



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND  
BIOMECHANICS

# POLOHOVACÍ SYSTÉM PRO MĚŘÍCÍ HLUKOVÉ MIKROFONY

POSITIONING SYSTEM FOR NOISE MEASURING MICROPHONES

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. VÁCLAV PULEC

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

doc. Ing. VLADISLAV SINGULE, CSc.

BRNO 2011

## Abstrakt

Diplomová práce pojednává o programování algoritmu na tvorbu měřicího boxu složeného z měřících bodů. Souřadnice těchto bodů budou užity pro plánování trajektorie efektoru robota. Popisuje konstrukci strukturálního modelu v Solid Works a výpočet dynamického modelu maticovým formalismem v MATLAB. Dynamický model polohovacího systému je na závěr použit k určení vhodných motorů

## Abstract

The thesis deal with programing of algorithm for creating measuring box composed of measuring points. Coordinates of these points will be used for planing trajectory of the robot's effector. It describes construction of structural model in Solid Works and calculate dynamic model by matrix formalism in MATLAB. In conslusion dynamic model of positioning system is used for the choice of appropriate motors.

## Klíčová slova

Polohovací systém, manipulátor, maticová metoda Lagrangeových rovnic druhého druhu, měření hluku

## Keywords

Positioning system, manipulator, matrix method of Lagrange equations of second kind, noise measuring

PULEC, V. *Polohovací systém pro měřicí hlukové mikrofony*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 66 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Vladislav Singule, CSc.

## **Čestné prohlášení**

Čestně prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím uvedené literatury.

Bc. Václav Pulec, Brno, 2011

## **Poděkování**

Děkuji především vedoucímu práce doc. Ing. Vladislavu Singule, CSc., že se mne ujal, za cenné rady, za strávený čas při cestách do firmy a za hlídání mých povinností mu patří velký dík. Dále bych rád poděkoval firmě IG Wateeuw, která mi tuto možnost nabídla: Jmenovitě chci poděkovat Ing. Nico Savelsovi, Ing. Josefu Fabiánovi a Ivo Lukešovi za pomoc a ochotu. Děkuji též Ing. Zdeňkovi Ančíkovi za práci v prostředí ANSYS a především za pomoc v konečné fázi práce. Závěrem chci poděkovat Vladimíře Pulcové za mnohaletou podporu při studiu a Miroslavě Popelkové, která má na tomto úspěchu největší zásluhu.

## Obsah

<b>1. ÚVOD</b> .....	<b>1</b>
<b>1. VÝKLAD NORMY ČSN ISO 9614-1</b> .....	<b>3</b>
2.1. PŘEDMĚT NORMY .....	3
2.2. ZDROJ HLUKU .....	3
2.3. PROSTŘEDÍ .....	4
2.4. PŘÍSTROJE .....	4
2.5. MĚŘENÍ .....	5
<b>3. ALGORITMUS BOX</b> .....	<b>7</b>
3.1. VZORKOVÁNÍ BOXU ČELNÍ PŘEVODOVKY .....	7
3.1.1. <i>Vstupní parametry</i> .....	7
3.1.2. <i>Úhlopříčka čtverce</i> .....	8
3.1.3. <i>Konfliktní bod</i> .....	10
3.1.4. <i>Rozměry měřícího boxu</i> .....	11
3.1.5. <i>Generování bodové sítě</i> .....	14
<b>3.2. VZORKOVÁNÍ BOXU KUŽELOVÉ PŘEVODOVKY</b> .....	<b>15</b>
3.2.1. <i>Mimoběžnost os hřídelí</i> .....	15
3.2.2. <i>Konfliktní bod</i> .....	15
3.2.3. <i>Rozměry měřícího boxu</i> .....	17
a) <i>A kvadrant</i> .....	17
b) <i>B kvadrant</i> .....	17
c) <i>C kvadrant</i> .....	17
3.2.4. <i>Generování bodové sítě</i> .....	18
<b>4. MOŽNOSTI VÝBĚRU A ÚVAHA NAD KONSTRUKCÍ</b> .....	<b>19</b>
4.1. SYSTÉMY UŽÍVANÉ K MĚŘENÍ HLUKU .....	19
4.2. MANIPULÁTORY .....	20
4.3. LINEÁRNÍ A GANTRY SYSTÉMY .....	22
4.3.1. <i>Kompletní polohovací jednotky</i> .....	22
a) <i>HIWIN Corporation</i> .....	22
b) <i>Kinetic Systems</i> .....	22
c) <i>BERGER LAHR posítec</i> .....	23
4.3.2. <i>Komponenty lineárního pohybu</i> .....	23
<b>5. KONSTRUKCE SYSTÉMU</b> .....	<b>25</b>
5.1. SEPARACE SYSTÉMU .....	25
5.2. F (FRAME) .....	26
5.3. TTT (TRANSLATION-TRANSLATION-TRANSLATION) .....	30
5.3.1. <i>Řemenový systém</i> .....	30
5.3.2. <i>H (housing)</i> .....	34
5.3.4. <i>T1</i> .....	35
5.3.5. <i>T2</i> .....	38
5.3.6. <i>T3</i> .....	39
5.4. RRR (ROTATION-ROTATION-ROTATION) .....	42
5.5. C (CABLE DRAG CHAIN) .....	43
<b>6. MECHANIKA SYSTÉMU</b> .....	<b>45</b>
6.1. DYNAMIKA TTT A RRR .....	45
6.2. PEVNOSTNÍ ANALÝZA .....	51
<b>7. MECHATRONIKA SYSTÉMU</b> .....	<b>53</b>
7.1. POHONY .....	53

---

7.1.1. <i>Motor 1</i> .....	53
7.1.2. <i>Motor 2</i> .....	54
7.1.3. <i>Motor 3, 5</i> .....	56
7.1.4. <i>Motor 4</i> .....	56
7.2. SNÍMAČ VZDÁLENOSTI.....	58
7.3. NÁVRH ŘÍZENÍ .....	58
<b>8. ZÁVĚR .....</b>	<b>59</b>
<b>9. SEZNAM ZDROJŮ A POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>61</b>
<b>10. SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>65</b>
<b>PŘÍLOHA 1: BOXH.M.....</b>	<b>67</b>
<b>PŘÍLOHA 2: BOXB.M.....</b>	<b>73</b>
<b>PŘÍLOHA 3: CONCAL.M.....</b>	<b>79</b>
<b>PŘÍLOHA 6: DYN_TTT_LR2.M.....</b>	<b>81</b>
<b>PŘÍLOHA 8: DYN_RRR_LR2.M .....</b>	<b>85</b>
<b>EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ .....</b>	<b>89</b>
T1.....	89
T2.....	90
T3.....	90
RRR .....	91
HOUSING (4x).....	92
FRAME .....	92
BELTS.....	93
CHAIN.....	93
SPOJOVACÍ MATERIÁL /FASTENERS .....	93
SHRNUTÍ / SUMMARY .....	95



## Seznam použitých symbolů a veličin

$a$	délka dílčí plošky v ose $a$
$a_{t1}$	osová vzdálenost vodičích tyčí 1
$a_{t2}$	osová vzdálenost vodičích tyčí 1
$a_{W1}$	osová vzdálenost řemenic W1
$a_{W2}$	osová vzdálenost řemenic W2
$a_{W3}$	osová vzdálenost řemenic W3
$a_{W4x}$	osová vzdálenost řemenic W4 v ose $x$
$a_{W4z}$	osová vzdálenost řemenic W4 v ose $z$
$A$	délka strany měřicího boxu v ose $a$
$A_I$	délka kvadrantu I strany $A$
$A_{II}$	délka kvadrantu II strany $A$
$A_{III}$	délka kvadrantu III strany $A$
$A_{max}$	rozměr strany MAXBOXU v ose $a$
$b$	délka dílčí plošky v ose $b$
$B$	délka strany měřicího boxu v ose $b$
$B_I$	délka kvadrantu I strany $B$
$B_{II}$	délka kvadrantu II strany $B$
$B_{III}$	délka kvadrantu III strany $B$
$B_{max}$	rozměr strany MAXBOXU v ose $b$
$c$	délka dílčí plošky v ose $c$
$c_2$	protažení strany boxu $c$
$C$	délka strany měřicího boxu v ose $c$
$\mathbf{C}$	Coriolisova matice
$C_I$	délka kvadrantu I strany $C$
$C_{II}$	délka kvadrantu II strany $C$
$C_{III}$	délka kvadrantu III strany $C$
$C_d$	dynamická únosnost kuličkového pouzdra
$C_{max}$	rozměr strany MAXBOXU v ose $c$
$d_1$	průměr hřídele 1
$d_2$	průměr hřídele 2
$d_s$	spínací vzdálenost senzoru
$d_{W1}$	průměr řemenice W1
$d_{W2}$	průměr řemenice W2
$d_{W3}$	průměr řemenice W3
$d_{W4}$	průměr řemenice W4
$D_1$	průměr bezpečnostní kružnice hřídele 1
$D_2$	průměr bezpečnostní kružnice hřídele 2
$E_p$	potenciální energie
$f$	vlastní frekvence volné větve řemene
$f_1$	vzdálenost strany 1 boxu od převodovky
$f_2$	vzdálenost strany 2 boxu od převodovky
$f_3$	vzdálenost strany 3 boxu od převodovky
$f_4$	vzdálenost strany 4 boxu od převodovky
$f_5$	vzdálenost strany 5 boxu od převodovky
$f_6$	vzdálenost strany 6 boxu od převodovky
$F_4$	činitel nerovnosti zvukového pole



$F_{stat}$	statická síla ve větvi řemene
$\mathbf{g}$	vektor tíhového zrychlení
$g_g$	bezpečná vzdálenost od převodovky
$g_s$	bezpečná vzdálenost od hřídele
$g_z$	vzdálenost sonaru od převodové skříně
$h_1$	vzdálenost mezi $S_j$ a konfliktním bodem
$h_2$	vzdálenost mezi $S_j$ a protaženým bodem
$h_e$	vzdálenost konfliktního bodu od osy symetrie
$h_g$	výška pojezdu
$h_j$	osová vzdálenost hřídelů v ose $j$
$h_k$	osová vzdálenost hřídelů v ose $k$
$h_{kR}$	reálná složka $h_k$
$i$	maximální rozměr převodovky v ose $i$
$In$	normálová složka akustické intenzity
$Io$	referenční akustická intenzita
$j$	maximální rozměr převodovky v ose $j$
$J_P$	geometrický jakobián pro prizmatickou vazbu
$J_R$	geometrický jakobián pro rotační vazbu
$k$	maximální rozměr převodovky v ose $k$
$K_Q$	koeficient směru zatížení
$l_{F1}$	délka nohy F
$l_{Fx}$	délka profilu F v ose x
$l_{Fy}$	délka profilu F v ose y
$l_{t1}$	délka vodící tyče 1
$l_{T1}$	délka T1
$l_{t2}$	délka vodící tyče 2
$l_{T2}$	délka T2
$l_{T3}$	délka T3
$l_{F1}$	délka nohy F
$L_f$	volná délka větve řemenu
$L_{In}$	hladina akustické intenzity
$L_m$	životnost kuličkového pouzdra v metrech
$L_{B1}$	délka řemene 1
$L_{B2}$	délka řemene 2
$m_{T1}$	hmotnost T1
$m_{T2}$	hmotnost T2
$m_{T3}$	hmotnost T3
$m_{RRR}$	hmotnost RRR
$M_1$	moment v motoru 1
$M_2$	moment v motoru 2
$M_3$	moment v motoru 3
$M_4$	moment v motoru 4
$n_1$	otáčky motoru 1
$n_2$	otáčky motoru 2
$n_3$	otáčky motoru 3
$n_4$	otáčky motoru 4
$N$	počet měřících míst na měřících ploše
$\mathbf{R}$	rotační matice
$s_{1b}$	souřadnice středu hřídele 1 v ose $b$

$s_{1c}$	souřadnice středu hřídele 1 v ose $c$
$s_{2b}$	souřadnice středu hřídele 2 v ose $b$
$s_{2c}$	souřadnice středu hřídele 2 v ose $c$
$s_{1j}$	souřadnice středu hřídele 1 v ose $j$ ,
$s_{1k}$	souřadnice středu hřídele 1 v ose $k$ ,
$s_{2j}$	souřadnice středu hřídele 2 v ose $j$ ,
$s_{2k}$	souřadnice středu hřídele 2 v ose $k$ .
$t_F$	tloušťka profilu rámu F
$t_{T1}$	tloušťka T1
$t_{T2}$	tloušťka T2
$T$	měřicí bod
$\mathbf{T}$	transformační matice
$T_{KP1}$	valivé tření v kuličkovém pouzdru 1
$T_{KP2}$	valivé tření v kuličkovém pouzdru 2
$u$	úhlopříčka
$v_{T1}$	výška T1
$v_{T2}$	výška T2
$V_F$	výška profilu rámu F
$x_s$	délka spaceru
$\alpha$	součinitel počtu čtverců strany A
$\alpha_1$	součinitel počtu čtverců v kvadrantu 1 v ose $a$
$\alpha_2$	součinitel počtu čtverců v kvadrantu 2 v ose $a$
$\alpha_3$	součinitel počtu čtverců v kvadrantu 3 v ose $a$
$\alpha_I$	zaokrouhlený součinitel $\alpha_1$
$\alpha_{II}$	zaokrouhlený součinitel $\alpha_2$
$\alpha_{III}$	zaokrouhlený součinitel $\alpha_3$
$\beta$	součinitel počtu čtverců strany B
$\beta_1$	součinitel počtu čtverců v kvadrantu 1 v ose $b$
$\beta_2$	součinitel počtu čtverců v kvadrantu 2 v ose $b$
$\beta_3$	součinitel počtu čtverců v kvadrantu 3 v ose $b$
$\beta_I$	zaokrouhlený součinitel $\beta_1$
$\beta_{II}$	zaokrouhlený součinitel $\beta_2$
$\beta_{III}$	zaokrouhlený součinitel $\beta_3$
$\gamma$	součinitel počtu čtverců strany C
$\gamma_1$	součinitel počtu čtverců v kvadrantu 1 v ose $c$
$\gamma_2$	součinitel počtu čtverců v kvadrantu 2 v ose $c$
$\gamma_3$	součinitel počtu čtverců v kvadrantu 3 v ose $c$
$\gamma_I$	zaokrouhlený součinitel $\gamma_1$
$\gamma_{II}$	zaokrouhlený součinitel $\gamma_2$
$\gamma_{III}$	zaokrouhlený součinitel $\gamma_3$
$\eta$	účinnost kuželové převodovky
$\boldsymbol{\tau}$	vektor silového působení
$\omega$	úhlová rychlost





## 1. Úvod

Společnost IG Wateeuw, výrobce ozubení a mechanických soukolí, řešila problém bezpečnosti při testování převodových skříní. Pro ověření jejich funkce v mezích normy ČSN ISO 9614-1 a 2 bylo zapotřebí přítomnosti lidského operátora, jenž z bezprostřední blízkosti hmot rotujících přibližně 6000 ot/min získával prostřednictvím hlukových mikrofonů data. Jelikož tato norma přesně stanovuje i rozmístění a hustotu bodů, zavedením mechatronického systému by se zvýšila nejen bezpečnost práce, ale i přesnost měření.

Počátečním krokem však bude sestavení algoritmu, jenž by s využitím zákonitostí a zkušeností operátora byl schopen vytvořit kolem zdroje hluku měřící plochu tvořenou sítí bodů, jejichž souřadnice by byly přesně určeny. Vhodným programovacím programem s výstupní vizualizací je program MATLAB.

Překážky v podobě vstupních a výstupních hřidel a odhlučňovací stěny, které vytváří stísněný prostor, kladou nemalé nároky na kinematiku polohovacího systému a plánování trajektorie efektoru. Dále musí být tento systém rozebíratelný a snadno smontovatelný, rozměrný (převodové skříně horských lanovek), avšak jeho hmotnost nesmí překročit nosnost jeřábu, který je k dispozici v testovací místnosti a byl by vítanou pomocí při manipulaci se systémem. Těž řízení by mělo mít co nejvyšší míru autonomnosti. Tyto a řadu dalších požadavků, jako je nízká cena či krátká doba realizace, lze splnit aplikací mechatronického přístupu.

Průzkumem trhu lze získat jasnou představu o systémech, jenž jsou k tomuto účelu užívány, o cenové relaci mezi polohovacími systémy i jednotlivými komponenty. Zvážit při vysokých cenách též vlastní návrh konstrukce, který by se přizpůsobil prostředí a měřícím podmínkám.

S vlastním návrhem je úzce spojena tvorba modelu v CAD programu, jenž umožňuje zhmotnit představy a je ideálním dorozumívacím prostředkem mezi inženýry. Daný model musí být analyzován v oblastech, které se jeví jako kritické. Pro získání momentů v pohonech a k jejich určení je nezbytný dynamický model, jenž by měl být co největšího rozlišení.

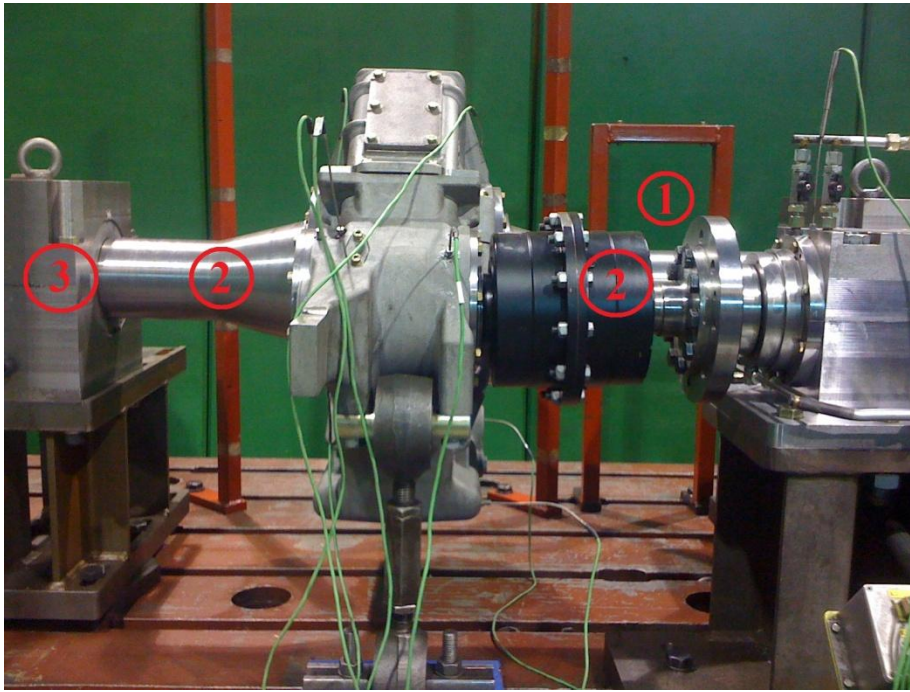
Po volbě vhodné elektroniky a řídicího zařízení je třeba vyvodit závěry, jehož součástí je i ekonomické vyhodnocení, které může převyšovat částku polohovacího systému na trhu, jenž byli na počátku označeny za nákladné. Abychom se takovému závěru vyhnuli, musíme plně využít synergičnosti navrhovaného mechatronického systému.





### 2.3. Prostředí

Testovaný subjekt je upevněn v drážkách ocelové desky (testbench) a je posledním článkem systému dalších převodovek poháněný motorem. Ten představuje zdroj vibrací (kap. 5.2) i vnější zdroj hluku. Proto je izolace z této strany důležitá a kvůli hřídelím zároveň složitá.



Obr. 2.2. Akustické prostředí.

Zbylé tři strany jsou obklopeny betonovými bloky a odrazivost umocněna akustickou pěnou. Již takto zúžený prostor obsahuje v blízkém okolí měřené převodové skříně tato další omezení (obr. 2.2):

1. Vzdálenost mezi spojkou a přírubou (270 mm)
2. Vstupní a výstupní hřídele ( $D_{I_{max}} = 170$  mm)
3. Ložiskový domek

Je tedy zřejmé, že by v tomto prostředí ortogonální systém neobstál, na přesnost plánování trajektorie jsou kladeny vyšší nároky a s výhodou lze použít čtyřnohou rámovou konstrukci, na jejíž strany by bylo možné připevnit izolační prostředky a paty nohou spojit s testbanchem. Neomezený prostor skýtá pouze horní stěna pomyslného kvádrů obklopující zdroj hluku.

### 2.4. Přístroje

Měření intenzity je prováděno pomocí intenzitní sondy (p-p sonda), která je i s rozměry znázorněna na obr. 2.3. Kondenzátorové mikrofony jsou uspořádány čely k sobě a mezi nimi se nachází distanční vložka (spacer). Délka spaceru je z intervalu

$$xs \in \langle 10; 120 \rangle \text{ [mm]}$$

a jeho variabilita ovlivňuje výpočet algoritmu měřící plochy, rozměry konstrukce (kap. 5.2) i dynamiku systému (kap. 6.1). Shodou přenosových funkcí u obou mikrofonů lze ověřit, že osa sondy je rovnoběžná se směrem šíření zvuku (akustický tlak a intenzita



jsou si rovny) a tudíž kolmá k myšlené měřicí ploše. Dle normy ISO 9614-1 nesmí na sondu působit vibrace, vzdálenost od předmětů s výrazně vyšší teplotou, než je teplota okolí, nesmí překročit 20 mm a střední rychlost proudění vzduchu v jejím okolí musí být pod hranicí  $2 \text{ ms}^{-1}$ .

Dle přání zadavatele nebude řídicí program propojen s měřicím přístrojem a kontrola naměřených hodnot i jejich korektnost bude vždy posuzována operátorem, proto jsou hlubší informace o hardwaru i softwaru nepodstatné. Zmiňme jen, že se jedná o multikanálový DAQ systém továrního značení LMS SC316 a vyhovuje i s p-p sondou požadavkům IEC 1043.



Obr. 2.3 Měřicí sonda.

## 2.5. Měření

Zdroj hluku nejprve zcela obklopíme myšlenou plochou tvaru kvádru (měřicí box) přerušenou průsečnicí na průniku pevných ploch (hřidel) a měřicí plochy. Rozměry boxu jsou závislé především na převodové skříně, avšak jejich mezní hodnoty, zadané firmou IG Watteeuw, jsou v tab. 2.1.

	min [mm]	max [mm]	
A	500	2000	
B	500	1500	
C	500	1800	

Tab. 2.1. Mezní rozměry měřicího boxu.

Rovnoměrně rozdělíme každou stranu boxu, kromě spodní plochy totožné s absolutně odrazivým povrchem testbenche, na  $N$  dílčích plošek, v jejichž střezech je prováděno měření. Za minimum je považováno jedno měřicí místo na  $\text{m}^2$  nebo 10 měřicích míst na jedné straně boxu. Zvýšením počtu dílčích plošek lze zlepšit přesnost určení akustického výkonu, ale dle *kriteria 2* je za již dostatečný počet považován ten, který vyhovuje nerovnici: [1]

$$N > C \cdot F_4^2 \quad (2.1)$$

kde  $N$  je počet měřicích míst na měřicí ploše,  $C$  je činitel dle tab. 2.2,  $F_4$  je indikátor nerovnoměrnosti zvukového pole dle:

$$F_4 = \frac{1}{I_n} \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (I_{ni} - \bar{I}_n)^2} \quad (2.2)$$

kde  $I_{ni}$  je normálová složka akustické intenzity změřená v místě  $i$  na měřicí ploše  
 $\bar{I}_n$  je střední hodnota normálové složky akustické intenzity vypočtené z rce:

$$\bar{I}_n = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N I_{ni} \quad (2.3)$$

Před samotným měřením je třeba zkontrolovat, zda sonda splňuje podmínky použitelnosti pro měření akustické intenzity. Umístíme ji tedy do bodu, kde je hodnota akustické intenzity vyšší než průměrná na dané měřicí ploše a změříme hladinu její normálové složky.

$$I_n = \vec{I} \cdot \vec{n} \quad (2.4)$$

$$L_{In} = 10 \log \left( \frac{|I_n|}{I_0} \right) \quad (2.5)$$

kde  $I_n$  normálová složka akustické intenzity  
 $\vec{n}$  jednotkový vektor kolmý na měřicí plochou  
 $L_{In}$  hladina akustické intenzity  
 $I_0$  referenční akustická intenzita =  $10^{-12} \text{ Wm}^{-2}$

Poté sondu otočíme o  $180^\circ$  a měření opakujeme. Sonda je vyhovující, pokud je rozdíl mezi hladinami akustické intenzity menší než 1,5 dB. Je kladen důraz na umístění měřicí sondy na stativ, který v případě použití polohovacího systému není potřeba.

Jelikož je při měření dle normy vyžadováno zaznamenání informací, jako jsou *souřadnice každého měřicího bodu*, které musí být popsáno číslem  $i$ , a kvantitativní popis rozvorkované měřicí plochy *doplňný obrázkem*, bude algoritmus vzorkování měřicího boxu (algoritmus BOX) pro řízení nepostradatelný. Urychlí a zefektivní i práci operátora, který bude každé měření provádět. K 11 parametrům, kterými lze automaticky vygenerovat síť s vizualizací, lze přiřadit  $i$  a  $C$ , aby případně vyhověli *kriteriu 2* (1.1). První hodnotu lze získat při opakovaném měření před pootočením o  $180^\circ$  a pro druhou vybere operátor hodnotu dle třídy, rozsahu kmitočtů a oktávového pásma.

1/1 oktávová pásma, střední kmitočty [Hz]	1/3 oktávová pásma, střední kmitočty [Hz]	C		
		Přesná třída 1	Technická třída 2	Provozní třída 3
63 až 125	50 až 160	19	11	
250 až 500	200 až 630	29	19	
1000 až 4000	800 až 5000	57	29	
	6300	19	14	

Vážené funkce A

8

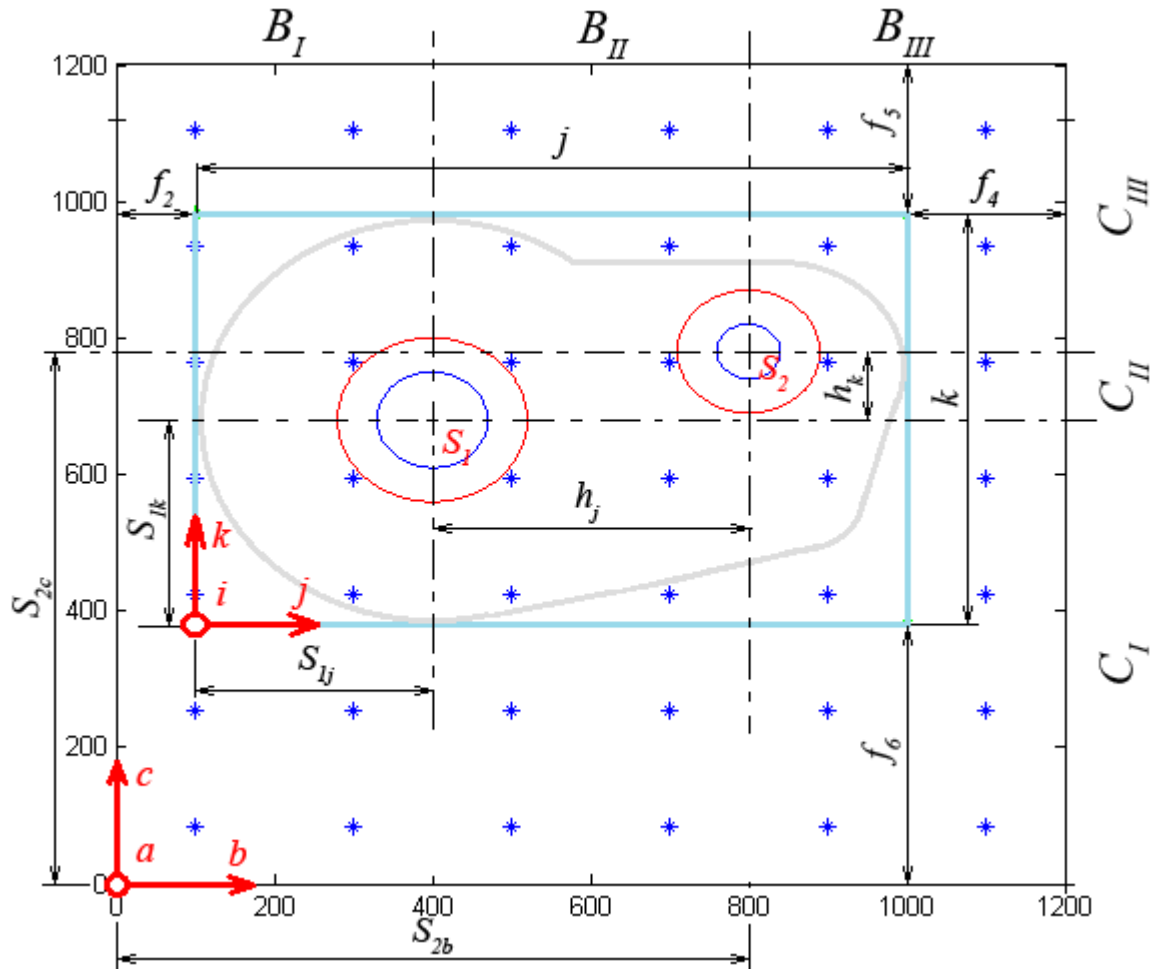
Tab. 2.2 Hodnoty činitele C

### 3. Algoritmus BOX

#### 3.1. Vzorkování boxu čelní převodovky

##### 3.1.1. Vstupní parametry

Základní problém rozložení měřících bodů, které nesmí kolidovat s hřídeli, je u čelních převodovek komplikovanější než u převodovek kuželových. Začít řešením problému od jeho zdroje - hřídele - je tedy pochopitelným krokem. I když počet vstupních (2) a výstupních (1) hřídelí není totožný, lze pro převedení do 2D prostoru předpokládat oba hřídele za průchozí.



Obr. 3.1 Souřadnicové systémy měřícího boxu a převodové skříně.

Pro přesnou orientaci však nejprve zavedeme kartézské souřadnicové systémy pro převodovou skříně ( $i, j, k$ ) i měřící box ( $a, b, c$ ). Mezi první operátorem vložené parametry jsou maximální rozměry převodovky ve všech osách a bezpečná vzdálenost měřícího boxu od převodovky  $g_g$ , čímž získáme prozatímní rozměr nekonfliktní strany boxu:

$$A = i + 2 \cdot g_g \quad (3.1)$$

Jedny z nevyšších hodnot akustické intenzity lze očekávat v prostoru mezi hřídeli, proto je prvotním cílem získat v tomto kvadrantu ( $B_{II}, C_{II}$ ) co nejvíce měřících

bodů. Ty se však musí nacházet minimálně v bezpečné vzdálenosti ( $g_s$ ) na kružnicích o průměrech  $D_1$  a  $D_2$ , jak dokládají rovnice 3.4 a 3.5 a znázorňuje obr. 3.2. K jejich jednoznačnému určení je nutné znát i souřadnice středů  $S_1$  a  $S_2$ , které získáme jako vektory z již zmíněných funkčně kótovaných výkresů.

$$S_1 = \begin{bmatrix} S_{1j} \\ S_{1k} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$S_2 = \begin{bmatrix} S_{2j} \\ S_{2k} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$D_1 = d_1 + 2 \cdot g_s \quad (3.4)$$

$$D_2 = d_2 + 2 \cdot g_s \quad (3.5)$$

kde  $d_1$  průměr prvního hřídele,  
 $d_2$  průměr druhého hřídele,  
 $D_1$  průměr bezpečnostní kružnice hřídele 1,  
 $D_2$  průměr bezpečnostní kružnice hřídele 2,  
 $g_s$  bezpečná vzdálenost od hřídele,  
 $s_{1j}$  souřadnice středu hřídele 1 v ose  $j$ ,  
 $s_{1k}$  souřadnice středu hřídele 1 v ose  $k$ ,  
 $s_{2j}$  souřadnice středu hřídele 2 v ose  $j$ ,  
 $s_{2k}$  souřadnice středu hřídele 2 v ose  $k$ .

### 3.1.2. Úhlopříčka čtverce

Střed hřídele  $S_i$  je průsečíkem vzájemně kolmých os symetrie a dle nich rozložených měřicích bodů  $T_i$  na kružnici  $D_i$  (obr. 3.2) vytvoříme čtverec, pro jehož úhlopříčku  $u$  platí:

$$u = \frac{D_1}{2} \quad (3.6)$$

$$u = b \cdot \sqrt{2} \quad (3.7)$$

$$u = c \cdot \sqrt{2} \quad (3.8)$$

kde  $b$  je rozměr dílčí plochy, jehož symbol odpovídá ose souřadného systému boxu a jeho velikost je *totožná* pro všechny ostatní plošky.

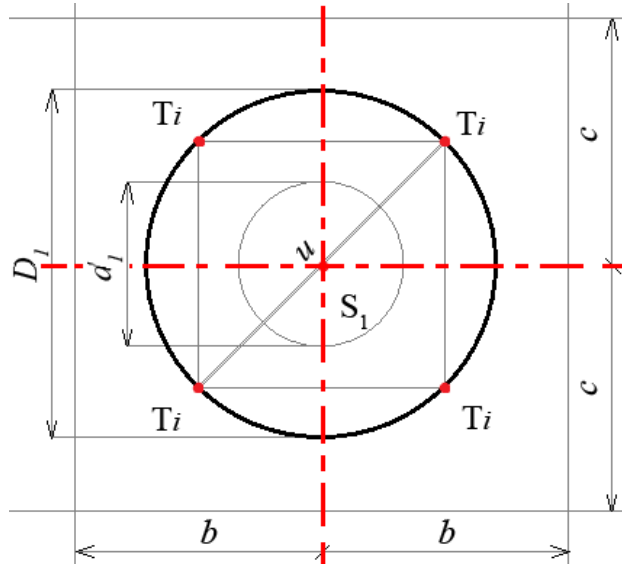
Totéž platí pro zbývající rozměry ( $a$ ,  $c$ ). Z rovnic 3.6 a 3.7 (2.8) vyplývají vztahy pro strany dílčích plošek:

$$b = \frac{2 \cdot u}{\sqrt{2}} \quad (3.9)$$

$$c = \frac{2 \cdot u}{\sqrt{2}} \quad (3.10)$$

Rozměry jsou následně zaokrouhleny směrem nahoru, protože se již nyní nachází na hranici tvořené bezpečnostní kružnicí.

Hustota měřících bodů je úměrná přesnosti měření, proto je snahou v kritické oblasti mezi hřídelemi získat co nejvíce dílčích plošek, proto osovou vzdálenost ( $h_j$ ,  $h_k$ ) středů  $S_1$  a  $S_2$  podělíme příslušnými stranami dílčí plošky a získáme tak počet měřících bodů mezi hřídelemi (3.11, 3.12). Takto získané součinitele budeme značit písmeny řecké abecedy korespondující s osami souřadného systému boxu a indexy budou odpovídat příslušnému kvadrantu, kde římské číslice znamenají součinitele již zaokrouhlené a arabské původní nezaokrouhlené.



Obr. 3.2 Úhlopříčka čtverce tvořeného měřícími body.

$$\beta_2 = \frac{h_j}{b} \tag{3.11}$$

$$\gamma_2 = \frac{h_k}{c} \tag{3.12}$$

Součinitel  $\beta_2$  bude zaokrouhlen na  $\beta_{II}$  směrem dolů, protože více plošek mezi hřídele vložit nelze. V programu MATLAB, jenž je k výpočtu algoritmu použit, lze směr zaokrouhlení snadno určit příkazy *fix* (k nule) a *ceil* (k nekonečnu). Pro universálnost kódu však bylo použito podmínky *if*, *else* a příkazu *round* (obr. 3.3).

```
% zaokrouhlení k nule
betaII = round(beta2);
if betaII > beta2
    betaII = betaII - 1;
else betaII = betaII;
end;
```

Součinitel  $\gamma_2$  podléhá standardnímu zaokrouhlení, protože z nerovnosti mezi  $\gamma_2$  a  $\gamma_{II}$  lze identifikovat konfliktní bod. Leží-li středy  $S_1$  a  $S_2$  na jedné ose, osová vzdálenost  $h_k$  je rovna nule a jelikož je průměr prvního hřídele  $D_1$  vždy větší než průměr druhého, postačilo by opět dopočítat rozměr dílčí plochy pomocí zaokrouhleného součinitele:

Obr. 3.3 Zaokrouhlení dle if, else

$$b = \frac{h_j}{\beta_{II}} \tag{3.13}$$

Zpravidla je však  $h_k$  nenulové a bude-li splněna podmínka:

$$\frac{b}{2} < \frac{D_2}{2} \tag{3.14}$$

může některý z bodů T vniknout do prostoru ohraničeného druhou bezpečnostní kružnicí a stát se tak konfliktním měřícím bodem.

### 3.1.3. Konfliktní bod

Podmínka (3.14), kdy poloměr druhého hřídele je větší než polovina strany dílčí plošky, indikuje možnost, že se bod stane neměřitelným. Nastat mohou následující stavy:

- horní kvadrant
  - horní polokružnice
  - dolní polokružnice
- dolní kvadrant
  - horní polokružnice
  - dolní polokružnice

Opětovným využitím *symetrie* lze na stavy pohlížet jako na dvojici zrcadlených problémů dle horizontální osy procházející  $S_I$  jak napovídají obrázky 3.4 a 3.5. Vytvoříme pouze podmínku určující, zda se konfliktní bod nachází v horním či dolním kvadrantu a za tímto účelem zavádíme  $h_{kR}$ : reálnou složku původní osové vzdálenosti hřídelí  $h_k$ , neboť výpočet *kladné* strany plošky (3.12) vyžadoval její absolutní hodnotu. Nyní zbývá jen lokalizovat část polokružnice porovnáním součinitelů  $\gamma_2$  a  $\gamma_{II}$ , přičemž, jak již bylo zmíněno, *směr zaokrouhlení není předurčen*. Bude-li součinitel  $\gamma_2$  celé číslo, a tedy budou-li si součinitele rovny, komplikace nenastane a mohou být použity původní rozměry  $b$  a  $c$ . Tohoto stavu je však dosahováno jen ve výjimečných případech.

K přesnějšímu určení polohy konfliktního bodu vytvoříme součinitele  $\delta_2$  a  $\delta_{II}$ , kde směr zaokrouhlení je základním rozlišovacím znakem korespondujícím s odlišností užitého přístupu.

$$\delta_2 = \frac{h_k}{\frac{c}{2}} \quad (3.15)$$

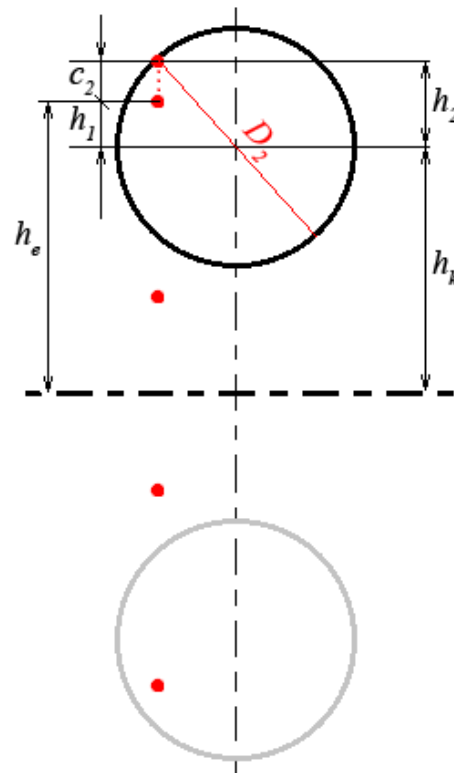
#### a) Horní polokružnice ( $\gamma_2 > \gamma_{II}$ )

Spolehlivým řešením konfliktní situace bez zásahu do rozměru  $b$ , který je zásadní pro měření mezi hřídelemi, je protažení strany  $c$  na obvod kružnice (obr. 3.4).

Součinitel  $\delta_{II}$  zaokrouhlený k *nekonečnu* násobený polovinou strany plošky  $c$  zavádí vzdálenost konfliktního bodu od osy  $h_e$ . Odečteme-li od této hodnoty výšku středu hřídele  $S_I$  od osy  $h_k$ , obdržíme  $h_1$ , které představuje vzdálenost bodu od  $S_I$  v ose  $c$ . Z Pythagorovy věty si určíme  $h_2$  představující vzdálenost středu  $S_I$  k budoucí pozici měřícího bodu na kružnici. Odečtením  $h_1$  od  $h_2$  získáme potřebné prodloužení  $c_2$ , díky němuž dopočítáme (3.20) konečný rozměr strany  $c$ .

$$h_e = \delta_{II} \cdot \frac{c}{2} \quad (3.16)$$

$$h_1 = h_e - h_k \quad (3.17)$$



Obr. 3.4 Řešení horní polokružnice.

$$h_2 = \sqrt{\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} \quad (3.18)$$

$$c_2 = h_2 - h_1 \quad (3.19)$$

$$c = \frac{2 \cdot \left(\delta_{II} \cdot \frac{c}{2} + c_2\right)}{\delta_{II}} \quad (3.20)$$

b) Dolní polokružnice ( $\gamma_2 < \gamma_{II}$ )

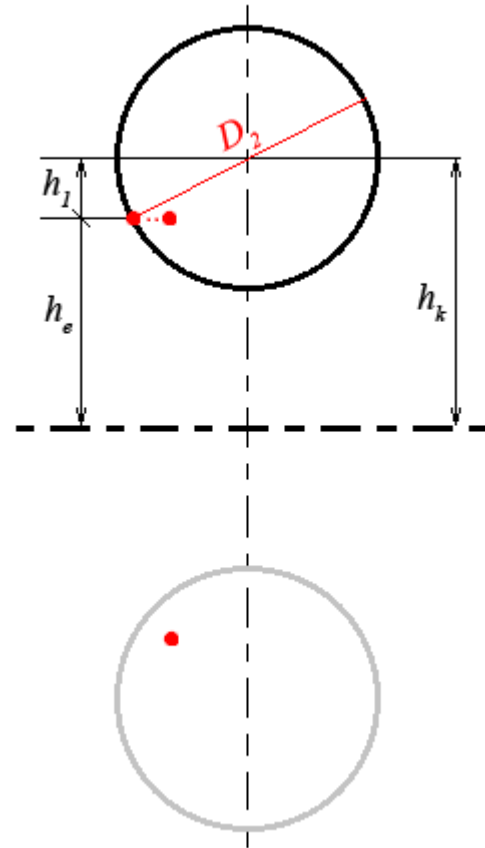
Předchozí přístup na tuto situaci nelze aplikovat, neboť by nadměrné zvětšení strany plošky  $c$  snížilo počet bodů i přesnost měření. Protažena musí být tedy strana  $b$ .

Zaokrouhlení  $\delta_2$  je nyní směřováno k nule a opětovně proveden výpočet  $h_1$  prostřednictvím  $h_e$  (3.16) a  $h_k$  (3.21). U Pythagorovy věty, užitě pro výpočet strany  $b$  (3.22), si lze povšimnout pouhé záměny přepon oproti předešlému přístupu a následný dopočet pomocí součinitelů  $\beta_2$  a  $\beta_{II}$  je již formální záležitostí (3.13).

$$h_1 = h_k - h_e \quad (3.21)$$

$$b = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 - h_1^2} \quad (3.22)$$

$$b = \frac{h_j}{\beta_{II}} \quad (3.21)$$



Obr. 3.5 Řešení dolní polokružnice.

3.1.4. Rozměry měřicího boxu

a) A kvadrant

Rozvorkování nekonfliktní strany boxu je zpřístupněno zásahu operátora, jemuž je umožněno součinitele  $\alpha_1$  zadat dle vlastního uvážení nebo ponechat dosazení na algoritmu, který oba rozměry dílčí plošky této strany ztotožní (3.22).

$$a = b \quad (3.22)$$

Do výpočtu součinitele  $\alpha_1$  vložíme prozatímní rozměr strany A, získaný na samém počátku algoritmu. Jeho zaokrouhlení  $\alpha_1$  je bezpečnou vzdáleností  $g_g$  směřováno k nekonečnu a po vynásobení stranou plošky  $a$  obdržíme finální rozměr délky boxu A.

$$\alpha_1 = \frac{A}{a} \quad (3.23)$$

$$A = \alpha_I \cdot a \quad (3.24)$$

### b) B kvadrant

Jelikož byl střední kvadrant již propočten, zaměříme se na okolní kvadranty  $B_I$  a  $B_{III}$ . Zásadním parametrem při jejich výpočtu jsou polohy středů hřidel  $S_1$  a  $S_2$  vzhledem k souřadnicovému systému převodovky a jejich převedení do souřadného systému boxu. Za tímto účelem zavádíme  $s_{1b}$ , pro nějž platí:

$$s_{1b} = s_{1j} + g_g \quad (3.25)$$

$$\beta_1 = \frac{s_{1b}}{b} \quad (3.26)$$

Součinitele jsou zaokrouhleny nahoru, aby opět zachovali minimální prostor boxu, který je určen  $g_g$  a jejich součet je významný pro celkovou délku konfliktní strany (3.31) i jako parametr matice při generování sítě.

$$\beta_3 = \frac{j - s_{2j} + g_g}{b} \quad (3.27)$$

$$B_I = \beta_I \cdot b \quad (3.28)$$

$$B_{III} = \beta_{III} \cdot b \quad (3.29)$$

$$\beta = \beta_I + \beta_{II} + \beta_{III} \quad (3.30)$$

$$B = \beta \cdot b \quad (3.31)$$

### c) C kvadrant

Výpočet poslední strany boxu se sebou přináší komplikace v podobě nejednotnosti výšky převodové skříně nad testbenchem neboli minimální vzdálenosti mezi danou stranou boxu a převodovkou  $f_6$ , kde index značí stranu měřícího boxu. Pro výpočet dolního kvadrantu  $C_I$  je nutno tento rozměr přičíst ke vzdálenosti středu prvního hřidle  $s_{1k}$ , která je stěžejní pro výpočet obou kvadrantů  $C_I$  i  $C_{III}$ . Rozložení stran je na obr. 3.7, který bude v interaktivní podobě umístěn na ovládacím panelu, neboť číslování stran odpovídá i posloupnosti měření.

I když lze rozměr  $f_6$  získat manuálně přeměřením, přenesení souřadnic myšleného prostoru tvořeného boxem do souřadného systému polohovacího systému už bude obtížnější. S výhodou lze  $f_6$  vypočítat z odměřených rozměrů snímačem vzdálenosti, který je úzce spojen se souřadnicovým systémem robotu. Nejprve změří svoji vzdálenost od nejvyššího bodu převodové skříně  $g_z$  a poté zjistí výšku své pozice  $z$ . Takto vypočítaný rozměr (3.32) je zachycen na obr. 3.6 a znázorňuje i autonomní transformaci mezi systémy (kap. 7.2).

$$f_6 = z - k + g_z \quad (3.32)$$



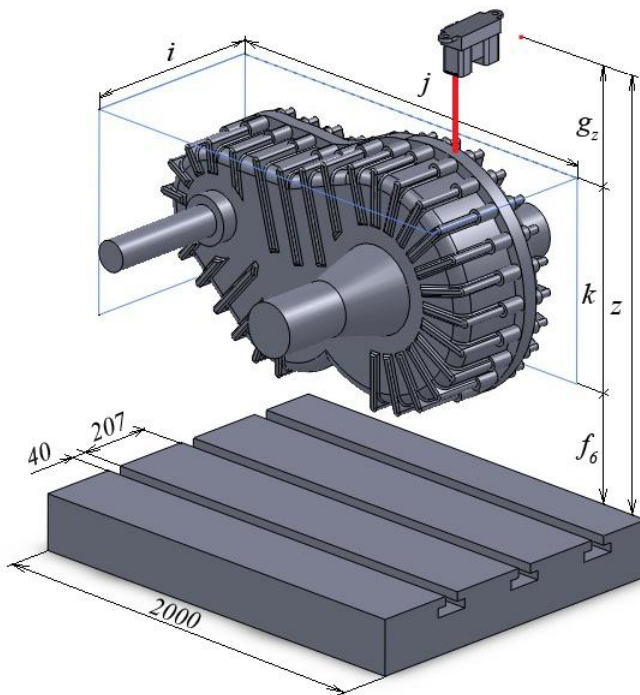
$$C_1 = s_{1k} + f_6 \tag{3.33}$$

$$\gamma_1 = \frac{C_1}{c} \tag{3.34}$$

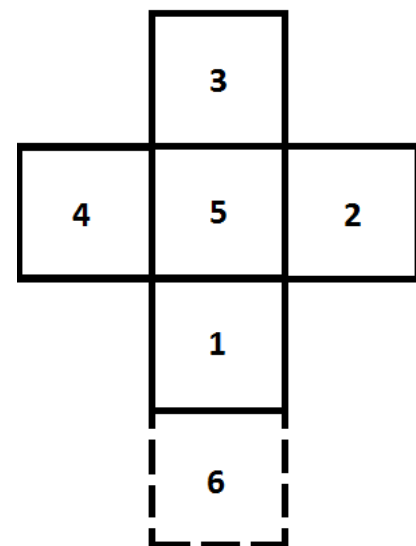
V ideálním případě bude spodní strana boxu (6) sjednocená s rovinou testbenche. V úvahu musíme vzít však pravděpodobnější situaci, kdy při použití předešlých řešení zaokrouhlením nahoru by se mohl celý první řádek bodů stát neměřitelným. Zaokrouhlením součinitele směrem dolů tedy obdržíme  $\gamma_{II}$  a dopočet velikosti kvadrantu  $C_I$  a opětný přepočet  $f_6$  je již rutinní záležitostí.

$$C_I = \gamma_I \cdot c \tag{3.35}$$

$$f_6 = C_I - s_{1k} \tag{3.36}$$



Obr. 3.6 Autonomní transformace mezi systémy.



Obr. 3.7 Rozložený měřicí box.

Aplikací stejného postupu se součiniteli zaokrouhlenými k nekonečnu dopočítáme nejen rozměr horního kvadrantu  $C_{III}$ , ale i vzdálenost zdroje hluku od vrchní stěny měřicího boxu  $f_5$ .

$$C_3 = k + g_g - s_{1k} \tag{3.37}$$

$$\gamma_3 = \frac{C_3}{c} \tag{3.38}$$

$$C_{III} = \gamma_{III} \cdot c \tag{3.39}$$

$$f_5 = C_{III} - (k - s_{1k}) \quad (3.40)$$

Pro vygenerování bodové sítě schází jen vzdálenosti zbylých stran měřicího boxu od převodové skříně (3.45-3.48) a přepočítání souřadnic středů  $S_1$  a  $S_2$  do souřadného systému boxu. S ohledem na triviálnost a jednoznačnost rovnic je zaznamenán pouze výpočet vektoru  $S_{1bc}$ .

$$f_1 = \frac{A - i}{2} \quad (3.41)$$

$$f_2 = B_I - s_{1j} \quad (3.42)$$

$$f_3 = f_1 \quad (3.43)$$

$$f_4 = B_{III} - (j - s_{2j}) \quad (3.44)$$

$$s_{1b} = s_{1j} + f_2 \quad (3.45)$$

$$s_{1c} = s_{1k} + f_6 \quad (3.46)$$

$$S_{1bc} = \begin{bmatrix} s_{1b} \\ s_{1c} \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

$$S_{2bc} = \begin{bmatrix} s_{2b} \\ s_{2c} \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

### 3.1.5. Generování bodové sítě

Vyjádříme-li každý měřicí bod  $T$  v podobě vektoru, potom každou stranu boxu lze popsat maticově, kde řádky či sloupce představují hodnoty celkových součinitelů  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  získaných algoritmickeým výpočtem. Jelikož jsou body  $T$  uprostřed každé plošky, jedná se o geometrickou posloupnost s kvocientem právě poloviny příslušené strany plošky. Obr. 3.8 zachycuje úryvek kódu nejen pro načtení těchto vektorů cyklem *for*, ale i tvorbu buněk (*cell*), jejichž základ tvoří. Pro přehlednost a jednoznačnost výkladu byl kód redukován na vygenerování sítě jedné stěny a jeho grafické vlastnosti zachovány formou obrázku. Příkazem *cell2mat* převedeme buňky na matice a podobu vykreslení jednotlivých bodů (pro přehlednost jen viditelné) celého měřicího boxu pak představuje obr. 3.9.

Kompletní podoba algoritmu je součástí příloh pod názvem *BOXh* v podobě M kódu, kde

```

%% Generovani bodove site
% nacteni vektoru
for m = 1:1:beta
    X(m) = (2*m-1)*(b/2);
end;

for n=1:1:gama
    Y(n) = (2*n-1)*(c/2)
end;

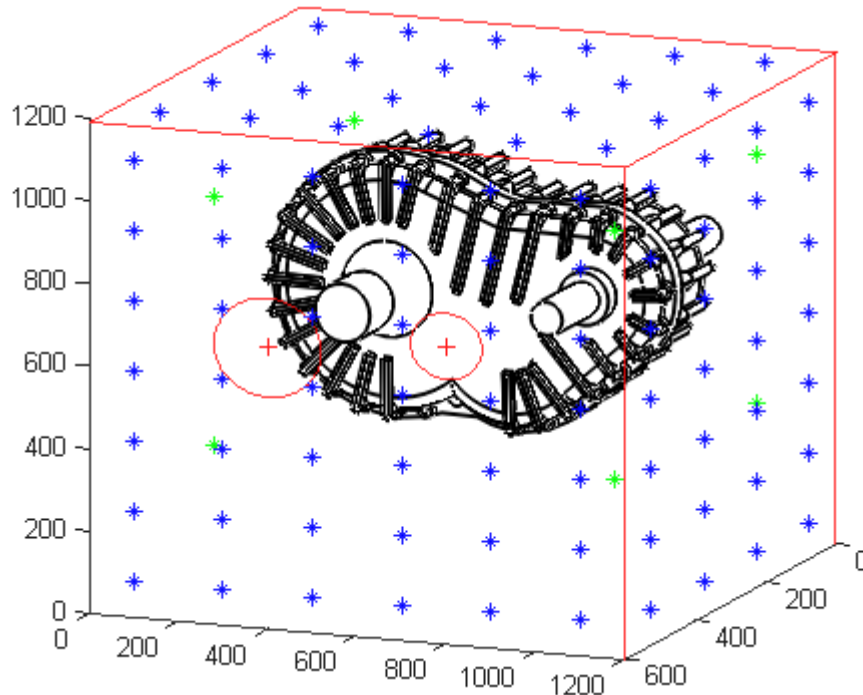
% tvorba cell BCa
for v = 1:1:beta
    for w = 1:1:gama
        T = [X(v) A Y(w)]
        BCa{v,w} = T
    end;
end;

% Prevod na matice
T3 = cell2mat(BCa);

```

Obr. 3.8 Generování měřicích bodů.

poslední rozlišovací písmeno představuje anglický pojem pro čelní převodovku (helical gear). Výběr MATLABu jako nástroje pro tvorbu algoritmu nebyl založen pouze na vizualizačních schopnostech a zkušenostech s programem, ale především možnosti vyexportovat soubor v nejčastěji užívaných formátech a převedení do jiných programovacích jazyků.



Obr. 3.9 Finální 3D vizualizace měřicího boxu v prostředí MATLAB.

## 3.2. Vzorkování boxu kuželové převodovky

### 3.2.1. Mimoběžnost os hřídelí

Aplikací postupu, uplatňující úhlopříčku vepsaného čtverce, lze za příhodných podmínek snadněji vytvořit měřicí box kolem kuželové převodovky, než kolem převodovky čelní. Na každé straně boxu se totiž může vyskytovat *maximálně jedna hřídel*, avšak osy hřídelí mohou být, i když nepatrně, mimoběžné, což jsou podmínky pro vznik konfliktního bodu.

Jádro algoritmu se v zásadě neliší od postupu v *BOXh*. Počet vstupních parametrů i jejich označení, snad kromě indexace souřadnice u druhé hřídele, zůstaly zachovány. U výpočtu pomocí úhlopříčky jsou obě strany řešeny zvlášť. I přes zcela totožný postup (3.6-3.10), při různých průměrech hřídelí, obdržíme odlišné velikosti dílčí plošky  $c_1$  u strany 1 a  $c_2$  u strany 2 měřicího boxu. Pokud bychom však pro každou stranu boxu užili jiný výškový rozměr plošky  $c$ , nebylo by možné na tak krátké vzdálenosti nalézt společný počátek a došlo by k rozpadu krychle. Proto může být zvolen pouze jeden z rozměrů.

### 3.2.2. Konfliktní bod

U převážné většiny těchto druhů převodových skříní se površky kuželů protínají ve společném vrcholu. V daném případě by se dosadil za výšku  $c$  rozměr ze strany, jejíž

hřídlel má větší průměr bezpečnostní kružnice  $D$ . Nejen z výkresů společnosti IG Wateeuw je však zřejmé, že se osy hřídlel nemusí vždy protnout a pro danou vzdálenost os si propůjčíme  $h_k$  z předešlého algoritmu pro čelní převodovku. [4]

Z geometrických i pevnostních zákonitostí, které platí pro tento specifický druh převodovek, lze vydedukovat, že

$$\frac{c}{2} < \frac{D_1}{2} \quad (3.49)$$

a jedná se o problematiku výskytu konfliktního bodu pouze v horní polokružnici, pro niž jsme již našli řešení (kap. 3.1.3) a to bude ještě více zjednodušené, neboť víme, že se jedná o první bod nad osou rozdělující kvadranty  $C_I$  a  $C_{II}$ . Zásadní budou průměry bezpečnostních kružnic  $D_I$  a  $D_2$ .

$$\text{a) } \frac{a}{2} < \frac{D_2}{2} \wedge D_1 > D_2$$

Za podmínky, že bude první bezpečnostní kružnice větší než druhá, ale ne natolik, aby jí konfliktní bod minul. Pomocí již zmíněného  $h_k$  a výšky plošky  $c_2$  druhé strany získáme vzdálenost  $h_1$  konfliktního měřicího bodu od středu hřídlele  $S_2$  v dané ose (3.50). Pythagorovou větou zjistíme, jak daleko od  $S_2$  se nachází nejbližší měřitelný bod a vypočítáme tak potřebné protažení výšky měřicí plošky (3.52), které pak k původní délce  $c$  připočteme.

$$h_1 = \frac{c_2}{2} - h_k \quad (3.50)$$

$$h_2 = \sqrt{\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{a}{2}\right)^2} \quad (3.51)$$

$$c_3 = h_2 - h_1 \quad (3.52)$$

$$c = c_2 + 2 \cdot c_3 \quad (3.53)$$

$$\text{b) } \frac{b}{2} < \frac{D_1}{2} \wedge D_1 > D_2$$

Naprostu stejné řešení jako u předchozího případu s pouhou záměnou indexů u průměru bezpečnostní kružnice ( $D_2 \rightarrow D_1$ ), výšky plošky ( $c_2 \rightarrow c_1$ ) a záměny délky plošky ( $a \rightarrow b$ ).

$$\text{c) } \frac{b}{2} < \frac{D_1}{2} \wedge D_1 = D_2$$

Posledním a již diskutovaným jevem je totožná velikost průměrů  $D_I$  a  $D_2$ . Zde již není potřeba koeficientů  $h_1$  a  $h_2$ , neboť víme, že je protažení  $c_3$  rovno vzdálenosti středů  $h_k$ . Poté následuje přepočítání  $c_{ul}$  pomocí úhlopříčky čtverce opsané kružnice  $D_I$  a zaokrouhlení na  $c_I$  směrem k nekonečnu. Problém řešíme na větší ploše, která je variabilnější jako první strana, obsahuje i po úpravě dostatečné množství měřících bodů.

$$u_1 = u_1 + h_k \quad (3.54)$$

$$c_{u1} = \frac{2 \cdot u_1}{\sqrt{2}} \quad (3.55)$$

### 3.2.3. Rozměry měřicího boxu

#### a) A kvadrant

Osa procházející středem  $S_2$  rozděluje čelní stranu boxu na dva kvadranty, jejichž rozměry jsou vyjádřeny právě pomocí souřadnice středu hřídele zvětšeného o bezpečnou vzdálenost od převodové skříně  $g_g$ . Směr zaokrouhlení součinitelů  $\alpha_I$  a  $\alpha_2$  na  $\alpha_I$  a  $\alpha_{II}$  směřuje nahoru a součinem jejich součtu a délkou plošky  $a$  získáme konečný rozměr strany boxu  $A$ .

$$A_1 = s_{2i} + g_g \quad (3.56)$$

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{a} \quad (3.57)$$

$$A_I = \alpha_I \cdot a \quad (3.58)$$

$$A_2 = i - s_{2i} + g_g \quad (3.59)$$

$$\alpha_2 = \frac{A_2}{a} \quad (3.60)$$

$$A_{II} = \alpha_{II} \cdot a \quad (3.61)$$

$$\alpha = \alpha_I + \alpha_{II} \quad (3.62)$$

$$A = \alpha \cdot a \quad (3.63)$$

#### b) B kvadrant

Naprosto totožný postup jako u A kvadrantu, jen s obměnou značení charakteristické pro tuto stranu, což je rozměr plošky  $b$  a indexů středu hřídele, proto shledáváme opětovný zápis těchto rovnic za bezúčelný.

#### c) C kvadrant

Jak již bylo zmíněno, výška plošky  $c$  se potýká s problematikou mimoběžnosti os hřídelí, což úzce souvisí s výškou boxu  $C$ . Proto je zavedena podmínka *if,else*, která srovnává velikosti průměrů bezpečnostních hřídelí  $D_1$  a  $D_2$  a zahrne do výpočtu souřadnici středu většího z nich. Tímto bodem vedená osa, rovnoběžná s testbenchem, tvoří hranici mezi kvadranty  $C_I$  a  $C_{II}$ . Bude-li například

$$D_1 > D_2$$

v rovnicích výpočtu strany  $C$  se objeví výška první hřídele  $s_{Ik}$  v souřadném systému převodové skříně a následně pomocí  $f_6$  přepočtena do systému měřicího boxu. Abychom

předešli možnosti neměřitelnosti některých bodů, bude součinitel spodního kvadrantu  $\gamma_1$  zaokrouhlen směrem dolů, což je stejný a osvědčený způsob aplikovaný u algoritmu pro výpočet boxu kolem čelní převodovky.

$$C_1 = s_{1k} + f_6 \quad (3.64)$$

$$\gamma_1 = \frac{C_1}{c} \quad (3.65)$$

$$C_I = \gamma_I \cdot c \quad (3.66)$$

$$C_2 = k + g_g - s_{1k} \quad (3.67)$$

$$\gamma_2 = \frac{C_2}{c} \quad (3.68)$$

$$C_{II} = \gamma_{II} \cdot c \quad (3.69)$$

$$\gamma = \gamma_I + \gamma_{II} \quad (3.70)$$

$$C = \gamma \cdot c \quad (3.71)$$

Druhý případem, s kterým podmínka počítá, je stejná nebo větší velikost průměru druhé bezpečnostní kružnice. V tom případě by byl užit rozměr  $s_{2k}$ .

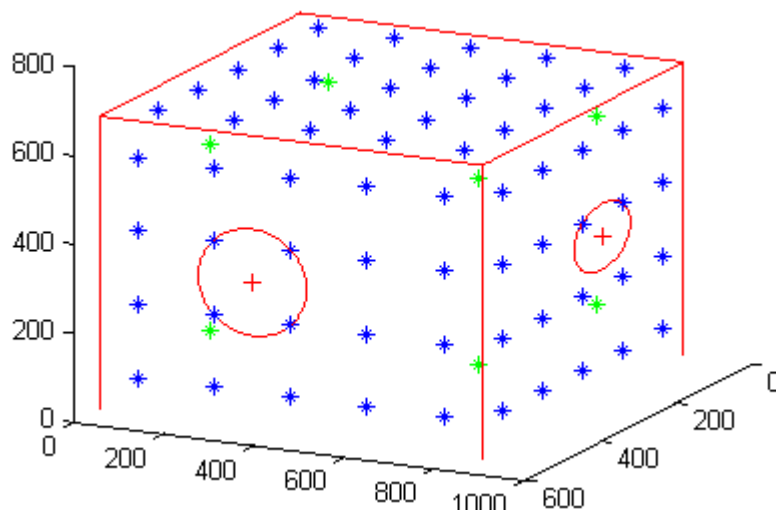
Jelikož již máme počátek souřadného systému boxu, přepočteme do něj opět souřadnice středů hřídelí a určíme i vzdálenosti stran boxu od převodovky. Pro  $f_2$  (3.42) a  $f_4$  (3.44) jsou rovnice naprosto identické, což nelze říci o vzdálenostech  $f_1$  a  $f_3$ .

$$f_1 = A_I - s_{2i} \quad (3.72)$$

$$f_3 = A_{II} - (i - s_{2i}) \quad (3.73)$$

### 3.2.4. Generování bodové sítě

Je znatelné, že algoritmus *BOXb* (bevel gear) mnohé přejal z předchozího algoritmu, a ani při tvorbě sítě z měřících bodů tomu nebude jinak. Z vektorů posloupnosti jsou vytvořeny buňky a ty následně převedeny na matice, které obsahují souřadnice každého měřícího bodu  $T$  v prostoru, které lze snímačem s infračerveným paprskem snadno převést do systému robota a určit jeho trajektorii.



Obr. 3.10 Finální 3D vizualizace algoritmem *BOXb*

## 4. Možnosti výběru a úvaha nad konstrukcí

### 4.1. Systémy užívané k měření hluku

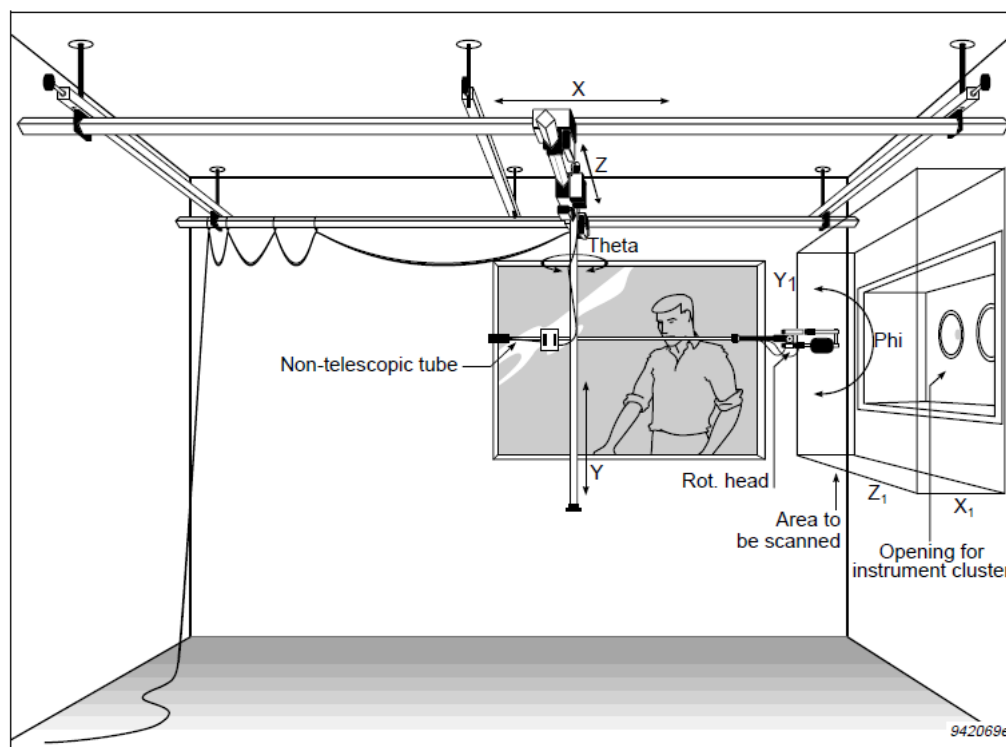
Měření hluku a snaha o jeho redukci jsou stále jedny z předně diskutovaných témat, proto přibývají stále nové projekty zkoumající akustické děje a výsledky výzkumů jsou zpravidla veřejnosti přístupné. Měření však probíhá převážně ve zvukotěsných komorách a mikrofony jsou ve statické poloze uchyceny ve stativech, v jedinečných případech na kartézském, maximálně tříosém, polohovacím systému nebo se pohybují po kruhové zráze ve speciální konstrukci (obr. 4.1). [3]



Obr. 4.1 Polohovací systém ve zvukotěsné komoře. [5]

Polohovací zařízení pro měření intenzity hluku bylo v roce 2010 navrhováno jako součást diplomového projektu na technické univerzitě v Ostravě. Bohužel se jednalo pouze o dvouosý systém, který byl opět zasazen do statického prostředí zvukotěsné komory.

Nejblíže ke splnění všech předpokladů měl polohovací systém typu 9664 firmy Brüel & Kjær, který byl určen přímo k měření intenzity hluku dle normy ISO 9614-1 v nebezpečném a špatně přístupném prostředí i přesnost polohování, která je zadavatelem IG Watteeuw stanovena na *milimetry*, byla splněna. Jak však naznačuje obr. 4.2, nabízených *pět stupňů volnosti* však není dostatečný a maximální pohybový rozsah ve vertikální ose Y byl omezen na *1500 milimetrů*. [4]



Obr. 4.2 Mikrofonový poziční systém typu 9664 firmy Brüel & Kjær. [4]

Vyřadíme-li z možného výběru robotickou paži SCARA (Selective Compliant Assembly Robot Arm), neboť její charakteristické uspořádání jednotlivých článků by nemělo v tak obtížném prostoru šanci na úspěch, máme na výběr ze dvou adeptů, z nichž každý reprezentuje určitý druh vazby:

- manipulátory
- lineární a gantry systémy

Protože volba pohybu pouze translačním způsobem je nejen neefektivní, ale i kvůli hřidelím téměř nemožná, jak se i zadavatel na svém prvním polohovacím systému přesvědčil, prozkoumáme nejprve možnost užití průmyslových robotických paží.

## 4.2. Manipulátory

Mnohaosé až redundantní manipulátory nahradily člověka, nejen pro svoji rychlost a přesnost, v řadě pracovních činností a v mnohdy nebezpečném prostředí. Vedle klasických přemísťovacích průmyslových robotů zde máme manipulátory lakovací, svářecí či závěsné a to v mnoha rozměrových variantách *odrážející* velikost zátěže, s kterou je schopen robot operovat. [5, 6, 7, 8]



Obr. 4.3 Druhy Yellow společnosti FANUC Robotics.

Mezi přední světové výrobce lze zařadit:

- KUKA
- ABB
- FANUC Robotics
- Motoman Robotics

Zasadíme-li manipulátor, jehož parametry jsou předurčeny maximálními rozměry měřicího boxu (tab. 2.1), do prostředí testroomu, zjistíme, že v kterémkoli rohu by ke změření úhlopříčně ležícího bodu rozměry robota, a především daného ramene (obr. 4.4), přerostly do nadměrných čísel. I rozložení ramene na více článků by vedlo jen k větší hmotnosti, více motorům a problému se *singularitou*.



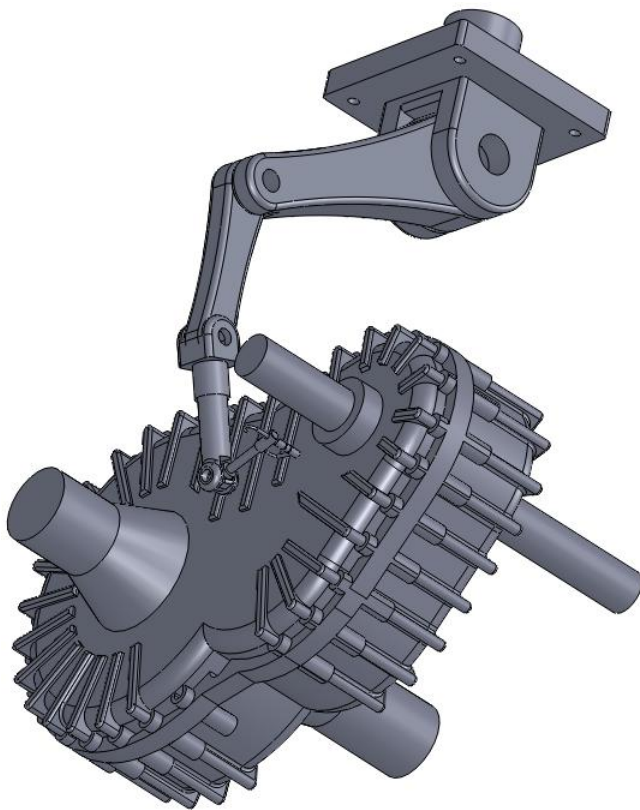
Aplikace dvojice paralelních robotických paží je vyloučena, neboť je k dispozici pouze jedna měřicí sonda a vzájemné předávání sondy mezi pažemi by komplikovala její kabeláž.

Neomezený prostor skýtá pouze prostor nad převodovou skříní a umístěním nad střed měřicího boxu by byla vzdálenost k jednotlivým bodům téže vrstvy stejná. Po tvorbě kinematického modelu (obr. 4.6) a pohybové studii bylo zjištěno, že potřebný počet stupňů volnosti pro robotickou paži, složenou jen z rotačních vazeb, je *sedm* a jedná se tedy o manipulátor *redundantní*.

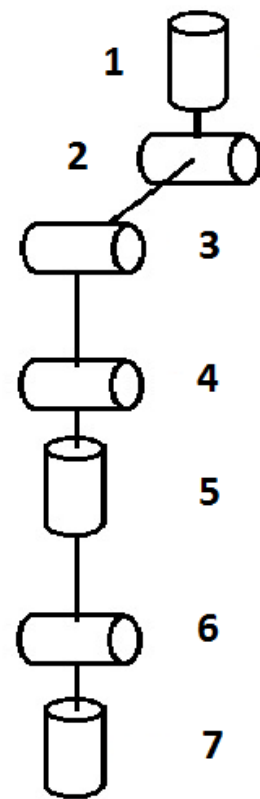
Sedmiosé průmyslové stroje nejsou již žádnou zvláštností, ale nosnost takového manipulátoru je minimálně 100x větší, než hmotnost intenzitní sondy (64 g), a i když v průběhu posledních pár let došlo k výrazné optimalizaci konstrukce průmyslových robotů, pro náš případ není ideální robotická paže k dispozici. Navíc jsou rychlost, která dle normy ISO 9614-1 nemá při měření přesáhnout  $2 \text{ ms}^{-1}$ , přesnost a cena, jež nespadá pod 48.000 \$ (816.000 Kč), značně předimenzovány. [6]



Obr. 4.4 Neuspokojivé varianty ramene při umístění manipulátoru v rohu boxu.



Obr. 4.5 Ilustrativní příklad měření pomocí manipulátoru v programu Solid Works.



Obr. 4.6 Válečkový model manipulátoru se 7 stupni volnosti.

Po dalším studiu zjednodušeného modelu z obr. 4.6 si lze povšimnout možnosti záměny čtyř rotačních na tři translační vazby a tento fakt nás směřuje k průzkumu kartézských systémů.

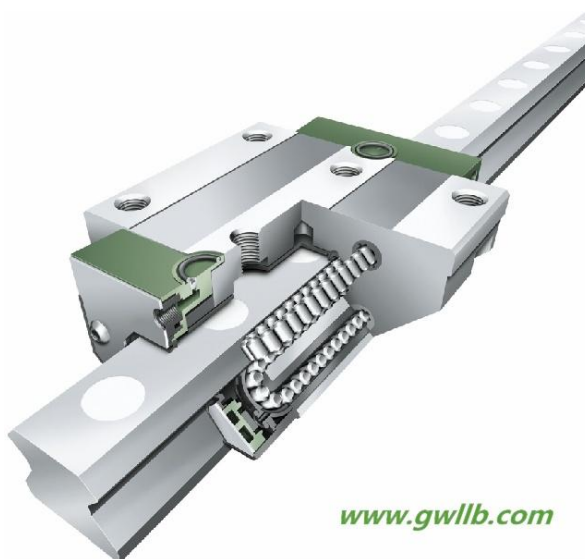
### 4.3. Lineární a gantry systémy

#### 4.3.1. Kompletní polohovací jednotky

Po hlubším průzkumu trhu s lineárními polohovacími systémy je zřejmé, že jen malá část prodejců inovuje již zaběhlé druhy pojezdů a pohonů a právě u těchto firem, jenž vlastní převážnou část patentů z této oblasti, lze očekávat nižší ceny a novější technologie než u obchodníků, kteří toto zboží překupují a následně nabízejí s pochopitelným zpožděním a navýšením ceny. Zmíňme tedy některé výrobce jedinečných polohovacích zařízení.

##### a) HIWIN Corporation

Původně tchajwanská společnost, jež má i v ČR své zastoupení, registruje 78 patentů převážně z odvětví lineárního pohybu (samomazné kuličkové šrouby) a jejich tříosé systémy disponují velice přesným *magnetickým* odměřovacím systémem. Pohon je řešen převážně *ozubenými řemeny*, lineárními motory či již zmíněnými kuličkovými šrouby na kuličkových či válečkových pojezdech (obr. 4.7). V nabídce jsou také gantry systémy, jejichž výhod uplatnili i v Brüel & Kjær na počátku kapitoly, ale stejně jako u tohoto typu nespĺnila maximální výška zdvihu naše požadavky i přesto, že horizontální pojezdy dosahují délky až 100 metrů. [10, 11]



Obr. 4.7 Válečkový pojezd společnosti HIWIN.

##### b) Kinetic Systems

Tvůrce portálových konstrukcí, se sídlem ve Francii, nabízí vedle řemenových pohonů nebo kuličkového šroubu i pneumaticky poháněné písty. Rámy jsou tvořeny z hliníkových profilů, jež umožňují *izolaci* vnitřního prostoru od okolí a též snadnou *smontovatelnost*. Ceny však tvoří z těchto systémů spíše inspirativní záležitost.

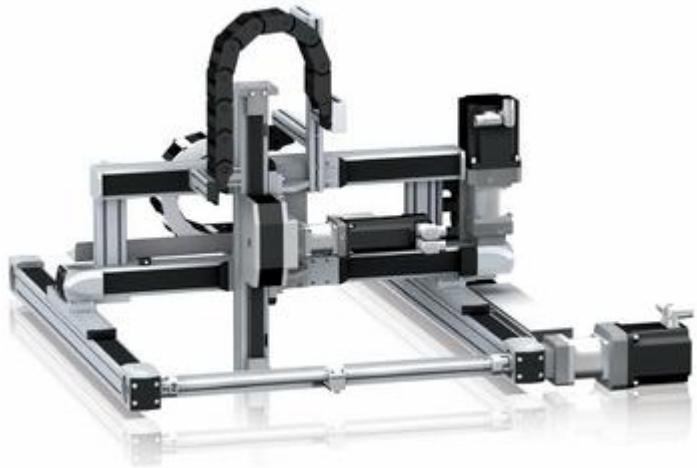


Obr. 4.8 Portálové systémy od firmy Kinetic Systems. [12]

### c) BERGER LAHR posítec

Firma Pan-elektronics, která je zástupcem BERGER LAHR posítec se sídlem v Brně, nabízí kromě sestav lineárních robotů a portálů i veškeré potřebné vybavení počínaje krokovými a EC motory, přes planetové převodovky a řídicími jednotkami konče. Nejen blízkost sídla, ale i vstřícný přístup a kvalitní sortiment byly zásadními faktory při volbě Pan-elektronics jako dodavatele krokových motorů (kap. 7.1).

Lineární portál MAX-R, který lze spatřit na obr. 4.9, je standardně osazen krokovými motory, vybaven kabelovými nosiči (kap. 5.5) a induktivními snímači koncových poloh. Motor svislé osy je doplněn brzdou. Pro převod na lineární pohyb se používá ozubený řemen nebo ozubená tyč. Jezdce jsou uloženy v duralových profilech na ocelových vedeních pomocí rolen nebo na kuličkových vedeních. [13]



Obr. 4.9 Lineární portál MAX-R firmy BERGER LAHR

Pohyblivou část tvoří u lineárních výložníkových os řady CAS vodící paralelní tyče uložené v kuličkových pouzdrech a její maximální dosažitelná vzdálenost by byla uspokojivá, avšak cena cca 7500 € (183.000 Kč), i když zatím nejvýhodnější, je stále dosti vysoká uvědomíme-li si, že cena nezahrnuje řídicí jednotku a neobsahuje další tři rotační vazby, které nám umožní operovat pod hřídelí.

#### 4.3.2. Komponenty lineárního pohybu

Opomineme-li pneumatické a hydraulické pohonné jednotky pro jejich nadměrné a neuplntitelné silové předpoklady a lineární motory pro jejich nákladnost na vzdálenosti, které vyžaduje tato aplikace, je možnost výběru pohonu, jež převádí rotační pohyb motoru na translační, tato:

- kuličkové vřeteno
- synchronní řemeny
- ozubená tyč

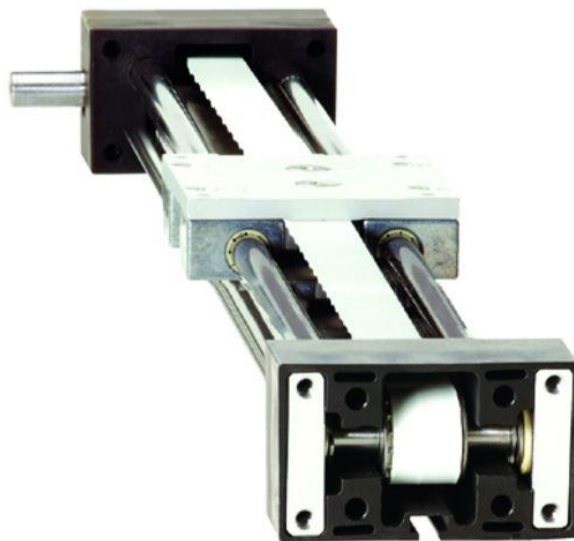
I přes svoji cenu, která v průměru dosahuje 450 € (10.980 Kč), je kuličkové vřeteno ideálním pohonem pro vertikální pohyb robota, neboť specifický převod z rotace na translaci rozprostírá gravitační sílu na stykových plochách kuliček a za jistých okolností způsobuje samosvornost, na niž však nelze spoléhat a jistí se brzdou. [14]



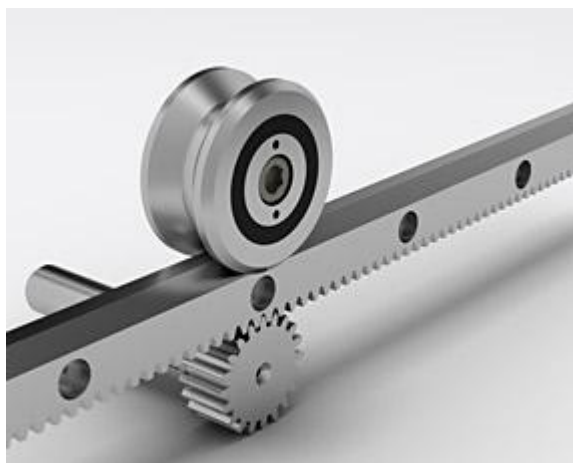
Obr. 4.10 Kuličkové vřeteno.

Stále nejčastěji používaným druhem pohonu u robotických lineárních aplikací jsou ozubené řemeny, a to pro svoji schopnost přenosu výkonu na relativně velké osové vzdálenosti při účinnosti 97 až 99 %, pro bezprokluznost díky tvarovému styku, s čímž úzce souvisí i tichý chod a minimální nutnost údržby. Spektrum tvarů a roztečí je rozmanité, snad za základní rozlišovací znak považovat barvu, kde černé neoprenové pásy ukrývají skelná vlákna, která však nejsou natolik silná, jako ocelová či kevlarová vlákna  $\varnothing 0,3$  mm v černém polyuretanovém řemenu. Ty se vyznačují vysokou pevností a neprůtažností. [16, 17]

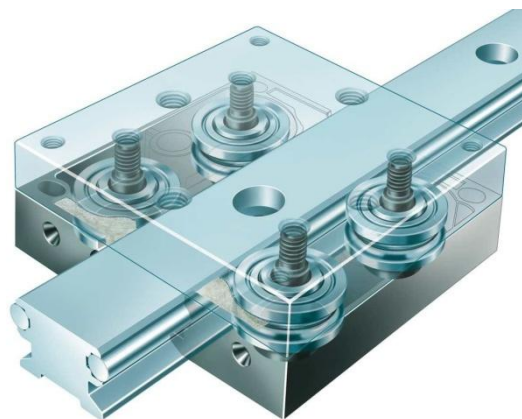
Kuličkové vřeteno je nákladné, přesto vhodnější k vertikálnímu pohybu než ozubená tyč, na jejímž poloměru kola se promítne mnohem větší moment z gravitační síly, a to nejen této ocelové tyče, jejíž délka musí přesahovat 2000 mm. Obě varianty jsou však zcela v jiných cenových hladinách než pohony se synchronními řemeny.



Obr. 4.11 Ozubený řemen v kombinaci s vodícími tyčemi a kuličkovými pouzdry.



Obr. 4.12 Ozubená tyč a ozubené kolo. [18]



Obr. 4.13 Průřez pojezdu s kolejnicovým vedením.

Obrázky 4.12 a 4.13 představují kombinaci předchozích pohonů s lineárním vedením, kde mezi nejvíce upřednostňované patří:

- kolejnicové vedení (obr. 4.12)
- válečkové a kuličkové systémy (HIWIN)
- vodící tyče a kuličková pouzdra

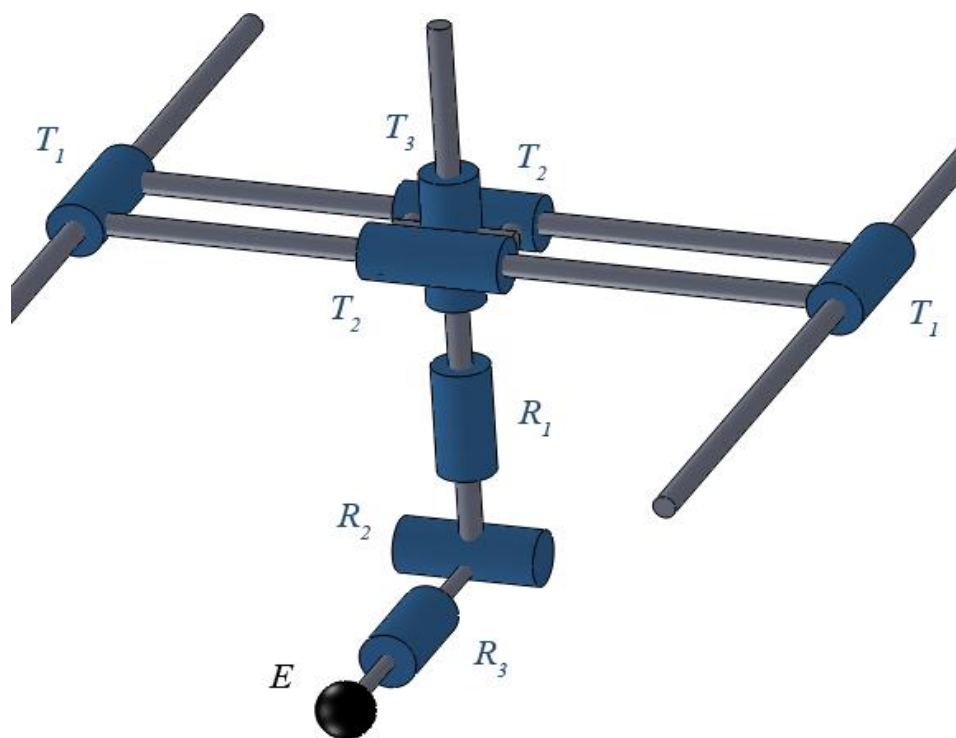
a právě poslední uvedená jsou nejlevnější, nejdynamičtější a zároveň způsobují nepatrnou třecí sílu. Průměr kuličkového pouzdra je však omezen ( $d_{KPmax}=50$  mm).

## 5. Konstrukce systému

### 5.1. Separace systému

Zaměníme-li *čtveřici rotačních vazeb* kinematického modelu z obrázku 4.6 za *trojici translačních vazeb*, obdržíme model, který v ilustrativním rozlišení představuje obr. 5.1. Při zachování manipulačních schopností jsme snížili počet motorů potřebných k pohybu ve vazbách a rozdělili tak dynamický model (kap. 6.1) na dva subsystémy s translačním (TTT) nebo pouze rotačním (RRR) pohybem.

Tato separace též úzce souvisí s řízením, které díky oddělenému způsobu nejprve přiblíží robotickou paži RRR trojicí lineárních vazeb TTT k měřicímu bodu a poté pouze intenzitní sondu, kterou paže svírá, rotačním pohybem dopolohuje. Pro paměť i procesor staršího typu PC, který uvolnila firma IG Wateeuw pro tento účel, bude postupný průběh výpočtu optimálnější variantou, která eliminuje i časté singulární stavy.



Obr. 5.1 Válečkový model polohovacího systému se šesti stupni volnosti separovaný na subsystémy TTT a RRR.

I když jsme integrací výhod manipulátoru a lineárního systému vytvořili model danému prostředí adekvátní, je zapotřebí navrhnout nosnou konstrukci, která bude lehká i rozebíratelná a tyto vlastnosti jsou požadovány od celého polohovacího systému.

Jelikož byla mnohonásobná modifikace konstrukce očekávána, byl sestaven kalkulační program v prostředí MATLAB pod názvem *CONCAL* (CONstruction CALculator) uplatňující znalost vzájemných vztahů mezi jednotlivými částmi konstrukce, jež jsou vyjádřeny triviálními rovnicemi. Pro výhody, které skýtá symetričnost, jsou délky či šířky a tloušťky pojezdů totožné a aplikací substituce na stejné rozměry se stává program ještě jednodušší, přesto byl ve velice častých případech užitečným pomocníkem.

## 5.2. F (frame)

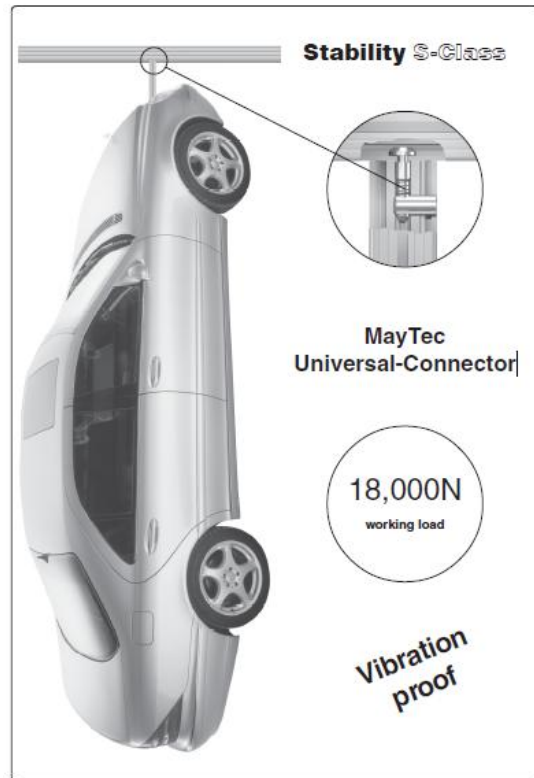
Rámová konstrukce, značena iniciálou anglického překladu, se nechala inspirovat rozlehlou strukturou hliníkových portálů a byla ovlivněna konstrukcí gantry systémů, neboť pojezdy T1 nesou tyto prvky.

Původní záměr převzetí sestavy z hliníkových jácklů tvořící konstrukci velkostatů, byl po konzultaci s firmou Forum systémy, spol. s r.o. a cenovém srovnání se systémovými profily vyloučen, neboť u tak malého odběru zboží se cenový rozdíl neprojeví, zvýhodnění je možno uplatnit až nad 300 kg a neustálou montáží a demontáží by se díry pro šrouby za čas neúnosně zvětšily, až by bylo nutné celou konstrukci vyměnit. Z letitých zkušeností firmy jsme si odnesli však cenné rady, mezi nimiž je i čtvercový tvar rámu, neboť není nosný, ale pouze vzpěrný. U nohou jsou síly díky symetrii stejné a rovnoběžné se směrem gravitačního zrychlení, proto lze celý rám zkonstruovat z jednoho druhu profilu. [19]

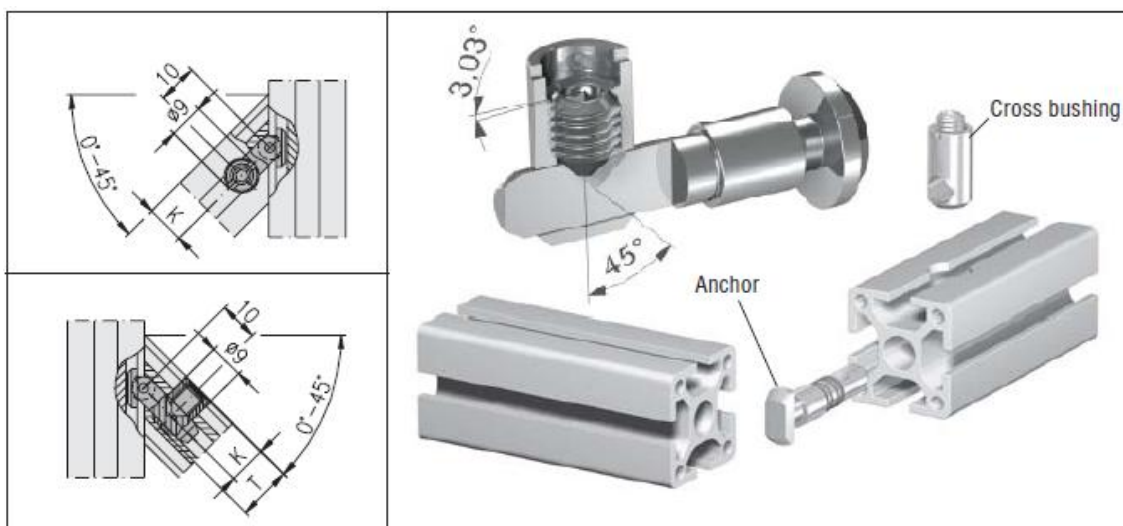
Systémové profily vyplnily prázdnou mezeru na trhu a je jich hojně užíváno k oplocení a krytí strojů, jako pracovní a montážní stoly, pro lineární vedení a v neposlední řadě jako rámové konstrukce. Svým bohatým příslušenstvím (klouby, panty, kliky, zámky, aj.), moderním designem a jednoduchou montáží, jejíž způsob zachycuje obr 5.4, se stala žádaným artiklem. Naši náročnou poptávku však uspokojili pouze dvě firmy, a to:

- BOSCH Rexroth
- MayTec

kde plakát druhé jmenované vidíme na obrázku 5.2, a je nutné podotknout, že právě tímto laciným trikem, i když je však podložen skutečnými výpočty, se firma vryla do



Obr. 5.2 Plakát nosnosti profilu MayTec



Obr. 5.3 Způsob spojení systémových profilů. [21]

podvědomí. Způsob montáže a rozsáhlý výběr a tvary profilů si byli velice blízké, ne-li totožné, proto byla základním rozhodovacím faktorem cena. Nejprve však bylo nutné jednotlivé rozměry rámu vypočítat. [20, 21, 22, 23]

Příležitost tvorby vlastní a co neoptimalnější konstrukce vede k sestavení faktorů, které rozměry rámu ovlivňují:

- *MAXBOX* – maximální rozměry měřicího boxu ( $A_{max}$ ,  $B_{max}$ ,  $C_{max}$ );
- *sonda* – vzdálenost kruhové plochy mikrofону od místa uchycení  $l_m$ ;
- *infračervený snímač vzdálenosti* – spínací vzdálenost snímače  $d_s$ .

Nemalý dopad na rozměry rámové konstrukce má například délka pojezdu T1  $l_{T1}$ , která podléhá naopak jednotlivým komponentům, které jsou k tomuto subsystému připojeny (kap 5.3.4). Substitute, jež je součástí přílohy 3 kalkulátoru CONCAL a je zachycena obrázkem 5.4, představuje matematicky zapsanou symetričnost, kde jsou si výška  $v_{T1}$  a tloušťka  $t_{T1}$  pojezdu T1, výška  $v_{T2}$  a tloušťka  $t_{T2}$  pojezdu T2 a výška  $v_F$  a tloušťka  $t_F$  rámu F rovny. Rozměr vyhovující všem uvedeným délkám daných subsystémů byl nezávisle ustanoven na hodnotě rozměru systémového profilu uvedený v obrázku 5.5.

```
%% Zadané rozměry
tT1 = 90; % tloušťka pojezdu T1
lT1 = 330; % délka pojezdu T1

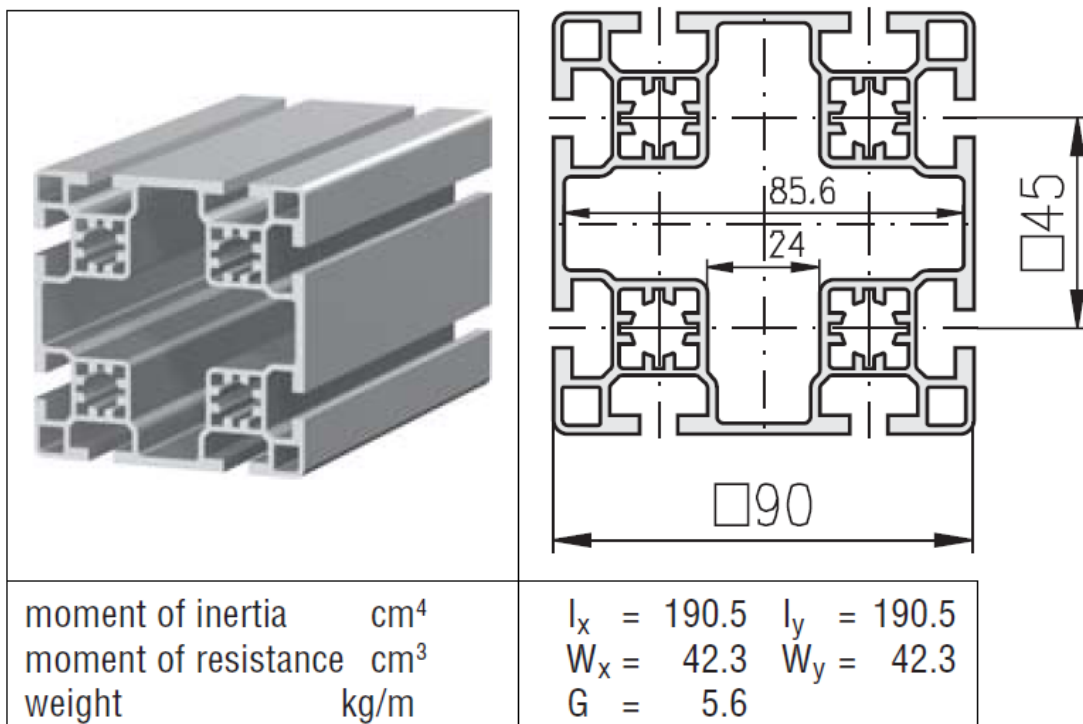
%% Substitute Z
Z = tT1;

vT1 = Z; % výška pojezdu T1
tT2 = Z; % tloušťka pojezdu T2
vT2 = Z; % výška pojezdu T2
tF = Z; % tloušťka rámu F
vF = Z; % výška rámu F

%% Substitute B
B = lT1;

lT2 = B; % délka pojezdu T1
```

Obr. 5.4 Úryvek z kalkulátoru CONCAL.



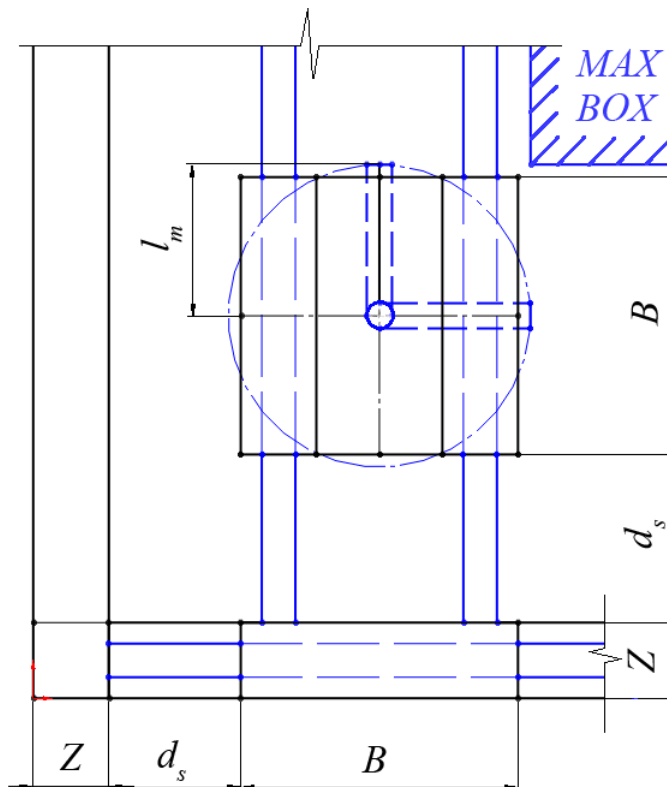
Obr. 5.5 Rozměry systémového profilu. [21]

Pro snadnější orientaci v prostoru zavedeme souřadnicový systém robota ( $x$ ,  $y$ ,  $z$ ), kde rotační matice, která je součástí matice translační převádějící systém boxu do systému robota, je jednotková, tudíž zůstane posloupnost značení kartézského systému zachována. [24]

Pro získání rozměrů rámu v horizontální poloze musíme k maximálním rozměrům boxu ( $A_{max}$ ,  $B_{max}$ ) a substitucí získané  $Z$  a  $B$ , jenž uchovává rozměr délky pojezdu  $l_{T1}$ , přičíst spínací vzdálenost senzoru  $d_s$ , která činí 200 mm a představuje minimální vzdálenost mezi pojezdy ( $T_1$ ,  $T_2$ ) a rámem. Navíc je třeba připočíst délku sondy při použití spaceru největší možné délky  $l_m$  (kap. 2.4) a takto získané rovnice (5.1, 5.2) vysvětluje obrázek 5.6. Jen lze poznamenat, že délky rámu v ose  $x$   $l_{Fx}$  jsou stejných délek, jako rozměry vodících tyčí v této ose.

$$l_{Fx} = A_{max} + B + 2 \cdot d_s + 2 \cdot l_m \quad (5.1)$$

$$l_{Fy} = B_{max} + B + 2 \cdot d_s + 2 \cdot l_m \quad (5.2)$$



Obr. 5.6 Skica pro výpočet rámových rozměrů v ose  $x$  a  $y$ .

Délky nohou rámové konstrukce jsou závislé na výšce pojezdu, který pro změnu podléhá rozměrům robotické paže RRR, jenž vyžaduje pro volný pohyb se sondou dostatečný prostor nad MAXBOXem (kap. 5.4). Za pomoci výšky pojezdu je též vypočítána délka tyče T3 uskutečňující vertikální translační pohyb a její délka  $l_{T3}$  musí být dostatečně velká pro přeměření nejnižšího bodu MAXBOXu a zároveň natolik krátká, aby se sonda po případném kolapsu brzdného systému neroztříštila o testbench. Vzhledem k řadě dosud nevysvětlených proměnných vyskytujících se ve výpočtu délky nohou a značné provázanosti se subsystémem T3 jsou rovnice i s vysvětlujícími obrázky součástí stejnojmenné podkapitoly T3.



I přes to, že zavětrování není nosné, ale pouze vzpěrné, bude předimenzováno, aby odolalo případnému kalapsu brzd, tentokráté však v opačném případě, kdy uvažujeme jejich sevření uprostřed konaného pohybu robota, což by zcela jistě vedlo k zhroucení konstrukce. Po shlednutí celé řady podobných rámových struktur byl nalezen společný geometrický prvek, kdy délka odvěsen zavětrovacího rovnoramenného trojúhelníka představovala třetinu délky stojného rámu. Doměnka byla následně podložena při konzultaci.

Vibrace vyvolané motorem jsou přenášeny přes testbench na rámovou konstrukci, která je v drážkách ocelové desky upevněna šrouby M12, jak dovolují rozměry patky (obr. 5.7). Přes údajné antivibrační schopnosti profilu by bylo zapotřebí prozkoumat, zda některá z budících frekvencí neodpovídá vlastní frekvenci soustavy, což by ji vystavilo rezonančnímu stavu. [25]

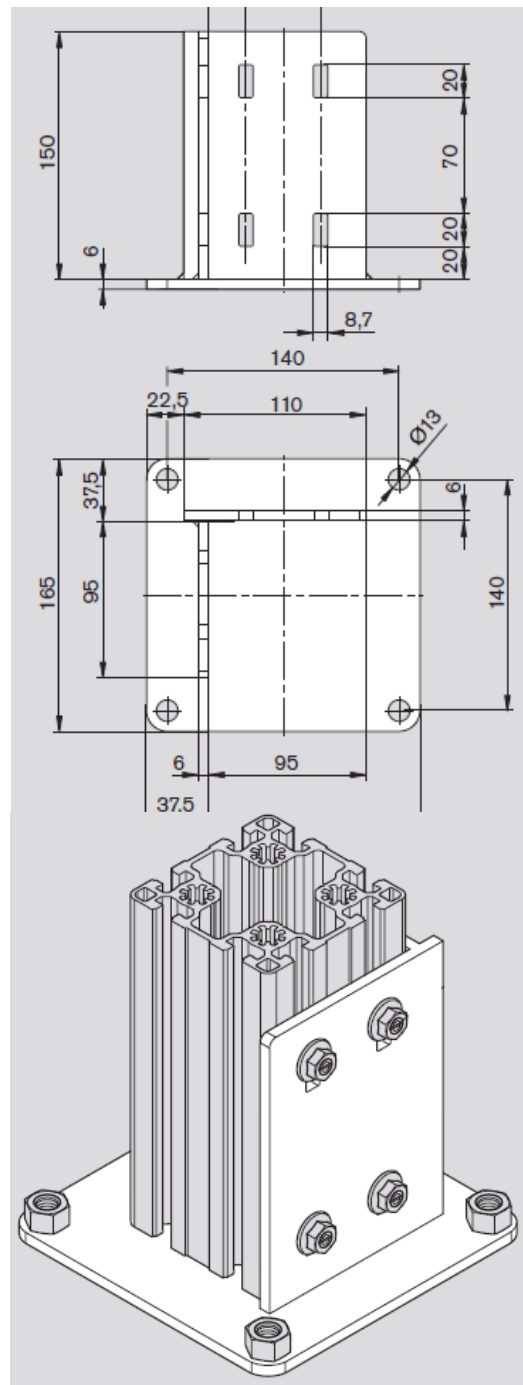
Moas cs s r.o., zástupce firmy MayTec pro Českou republiku, nabídl výhodnější a v součtu o 3789 Kč nižší cenu než Bosch Rexroth a celkovou kalkulaci udává tab. 5.1.

Název	Délka [mm]	Ks	Cena [Kč]
S-profil X	2600 mm	2	6.848
S-profil Y	3100 mm	2	8.156
S-profil Z	2375 mm	4	12.511
S-profil Zavět.	1080 mm	8	11.378
<b>Celkem</b>			<b>38.893</b>

Tab.5.1 Výčet a součet cen částí rámu.



Obr. 5.8 Model rámové konstrukce.

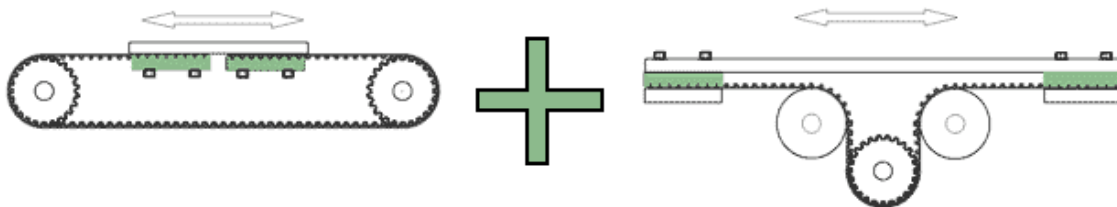


Obr. 5.7 Patka rámu a její rozměry. [21]

### 5.3. TTT (translation-translation-translation)

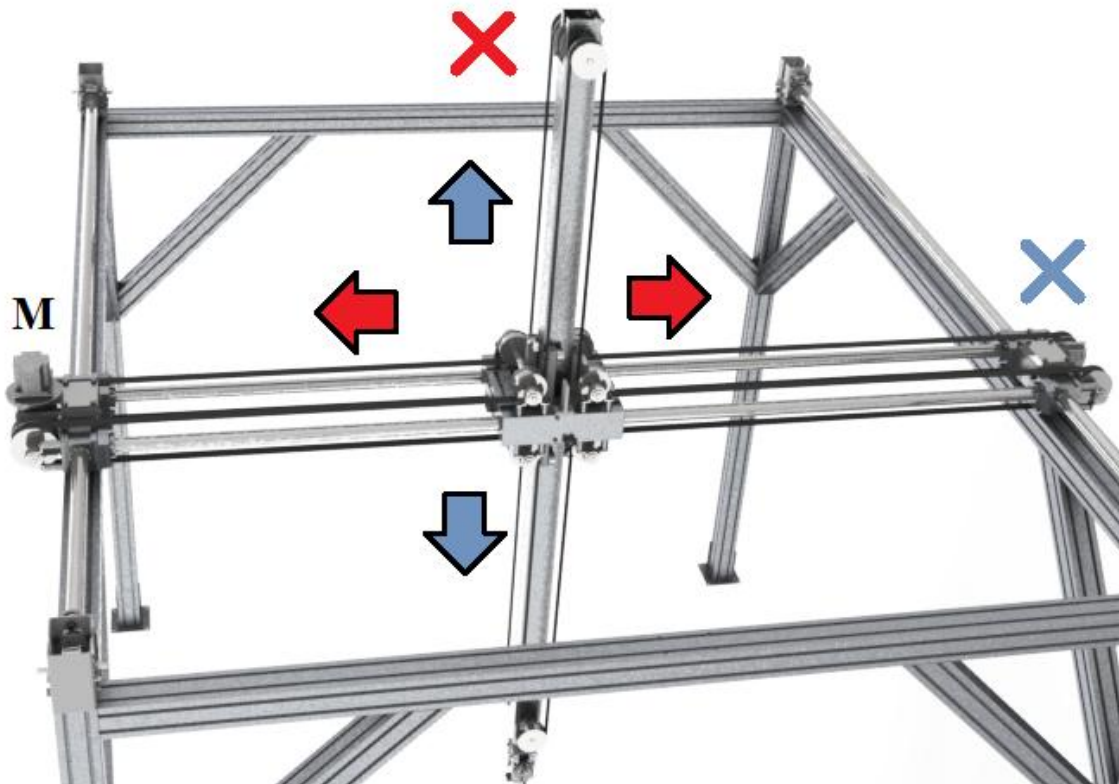
#### 5.3.1. Řemenový systém

Ozubené řemeny sjednocují výhody ozubených kol a řetězových převodů. Umožňují přenos výkonu na velké vzdálenosti při vysoké přesnosti polohování. Jednoznačné přednosti, popsané již v kap. 4.3, v kombinaci se skutečně nejlepším finančním řešením převodu vedlo, díky aplikaci mechatronického přístupu a výhod symetrie, k adaptaci řemenů v osách pohybu  $x$  a  $z$  a následnému sloučení. [16]



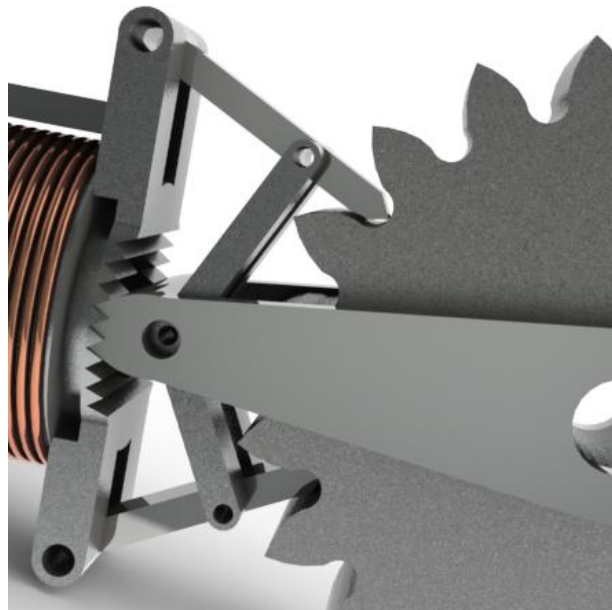
Obr. 5.8 Kombinace možností vedení řemene.

Jejich ohebnost umožňuje pohon několika hřídeli prostřednictvím jediného řemene a tato doposud nezmíněná a zásadní vlastnost dala za vznik tomuto řemenovému systému. Polyuretanové řemeny jsou přímo určeny pro zvedací zařízení. Jsou tedy schopny odolávat nejen statickým a dynamickým silám a hlavně nepřetržitě gravitační síle od T3 a RRR. Pro snadnější zrekonstruovatelný vznik myšlenky spojíme možné způsoby zastavení řemene do konstrukce (obr. 5.8) a takto vytvořený, podle obou os symetrický, systém je poháněn pouze jedním motorem, což představuje další snížení nákladů. „Přepínání“ mezi jednotlivými osami translace obstarává trojice brzd, kde první je vsazena do subsystému T1 obsahující motor a odbrzděním jedné ze zbylých dvojic je stanovena osa pohybu. Podstatu funkce řemenového systému vysvětluje obrázek 5.9.



Obr. 5.9 Funkce řemenového systému.

Protože se hledání vhodné brzdy jevílo v první fázi průzkumu trhu beznadějně, uchýlili jsme se k návrhu vlastní elektromagnetické brzdy (obr. 5.10). Ozubené kolo s profilem ozubení do špice představuje drážkový náboj brzděné hřídele, jehož každá poloha představuje pootočení o úhel  $1,8^\circ$ , což je hodnota kroku krokového motoru. Nůžková vzpěra mechanismus, který tvoří druhou část brzdné soustavy, pohybem od ozubeného kola rozvírá. Tento posun po kluzném pouzdru proti pružině, která vrací mechanismus zpět do brzdné polohy, je zprostředkován elektromagnetem. Sestavení rovnic pro mechanickou a elektrickou část, které jsou závislé a musí být řešeny jako soustava, simulace v MATLAB Simulink a provedení řady dalších MKP analýz a výpočtů by představovalo značné množství času, ale nakonec byla objevena brzda na stejném principu. I přes ušetřený čas a ztrátě odpovědnosti za případnou poruchu se cena, která je zřejmě způsobena nedostatkem konkurence, stala kazem na doposud skvělé finanční bilanci. Požadovaná částka za jeden kus činí 6960 Kč bez DPH.



Obr. 5.10 Návrh elektromagnetické brzdy

Continental DriveLive 4.0 - Belt2.dad

**Design**

**Pulley data**

Meshing no. of teeth $z_e$	Static bearing force [N] $F_{lstat}$	Dyn. bearing force [N] $F_{ldyn}$	arc of contact [°] BETA	
0.	22,01	957,44	957,44	180,11
1.		678,29	380,74	90,22
2.	17,03	957,44	677,43	180,33
3.		678,90	579,63	90,32
4.	22,04	957,44	957,44	180,31
5.		678,93	778,21	90,32
6.	17,03	957,44	1237,44	180,33
7.		678,32	975,88	90,22
8.				
9.				

**Belt data**

Required service factor $c_{0gef}$	1,00	Belt speed $v$	0,50 [m/s]
Calculated service factor $c_{0err}$	21,02	Belt flex frequency $f_B$	1,00 [Hz]
Belt length factor $c_5$	1,47	Belt tension load factor $k_1$	1,00
Power rating $P_r$	4,46 [kW]	Belt tension service factor $k_2$	1,60
Transmission Power $P$	0,21 [kW]	Effective pull $F_U$	420,01 [N]
Chosen belt length $L_w$	4000,00 [mm]	Static belt tension $F_{stat}$	478,72 [N]
Calculated belt width $b_{err}$	4,24 [mm]		
Chosen belt width $b$	30,00 [mm]		

**Span data**

Static belt tension [N] $F_{stat}$	Nat. frequency of belt span [Hz] $f_{stat}$	Span length of belt span [mm] $L_f$	
0.	478,72	36,61	839,84
1.	478,72	143,93	213,62
2.	478,72	143,93	213,62
3.	478,72	107,08	287,14
4.	478,72	107,08	287,14
5.	478,72	147,39	208,61
6.	478,72	147,39	208,61
7.	478,72	36,61	839,85
8.			
9.			

**CONTI SYNCHROCHAIN CTD 4000 - C8M - 30**

Continental CONTITECH

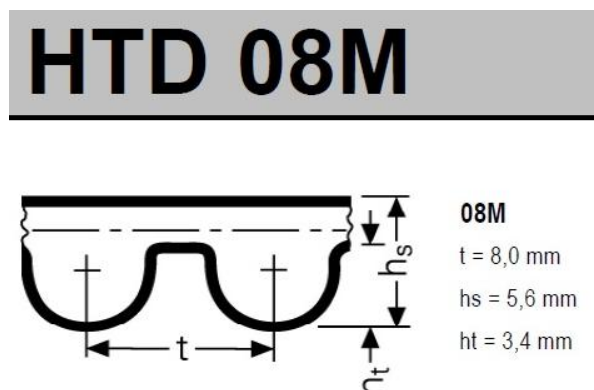
Back

Obr. 5.11 Výsledkové prostředí CONTI Suite 4.0 pro minimální volné délky větve.

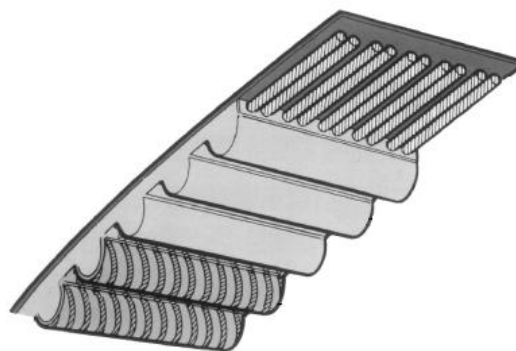
Délka řemene  $L_{B2}$  takto nestandardního vedení je rovna dvojnásobku rozdílu součtů osových vzdáleností druhých a třetích řemenic  $a_{W2}$  a  $a_{W3}$  a řemenic tvořící vnější opásání, k němuž jsou přičtené délky opásání každé řemenice v systému.

$$L_{B2} = 2 \cdot ((a_{W2} + a_{W3}) - (a_{W4x} + a_{W4z})) + \pi \cdot (d_{W2} + d_{W3} + d_{W4}) \quad (5.3)$$

Pro přehlednost užití rozměry zasadíme do obr. 5. 11, který dokládá vizualizaci programu CONTI Suite 4.0, proto původně získávané délky kalkulátorem CONCAL mohou posloužit dále jen ke kontrole. Program umožňuje kompletní řešení návrhu řemenových převodů až s deseti kladkami a je volně ke stažení na stránkách firmy TYMA CZ, s r.o., která je specializovaným dodavatelem řemenů, řemenic, řetězů, kladek a dalších součástí převodů.



Obr. 5.12 Profil HTD s rozměry. [16]



Obr. 5.13 Řez polyuretanovým řemenem.

S pomocí programu lze úspěšně a spolehlivě řešit výpočty všech běžných typů nejen ozubených řemenů. Kromě již zmíněné délky a grafickému zobrazení například varuje při překročení minimální hodnoty výpočtového průměru, která úzce souvisí se životností řemene, nebo ze zadaného druhu řemene, průměru a souřadnic řemenic, otáček a momentu hnací hřídele vypočítá tažnou sílu v řemeni, doporučí jeho šířku a určí frekvenci volné větve, která je kvůli specifickým vlastnostem řemenového systému funkcí polohy v dané ose. Změnou souřadnic řemenic v programu pod názvem *Belt2.dad* určíme maximální frekvenci volné větve odpovídající minimální možné délce v obou osách.

Ze širokého spektra tvarů a roztečí byla dána přednost ozkoušenému a všestrannému hyperbolickému tvaru řemene HTD. Netradiční délka řemene nabízela výběr z velikostí roztečí 8M a 14M a pro větší preciznost byla zvolena menší z variant.

Světlé polyuretanové řemeny byly volbou bez výběru, neboť jen tento druh lze svařit a dále užívat pro větší zatížení. Je odolný proti stárnutí a nevyžaduje údržbu. Ve

```
%% remeny a remenice
% vypoctovy prumer
dW1 = 91.67;
dW2 = 112.05;
dW3 = 86.58;
dW4 = 86.58;
% osová vzdálenost
aW1 = lt1 + 2*64;
aW2 = lt2 + Z + 2*110;
aW3 = 2153;
aW4x = dW3 + dW4;
aW4z = dW2 + dW4;
```

Obr. 5.14 CONCAL

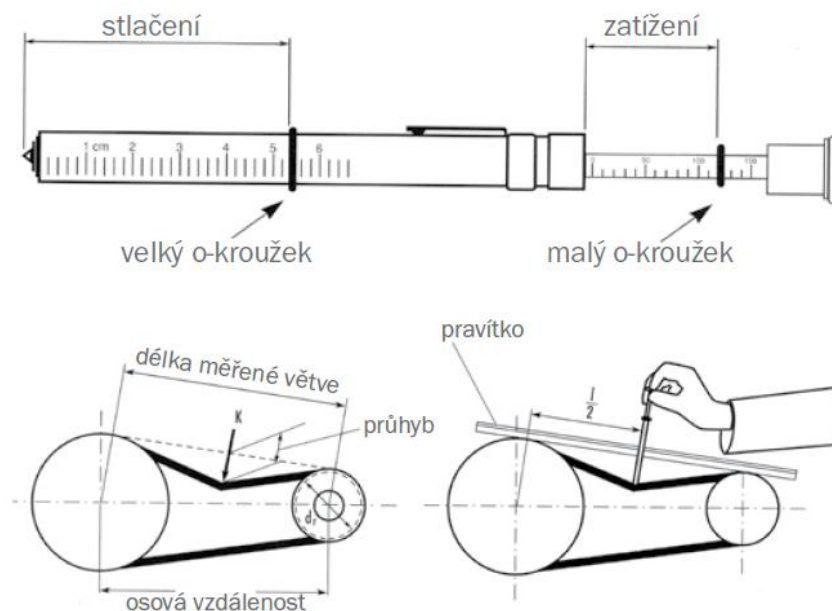
výčtu nejčastějších příčin vzniku hluku, opotřebení či úplného přetržení řemene nejčastěji figurují: [26]

- malý průměr řemenice
- velké či malé předpětí

Minimální průměr hřídele je hlídán programem a vhodné předpětí určíme z rovnice (5.4) pomocí frekvence volné větve vypočtené programem. [16]

$$F_{stat} = 4 \cdot m \cdot L_f^2 \cdot f^2 \quad (5.4)$$

kde  $F_{stat}$  statická síla ve větvi [N]  
 $m$  hmotnost řemene [kg/m]  
 $L_f$  volná délka větve [m]  
 $f$  vlastní frekvence [Hz]



Obr. 5.15 Přístroj pro měření statické síly ve větvi řemene. [16]

Pro tento účel nabízí výrobci měřicí přístroj (obr. 5.15) pracující na principu siloměru, se kterým lze vypočtenou sílu přeměřit. Snad nejsnadnějším způsobem však zůstává výpočet průhybu  $k$ , jenž je na obrázku též znázorněn a je roven 1 % délky z měřené větve  $T$  (rov. 5.6). Posunutí středu řemenice o tuto hodnotu při stejné délce řemene vznikne v řemenovém systému potřebné předpětí. [27]

$$T = \sqrt{a^2 + \left(\frac{D_{W1} - D_{W2}}{2}\right)^2} \quad (5.5)$$

$$k = 0,01 \cdot T \quad (5.6)$$

Název	Druh	Rozteč [mm]	Šířka [mm]	Materiál	Délka [mm]	Ks	Cena [Kč]
B 2	HTD	8M	30	Polyuretan	10.265	2	5.347

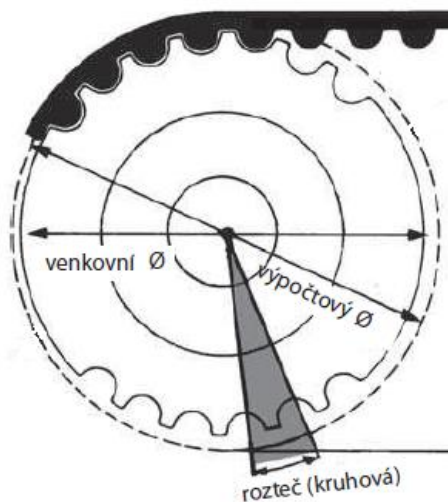
Tab. 5.2 Vlastnosti řemene tvořící řemenový systém

### 5.3.2. H (housing)

Každý roh rámu F je opatřen domečkem H, který je složen z dvojic C a L profilů. Jejich uspořádání umožňuje:

- snadnou demontáž;
- zdvih systému přes oka M12 při montáži;
- uchycení vodících tyčí pojezdu T1;
- uložení řemenic,

jejichž průměr byl navržen v závislosti na výšce pojezdu T1, aby k němu bylo možné řemeny B1 uchytit a zároveň nedošlo ke kolizi s řemenovým systémem, jak bude podrobněji vysvětleno v následující kapitole T1. Hřídel řemenice W1 je uložena v oválných ložiskách, jenž byly užity u subsystému T3 a otáčí řemenicí úhlovou rychlostí motoru bez rázů díky vysoké torzní tuhosti pružné spojky (obr. 5.17). [13]



Obr. 5.16 Návosloví průměrů řemenic.

Obr. 5.17 Uložení soustavy H na rámu F.

Takto ovlivněný výpočtový průměr (obr. 5.16)  $d_{w1} = 91.67 \text{ mm}$  tvořil naopak předlohu pro rozměry domečku H a s jeho pomocí byla vypočtena délka řemene. Nikoli však pomocí CONTI Suite, neboť osová vzdálenost řemenic  $a_{w1}$ , jenž získáme z:

$$a_{w1} = l_{t1} + 2 \cdot 64 \quad (5.7)$$

přesáhla možnosti programu. Délku řemenů B1 s ocelovými vlákny i stejného hyperbolického profilu, jako u řemenového systému, obdržíme:

$$L_{B1} = 2 \cdot a_{w1} + \pi \cdot d_{w1} \quad (5.8)$$

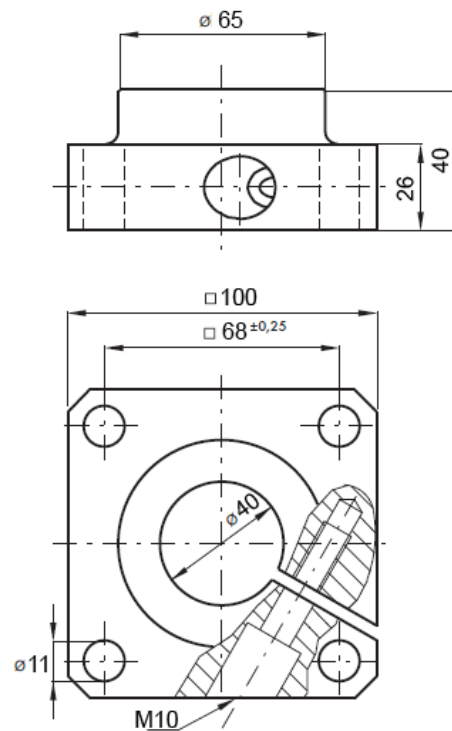
Náš kalkulátor konstrukce CONCAL navíc propočítal délky  $l_{ti}$  i osovou vzdálenost vodících tyčí  $a_{ti}$ , jejichž souosost je při každé montáži polohovacího systému nutné kontrolovat, neboť by vyosení vedlo ke vzpříčení a deformaci kuliček v kuličkovém pouzdře. Materiálem vodících tyčí byl pro nejmenší průhyb vybrán nerez a volba průměru  $d_{ti} = 40$  mm vychází z analýzy v programu ANSYS (kap. 6.2). Nejnižší cenu úchytu vodících tyčí (obr. 5.17) po oslovení trojice firem nabízí Matis za 912 Kč. [28]

Oka, která přes ocelová lana jeřábem umožní napojení systému na rám (kap. 5.8), mají pod úhlem  $45^\circ$  nosnost 240 kg a při hmotnosti 374 kg celého polohovacího robota jsme tak na straně bezpečnosti. [29]

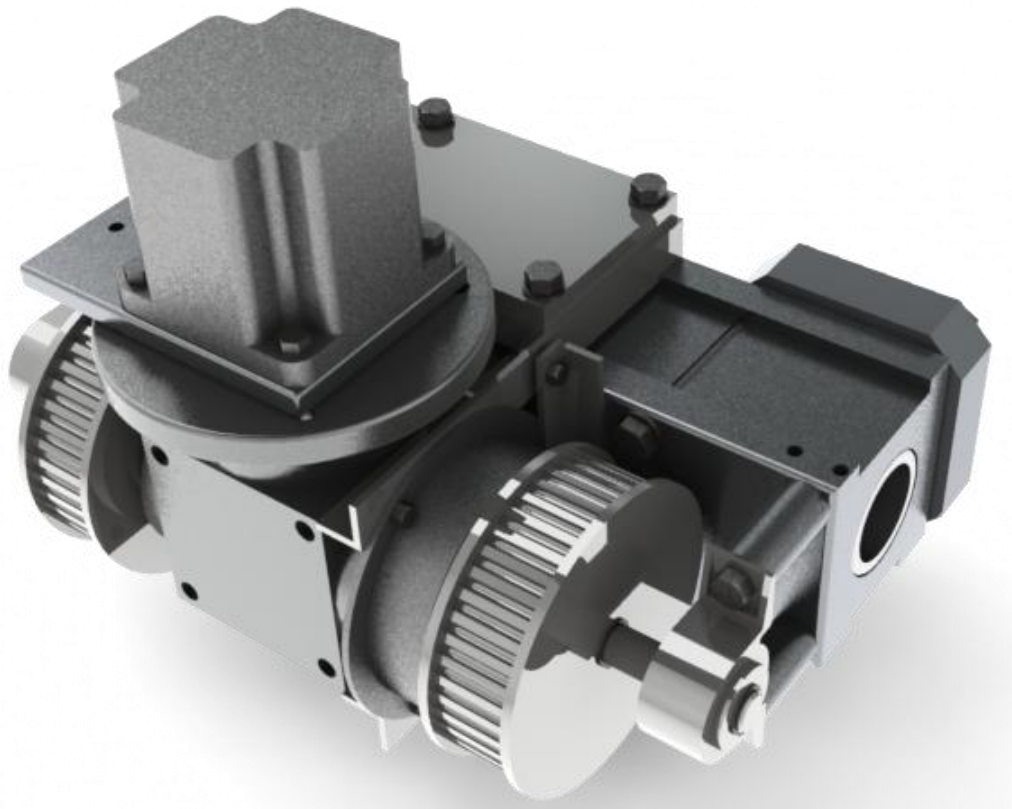
#### 5.3.4. T1

Základnou subsystému T1 tvořenou krokovým motorem, kuželovou převodovkou a elektromagnetickou brzdou je hliníkový pojezd, jehož délka je uzpůsobena těsnému uspořádání těchto komponentů, mezi něž patří i patková ložiska a řemenice. Míra frézování a dalších obráběcích úkonů je v přímé úměrnosti s komplexností subsystému, z čehož vyplývá i cena.

Pojezd se valí po nerezových vodících tyčích přes kuličková pouzdra uchycena stavěcím šroubem v jejich středu. I při největším průhybu 1,7 mm vodících tyčí, o jehož



Obr. 5.18 Rozměry úchytu vedení.



Obr. 5.19 Subsystém T1m, kde m značí stranu s motorem.

výpočtu pojednává kap. 6.2, nedojde k deformaci kuliček, neboť odpovídá úhlu  $0^\circ 1'$ . Je nutné však zkontrolovat, zda nebude překročena únosnost kuličkového pouzdra uvedené v tab. 5.3. Gravitační síla, která představuje rovnoměrně rozložené zatížení  $P$  na všechna čtyři pouzdra, je dána součtem hmotností následujících subsystémů s vodícími tyčemi a hmotnosti pojezdu, pro nějž je výpočet prováděn, neboť hmotnosti obou pojezdů nejsou totožné, a následně násobeny gravitačním zrychlením  $g$ . [28]

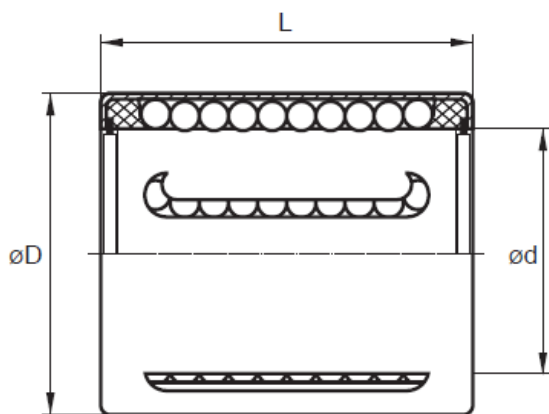
$$P = \frac{g}{2} \cdot \left( \frac{m_{T2} + m_{T3} + m_{RRR} + m_{t1}}{2} + m_{T1m} \right) = 433 \text{ N} \quad (5.9)$$

Pomocí dynamické únosnosti  $C_d$ , koeficientu směru zatížení  $K_Q$ , který je v případě kolmosti rovno 1, a koeficientu tvrdosti tyčí  $K_S$ , získané z grafu na obr. 5.21, vypočítáme životnost pouzdra v metrech:

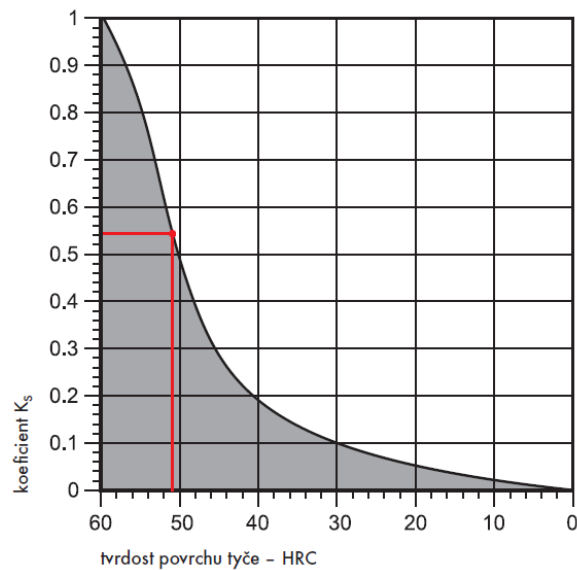
$$L_m = \left( \frac{C_d}{P} \cdot K_Q \cdot K_S \right)^3 \cdot 10^5 = 1,65 \cdot 10^9 \text{ m} \quad (5.10)$$

Rozměry [mm]			Únosnost [N]		Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
$\varnothing d^{H7}$	$\varnothing D^{h6}$	L	$C_d$	$C_o$		
40	52	60	4400	4450	0,182	442

Tab. 5.3 Vlastnosti užitých kuličkových pouzder.



Obr. 5.20 Kuličkové pouzdro Compact.



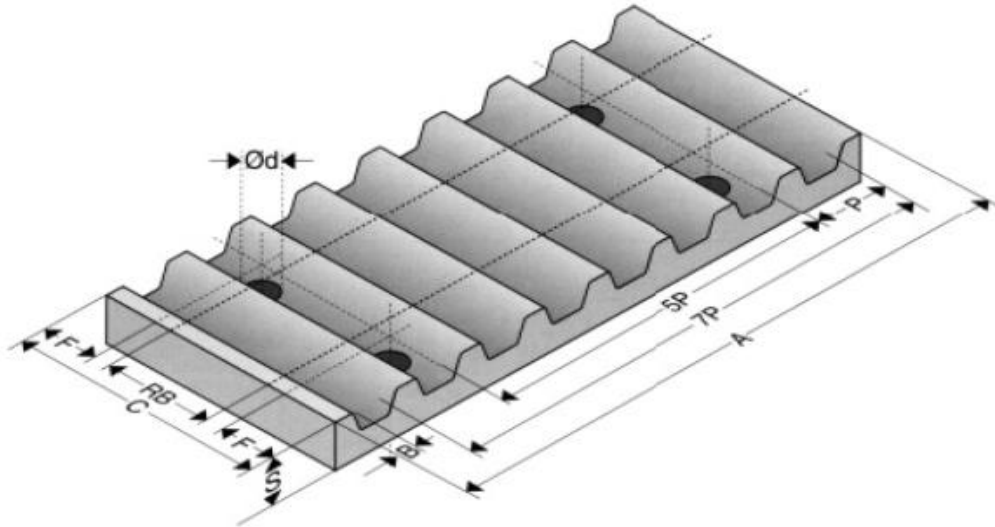
Obr. 5.21 Graf koeficientu tvrdosti tyče  $K_S$ .

Kuželová převodovka dopomala s převodovým stupněm 4 vyžaduje rozdělení hřídelí uložených v patkových ložiscích, jejichž vzdálenost od pojezdu udržují distanční vložky.

Podarilo se nalézt společnou hodnotu rozteče děr pro šrouby, jimiž jsou patková ložiska i úchyty vodících tyčí, která jsou však z opačné strany, k pojezdu přichyceny, čímž jsme zredukovali počet šroubů v subsystému.



V prostoru T1 dochází ke křížení řemenů (obr. 5.20) řemenového systému a prvních řemenů, již jsou k pojezdu uchyceny tvarovým stykem upevňovací desky (obr. 5.21). Aby od sebe byly řemeny dostatečně vzdáleny, musí být uzpůsoben tvar hliníkového pojezdu a průměr řemenice W2.



Obr. 5.22 Upevňovací deska pro ozubené řemeny.

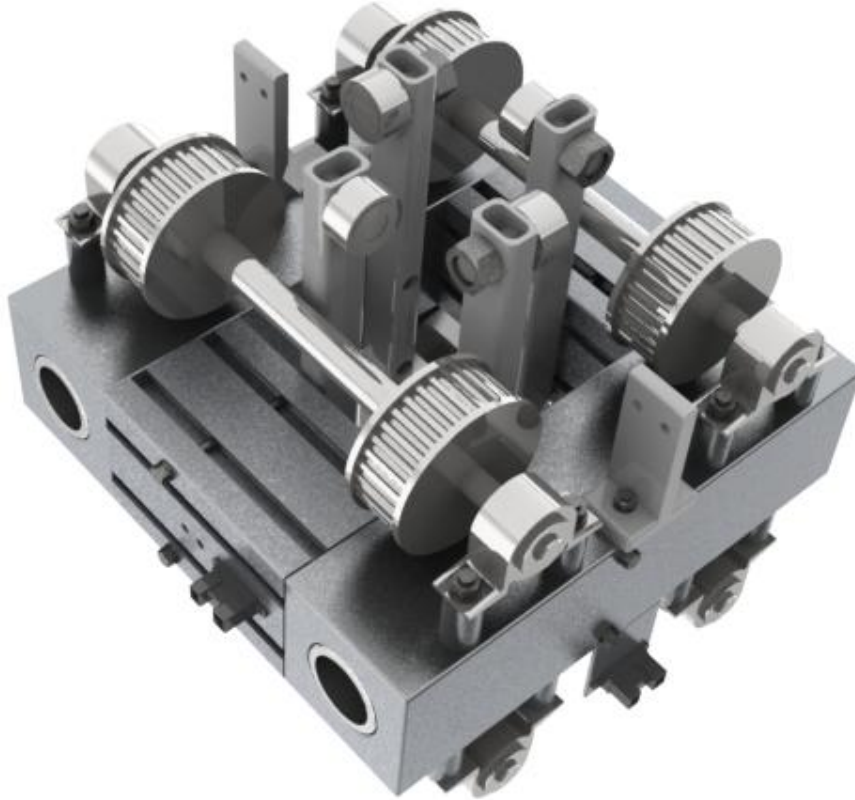
Spojením subsystémů T1 a T1m, který nese navíc motor a převodovou skříň, prostřednictvím vodících tyčí vznikne prvek typický pro gantry systém. Osovou vzdálenost  $a_{i2}$  a délku  $l_{i2}$  vodících tyčí, která je stejná pro délku rámu v ose  $x$  ( $l_{Fx}$ ), zjistíme z CONCAL.



Obr. 5.23 Křížení řemenů v prostoru T1.

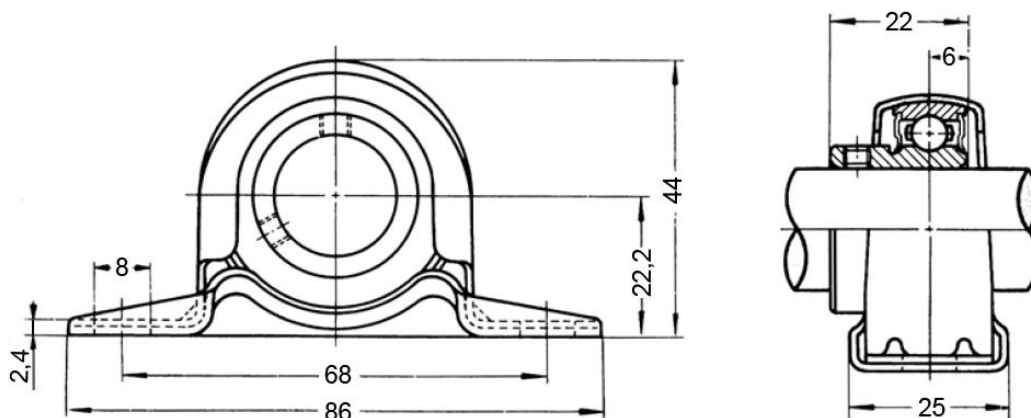
### 5.3.5. T2

Tvar krychle symetrický ve všech třech osách byl předlohou pro konstrukční návrh subsystému T2 (obr. 5.24), jenž zprostředkovává pohyb ve dvou osách ( $x$ ,  $z$ ). Ten je veden v ose  $x$  opět po nerezových tyčích o průměru  $d_{t2} = 40$  mm přes kuličková pouzdra stejného typu, též umístěné v obrobených hliníkových pojezdech, jež jsou spojeny krátkými systémovými profily použitými u rámové konstrukce F.



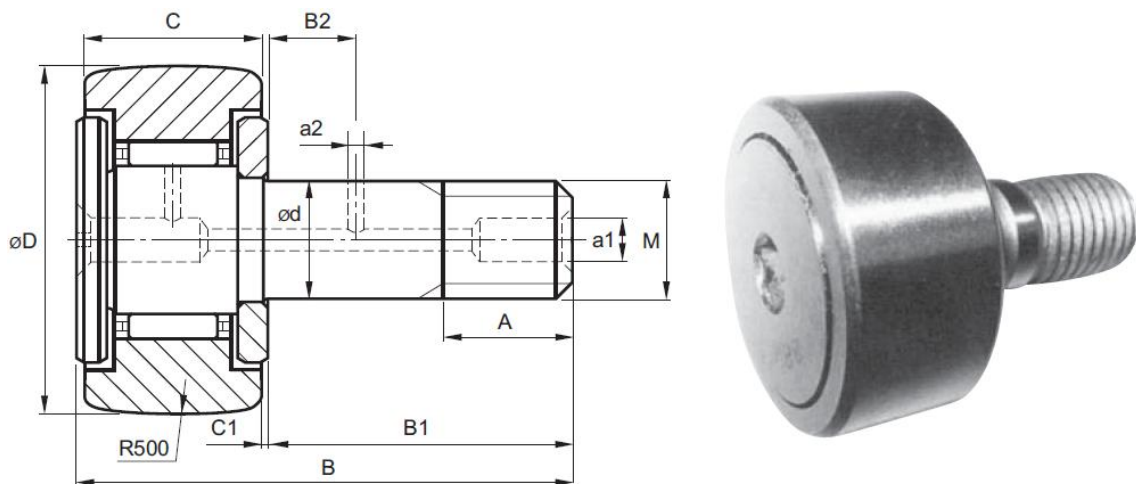
Obr. 5.24 Subsystém T2.

Průměr řemenice s vnějším opááním nesmí překročit minimální hodnotu, která je dle varování programu CONTI Suite 4.0 u HTD řemenů s roztečí 8M ustanovena na  $d_{w4min} = 85$  mm, pod níž je nadměrným ohýbáním řemenu snižována jeho životnost. Nejbližší dovolená hodnota výpočtového průměru  $d_{w4} = 86,58$  mm je shodná i pro řemenice W3 subsystém T3, v němž jsou spíše očekávány komplikace v podobě krutu či ohybu hřídele, neboť dle *Belt2.dad* je zatížení patkových ložisek nejmenší v celém řemenové systému.



Obr. 5.25 Rozměry patkového ložiska. [30]

Ložiska představují zakoupený díl, kde rozměry udává obrázek 5.25 z katalogu prodejce Matis a jejich vzdálenost definují hliníkové distanční vložky. Každá strana T2 je vybavena snímačem vzdálenosti s infračerveným zářením (kap. 7.2) pro zpětnovazební informaci o své poloze z odrazu paprsku od rámové konstrukce v ose  $y$  a pojezdu T1 v ose  $x$ . [28]



Obr. 5.26 Rolna

Rozměry [mm]											Zatížení [kN]	
ød	ØD	C	C1	B	B1	B2	M	A	a1	a2	Dyn	Stat
16	35	18	0,8	52	32,5	8	M16x1,5	17	6	3	12,3	15,6

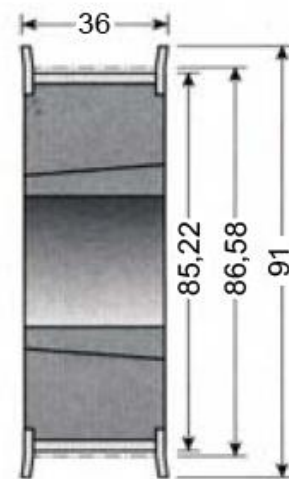
Tab. 5.4 Rozměry a hraniční zatížení rolny

Vedení vertikálního pohybu v ose  $z$  sestává z rol na obrázku 5.26. Jejich osová vzdálenost děr uchycení v trubkách rozměrů 20x30x3 mm z katalogu firmy Feron odpovídá délkám hliníkových pojezdů T1 i T2. Prostor mezi rolami lze zmenšit za vyvození přtlaku na subsystém T3, po kterém se rolny odvalují, při malém zvýšení tření v jejich jehličkových ložiscích. Suma za vertikální vedení tvořené osmi rolami a čtveřicí tyčí činí 3031 Kč. [28, 30]

### 5.3.6. T3

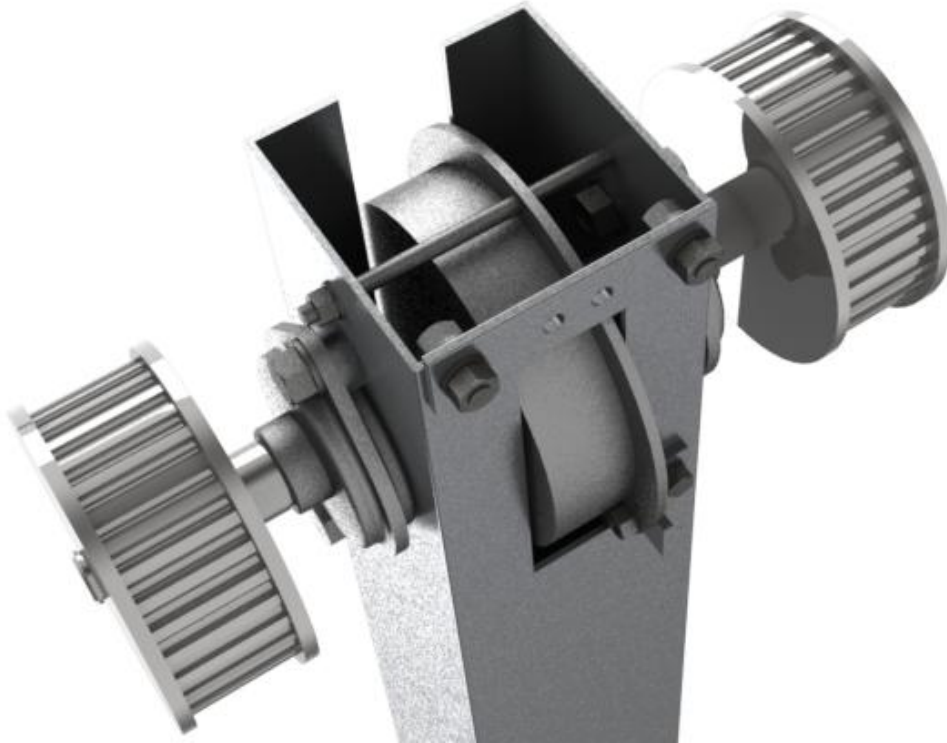
Po uvedených rolnách je veden čtvercový hliníkový profil o rozměrech 80x80x2 mm, jenž tvoří základ subsystému T3. Neboť je dle normy EN 10296-2 maximální míra tolerance přímosti hliníkového profilu 1,5 mm/m, bude při aktivní délce tyče 1687 mm dostatečným zabezpečením opatření řemenic W3 přírubami, aby nedošlo k vyvlečení ozubeného řemene. Nebezpečné kmity či ohyb jsou pro nízké a pozvolné rychlosti a tlumící vlastnosti řemenů vyloučeny.

Váha podsoustav T3 a RRR představuje stálé silové působení na řemeny, ložiska a hřídele, a to i v subsystémech T1 a T2, ale především je určující v případě výběru motoru



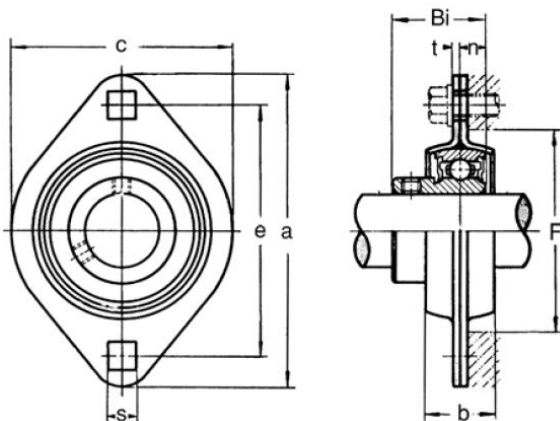
Obr. 5.27 W4

(kap. 7.1), který bude schopen zdvihu takovéto hmotnosti. Proto byl subsystém T3 často modifikován pro získání co možná nejnižší hmotnosti při zachování požadované funkčnosti. Jako zásadní změny lze zmínit náhradu původních řemenic o hmotnosti 1,8 kg za lehčí s pouzdrem *Taper* (obr. 5.27) a tato změna byla později uplatněna u zbylých řemenic celého robota. Po konzultaci s odborníky firmy Forum Systémy byla zmenšena tloušťka profilu z 3 na 2 mm, což při nepatrnosti změny vlastností profilu snížilo hmotnost o bezmála 2 kg. Další změnou bylo například využití vzpěrného šroubu k uchycení elektromagnetické brzdy (obr. 5.28).



Obr. 5.28 Horní část subsystému T3.

Budeme-li brzdu, jež je zapínána pružinami a vypínána elektromagnetem, napájet napětím 24 V, jež bylo výrobcem pro naše potřeby přizpůsobeno, umožníme polohování systému ve vertikální ose. Dostačující brzdový moment byl dle simulací dynamického modelu ustanoven na 8 Nm. Jako kritickou částí byla shledána sestava hřídele uloženého v oválných ložiskách z obrázku 5.29, jež je řemeny přes řemenice ohýbán a měl by být před realizací analyzován v programu ANSYS na ohyb.



Obr. 5.29 Oválné ložisko



Obr. 5.30 Elektromagnetická brzda

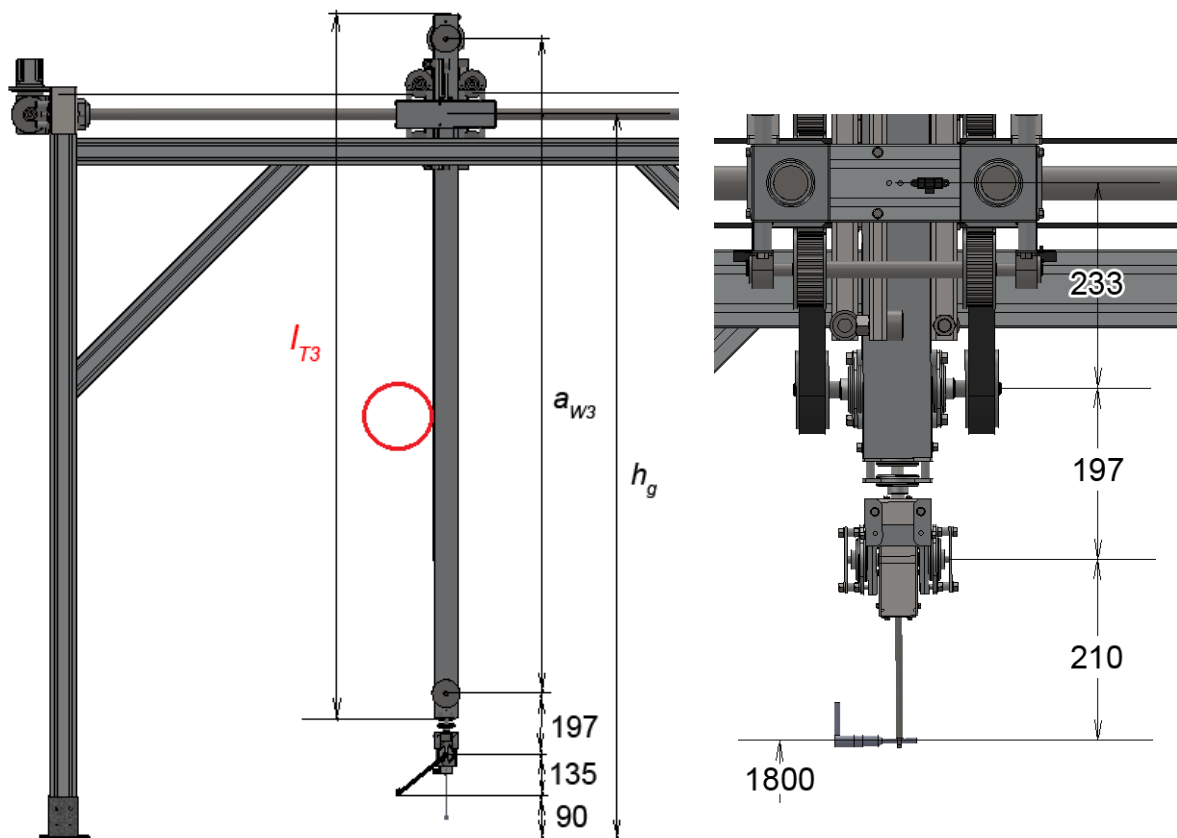
Předpokládáme-li znalost rozměrů robotické páže RRR, lze ze vzájemné provázanosti subsystémů určit potřebnou délku  $T_3$ , a to prostřednictvím výšky osy pojezdu  $h_g$  nad zemí.

První způsob dosažení hodnoty výšky pojezdu využívá požadavku volnosti pohybu RRR nad MAXBOXem při dosažení hraniční polohy  $T_3$ , jak znázorňuje obr. 5.31, a tu lze po dosažení a součtu dílčích rozměrů získat jako:

$$h_g = 1800 + 640 = 2240 \text{ mm} \quad (5.10)$$

Druhý způsob uplatňuje znalost maximálního vrstvení bodové sítě, kde při maximálně deseti měřících ploškách na výšce  $C_{\max}$  měříme bod poslední řady sítě, jenž je umístěn pod středem hřídele, aby nebyly omezeny pohybové schopnosti robota. Nevycházíme z rozměrů MINBOXu, neboť se malé převodové skříně nacházejí průměrně 600 mm nad plochou testbenche. Z bezpečnostních důvodů bude délka  $l_{T3}$  subsystému  $T_3$  též dostatečně malá na to, aby při kolapsu brzdového systému došlo k zaražení horní části  $T_3$  o vedení subsystému  $T_2$  a zamezí tak kolizi intenzitní sondy se zemí. Celý způsob vysvětluje obr. 5.31 vlevo a takto získaná rovnice pro výpočet délky profilu podsoustavy  $T_3$  je vyvrcholením kalkulátoru konstrukce CONCAL.

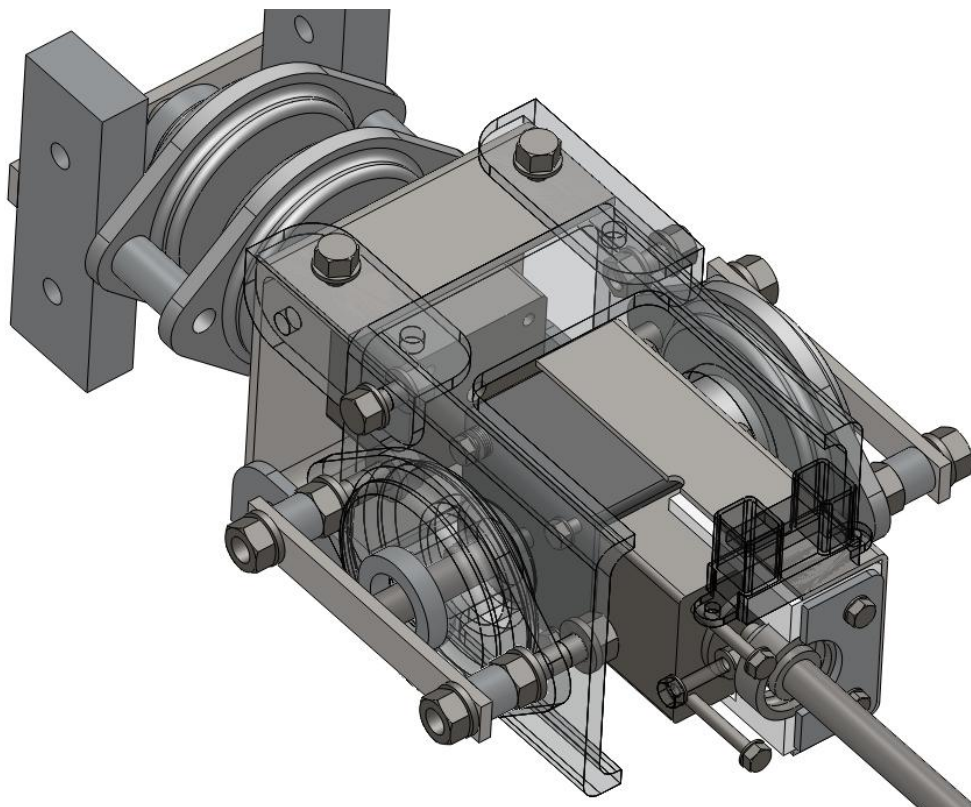
$$l_{T3} = a_{W3} + 75 + 80 = 2308 \text{ mm} \quad (5.11)$$



Obr. 5.31 Ilustrativní popis výpočtu délky  $T_3$ .

#### 5.4. RRR (rotation-rotation-rotation)

Pro nadměrné hmotnosti, často nevhodnou posloupnost rotačních vazeb a vysokou cenu jsme se uchýlili k návrhu vlastní robotické paže. Ze studie kinematiky požadovaného pohybu bylo zjištěno, že poslední kloub musí zajistit kolmost plochy intenzitní sondy na plochu měřicího boxu. Druhým rotačním kloubem je sondě umožněno měření pod hřídelí a třetí přizpůsobuje polohu následujících vazeb dle měřené strany boxu. Studie též poukazuje na fakt, že první a poslední kloub budou nabývat jen čtyř polohových stavů po 90°, což umožňuje aplikaci kontaktních snímačů koncových poloh, jejichž cena je zanedbatelná a zpětnovazební informace velice ceněná.



Obr. 5.32 Řez modelem RRR.

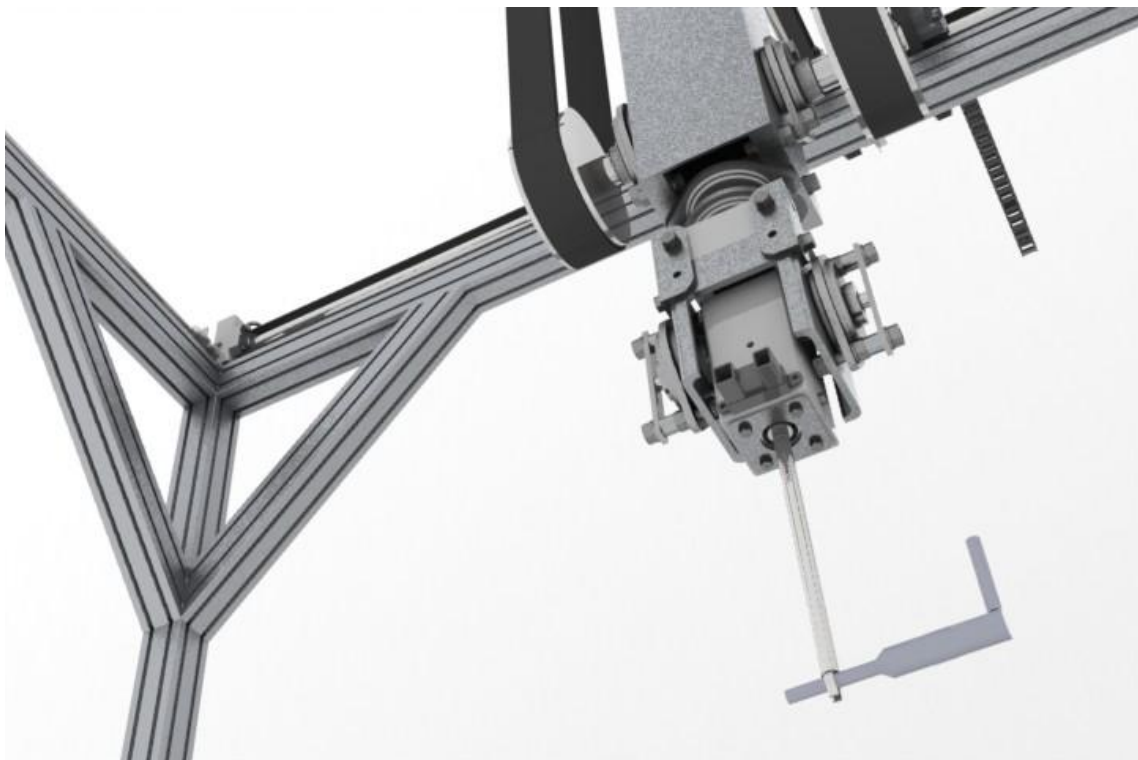
Sonda je upevněna v pacičkách tyčinky, jež jsou staženy křídlatou maticí, o průměru 8 mm, jenž je stejný jako u originálního příslušenství sondy, neboť odrazová plocha nosného zařízení musí být pro zachování stanovené přesnosti měření co nejmenší. Tato ocelová tyčinka je usazena v ložisku 608 od firmy SKF, které je spolu s motorem č. 3 vložena do vytvarovaného pouzdra z materiálu EPP zhotoveného na zakázku.

Tato soustava stažená čtveřicí šroubů M3 přes hliníkové víko je vložena do ocelového jácklu o rozměrech 40x40x2 mm, jehož vnitřní rozměry odpovídají zcela přesně rozměrům motoru č. 2., který je v něm uložen. Okolo oboustranné hřídele vedoucí z motoru jsou do jácklu navařeny trubky o průměru 15 mm, jejichž uložení v oválných ložiscích, též užitých u subsystému T3, vytváří druhou rotační vazbu. Pohyb kolem této osy je zabezpečován prodloužením hřídele motoru č. 2 nasunutou tyčinkou o průměru 15 mm a styk upevněn stavěcími šrouby. Tímto způsobem byla upevněna

k hřídeli motoru č. 3 první tyčinka stejného průměru, jenž byla užitá jako nosič intenzitní sondy.

Takto protažená hřídel je dále navařena k destičce, jež je spolu s oválnými ložisky připevněna šrouby k hliníkovému jácklu rozměrů 70x70x3 mm o délce 81 mm, na němž byly provedeny úpravy tvaru, aby se soustava v jácklu ocelovém mohla natočit o úhel 90° na obě strany. K hliníkovému jácklu je pomocí L-profilů připevněn ocelový U-profil, jenž má též délku strany 70 mm, proto na sobě oba profily přesně sedí. K U-profilu je navařena trubka, opět o průměru 15 mm, jenž je usazena v tandemu oválných ložisek a ty jsou přes ocelové tyče 10x25x76 mm, zkrácené na vnitřní délku hliníkového čtvercového profilu subsystému T3 (76 mm) a následně k ní přišroubovány.

Rotace kolem osy z je motorem 1, připevněným šrouby M3 k U-profilu, zprostředkována stejným způsobem, jako v předchozích případech. Tedy pomocí ocelové tyčinky průměru 8 mm na jedné straně zaaretované stavěcím šroubem a navařené do destičky na straně druhé. K odměření výšky robotické paže nad testbenchem, indikace kolizních předmětů či pro autonomní výpočet měřicího boxu je subsystém RRR navíc vybaven snímačem vzdálenosti, jenž byl užit na T2.



Obr. 5.33 Spojení subsystémů T3 a RRR

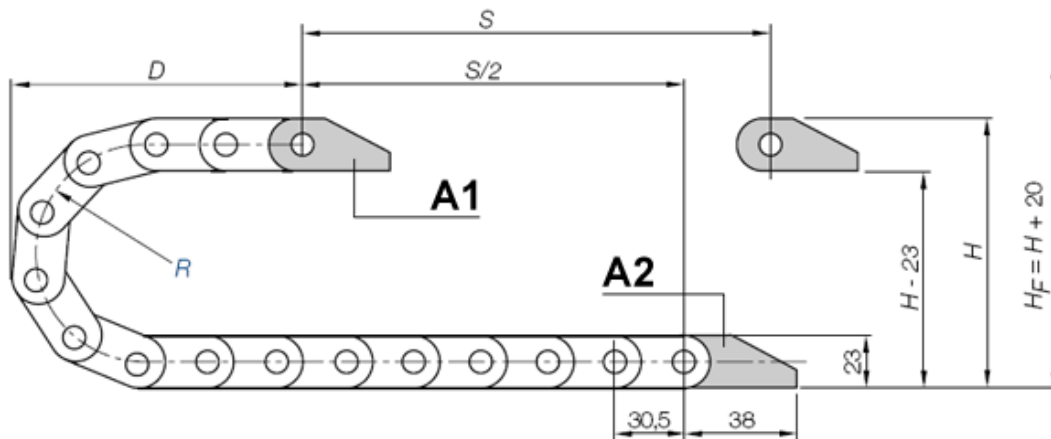
## 5.5. C (cable drag chain)

Kabeláž se po protažení RRR a vedení dutinou tyče T3 vkládá do energetických řetězců C3 a jejich postupným sváděním ke sběrnici a zdroji napětí jejich množství narůstá, proto není možné užít jeden druh energetických řetězců C a postup výběru a výpočtu není pro jejich rozšíření avšak nedávné začlenění příliš známý.

Nejprve volíme dle množství kabelů vhodný druh článku, kde obsah jeho vnitřního prostoru musí být evidentně větší, než součet obsahů jednotlivých drátů. Dále dle vyhovujícího poloměru  $R$  z tabulky výrobce vypočteme potřebnou délku energetického řetězce  $C$   $l_C$ . [36]

$$l_c = \frac{S}{2} + K \quad (5.12)$$

kde  $K$  je koeficient pro respektování poloměru a  $S$  dle obrázku 5.34 představuje délku pojezdu.



Obr. 5.34 Popis rozměrů energetických řetězů

Při délce řetězu pod 2 metry je samonosnost řetězů zaručena a nosič kabelů je jemně vyoblén, neboť podléhá předpětí. Toho lze s výhodou využít u energetického řetězu vedoucího z T3. Po nákresu koncových poloh byl při rozteči 30,5 mm ustanoven počet článků u C3 na 74, jehož hmotnostní vliv je započten v dynamickém modelu systému (kap. 6.1). [36]

R	075	100	125
H	175	225	275
D	120	145	170
K	300	375	455

Tab. 5.5 Výpočtové hodnoty užitých poloměrů

I přes to, že je brzda na T1 osamocena, musí být její kabeláž odvedena, a to stejným druhem článků, jenž je užit u energetických řetězů C2 vedoucí k T1m, kde obě zrcadlově vytvořené soustavy článků obsahují 89 dílů a vzájemně jsou podpírány na subsystému T2.

U poslední sestavy C1 není zapotřebí samonosnosti, neboť lze energetický řetěz při pohybu ukládat do U-profilu uchyceného k rámu. Poté jsou kabely svedeny drážkami v systémových profilech až k zemi.



Obr. 35 Energetické řetězy C1 a C2



## 6. Mechanika systému

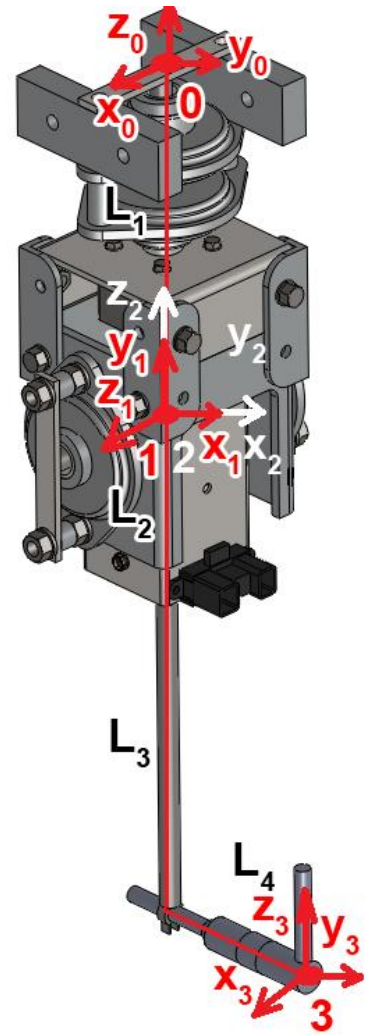
### 6.1. Dynamika TTT a RRR

Separace systému na translační a rotační vazby úzce souvisí i s jeho dynamikou, neboť zamezíme redundantnosti související se singularitou a zpřehledníme výhody a úskalí obou druhů vazeb. Užito bylo maticové metody vycházející z Lagrangeových rovnic druhého druhu zapsané v prostředí programu MATLAB a jako kontrola slouží dynamika provedená v nadstavbě Robotic toolbox.

Orientace tělesa v prostoru byla popsána pomocí transformačních matic využívajících čtveřici Denavit-Hartenbergových parametrů, jejichž stanovení není v mnoha případech jednoznačné a postup získání jednotlivých parametrů sofistikovaný. V případě transformačních matic subsystému TTT je jejich určení zcela triviální, neboť pro translační pohyby budou rotační matice jednotkové a vektory nulové vyjma osy, v které se daná vazba pohybuje. V případě RRR musíme vytvořit model (obr. 6.1) podléhající DH konvenci a z něj parametry získat (tab. 6.1).

	$a$	$d$	$\alpha$	$\vartheta$
1	0	$-L_1$	$\pi/2$	$\pi/2+q_1$
2	0	0	$-\pi/2$	$q_2$
3	0	$-L_2-L_3$	$\pi/2$	$q_3$

Tab. 6.1 DH parametry subsystému RRR



Obr. 6.1 DH model RRR

Zavedením konstantní transformační matice  $T_k(a, \alpha)$  a matice  $T_q(d, \vartheta)$ , která je závislá na proměnné  $q$ , získáme po společném vynásobení celkovou transformační matici (6.3) mezi danými klouby, kde pořadí násobených matic je dané a *neměnné*. [24]

$$T_q = \begin{bmatrix} c_\vartheta & -s_\vartheta & 0 & 0 \\ s_\vartheta & c_\vartheta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

$$T_k = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \alpha \\ 0 & c_\alpha & -s_\alpha & 0 \\ 0 & s_\alpha & c_\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

$$\mathbf{T} = \mathbf{T}_q \mathbf{T}_k = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \alpha \\ 0 & c_\alpha & -s_\alpha & 0 \\ 0 & s_\alpha & c_\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

Jelikož je transformační matice  $\mathbf{T}_{30}$  příliš rozsáhlá na umístění v této práci, uvádíme pouze výslednou transformační matici ze systému 2 do systému 0:

$$\mathbf{T}_{20} = \mathbf{T}_{10} \mathbf{T}_{21} = \begin{bmatrix} c_{q_2} c(\frac{\pi}{2} + q_1) & -s(\frac{\pi}{2} + q_1) & s_{q_2} - c(\frac{\pi}{2} + q_1) & \alpha \\ c_{q_2} s(\frac{\pi}{2} + q_1) & c(\frac{\pi}{2} + q_1) & s_{q_2} s(\frac{\pi}{2} + q_1) & 0 \\ s_{q_2} & 0 & c_{q_2} & -L_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

S takto získanými maticemi lze převádět vektory os rotace či počátků souřadného systému z jednoho do druhého, což je vyžadováno při tvorbě geometrických jakobiánů.

Maticová metoda výpočtu sil a momentů v pohonech polohovacího systému vycházející principiálně z Lagrangeových rovnic druhého druhu, jejichž podstata tkví v derivacích kinetických a potenciálních energií, umožňuje výpočet přímé, ale i v našem případě inverzní úlohy dynamiky. Základní tvar rovnice lze zapsat takto: [24]

$$\mathbf{B}(q)\ddot{q} + \mathbf{C}(q, \dot{q})\dot{q} + \mathbf{g}(q) = \boldsymbol{\tau} \quad (6.5)$$

kde symetrickou matici  $\mathbf{B}$  lze zapsat jako

$$\mathbf{B}(q) = \sum_{i=1}^n m_i \mathbf{J}_P^{(Ti)T} \mathbf{J}_P^{(Ti)} + \mathbf{J}_R^{(Ti)T} \mathbf{R}_{i0} \mathbf{I}_i \mathbf{R}_{i0}^T \mathbf{J}_R^{(Ti)} \quad (6.6)$$

kde  $m_i$  hmotnost  $i$ -tého tělesa  
 $\mathbf{J}_P$  geometrický jakobián pro prizmatickou vazbu  $i$ -tého tělesa  
 $\mathbf{J}_R$  geometrický jakobián pro rotační vazbu  $i$ -tého tělesa  
 $\mathbf{R}_{i0}$  rotační matice ze systému 0 do systému  $i$   
 $\mathbf{I}_i$  matice setrvačnosti  $i$ -tého tělesa

Výpočet geometrického jakobiánu, jenž se v zásadě neshoduje s jakobiánem analytickým, je pro jednotlivé druhy vazeb odlišný. [24]

$$\mathbf{J}_P^{(Ti)} = [\mathbf{j}_{P1}^{(Ti)} \quad \mathbf{j}_{P2}^{(Ti)} \quad \dots \quad \mathbf{j}_{Pj}^{(Ti)} \quad \mathbf{0} \quad \dots \quad \mathbf{0}] \quad (6.7)$$

$$\mathbf{J}_R^{(Ti)} = [\mathbf{j}_{R1}^{(Ti)} \quad \mathbf{j}_{R2}^{(Ti)} \quad \dots \quad \mathbf{j}_{Rj}^{(Ti)} \quad \mathbf{0} \quad \dots \quad \mathbf{0}] \quad (6.8)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{j}_{Pj}^{(Ti)} \\ \mathbf{j}_{Rj}^{(Ti)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{z}_{j-1} \\ 0 \end{bmatrix} \\ \mathbf{z}_{j-1} \times (\mathbf{r}^{(Ti)} - \mathbf{r}_{j-1}) \\ \mathbf{z}_{j-1} \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

kde  $\mathbf{z}_{j-1}$  vektor osy rotace ( $j-1$ )-tého kloubu  
 $\mathbf{r}^{(T_i)}$  polohový vektor těžiště  $i$ -tého tělesa vzhledem k počátku systému 0  
 $\mathbf{r}_{j-1}$  polohový vektor počátku systému  $j-1$  vzhledem k počátku 0

Polohové vektory těžiště, definované ve vlastním systému, získáme z modelu vysokého rozlišení v programu Solid Works a *prostřednictvím transformačních matic* převedeme do systému počátku 0.

$$\mathbf{r}^{T_{30}} = \mathbf{T}_{30} \mathbf{r}^{T_{33}} \quad (6.10)$$

$$\mathbf{r}^{T_{20}} = \mathbf{T}_{20} \mathbf{r}^{T_{22}} \quad (6.11)$$

$$\mathbf{r}^{T_{10}} = \mathbf{T}_{10} \mathbf{r}^{T_{11}} \quad (6.12)$$

Obdobným způsobem obdržíme i počátky souřadných systémů, jen osy rotace a translace jsou vypočítány pomocí rotačních matic. *Určující je směr osy z v modelu dle DH konvence.*

$$\mathbf{z}_{10} = \mathbf{R}_{10} \mathbf{z}_{11} \quad (6.13)$$

$$\mathbf{z}_{20} = \mathbf{R}_{20} \mathbf{z}_{22} \quad (6.14)$$

Matice hmotností i momentů setrvačnosti jednotlivých těles lze též snadno získat z modelu polohovacího systému v Solid Works.

Christoffelovy koeficienty, z nichž je Coriolisova matice  $\mathbf{C}$  složena, lze vypočítat z prvků matice  $\mathbf{B}$  takto:

$$c_{ijk} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial b_{ij}}{\partial q_k} + \frac{\partial b_{ik}}{\partial q_j} - \frac{\partial b_{jk}}{\partial q_i} \right) \quad (6.15)$$

$$c_{ij} = \sum_{k=1}^n c_{ijk} \dot{q}_k \quad (6.16)$$

Dále vyjádříme potenciální energii pomocí tíhového zrychlení  $g$  a polohy těžiště  $i$ -tého tělesa vyjádřena v systému 0.

$$E_p = -\mathbf{m}_i \mathbf{g}_0^T \mathbf{r}_0^{(T_i)} \quad (6.17)$$

I když jsme nyní schopni vyjádřit síly a momenty v pohonech ze základní rovnice, je nutné rovnici doplnit o pasivní odpor, kde se v případě subsystému TTT

jedná o odpor valení způsoben kuličkami v kuličkových pouzdrech, a to v osách  $x$  i  $y$ . Je-li součinitel valivého tření u kalené ocele  $\xi = 0,005$  mm, pak lze valivé tření kuličkového pouzdra v prvním pojezdu  $T_{KP1}$ , jenž působí proti směru pohybu, vyjádřit jak:

$$T_{KP1} = \xi \frac{N_1}{r_{KP}} \quad (6.18)$$

kde  $N_1$  představuje tíhovou sílu od subsystému RRR, T3, T2 T1 a C, neboť počet kuliček lze zredukovat na pouhou jednu nacházející se mezi pojezdy T1 a její poloměr je značen  $r_{KP}$ . Po dosazení ve stejných jednotkách vypočítáme ono valivé tření.

$$T_{KP1} = 0,000005 \cdot \frac{143,495}{0,003} = 0,239 \text{ N} \quad (6.19)$$

Obdobným způsobem vypočítáme valivé tření kuličkových pouzder v subsystému T2, i přes to, že očekáváme ještě menší hodnotu.

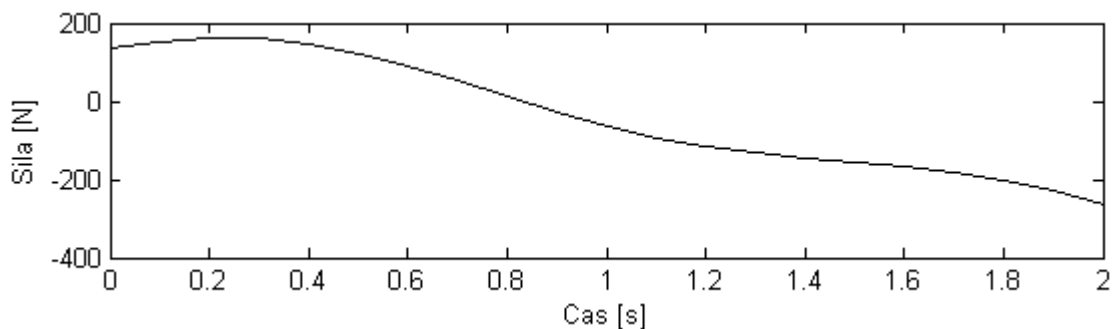
$$T_{KP2} = 0,000005 \cdot \frac{47,191}{0,003} = 0,079 \text{ N} \quad (6.20)$$

Specifickým jevem u subsystému TTT je hmotnost energetických řetězců C3, která se při vertikálním pohybu T3 směrem vzhůru přesouvá na T2, a naopak při sjezdu postupně jednotlivými články tyč zatěžuje. Tento poměr lze matematicky vyjádřit a zahrnout do výpočtu.

V počáteční poloze, což je stav, kdy je T3 spuštěna do nejnižšího bodu, je rozložení hmotnosti z C3 388 g na straně T2 a 298 g na straně T3 z celkových 686 g. Hmotnost jednoho článku je 9 g a při rozteči  $p = 30,5$  mm získáme hmotnostní kvocient energetických řetězců  $q_C = 0.297$  kg/m. Takto lze s využitím proměnné polohy T3 v ose  $z$   $q_3$  vyjádřit vždy aktuální hmotnost zátěže T3.

$$m_{T2} = 30,691 + 0,388 + q_3 \cdot q_C \quad (6.21)$$

$$m_{T3} = 13,595 + 0,298 - q_3 \cdot q_C \quad (6.22)$$



Obr. 6.2 Vliv energetických řetězců C při kvocientu  $q_C = 20$  kg/m.

Translační pohyb T3 představuje dle výpočtu *Belt2.dad* v CONTI Suite 4.0 též zatížení ložisek vyvolané přes řemenice ozubeným řemenem. Předpokládáme konstantní rozložení zátěže na všechna ložiska s otáčejícími se řemenicemi, na něž při pohybu v ose  $z$  působí řemenový systém nacházející se ve spodní části T3, jako i v subsystémů T2 a T1. Za zatížení  $P$  do rovnice (6.23) z katalogu SKF pak lze dosadit sílu vyvozenou motorem ke zdvihu, kde dále  $d$  představuje vnitřní průměr ložiska a koeficient tření pro kuličková ložiska je  $\mu = 0,0015$ . Vzhledem ke stejnému průměru a druhu ložisek na T3 a T1 lze výsledek násobit dvěma. [33]

$$M_R = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d \quad (6.23)$$

$$M_R^{T3} = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 139,86 \cdot 20 = 2,09 \text{ Nmm} = 0,0021 \text{ Nm} \quad (6.24)$$

$$M_R^{T2} = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 139,86 \cdot 15 = 1,57 \text{ Nmm} = 0,0016 \text{ Nm} \quad (6.25)$$

U subsystému RRR jsou problémy s pasivními odpory vcelku triviální. Opětovným užitím vzorce s katalogu SKF pro kuličková ložiska obdržíme kvůli malým hmotnostem, získané z modelu RRR v Solid Works, jen nepatrné hodnoty momentu, jenž působí proti pohybu pohonu. V posledním rotačním kloubu se desetinná čárka ve výsledku natolik vzdálila první platné číslici, že byla stanovena na hodnotu 0.

$$M_{RR1} = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot (m_{R1} + m_{R2} + m_{R3}) \cdot g \cdot 15 \quad (6.26)$$

$$M_{RR1} = 0,1104 \text{ Nmm} = 0,0001104 \text{ Nm} \quad (6.27)$$

$$M_{RR2} = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot (m_{R2} + m_{R3}) \cdot g \cdot 15 \quad (6.28)$$

$$M_{RR2} = 0,0054 \text{ Nmm} = 0,0000054 \text{ Nm} \quad (6.29)$$

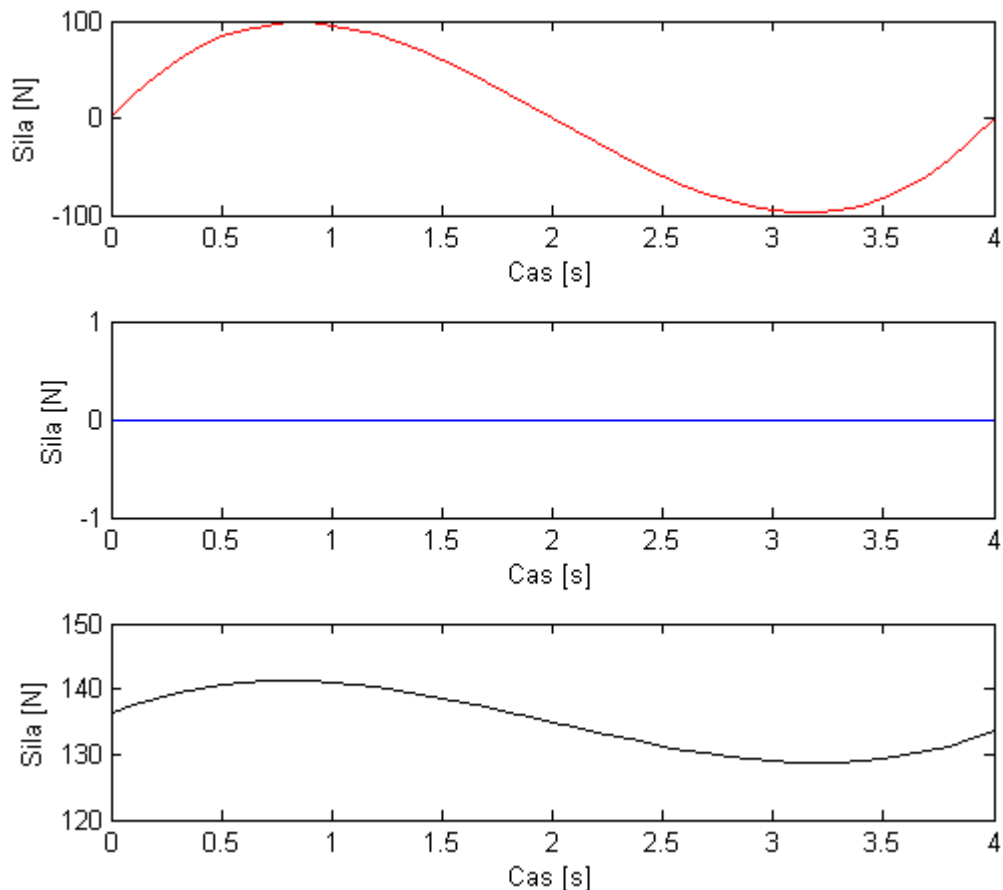
Výsledná dynamická rovnice má pak tvar

$$\mathbf{B}(q)\ddot{q} + \mathbf{C}(q, \dot{q})\dot{q} + \mathbf{F}_C \text{sgn}(\dot{q}) + \mathbf{g}(q) = \boldsymbol{\tau} \quad (6.30)$$

kde univerzální vyjádření funkce signum zapíšeme pomocí podmínky *if, else* porovnávající počáteční a koncovou polohu efektoru, jenž spolu s časem do výpočetního programu v MATLAB zadáváme. Aby čekací doba výpočtu byla co nejkratší, užili jsme pro proměnné polohy, rychlosti a zrychlení symbolického formalismu.

Simulaci dynamického modelu subsystému TTT, uloženého v přílohách jako *Dyn\_TTT\_LR2.m*, lze pozorovat na obrázku 6.3, kde při skutečných hodnotách kvocientu  $q_C$  není proměnlivost hmotnosti tolik patrná. Konstantně nulová hodnota patří ose, jež vyplývá z principu funkce řemenového systému, kdy lze pro dvě osy využít

pouze jeden motor. Zkouška korektnosti výsledků byla prováděna programem *Dyn\_TTT\_RT.m* v Robotic toolboxu, ale pouze v počáteční fázi modelu, kdy nebyly aplikovány pasivní odpory a vliv proměnlivé hmotnosti energetických řetězců C, neboť tohoto rozlišení v nastavbě programu MATLAB dosáhnout nelze. Následující obrázek simuluje pohyb pojezdu po délce 2 metrů a zdvihu o 1 metr po dobu  $t = 4$  s.

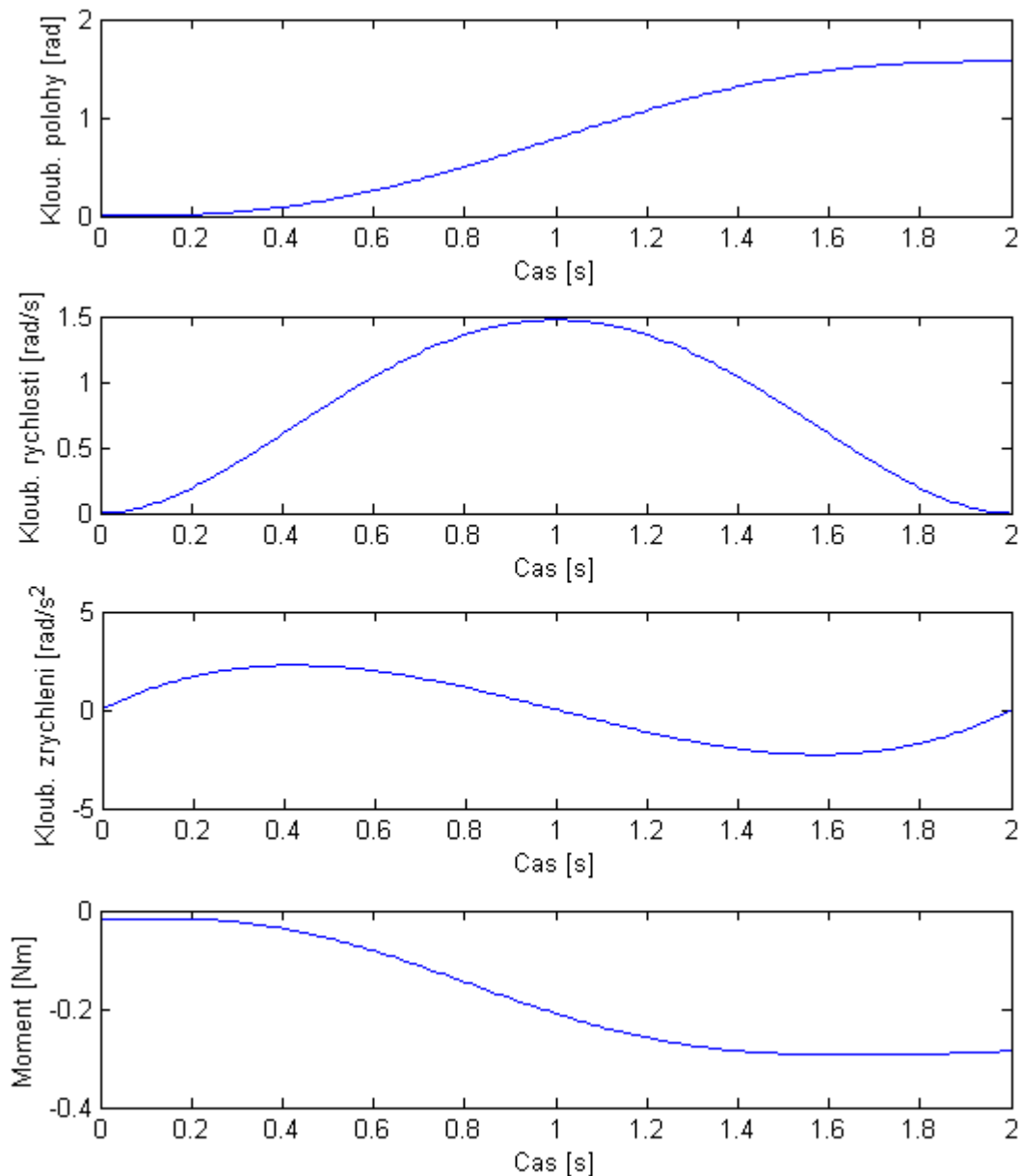


Obr. 6.3 Graf průběhu sil při simulaci modelu TTT

Dalším modelem separovaného systému je uložen přílohách pod názvem *Dyn\_RRR\_LR2.m*, jehož simulaci soustředěnou na druhý nejvíce namáhaný kloub je na obr. 6.4. Kromě silového působení znázorňují grafy polohu, rychlost a zrychlení daného kloubu při simulované rotaci o  $\pi/2$  všech tří kloubů za  $t = 2$  s. Povšimnout si lze konečné hodnoty momentu v pohonu, jenž působí proti odpovídajícímu tíhovému zatížení v horizontální poloze. Zkouška, provedená opět v Robotic toolbox, dopadla zdárně.

Změna polohy těžiště třetího tělesa R3 subsystému RRR, obsahující intenzitní sondu, je způsobena změnou délky spaceru  $x_s$ , a má za následek zvětšený deviační moment, s kterým při výběru motoru počítáme a je možné ho v maticích momentu setrvačnosti vhodně přednastavit.

S dynamickými modely subsystémů TTT a RRR jsme nejen schopni určit druhy potřebných motorů (kap. 7.1), ale díky jejich vysokému rozlišení mohou být použity pro řízení polohovacího systému. Propojením takto upraveného řídicího systému se souřadnicemi získanými algoritmem BOX lze při správném využití snímače vzdálenosti dosáhnout u robota autonomnosti.



Obr. 6.4 Grafy průběhů v druhém kloubu dynamického modelu RRR.

## 6.2. Pevnostní analýza

Pro podezření průhybu u obou nerezových vodících tyčí byla programem ANSYS provedena pevnostní analýza, jež je součástí příloh. Zatížení tyčí jednotlivými subsystemy byly odvozeny z hmotností, jež poskytl opět model vytvořený v Solid Works a tvoří obsah tabulky 6.2.

Subsystem	Hmotnost [kg]
T1	24,602
T2	30,691
T3	11,108
RRR	2,487

Tab. 6.2 Hmotnosti subsystemů.

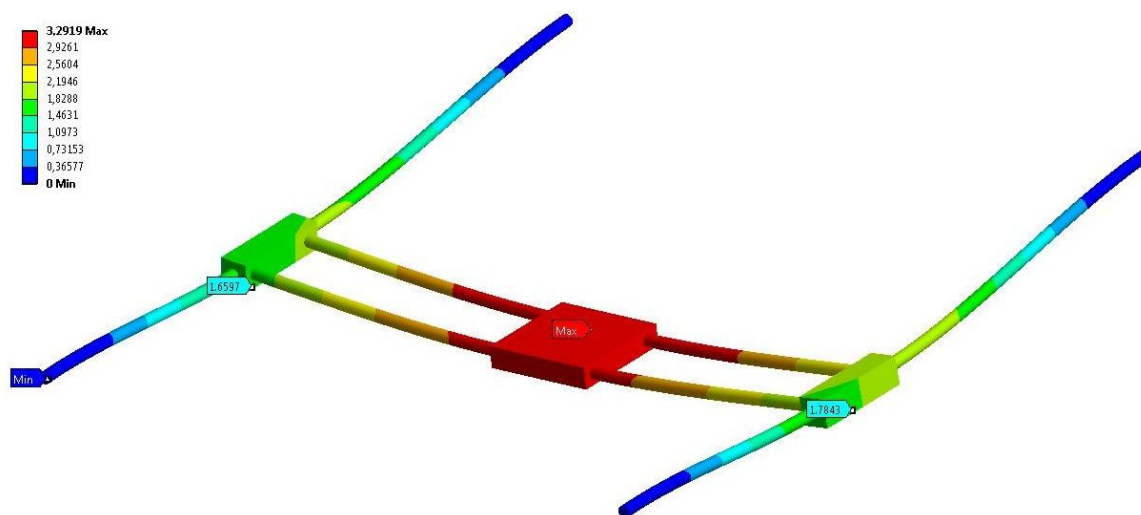
Při modelování byly subsystemy T3 a RRR zredukovány do subsystemu T2, jak je znatelné na obr. 6.5, jejichž hmotnost byla přiřazena T2. Toto zjednodušení však nevedlo ke snížení přesnosti výpočtu.

U původně užitých kalených tyčí dopadly výsledky znatelně hůře a též zmenšení průměru  $d_{t2}$  u druhé dvojice tyčí na 30 mm, což sice vedlo k zmenšení vlastní hmotnosti tyčí, které uvádí tabulka 6.3, však nepřinesla pozitivní výsledky.

Název	Hmotnost [kg]
2x vodící tyč č. 1	60,062
2x vodící tyč č. 2	50,968

Tab. 6.3 Hmotnosti vodících tyčí

Nejlépe při analýze uspěly nerezové tyče, jejichž průhyby okolo hodnoty 1,7 mm, při nichž nejsou očekávány deformace kuliček v kuličkovém pouzdře, jsou uspokojivé, i když se pojezd T2 nacházel v nejkritičtější poloze na středu obou tyčí.



Obr. 6.5 Průhyb nerezových vodících tyčí v ANSYS



## 7. Mechatronika systému

### 7.1. Pohony

Z průběhů momentů a otáček či sil a rychlostí získaných z dynamických modelů v prostředí MATLAB jsme schopni vybrat vhodnou „velikost“ krokového motoru, kde jednotlivé kroky potupu skvěle popisuje *příručka pro výběr motoru* na stránkách světových výrobců motorů Maxon. [33]

#### 7.1.1. Motor 1

Při simulaci se T1 se zbývajícími částmi systému pozvolně rozjíždí a též s pozvolným brzděním se za čas  $t = 6 \text{ s}$  zastaví v bodě vzdáleném  $2000 \text{ mm}$  od původní pozice. Z maximálních hodnot sil a rychlostí získáme potřebné momenty a otáčky motoru, kde důležitým faktorem bude též rameno momentu v podobě poloviny průměru  $d_{W1}$  řemenice W1.

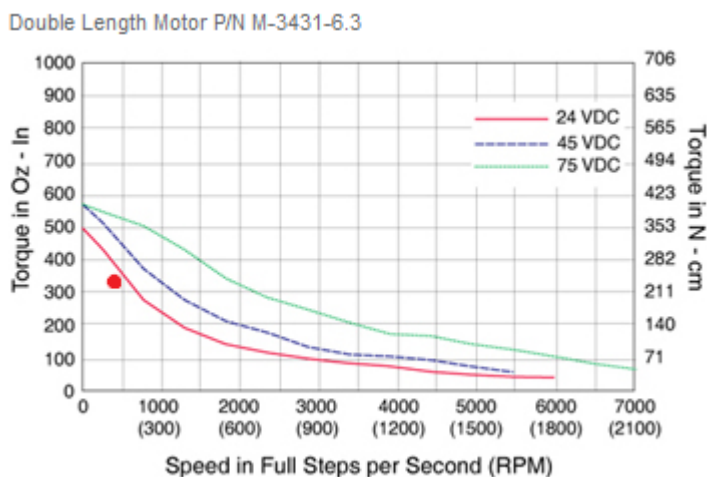
$$n_1 = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{v_1}{\frac{d_1}{2}} \quad (7.1)$$

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \cdot 0.625 \cdot \frac{2}{0.09167} = 195,21 \text{ min}^{-1} \quad (7.2)$$

$$M_1 = F_1 \cdot \frac{d_1}{2} \quad (7.3)$$

$$M_1 = 43,5 \cdot \frac{0.09167}{2} = 1.99 \text{ Nm} \quad (7.4)$$

Do momentové charakteristiky (obr. 7.1) motoru NEMA 34 s dvojitým vinutím vložíme pracovní bod dle výpočtu navýšený o bezpečnostní rezervu představující 20 % z maximálního momentu. I za těchto předpokladů je krokový motor schopen pracovat při nejnižším napájecím napětí 24 V, což je přinejmenším ekonomické. Cena motoru u firmy Pan-elektronics dosahuje ceny 4452 Kč, která však neobsahuje enkodér a řídicí elektroniku. [13]

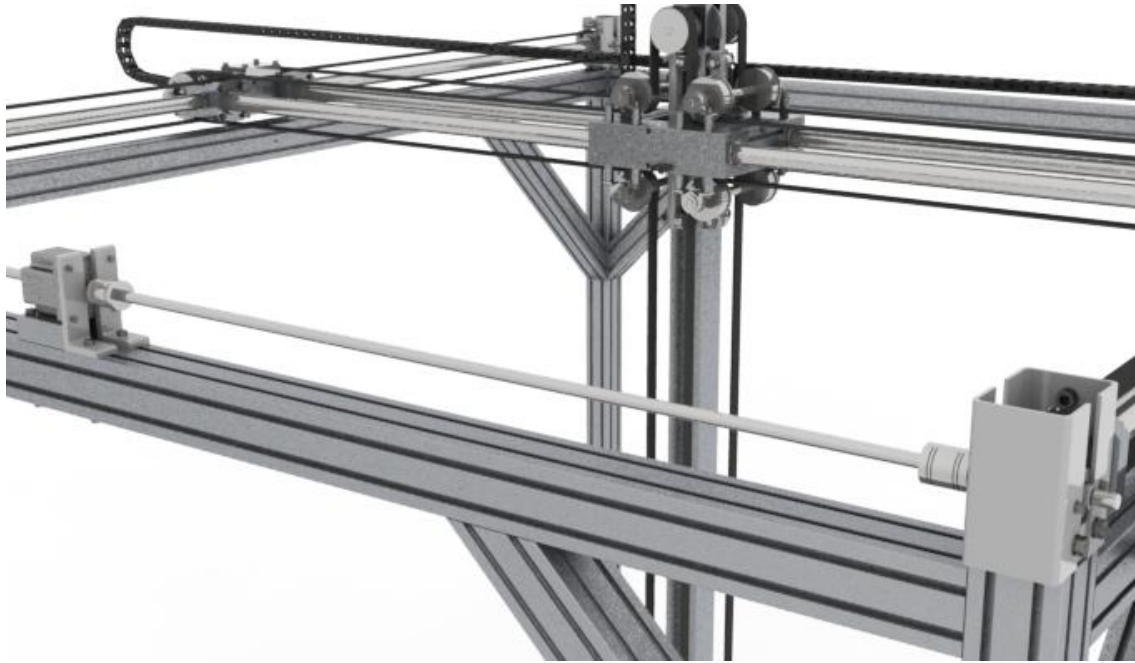


Obr. 7.1 Pracovní bod motoru 1.



Obr. 7.2 Nema 34 Double.

Umístění motoru na jednom z domečků H by vyžadovalo dlouhé distanční trubky, neboť minimální délka hřídele je 370 mm. Navíc by docházelo k namáhání U-profilů, z nichž je H složen, pod tíhou motoru přesahující 2 kg a spojovací hřídel, jež by převáděla moment na řemenici druhého řemene, by musela být ve svém středu uložena do ložiska. Řešením všech těchto úskalí je umístění motoru 1 do středu rámu a spojení s hřídeli pružnými spojkami (obr. 7.3).



Obr. 7.3 Umístění motoru 1 na rámové konstrukci.

### 7.1.2. Motor 2

Výběr motoru, jenž díky aplikaci prototypu řemenového systému obstarává pohyb ve dvou osách, byl dimenzován především pro vertikální pohyb v ose  $z$ , neboť, jak bylo očekáváno a později podloženo výsledky dynamického modelu, musí motor překonat tíhovou sílu vyplývající z hmotností subsystémů T3 a RRR. Proto, jak již bylo zmíněno, tyto subsystémy podlely mnoha modifikacím za účelem redukce hmotnosti.

Jelikož nejsme omezeni rychlostí a průběh měření je složen z pohybu na krátké vzdálenosti v delších intervalech, bude simulace zdvihu na vzdálenost jednoho metru za čas  $t = 4$  s vhodně předimenzována.

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \cdot 0,4688 \cdot \frac{2}{0,11205} = 97,67 \text{ min}^{-1} \quad (7.5)$$

$$M_2 = 141,11 \cdot \frac{0,11205}{2} = 7,90 \text{ Nm} \quad (7.6)$$

Naše očekávání se naplnila a pro tak nadměrný moment motor vybrat nelze, ovšem po propojení s převodovou skříní by řešení bylo možné. Původně zamyšlená šneková převodová skříně, jejíž samosvornost mohla nahradit jednu z nákladných brzd, byla následně vyloučena, neboť nebyla nalezena převodovka vhodných rozměrů a

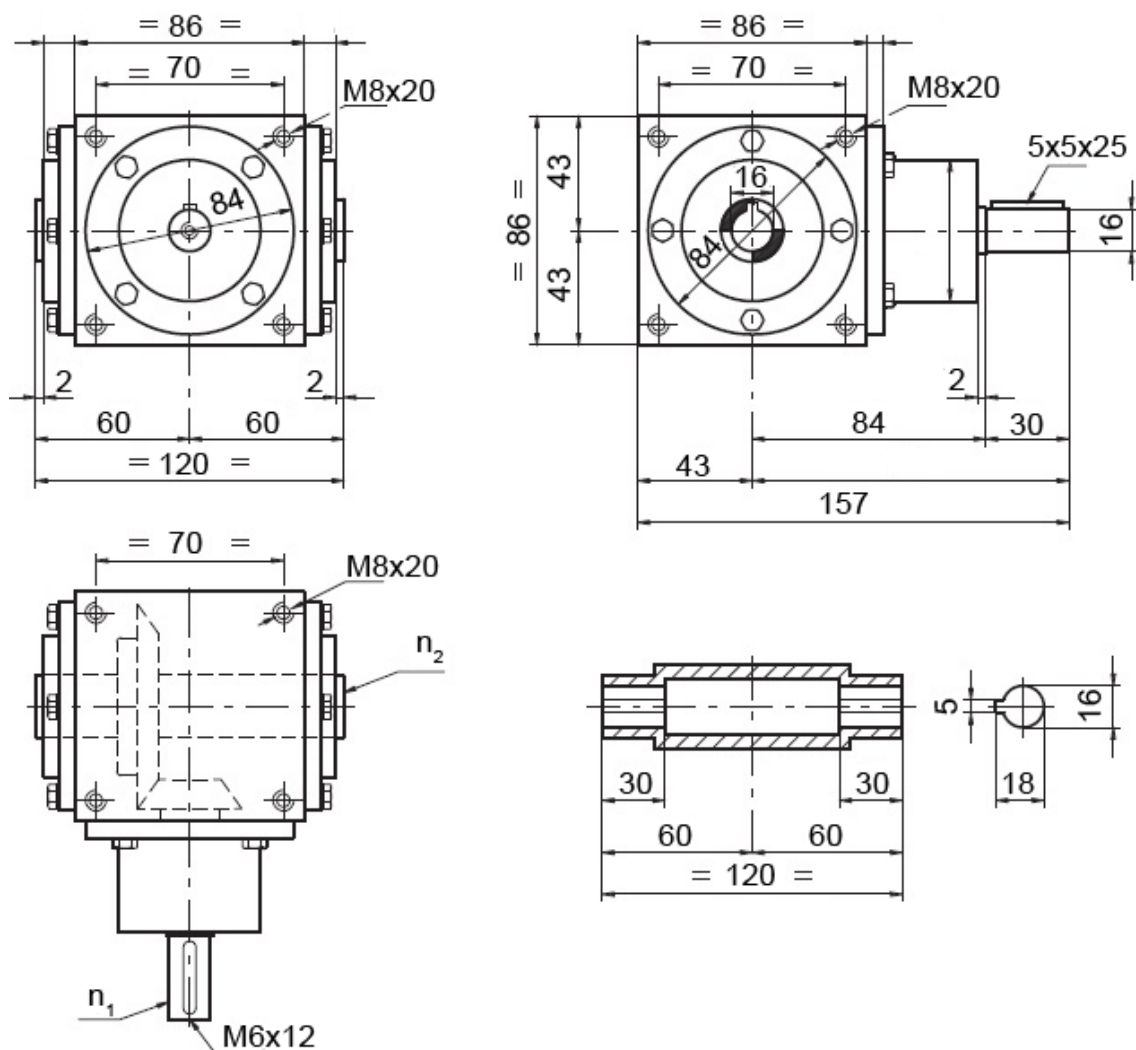
kombinace účinnosti pod 50 %, při níž samosvornost vzniká, a její nestabilita, která je snadno narušitelná vibracemi, nás přivedla k volbě kuželové převodovky (obr. 7.4) poměru  $i = 4$  dopomala s účinností po záběhu 90 %. I přes vysoký převodový poměr kuželové převodovky jsme navíc prodloužili dobu zdvihu o dvojnásobek. [28, 34]

$$n_2 = n \cdot i \quad (7.7)$$

$$n_2 = 53,26 \cdot 4 = 213,06 \text{ min}^{-1} \quad (7.8)$$

$$M_2 = \frac{M}{i \cdot \eta} \quad (7.9)$$

$$M_2 = \frac{7,75}{4 \cdot 0,9} = 2,15 \text{ Nm} \quad (7.10)$$



Obr. 7.4 Rozměry kuželové převodovky firmy Matis.

Z hodnot obdobných jako v prvním případě vyplývá výběr motoru, který je v kombinaci s kuželovou převodovou skříní nejlepším možným řešením z hlediska ekonomického, výkonového i hmotnostního.

### 7.1.3. Motor 3, 5

Subsystem RRR byl navržen a uzpůsoben pro manipulaci s intenzitní sondou o hmotnosti 64 g, proto jeho rozměry vycházely především z velikosti motorů. Neboť se jedná o rotační vazbu, není nutný momentový přepočít.

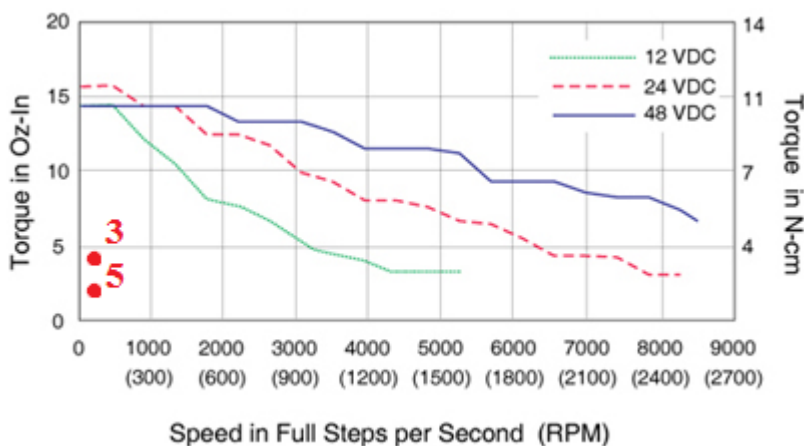
Stav, kdy paže manipulátoru svírá s T3 pravý úhel, je pro pohon v kloubu 1 subsystému RRR nejnáročnější, proto jej při simulaci zadáme do počátečních podmínek společně s časem  $t = 2$  s, při níž se rameno otočí jednou kolem své osy o hodnotu  $2\pi$ .

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \cdot \omega = 56,24 \text{ min}^{-1} \quad (7.11)$$

$$M_3 = M_3 + 0,2 \cdot M_3 = 0,031 \text{ Nm} = 3,1 \text{ Ncm} \quad (7.12)$$

I při předimenzovaných hodnotách simulace je hodnota momentu pro motor 3, která byla opět navýšena o 20 % bezpečnostní rezervu, velice nízká a s výhodou nízké hmotnosti vybereme nejnižší řadu krokových motorů NEMA 14 za částku 1307 Kč.

Momentové hodnoty u poslední rotační vazby, jenž otáčí pouze ocelovou tyčinkou o průměru 8 mm a sondou, jejíž těžiště umístěné mimo osu rotace způsobuje zahrnuté deviační momenty, jsou dle předpokladů ještě nižší, proto je odběr stejného motoru nasnadě. Pracovní body obou pohonů jsou v obrázku 7.5 značeny čísla příslušejících motorů.



Obr. 7.5 Pracovní body motoru 3 a 5.



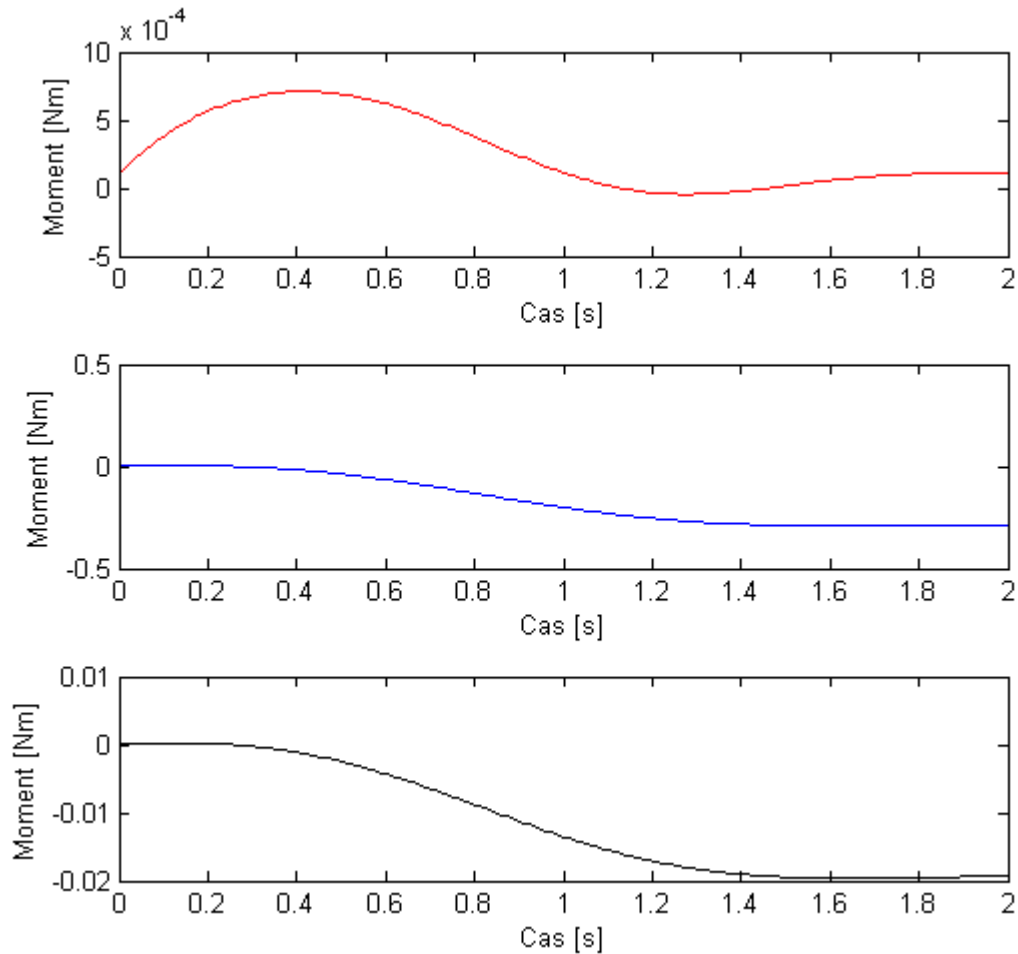
Obr. 7.6 NEMA 14

### 7.1.4. Motor 4

Rozměry pohonu druhého kloubu, jenž umožňuje měření pod hřídeli převodových skříní, byly nejvíce směrodatné pro konstrukci RRR. Zádržný moment krokového motoru se jeví jako vhodný stabilizátor polohy robotické paže, avšak požadujeme především schopnost rotace o úhel  $90^\circ$  na obě strany a její setrvání v tomto

stavu i přes stálý přísun napětí, neboť rozhodující je pro nás hmotnost a rozměry motoru.

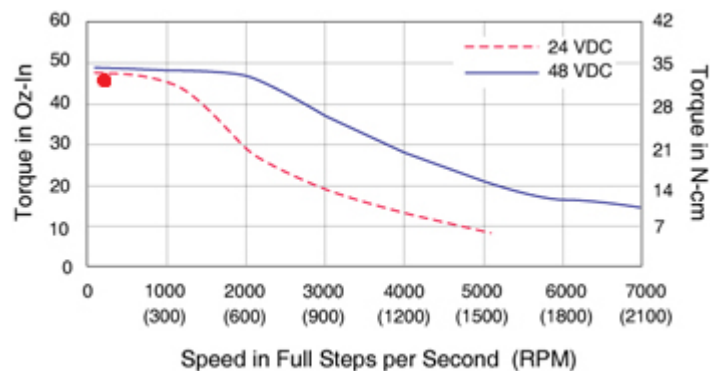
Simulační průběh představuje transformaci z vertikální polohy do polohy horizontální za čas  $t = 2\text{ s}$  a lze jej sledovat na obr. 7.7.



Obr. 7.7 Grafy průběhů momentů v subsystému RRR.

$$M_4 = M_4 + 0,2 \cdot M_4 = 0,36\text{ Nm} = 33\text{ Ncm} \tag{7.13}$$

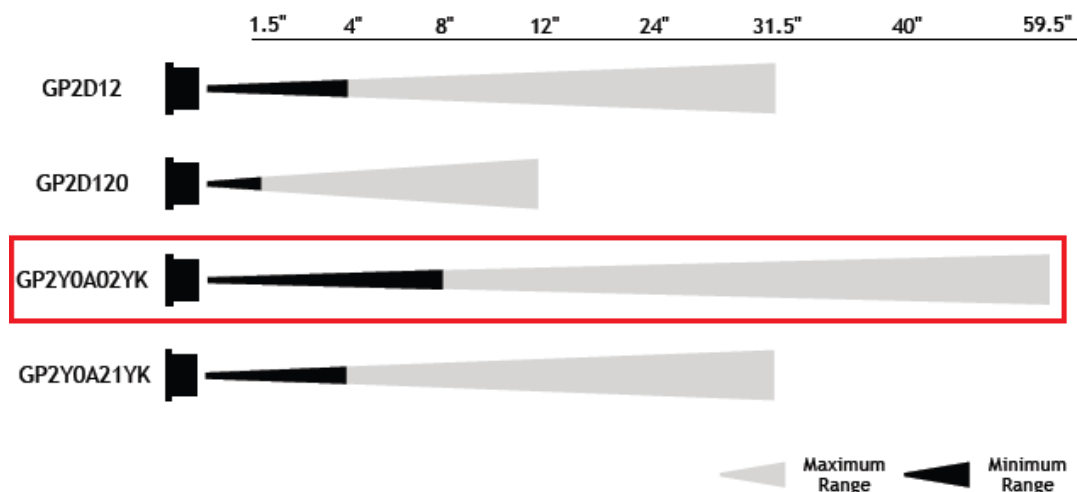
S vypočítanou hodnotou momentu jsme se ocitli přesně na hranici (obr. 7.8) použitelnosti motoru NEMA 17 s dvojitým vinutím, což svědčí o ideální volbě motoru a konstrukce subsystému RRR samotného. I když je motor výkonnější, než motory užitá pro pohony v prvním a posledním kloubu, je cena nižší (1234 Kč).



Obr. 7.8 Pracovní bod motoru 4

## 7.2. Snímač vzdálenosti

Konstrukce rámu a celkové rozměry polohovacího robota byly ovlivněny kromě rozměrů MAXBOXu i spínací vzdáleností senzoru s infračerveným paprskem, jelikož právě hodnota  $d_s = 200$  mm byla určující pro koncové polohy pojezdů T1 a T2. Naopak dosah (obr. 7.9) koresponduje s polovinou délky rámu v ose  $y$  (1511 mm), což umožňuje získávat informaci o přesné poloze T2 kdekoli uprostřed rámu a umožní pomocí těchto zpětnovazebních hodnot regulaci systému, oproti omezeným schopnostem spínače koncových poloh, jenž byl původně navrhován.



Obr. 7.9 Přehled snímačů vzdálenosti s infračerveným paprskem SHARP.

Další využití infračerveného paprsku lze nalézt při transformaci souřadnicových systému měřicího boxu a robota. Systém robota je sice neměnný, ale převodovky jednotlivých druhů a rozměrů mění svůj počátek souřadného systému pokaždé. Na počátku měření je prováděno skenování převodovky pro zjištění největších hodnot akustické intenzity a při této příležitosti je senzor umístěn na robotické paži schopen určit vzdálenost od převodové skříně. K takto získané rovině odečtením výšky převodové skříně určí rovinu  $ij$  souřadného systému převodové skříně. Prostor, v němž robot získal vzdálenost totožnou s jeho vzdáleností od plochy testbenche, je bezpečným a může provádět s vertikálně sklopenou paží snímání dalších dvou stran, kde opět po odečtení z výkresu zadaných maximálních rozměrů převodové skříně ( $i, j, k$ ) obdržíme počáteční bod souřadného systému převodovky.

## 7.3. Návrh řízení

Vysoké rozlišení dynamického modelu vyjádřené maticovým formalismem založeným na Lagrangeových rovnicích druhého druhu lze uplatnit při řízení. Kód v maticové podobě, i když programovaný v MATLABu, vložíme do matematického modulu MathScript RT programu LabVIEW, neboť je přímo uzpůsoben pro m-soubory. Hodnotami, jenž z modelu vycházejí, jsme schopni řídit jednotlivé krokové motory, jež jsou připojeny na sběrnici. Ta je však v případě prodejce National instruments velice nákladná stejně jako i základní licence k programu LabVIEW (30.000 Kč).

Takto připravený polohovací systém byl předán do rukou vedoucího diplomové práce doc. Ing. Vladislava Singule, CSc. k realizaci.

## 8. Závěr

Na základě převzatých zkušeností v prostředí firmy IG Watteeuw a informací získaných normou ISO 9614-1 byl vytvořen algoritmus v programu MATLAB pro výpočet měřicí plochy kolem zdroje hluku, kterým jsou v našem případě čelní a kuželové převodové skříně. Algoritmus BOX generuje trojrozměrné matice souřadnic měřících bodů, které se díky aplikovaným zákonitostem nevyskytují v kolizních oblastech hřídelí a jsou všechny měřitelné. Dané body představují trajektorii, po které se efektor polohovacího systému po transformaci mezi oběma souřadnými systémy bude pohybovat.

Dle maximálních rozměrů měřicího boxu byl po pečlivém průzkumu trhu navrhnout polohovací robot se šesti stupni volnosti pro manipulaci s intenzitní sondou pod hřídeli převodovek. Myšlenou separací systému byl polohovací robot rozdělen na subsystémy složené ze tří translačních TTT a tří rotačních RRR vazeb. Aplikací mechatronického přístupu při návrhu a častým užitím výhod symetrie vznikl nízkonákladový, smontovatelný a opět rozebíratelný systém, jenž se díky vlastnímu návrhu pro definovanou úlohu nejvíce blíží optimálnosti. Vyvrcholením konstrukčního snažení je inovativní prototyp řemenového systému, jenž pro pohyb ve dvou osách užívá jen jeden motor.

V programu Solid Works byl vytvořen 3D model sestavy, kde každý z 1173 prvků měl přesně nadefinovány fyzikální vlastnosti, tudíž bylo možné užít hmotnosti a momenty setrvačnosti pro simulaci dynamického modelu v programu MATLAB., jenž je založen na maticové metodě vycházející z Lagrangeových rovnic druhého druhu. Po stanovení a započítání všech pasivních odporů do základní rovnice byl k dispozici model vysokého rozlišení.

Z hodnot získaných simulacemi dynamických modelů bylo možné stanovit „velikosti“ krokových motorů. Před jejich určením se pracovalo pouze s odhady, proto celý systém prošel mnoha modifikacemi. Synergičnost mechatronického systému se projevila u vlivu hmotnosti, neboť bez ustálených hmotností bylo zapotřebí neustále výpočty motorů, řemenů, kuličkových pouzder, průhybu tyčí a celkové dynamiky systému opakovat.

Systém byl navržen jako smontovatelný a demontovatelný za přítomnosti dvou osob za použití jeřábu, který má firma IG Watteeuw k dispozici. Po snadném sestavení systémového rámu se na podlaze rozloží domečky H. Vodící tyče 2 se zasunou do subsystému T2 a uchytí v T1. Poté jsou vsunuty do T1 vodící tyče 1 a opět uchyceny, tentokrát v H. Za závitová oka se ocelovým lanem podsoustava zvedne a uloží na rám.

V průběhu práce byly záměrně uváděny ceny jednotlivých komponentů a jejich ekonomická bilance, neboť na stránkách firem a výrobců nejsou přístupné a bez objednávky nejsou v mnoha případech ani prozrazeny. Jelikož však firma požadovala celkovou cenovou kalkulaci, bylo vytvořeno ekonomické vyhodnocení v podobě seznamu komponentů s cenami a názvy firem, jenž je součástí příloh. Výsledná suma za polohovací systém činí 156.919 Kč.

Využití velkého rozlišení dynamického modelu k řízení se jeví jako vhodné řešení a při zjednodušeném uživatelském rozhraní, které bude operátora navádět k zadání rozměrů převodovky, určení poloh středů a jejich průměrů a stanovení bezpečných vzdáleností po výběru druhu převodovky nebo se nahrají data z již měřené převodové skříně, které již má blízko k užití neuronových sítí k rozpoznání druhu a typu převodovky. Vedle schváleného tlačítka *next*, jenž pouze přesune efektor do dalšího měřicího bodu, vítali zadavatelé též nápad manuálního doladění polohy. Nespočet praktických zkušeností získaných při této práci vyvrcholí realizací robota.





## 9. Seznam zdrojů a použité literatury

- [1] ČSN ISO 9614-1: 1995. Akustika. Určení hladin akustického výkonu zdrojů hluku pomocí akustické intenzity. Praha: Český normalizační institut, 1995. 23 s.
- [2] SHINGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. *Konstruování strojních součástí*. První vydání. Brno: VUTIUM, 2010. Převody ozubenými koly, s. 1159. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] *Brigham Young University : Department of Physics & Astronomy* [online]. 2011 [cit. 2011-05-15]. Acoustics Facilities at BYU. Dostupné z WWW: <<http://www.physics.byu.edu/Research/acoustics/facilities.aspx>>.
- [4] Brüel & Kjær. *Brüel & Kjær* [online]. 2011 [cit. 2011-05-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.bksv.com/doc/Bp1559.pdf>>.
- [5] *KUKA Industrial Robots* [online]. 2011 [cit. 2011-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://www.kuka-robotics.com/en/>>.
- [6] *The ABB Group* [online]. 2011 [cit. 2011-05-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.abb.com/>>.
- [7] *FANUC Robotics* [online]. 2011 [cit. 2011-05-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.fanucrobotics.com/>>.
- [8] *Yaskawa America, Inc. : Motoman Robotics* [online]. 2011 [cit. 2011-05-08]. Dostupné z WWW: <<http://www.motoman.com/>>.
- [9] Trend Robotics Inc. *Trend Robotics* [online]. 2009 [cit. 2011-05-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.trendrobotics.com/products.php?list=C1>>.
- [10] *HIWIN s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2011-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://www.hiwin.cz/>>.
- [11] *Patent Genius* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.patentgenius.com>>.
- [12] *Kinetic Systems* [online]. 2011 [cit. 2011-05-06]. Dostupné z WWW: <<http://www.kinetic-systems.fr/>>.
- [13] *Pan-elektronics* [online]. 2011 [cit. 2011-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://www.regulacni-pohony.cz>>.
- [14] *MISUMI : Mechanické komponenty* [online]. 2011 [cit. 2011-05-14]. Dostupné z WWW: <<http://cz.misumi-ec.com/eu/ItemDetail/10300079470.html>>.

- [15] SVOBODA, Pavel; BRANDEJS, Jan; PROKEŠ, František. *Základy konstruování*. Vyd. 3.přepřacované. Brno : AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, 2005. 202 s. ISBN 80-7204-405-2.
- [16] TYMA CZ, s.r.o. [online]. 2011 [cit. 2011-05-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.tyma.cz>>.
- [17] SHINGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. *Konstruování strojních součástí*. První vydání. Brno : VUTIUM, 2010. Převody s ohebnými převodovými členy, s. 1159. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [18] GÜDEL [online]. 2011 [cit. 2011-05-21]. Dostupné z WWW: <<http://us.gudel.com/cz/komponenty/>>.
- [19] FORUM SYSTÉMY, spol. s r.o. [online]. 2011 [cit. 2011-05-21]. Dostupné z WWW: <<http://www.velkostany.cz/>>.
- [20] Bosch : *Basic Mechanical Elements* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <[http://www.boschrexroth-us.com/business\\_units/brl/en/produkte/mge/index.jsp](http://www.boschrexroth-us.com/business_units/brl/en/produkte/mge/index.jsp)>
- [21] MayTec : *Aluminium Systemtechnik* [online]. 2011 [cit. 2011-05-23]. Dostupné z WWW: <[http://www.maytec.org/mainframe\\_e.htm](http://www.maytec.org/mainframe_e.htm)>.
- [22] Elo : *Profilové systémy* [online]. 2011 [cit. 2011-05-23]. Dostupné z WWW: <<http://www.loziska-prodej.cz/hlinikove-profilu/>>.
- [23] Moas cs [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.moas.cz/>>.
- [24] GREPL, Robert. *Kinematika a dynamika mechatronických systémů*. Brno : AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, 2008. 154 s.
- [25] KRATOCHVÍL, Ctirad; SLAVÍK, Jaromír. *Mechanika těles : Dynamika*. druhé vydání. Brno : AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, 2007. 227 s. ISBN 978-80-214-3446-2.
- [26] Haberkorn Ulmer [online]. 2011 [cit. 2011-05-25]. Dostupné z WWW: <<http://www.haberkorn.cz/>>.
- [27] *Západočeská univerzita : Řemenové převody* [online]. 2008 [cit. 2011-05-13]. Dostupné z WWW: <[http://www.kks.zcu.cz/pro-studenty-KKS/Studijni\\_podklady/PRIRUCKA/CADIS2/MDOC/F/F15/F15\\_2/frame3.htm](http://www.kks.zcu.cz/pro-studenty-KKS/Studijni_podklady/PRIRUCKA/CADIS2/MDOC/F/F15/F15_2/frame3.htm)>.
- [28] Matis [online]. 2011 [cit. 2011-05-06]. Dostupné z WWW: <<http://www.matis.cz>>.

- [29] *KPN : Šrouby a matky s okem* [online]. 2011 [cit. 2011-05-14]. Dostupné z WWW: <<http://www.kpn-praha.cz/?k=415>>.
- [30] *Ferona a.s. : Sortimentní katalog* [online]. 2011 [cit. 2011-05-15]. Dostupné z WWW: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>>.
- [31] *BRITISH STAINLESS STEEL ASSOCIATION : Tolerances to BS EN 10296-2 for welded stainless steel tube* [online]. 2010 [cit. 2011-05-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.bssa.org.uk/topics.php?article=413>>.
- [32] *SKF : Friction* [online]. 2011 [cit. 2011-05-21]. Dostupné z WWW: <[http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=1\\_0\\_36](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=1_0_36)>.
- [33] *Maxon motor : Introduction to the drive selection* [online]. 2011 [cit. 2011-05-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.maxonmotorusa.com/Introduction-to-the-drive%20selection.html>>.
- [34] *OS Znojmo : Šnekové převodovky* [online]. 2011 [cit. 2011-05-11]. Dostupné z WWW: <[http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mrt/cz/0\\_nahled.htm](http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mrt/cz/0_nahled.htm)>.
- [35] *National Instruments : MathScript RT Module* [online]. 2011 [cit. 2011-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://www.ni.com/labview/mathscript/>>.
- [36] *Hennlich : Série 10 - E2 mini* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.hennlich.cz>>.



## 10. Seznam příloh

Příloha 1: BOXh.m

Příloha 2: BOXb.m

Příloha 3: CONCAL.m

Příloha 4: Belt2.dad

Příloha 5: Sestava PS-00/00

Příloha 6: Dyn\_TTT\_LR2.m

Příloha 7: Dyn\_TTT\_RT.m

Příloha 8: Dyn\_RRR\_LR2.m

Příloha 9: Dyn\_RRR\_RT.m

Příloha 10: Ekonomické vyhodnocení

Příloha 11: Model Polohovací systém v Solid Works



Příloha 1: *BOXh.m*

```

%% Algoritmus pro vypočet boxu
% Vaclav Pulec
% VUT/IG Watteeuw
clc
clear all
%% Vstupni parametry

% max rozměry
i = 400; % delka [mm] 1
j = 900; % sirka [mm] 2
k = 600; % vyska [mm] 3

% stredy hridelu od pocatku s.s.
s1j=300; % [mm] 4
s1k=300; % [mm] 5
S1=[s1j;s1k];

s2j=700; % [mm] 6
s2k=340; % [mm] 7
S2=[s2j;s2k];

% prumery hridelu d1, d2
d1 = 140; % [mm] 8
d2 = 120; % [mm] 9

% bezpečná vzdálenost boxu o prevodovky
gg = 50; % [mm] gearbox 10
gs = 50; % [mm] shaft 11
%% Pripravene prevodovky

%AGS400_revD
%czrp000351_dim_revF
%czrp000830_dim_revA
%czrp000929_dim_revC

%% min prostor
Amin = i + 2*gg;
f6 = 500; % (12)
%alfa = 4; (13)

% vzdalenosti sredu S1,S2
hj = s2j - s1j;
hk = s2k - s1k;
hkR = hk;
hk = abs(hk);
H = [hj;hk];

% bezpečností kružnice D1, D2
D1 = d1 + 2*gs;
D2 = d2 + 2*gs;

%% uhlopricka u
u = D1/2;

% strana a,c a zaokrouhleni nahoru
b1 = (2*u)/sqrt(2);

```

```
c1 = (2*u)/sqrt(2);

b = round(b1);
if b1>b
    b=b+1;
else b=b;
end;

c = round(c1);
if c1>c
    c=c+1;
else c=c;
end;

% soucinitele alfa2,gama2
beta2 = hj/b;
gama2 = hk/c;

% zaokrouhleni k nule
betaII = round(beta2);
if betaII>beta2
    betaII=betaII-1;
else betaII=betaII;
end;

gamaII = round(gama2);

% novy vypocet a (pro pripad nesplneni ani jedne z podminek)
b = hj/betaII;

%% Konfliktni bod
if b/2<D2/2 & gama2<gamaII & hkR<0
    delta2 = hk/(c/2);
    deltaII=round(delta2);

    if deltaII>delta2
        deltaII=deltaII-1;
    else deltaII=deltaII;
    end;

    he = deltaII * c/2;
    h1 = hk - he;
    b = 2*sqrt((D2/2)^2 - h1^2);
    beta2 = hj/b;
    betaII=round(beta2);

    if betaII>beta2
        betaII=betaII-1;
    else betaII=betaII;
    end;

    b = hj/betaII;
else
end;

if b/2<D2/2 & gama2<gamaII & hkR>0
    delta2 = hk/(c/2);
```



```
deltaII=round(delta2);

if deltaII>delta2
deltaII=deltaII-1;
else deltaII=deltaII;
end;

he = deltaII * c/2;
h1 = hk - he;
b = 2*sqrt((D2/2)^2 - h1^2);
beta2 = hj/b;
betaII=round(beta2);

if betaII>beta2
betaII=betaII-1;
else betaII=betaII;
end;

b = hj/betaII;
else
end;

if b/2<D2/2 & gama2>gamaII & hkR<0
delta2 = hk/(c/2);
deltaII=round(delta2);

if deltaII<delta2
deltaII=deltaII+1;
else deltaII=deltaII;
end;

he = deltaII * c/2;
h1 = he - hk;
h2 = sqrt((D2/2)^2 - (b/2)^2);
c2 = h2 - h1;
c = 2*(deltaII*(c/2)+c2)/delatII;
else
end;

if b/2<D2/2 & gama2>gamaII & hkR>0
delta2 = hk/(c/2);
deltaII=round(delta2);

if deltaII<delta2
deltaII=deltaII+1;
else deltaII=deltaII;
end;

he = deltaII * c/2;
h1 = he - hk;
h2 = sqrt((D2/2)^2 - (b/2)^2);
c2 = h2 - h1;
c = 2*(deltaII*(c/2)+c2)/deltaII;
else
end;

%% B Kvadrant
% BI
slb = slj + gg
```

```
beta1 = s1b/b;
% zaokrouhleni
betaI =round(beta1);

if betaI<beta1
    betaI=betaI+1;
else betaI=betaI;
end;
BI = betaI*b;

% BIII
beta3 = (j - s2j + gg)/b;
% zaokrouhleni
betaIII = round(beta3);

if betaIII<beta3
    betaIII=betaIII+1;
else betaIII=betaIII;
end;
BIII=betaIII*b;

% B
beta = betaI + betaII + betaIII;
B = b * beta;

%% C Kvadrant
% CI

%f6 = z - k + gz      % infrasenzor

C1 = s1k + f6;
gama1 = C1/c;
gamaI= round(gama1);
if gamaI>gama1
    gamaI=gamaI-1;
else gamaI=gamaI;
end;
CI = gamaI * c;
f6 = CI - s1k;

% CIII

C3 = k + gg - s1k;
gama3 = C3/c;
gamaIII= round(gama3);
if gamaIII<gama3
    gamaIII=gamaIII+1;
else gamaIII=gamaIII;
end;
CIII = gamaIII * c;
f5 = CIII - (k - s1k);

% C

gama = gamaI + gamaIII;
C = gama * c;

%% A kvadrant
```

## Příloha 1: BOXh.m

---

```
a = 150;
% a = b;
alfa1 = Amin/a;
alfaI = round(alfa1);

if alfaI<alfa1
    alfaI=alfaI+1;
    else alfaI=alfaI;
end;
alfa=alfaI;
A = alfa * a

%% f, S1ac, S2ac,
f1 = (A - i)/2;
f3 = f1;
f2 = BI - s1j;
f4 = BIII - (j - s2j);

s1b = s1j + f2;
s2b = s2j + f2;
s1c = s1k + f6;
s2c = s2k + f6;

S1bc = [s1b;s1c];
S2bc = [s2b;s2c];
%% generovani bodove site
% nacteni vektoru (radky a slupce)

for m=1:1:alfa
    X(m) = (2*m-1)*(a/2)
end;

for n=1:1:beta
    Y(n) = (2*n-1)*(b/2);
end;

for o=1:1:gama
    Z(o) = (2*o-1)*(c/2)
end;

% tvorba cell BC0
for v=1:1:beta
    for w=1:1:gama

        T=[0 Y(v) Z(w) ]
        BC0{v,w}= T

    end;
end;
% tvorba cell BCa
for v=1:1:beta
    for w=1:1:gama

        T=[A Y(v) Z(w) ]
        BCa{v,w}= T

    end;
end;
```

```
% tvorba cell AC0
for v=1:1:alfa
    for w=1:1:gama

        T=[X(v) 0 Z(w)]
        AC0{v,w}= T

    end;
end;

% tvorba cell ACb
for v=1:1:alfa
    for w=1:1:gama

        T=[X(v) B Z(w)]
        ACb{v,w}= T

    end;
end;

% tvorba cell ABc
for v=1:1:alfa
    for w=1:1:beta

        T=[X(v) Y(w) C]
        ABc{v,w}= T

    end;
end;

% prevod na matice
T1 = cell2mat(BC0);
T2 = cell2mat(ACb);
T3 = cell2mat(BCa);
T4 = cell2mat(AC0);
T5 = cell2mat(ABc);
```

## Příloha 2: BOXb.m

```
%% Algoritmus pro vypocet boxu
% Vaclav Pulec
% VUT/IG Watteeuw
clc
clear all
%% Vstupni parametry

% max rozměry
i = 315; % delka [mm] 1
j = 593; % sirka [mm] 2
k = 420; % vyska [mm] 3

% stredy hridelu od pocatku s.s.
s1j=223; % [mm] 4
s1k=190; % [mm] 5
S1=[s1j;s1k];

s2i=124; % [mm] 6
s2k=220; % [mm] 7
S2=[s2i;s2k];

% prumery hridelu d1, d2
d1 = 140; % [mm] 8
d2 = 50; % [mm] 9

% bezpečná vzdálenost boxu o prevodovky
gg = 50; % [mm] gearbox 10
gs = 50; % [mm] shaft 11
%% Pripravene prevodovky

%AGS400_revD

%% min prostor
f6 = 300; % (12)

% vzdalenosti sredu S1,S2
hk = s2k - s1k;
hk = abs(hk);

% bezpečností kružnice D1, D2
D1 = d1 + 2*gs;
D2 = d2 + 2*gs;

%% uhlopricka u1
u1 = D1/2;

% strana a,c a zaokrouhleni nahoru
b1 = (2*u1)/sqrt(2);
cu1 = (2*u1)/sqrt(2);

b = round(b1);
if b1>b
    b=b+1;
else b=b;
end;
```

```
c1 = round(cu1);
if cu1>c1
    c1=c1+1;
else c1=c1;
end;

%% uhlopricka u2
u2 = D2/2;

% strana a,c a zaokrouhleni nahoru
a2 = (2*u2)/sqrt(2);
cu2 = (2*u2)/sqrt(2);

a = round(a2);
if a2>a
    a=a+1;
else a=a;
end;

c2 = round(cu2);
if cu2>c2
    c2=u2+1;
else c2=c2;
end;

%% Konfliktní bod
if a/2<D2/2 & D1>D2

    h1 = c2/2 - hk;
    h2 = sqrt((D2/2)^2 - (a/2)^2);
    c3 = h2 - h1;
    c = c2 + 2*c3;
else
end;

if b/2<D1/2 & D1<D2

    h1 = c1/2 - hk;
    h2 = sqrt((D1/2)^2 - (b/2)^2);
    c3 = h2 - h1;
    c = c1 + 2*c3;
else
end;

if b/2<D1/2 & D1==D2

    u1 = u1 + hk;
    cu1 = (2*u1)/sqrt(2);
    c1 = round(cu1);
    if cu1>c1
        c1=c1+1;
    else c1=c1;
    end;
    c = c1;
else
end;
```

## Příloha 2: BOXb.m

---

```
%% A kvadrant
% AI
alfa1 = (s2i + gg)/a;
alfaI = round(alfa1);

if alfaI<alfa1
    alfaI=alfaI+1;
else alfaI=alfaI;
end;
AI = alfaI * a;

% AII
alfa2 = (i - s2i + gg)/a;
alfaII = round(alfa2);

if alfaII<alfa2
    alfaII=alfaII+1;
else alfaII=alfaII;
end;
AII = alfaII * a;

% A
alfa = alfaI + alfaII;
A = alfa * a

%% B Kvadrant
% BI
beta1 = (s1j + gg)/b;
% zaokrouhleni
betaI =round(beta1);

if betaI<beta1
    betaI=betaI+1;
else betaI=betaI;
end;
BI = betaI*b;

% BII
beta2 = (j - s1j + gg)/b;
% zaokrouhleni
betaII = round(beta2);

if betaII<beta2
    betaII=betaII+1;
else betaII=betaII;
end;
BII=betaII*b;

% B
beta = betaI + betaII;
B = b * beta;

%% C Kvadrant
% CI

%f6 = z - k + gz      % infrasenzor
if D2>=D1
C1 = s2k + f6;
gamal = C1/c;
```

```
gamaI= round(gama1);
if gamaI>gama1
    gamaI=gamaI-1;
else gamaI=gamaI;
end;
CI = gamaI * c;
f6 = CI - s2k;

% CII
C2 = k + gg - s2k;
gama2 = C2/c;
gamaII= round(gama2);
if gamaII<gama2
    gamaII=gamaII+1;
else gamaII=gamaII;
end;
CII = gamaII * c;
f5 = CII - (k - s2k);

% C
gama = gamaI + gamaII;
C = gama * c;
else
end;

if D2<D1
C1 = s1k + f6;
gama1 = C1/c;
gamaI= round(gama1);
if gamaI>gama1
    gamaI=gamaI-1;
else gamaI=gamaI;
end;
CI = gamaI * c;
f6 = CI - s1k;

% CII
C2 = k + gg - s1k;
gama2 = C2/c;
gamaII= round(gama2);
if gamaII<gama2
    gamaII=gamaII+1;
else gamaII=gamaII;
end;
CII = gamaII * c;
f5 = CII - (k - s1k);

% C
gama = gamaI + gamaII;
C = gama * c;
else
end;

%% f, S1ac, S2ac,
f1 = AI - s2i;
f3 = AII - (i - s2i);
f2 = BI - s1j;
f4 = BII - (j - s1j);
```



## Příloha 2: BOXb.m

---

```
s1b = s1j + f2;  
s2a = s2i + f1;  
s1c = s1k + f6;  
s2c = s2k + f6;
```

```
S1bc = [s1b;s1c];  
S2ac = [s2a;s2c];  
%% generovani bodove site  
% nacteni vektoru (radky a slupce)
```

```
for m=1:1:alfa  
    X(m) = (2*m-1)*(a/2)  
end;
```

```
for n=1:1:beta  
    Y(n) = (2*n-1)*(b/2);  
end;
```

```
for o=1:1:gama  
    Z(o) = (2*o-1)*(c/2)  
end;
```

```
% tvorba cell BC0  
for v=1:1:beta  
    for w=1:1:gama  
  
        T=[0 Y(v) Z(w)]  
        BC0{v,w}= T
```

```
    end;  
end;
```

```
% tvorba cell BCa  
for v=1:1:beta  
    for w=1:1:gama  
  
        T=[A Y(v) Z(w)]  
        BCa{v,w}= T
```

```
    end;  
end;
```

```
% tvorba cell AC0  
for v=1:1:alfa  
    for w=1:1:gama  
  
        T=[X(v) 0 Z(w)]  
        AC0{v,w}= T
```

```
    end;  
end;
```

```
% tvorba cell ACb  
for v=1:1:alfa  
    for w=1:1:gama  
  
        T=[X(v) B Z(w)]  
        ACb{v,w}= T
```

```
    end;
end;

% tvorba cell ABC
for v=1:1:alfa
    for w=1:1:beta

        T=[X(v) Y(w) C]
        ABC{v,w}= T

    end;
end;

% prevod na matice
T1 = cell2mat(BC0);
T2 = cell2mat(ACb);
T3 = cell2mat(BCa);
T4 = cell2mat(AC0);
T5 = cell2mat(ABc);
```

## Příloha 3: CONCAL.m

```
%% CONCAL
% Vaclav Pulec
clc
clear all

%% BOX maximalni rozmery
Amax = 1500;
Bmax = 2000;
Cmax = 1800;

%% Sonda
xs = 110; %maximalni rozmer spaceru
lm = 75 + xs;

%% Distančni vzdaloenost pojezdu od ramu
% odpovida spinaci vzdalenosti senzoru
ds = 200;

%% Zadané rozměry
tT1 = 90; % tlustka pojezdu T1
lT1 = 330; % délka pojezdu T1

%% Substituce Z
Z = tT1;

vT1 = Z; % výška pojezdu T1
tT2 = Z; % tlustka pojezdu T2
vT2 = Z; % výška pojezdu T2
tF = Z; % tlustka rámu F
vF = Z; % výška rámu F

%% Substituce B
B = lT1;

lT2 = B; % délka pojezdu T1

%% F a vodici tyce
% osa x
lFx = Amax + B + 2*ds + 2*lm;
lt2 = lFx; % delka vodici tyce c.2
at2 = B - Z; % osová vzdálenost vodicich tyci c.2
% osa y
lFy = Bmax + B + 2*ds + 2*lm;
lt1 = lFy - 2*19; % delka vodici tyce c.1
at1 = lt2 + Z; % osová vzdálenost vodicich tyci c.1

%% T2
% systemovy spoj
lT2c = B - 2*Z;

%% remeny a remenice
% vypoctovy prumer
dW1 = 91.67;
dW2 = 112.05;
dW3 = 86.58;
```

```
dw4 = 86.58;
% osova vzdalenost
aw1 = lt1 + 2*64;
aw2 = lt2 + z + 2*110;
aw3 = 2153;
aw4x = dw3 + dw4;
aw4z = dw2 + dw4;
% ddelka remene
LB1 = 2*aw1 + pi*dw1;          % delka remene c.1
LB2 = 2*(aw2+aw3) - 2*(aw4x + aw4z) + ...
      pi*(dw2 + dw3 + dw4); % delka remene c.2

%% tyc 3
hg = Cmax + 640; % vyska pojezdu
lT3 = aw3 + 75 + 80; % delka T3
lF1 = hg - 65; % vyska nohou
```

## Příloha 6: Dyn\_TTT\_LR2.m

```
%% TTT
% Vaclav Pulec
clc,clear;
% vypocet inverzni dynamiky pouzitim LR2

syms q2 q1 q3 L1 L2 L3 dq1 dq2 dq3 ddq1 ddq2 ddq3 m1 m2 m3 real;
%velmi dulezita je definice symbolu jako realnych cisel!!!
%jinak funkce 'simple' vyhazuje 'conj()' - komplexne sdruzene cislo -
%a nezjednodusuje na druhou mocninu

%% transformacni matice

T10 = [1,0,0,0;...
       0,1,0,q1;...
       0,0,1,0;...
       0,0,0,1];

T21 = [1,0,0,q2;...
       0,1,0,0;...
       0,0,1,0;...
       0,0,0,1];

T32 = [1,0,0,0;...
       0,1,0,0;...
       0,0,1,-L3+q3;...
       0,0,0,1];

T30 = T10*T21*T32
T20 = T10*T21;

%% rotacni matice
R10 = T10(1:3,1:3);
R20 = T20(1:3,1:3);
R30 = T30(1:3,1:3);

rT3_3 = [0;0;0.9635;1];%polohovy vektor teziste v syst. 3
rT3_0 = T30*rT3_3;
rT3_0 = rT3_0(1:3) %teziste T3 v systemu 0

%teleso 2
rT2_2 = [0; 0; 0; 1]; %polohovy vektor teziste v syst. 2
rT2_0 = T20*rT2_2;
rT2_0 = rT2_0(1:3) %teziste T2 v systemu 0

%teleso 1
rT1_1 = [0; 0; 0; 1]; %polohovy vektor teziste v syst. 1
rT1_0 = T10*rT1_1;
rT1_0 = rT1_0(1:3) %teziste T1 v systemu 0

rT_0 = [rT1_0,rT2_0,rT3_0];
%pocátky souradnych sytemu
r0_0 = [0;0;0]; % pocatek systemu 0 vzhledem k 0
r1_1 = [0;0;0;1]; % pocatek systemu 1 vzhledem k 1
r2_2 = [0;0;0;1]; % pocatek systemu 2 vzhledem k 2
r1_0 = T10*r1_1;
```

---

```

r2_0 = T20*r2_2;

r1_0 = r1_0(1:3); %pocatek systemu 1 vzhledem k 0
r2_0 = r2_0(1:3); %pocatek systemu 2 vzhledem k 0
% osy rotace, translace
z0_0 = [0;1;0]; %vektor osy translace kloubu 1 v systemu 0
z1_1 = [1;0;0]; %vektor osy translace kloubu 2 v systemu 1
z2_2 = [0;0;1]; %vektor osy translace kloubu 3 v systemu 2

z1_0 = R10*z1_1 %vektor osy translace kloubu 2 v systemu 0
z2_0 = R20*z2_2 %vektor osy rotace kloubu 3 v systemu 0
%% vlastni jakobiany
%teleso 3
J_P1_T3 = z0_0;
J_R1_T3 = [0;0;0];
J_P2_T3 = z1_0;
J_R2_T3 = [0;0;0];
J_P3_T3 = z2_0;
J_R3_T3 = [0;0;0];
%teleso 2
J_P1_T2 = z0_0;
J_R1_T2 = [0;0;0];
J_P2_T2 = z1_0;
J_R2_T2 = [0;0;0];
J_P3_T2 = [0;0;0];
J_R3_T2 = [0;0;0];
%teleso 1
J_P1_T1 = z0_0;
J_R1_T1 = [0;0;0];
J_P2_T1 = [0;0;0];
J_R2_T1 = [0;0;0];
J_P3_T1 = [0;0;0];
J_R3_T1 = [0;0;0];
%zjednoduseni - pouze u vektoroveho soucinu
% J_P1_T3 = simplify(J_P1_T3)
% J_P3_T3 = simplify(J_P3_T3)
% J_P1_T2 = simplify(J_P1_T2)
% J_P1_T1 = simplify(J_P1_T1)
%celkove geometricke jakobiany
J_P_T1 = [J_P1_T1,J_P2_T1,J_P3_T1]
J_R_T1 = [J_R1_T1,J_R2_T1,J_R3_T1]
J_P_T2 = [J_P1_T2,J_P2_T2,J_P3_T2]
J_R_T2 = [J_R1_T2,J_R2_T2,J_R3_T2]
J_P_T3 = [J_P1_T3,J_P2_T3,J_P3_T3]
J_R_T3 = [J_R1_T3,J_R2_T3,J_R3_T3]

I = [sym(1) 0 0;0 sym(1) 0;0 0 sym(1)];

%% vypocet matice B, C, g
B = m1*J_P_T1'*J_P_T1 + J_R_T1'*R10*I*R10'*J_R_T1 + ...
    m2*J_P_T2'*J_P_T2 + J_R_T2'*R20*I*R20'*J_R_T2 + ...
    m3*J_P_T3'*J_P_T3 + J_R_T3'*R30*I*R30'*J_R_T3;

q = [sym(q1) sym(q2) sym(q3)];
dq = [sym(dq1) sym(dq2) sym(dq3)];
ddq = [sym(ddq1) sym(ddq2) sym(ddq3)];
m = [sym(m1) sym(m2) sym(m3)];
% zjednoduseni matice B po prvcich
for i = 1:1:3
    for j = 1:1:3

```

```
B(i,j) = simplify(B(i,j));
end
end
B
% vypočet Christoffelových koeficientu
for i = 1:1:3
    for j = 1:1:3
        for k = 1:1:3
            c(i,j,k) = 0.5*(diff(B(i,j),q(k)) + diff(B(i,k),q(j)) -
                diff(B(j,k),q(i)));
            c(i,j,k) = simplify(c(i,j,k));
        end
    end
end
% Coriolisova matice
for i = 1:1:3
    for j = 1:1:3
        for k = 1:1:3
            C(i,j) = c(i,j,k)*dq(k);
            C(i,j) = simplify(C(i,j));
        end
    end
end
% matice g - zatizeni vlastni vahou
gravity = [0;0;-9.81];
g1 = -m(1)*gravity'*J_P1_T1 - m(2)*gravity'*J_P1_T2 -
m(3)*gravity'*J_P1_T3;
g2 = -m(1)*gravity'*J_P2_T1 - m(2)*gravity'*J_P2_T2 -
m(3)*gravity'*J_P2_T3;
g3 = -m(1)*gravity'*J_P3_T1 - m(2)*gravity'*J_P3_T2 -
m(3)*gravity'*J_P3_T3;
g = [g1;g2;g3];

% Coulombovske treni v kulickovych pouzdrech
TKP1 = 0.239;
TKP2 = 0.079;
Fc2 = [0;TKP2;0];
Fc1 = [TKP1;0;0];

% treni v loziscich
MRT3 = 0.0021;
MRT2 = 0.0016;
FT3 = MRT3/0.04329;
FT2 = MRT2/0.04329;
FT1 = MRT3/0.056;
FT = FT1 + FT2 + FT3; % z
FR = [0;0;FT];

% hlavni rovnice
tau = B*ddq' + C*dq' + g;% + Fc1 + FR;
for i = 1:1:2
    tau(i) = simple(tau(i));
end
% kontrola symetrie matice B
% q1 = -1; q2 = 5; q3 = -22.111; L1 = 1; L2 = 1; L3 = 1; m1 = 1; m2 =
1; m3 = 1;
%
B_kontrola = subs(B);

B_kontrola(1,2) - B_kontrola(2,1)
```

---

```
B_kontrola(1,3) - B_kontrola(3,1)
B_kontrola(2,3) - B_kontrola(3,2)
%% dosazeni, planovani trajektorie
L1 = 1; L2 = 1; L3 = 2.200;

% vliv C
qc = 0.297;
m1 = 24.557 + 15.362 + 50.968;
m2 = 30.691 + 0.388 + q3*qc;
m3 = 13.595 + 0.298 - q3*qc;
tau_v = subs(tau); % prvni dosazeni konstant - fce subs
tau_v = simplify(tau_v)
%planovani trajektorie
Q_0 = [0 0 0];
Q_new = [2 0 1];
t = 0:0.1:6
[pos vel acc] = jtraj(Q_0,Q_new,t); %naplanovana trajektorie
%prevod vektoru na jednotlive promenne
q1 = pos(:,1);
q2 = pos(:,2);
q3 = pos(:,3);
dq1 = vel(:,1);
dq2 = vel(:,2);
dq3 = vel(:,3);
ddq1 = acc(:,1);
ddq2 = acc(:,2);
ddq3 = acc(:,3);
% dosazeni promennych - fce subs
tau_vv(:,1) = subs(tau_v(1,:));
tau_vv(:,2) = subs(tau_v(2,:));
tau_vv(:,3) = subs(tau_v(3,:));
```



---

## Příloha 8: Dyn\_RRR\_LR2.m

```
%% Dynamicky model RRR
% Vaclav Pulec
clc,clear;
% vypocet inverzni dynamiky pouzitim LR2

syms q2 q1 q3 L1 L2 L3 L4 dq1 dq2 dq3 ddq1 ddq2 ddq3 m1 m2 m3 real;

%% transformacni matice

Tk = @(a,A) [1 0 0 A;...
             0 cos(a) -sin(a) 0;...
             0 sin(a) cos(a) 0;...
             0 0 0 1];

Tq = @(t,d) [cos(t) -sin(t) 0 0;...
             sin(t) cos(t) 0 0;...
             0 0 1 d;...
             0 0 0 1];

% dosazeni DH parametru
T10k = Tk(sym(pi/2),sym(0));
T10q = Tq(sym(q1)+sym(pi/2),sym(-L1));

T21k = Tk(sym(-pi/2),sym(0));
T21q = Tq(sym(q2),sym(0));

T32k = Tk(sym(pi/2),sym(L4));
T32q = Tq(sym(q3),sym(-L2)+sym(-L3));

T10 = T10q*T10k
T21 = T21q*T21k
T32 = T32q*T32k

T30 = T10*T21*T32
T20 = T10*T21

%% rotacni matice
R10 = T10(1:3,1:3);
R20 = T20(1:3,1:3);
R30 = T30(1:3,1:3);
%
%% geometricke jakobiany

%teleso 3
rT3_3 = [-0.06035;0.07368;0;1];%polohovy vektor teziste v syst. 3
rT3_0 = T30*rT3_3;
rT3_0 = rT3_0(1:3); %teziste T3 v systemu 0

%teleso 2
rT2_2 = [0; 0; -0.01832; 1]; %polohovy vektor teziste v syst. 2
rT2_0 = T20*rT2_2;
rT2_0 = rT2_0(1:3); %teziste T2 v systemu 0

%teleso 1
rT1_1 = [0; 0.04219; 0; 1]; %polohovy vektor teziste v syst. 1
```

---

```

rT1_0 = T10*rT1_1;
rT1_0 = rT1_0(1:3); %teziste T1 v systemu 0

rT_0 = [rT1_0,rT2_0,rT3_0];
%pocatky souradnych sytemu
r0_0 = [0;0;0]; % pocatek systemu 0 vzhledem k 0
r1_1 = [0;0;0;1]; % pocatek systemu 1 vzhledem k 1
r2_2 = [0;0;0;1]; % pocatek systemu 2 vzhledem k 2
r1_0 = T10*r1_1;
r2_0 = T20*r2_2;

r1_0 = r1_0(1:3); %pocatek systemu 1 vzhledem k 0
r2_0 = r2_0(1:3); %pocatek systemu 2 vzhledem k 0
% osy rotace, translace
z0_0 = [0;0;1]; %vektor osy rotace kloubu 1 v systemu 0
z1_1 = [0;0;-1]; %vektor osy translace kloubu 2 v systemu 1
z2_2 = [0;0;1]; %vektor osy rotace kloubu 3 v systemu 2

z1_0 = R10*z1_1; %vektor osy translace kloubu 2 v systemu 0
z2_0 = R20*z2_2; %vektor osy rotace kloubu 3 v systemu 0
%% vlastni jakobiany
%teleso 3
J_P1_T3 = cross(z0_0, (rT3_0-r0_0));
J_R1_T3 = z0_0;
J_P2_T3 = cross(z1_0, (rT3_0-r1_0));
J_R2_T3 = z1_0;
J_P3_T3 = cross(z2_0, (rT3_0-r2_0));
J_R3_T3 = z2_0;
%teleso 2
J_P1_T2 = cross(z0_0, (rT2_0-r0_0));
J_R1_T2 = z0_0;
J_P2_T2 = cross(z1_0, (rT2_0-r1_0));
J_R2_T2 = z1_0;
J_P3_T2 = [0;0;0];
J_R3_T2 = [0;0;0];
%teleso 1
J_P1_T1 = cross(z0_0, (rT1_0-r0_0));
J_R1_T1 = z0_0;
J_P2_T1 = [0;0;0];
J_R2_T1 = [0;0;0];
J_P3_T1 = [0;0;0];
J_R3_T1 = [0;0;0];
%celkove geometricke jakobiany
J_P_T1 = [J_P1_T1,J_P2_T1,J_P3_T1];
J_R_T1 = [J_R1_T1,J_R2_T1,J_R3_T1];
J_P_T2 = [J_P1_T2,J_P2_T2,J_P3_T2];
J_R_T2 = [J_R1_T2,J_R2_T2,J_R3_T2];
J_P_T3 = [J_P1_T3,J_P2_T3,J_P3_T3];
J_R_T3 = [J_R1_T3,J_R2_T3,J_R3_T3];

% matice moemntu setrvacnosti
I3 = [0.000633639,0,0;0,0.000717639,-0.000132877;0,-
0.000132877,0.000086430];
I2 = [0.000516571,0,0;0,0.000468065,0;0,0,0.000266563];
I1 = [0.003599161,0,0;0,0.001704332,0;0,0,0.002775445];

%% vypocet matice B, C, g
B = m1*J_P_T1'*J_P_T1 + J_R_T1'*R10*I1*R10'*J_R_T1 + ...
m2*J_P_T2'*J_P_T2 + J_R_T2'*R20*I2*R20'*J_R_T2 + ...
m3*J_P_T3'*J_P_T3 + J_R_T3'*R30*I3*R30'*J_R_T3;

```

---

```

q = [sym(q1) sym(q2) sym(q3)];
dq = [sym(dq1) sym(dq2) sym(dq3)];
ddq = [sym(ddq1) sym(ddq2) sym(ddq3)];
m = [sym(m1) sym(m2) sym(m3)];
% zjednodušení matice B po prvcích
for i = 1:1:3
    for j = 1:1:3
        B(i,j) = simplify(B(i,j));
    end
end
B
% vypočet Christoffelových koeficientu
for i = 1:1:3
    for j = 1:1:3
        for k = 1:1:3
            c(i,j,k) = 0.5*(diff(B(i,j),q(k)) + diff(B(i,k),q(j)) -
            diff(B(j,k),q(i)));
            c(i,j,k) = simplify(c(i,j,k));
        end
    end
end
% Coriolisova matice
for i = 1:1:3
    for j = 1:1:3
        for k = 1:1:3
            C(i,j) = c(i,j,k)*dq(k);
            C(i,j) = simplify(C(i,j));
        end
    end
end
% matice g - zatizeni vlastni vahou
gravity = [0;0;-9.81];
g1 = -m(1)*gravity'*J_P1_T1 - m(2)*gravity'*J_P1_T2 -
m(3)*gravity'*J_P1_T3;
g2 = -m(1)*gravity'*J_P2_T1 - m(2)*gravity'*J_P2_T2 -
m(3)*gravity'*J_P2_T3;
g3 = -m(1)*gravity'*J_P3_T1 - m(2)*gravity'*J_P3_T2 -
m(3)*gravity'*J_P3_T3;
g = [g1;g2;g3];

% Pasivni odpory v loziskach
MR1 = 0.0001104;
MR2 = 0.0000054;
MR3 = 0;
MR = [MR1;MR2;MR3];

% hlavni rovnice
tau = B*ddq' + C*dq' + g + MR; %vypočet momentu v kloubech
for i = 1:1:2
    tau(i) = simple(tau(i));
end
% kontrola symetrie matice B
% q1 = -1; q2 = 5; q3 = -22.111; L1 = 1; L2 = 1; L3 = 1; m1 = 1; m2 =
1; m3 = 1;
%
% B_kontrola = subs(B);
%
% B_kontrola(1,2) - B_kontrola(2,1)
% B_kontrola(1,3) - B_kontrola(3,1)
% B_kontrola(2,3) - B_kontrola(3,2)

```

---

```
%% dosazeni, planovani trajektorie
L1 = 0.141;
L2 = 0.053;
L3 = 0.157;
L4 = 0.075;

m1 = 2;
m2 = 0.59468;
m3 = 0.13318;

tau_v = subs(tau); % prvni dosazeni konstant - fce subs
tau_v = simplify(tau_v)
%planovani trajektorie
Q_0 = [0 0 pi/2];
Q_new = [0 pi/2 pi/2];
% Q_new = [0 0 -0.375];
t = 0:0.01:2;
[pos vel acc] = jtraj(Q_0,Q_new,t); %naplanovana trajektorie
%prevod vektoru na jednotlivy promenne
q1 = pos(:,1);
q2 = pos(:,2);
q3 = pos(:,3);
dq1 = vel(:,1);
dq2 = vel(:,2);
dq3 = vel(:,3);
ddq1 = acc(:,1);
ddq2 = acc(:,2);
ddq3 = acc(:,3);
% dosazeni promennych - fce subs
tau_vv(:,1) = subs(tau_v(1,:));
tau_vv(:,2) = subs(tau_v(2,:));
tau_vv(:,3) = subs(tau_v(3,:));
```

## Ekonomické vyhodnocení

### T1

Číslo No	Název Title	Firma [Norma] Company	Hm. [kg] Weight	X	Cena [Kč] Price
T1-1	Hřídel T1b(rzda)		0.239	1	1000
T1-2	Hřídel T1a		0.160	1	1000
T1-3	Hřídel T1		0.653	1	1000
T1-4	<a href="#">Tyč 90x25 L=120</a>	Ferona ČSN 42 5522-1	2.066	2	
T1-5	<a href="#">Tyč L-profil 14x20x3 L=124</a>	Ferona ČSN EN 10056	0.088	2	
T1-6	<a href="#">Tyč L-profil 20x20x3 L=135</a>	Ferona ČSN EN 10056	0.114	2	24,6
T1-7	<a href="#">Tyč L-profil 20x20x3 L=200</a>	Ferona ČSN EN 10056	0.169	2	0
T1-8	<a href="#">Tyč Al 90x90 L=330</a>	Alunet EN AW 6082	4.730	2	2860
T1-9	<a href="#">Tyč Al 60x3 L=30</a>	Alunet EN AW 6063	0.014	2	61,25
T1-10	<a href="#">Trubka Al Distanc 20x10 L=42.8</a>	Alunet EN AW 6060	0.027	8	80
T1-11	<a href="#">Trubka Al Distanc 20x10 L =22</a>	Alunet EN AW 6060	0.014	4	0
T1-12	<a href="#">Řemenice Dp=112.05mm</a>	Tyma	1.330	4	1248
T1-13	<a href="#">Pouzdro Taper 2012</a>	Tyma	0.750	4	943
T1-14	<a href="#">Upevňovací deska 8M 30</a>	Tyma	0.121	2	
T1-15	<a href="#">Brzda EBD typ 2</a>	PSP Pohony a.s.	1.350	2	13920
T1-16	<a href="#">Housing d=15mm patka</a>	Matis	0.314	4	582
T1-17	<a href="#">Kuželová převodovka MRC 86</a>	Matis	6.500	1	11636
T1-18	<a href="#">Úchyt tyčí Al D=40mm</a>	Matis	0.636	4	3649
T1-19	<a href="#">Kuličkové pouzdro d=40mm</a>	Matis	0.180	4	1766
T1-20	<a href="#">NEMA 34 Double</a>	Bergher Lhar	2.400	1	3583

## T2

Číslo No	Název Title	Firma [Norma] Company	Hm. [kg] Weight	X	Cena [Kč] Price
T2-1	<a href="#">Hřidel T2</a>		0.645	4	4000
T2-2	<a href="#">Trubka 20x30x3 l=365</a>	Ferona ČSN EN 10219-2	0.725	4	109
T2-3	<a href="#">Tyč Al 90x90 L=330</a>	Alunet EN AW 6082	5.551	2	2860
T2-4	<a href="#">System 90x90 T2 l=150mm</a>	Elo (Bosch)	0.659	2	972
T2-5	<a href="#">Řemenice Dp=86.58mm</a>	Tyma	0.770	8	1816
T2-6	<a href="#">Pouzdro Taper 1615</a>	Tyma	0.610	8	780
T2-7	<a href="#">Rolna D=35mm</a>	Matis	0.169	8	2922
T2-8	<a href="#">Housing d=15mm patka</a>	Matis	0.314	8	1164
T2-9	<a href="#">Kuličkové pouzdro d=40mm</a>	Matis	0.182	4	1766
T2-10	<a href="#">Infra. senzor Sharp GP2Y0A02YK0F</a>	Konrad (Sharp)	0.004	4	2632

## T3

Číslo No	Název Title	Firma [Norma] Company	Hm. [kg] Weight	X	Cena [Kč] Price
T3-1	<a href="#">Hřidel T3</a>		0.501	2	1000
T3-2	<a href="#">L-profil 20x20x3 L=15</a>	Ferona	0.004	2	24,6
T3-3	<a href="#">Jekl Al 80x80x2 L=2344</a>	Alunet EN AW 6060	5.746	1	975
T3-4	<a href="#">Trubka Al Distanc 20x10 L=6</a>	Alunet EN AW 6060	0.004	8	0
T3-5	<a href="#">Řemenice Dp=86.58mm</a>	Tyma	0.770	4	908
T3-6	<a href="#">Pouzdro Taper 1615</a>	Tyma	0.610	4	390
T3-7	<a href="#">Housing ovál d=20</a>	Matis	0.290	4	545,44
T3-8	<a href="#">Brzda EBD typ 2</a>	PSP Pohony a.s.	1.350	1	6960

## RRR

Číslo No	Název Title	Firma [Norma] Company	Hm. [kg] Weight	X	Cena [Kč] Price
RRR-1	<a href="#">Tyč ocel 3x10 L=74</a>	Ferona ČSN EN 10025-2		3	7,74
RRR-2	<a href="#">Tyč ocel d=8mm L = 33mm</a>	Ferona DIN 17350	0.013	2	63,06
RRR-3	<a href="#">Tyč ocel d=8mm L=72mm</a>	Ferona DIN 17350	0.028	1	0
RRR-4	<a href="#">Tyč ocel d=8mm L= 157</a>	Ferona DIN 17350	0.059	1	0
RRR-5	<a href="#">Jekl ocel 45x45x1,5 L=95</a>	Ferona ČSN EN 10219-2	0.200	1	
RRR-6	<a href="#">U otevřený 70x30x2,5</a>	Ferona ČSN EN 10162	0.166	1	68,10
RRR-7	<a href="#">L-profil 20x20x3 L=60</a>	Ferona ČSN EN 10056	0.015	4	0
RRR-8	<a href="#">Trubka ocel 15x12 L=31.5</a>	Kobra		2	
RRR-9	<a href="#">Trubka ocel 15x12 L=72</a>	Kobra		1	
RRR-10	<a href="#">Jekl Al 70x70x3 L=81</a>	ITALINOX EN 10296-2	0.153	1	186,6
RRR-11	<a href="#">Tyč Al 40x2 L=40</a>	Alunet EN AW 6063	0.007	1	28,6
RRR-12	<a href="#">O Trubka Al 10x6 L=8</a>	Alunet EN AW 6060	0.001	4	18,2
RRR-13	<a href="#">O Trubka Al 10x6 L=20</a>	Alunet EN AW 6060	0.003	2	0
RRR-14	<a href="#">O Trubka Al 25x15 L=5</a>	Alunet EN AW 6060	0.003	3	83,2
RRR-15	Držák sondy			1	
RRR-16	EPP(výplň)			1	
RRR-17	<a href="#">Ložisko 608</a>	SKF	0.012	1	52,1
RRR-18	<a href="#">Housing ovál d=20</a>	Matis	0.290	4	545,44
RRR-19	<a href="#">Nema 14</a>	Bergher Larh	0.120	2	1307
RRR-20	<a href="#">Nema 17 Double oboustranná</a>	Bergher Larh	0.230	1	1234
RRR-21	<a href="#">Infra. senzor Sharp GP2Y0A02YK0F</a>	Konrad (Sharp)	0.004	4	658

## Housing (4x)

Číslo No	Název Title	Firma [Norma] Company	Hm. [kg] Weight	X	Cena [Kč] Price
H-1	Hřídel H		0.201	1	1000
H-2	<a href="#">U profil 90x50x4 155</a>	Ferona ČSN EN 10025-2	0.873	1	
H-3	<a href="#">U profil 90x50x4 155 OKO</a>	Ferona ČSN EN 10025-2	0.824	1	
H-4	<a href="#">L profil 35x35x4 70</a>	Ferona ČSN EN 10025-2	0.134	2	
H-5	<a href="#">Řemenice Dp=91.67mm</a>	Tyma	0.960	1	227
H-6	<a href="#">Pouzdro Taper 1615</a>	Tyma	0.610	1	97,50
H-7	<a href="#">Úchyt tyčí Al D=40mm</a>	Matis	0.636	1	912,35
H-8	<a href="#">Housing ovál d=20</a>	Matis	0.290	2	545,44
H-9	<a href="#">Oko M10 se šroubem</a>	Feromat	0.110	1	29

## Frame

Číslo No	Název Title	Firma [Norma] Company	Hm. [kg] Weight	X	Cena [Kč] Price
F-1	<a href="#">L profil 130x65x3</a>	Ferona ČSN EN 10025-2	0.496	2	
F-2	<a href="#">Tyč kruhová D15 l=1201mm</a>	Ferona DIN 17350	1.666	1	
F-3	<a href="#">Tyč kruhová D15 l=1165mm</a>	Ferona DIN 17350	1.586	1	
F-4	<a href="#">Plochá tyč 35x35 l=100</a>	Alunet EN AW 6063	0.324	2	431.6
F-5	<a href="#">Vodící tyče D40 t1=2600</a>	Matis	25.484	2	9742,5
F-6	<a href="#">Vodící tyče D40 t2=3062</a>	Matis	30.013	2	11063,6
F-7	<a href="#">System 90x90 fy=3100mm</a>	Elo (Bosch)	13.707	2	8606
F-8	<a href="#">System 90x90 fx=2600mm</a>	Elo (Bosch)	11.490	2	7172
F-9	<a href="#">System 90x90 fl=2375mm</a>	Elo (Bosch)	15.486	4	14956
F-10	<a href="#">System 90x90 l=880mm</a>	Elo (Bosch)	3.493	8	
F-11	<a href="#">Spojka pružná 040</a>	Bergher Lahr	0.100	3	
F-12	<a href="#">Motor Nema 34 Double</a>	Berger Lahr	2.400	1	4452



## Belts

Číslo No	Název Title	Firma [Norma] Company	Hm. [kg] Weight	X	Cena [Kč] Price
B-1	<a href="#">řemen ocel /neopren HTD M8 L=6668mm</a>	Tyma	-	2	3053,3
B-2	<a href="#">řemen ocel /neopren HTD M8 L=10265mm</a>	Tyma	-	2	5347

## Chain

Číslo No	Název Title	Firma [Norma] Company	Hm. [kg] Weight	X	Cena [Kč] Price
C-1	<a href="#">T profil 90x90x10 (50x90x10) L=36</a>	Ferona DIN 1024	0.353	1	
C-2	<a href="#">U profil Al 50x50x5 L=1375</a>	Alunet EN AW 6060	2.593	1	494
C-3	<a href="#">plochá tyč Al 20x3 L=76</a>	Alunet EN AW 6063	0.011	1	16,9
C-4	<a href="#">plochá tyč Al 90x10 L=132</a>	Alunet EN AW 6063	0.198	1	317,2
C-5	<a href="#">Cable DC p=30.5 Bi=15</a>	Hennlich	0.010	74	1528
C-6	<a href="#">Cable DC p=30.5 Bi=25</a>	Hennlich	0.012	17 8	3744
C-7	<a href="#">Cable DC p=30.5 Bi=25</a>	Hennlich	0.012	53	1115
C-8	<a href="#">Spojka Cable pojistná Bi=15</a>	Hennlich		2	220
C-9	<a href="#">Spojka Cable pojistná Bi=25</a>	Hennlich		2	240
C-10	<a href="#">Spojka Cable otočná Bi=25</a>	Hennlich		2	240

## Spojovací materiál /Fasteners

### M3

Druh	Cena/ks	Počet	Cena celkem	Přiřazení
M3x10 (M3x10)		8		8RRR
M3x20 (M3x16)		2		2RRR
M3x30 (M3x24)		4		4RRR
M3		6		
Podložka M3		24		

### M5

Druh	Cena/ks	Počet	Cena celkem	Přiřazení
M5x10 (M5x10)		8		8T3
M5x16 (M5x12)		8		8RRR

M5x16 (M5x14)		5		5T1
M5x30 (M5x30)		4		4F
M5		12		
Podložka M5		16		

### M6

Druh	Cena/ks	Počet	Cena celkem	Přiřazení
M6x16 (M6x14)		4		C3
M6x16 (M6x16)		2		2C1
M6x20 (M6x22)		6		4RRR,2C2
M6x20 (M6x20)		18		2C1, 16H
M6x40 (M6x38)	0.6	4	2.4	4RRR
M6x70 (M6x65)		2		2RRR
M6x100 (M6x100)		6		2C3,4C2
M6x110 (M6x105)		8		8T2
M6x110 (m6x108)		2		2C2
M6	1	44		
Podložka M6		84		

### M8

Druh	Cena/ks	Počet	Cena celkem	Přiřazení
M8x20 (M8x20)		4		4T3
M8x20 (M8x22)		8		8T3
M8x100 (M8x100)		1		1T3
M8x110 (M8x110)		2		2F
M8x130 (M8x128)		4		4T1
M8x135 (M8x134)		6		4T1,2F
M8x150(M8x145)		2		2C1
M8x170 (M8x170)		12		4T1,8T2
M8		31		
Podložka M8		42		

### M10

Druh	Cena/ks	Počet	Cena celkem	Přiřazení
M10x20 (M10x20)		8		8H
M10x40 (M10x40)		4		4H
M10x130(M10x127)		4		4T1
M10		17		
Podložka M10		24		

## M16

Druh	Cena/ks	Počet	Cena celkem	Přiřazení
M16		8		8T2

## Stavěcí šroub

Druh	Cena/ks	Počet	Cena celkem	Přiřazení
		78		

## Závrtný šroub ČSN 02 1051

Druh	Cena/ks	Počet	Cena celkem	Přiřazení
M10x40		16		16T2

## Pojistný kroužek ČSN 02 2930

Druh	Cena/ks	Počet	Cena celkem	Přiřazení
d15		28		4T3,16T2,8T1,
d20		4		4T3

## Pero těsné ČSN 02 2562

Druh	Cena/ks	Počet	Cena celkem	Přiřazení
5x5x25		22		6T1,4T3,8T2,4H
6x6x25		3		2T1,1T3

## Shrnutí / Summary

Celkový počet částí / Number of all parts	<b>1170</b>
Hmotnost / Weight	<b>374 Kg</b>
Maximální dodací lhůty / Maximum delivery time	<b>4 týdny/weeks</b>

<b>Finální cena /Final price</b>	<b>156 919,-</b>
----------------------------------	------------------