohyb koncového bodu má stejný charakter a je také omezený rozsah poloh dosažitelných osou A. Od vidlicové varianty se tato varianta liší v uložení osy A pouze v jednom místě. Absence druhého uložení vede k nižší tuhosti systému a jeho nesymetrickému chování. Naopak výhodou může být nižší hmotnost nosné konstrukce.

Ortogonalní provedení



Obrázek 2-4 Ortogonalní provedení

Obálková plocha provedení s vyoseným referenčním bodem v napřímeném stavu mimo osu hlavy (osu C) již není sférická. K řízení pohybu je tedy nutno využívat jiné kinematické transformace.

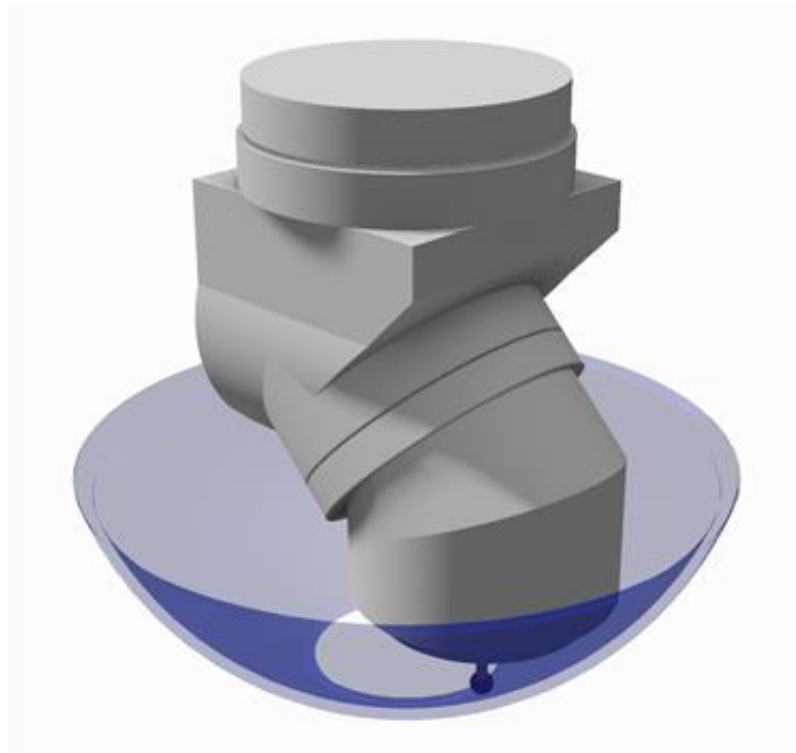
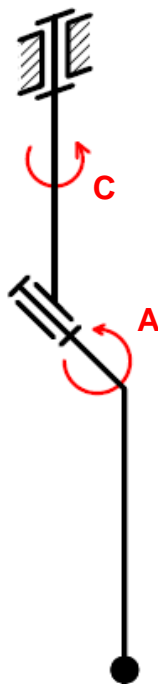
Výhodou tohoto uspořádání je kinematicky neomezený rozsah osy A. Toho lze využít například při obrábění vlečeným kulovým nástrojem, kdy je možné opracovávat plochy, které by jinak touto technologií nebyly dosažitelné bez přepolohování/přepnutí obrobku.

2.2.2. Angulární

Hlavy s angulárním uspořádáním kinematické struktury jsou výrobci nazývány také jako univerzální. Při tomto uspořádání svírají osy A a C obecně úhel jiný než 90° , nejčastěji však 45° . Stejně jako u jednostranně uloženého provedení je potřeba dimenzovat uložení osy A na momentové účinky od silového působení na referenční bod.

Při natáčení osy A dochází k vychylování referenčního bodu ve všech směrech souřadného systému $(x, y, z, \alpha, \beta, \gamma)$. Pro pohyb referenčního členu v rovině (při uvažování umístění hlavy na kartézském stroji) s proměnným úhlem naklonění je zapotřebí součinnost všech lineárních i rotačních os.

Řízení této kinematiky je u technologie obrábění nejčastěji realizováno jako indexované, kdy nedochází ke kontinuálnímu polohování v průběhu vykonávání operace. Důvodem je právě charakter pohybu při natáčení hlavy v ose A.



Obrázek 2-5 Angulární provedení

V praxi se toto provedení využívá u průmyslových robotů a při obrábění. V případě obrábění se častěji toto provedení využívá při frézování s nepřímým náhonem vřetena. Obrábění probíhá s relativně nižšími otáčkami a vyššími



momenty v porovnání s jinými provedeními. Na základě průzkumu trhu lze vysledovat, že hlavy tohoto provedení mají nižší hmotnost při stejném osazeném výkonu.

Konstrukčně není omezen rozsah osy A ani osy C a je tedy možné rotovat v obou o 360° . Polohy dosahované referenčním členem jsou však omezené v úhlu odklonu od osy hlavy. Toto omezení je přímo určováno úhlem, který svírá osa A s osou C. Nejčastěji používaný úhel mezi osami je 45° , při kterém je možné akční člen natočit do horizontální polohy (dle dispozice zobrazené na obrázcích kinematických uspořádání). V analogii s předchozími možnostmi uspořádání kinematických struktur odpovídá tato varianta omezení rozsahu v ose A na $\pm 90^\circ$.

2.2.3. Výběr kinematického uspořádání

Ze zadání přímo nevyplývá konstrukční uspořádání, které má být použito na výsledném návrhu. Z důvodu použití hlavy pro školící účely je po konzultaci se zadávající firmou zvolena pravoúhlá kinematika s koncovým bodem ležícím v ose hlavy. Tato volba pak zužuje volbu na dvě varianty a to provedení vidlicové a jednostranně uložené.

Výše uvedené varianty se liší v provedení osy A. Rozměry stroje určeného pro osazení navrhovanou hlavou kladou nároky na odpovídající rozměry. Pro vytvoření dostatečně tuhé konstrukce bez výrazného nárůstu rozměrů je pro další zpracování vybráno vidlicové provedení.

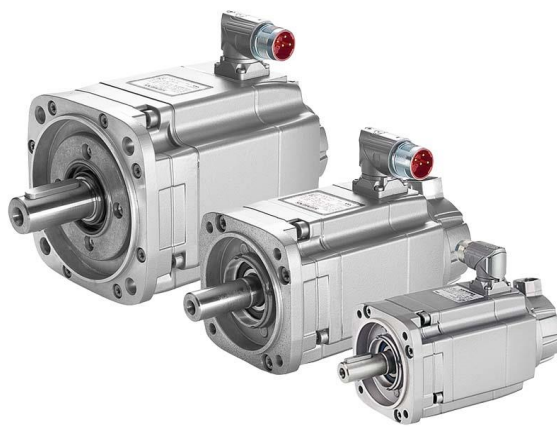
2.3. Způsob pohonu

Pro vyvození rotace kolem dané osy je potřeba přivést výkon v podobě krouticího momentu. Konstrukčně to lze řešit různými způsoby, kdy každý má své přednosti a omezení. Dále budou rozebrány pouze varianty aplikovatelné na zvolené kinematické uspořádání a splňující potřebu odpovídajících rozměrů.

Motory použité pro pohyb v jednotlivých osách musí umožňovat přesné natočení osy do požadované polohy. Pro tyto aplikace se používají servomotory. Servomotor může být v provedení hydraulickém, pneumatickém či elektrickém. Dále se však budeme zabývat pouze použitím elektromotorů,

konkrétně motory s elektronickou komutací a permanentními magnety na rotoru. Konkrétně EC servomotory v klasickém a prstencovém provedení.

První možností je **elektromotor s elektronickou komutací a permanentními magnety na rotoru**. Magnetický tok je uzavírán mezi magnety na rotoru a cívkami umístěnými ve statorové části. Točivé magnetické pole je vytvářeno elektronickým spínáním jednotlivých statorových cívek. Jedná se tedy o takzvané bezkartáčové motory. Motor je vybaven odměřováním natočení rotoru, které slouží pro elektronickou komutaci. Informace o poloze může být také využita pro uzavření zpětných vazeb pro potřeby řízení. [1][2][4]



Obrázek 2-6 Siemens SIMOTICS S Servomotors [12]



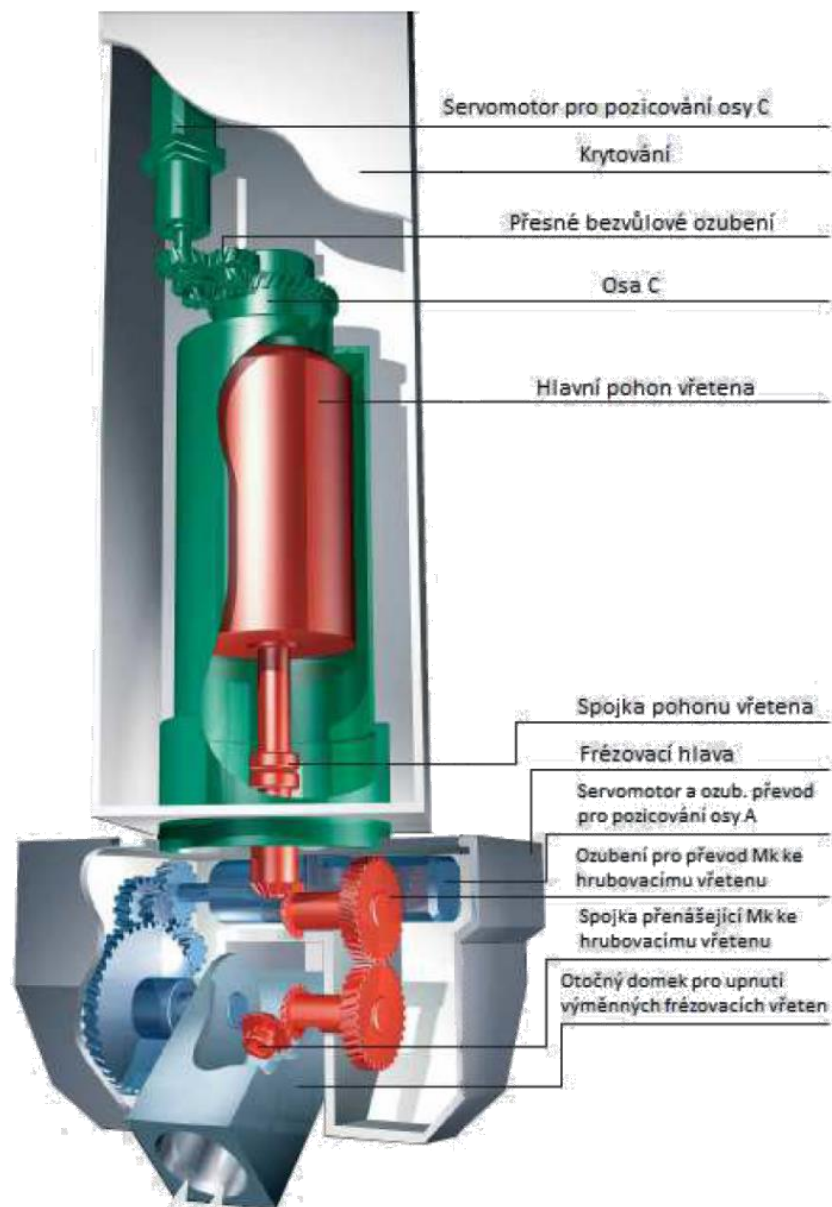
Obrázek 2-7 Siemens SIMOTICS T Torque Motors [13]

Druhou možností je použití **prstencového motoru** (nebo také torzního, či torque motoru). Vinutí je součástí statoru a permanentní magnety jsou umístěny na dutém rotoru. Motory obvykle obsahují vysoký počet pólpárů, čímž dosahují za daného konstrukčního provedení nižších otáček a vyšších krouticích momentů. Prstencové motory mohou být včetně vlastního rámu nebo v takzvaném bezrámovém provedení. V případě bezrámového provedení je motor implementován přímo do konstrukce. Ta pak musí umožnit přesné ustavení rotoru vůči statoru. Umístění motoru do konstrukce zařízení zvyšuje tepelné zatížení struktury. Při vyšším stupni zatížení je pak potřeba v rámci návrhu řešit také chlazení. [5]

V zadání není požadováno nesení rotačního nástroje. Návrh však bude probíhat s ohledem na možné budoucí rozšíření hlavy. Navrženo tak bude upínací rozhraní na koncovém členu hlavy, které bude možné osadit například

či média do hlavy. Varianta s věncem s vnitřním ozubením umožňuje umístit samotný motor blíže k ose hlavy.

Pro zjemnění polohování mohou být motory osazeny planetovou či harmonickou převodovkou. Dochází sice ke zvyšování zástavby, avšak v případě daného stroje není tento rozměr nijak omezen.



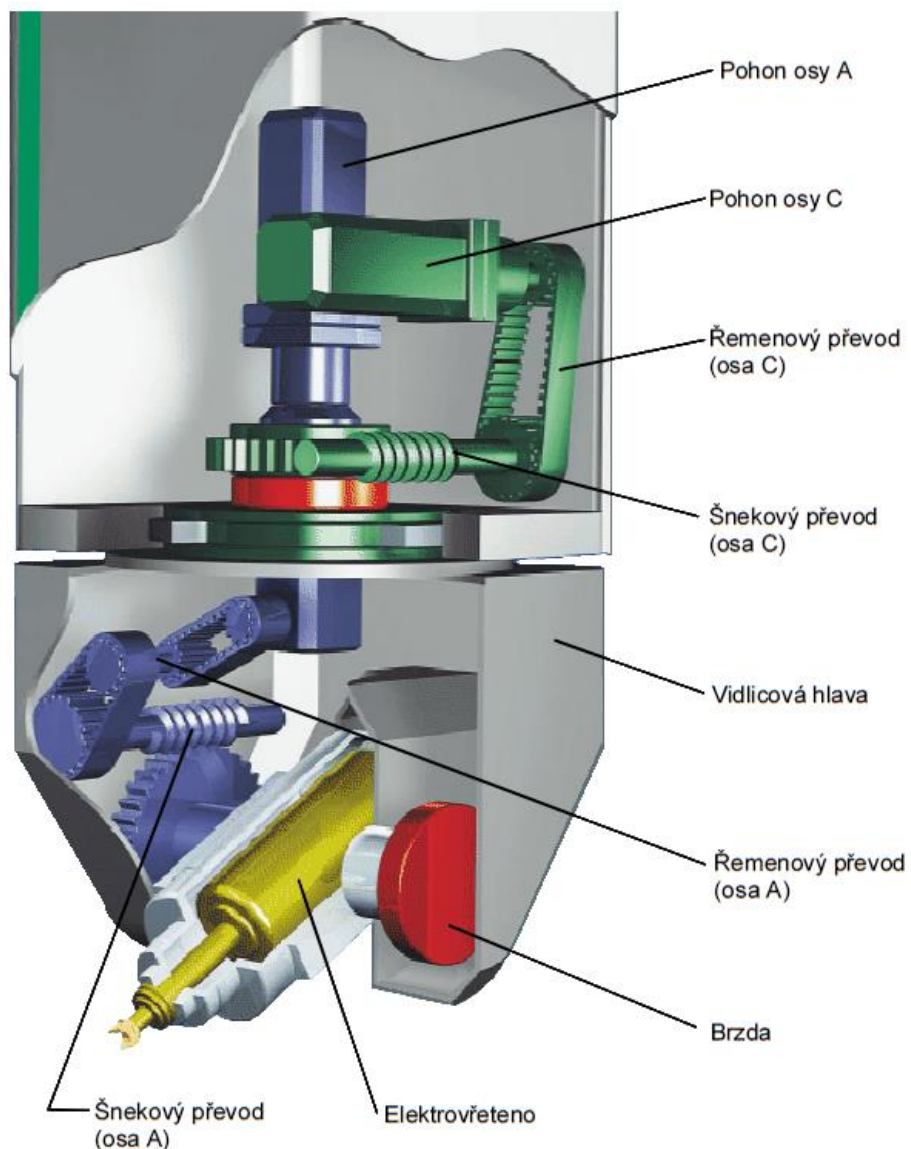
Obrázek 2-9 Pohon přes ozubený věnec [15]

Druhou variantou je **pohon motorem přes ozubený řemen**. Vlastnosti a provedení v podstatě odpovídají variantě s pohonem pomocí ozubeného věnce s vnějším ozubením. Výhodou tohoto provedení je však nižší cena, rovnoměrnější záběr řemenu a menší vůle negativně se projevující například při reverzaci otáček.

Motor je umístěn mimo osu hlavy a otvor v řemenici je opět možné použít pro přívod médií či mechanické energie k dalším částem konstrukce.

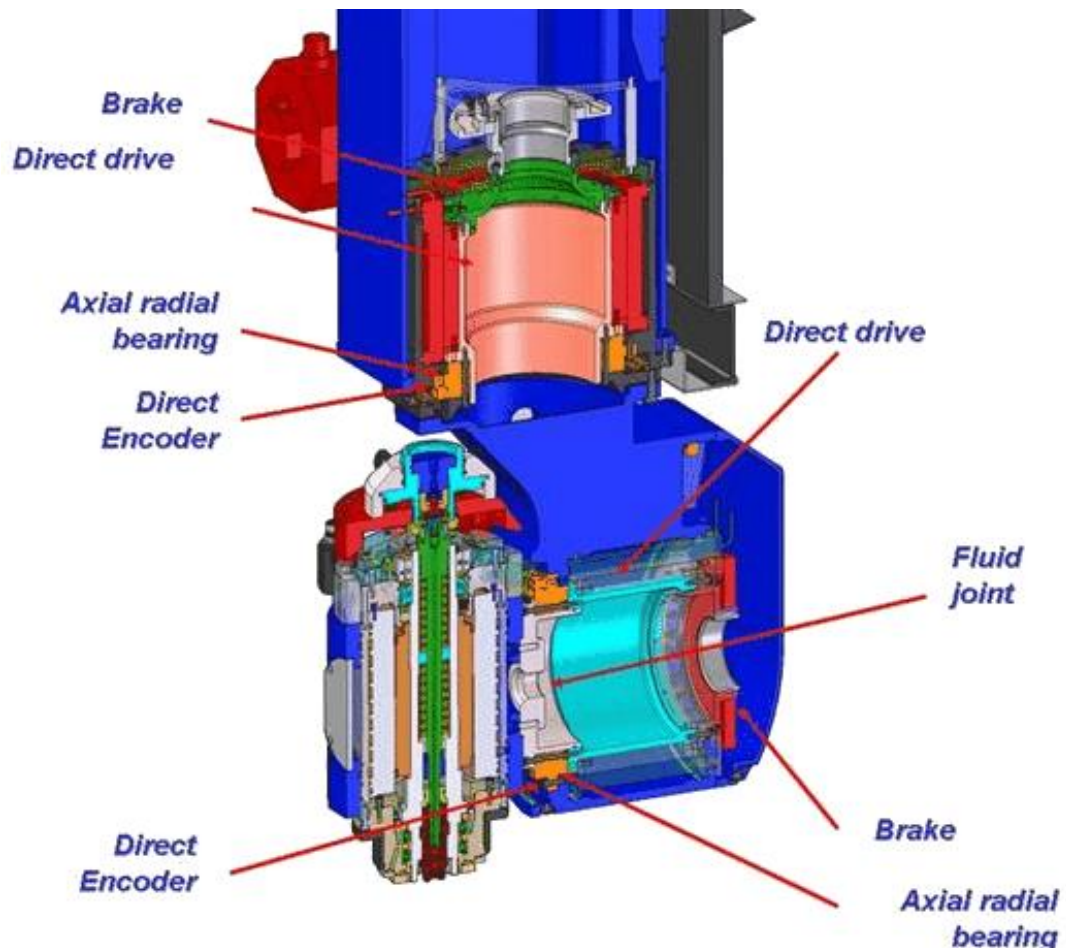
Třetí variantou je **pohon motorem přes šnekovou převodovku**. Použití šnekového převodu umožňuje vytvoření většího převodového poměru mezi hnacím a hnaným členem. Rozdíl oproti předešlým variantám je především v orientaci motoru, jehož osa je v tomto případě kolmá na osu C. Tato orientace, z hlediska daného stroje, však není vhodná. Dochází k nežádoucímu rozšiřování zástavbového prostoru hlavy.

Na obrázku (obr. 2-10) je zobrazen příklad pohonu osy C pomocí šnekového převodu.



Obrázek 2-10 Pohon šnekovým soukolím [16]

Čtvrtou variantou je **pohon prstencovým motorem**. Hlavní vlastností prstencových motorů je vytváření mechanické energie přímo v ose otáčení. U této varianty tedy není vložený žádný člen mezi hnacím a hnaným členem, což může vést k menším zástavbovým rozměrům, vyšší dynamice a jednodušší konstrukci. Absence vložených členů mezi hnací a hnaný člen však má za následek nemožnost redukce otáček a zvýšení krouticího momentu motoru.



Obrázek 2-11 Pohon prstencovými motory [17]

2.3.2. Pohon osy A

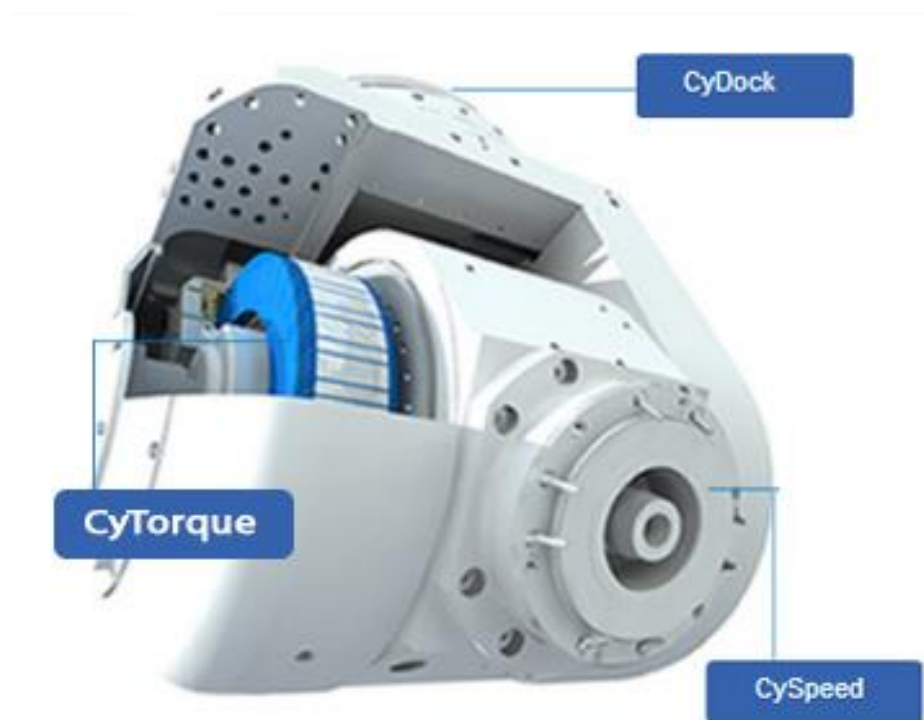
Pro zajištění co nejnižších nároků na zástavbové rozměry nepřipadá v úvahu vnitřní pohon s výjimkou použití prstencového motoru. Varianty zahrnující umístění elektromotoru přímo na vidlici by vedly k nežádoucímu nárůstu rozměrů samotné pohyblivé části. Z výše uvedeného tedy vyplývají pouze dvě možnosti.

První variantou je **vnější pohon motorem s** rozvodem pomocí převodů. Motor je v tomto případě umístěn na statické části, která je připevněna k ose Z stroje. Mechanická energie je k ose přivedena pomocí převodů. Vlastností a zároveň nevýhodou tohoto provedení je pohyb této osy při samotném polohování osy C. Při rotaci kolem osy C dochází k unášení převodového ústrojí vedoucího k ose A, čímž dochází k jeho relativnímu pohybu vůči statickému motoru, a tím i k pohybu osy.

Samotný přívod energie může být realizován různými způsoby. Příklad vnějšího pohonu osy A je zobrazen na obrázku (obr. 2-10) modrou barvou. V případě řešení této práce je třeba, aby převody opět respektovaly co nejnižší zástavbové rozměry.

Druhou variantou je **přímý pohon prstencovým motorem**. Vlastnosti tohoto způsobu pohonu jsou popsány v kapitole „2.3.1 Pohon osy C“.

V tomto případě vychází rozměry související konstrukce z velikosti použitého motoru, který musí odpovídat nabídce a možnostem stávajících firem.



Obrázek 2-12 Frézovací hlava CyTec [18]



2.4. Shrnutí problematiky dvouosých hlav

Při průzkumu aktuálního světového trhu dvouosých hlav se nepodařilo nalézt produkt, jehož vlastnosti by splňovaly požadavky kladené v zadání práce. Žádný z nalezených produktů neměl odpovídající rozměry při současném splnění podmínky na spojitě polohové řízení obou os.

Z výše uvedených variant uspořádání kinematiky bylo vybráno vidlicové provedení. Z důvodu určení hlavy pro zaučování obsluhy k ovládání pětiosé kinematiky a po konzultaci se zadávající firmou byla vybrána pravoúhlá kinematika s referenčním bodem v ose hlavy. Referenční bod se v tomto případě pohybuje po sférické ploše a osy hlavy přímo odpovídají úhlovým souřadnicím sférického souřadného systému. Pro další zpracování vyplývají dvě možnosti a to: jednostranně uložené a vidlicové provedení. Použití druhé jmenované varianty umožní vytvoření méně masivního uložení osy A. Ramena vidlice nemusí mít stejné proporce. Na jednom rameni může být umístěn náhon osy, zatímco druhé rameno může sloužit k přívodu energií či médií k upínacímu rozhraní.

Pro pohon osy C byly navrženy čtyři varianty pohonu. Pohon s použitím šnekové převodovky není vhodný z důvodu nežádoucího rozšiřování zástavbového prostoru hlavy. Pohon přes věnec s vnějším ozubením je vlastnostmi blízký pohonu pomocí ozubeného řemene. Rozdílem je vysoká variabilita osových vzdáleností, nižší cena a rovnoměrnější chod u řemenových převodů.

Pro konečný výběr budou vytvořeny ideové návrhy zahrnující zbylé varianty pohonů. Celkem je možné vytvořit čtyři možné kombinace pohonů os. Osa C může být poháněna prstencovým motorem nebo řemenovým převode. Obdobně i osa A může být poháněna prstencovým motorem nebo pomocí převodů vedených konstrukcí vidlice od vnějšího servomotoru.

3. Vlastní řešení

Návrh konstrukce bude probíhat se zřetelem na rozměry, realizovatelnost a finanční náklady. Zadání neklade přímé nároky na výkonové parametry. Určující je zde především potřeba odpovídajících rozměrů. Nejdříve bude proveden návrh konstrukce s ohledem na tato hlediska. Dále budou určeny silové a dynamické schopnosti vytvořeného návrhu. V posledním kroku budou provedeny kontrolní výpočty, dimenzování komponent a případná optimalizace.

3.1. Ideové návrhy pohonu

Na základě rešerše bylo zvoleno pravoúhlé uspořádání kinematiky ve vidlicovém provedení. Jako možné pohony os byly navrženy prstencové motory a vnější servomotory s elektronickou komutací. Pro výběr vhodné varianty budou zpracovány tyto možnosti do podoby ideových návrhů.

Pro pohon každé z os je navrhován buď prstencový motor, nebo servomotor s elektronickou komutací. Celkově je takto možné vytvořit čtyři různé kombinace provedení pohonu.

Prstencový motor byl zvolen na základě průzkumu trhu, kdy byly sledovány především zástavbové rozměry. Z nabídek různých firem byl vybrán motor Kollmorgen KBMS-10X01. Jedná se o nejmenší nabízený model s vnějším průměrem 60mm, délkou 46 mm a jmenovitým momentem 0,487 Nm. Motor je bezrámové konstrukce, z čehož plyne nutnost řešení jeho uložení v rámci samotné konstrukce hlavy. [20]



Obrázek 3-1 Prstencové motory Kollmorgen [20]



Obrázek 3-2 Servomotor Beckhoff AM8111 [21]

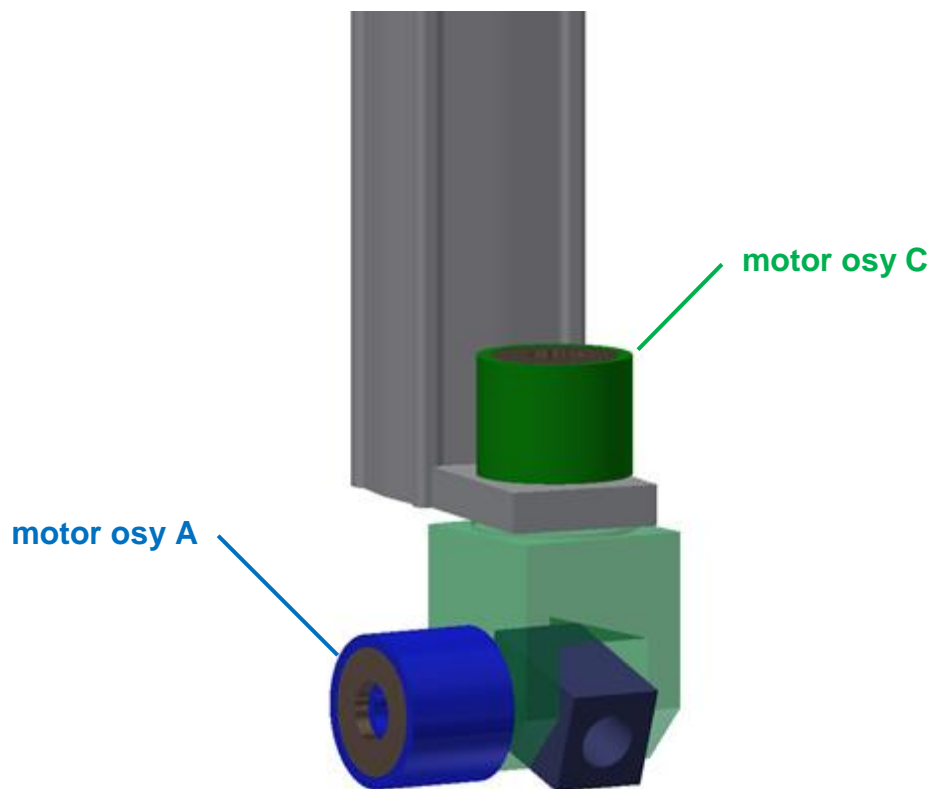
Elektronicky komutovaný servomotor byl vybrán přímo z nabídky firmy Beckhoff, a to provedení s označením AM8111. Opět se jedná o nejmenší nabízený model s rozměry (40 x 40 x 97) mm, jmenovitým momentem 0,2 Nm a absolutním odměřováním. [21]

Z ekonomického hlediska je třeba brát v úvahu i finanční nároky. Prstencové motory jsou obecně výrazně dražší v porovnání s „klasickými“ servomotory. Cena představeného prstencového motoru výrazně převyšuje cenu klasického servomotoru.

Uvedené ideové návrhy nepředstavují konkrétní konstrukční provedení. Jedná se především o možnost porovnat rozměrové nároky a vlastnosti variant.

3.1.1. Pohon dvěma prstencovými motory

Motor Kollmorgen KBMS-10X01 pro pohon osy C svými rozměry odpovídá rozměrovým proporcím stroje. Vnitřní otvor rotoru je možné použít pro přívod energií či médií k dalším částem hlavy. Zástavba statické části hlavy je v tomto případě poměrně malá.

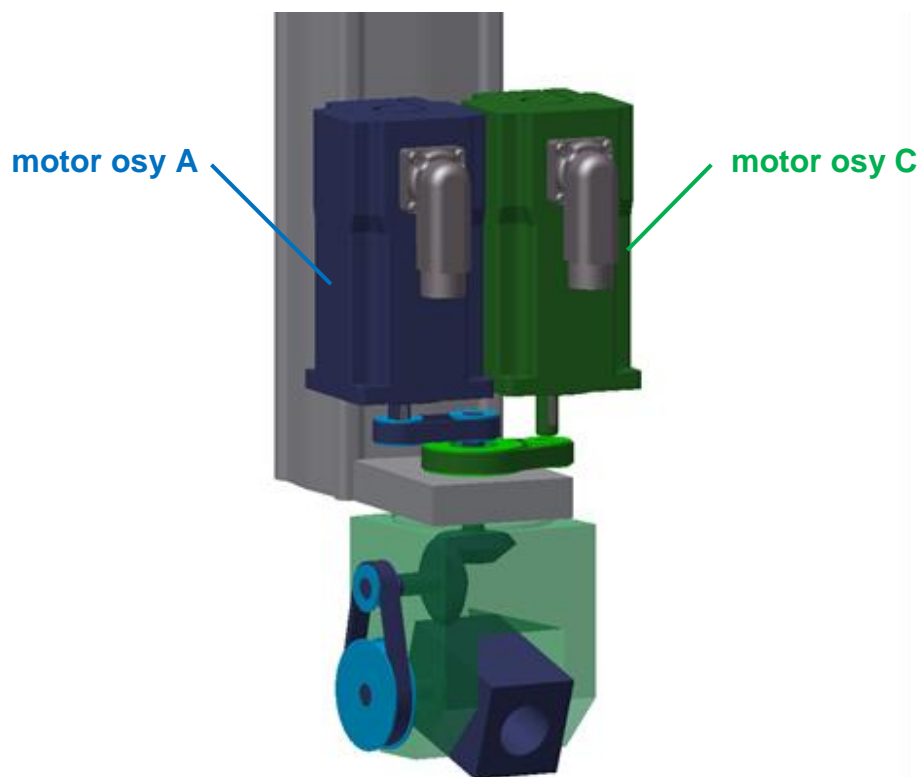


Obrázek 3-3 Varianta dvou prstencových motorů

Z návrhu zobrazeného na obrázku (obr. 3-3) je patrné, že prstencový motor osy A má v porovnání s konstrukcí hlavy značné rozměry. Otvor v rotoru by bylo opět možné použít pro přívod energií či médií ke koncovému členu. V tomto případě by však pro tento přívod bylo pravděpodobně vhodnější použít druhé rameno vidlice, kde není umístěn motor.

3.1.2. Pohon dvěma vnějšími servomotory

Motor osy C je v tomto případě umístěn mimo osu hlavy a výkon je přenášen pomocí převodu ozubeným řemenem. Otvor v řemenici na ose C je v této variantě využit k přívodu výkonu ke koncovému členu osy A.

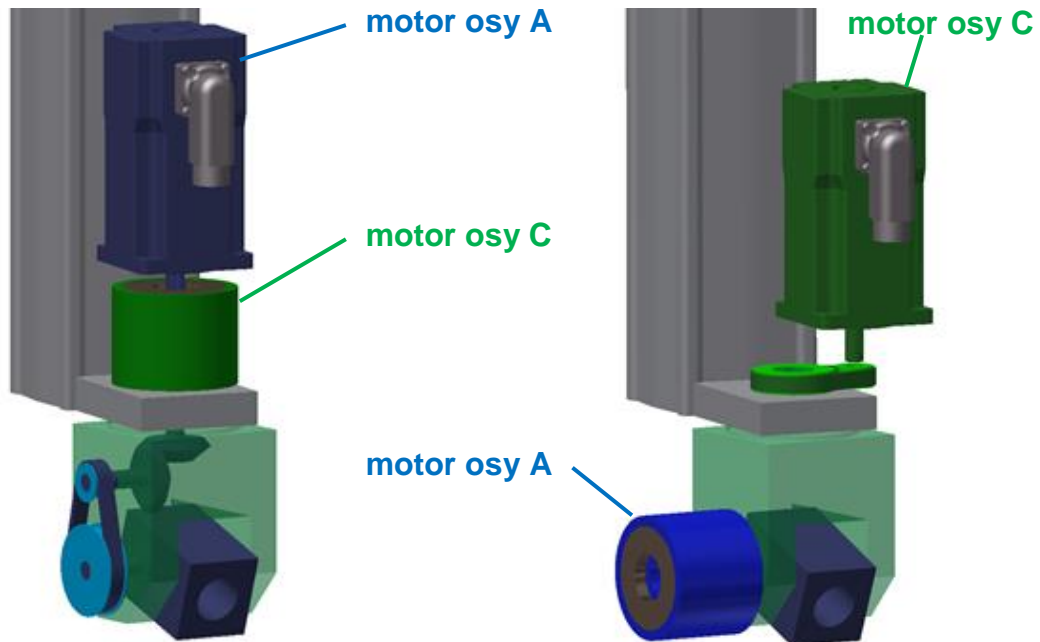


Obrázek 3-4 Varianta dvou vnějších servomotorů

Motor osy A je obdobně umístěn mimo osu, čímž je snížena nesymetrie. Konstrukce hlavy pak musí umožnit vnitřní rozvod mechanické energie. V průběhu přenosu výkonu od motoru osy A ke koncovému členu je potřeba změnit osu rotace o 90° . Pro tento úkol bylo zvoleno kuželové soukolí.

3.1.3. Pohon prstencovým motorem a servomotorem

Další dvě varianty jsou variacemi předchozích. Při použití prstencového motoru pro pohon osy C je možné umístit servomotor přímo do osy hlavy. Zástavba je v tomto případě vyšší, ale o menší šířce.



Obrázek 3-5 Varianty s prstencovým motorem a servomotorem

Opačné použití motorů není rozměrově vhodnou variantou. Prstencový motor opět rozšiřuje pohyblivou část hlavy nevhodným způsobem. Servomotor osy C je pro umožnění rozvodu energií a médií vnitřkem konstrukce umístěn mimo osu hlavy.

3.1.4. Volba provedení pohonu

Provedení stroje neomezuje zástavbovou výšku statické části hlavy, ale je vhodné minimalizovat rozměry pohyblivé vidlice. Z tohoto hlediska nejsou vhodné varianty s prstencovým motorem na ose A.

Na motor osy C v tomto případě nejsou kladeny konkrétní požadavky. Stroj umožňuje teoreticky libovolnou výšku zástavby statické části hlavy. Požadavek na spojitě řízení oba navržené motory splňují. Rozhodujícím kritériem se v tomto případě jeví cena, kdy prstencový motor je výrazně nákladnější než servomotor.

Pro pohon obou os je tak zvolen vnější servomotor. Cena v tomto případě je výrazně nižší než při použití prstencových motorů, jejichž použití nepřináší žádné výrazné výhody. Konstrukce vidlice však v tomto případě musí umožnit přenos krouticího momentu převodovým ústrojím až k ose A.

3.2. Konstrukční návrh

Jak již bylo dříve uvedeno, ze zadání vyplívají dva hlavní požadavky na návrh hlavy. Podmínka spojitého řízení je splněna použitím servomotorů. Druhou podmínkou jsou odpovídající rozměry celé konstrukce. Pro naplnění tohoto požadavku je potřeba vhodně navrhnout samotnou konstrukci.

3.2.1. Volba základních komponent

Zvolená varianta pohonu předpokládá použití kuželového soukolí. Obecně by bylo vhodné navrhnout speciální soukolí tak, aby bylo optimální z hlediska požadavků plynoucích ze zadání. Firma Beckhoff vyrábí produkt, který v sobě obdobné soukolí obsahuje. Výhodou této varianty jsou značně nižší finanční náklady. Provedení komponent ani parametry převodu však není možné ovlivnit.

Nevýhodou této varianty je nemožnost ovlivnění parametrů převodu. Samotný návrh je omezen, avšak finanční náklady jsou v tomto případě značně nižší.

Zvolený prvek od firmy Beckhoff má označení AG2250 – WPLE40. Jedná se o úhlovou převodovou jednotku s planetovou převodovkou. Prvek je určen pro montáž na výstupní hřídel motoru řady AM811x.



Obrázek 3-6 Beckhoff AG2250 – WPLE40 [27]

Tato jednotka byla poskytnuta k dispozici a její demontáží byla ověřena rozměrová vhodnost. Nevýhodou použití tohoto soukolí je jeho určení pro jiný produkt s odlišnými požadavky. Vstupní hřídel je vrtaný pro přímé nasunutí hřídele daného motoru. Spojení je pak zajištěno stažením pomocí svěrného pouzdra. Výstupní hřídel z úhlové jednotky je vstupem do planetové převodovky. Hřídel tak má integrované vnější evolventní ozubení.

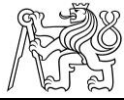
3.2.2. Koncepční návrh

Provedení pohonu a zvolené základní komponenty předurčují některé parametry konstrukce samotné hlavy. V prvním kroku bude vytvořen konkrétní návrh mechanických převodů pro přívod krouticího momentu k oběma osám.



Obrázek 3-7 Demontovaná jednotka AG2250 – WPLE40

Uložení obou ozubených kol v ložiscích bude zachováno stejně jako jejich pojištění na hřídeli pomocí pojistných kroužků. V případě potřeby nastavení délky hřídelů musí být zajištěno připojení dalšího hřídele pomocí spojky navržené na specifický stav konců obou kol (evolventní ozubení a dutý hřídel).



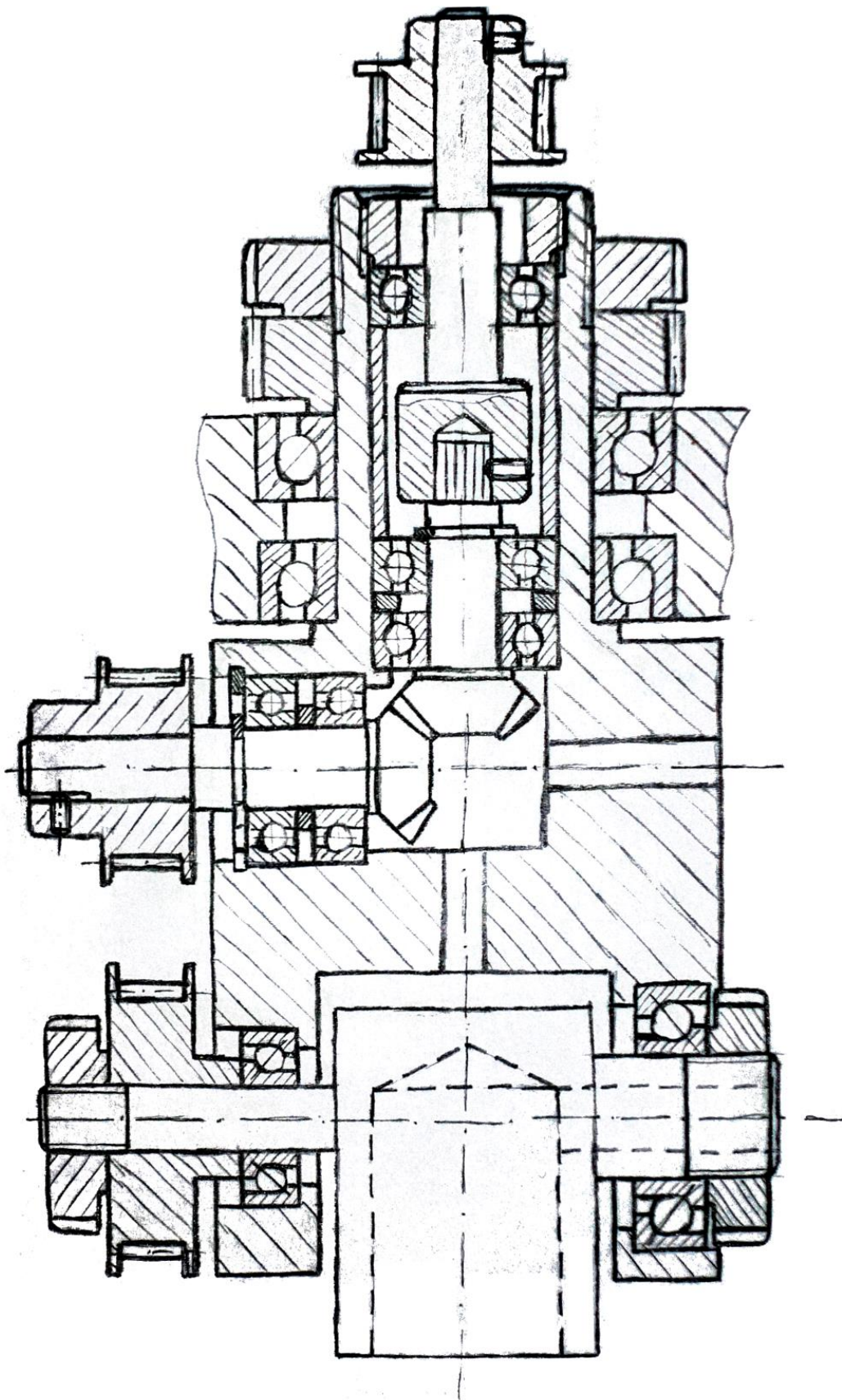
Uložení vidlice v základním statickém tělesu by nemělo vykazovat vůli v axiálním směru. Při použití valivých ložisek je třeba volit takovou koncepci, která je schopna přenášet radiální i axiální zatížení. Základní a cenově příznivou variantou jsou kuličková ložiska. Nižší hodnoty axiálních sil dokáží přenést ložiska radiální, pro vyšší hodnoty je vhodné volit provedení s kosoúhlým stykem. Kosoúhlá ložiska je možné vůči sobě předepnout a tím vymezit vůli a zvýšit tuhost uložení. Samotné předepnutí může být provedeno čely nebo zády k sobě (do „X“ nebo do „O“). V případě dané problematiky je vhodné použít takové řešení, které klade nejmenší konstrukční nároky.

Obdobné řešení se naskýtá i pro uložení tělesa osy A. V tomto případě je možné vytvořit takovou koncepci předepnutí, která umožní případné vystředění upínacího rozhraní nebo samotného přidavného zařízení.

Základní koncepční návrh je zobrazen na obrázku (obr. 3-8). Konstrukce představuje provedení funkčních celků, nikoliv konečnou variantu.

V této fázi návrhu není možné určit, zda bude nutné prodloužit výstupní hřídel kuželového soukolí pro možnost upevnění řemenice. V případě vstupního ozubeného kola je naopak potřeba prodloužení hřídele zřejmá.

Předpoklad upnutí dalšího zařízení rozšiřujícího možnosti hlavy klade potřebu na přívod energií či médií až do místa upínacího rozhraní. Samotný přívod do koncového tělesa je navržen průchodem osou rotace pro snížení namáhání vedení a pro zamezení jeho poškození.



Obrázek 3-8 Konceptní návrh konstrukce hlavy

3.2.3. Konceptní 3D model

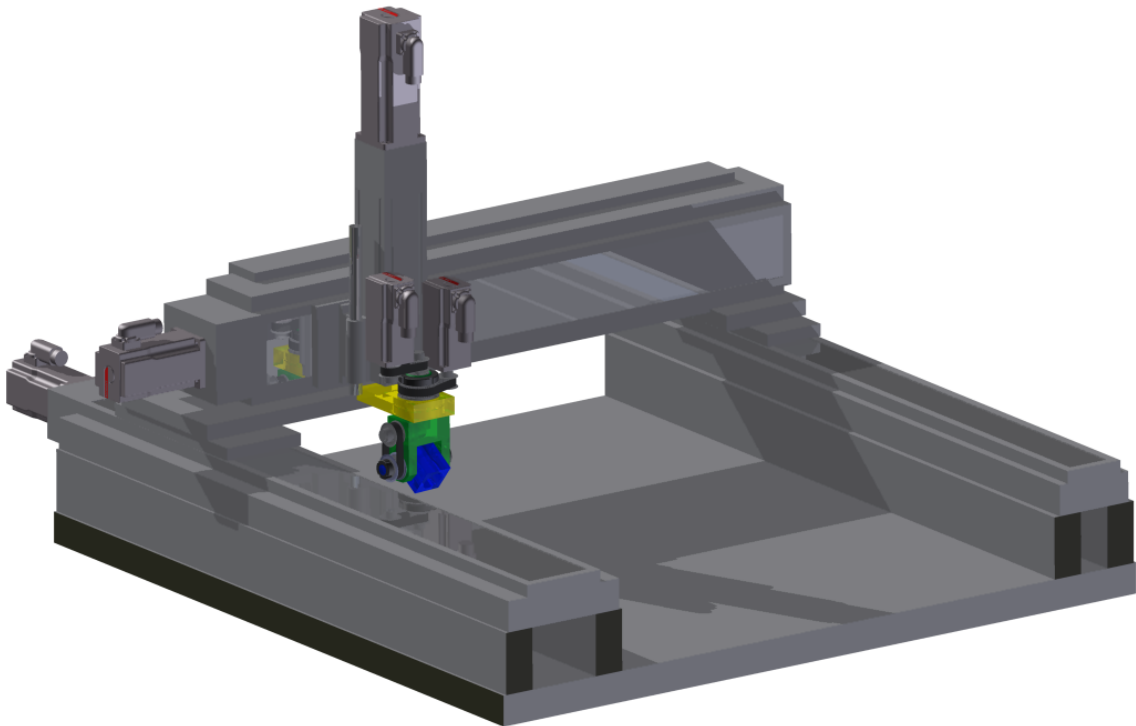
Konceptní návrh byl využit pro tvorbu výchozího CAD modelu, který již obsahuje konkrétní normalizované prvky. Návrh opět probíhal s ohledem na funkční celky a konstrukční uspořádání. Jednotlivá tělesa hlavy (statický díl, vidlice a koncový člen) tak jsou pouze naznačena a v dalších krocích budou kompletně navržena.



Obrázek 3-9 Konceptní 3D model hlavy

Řemenové převody byly zvoleny s profilem HTD 3M a se šířkou řemenu 9 mm. Důvodem výběru tohoto provedení je dobrá dostupnost na trhu, široká škála rozměrů řemenic a nízké zástavbové požadavky. Zadavatel neklade žádné nároky na výkonové parametry hlavy, z toho důvodu bylo zvoleno

provedení vyplývající z rozměrových a výrobních požadavků. V další části práce bude proveden pevnostní výpočet, na základě kterého bude provedena případná optimalizace.



Obrázek 3-10 Stroj a koncepční 3D model

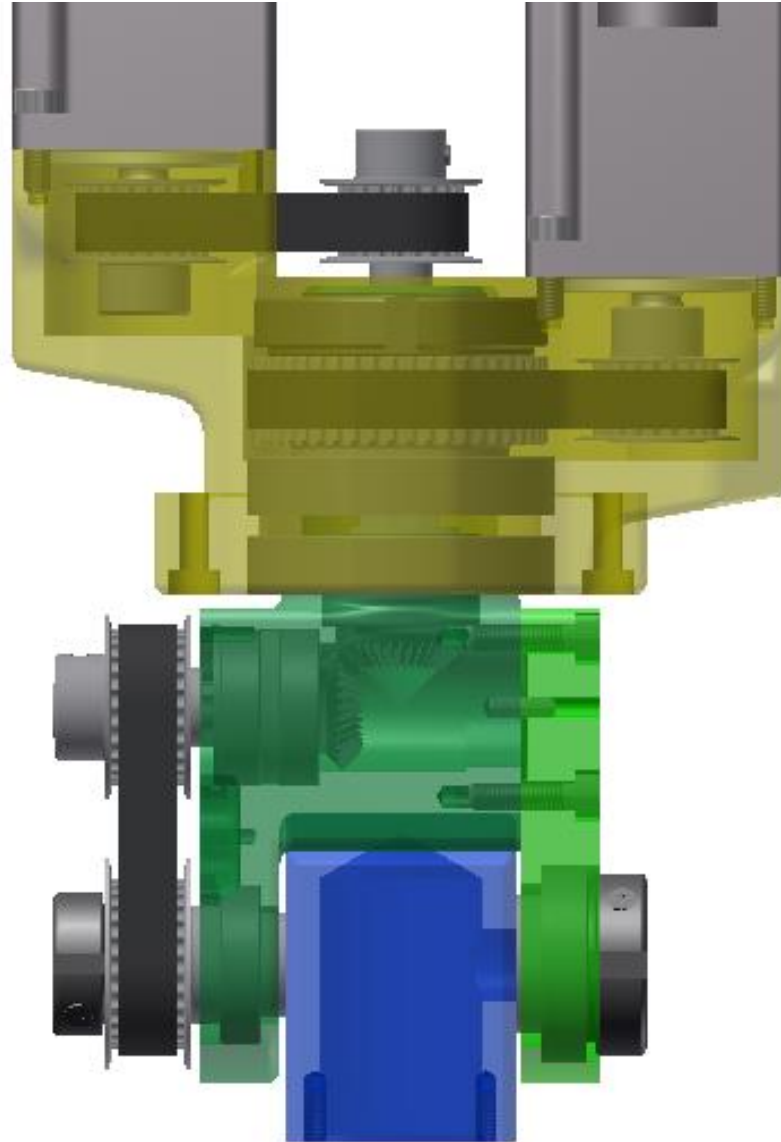
Pro zhodnocení rozměrů návrhu byl model umístěn na zjednodušený model stroje (obr. 3-10). Z takto získané sestavy je patrné, že rozměry hlavy jsou ve vhodných proporcích vůči samotnému stroji. Půdorysné rozměry nijak neomezují pracovní prostor. Výška pracovního prostoru je však omezena konstrukcí hlavy, kdy původní světlá výška přibližně 200 mm pod vřetenem se zmenšila na přibližně 100 mm pod upínacím rozhraním.

3.2.4. Návrh těles hlavy

Jednotlivá tělesa jsou navržena v návaznosti na funkční celky. Statické těleso je připevněno k přírubě na ose Z. Musí umožnit realizaci rotačního uložení vidlice a montáž motorů pro pohon obou os hlavy. Díl je navrhován jako odlitek ze slitiny hliníku.

Volba slitiny hliníku a technologie odlévání je zde provedena z důvodů vhodných technologických vlastností. Těleso je tvarově velmi komplexní a jiné technologie neumožňují efektivní výrobu. Odlitím je možné vytvořit

většinu povrchů bez nutnosti dalšího obrábění. V místech funkčních ploch je pak vytvořen přídavek a konečná plocha je obrobena s danou přesností. Hliník je volen z důvodu nižší hustoty v porovnání se slitinami železa. Odlévání je předpokládáno metodou vypálení modelu vytvořeného 3D tiskem z materiálu ABS. [26][31]



Obrázek 3-11 Návrh těles hlavy

Na těleso vidlice je kladeno několik požadavků. Musí umožnit montáž koncového členu a přívodu krouticího momentu k němu. Dále je třeba brát ohled na rozebiratelnost a v neposlední řadě také na realizaci osy C. Toto těleso je opět uvažováno jako odlitek ze slitiny hliníku.



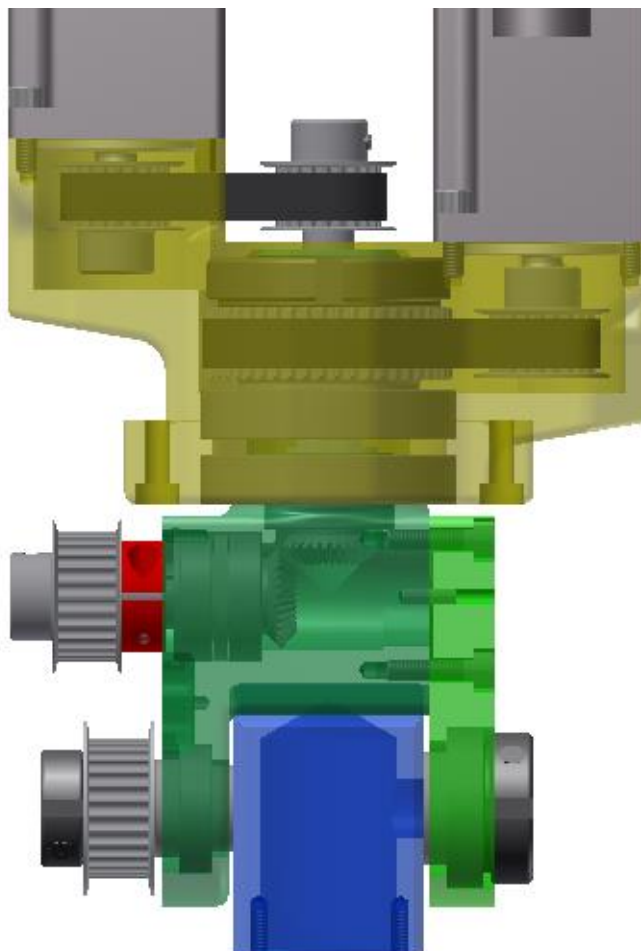
Koncový člen, jak už bylo výše napsáno, je navrhován s upínacím rozhraním a otvorem v ose rotace pro možnost přívodu energií či médií. Výroba je předpokládána technologií třískového obrábění. Původní koncepční návrh je z hlediska montáže nerealizovatelný. Pro vytvoření smontovatelné konstrukce je třeba umožnit vložení koncové člena do vidlice. Dosáhnout toho lze vytvořením rozebíratelné konstrukce alespoň jednoho z těchto dvou těles.

Zvolena byla možnost, kdy je koncový člen zachován jako jedno těleso a rozdělena je vidlice. Jedno rameno je tedy připevněno pomocí šroubů a kolíků pro přesné ustavení polohy. Odnímatelné rameno je uvažováno jako obrobek ze slitiny hliníku.

3.2.5. Optimalizace konstrukčního návrhu

Konstrukce představená v předchozí podkapitole je již funkční. Jako vhodné se však nejeví provedení výstupní osy z kuželového soukolí. Původní spojka mezi kuželovým kolem a hřídelí byla řešena deformací dutého hřídele svěrným pouzdem, kdy dutá hřídel byla vyplněna přímo napojovaným členem. Zachování tohoto provedení je zobrazeno na obrázku (obr. 3-12), kde je v dutině nasunuto prodloužení hřídele pro podporu řemenice. Svěrné pouzdro je zvýrazněno červenou barvou.

Je patrné, že dochází k nežádoucímu navyšování šířky hlavy. Svěrné pouzdro v dalším kroku bylo nahrazeno třemi šrouby umístěnými v místě osazení řemenice. Šrouby se dotáhnou vůči stěně dutého hřídele a vytvoří tím potřebné předpětí pro přenos krouticího momentu.

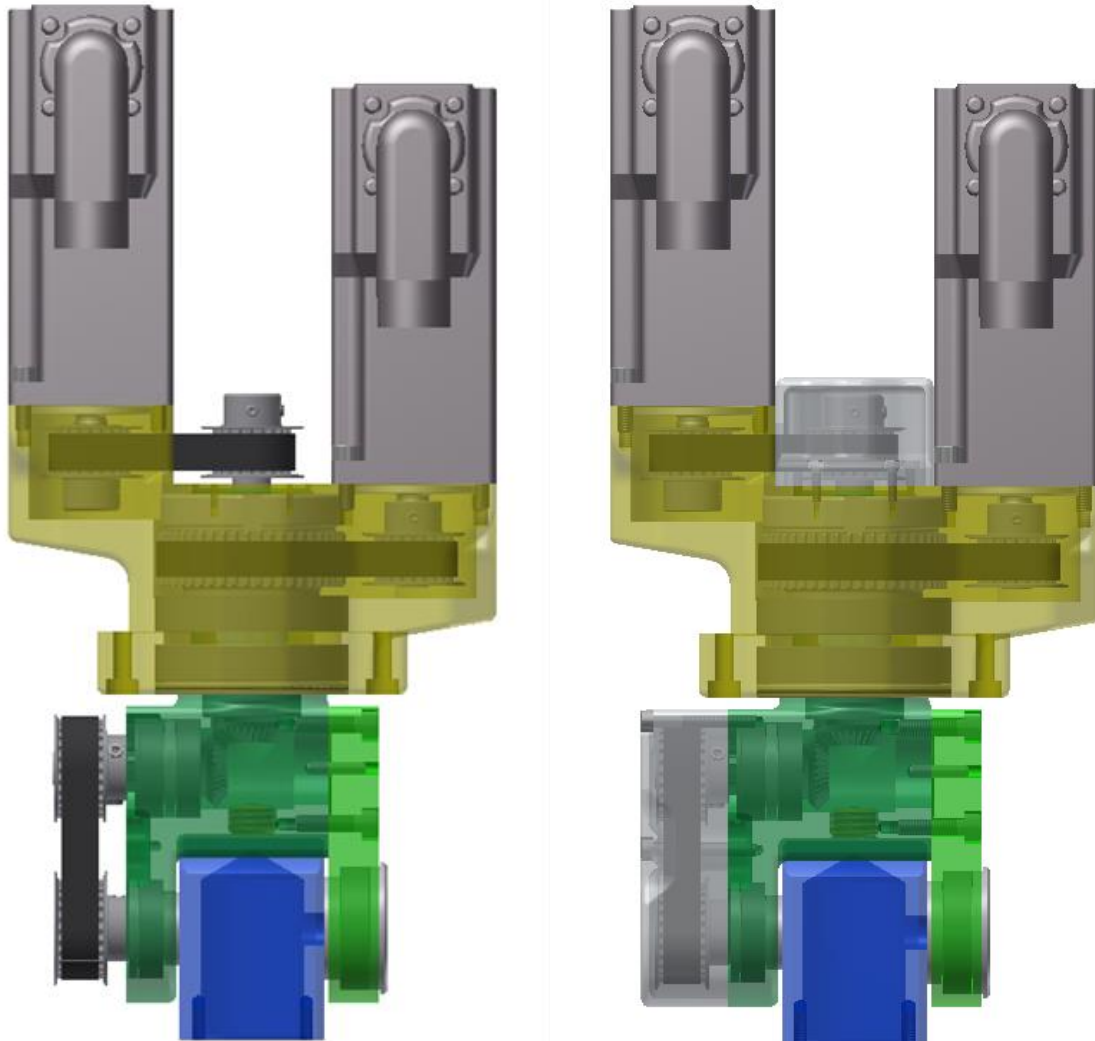


Obrázek 3-12 Varianta se svěrným pouzdem

Řemenice byly voleny především na základě rozměrů. Musí mít dostatečné osazení pro umístění šroubů a nejvyšší vnější průměr nesmí přesahovat rozměr vidlice. Návrh zobrazený na obrázku (obr. 3-13) pak má výsledný převodový poměr osy A roven 1. Převod získaný na ose C je 2,29.

Dále bylo upraveno pojištění koncového členu v axiálním směru. Konceptní návrh byl vytvořen s uvažováním hřídelových matic. Toto řešení však nevhodně rozšiřuje profil hlavy. Nové řešení počítá s použitím přitlačných desek stažených pomocí šroubů. Jedna z desek je právě z rozměrových důvodů zapuštěna do řemenice. Druhá deska pak vytváří plynulý přechod pro přívody do koncového členu a pomáhá těsnit prostor s ložiskem.

Řemenové převody osy A jsou umístěny mimo konstrukci. Zamezení vniku nežádoucích objektů mezi pohybující částí je provedeno pomocí krytování. Pro výrobu krytů je uvažována technologie 3D tisku z polymerů.



Obrázek 3-13 Výsledný 3D model

Pro usnadnění demontáže byla konstrukce vidlice hlavy vybavena zátkou. Tato koncepce byla použita u samotné převodové jednotky, kdy otvor v ose umožňuje vytlačení ozubeného kola z těla.

Distanční kroužky opírající se o ložiska byly navrženy tak, aby nad vnějším průměrem byla minimální vůle. Prostor ložisek je tak dodatečně chráněn proti přístupu nečistot a cizích těles.

Výsledný návrh omezuje natočení osy A v rozsahu přibližně $\pm 90^\circ$ z napřímeného stavu. Polohování osy C není konstrukcí nijak omezeno.



3.3. Výpočty

Výše představený konstrukční návrh byl vytvořen na základě požadavků vyplývajících ze zadání. Jednotlivé uzly budou v této části práce ověřeny kontrolním výpočtem, případně budou optimalizovány.

Veškeré výpočty vychází z aktuálně navržené konfigurace bez uvažování přídavného zařízení upnutého v koncovém členu. Výpočty jsou zpracovávány v programu Microsoft Excel. Takto vytvořený dokument bude následně předán zadavateli. Pokud bude v budoucnu hlava rozšířena dalším zařízením, bude možné použít vytvořené vztahy pro určení konkrétních parametrů.

3.3.1. Zrychlení

Výpočet vychází z Newtonovy pohybové rovnice $F = m \cdot a$ respektive $M_k = I \cdot \alpha$ pro rotační pohyb.

Moment dodaný motorem záleží na provozním režimu. Pro návrh jsou důležité dvě základní hodnoty, a to nominální a špičkový moment. Při výpočtech zrychlení bude počítáno se špičkovým momentem. Získaná hodnota tedy bude odpovídat teoreticky maximálnímu možnému zrychlení. Reálná hodnota zrychlení pak bude nižší než vypočtená. Zařízení také není možné v mezích špičkových momentů dlouhodobě provozovat.

Špičkový moment motoru Beckhoff AM8111

$$M_{kp} = 0,85 [Nm]$$

Jednotlivým tělesům 3D CAD modelu byla přiřazena hustota odpovídající použitým materiálům. Ze softwaru pak byly získány teoretické hodnoty momentů setrvačnosti součástí.

Osa A

Součásti rotující při pohybu osy A mají vzájemné převodové poměry rovny jedné. Výpočet tedy probíhá přímou aplikací Newtonovy pohybové rovnice.



Moment setrvačnosti

$$I_A = 44,4 [kg \cdot mm^2] = 4,44 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2]$$

Maximální teoretické zrychlení

Moment motoru přímo odpovídá momentu působícím na osu A => $M_{kp} = M_{kpA}$

$$M_{kpA} = I_A \cdot \alpha_A \quad \Rightarrow \quad \alpha_A = \frac{M_{kpA}}{I_A} \quad (1)$$

$$\alpha_A = \frac{0,85}{4,44 \cdot 10^{-5}}$$

$$\alpha_A = 19134 [rad \cdot s^{-2}]$$

Doba zrychlování na jmenovité otáčky motoru

Jmenovité otáčky motoru jsou $n_n = 4000 \text{ min}^{-1}$, což odpovídá úhlové rychlosti $\omega_n = 419 \text{ rad/s}$.

$$t_{aA} = \frac{\omega_n}{\alpha_A} \quad (2)$$

$$t_{aA} = \frac{419}{19134}$$

$$t_{aA} = 0,022 [s]$$

Úhel opsaný při zrychlení na jmenovité otáčky

$$\varphi_{aA} = \frac{1}{2} \cdot \omega_n \cdot t_{aA} \quad (3)$$

$$\varphi_{aA} = \frac{1}{2} \cdot 419 \cdot 0,022$$

$$\varphi_{aA} = 4,58 [rad] = 263 [^\circ]$$

Celkový úhel opsaný při zrychlení na jmenovité otáčky a následném zastavení

Uvažujeme hodnotu brzdného momentu o velikosti momentu špičkového. Doba brzdění a opsaný úhel pak odpovídá hodnotám při zrychlování. Celkový čas a úhel potřebný pro roztočení na jmenovité otáčky a opětovné zastavení se tedy rovná dvojnásobku původní hodnoty.

$$\varphi_{cA} = 2 \cdot \varphi_{aA} \quad (4)$$

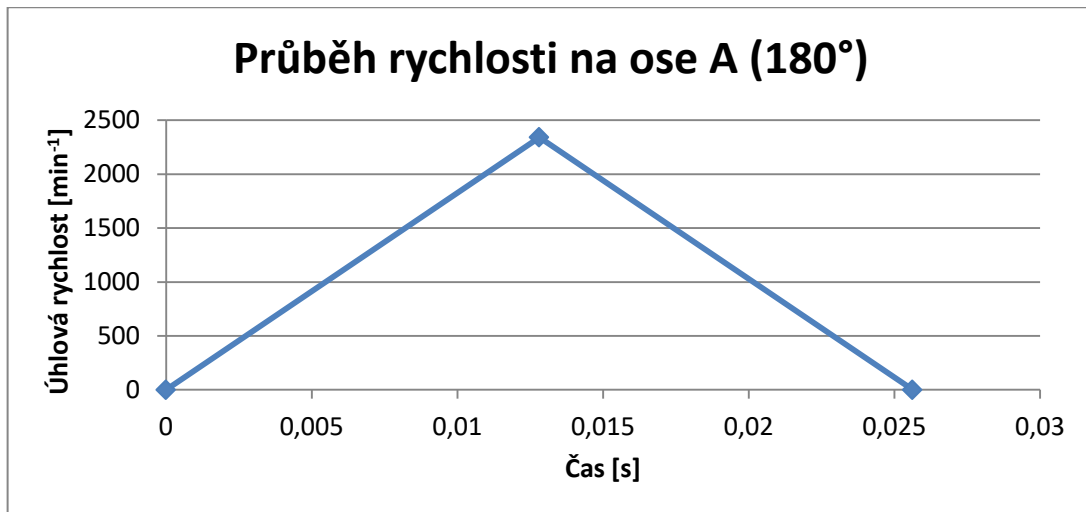
$$\varphi_{cA} = 2 \cdot 263$$

$$\varphi_{cA} = 526^\circ$$

Z výsledku je patrné, že v rámci zrychlení na jmenovité otáčky a následném zastavení dojde k vykonání více než jedné otáčky. Jak již bylo uvedeno, pohyblivost osy A je omezena na rozsah $\pm 90^\circ$. Z toho vyplývá, že není možné dosáhnout jmenovitých otáček motoru.

Přepohování osy A mezi krajními polohami

Mezním případem při polohování osy A je pohyb mezi krajními pozicemi. Takto opsaný úhel odpovídá 180° . Polovina dráhy bude využita pro zrychlení a druhá polovina pro opětovné zastavení.



Obrázek 3-14 Průběh rychlosti na ose A

Maximální dosažená úhlová rychlost je přibližně 2340 otáček za minutu. Celkový čas potřebný pro přepohování je 0,026 sekundy.



Osa C

Při zjišťování dynamiky pohonu osy C byl použit obdobný postup jako pro osu A. Moment setrvačnosti byl opět získán pomocí vytvořeného počítačového modelu. Pohon osy však obsahuje vložený převod, který je realizován ozubeným řemenem. Hnací řemenice umístěná na výstupní hřídeli motoru má 21 zubů a hnaná řemenice umístěná na vidlici má 48 zubů. Výsledný převod pak odpovídá poměru těchto hodnot, tedy $i_C = \frac{\text{hnaný člen}}{\text{hnací člen}} = \frac{48}{21} \cong 2,29$.

Moment setrvačnosti osy C redukováný na hnaný člen

$$I_{Cred} = (I_m + I_{\dot{r}}) \cdot i_C^2 + I_C = (2,9 + 0,5) \cdot 2,29^2 + 373,6 \quad (5)$$

$$I_{Cred} = 391,3 [kg \cdot mm^2] = 3,91 \cdot 10^{-4} [kg \cdot m^2]$$

Maximální teoretické zrychlení

Moment působící na hnaný člen: $M_{k_{pC}} = i_C \cdot M_{k_p} = 2,29 \cdot 0,85 = 1,94 [Nm]$

$$M_{k_{pC}} = I_{Cred} \cdot \alpha_C \quad \Rightarrow \quad \alpha_C = \frac{M_{k_{pC}}}{I_{Cred}} \quad (6)$$

$$\alpha_C = \frac{1,94}{3,91 \cdot 10^{-4}}$$

$$\alpha_C = 4966 [rad \cdot s^{-2}]$$

Doba zrychlování na jmenovité otáčky motoru

$$t_{ac} = \frac{\omega_n}{i \cdot \alpha_A} \quad (7)$$

$$t_{ac} = \frac{419}{2,29 \cdot 4966}$$

$$t_{ac} = 0,04 [s]$$



Úhel opsaný při zrychlení na jmenovité otáčky

$$\varphi_{ac} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega_n}{i} \cdot t_{ac} \quad (8)$$

$$\varphi_{ac} = \frac{1}{2} \cdot \frac{419}{2,29} \cdot 0,04$$

$$\varphi_{ac} = 3,38 [rad] = 194 [^\circ]$$

Celkový úhel opsaný při zrychlení na jmenovité otáčky a následném zastavení

Uvažujeme hodnotu brzdného momentu o velikosti momentu špičkového. Doba brzdění a opsaný úhel pak odpovídá hodnotám při zrychlování. Celkový čas potřebný pro roztočení na jmenovité otáčky a opětovné zastavení se tedy rovná dvojnásobku vypočtené hodnoty.

$$\varphi_{cc} = 2 \cdot \varphi_{ac} \quad (9)$$

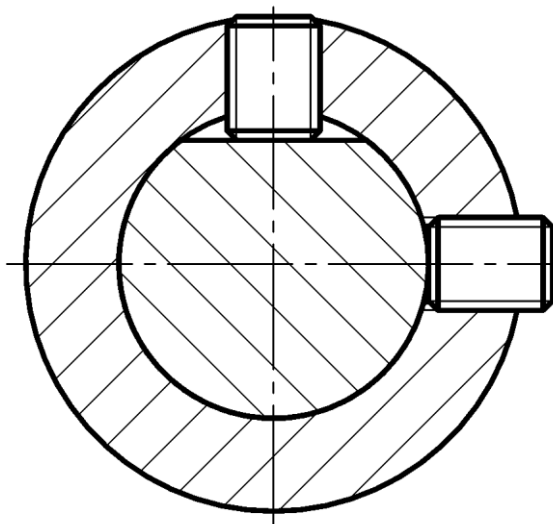
$$\varphi_{cc} = 2 \cdot 194$$

$$\varphi_{cc} = 388^\circ$$

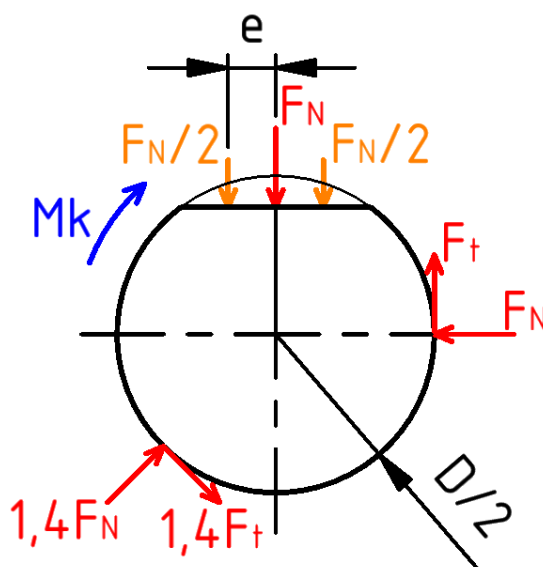
Pro roztočení osy C na jmenovité otáčky motoru je opět potřeba opsat více než jednu plnou otáčku. V tomto případě však není pohyb osy konstrukčně omezen. Pracovní podmínky pak záleží na konkrétní aplikaci. Je ale pravděpodobné, že se opět bude jednat o provoz pod jmenovitými otáčkami motoru.

3.3.2. Dimenzování spojek

Pro přenos krouticího momentu mezi hřídelí a řemenicí byl zvolen spoj pomocí přítlačných šroubů (obr. 3-16). Na hřídeli je vytvořena opěrná plocha, vůči které se šroub dotahuje. Pro zvýšení efektu je použit druhý šroub umístěný pod úhlem 90° vůči prvnímu. Schéma spoje je zobrazeno na obrázku (obr. 3-15)

**Obrázek 3-15 Provedení připojení řemenice**

Dimenzování probíhá na základě zvoleného rozkladu sil (obr. 3-16). Dva přítláčné šrouby působí na hřídel normálovými silami, které umožňují vznik odpovídajících třecích sil. Silová rovnováha je zajištěna reakční silou vzniklou v ose mezi přítláčnými šrouby.

**Obrázek 3-16 Rozklad sil na spojce**

Ze schématu rozkladu sil na spojce řemenice vyplývá vztah mezi přenášeným krouticím momentem a silou:

$$F_N = \frac{2 \cdot M_k}{f \cdot D + \sqrt{2} \cdot f \cdot D + e} \quad (10)$$



Symbol f v tomto vzatu značí součinitel tření mezi hřídelí a čelem přítlačného šroubu (ocel – ocel $f_{\text{Fe3C-Fe3C}} = 0,42$; ocel – hliník $f_{\text{Fe3C-Al}} = 0,47$) [23]. Dosazením maximálního působícího momentu do rovnice získáme potřebnou utahovací sílu šroubů.

Známa osová síla ve šroubu je následně využita pro určení tlaku v závitech a tlaku působícím na čele přítlačného šroubu v místě plochy na hřídeli.

Pro výpočet tlaku v závitu je použitý vztah $p_z = \frac{F_N}{S_p}$ (11), kde veličina S_p odpovídá ploše styku v závitu a vychází z rozměrů závitu a počtu činných závitů $S_p = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} \cdot z$ (12).

Tlak na čele přítlačného šroubu pak vychází ze vztahu pro otláčení $p_o = \frac{F_N}{S_o}$ (13), kde S_o značí plochu čela o průměru d_p a vypočítá se jako $S_o = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$ (14).

Výpočty jednotlivých spojů byly naprogramovány pomocí programu Microsoft Excel a jsou uvedeny v příloze. Získané hodnoty napětí jsou uvedeny v tabulce (tab. 2).

Řemenice	p_z [N.mm ⁻²]	p_o [N.mm ⁻²]
Motor osy A	14	57
Vstupní osa soukolí	16	49
Výstupní osa soukolí	15	45
Koncový člen	11	49
Motor osy C	14	57
Osa C	4	37

Tabulka 2 Napětí v jednotlivých spojih

Pro zhodnocení vypočtených napětí budou výsledky porovnány s příslušným dovoleným napětím. Pevnostní třída šroubů byla zvolena 12.9. Mez kluzu materiálu tedy odpovídá hodnotě $12 \cdot 9 \cdot 10 = 1080$ MPa.

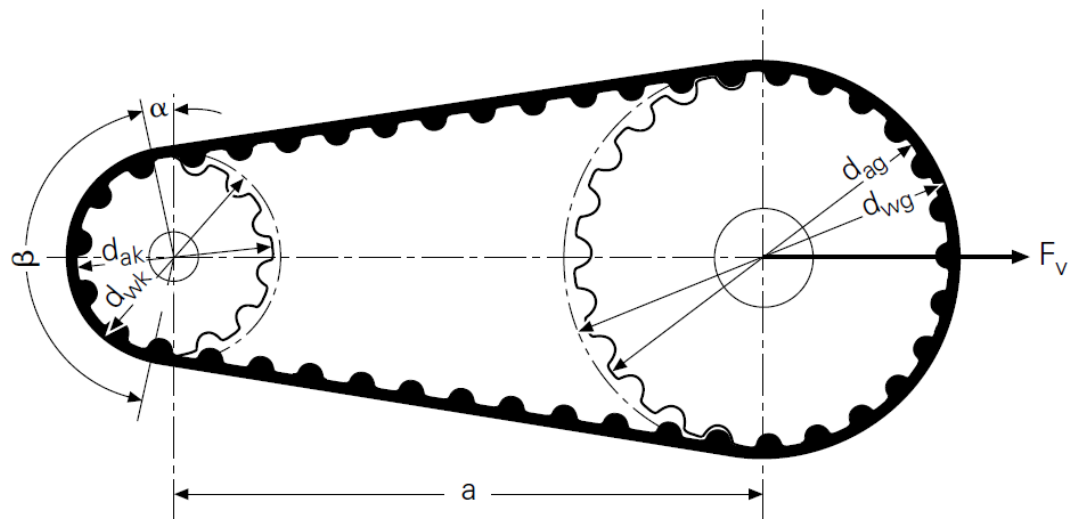
Výrobce řemenic byla zvolena česká firma TYMA CZ, s.r.o. V podkladech firmy však nebyl nalezen konkrétní materiál, z kterého jsou řemenice vyrobeny. Výrobce uvádí jako použitý materiál „hliník“. Pro možnost porovnání byla zvolena jedna z nejnižších hodnot meze kluzu uváděných pro hliník a jeho slitiny [24]. Dovolené napětí je tedy voleno $\sigma_{DAl} = 35$ MPa.

Materiál hřídele v případě oceli je volen 11 523 dle ČSN, pro díly z hliníkových slitin je volen materiál EN AW 6063. Dovolené napětí v případě oceli je voleno $\sigma_{DFe3C} = 355 \text{ MPa}$ [3] a pro slitinu hliníku $\sigma_{DsaI} = 190 \text{ MPa}$ [25].

Z pohledu do tabulky (tab. 2) je patrné, že žádná z hodnot nepřesahuje příslušné dovolené napětí. **Všechny navržené spoje vyhovují maximálnímu možnému zatížení.**

3.3.3. Kontrola řemenových převodů

Návrh byl proveden s uvažováním řemenů s profilem HTD 3M a šířkou 9 mm. Pro kontrolu byl proveden výpočet dle katalogu od firmy Continental [28].



Obrázek 3-17 Schéma převodu ozubeným řemenem [28]

Schematický obrázek (obr. 3-17) zobrazuje základní parametry převodu ozubeným řemenem.

Převod (A1) mezi motorem osy A a vstupním kuželovým kolem

Řemen: Profil HTD 3M – 9, tloušťka $t = 3 \text{ mm}$, šířka $b = 9 \text{ mm}$,
roztečná délka řemenu $L_{wA1} = 141 \text{ mm}$

Hnací řemenice: 21-03M-09-6F, počet zubů $z_{kA1} = 21$

Hnaná řemenice: 21-03M-09-6F, počet zubů $z_{gA1} = 21$



Určení provozního faktoru

Výpočet zahrnuje celkový provozní faktor c_0 , který je dán bezpečnostními koeficienty pro speciální provozní podmínky způsobené zátěží, zrychlením a únavou.

$$c_0 = c_2 + c_3 + c_4 \quad (15)$$

Určení koeficientu c_1 probíhá na základě parametru z_e . Úhel opásání β je v tomto případě $\beta_{A1} = 180^\circ$.

$$z_{eA1} = z_{kA1} \cdot \frac{\beta_{A1}}{360} = 21 \cdot \frac{180}{360} = 10,5 \quad (16)$$

Hodnota z_e	Koeficient c_1
3	0,4
4	0,6
5	0,8
≥ 6	1,0

Tabulka 3 Volba koeficientu c_1 [28]

Parametr z_e je roven hodnotě 10,5. Dle tabulky (tab. 3) koeficient c_1 odpovídá $c_{1A1} = 1$.

Hodnota koeficientu c_2 je odečtena z grafu uvedeného v katalogu [28].

$$c_{2A1} = 1,7$$

Koeficient c_3 je dán převodovým poměrem a řídí se tabulkou (tab. 4)

Převodový poměr i	Koeficient c_3
1,00 – 1,24	0
1,25 – 1,74	0,1
1,75 – 2,49	0,2
2,50 – 3,49	0,3
$\geq 3,50$	0,4

Tabulka 4 Volba koeficientu c_3 [28]

Převodový poměr soukolí je $i_{A1}=1$, což odpovídá hodnotě koeficientu $c_{3A1}=0$.



Koeficient c_4 představuje faktor únavy, který je dán dobou provozu.

Typ a doba provozu	Koeficient c_4
Denní provoz 10 – 16 hodin	+0,2
Denní provoz přes 16 hodin	+0,4
Přídavné napínací kladky	+0,2
Přerušovaný provoz	-0,2

Tabulka 5 Volba koeficientu c_4 [28]

Z hlediska určení stroje a určení hlavy lze usuzovat přerušované provozní podmínky hlavy. Tedy $c_{4A1} = -0,2$.

Koeficient c_5 v sobě zahrnuje délkový faktor a frekvenci kmitání řemenu. Řemen s profilem HTD 3M a roztečnou délkou řemenu $L_{wA1} = 141$ mm odpovídá koeficientu $c_{5A1} = 0,8$. [28]

Celkový provozní faktor je spočítán jako

$$c_{0A1} = c_{2A1} + c_{3A1} + c_{4A1} = 1,7 + 0 - 0,2 = 1,5 \quad (17)$$

Získané jednotlivé koeficienty jsou shrnuty v následující tabulce (tab. 6).

c_{1A1}	1
c_{2A1}	1,7
c_{3A1}	0
c_{4A1}	-0,2
c_{5A1}	0,8
c_{0A1}	1,5

Tabulka 6 Koeficienty c_{0A1} - c_5 převodu A1

Kontrola šířky řemenu vychází ze vztahu $P \cdot c_0 \leq P_R \cdot c_1 \cdot c_5$. Pokud je uvedený vztah splněn, navržená šířka řemenu vyhovuje. Z tabulky uvedené v katalogu [28] je odečtena hodnota $P_{RA1} = 0,19$ kW. Výkon zvolených motorů AM8111 výrobce uvádí $P = 0,08$ kW.

$$P \cdot c_{0A1} \leq P_{RA1} \cdot c_{1A1} \cdot c_{5A1} \quad (18)$$

$$0,08 \cdot 1,5 \leq 0,19 \cdot 1 \cdot 0,8$$

$$0,12 \leq 0,152$$

Vztah pro kontrolu šířky řemenu je splněn => **navržený řemen vyhovuje.**



Pro možnost určení namáhání systému bude určena celková předepínací síla F_v pro otáčky $n_k = 2300 \text{ min}^{-1}$. Tato veličina bude pro další potřeby práce značena dle konkrétního převodu. V tomto případě F_{A1} .

$$F_v = F_{A1} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P \cdot \sin \frac{\beta_{A1}}{2}}{t \cdot z_{kA1} \cdot n_k} \quad (19)$$

$$F_{A1} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot \sin \frac{180}{2}}{3 \cdot 21 \cdot 2300}$$

$$F_{A1} = 33,1 [N]$$

Převod (A2) mezi výstupním kuželovým kolem a koncovým členem

Řemen: Profil HTD 3M – 9, tloušťka $t = 3 \text{ mm}$, šířka $b = 9 \text{ mm}$, roztečná délka řemenu $L_{wA2} = 156 \text{ mm}$

Hnací řemenice: 26-03M-09-6F, počet zubů $z_{kA2} = 26$

Hnaná řemenice: 26-03M-09-6F, počet zubů $z_{gA2} = 26$

Určení jednotlivých koeficientů potřebných pro výpočet je stejné jako v předchozím případě a nebude podrobně rozepsáno. Hodnoty koeficientů jsou představeny v tabulce (tab. 7).

C_{1A2}	1
C_{2A2}	1,7
C_{3A2}	0
C_{4A2}	-0,2
C_{5A2}	0,8
C_{0A2}	1,5

Tabulka 7 Koeficienty $c_0 - c_5$ převodu A2

Z podkladů firmy Continental [28] byla odečtena hodnota parametru $P_{RA2} = 0,19 \text{ [kW]}$. Vztah pro kontrolu šířky řemenu pak odpovídá:

$$P \cdot c_{0A2} \leq P_{RA2} \cdot c_{1A2} \cdot c_{5A2} \quad (20)$$

$$0,08 \cdot 1,5 \leq 0,19 \cdot 1 \cdot 0,8$$

$$0,12 \leq 0,152$$

Vztah pro kontrolu šířky řemenu je splněn => **navržený řemen vyhovuje.**



Úhel opásání činí $\beta_{A2} = 180^\circ$. Předepínací síla převodu A2 odpovídá:

$$F_{A2} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P \cdot \sin \frac{\beta_{A2}}{2}}{t \cdot z_{kA2} \cdot n_k} \quad (21)$$

$$F_{A2} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot \sin \frac{180}{2}}{3 \cdot 26 \cdot 2300}$$

$$F_{A2} = 26,8 [N]$$

Převod (C) mezi motorem a osou C

Řemen: Profil HTD 3M – 9, tloušťka $t = 3$ mm, šířka $b = 9$ mm,
roztečná délka řemenu $L_{wC} = 186$ mm

Hnací řemenice: 21-03M-09-6F, počet zubů $z_{kC} = 21$

Hnaná řemenice: 48-03M-09-6, počet zubů $z_{gC} = 48$

Určení jednotlivých koeficientů potřebných pro výpočet je stejné jako v předchozích případech. Hodnoty koeficientů jsou představeny v tabulce (tab. 8).

C_{1C}	1
C_{2C}	1,7
C_{3C}	0,2
C_{4C}	-0,2
C_{5C}	0,8
C_{0C}	1,7

Tabulka 8 Koeficienty $c_0 - c_5$ převodu A2

Z podkladů firmy Continental [28] byla odečtena hodnota parametru $P_{RC} = 0,19$ [kW]. Kontrola šířky řemenu:

$$P \cdot c_{0C} \leq P_{RC} \cdot c_{1C} \cdot c_{5C} \quad (22)$$

$$0,08 \cdot 1,7 \leq 0,19 \cdot 1 \cdot 0,8$$

$$0,136 \leq 0,152$$

Vztah pro kontrolu šířky řemenu je splněn => **navržený řemen vyhovuje.**

Úhel opásání β v tomto případě činí $\beta_C = 141,5^\circ$. Výpočet předepínací síly řemenu:

$$F_C = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P \cdot \sin \frac{\beta_C}{2}}{t \cdot z_{kC} \cdot n_k} \quad (23)$$

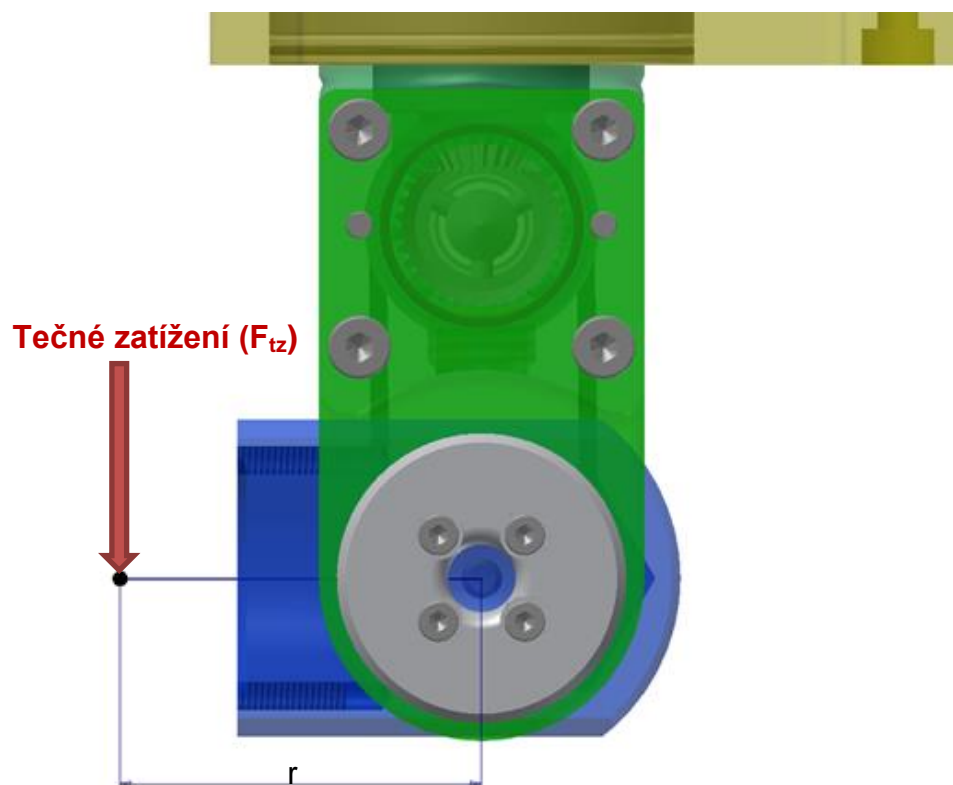
$$F_C = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot \sin \frac{141,5}{2}}{3 \cdot 21 \cdot 2300}$$

$$F_C = 31,3 \text{ [N]}$$

3.3.4. Zatížení koncového členu

Stejně jako v případě výpočtu zrychlení, i v tomto případě výpočet vychází z navržené konfigurace bez uvažování dalšího instalovaného zařízení.

Ztráty v převodech jsou ve výpočtu zanedbány. Účinnost ozubených řemenových převodů i kuželových soukolí se pohybuje těsně pod 100 %. Pro určení zátěže bylo zvoleno rameno o délce 40 mm od osy otáčení. Skutečná délka ramene vychází z instalovaného zařízení.



Obrázek 3-18 Rameno zátěžné síly

Určení mezního tečného zatížení

Rameno síly $r = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$

$$F_{tz} = \frac{M_{kn}}{r} \quad (24)$$

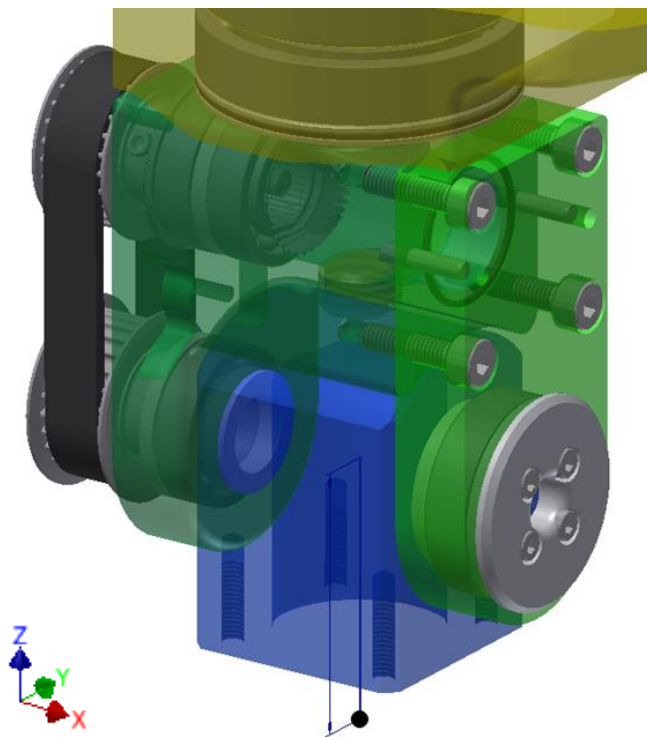
$$F_{tz} = \frac{0,2}{0,04}$$

$$F_{tz} = 5 \text{ [N]}$$

V případě manipulace toto zatížení odpovídá objektu o mezní hmotnosti $m = \frac{F}{g} = \frac{5}{10} = 0,5 \text{ [kg]}$. Tato hodnota nezohledňuje osazený efektor.

Volba zatížení koncového členu

Určení zatížení koncového členu vychází z napřímené polohy.



Obrázek 3-19 Volba zatížení koncového členu

Velikost sil působících v jednotlivých směrech (X, Y, Z) není známa. Určeny jsou tedy referenční hodnoty vycházející z mezního tečného zatížení.



Síla ve směru Y působící na rameni je totožná s tečným zatížením, tedy $F_y = F_{tz} = 5 [N]$.

Ve směru X nepůsobí tíhové síly. Zatížení je v tomto případě dáno samotným pohybem os stroje. Osy X a Y tvoří půdorysnou rovinu, pro působení na referenční bod je tak uvažována stejná síla jako pro osu Y $F_x = F_y = 5 [N]$.

Sílu v ose Z v tomto bodě není možné určit ani odhadnout. Její velikost je pak pro účely výpočtu určena jako $F_{tz} = 10 \cdot F_y = 50 [N]$.

3.3.5. Zatížení ložisek

Zatížení ložisek vychází z rozkladu vnějších sil a momentů do reakcí v místech jednotlivých uložení (fialově zvýrazněná místa na schématech). Postup výpočtu vychází ze silových a momentových rovnic rovnováhy. Momenty působící v ose rotace nejsou uvažovány, protože nemají vliv na velikost a orientaci hledaných reakčních účinků.

Veličiny reakcí jsou značeny číslem odpovídajícím místu uložení a indexem udávajícím směr v souřadném systému. Orientace sil je reprezentována znaménkem. Kladné hodnoty znamenají souhlasný směr se souřadnicí, záporné směr proti souřadnici.

V tabulce (tab. 9) jsou uvedeny jednotlivé délkové parametry konstrukce odečtené z vytvořeného návrhu.

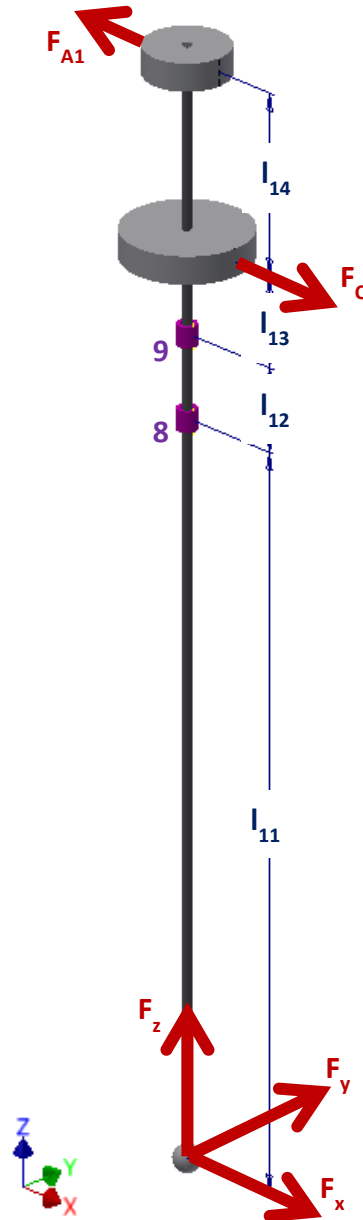
r	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	l ₆	l ₇
0,04	0,025	0,017	0,017	0,009	0,008	0,008	0,008

l ₈	l ₉	l ₁₀	l ₁₁	l ₁₂	l ₁₃	l ₁₄
0,012	0,019	0,023	0,105	0,012	0,013	0,026

Tabulka 9 Délkové parametry konstrukce

Uložení osy C

Osa C je uložena pomocí dvou kosoúhlých ložisek montovaných čely k sobě (do „O“). Uložení tak přenáší axiální síly v obou směrech.



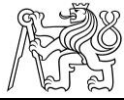
Obrázek 3-20 Schéma uložení osy C

Silové rovnice rovnováhy $\sum F = 0$. Suma sil v daném směru se musí rovnat 0.

$$x: -F_{A1} + F_C + F_x + R_{9x} + R_{8x} = 0 \quad (25)$$

$$y: F_y + R_{9y} + R_{8y} = 0 \quad (26)$$

$$z: F_z + R_{8z} = 0 \quad (27)$$



Momentové rovnice rovnováhy $\sum M_k = 0$. Suma momentů v rovině, vztahených k určitému bodu, se musí rovnat 0.

$$9, xz: F_{A1}(l_{13} + l_{14}) - F_C \cdot l_{13} + F_x(l_{11} + l_{12}) + R_{8x} \cdot l_{12} = 0 \quad (28)$$

$$9, yz: F_y(l_{11} + l_{12}) + R_{8y} \cdot l_{12} = 0 \quad (29)$$

Vztahy pro určení velikosti reakčních sil vyplývají z výše uvedených rovnic rovnováhy. Po úpravě dostaneme vztahy:

$$R_{8x} = \frac{F_C \cdot l_{13} - F_{A1}(l_{13} + l_{14}) - F_x(l_{11} + l_{12})}{l_{12}} \quad (30)$$

$$R_{8y} = \frac{-F_y(l_{11} + l_{12})}{l_{12}} \quad (31)$$

$$R_{8z} = -F_z \quad (32)$$

$$R_{9x} = F_{A1} - F_C - F_x - \frac{F_C \cdot l_{13} - F_{A1}(l_{13} + l_{14}) - F_x(l_{11} + l_{12})}{l_{12}} \quad (33)$$

$$R_{9y} = -F_y + \frac{F_y(l_{11} + l_{12})}{l_{12}} \quad (34)$$

Uložení s označením 8 a 9 je realizováno kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem. Ložiska jsou vůči sobě předepnuta silou $G_A = G_{AC} = 18$ [N] danou výrobcem. Hmotnost pohyblivé části hlavy byla pomocí CAD modelu určena na $m_p = 0,8$ [kg]. Reakční síla v ložiscích po zohlednění těchto hodnot odpovídá:

$$R_{8z} = -F_z - G_{AC} \quad (35)$$

$$R_{9z} = G_{AC} + m_p \cdot g \quad (36)$$

Výsledné hodnoty jednotlivých reakčních sil:

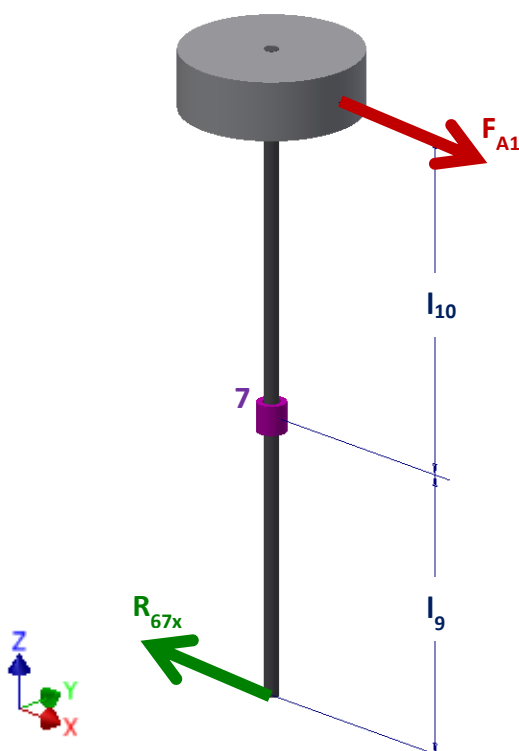
Označení	Hodnota	Jednotka
R_{8x}	-122,5	N
R_{8y}	-48,8	N
R_{8z}	-25,8	N
R_{9x}	119,4	N
R_{9y}	43,8	N
R_{9z}	25,8	N

Tabulka 10 Reakce v uložení osy C

Další uvedené uzly jsou odvozeny obdobným způsobem. Uvedeny pak budou pouze výsledné hodnoty.

Prodloužení osy vstupního kuželového kola

Tato hřídel je uložena pouze pomocí jednoho ložiska a konec hřídele je pomocí spojky připojen ke vstupnímu kuželovému kolu. Pro vytvoření rovnováhy předpokládáme vznik adekvátní reakční síly právě v místě spojky. Nepředpokládá se přenos sil či momentů opačným směrem, tedy od kuželového kola k tomuto prodloužení.



Obrázek 3-21 Schéma prodloužení osy vstupního kuželového kola

Síla s označením R_{67x} značí sílu přenášenou hřídelovou spojkou.

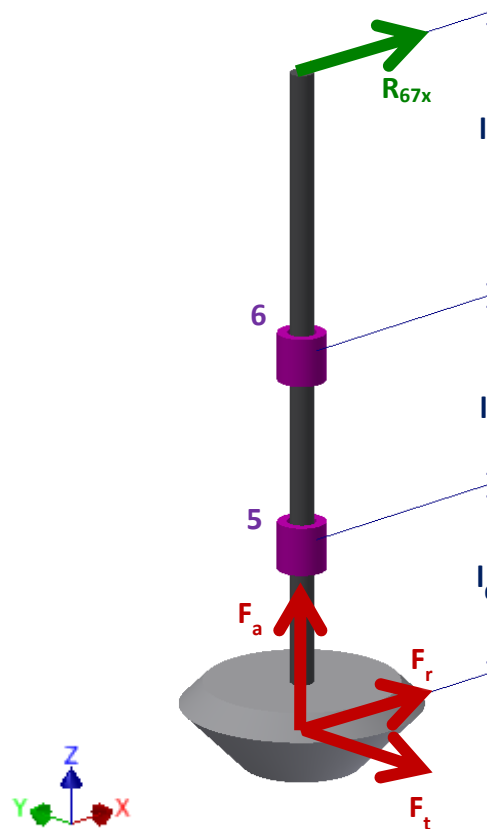
Výsledné hodnoty:

Označení	Hodnota	Jednotka
R_{67x}	40,1	N
R_{7x}	73,2	N

Tabulka 11 Reakce v prodloužení osy vstupního kuželového kola

Osa vstupního kuželového kola

Síly vznikající v místě styku ozubení (F_t , F_r , F_a) působí na středním průměru. Pro účely výpočtu jsou však uvažovány v ose hřídele. Výpočet nezahrnuje krouticí moment na hřídeli, protože nemá žádný efekt na charakter výsledných reakcí.



Obrázek 3-22 Schéma osy vstupního kuželového kola

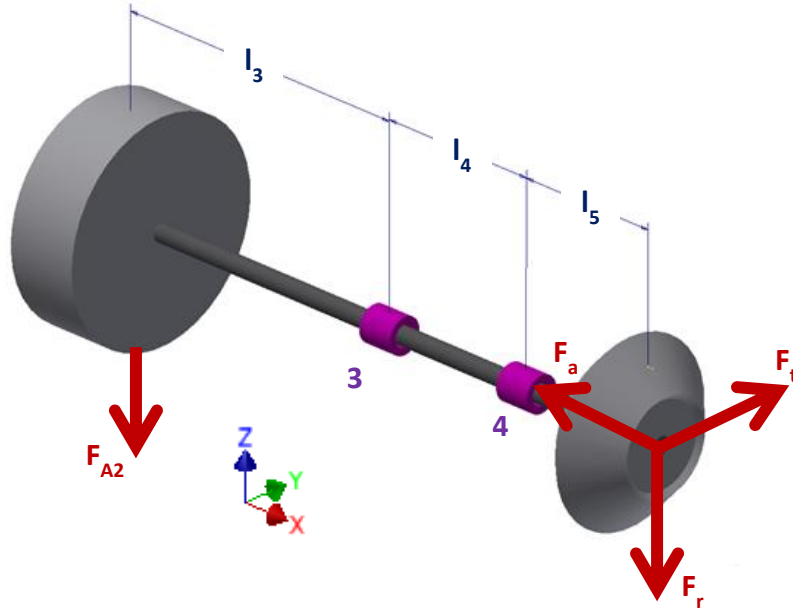
Uložení 5 a 6 je provedeno pomocí radiálních kuličkových ložisek. Tato ložiska jsou zachována z původní úhlové převodové jednotky AG2250 – WPLE40. Axiální síla je zachytávána ložiskem v místě 5.

Označení	Hodnota	Jednotka
R_{5x}	-53,2	N
R_{5y}	52,0	N
R_{5z}	6,7	N
R_{6x}	-100,0	N
R_{6y}	-26,0	N

Tabulka 12 Reakce v uložení vstupního kola

Osa výstupního kuželového kola

Stejně jako v případě vstupního kuželového kola, tak i v tomto případě byly síly vznikající na ozubení umístěny do osy hřídele.



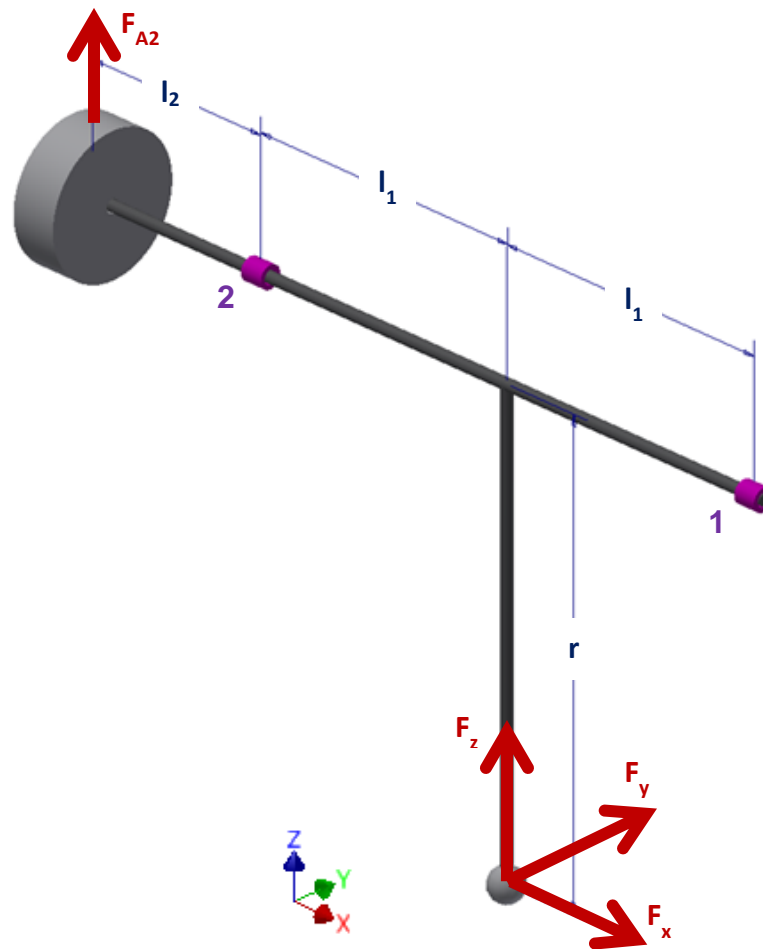
Obrázek 3-23 Schéma osy výstupního kuželového kola

Ložiska jsou opět ponechána z původního produktu. Axiální síla je zachytávána ložiskem v místě 4.

Označení	Hodnota	Jednotka
R_{3x}	6,7	N
R_{3y}	23,1	N
R_{3z}	77,1	N
R_{4y}	-49,2	N
R_{4z}	-43,6	N

Tabulka 13 Reakce v uložení výstupního kola

Koncový člen



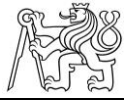
Obrázek 3-24 Schéma uložení koncového členu

Koncový člen je uložen pomocí dvou kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Ložiska jsou umístěna čely k sobě (do „O“) a jsou předeprnuta silou $G_A = G_{AA} = 18$ [N].

Označení	Hodnota	Jednotka
R_{1x}	13	N
R_{1y}	-2,5	N
R_{1z}	-11,9	N
R_{2x}	-23	N
R_{2y}	-2,5	N
R_{2z}	-64,9	N

Tabulka 14 Reakce v uložení koncového členu

V této konfiguraci je jedno z ložisek zatíženo větší axiální silou a druhé menší. Výpočet slouží pouze k získání referenčních hodnot pro možnost získání základní představy o zátěži uložení.



3.3.6. Trvanlivost ložisek

Životnost ložisek vychází ze znalosti zatížení a provozního režimu. Lze předpokládat, že provozní podmínky hlavy nebudou vyžadovat vícenásobné otáčení osy C danými otáčkami. Režim bude spíše střídavý, kdy se nebude souvisle provádět více otáček najednou. Konstrukce osy A pak přímo vylučuje režim s vícenásobným otáčením. Tato úvaha vede na statické namáhání ložisek.

Zatížení ložisek je získáno ze znalosti reakčních účinků v místech jednotlivých uložení. Síly jsou rozloženy na axiální a radiální. Získané hodnoty jsou následně použity pro výpočet trvanlivosti, respektive kontroly zatížení.

Číslování ložisek odpovídá značení uložení v předchozí kapitole.

Ložisko 1

Rozklad zatížení na radiální a axiální složku:

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1z}^2} = \sqrt{(-2,5)^2 + (-11,9)^2} = 12,2 \text{ [N]} \quad (37)$$

$$F_{a1} = R_{1x} = 13 \text{ [N]} \quad (38)$$

Při návrhu bylo zvoleno provedení ložiska s označením 71 903 a úhlem styku 15° . Pro výpočet pak byl zvolen produkt společnosti SKF se statickou únosností $C_0 = C_{01} = 2 \text{ [kN]}$. [29]

Výpočet je čerpán z produktového katalogu SKF. Ekvivalentní statické zatížení vyplývá ze vztahu $P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$. Koeficient Y_0 je pro uvedené ložisko roven hodnotě $Y_{01} = 0,46$ a koeficient statické bezpečnosti pak činí $s_0 = 2$. [29]

$$P_{01} = 0,5 \cdot F_{r1} + Y_{01} \cdot F_{a1} \quad (39)$$

$$P_{01} = 0,5 \cdot 12,2 + 0,46 \cdot 13$$

$$P_{01} = 12,1 \text{ [N]}$$



Kontrola statického zatížení

$$C_{01} \geq s_0 \cdot P_{01} \quad (40)$$

$$2000 \geq 2 \cdot 12,1$$

$$2000 \geq 24,2 \text{ [N]}$$

Z výsledku je patrné, že statická únosnost navrženého ložiska je mnohonásobně vyšší než jeho reálné zatížení. **Navržené ložisko vyhovuje.**

Ložisko 2

Označení ložiska SKF 71901; úhel styku 15°; statická únosnost $C_0 = C_{02} = 1,18 \text{ [kN]}$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2z}^2} = \sqrt{(-2,5)^2 + (-64,9)^2} = 64,9 \text{ [N]} \quad (41)$$

$$F_{a2} = |R_{2x}| = 23 \text{ [N]} \quad (42)$$

Koeficient Y_0 je pro uvedené ložisko roven hodnotě $Y_{02} = 0,46$ a koeficient statické bezpečnosti pak činí $s_0 = 2$.

$$P_{02} = 0,5 \cdot F_{r2} + Y_{02} \cdot F_{a2} \quad (43)$$

$$P_{02} = 0,5 \cdot 64,9 + 0,46 \cdot 23$$

$$P_{02} = 43 \text{ [N]}$$

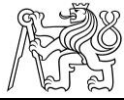
Kontrola statického zatížení

$$C_{02} \geq s_0 \cdot P_{02} \quad (44)$$

$$1180 \geq 2 \cdot 43$$

$$1180 \geq 86 \text{ [N]}$$

Statická únosnost navrženého ložiska je mnohonásobně vyšší než jeho reálné zatížení. **Navržené ložisko vyhovuje.**



Ložisko 3

Ložiska s číselným označením 3 až 6 jsou zachována z demontované převodové úhlové jednotky Beckhoff AG2250 – WPLE40. Dle značení se jedná o jednořadá kuličková ložiska NACHI 6901-2NSE. Z katalogu výrobce byl získán parametr statické únosnosti $C_0 = C_{03} = 1,32 [kN]$. Samotný výpočet probíhá dle pokynů uvedených v tomto katalogu. Koeficient statické bezpečnosti je volen $s_0 = 2$. [30]

$$F_{r3} = \sqrt{R_{3y}^2 + R_{3z}^2} = \sqrt{23,1^2 + 77,1^2} = 80,5 [N] \quad (45)$$

$$F_{a3} = |R_{3x}| = 6,7 [N] \quad (46)$$

Ekvivalentní statické zatížení vychází ze vztahů $P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a$ a $P_0 = F_r$. Pro výpočet se použije vyšší hodnota získané veličiny P_0 . [30]

$$P_{03} = \max(0,6 \cdot F_{r3} + 0,5 \cdot F_{a3}; F_{r3}) \quad (47)$$

$$P_{03} = \max(0,6 \cdot 80,5 + 0,5 \cdot 6,7; 80,5) = \max(51,6; 80,5)$$

$$P_{03} = 80,5 [N]$$

Kontrola statického zatížení

$$C_{03} \geq s_0 \cdot P_{03} \quad (48)$$

$$2000 \geq 2 \cdot 80,5$$

$$2000 \geq 161 [N]$$

Statická únosnost navrženého ložiska je mnohonásobně vyšší než jeho reálné zatížení. **Navržené ložisko vyhovuje.**



Ložisko 4

Jednořadé kuličkové ložisko NACHI 6901-2NSE. Statická únosnost $C_0 = C_{04} = 1,32$ [kN]. Koeficient statické bezpečnosti je volen $s_0 = 2$. [30]

$$F_{r4} = \sqrt{R_{4y}^2 + R_{4z}^2} = \sqrt{(-49,2)^2 + (-43,6)^2} = 65,7 \text{ [N]} \quad (49)$$

$$F_{a4} = |R_{4x}| = 0 \text{ [N]} \quad (50)$$

$$P_{04} = \max(0,6 \cdot F_{r4} + 0,5 \cdot F_{a4}; F_{r4}) \quad (51)$$

$$P_{04} = \max(0,6 \cdot 65,7 + 0,5 \cdot 0; 65,7) = \max(39,4; 65,7)$$

$$P_{04} = 65,7 \text{ [N]}$$

Kontrola statického zatížení

$$C_{04} \geq s_0 \cdot P_{04} \quad (52)$$

$$2000 \geq 2 \cdot 65,7$$

$$2000 \geq 131,4 \text{ [N]}$$

Statická únosnost navrženého ložiska je mnohonásobně vyšší než jeho reálné zatížení. **Navržené ložisko vyhovuje.**

Ložisko 5

Jednořadé kuličkové ložisko NACHI 6901-2NSE. Statická únosnost $C_0 = C_{05} = 1,32$ [kN]. Koeficient statické bezpečnosti je volen $s_0 = 2$. [30]

$$F_{r5} = \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} = \sqrt{(-53,2)^2 + 52^2} = 74,4 \text{ [N]} \quad (53)$$

$$F_{a5} = |R_{5z}| = 6,7 \text{ [N]} \quad (54)$$

$$P_{05} = \max(0,6 \cdot F_{r5} + 0,5 \cdot F_{a5}; F_{r5}) \quad (55)$$

$$P_{05} = \max(0,6 \cdot 74,4 + 0,5 \cdot 6,7; 74,4) = \max(48; 74,4)$$

$$P_{05} = 74,4 \text{ [N]}$$



Kontrola statického zatížení

$$C_{05} \geq s_0 \cdot P_{05} \quad (56)$$

$$2000 \geq 2 \cdot 74,4$$

$$2000 \geq 148,8 [N]$$

Statická únosnost navrženého ložiska je mnohonásobně vyšší než jeho reálné zatížení. **Navržené ložisko vyhovuje.**

Ložisko 6

Jednořadé kuličkové ložisko NACHI 6901-2NSE. Statická únosnost $C_0 = C_{06} = 1,32 [kN]$. Koeficient statické bezpečnosti je volen $s_0 = 2$. [30]

$$F_{r6} = \sqrt{R_{6x}^2 + R_{6y}^2} = \sqrt{(-100)^2 + 26^2} = 103,3 [N] \quad (57)$$

$$F_{a6} = |R_{6z}| = 0 [N] \quad (58)$$

$$P_{06} = \max(0,6 \cdot F_{r6} + 0,5 \cdot F_{a6}; F_{r6}) \quad (59)$$

$$P_{06} = \max(0,6 \cdot 103,3 + 0,5 \cdot 0; 103,3) = \max(62; 103,3)$$

$$P_{06} = 103,3 [N]$$

Kontrola statického zatížení

$$C_{06} \geq s_0 \cdot P_{06} \quad (60)$$

$$2000 \geq 2 \cdot 103,3$$

$$2000 \geq 206,6 [N]$$

Statická únosnost navrženého ložiska je mnohonásobně vyšší než jeho reálné zatížení. **Navržené ložisko vyhovuje.**



Ložisko 7

Toto ložisko je umístěno na prodloužení osy vstupního kuželového kola. Provedení bylo zvoleno stejné jako u ložisek použitých v úhlové převodové jednotce. Výpočet tedy vychází ze stejných vztahů.

Jednořadé kuličkové ložisko NACHI 6901-2NSE. Statická únosnost $C_0 = C_{07} = 1,32 [kN]$. Koeficient statické bezpečnosti je volen $s_0 = 2$. [30]

$$F_{r7} = \sqrt{R_{7x}^2 + R_{7y}^2} = \sqrt{73,2^2 + 0^2} = 73,2 [N] \quad (61)$$

$$F_{a7} = |R_{7z}| = 0 [N] \quad (62)$$

$$P_{07} = \max(0,6 \cdot F_{r7} + 0,5 \cdot F_{a7}; F_{r7}) \quad (63)$$

$$P_{07} = \max(0,6 \cdot 73,2 + 0,5 \cdot 0; 73,2) = \max(43,9; 73,2)$$

$$P_{07} = 73,2 [N]$$

Kontrola statického zatížení

$$C_{07} \geq s_0 \cdot P_{07} \quad (64)$$

$$2000 \geq 2 \cdot 73,2$$

$$2000 \geq 146,4 [N]$$

Statická únosnost navrženého ložiska je mnohonásobně vyšší než jeho reálné zatížení. **Navržené ložisko vyhovuje.**

Ložisko 8

Označení ložiska SKF 71906; úhel styku 15° ; statická únosnost $C_0 = C_{08} = 3 [kN]$. [29]

$$F_{r8} = \sqrt{R_{8x}^2 + R_{8y}^2} = \sqrt{(-122,5)^2 + (-48,8)^2} = 131,9 [N] \quad (65)$$

$$F_{a8} = |R_{8z}| = 25,8 [N] \quad (66)$$

Koeficient Y_0 je pro uvedené ložisko roven hodnotě $Y_{08} = 0,46$ a koeficient statické bezpečnosti pak činí $s_0 = 2$. [29]



$$P_{08} = 0,5 \cdot F_{r8} + Y_0 \cdot F_{a8} \quad (67)$$

$$P_{08} = 0,5 \cdot 131,9 + 0,46 \cdot 25,8$$

$$P_{08} = 77,8 [N]$$

Kontrola statického zatížení

$$C_{08} \geq s_0 \cdot P_{08} \quad (68)$$

$$3000 \geq 2 \cdot 77,8$$

$$3000 \geq 155,6 [N]$$

Statická únosnost navrženého ložiska je mnohonásobně vyšší než jeho reálné zatížení. **Navržené ložisko vyhovuje.**

Ložisko 9

Označení ložiska SKF 71906; úhel styku 15°; statická únosnost $C_0 = C_{09} = 3 [kN]$. [29]

$$F_{r9} = \sqrt{R_{9x}^2 + R_{9y}^2} = \sqrt{119,4^2 + 43,8^2} = 127,1 [N] \quad (69)$$

$$F_{a9} = |R_{9z}| = 25,8 [N] \quad (70)$$

Koeficient Y_0 je pro uvedené ložisko roven hodnotě $Y_{09} = 0,46$ a koeficient statické bezpečnosti pak činí $s_0 = 2$. [29]

$$P_{09} = 0,5 \cdot F_{r9} + Y_0 \cdot F_{a9} \quad (71)$$

$$P_{09} = 0,5 \cdot 127,1 + 0,46 \cdot 25,8$$

$$P_{09} = 75,5 [N]$$

Kontrola statického zatížení

$$C_{09} \geq s_0 \cdot P_{09} \quad (72)$$

$$3000 \geq 2 \cdot 75,5$$

$$3000 \geq 151 [N]$$

Statická únosnost navrženého ložiska je mnohonásobně vyšší než jeho reálné zatížení. **Navržené ložisko vyhovuje.**

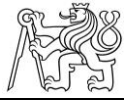


4. Závěr

První část práce byla zaměřena na zjištění aktuálního stavu problematiky dvouosých hlav. Průzkum českého i světového trhu dvouosých hlav neodhalil obdobný produkt, který by svými vlastnostmi vyhovoval zadání. Žádný z nalezených produktů nesplnil zároveň požadavek na odpovídající rozměry konstrukce a spojitě řízení obou os. Dále byl proveden rozbor možných uspořádání struktury. Pro účely této práce bylo vybráno pravoúhlé uspořádání, a to konkrétně vidlicové provedení. Vybrané provedení se následně rozšířilo o průzkum možných pohonů obou os. Jako vhodné řešení se zde jevilo použití přímého pohonu prstencovými motory nebo nepřímým vnějším pohonem pomocí elektronicky komutovaného servomotoru.

Praktická část práce začíná vytvořením ideových návrhů pohonů os. Ze čtyř možných variant byl vybrán pohon osy A i osy C pomocí elektronicky komutovaných servomotorů. Určily se základní konstrukční prvky zvolené pro použití v konstrukci hlavy, pro které byl vytvořen koncepční návrh konstrukce. Koncový člen byl vybaven upínacím rozhraním pro případné rozšíření hlavy o přídatné zařízení (úchopný přípravek, včetně atp.). Koncepční návrh byl podkladem pro vytvoření 3D CAD modelu hlavy, pomocí kterého bylo verifikováno provedení a určeny dimenze jednotlivých prvků. Ověření rozměrů návrhu bylo provedeno vložením získaného modelu hlavy do koncepčního modelu stroje. Základní tělesa byla kompletně navržena a jednotlivé konstrukční uzly optimalizovány.

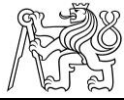
Poslední část práce se zabývá výpočtovým ověřením vytvořeného návrhu a kontrolou dimenzování prvků. Výpočet zrychlení ukázal, že motory budou vždy provozovány pod jmenovitými otáčkami. Hodnoty maximálního teoretického zrychlení os platí pro aktuální konfiguraci při uvažování nejvyššího udávaného momentu výrobcem. Reálné provozní hodnoty pak závisí na zvoleném použití hlavy a případném přídatném zařízení. Získané hodnoty tak představují horní teoretickou hranici. Řemenové převody byly kontrolovány z hlediska spojení řemenice s hřídelí pro přenos krouticího momentu a dle výpočtu daným výrobcem řemenů. V těchto ohledech navržené převody vyhověly. Z mezního případu pro manipulaci, kdy je osa upínacího rozhraní



koncového členu horizontální, bylo určeno referenční zatížení. Toto zatížení bylo následně využito k určení reakčních sil v místech jednotlivých uložení. Reakce byly přepočítány na radiální a axiální složku, které přímo tvoří zatížení ložisek. Kontrolou statické únosnosti bylo zjištěno, že navržená ložiska jsou schopna přenášet několikanásobně vyšší hodnoty sil.

Na základě zadání byl vytvořen konstrukční návrh splňující uvedené požadavky. V případě osazení hlavy dalším zařízením je možné využít vytvořené matematické vztahy pro určení konkrétních statických a dynamických vlastností hlavy. Jednotlivé prvky konstrukce (ložiska, převody, spojky) jsou předimenzovány, což umožňuje právě možnost rozšíření bez nutnosti změn v konstrukci.

Celý vytvořený konstrukční návrh je podložen výrobní výkresovou dokumentací uvedenou v příloze.



Přehled použitých zdrojů

- [1] SKALICKÝ, Jiří. *Elektrické servopohony*. Skripta. Vysoké učení technické v Brně.
- [2] SOUČEK, Pavel. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN isbn80-01-02902-6.
- [3] DRASTÍK, František a kolektiv. *Strojnické tabulky: pro konstrukci i dílnu*. Druhé doplněné vydání. Český Těšín: MONTANEX, 2002. ISBN 80-85780-95-X.
- [4] *MM Průmyslové spektrum: Elektrické regulační pohony*. 2002/3, (strana 44). 020346. Dostupné také z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/elektricke-regulacni-pohony.html>
- [5] *MM Průmyslové spektrum: Prstencové motory*. 2001/12, (strana 20). 011216. Dostupné také z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory.html>
- [6] POSPÍCHAL, Jaroslav. *Technické kreslení*. Vyd. 3., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1995. ISBN 80-01-03214-0.
- [7] *TOS Varnsdorf: Frézovací hlavy* [online]. [cit. 2018-06-11]. Dostupné z: <https://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/prislusenstvi/frezovaci-hlavy/>
- [8] FERMAT: *Milling heads* [online]. [cit. 2018-06-28]. Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/milling-heads-d>
- [9] SEMPUCO: *Milling heads* [online]. [cit. 2018-06-28]. Dostupné z: http://www.sempuco.biz/Milling_Heads.html
- [10] CYTEC. *Milling heads with new generation torque drives: flyer_milling_heads_2016_englisch*. 2016.
- [11] MPA. *Heads*. 2016. Dostupné také z: <http://www.m-p-a.it/index.php/en/prodotti>
- [12] In: *Siemens: SIMOTICS S-1FK7 Servomotors* [online]. [cit. 2018-06-08]. Dostupné z: <https://w3.siemens.com/mcms/mc-solutions/en/motors/motion-control-motors/simotics-s-servomotors/simotics-s-1fk7/Pages/simotics-s-1fk7.aspx>
- [13] In: *Siemens: Complete torque motors 1FW3* [online]. [cit. 2018-06-08]. Dostupné z: <https://w3.siemens.com/mcms/mc-solutions/en/motors/motion-control-motors/simotics-t-torque-motor/torque-motors-1fw3/Pages/complete-torque-motors-1fw3.aspx>
- [14] *Produkte BK432. Zimmermann*. [online]. 2014 [cit. 2014-12-06]. Dostupné z: www.f-zimmermann.com/fileadmin/Mediendatenbank/Subnavi/Produkte/CNC/PDFs_FZ_Maschinen/Englisch/BK432_e.pdf
- [15] *Produkte FZ40. Zimmermann*. [online]. 2014 [cit. 2014-12-06]. Dostupné z: www.f-zimmermann.com/fileadmin/Mediendatenbank/Subnavi/Produkte/CNC/PDFs_FZ_Maschinen/Englisch/FZ40_e.pdf



- [16] Milling head. *CNC Hungary*. [online]. 2014 [cit. 2014-12-01].
Dostupné z: <http://ftp.cnchungary.com/5%20axis%20marogep%20adatlap.html>
- [17] Cronus - Aluminum & Composite: Torque 5 head. *Cms - North America* [online]. [cit. 2017-12-05]. Dostupné z: <https://www.cmsna.com/cronus-aluminum-composite-p-3011.html>
- [18] CyTec: MILLING HEADS. *CYTEC Systems* [online]. 2017 [cit. 2018-02-15]. Dostupné z: http://www.cytec-systems.fr/en/cytec_machining_equipment_milling_heads.html
- [19] Spherical coordinate system. In: *Wikipedia* [online]. [cit. 2017-12-05].
Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Spherical_coordinate_system
- [20] KOLLMORGEN. *Selection Guide: KBM™ Series Brushless Motors*.
KM_SG_00073_RevH_EN.
- [21] BECKHOFF. *Documentation: Synchronous servomotor AM8100*.
26.7.2017. (1.9).
- [22] RUBENA. Těsnící prvky: Katalog. 2007.
- [23] *E-konstrukter: Součinitel tření* [online]. [cit. 2018-06-27]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [24] *ALFUN: Hliník* [online]. [cit. 2018-06-27]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz/hlinik>
- [25] *ALFUN: Hliníkové tyče a profily* [online]. [cit. 2018-06-27]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz/tyce-a-profily>
- [26] MCAE: *Rychlá výroba forem* [online]. [cit. 2018-06-27]. Dostupné z: <https://www.mcae.cz/cs/sluzby/rychla-vyroba-forem/>
- [27] BECKHOFF. *Documentation: AG2250*. Version 1.4. 2017.
- [28] CONTITECH. *Conti Synchrobelt HTD: Synchronous drive belts*. 2002.
- [29] SKF. *Super-precision bearings: Synchronous drive belts*. PUB BU/P1
13383/2 EN. March 2016.
- [30] NACHI. Deep groove ball bearings. CATALOG NO.: NAB0401-4.
September 2015.
- [31] *Slévárnství: 3D tisk ve slévárnství v České a Slovenské republice*.
Brno: Svaz sléváren ČR, 2017, LXV(3-4). ISSN 0037-6825.



Seznam obrázků

Obrázek 1-1 Schéma stroje	15
Obrázek 1-2 Pohled na stroj.....	16
Obrázek 2-1 Sférický souřadnicový systém [19].....	19
Obrázek 2-2 Vidlicové provedení.....	20
Obrázek 2-3 Jednostranně uložené provedení.....	21
Obrázek 2-4 Ortogonální provedení	22
Obrázek 2-5 Angulární provedení.....	23
Obrázek 2-6 Siemens SIMOTICS S Servomotors [12]	25
Obrázek 2-7 Siemens SIMOTICS T Torque Motors [13]	25
Obrázek 2-8 Vnější náhon vřetena [14]	26
Obrázek 2-9 Pohon přes ozubený věnec [15].....	27
Obrázek 2-10 Pohon šnekovým soukolím [16]	28
Obrázek 2-11 Pohon prstencovými motory [17].....	29
Obrázek 2-12 Frézovací hlava CyTec [18]	30
Obrázek 3-1 Prstencové motory Kollmorgen [20].....	32
Obrázek 3-2 Servomotor Beckhoff AM8111 [21]	32
Obrázek 3-3 Varianta dvou prstencových motorů.....	33
Obrázek 3-4 Varianta dvou vnějších servomotorů.....	34
Obrázek 3-5 Varianty s prstencovým motorem a servomotorem.....	35
Obrázek 3-6 Beckhoff AG2250 – WPLE40 [27].....	36
Obrázek 3-7 Demontovaná jednotka AG2250 – WPLE40.....	37
Obrázek 3-8 Koncepční návrh konstrukce hlavy	39
Obrázek 3-9 Koncepční 3D model hlavy	40
Obrázek 3-10 Stroj a koncepční 3D model.....	41
Obrázek 3-11 Návrh těles hlavy	42
Obrázek 3-12 Varianta se svěrným pouzdrem	44
Obrázek 3-13 Výsledný 3D model.....	45
Obrázek 3-14 Průběh rychlosti na ose A	48
Obrázek 3-15 Provedení připojení řemenice	51
Obrázek 3-16 Rozklad sil na spojce	51
Obrázek 3-17 Schéma převodu ozubeným řemenem [28]	53
Obrázek 3-18 Rameno zátěžné síly	58



Obrázek 3-19 Volba zatížení koncového členu	59
Obrázek 3-20 Schéma uložení osy C	61
Obrázek 3-21 Schéma prodloužení osy vstupního kuželového kola	63
Obrázek 3-22 Schéma osy vstupního kuželového kola	64
Obrázek 3-23 Schéma osy výstupního kuželového kola	65
Obrázek 3-24 Schéma uložení koncového členu	66

Seznam tabulek

Tabulka 1 Dvousé hlavy firmy TOS Varnsdorf [7].....	18
Tabulka 2 Napětí v jednotlivých spojích	52
Tabulka 3 Volba koeficientu c_1 [28].....	54
Tabulka 4 Volba koeficientu c_3 [28].....	54
Tabulka 5 Volba koeficientu c_4 [28].....	55
Tabulka 6 Koeficienty $c_{0A1} - c_5$ převodu A1	55
Tabulka 7 Koeficienty $c_0 - c_5$ převodu A2.....	56
Tabulka 8 Koeficienty $c_0 - c_5$ převodu A2.....	57
Tabulka 9 Délkové parametry konstrukce.....	60
Tabulka 10 Reakce v uložení osy C	62
Tabulka 11 Reakce v prodloužení osy vstupního kuželového kola.....	63
Tabulka 12 Reakce v uložení vstupního kola	64
Tabulka 13 Reakce v uložení výstupního kola.....	65
Tabulka 14 Reakce v uložení koncového členu.....	66



Seznam příloh

Výkresová dokumentace

Příloha – 1

Název výkresu	Číslo výkresu
SESTAVA HLAVY	1747-00-00
HLAVA	1747-01-00
VIDLICE	1747-01-01
RAMENO	1747-01-02
KONCOVÝ ČLEN	1747-01-03
DUTÝ ŠROUB	1747-01-04
DISTANČNÍ TRUBKA	1747-01-05
VSTUPNÍ HŘÍDEL	1747-01-06
VYSTUPNÍ HŘÍDEL	1747-01-07
PŘÍTLAČNÁ DESKA 1	1747-01-08
PŘÍTLAČNÁ DESKA 2	1747-01-09
DISTANČNÍ KROUŽEK 1	1747-01-10
DISTANČNÍ KROUŽEK 2	1747-01-11
DISTANČNÍ KROUŽEK 3	1747-01-12
ZÁTKA	1747-01-13
ŘEMENICE A2	1747-01-14
ŘEMENICE A3	1747-01-15
ŘEMENICE A4	1747-01-16
ZÁKLAD	1747-00-02
KROUŽEK TĚSNĚNÍ	1747-00-03
ŘEMENICE M	1747-00-04
ŘEMENICE C2	1747-00-05



Elektronické přílohy

Příloha – 1	Výkresová dokumentace
Příloha – 2	Modely odlitků
Příloha – 3	Modely 3D výtisků
Příloha – 4	STP model konstrukce
Příloha – 5	Výpočtové vztahy