



**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

# **NÁVRH MANIPULÁTORU PRO MĚŘICÍ HLUKOVÉ MIKROFONY**

MANIPULATOR DESIGN FOR NOISE MEASURING MICROPHONES

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. PATRIK MUCHA**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. VLADISLAV SINGULE, CSc.**

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky  
Akademický rok: 2011/2012

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Patrik Mucha

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

obor: **Mechatronika (3906T001)**

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

### **Návrh manipulátoru pro měřicí hlukové mikrofony**

v anglickém jazyce:

### **Manipulator design for noise measuring microphones**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh a ověření funkce automatizovaného systému nastavování polohy dvojice mikrofonů za účelem měření hluku převodovek s čelním i kuželovým soukolím se vstupními a výstupními hřídeli dle ISO 9614–1 (Měření v bodech) a ISO 9614–2 (Měření scanováním). Práce navazuje na výsledky publikované v diplomové práci Ing. Pulce.

Cíle diplomové práce:

1. Základním cílem je vyloučení lidského faktoru z procesu nastavování polohy mikrofonů v průběhu měření z bezpečnostních důvodů.
2. Návrh konstrukčního řešení manipulátoru.
3. Návrh akčních členů a senzorů manipulátoru.
4. Návrh a ověření funkce hardware a metodiky softwarového nastavení variabilních rozměrů měřicí plochy a polohy měřicích bodů manipulátoru.

Seznam odborné literatury:

Amirouche, F. M. L.: Fundamentals of Multibody Dynamics, Theory and Applications. ISBN 0-8176-4236-6. Birkhauser Boston 2006.

Isermann, R.: Mechatronics system. Fundamentals. ISBN 1852339306. Springer-Verlag London Limited 2005. (<http://www.springerlink.com/content/978-1-85233-930-2>).

Pulec, V.: Polohovací systém pro měřicí hlukové mikrofony (Diplomová práce.). Brno, VUT FSI 2011.

ISO 9614, část 1 – Měření v diskrétních bodech nebo.

ISO 9614, část 2 – Měření skenováním.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Vladislav Singule, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 21.11.2011

L.S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá návrhem manipulátoru pro měřící hlukové mikrofony. Jejím obsahem je návrh robotu, který je sestaven z lineárního vedení a nosné konstrukce, která je svařována z ocelových profilů. Návrhy jsou vymodelovány v programu Inventor a importovány do programu Ansys, kde jsou provedeny pevnostní výpočty nosné konstrukce. V poslední řadě jsou navrženy jednotlivé pohony pojezdů a jejich snímače.

## **Abstract**

This thesis describes the design of cartesian robot for precise measurement microphones. It contains design of robot, which is set from motorized linear stage and welded steel profiles structure. Model of described robot was computed in Inventor and then strength analysed in Ansys. Individual motors of linear stages and their sensors were designed at the end.

## **Klíčová slova**

manipulátor, konstrukce, pohony pojezdů ,převodovka

## **Keywords**

cartesian robot, structure, linear stage drive, gearbox

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat vedoucímu této diplomové práce doc. Ing. Vladislavu Singulemu, CSc. za jeho odborné rady, ochotu a trpělivost při vypracování této diplomové práce.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a pod vedením vedoucího DP.

Bc. Patrik Mucha, Brno 2012

MUCHA, P. *Návrh manipulátoru pro měřicí hlukové mikrofony*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 50 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Vladislav Singule, CSc..

## Obsah

1	Úvod.....	10
2	Zvuk .....	11
2.1	Co to je zvuk .....	11
2.2	Základní veličiny pro hodnocení zvuku .....	11
2.2.1	Akustická intenzita zvuku .....	11
2.2.2	Hladina akustické intenzity .....	12
2.2.3	Akustický tlak .....	12
2.2.4	Hladina akustického tlaku .....	13
2.2.5	Akustický výkon.....	13
2.2.6	Hladina hlasitosti.....	13
2.2.7	Hlasitost .....	13
2.3	Měření intenzity zvuku – přístroje .....	13
2.4	Zdroj hluku .....	14
2.5	ČSN ISO 9614-1, 2.....	15
3	Uchycení převodovky .....	16
4	komerčně dostupné zařízení .....	17
4.1	Měřicí box.....	18
5	Konstrukce robotu.....	21
5.1	Kinematický model .....	21
5.2	Pojezd TTT .....	22
5.2.1	Rozměry vedení robotu TTT.....	22
5.2.2	Návrh osy X .....	22
5.2.3	Návrh osy Y .....	23
5.2.4	Návrh osy Z.....	23
5.3	Sestavení robotu TTT.....	23
5.4	Hmotnost pojezdu TTT .....	24
6	Nosná konstrukce.....	26
6.1	Rozměry konstrukce.....	26
6.2	Požadavky na návrh nosné konstrukce:.....	26
6.2.1	Maximální tuhost.....	27
6.2.2	Montáž a demontáž konstrukce.....	27
6.2.3	Kompletní přenesení soustavy .....	27
6.2.4	Uchycení robotu TTT ke konstrukci .....	29
6.3	MKP pevnostní analýza konstrukce .....	31
6.4	Modální analýza .....	33
7	Návrh pohonů.....	36
7.1	Výpočet momentů.....	36
7.2	Návrh krokových motorů.....	37
7.2.1	Nabídka krokových motorů Pan-electronics, s.r.o. ....	38



7.2.2	Návrh pohonu osy Y .....	39
7.2.3	Návrh pohonu osy X.....	41
7.2.4	Návrh pohonu osy Z .....	42
7.2.5	Řídicí jednotka .....	43
7.3	Návrh uživatelského rozhraní .....	46
8	Závěr .....	47
9	Použitá literatura:.....	48
10	Seznam obrázků.....	49
11	Seznam tabulek .....	50
12	Seznam příloh .....	51

# 1 ÚVOD

Zadání od společnosti IG Wateuv, která vyrábí ozubení a mechanické soukolí, má vyřešit problém bezpečnosti při testování převodových skříní a zlepšit efektivnost při testování. Během testování je zapotřebí lidského faktoru, který se musí pohybovat v nebezpečné blízkosti pohybujících se převodových skříní. Testování splňuje normy ČSN ISO 9614-1, 2. Naměřené hodnoty získáváme z hlukových mikrofónů.

Tato diplomová práce navazuje na diplomovou práci Ing. Pulce z 2011 VUT Brno. V diplomové práci Ing. Pulec, sestavil algoritmus pro rozmístění měřících bodů, kinematický model robotu, následně sestavil konstrukční řešení a v závěru provedl návrh snímačů a pohonů.

Na začátku této diplomové práce je proveden rozbor vlastností zvuku, metodika jeho měření a seznámení s podmínkami, za kterých měření probíhá, popisující normy ČSN ISO 9614-1,2.

Následuje návrh kinematického modelu, který se musí dostat do každého vypočteného bodu algoritmem, při plánování trajektorie. Dále musí být schopen vyhnout se překážkám, které představují vstupní a výstupní hřídele převodovky. Tento návrh kinematického modelu je rozdělen na dvě části: TTT a RRR.

Po vytvoření kinematického modelu je navrhnout robot TTT při spolupráci s firmou T.E.A. technik, která je dodavatelem vybraného lineárního vedení Alurol.

V další kapitole je vytvořena nosná konstrukce na kterou jsou kladeny požadavky: jednoduchá montáž i demontáž, maximální tuhost, skladovatelnost... Rozměry nosné konstrukce vychází z návrhu robotu TTT.

V poslední kapitole jsou na základě zjištěných momentů, pomocí softwaru MSC MD Adams. navrženy elektrické pohony. Pro kontrolu pohybu robotu a zabránění kolize byly vybrány koncové snímače a způsob odměřování polohy. V posledním kroku byly k motorům vybrány řídicí jednotky.

## 2 ZVUK

### 2.1 Co to je zvuk

Zvuk je mechanické vlnění, které se šíří v látkovém prostředí. Zvuk na rozdíl od světla potřebuje nějaké hmotné prostředí, ve kterém se může šířit.

Člověk vnímá zvuky v rozmezí od 20 Hz do 20 kHz. Pod hranicí 20 Hz nazýváme tento zvuk infrazvukem. Nad hranicí 20 kHz nazýváme tento zvuk ultrazvukem. Především horní hranice 20 kHz se ve stáří značně individuálně snižuje. Nejcitlivější lidský sluch je v rozsahu 2 kHz – 4 kHz, což je frekvence vlnění při běžné lidské řeči.

Zvuky můžeme rozdělit na hudební (tóny), které mají charakter pravidelného periodického kmitání a nehupební (hluky), které mají charakter nepravidelného kmitání.

Zdrojem zvuku může být jakékoliv těleso, které se chvěje v prostředí (např. reproduktory, zvony, úder do stolu). Zvuk se šíří v plynném, kapalném i pevném prostředí. Pouze vakuum působí jako dokonalý zvukový izolant. V každém prostředí se zvuk šíří různou rychlostí. Např. ve vzduchu při pokojové teplotě se šíří rychlostí 344 m/s.

### 2.2 Základní veličiny pro hodnocení zvuku

Parametry pro hodnocení zvuku jsou následující fyzikální veličiny:

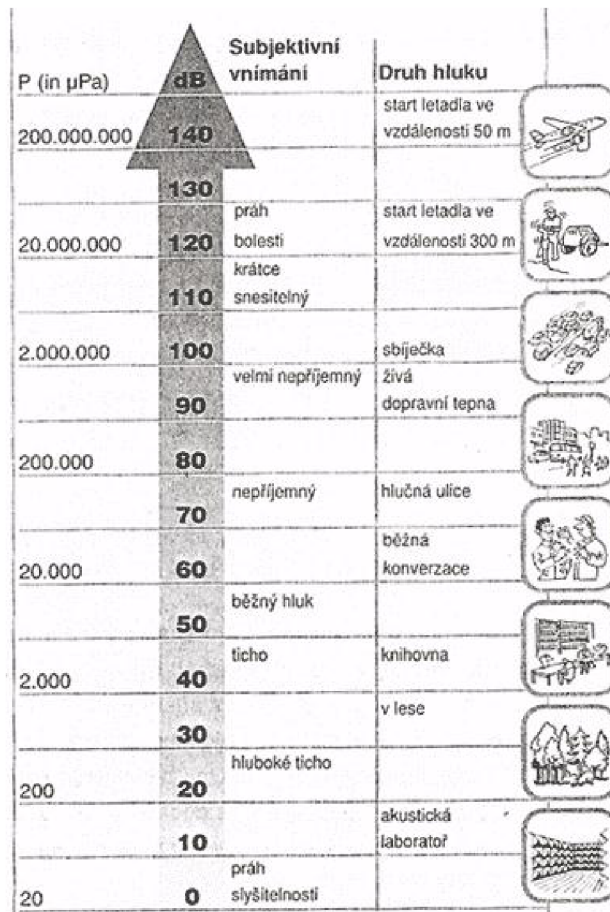
- akustická intenzita,
- hladina akustické intenzity,
- akustický tlak,
- hladina akustického tlaku,
- akustický výkon,
- hladina hlasitosti,
- hlasitost.

#### 2.2.1 Akustická intenzita zvuku

Protože hlasitost je subjektivní pojem, byla zavedena veličina intenzita zvuku  $I$  pro objektivní posouzení. Vypočítáme ji ze vztahu (2. 1), kde  $P$  je výkon zvukového vlnění a  $S$  je plocha, přes kterou vlnění prochází. Intenzita zvuku se měří v decibelech (dB) a její stupnice je logaritmická. Což znamená, že pokud zvýšíme hladinu zvuku jen o 3 dB, zvýší se intenzita zvuku dvojnásobně.

$$I = 20 \cdot \log \frac{P}{S} \quad [Wm^{-2}] \quad (2. 1)$$

Člověk hodnoty kolem 20 dB považuje za hluboké ticho, hodnoty kolem 30 dB jako příjemné ticho. Hladina zvuku nad 65 dB je pro člověka již nepříjemná a při dlouhodobém pobytu v prostředí s akustickým tlakem nad 85 dB vznikají trvalá poškození sluchu. Hodnota od 130 dB působí jako velmi bolestivá a při dosažení hodnoty 160 dB dochází k protržení bubínku. Všechny tyto hodnoty vystihuje obr. 2. 1 [5].



Obrázek 2.1: Stupnice intenzity zvuku

Pro získání dalších veličin je vhodné zavést dvě úrovně intenzity zvuku:

- práh slyšení – nejmenší intenzita, od které zvuk vnímáme, tedy

$$I_0 = 10^{-12} \text{ Wm}^{-2} \text{ (akustický tlak } 20 \text{ } \mu Pa \text{),}$$

- práh bolesti, tj.

$$I = 1 \text{ Wm}^{-2} \text{ (akustický tlak } 130 \text{ Pa).}$$

### 2.2.2 Hladina akustické intenzity

Rozdíl mezi prahem slyšení a prahem citlivosti je  $10^{12}$ . Protože je tento rozsah příliš veliký, vyjadřuje se hladina intenzity zvuku v logaritmické stupnici, čímž dojde ke snížení řádů. Jednotkou hlasitosti zvuku je bel ( $B$ ) podle vynálezce telefonu, Američana Alexandra Grahama Bella. V praxi se ale používá jednotka 10x menší, tj. decibel ( $dB$ ). Hladina akustické intenzity je tedy dána vztahem (2. 2), kde  $I$  je intenzita sledovaného zvuku a  $I_0$  je intenzita prahu slyšení.

$$L = 10 \log \frac{I}{I_0} \text{ [dB]} \quad (2. 2)$$

### 2.2.3 Akustický tlak

Akustický tlak  $p$  [ $Pa$ ] jsou změny tlaku, které způsobuje průchod zvukové vlny v prostředí, což má za následek zhušťování či zředování prostředí. V oblastech s vyšší hustotou je vyšší tlak a v oblastech s menší hustotou je tlak menší.

### 2.2.4 Hladina akustického tlaku

Je dána vztahem (2. 3), kde:

- $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ , referenční hodnota akustického tlaku,
- $p_{ef} [\text{Pa}]$  je efektivní hodnota akustického tlaku.

Potom

$$L_p = 20 * \log \frac{p_{ef}}{p_0} \quad [\text{dB}]. \quad (2. 3)$$

### 2.2.5 Akustický výkon

Pomocí této veličiny můžeme porovnávat mezi sebou zdroje hlasitosti. Akustický výkon získáme z rovnice (2.4), kde:

- $P$  charakterizuje zdroj hluku,
- $P_0 = 1 \text{ pW} = 10^{-12} \text{ W}$  je referenční hodnotou.

$$L_p = 10 * \log \frac{P}{P_0} \quad [\text{W}]. \quad (2. 4)$$

### 2.2.6 Hladina hlasitosti

Jednotkou hladiny hlasitosti je fon  $[Ph]$ . Hladinu hlasitosti pro zkoumaný zvuk získáme neustálou změnou intenzity referenčního tónu s frekvencí 1000 Hz, dokud nemá stejnou hlasitost jako zkoumaný zvuk. Hladina hlasitosti  $[Ph]$  je poté číselně stejně velká jako hladina intenzity zvuku  $v[\text{dB}]$ .

### 2.2.7 Hlasitost

Jednotkou hlasitosti je *son* a pro srovnání s hladinou hlasitostí platí:  $1 \text{ son} = 40 \text{ Ph}$ . Výhodou hlasitosti oproti hladině hlasitosti je lepší subjektivní porovnání více zvuků.

## 2.3 Měření intenzity zvuku – přístroje

V současné době jsou pro měření intenzity zvuku nejrozšířenější intenzitní sondy. Princip těchto sond je založen na měření akustického tlaku ve dvou blízkých bodech. Tyto sondy se nazývají p-p sondy. Základní části jsou dva velmi kvalitní kondenzátorové mikrofony, mezi kterými je vložena distanční vložka (spacer), která slouží k udržení stálé vzdálenosti mikrofونů. Mikrofony bývají obvykle natočeny čely k sobě, ale mohou být také uspořádány vedle sebe, což ovšem není ideální z hlediska přesnosti a opakovatelnosti měření. Na obrázku 1. 2 je znázorněno uspořádání mikrofونů čely k sobě, kde:

- P1 a P2 jsou dva kondenzátorové mikrofony,
- xs je vložena distanční vložka (spacer), její délka: 10–120 mm. [3].



## 2.5 ČSN ISO 9614-1, 2

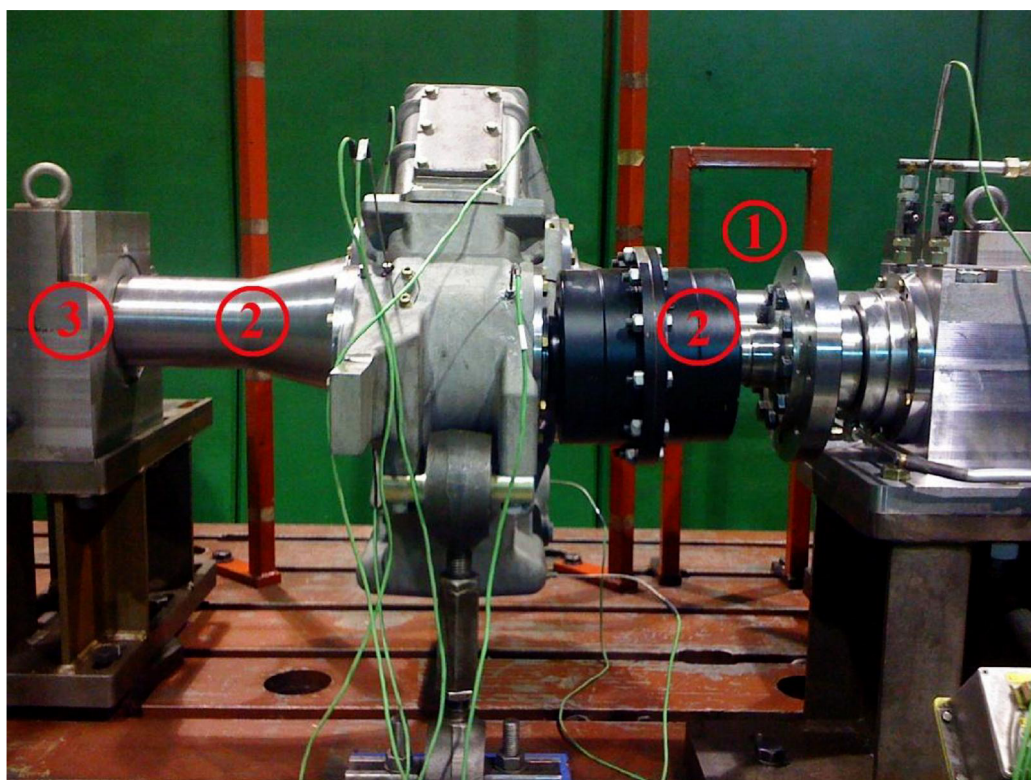
Při testování převodových skříní bude postupováno dle metodiky, stanovené normou ČSN ISO 9614-1, 2, která, cituji:

*„Tato část normy ISO 9614 stanovuje metodu pro měření složky akustické intenzity kolmé k měřicí ploše, která je volena tak, aby obklopila zdroj hluku, jehož akustický výkon je určován. Definuje podmínky, za kterých je možné měření provádět, měřicí přístroje, akustické prostředí a varianty postupu měření, při nichž je možné dosáhnout 95 % pravděpodobnosti určení hladiny při maximálně 5 % chybě měřené akustické intenzity.“* citováno z [6] 10.3.2012

### 3 UCHYCENÍ PŘEVODOVKY

Testovaná převodovka je pro udržení stability uchycena k „zemi“ – k základně testovací stolice (ocelová deska). Dále je připojena k motoru, který působí jako zdroj vibrací a vnější zdroj hluku. Motor musí být kvůli těmto zdrojům akusticky izolován, abychom dosáhli co největší minimalizace těchto nežádoucích jevů a naše měření nebylo tímto zdrojem hluku ovlivňováno. Celé toto uchycení testované převodovky je zřejmé z obr. 3. 1, kde [6]:

- 1 – vzdálenost mezi spojkou a přírubou (270 mm),
- 2 – vstupní a výstupní hřídel ( $D_{\text{max}} = 170 \text{ mm}$ ),
- 3 – ložiskový domek.



Obrázek 3.1: Testovaná převodovka [6]



## 4 KOMERČNĚ DOSTUPNÉ ZAŘÍZENÍ

Přestavitelem obdobných polohovacích zařízení pro měření intenzity hluku je portál jednoho z největších světových výrobců, dánské firmy Brüel & Kjaer. Na obr. 4. 1 je zobrazeno polohovací zařízení, které se nejvíce přiblížilo zadání diplomové práce. Přestože toto zařízení splňuje požadavky jako jsou: vyloučení lidského faktoru z procesu měření, měření v nebezpečném a špatně dostupném prostředí, přesnost (zadaná na milimetry), není toto zařízení pro naše účely dostačující. Posun ve vertikální ose Y je pouze 1500 milimetrů a 5 stupňů volnosti tohoto zařízení nemusí být dostačující. Na obr. 4. 2 je pak zobrazena měřicí sonda (mikrofon), který tato firma využívá [9].

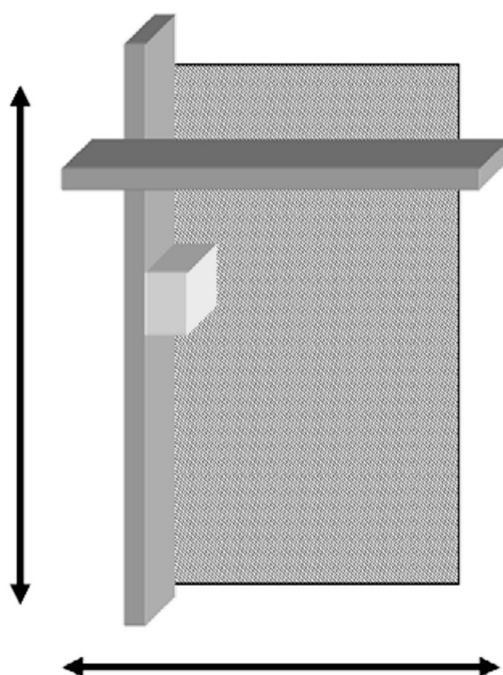


Obrázek 4.1: Polohovací zařízení pro měření intenzity zvuku od firmy Brüel & Kjaer [9]



Obrázek 4.2: Měřicí sonda firmy Brüel & Kjaer [9]

Další návrh polohovacího zařízení pro měření intenzity hluku byl vypracován v rámci diplomové práce v roce 2010 na VŠB-TU v Ostravě. Tento návrh je uveden na obr. 4. 3 a můžeme z něho vidět, že obsahuje pouze dvě translační vazby, což znamená, že má pouze dva stupně volnosti. Proto je pro naše účely nedostačující.



Obrázek 4.3: Návrh polohovacího zařízení v diplomové práci, zpracované na VŠB-TU v Ostravě [8]

#### 4.1 Měřicí box

Měřicí box je pomyslný kvádr, obklopující zdroj hluku v minimální vzdálenosti od testované převodovky, jak je znázorněno na obr. 4. 4. Na stranách pomyslného kváдру jsou definovány měřicí body, kromě spodní strany totožné s absolutně odrazivým povrchem

testovací stolice. Každá strana kvádrů má minimálně 10 měřicích bodů, nebo jeden měřicí bod na  $1\text{ m}^2$ . Zpřísnění hustoty měřicích bodů musí splňovat nerovnost:

$$N > C * F_4^2 \quad (4.1)$$

kde:

- $N$  počet měřicích bodů na straně,
- $F_4$  indikátor nerovnoměrnosti zvukového pole,
- $C$  hodnota z tabulky 4. 1.

Tabulka 4.1: Velikost hodnoty  $C$

1/1 oktávová pásma, střední kmitočty [Hz]	1/3 oktávová pásma, střední kmitočty [Hz]	C		
		Přesná třída 1	Technická třída 2	Provozní třída 3
63-125	50-60	19	11	
250-500	200-630	29	19	
1000-4000	800-5000	57	29	
	6300	19	14	

Indikátor nerovnoměrnosti zvukového pole získáme podle vztahu:

$$F_4 = \frac{1}{I_n} \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (I_{ni} - \bar{I}_n)^2} \quad (4.2)$$

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.

Střední hodnotu normálové složky akustické intenzity  $\bar{I}_n$  získáme z rovnice:

$$\bar{I}_n = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N I_{ni} \quad (4.3)$$

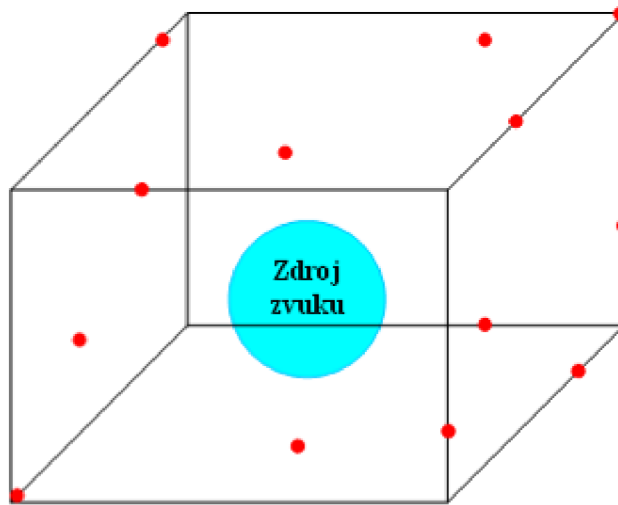
K měření je využita p-p sonda, která již byla pospsána výše. Před začátkem měření je důležité ověřit správnost funkce měřicí sondy. To se provádí umístěním sondy do bodu na měřicí straně, kde je akustická intenzita vyšší než průměrná na této měřicí straně a zde změříme hladinu normálové složky. Po změření sondu otočíme o  $180^\circ$  a změříme hladinu normálové složky znovu. Správnost funkce sondy zjistíme porovnáním naměřených akustických hladin. Sonda je vyhovující, pokud je rozdíl mezi hladinami menší, než 1,5 dB. [6].

$$I_n = \vec{I} * \vec{n}, \quad (4.4)$$

$$L_{I_n} = 10 * \log \left( \frac{|I_n|}{I_0} \right), \quad (4.5)$$

kde:

- $I_n$  normálová složka akustické intenzity,
- $\vec{n}$  jednotkový vektor kolmý na měřící plochu,
- $L_{I_n}$  hladina akustické intenzity,
- $I_0 = 10^{-12} \text{ Wm}^{-2}$ , referenční akustická intenzita.

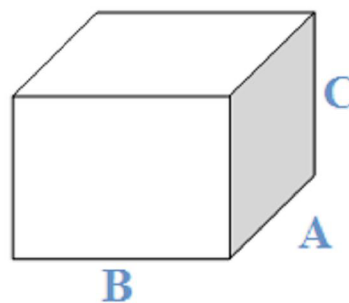


Obrázek 4.4: Vytvořená plocha s definovanými body kolem zdroje hluku

Rozměry měřícího boxu jsou závislé na maximálních rozměrech převodové skříně. Zadavatel, firma IG Watteeuw, poskytl maximální a minimální rozměry měřícího boxu, které jsou uvedeny v tabulce 4. 2.

Tabulka 4.2: Zadané minimální a maximální rozměry měřícího boxu

Strana = osa	min (mm)	max (mm)
A = Y	500	2000
B = X	500	1500
C = Z	500	1800



## 5 KONSTRUKCE ROBOTU

Pro vytvoření komponent robotu bylo zvoleno portfólio firmy T.E.A technik, která má široký výběr komponent a letité zkušenosti v navrhování lineárních vedení a jejich pohonů.

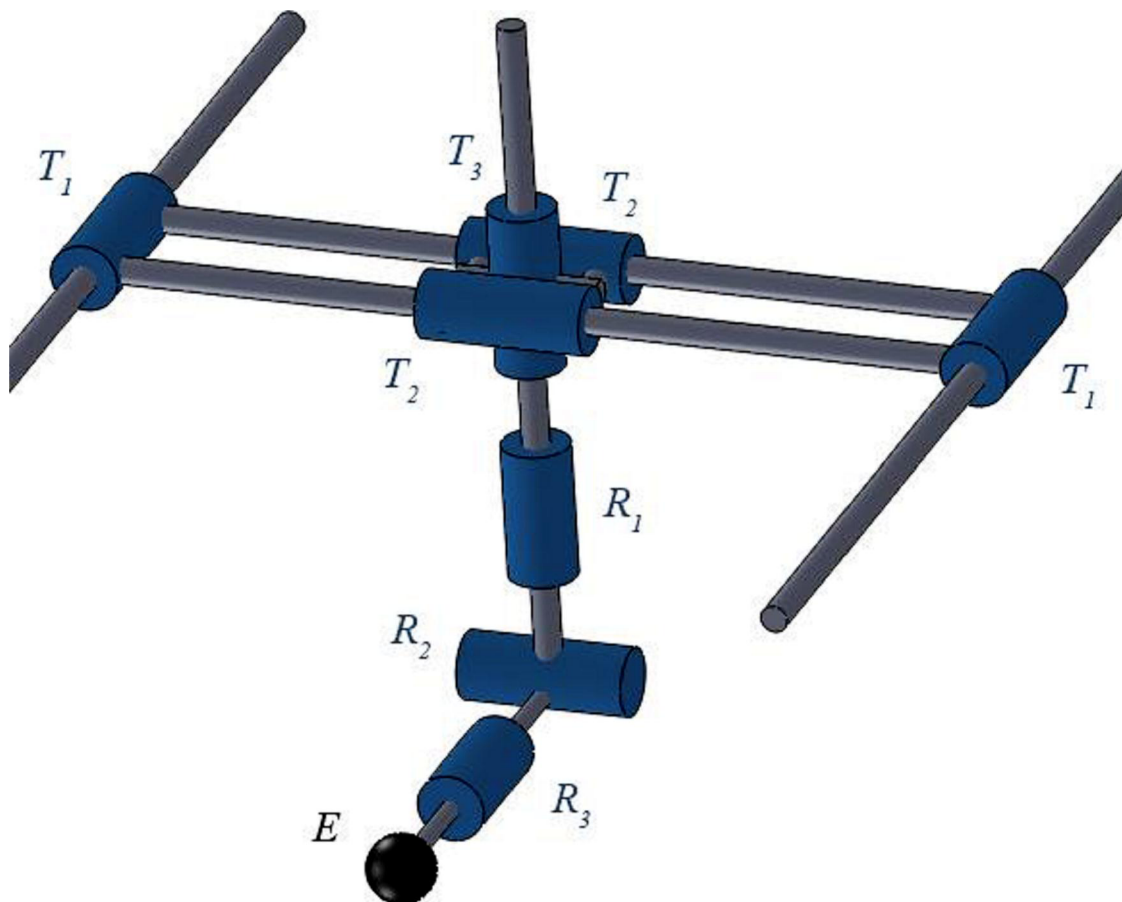
„Firma T.E.A. Technik s.r.o byla založena v roce 2000 a má obchodní zastoupení pro střední a východní Evropu. Patří do skupiny společnosti T.E.A Group, které můžete najít kromě České republiky také v Německu, Austrálii a USA.

Firma T.E.A. Technik s.r.o se specializuje na dodávky technických komponentů pro lineární vedení, pohony a převody. V oblasti lineárních posuvů dodává lineární vedení značek LinROL, Alurol, Helčo, Dual-Vee, Husin. Svým širokým sortimentem nabízí zákazníkům pohodlný nákup u jednoho dodavatele.

Společnost T.E.A. Technik s.r.o. poskytuje ke každému sortimentu poradenskou činnost, včetně návrhů technických řešení pohonů a posuvů.“ citováno z [11] 20. 3. 2012

### 5.1 Kinematický model

K tomu, abychom se dostali koncovým efektem (E) do každé požadované polohy měřicího boxu, byl navržen kinematický model, který obsahuje tři translační vazby ( $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ) a tři rotační vazby ( $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$ ). Tento návrh kinematického modelu je zobrazen na obr. 5. 1. Translační vazby slouží pro najetí efektoru k požadované straně měřicího boxu. Rotační vazby slouží k dopolohování koncového efektoru, např.pro zajištění kolmosti měřicí sondy ke straně měřicího boxu, či pro schopnosti měření intenzity hluku pod hřídélí.



Obrázek 5.1: Kinematický model robotu

Tento návrh je rozdělen na dvě části podle druhu vazeb, a to na:

- TTT (translační – translační – translační),
- RRR (rotační – rotační – rotační).

## 5.2 Pojezd TTT

### 5.2.1 Rozměry vedení robotu TTT

Rozměry délky vedení robotu TTT vychází z návrhu [6], kde je pro naše potřeby od hodnot odečten pouze rozměr vozíku. Hodnoty z návrhu [6] vychází samozřejmě z maximálních rozměrů měřicího boxu uvedeného v tab. 4. 2. Tyto hodnoty získáme následně:

$$l_{Fx} = B_{\max} + 2 * d_s + 2 * l_m - B = 2300mm, \quad (5. 1)$$

$$l_{Fy} = A_{\max} + 2 * d_s + 2 * l_m - B = 2800mm, \quad (5. 2)$$

$$l_{Fz} = C_{\max} + 2 * d_s + 2 * l_m - B = 2400mm, \quad (5. 3)$$

kde:

- $A_{\max}, B_{\max}, C_{\max}$  jsou maximální rozměry měřicího boxu, viz tab. 4. 2,
- $l_m$  je délka sondy při použití spaceru největší možné délky,
- $d_s$  je spínací vzdálenost snímačů.
- $B$  je rozměr vozíku stanovený v [X] .

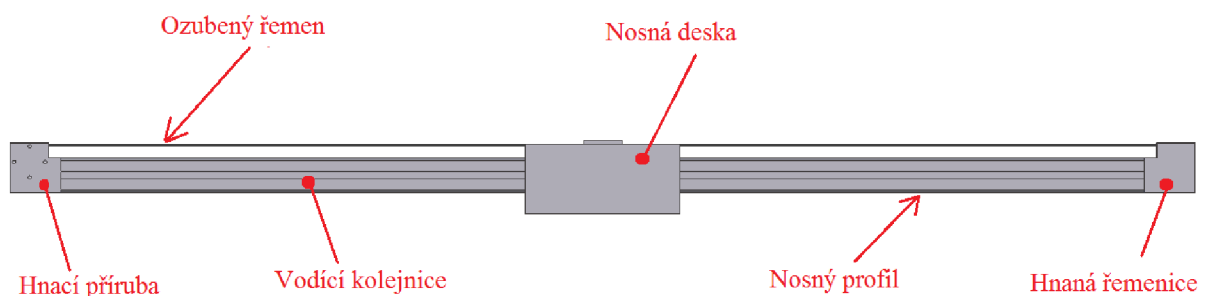
Na základě zjištěných rozměrů byly navrženy jednotlivé osy, resp. jejich komponenty, které byly následně konzultovány s pracovníky firmy T.E.A. Technik. Pro sestavení robotu TTT bylo při konzultacích zvoleno lineární vedení značky Alurol.

### 5.2.2 Návrh osy X

Pro návrh osy X byla vybrána dvojice paralelních lineárních os – AD416M LAT. Tato osa je poháněna motorem ozubeným řemenem. Obě lineární jsou osy jsou spojeny hřídelí, která přenáší moment z motoru na druhou lineární osu. Lineární osa ADM416M LAT je složena z těchto komponent:

- nosný profil 45x90,
- vodící kolejnice D20,
- nosná deska,
- hnací a hnaná příruba,
- ozubený hřebec.

Jednotlivé komponenty jsou zobrazeny na obr. 5. 2.



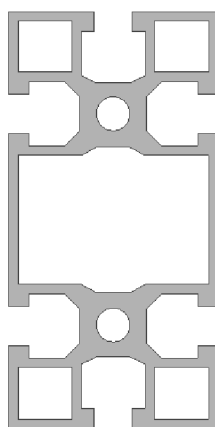
Obrázek 5.2: Osa AD416M LAT

### 5.2.3 Návrh osy Y

Osa Y je položena na nosné desce osy X, po které se pohybuje. Stejně jako osa X bude poháněna ozubeným řemenem. Pro návrh osy Y byla vybrána lineární osa ADM416M LAT. Na obě strany nosného profilu této osy je namontována vodící kolejnice. To má za následek zachycení momentového zatížení od osy Z a zvýšení tuhosti. Dále navržená nosná deska, která se pohybuje po dvou vodících kolejničích, lépe zachycuje klopný moment. Na této nosné desce jsou namontovány rolny, po kterých se bude pohybovat osa Z. Osa Y je sestavena z těchto komponent:

- nosný profil 45x90,
- 2 x vodící kolejnice D20,
- nosná deska,
- hnací a hnaná příruba,
- ozubený hřeben.

Profil pro osu X, Y byl zvolen 45x95 mm. Tento profil je zobrazen na obr. 5. 3.



Obrázek 5.3: Profil 45x95 mm pro osy X, Y

### 5.2.4 Návrh osy Z

Osa Z se bude pohybovat po nosné desce osy Y. U této osy byl kladen důraz především na její minimální hmotnost.

Tato osa je poháněna ozubeným hřebem, který se nachází v drážce vodící kolejnice. Montáž ozubeného hřebu k vodící kolejnici se může provést dvěma způsoby:

- vyvrtáním díry ve vodící kolejnici a vytvoření závitu v hřebenu,
- vyvrtání díry v hřebenu a vytvoření závitu v vodící kolejnici.

Zvolil jsem první způsob, který je běžnější, jelikož vytvoření závitu do hliníkového profilu není zrovna ideální. Použitím ozubeného hřebu jsme tuto osu „zkrátili“, nemusí obsahovat hnací a hnanou přírubu. Navíc motor bude namontován na nosné desce osy Y a tudíž nebude působit jako zátěž na ose Z. Osa Z je tedy sestavena z těchto komponent:

- vodící kolejnice D10,
- ozubený hřeben 151000ST.

## 5.3 Sestavení robotu TTT

Model tohoto navrhovaného pojezdu byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2010. Na obr. 5. 4 je zobrazen vytvořený model pojezdu TTT se všemi komponenty.

Z návrhu můžeme vyčíst, že rozměr každé osy se prodloužil o velikost vozíku a rozměry os X a Y jsou ještě navíc prodlouženy o hnací a hnané příruby na každém konci vedení. Nové celkové rozměry robotu TTT jsou uvedeny v tab. 5. 1.

Tabulka 5.1: Celkové rozměry robotu TTT

Osa	Název	Hodnoty [mm]	Celkem [mm]
X	$l_x = l_{Fx} + v_x + 2 * k_c$	2300 + 500 + 2 * 130	3060
Y	$l_y = l_{Fy} + v_y + 2 * k_c$	2800 + 340 + 2 * 130	3400
Z	$l_z = l_{Fz} + v_z$	2400 + 600	3000



Obrázek 5.4: Model pojezdu TTT v Autodesk Inventor 2010

Po kompletním návrhu pojezdu TTT máme potřebné rozměry pro vytvoření návrhu nosné konstrukce na které bude navrhovaný robot uložen..

## 5.4 Hmotnost pojezdu TTT

Firma T.E.A Technik poskytuje na svých webových stránkách katalog ke stažení, který zahrnuje všechny komponenty, ze kterých je navržen robot TTT. Specifikací všech součástí robotu můžeme vyčíst hmotnost jednotlivých os vedení a popř. i hmotnost celého robotu. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tab. 5. 2.



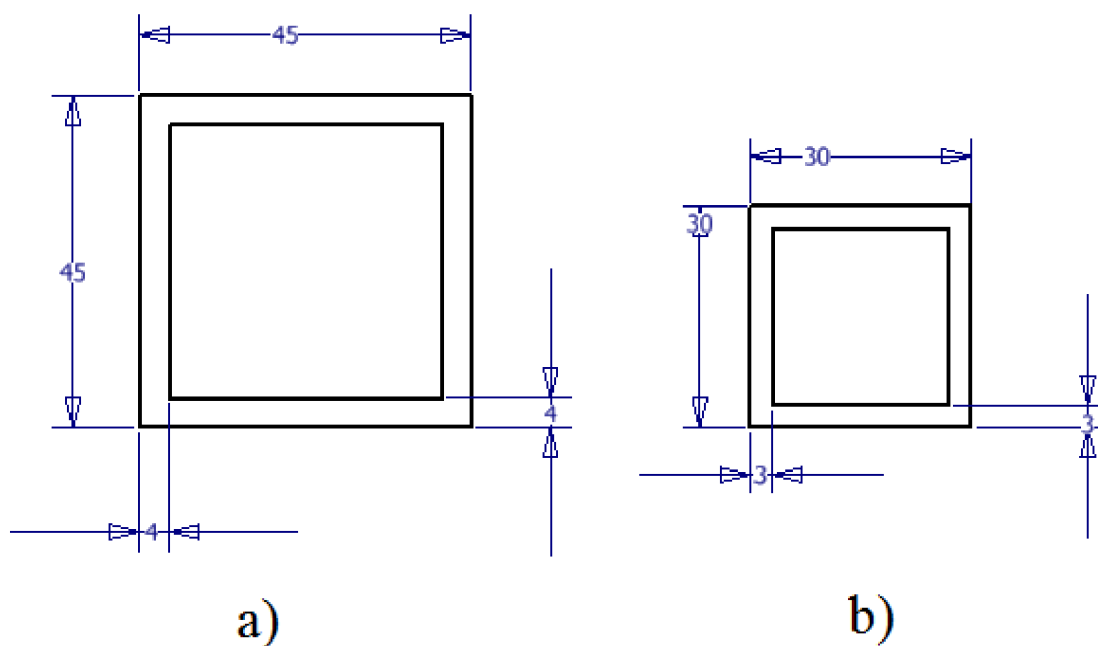
*Tabulka 5.2: Celková hmotnost robotu*

Osa	Hmotnost [Kg]
X	118,3
Y	37,9
Z	21,9
Celkem	178,1

## 6 NOSNÁ KONSTRUKCE

Pro robot TTT musí být vytvořena konstrukce, na které bude uložen. Rozměry konstrukce vycházejí z návrhu robotu TTT. Požadavky na konstrukci jsou shrnuty v kap. 6. 2. Celá konstrukce bude svařena z ocelových profilů 45x45x4 mm, s výjimkou vnitřního žebrování, pro které byl z hlediska úspory hmotnosti i ceny za materiál vybrán profil 30x30x3 mm. Oba typy profilů jsou zobrazeny na obr. 6. 1. Ocelové profily byly vybrány od výrobce Feron, a.s.

„Feron, a.s. je moderní obchodní organizace, zabývající se nákupem, skladováním, úpravou a prodejem hutních výrobků, hutnicí druhovýrobou, železářského sortimentu a neželezných kovů na bázi velkoobchodu.“ citováno z [12] 8.4.2012



Obrázek 6.1: Rozměry ocelových profilů a) pro vnější konstrukci, b) pro vnitřní žebrování

### 6.1 Rozměry konstrukce

Rozměry pro nosnou konstrukci zatím známe dva (hodnoty  $l_x, l_y$ ). Třetí rozměr osy Z, velikost nohy ( $l_h$ ), musíme dopočítat. V ose Z má měřicí box maximální délku 1800mm. K této hodnotě musíme připočítat různé přírůstky, které obsahuje následující rovnice:

$$l_h = C_{\max} + d_s + lm = 2400\text{mm} \quad (6.1)$$

Velikost nohy ( $l_h$ ) je tedy 2400 mm. Navíc osa Z pojezdu TTT bude ještě o 95 mm výše, jelikož se bude posouvat po horní ploše osy X. Nyní známe všechny potřebné rozměry pro návrh nosné konstrukce.

### 6.2 Požadavky na návrh nosné konstrukce:

Pro návrh nosné konstrukce byly stanoveny následující požadavky:

- maximální tuhost
- jednoduchá a rychlá montáž i demontáž konstrukce a převoz automobilovou dopravou
- přenesení kompletní soustavy

## 6.2.1 Maximální tuhost

Důležitým faktorem při návrhu je, aby nosná konstrukce byla co možno nejvíce tuhá. Tohoto faktu je snaha dosáhnout žebrováním na každé straně. Zejména osa X, na které je celý pojezd TTT položen, by měla být vyztužena.

Ke zlepšení tuhosti konstrukce by měla přispět zavětrování, která jsou přivařena mezi každý rám a nohu. V zavětrování je navrtaná díra pro lanko, které bude poté přichyceno k základně testovací stolice (ocelové desce). Toto vylepšení je zobrazeno na obr. 6. 3 položkou 1.

## 6.2.2 Montáž a demontáž konstrukce

Dalším faktorem pro návrh konstrukce je snadná a rychlá montáž i demontáž, dále i možnost rychlého převozu automobilovou dopravou, což vedlo k vhodnému rozdělení konstrukce na jednotlivé části, Konstrukce je rozdělena na:

- rámy – dva v ose X, dva v ose Y,
- nohy (celkem 4).

Spojení rámu k nohám je provedeno dvěma šroubovými spoji na každé straně rámu. Aby při spojování rámu k jedné stojce nedošlo ke kolizi, mají rámy X a Y různou rozteč. Šroubové spojení bylo navrženo v programu AutoCad Inventor 2010. Vstupními parametry byly součinitel bezpečnosti, který byl stanoven na  $k = 3$ , a průměr šroubu, jenž byl zvolen  $d=10$ . Při zadání těchto hodnot je maximální obvodové zatížení  $F_t = 2296N$ , což je pro naše potřeby vyhovující. Výpočet šroubového spojení je zobrazeno na obr. (6. 2). Na obr. (6.3) je šroubové spojení položkou 4.

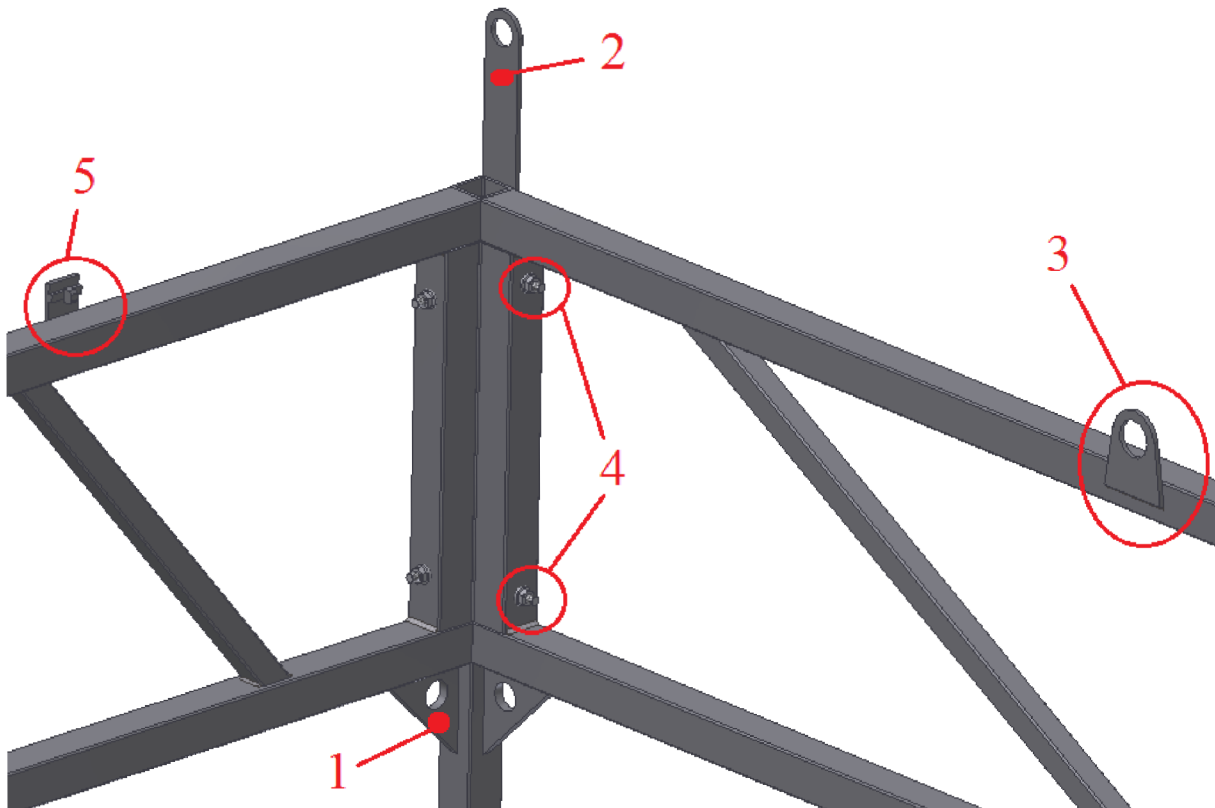
Výsledky	
$F_v$	4305,0 N
$F_{max}$	4305,0 N
$M_u$	13,2 N m
$\sigma_t$	82,3 MPa
$\tau_k$	123,8 MPa
$\sigma_{red}$	229,6 MPa
$\sigma_{max}$	82,3 MPa
$p_c$	34,4 MPa
$k_{sc}$	3,00067 ul

Obrázek 6.2: Návrh šroubového spojení v programu AutoCad Inventor 2010

## 6.2.3 Kompletní přenesení soustavy

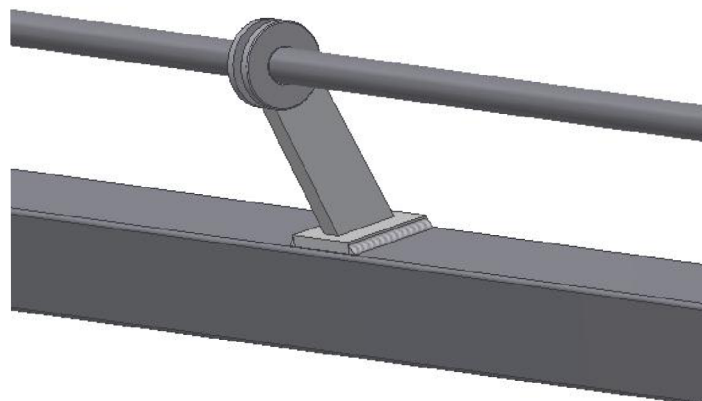
K přenesení celé sestavené konstrukce na krátkou vzdálenost jeřábem slouží jednotlivá ucha, navařená na okrajích konstrukce, která jsou zobrazena na obr. 6. 3 položkou 3, a za

které se může jeřáb zaháknout. Celkem jsou na konstrukci navařeny čtyři ucha. Dále mohou být k zaháknutí využity i opěrky v jednotlivých rozích konstrukce. Ty sice slouží především k uchycení robotu TTT ke konstrukci, jsou ale také vybaveny dostatečně velkou dírou pro provlečení lana. Opěrky na obr. 6. 3 zobrazuje položka 2.



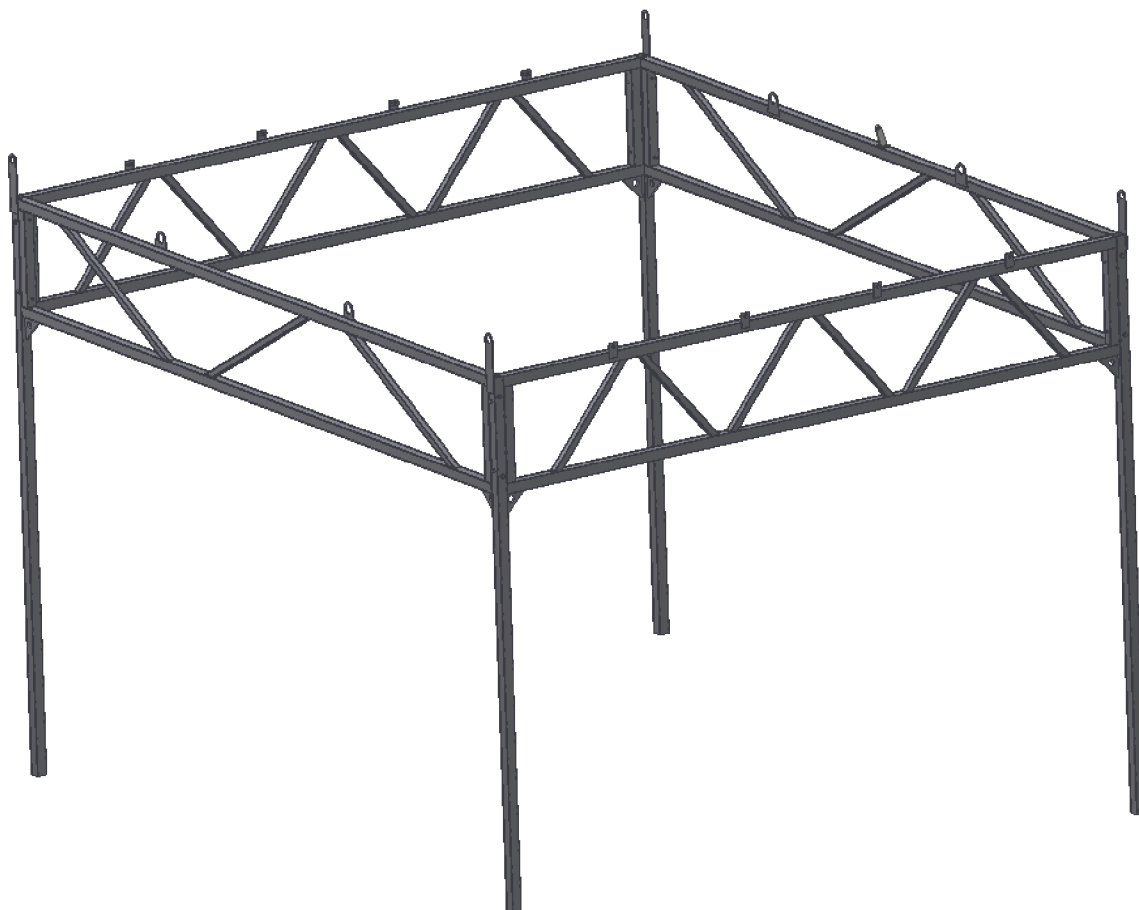
*Obrázek 6.3: Jednotlivé součásti nosné konstrukce*

Protože propojovací hřídel mezi paralelními osami X je delší než 3 metry, může dojít vlastní tíhou k průhybu hřídele nebo při přenášení soustavy k jejímu zkroucení. Proto je uprostřed rámu Y umístěno podpěrné ložisko, tak jak je znázorněno na obrázku.



*Obrázek 6.4: Umístění podpěrného ložiska*

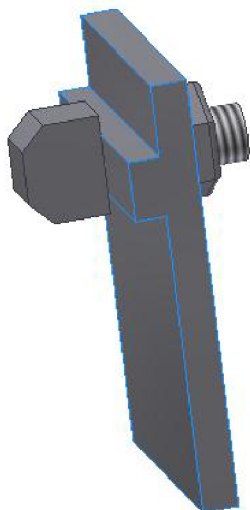
Nyní již známe všechny předpoklady pro vytvoření celé konstrukce. Její model je zobrazen na obr. 6. 5.



*Obrázek 6.5: Kompletní návrh nosné konstrukce*

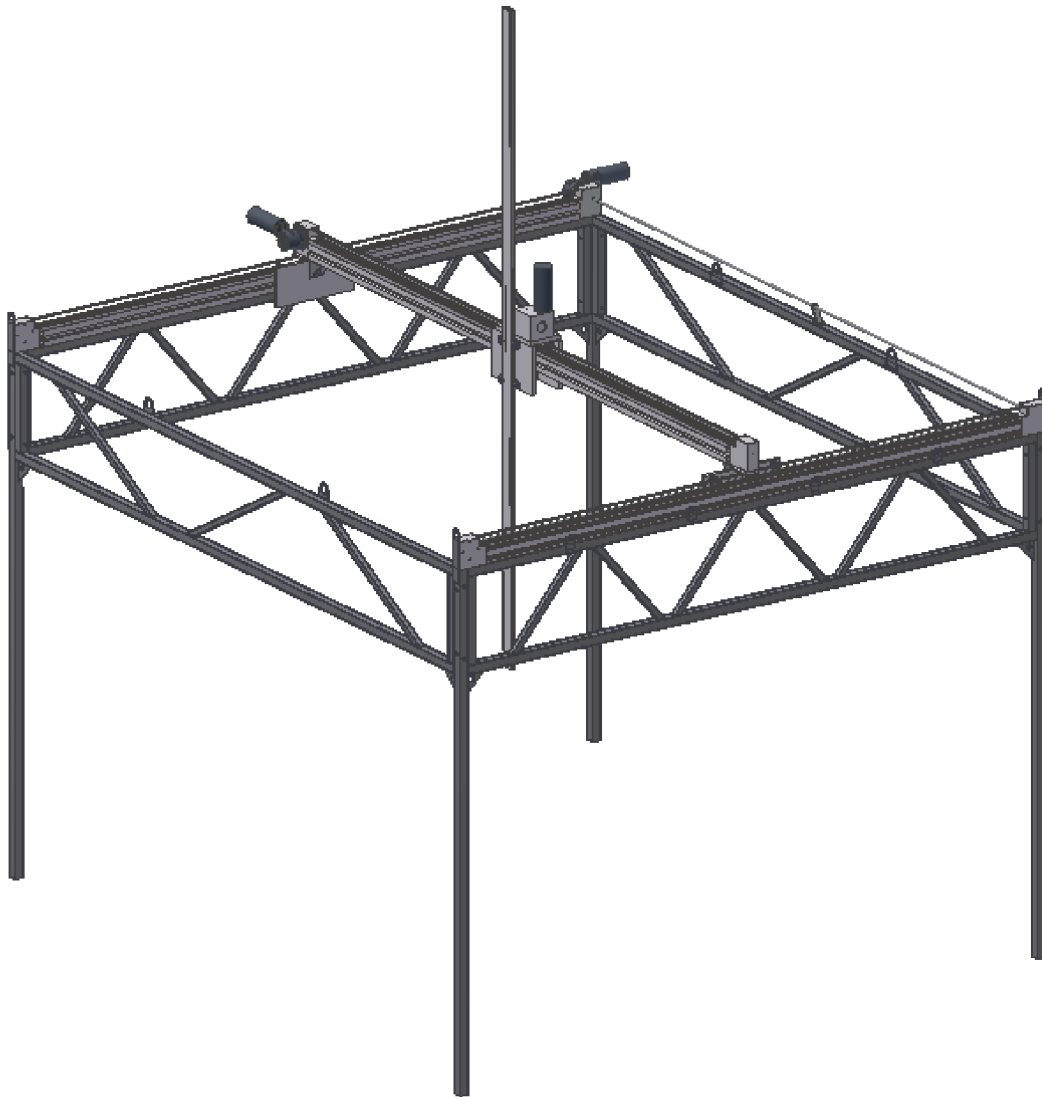
#### **6.2.4 Uchycení robotu TTT ke konstrukci**

Protože robot TTT bude uložen na konstrukci, musíme zajistit dokonalé uchycení mezi robotem a konstrukcí. Jak bylo psáno v 6.2.3. přispívá k přichycení robotu TTT ke konstrukci opěrky, které jsou zobrazeny na obr. 6. 3 položkou 2. Dále je za tímto účelem vyrobeno šroubové spojení znázorněné na následujícím obrázku. Deska spojení je přivařena ke konstrukci, kotva s závitem je uchycena v drážce profilu robotu TTT a pomocí matice je přitahována k desce spojení. Velikost kotvy je závislá na velikosti drážky v profilu, tudíž kotva nemůže mít větší rozměr než 8,3x13,8 mm. Na obou stranách rámu, na které je robot položen, jsou shodně navařeny čtyři speciální spojení. Jejich umístění na konstrukci je ukázaná na obr. 6. 3 položkou 5. Bližší pohled na toto speciální spojení je na obr. 6. 6.



*Obrázek 6.6: Šroubové spojení na konstrukci*

Po vytvoření šroubového ukotvení můžeme posadit robot na nosnou konstrukci. Kompletní model navrhovaného robotu a konstrukce včetně uchycení je zobrazen na obr. 6. 7.



Obrázek 6.7: Kompletní návrh robotu TTT a nosné konstrukce

### 6.3 MKP pevnostní analýza konstrukce

Pevnostní analýza byla provedena v programu Ansys Workbench i13. Vymodelovaný model v programu AutoCad Inventor 2010 byl importován do prostředí Ansys Workbench i13.

Jako zatížení bylo zvoleno hmotnost celého robotu, přičemž k hmotnosti osy Z byla navíc připočtena hmotnost ještě robotu RRR. Hmotnost robotu RRR jsme s rezervou zvolili 4 kg. Jako kritické oblasti zatížení byla zvolena dvě místa:

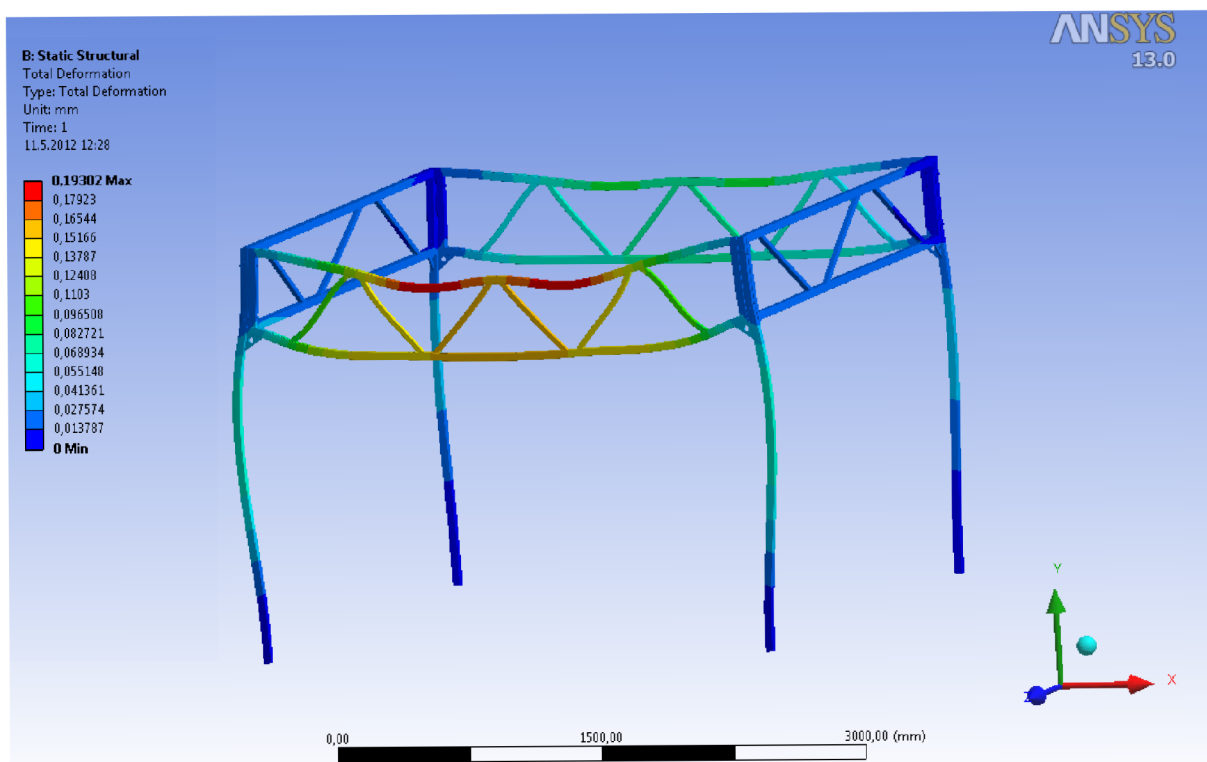
- o uprostřed rámu X, přičemž k jedné ze dvou stran připočteme hmotnost osy Z, což představuje najetí osy Z po vedení Y do krajní polohy uprostřed osy X. Výsledek této simulace je zobrazen na obr. 6. 8.

$$F_1 = \frac{m_x}{2} + \frac{m_y}{2} + m_z = 980N, F_2 = \frac{m_x}{2} + \frac{m_y}{2} = 766N,$$

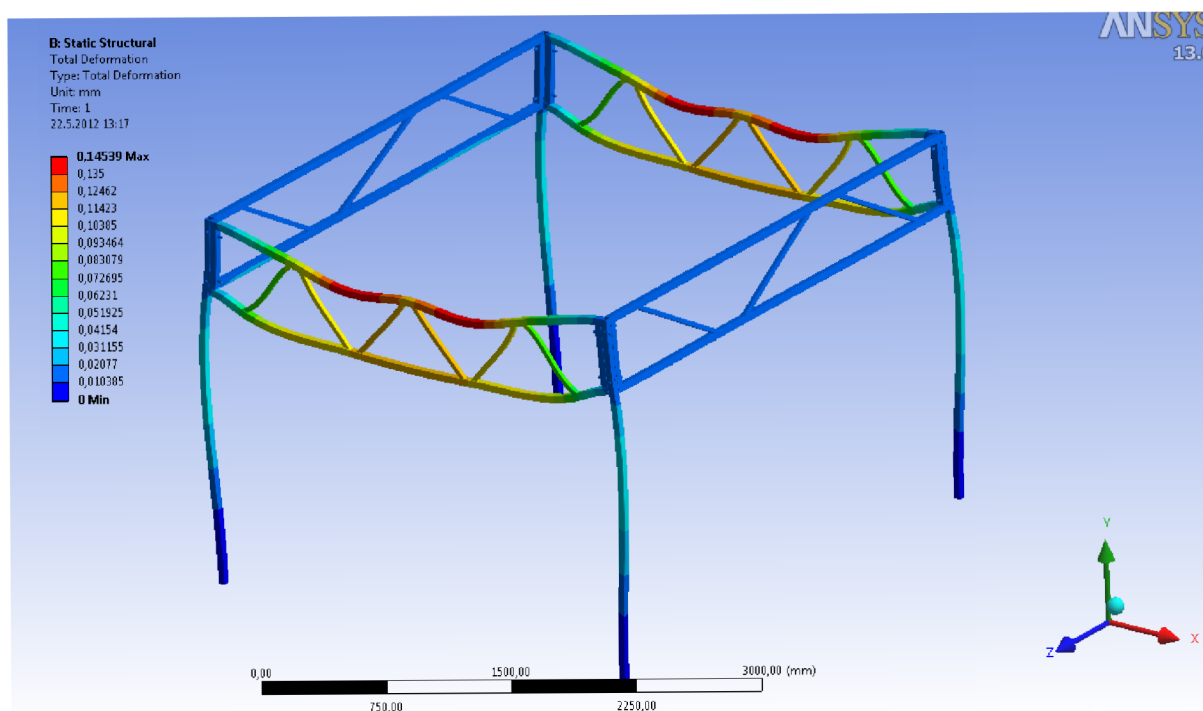
- o manipulátor se nachází symetricky uprostřed osy X a Y.

$$F_1 = F_2 = \frac{m_x + m_y + m_z}{2} = 873N. \text{ Výsledek této simulace je zobrazen na obr. 6. 9.}$$

Hmotnosti jednotlivých os jsou uvedeny v tabulce 5. 2. Všechny části robotu TTT včetně jejich jednotlivých hmotností jsou uvedeny v příloze 2. Všem nohám na spodní ploše byla přidělena vazba fixed support, která odebírá všechny stupně volnosti. Zatížení bylo zvoleno jako síla působící na plochu.



Obrázek 6.8: Statická analýza pro první případ v programu Ansys Workbench i13



Obrázek 6.9: Statická analýza pro druhý případ v programu Ansys Workbench i13



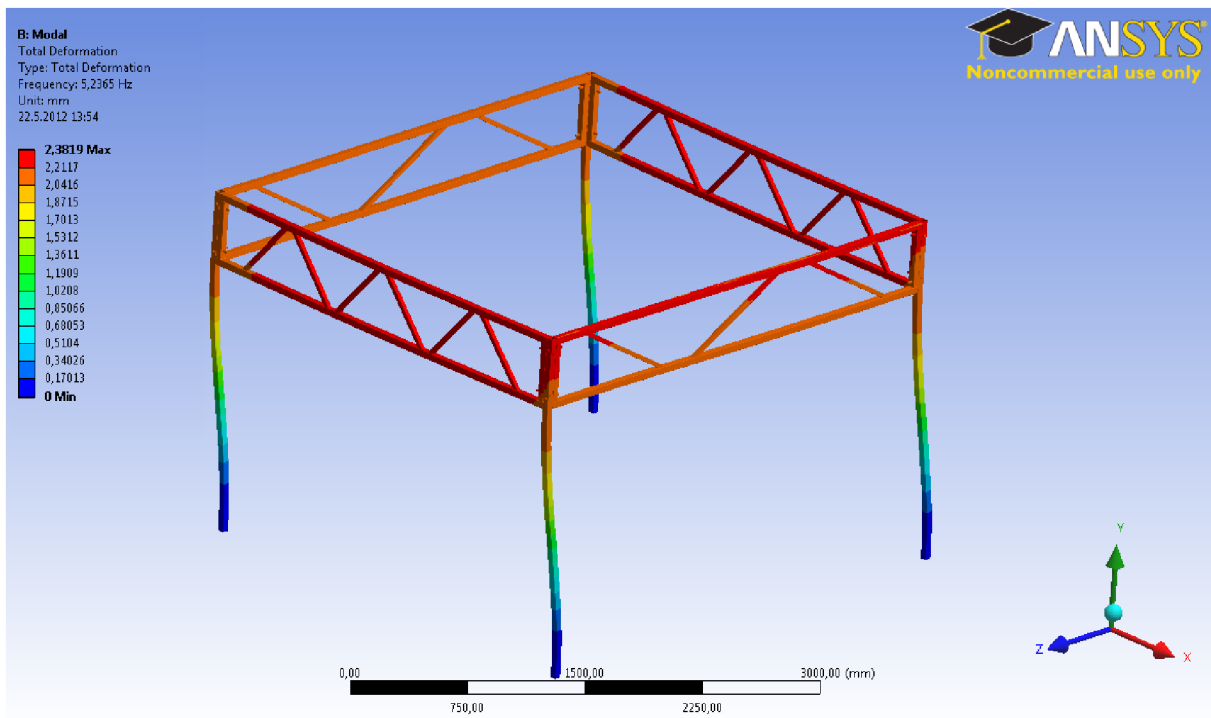
Z výsledků obou simulací můžeme vidět že konstrukce je dostatečně tuhá pro obě kritická místa. Maximální deformace nepřekročí u obou řešení hodnotu 0,2 mm.

## 6.4 Modální analýza

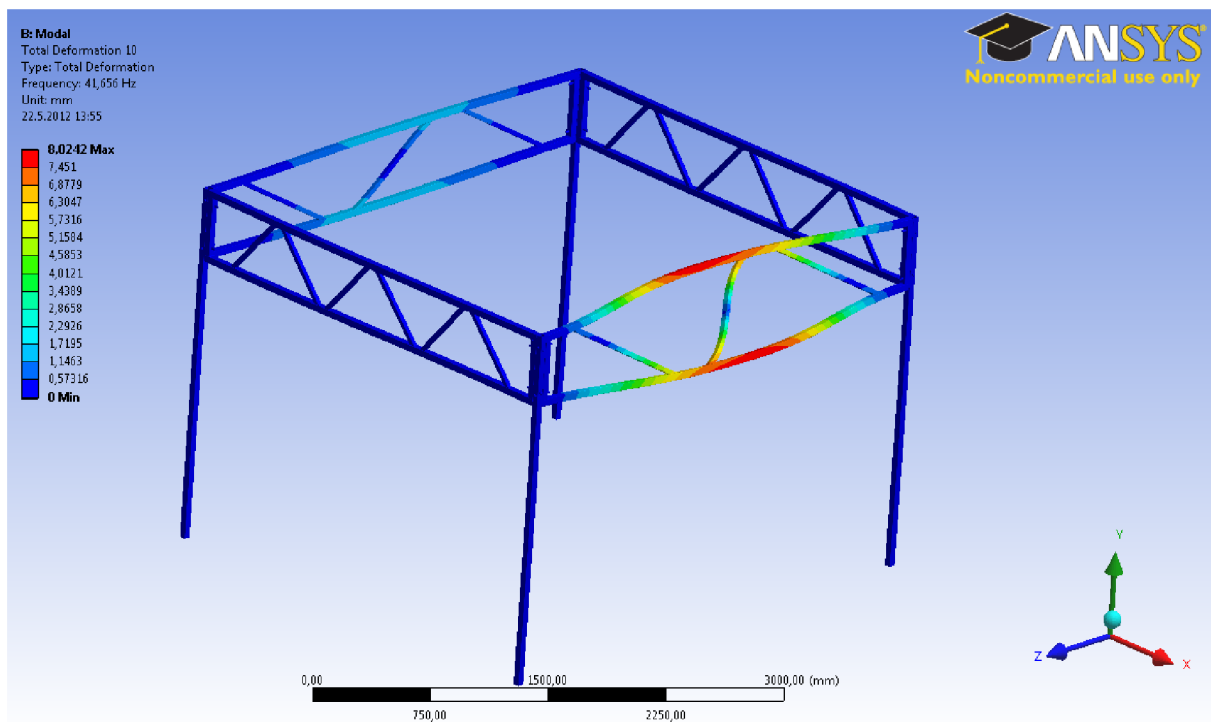
Ke zjištění modální analýzy byl využit program Ansys Workbench 13, ve kterém jsme použili již importovaný model z Inventoru pro statickou analýzu. Modální analýza slouží k zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů. Po zadání počátečních podmínek jsme zadali výpočet prvních 20 vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů. Jejich frekvence a max. deformace jsou uvedeny v tab. 6. 1. Na obrázcích 6. 10 – 6. 12 jsou zobrazeny 3 náhodně zvolené vlastní tvary frekvencí.

Tabulka 6.1: Vlastní frekvence a její deformace

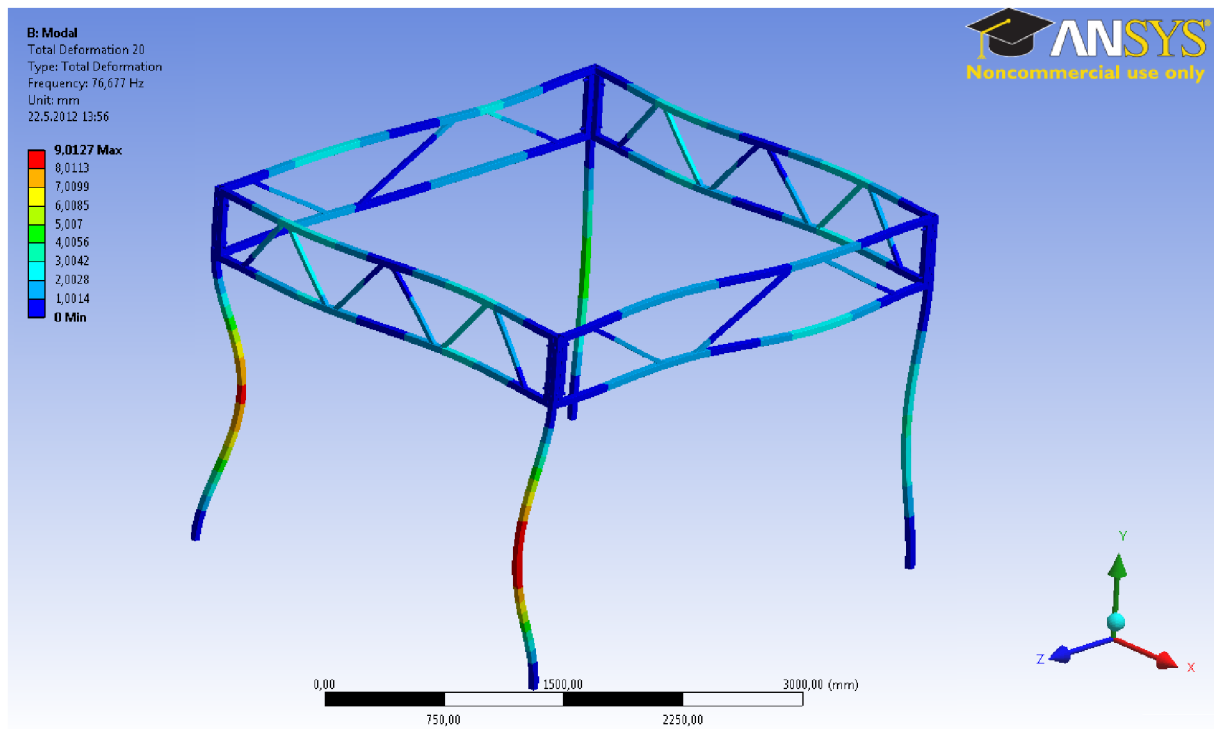
Vlastní tvar kmitů	Frekvence [Hz]	Max. deformace [mm]
1	5,2365	2,3819
2	5,395	2,4383
3	6,7188	2,6888
4	8,5738	2,5254
5	13,929	4,0423
6	22,845	4,7685
7	25,247	4,5835
8	27,321	4,2751
9	41,529	8,0353
10	41,656	8,0242
11	46,885	7,819
12	46,966	7,8314
13	53,29	4,7696
14	56,864	6,7868
15	57,402	6,8927
16	58,834	5,4915
17	65,019	6,363
18	65,171	6,7696
19	65,185	8,4987
20	76,677	9,0127



Obrázek 6.10: První tvar vlastních kmitů



Obrázek 6.11: Desátý tvar vlastních kmitů



Obrázek 6.12: Dvacátý tvar vlastních kmitů

## 7 NÁVRH POHONŮ

Pro určení optimálního typu motoru musíme zjistit velikost momentů pro každou poháněnou lineární osu X,Y,Z. To vypočteme pomocí inverzní úlohy dynamiky v prostřední ADAMS. Známe totiž hmotnosti, rychlost i zrychlení posuvů manipulátoru v translačních vazbách.

### 7.1 Výpočet momentů

Velikosti jednotlivých momentů jsou ovlivňovány těmito faktory:

- hmotnost,
- rychlost,
- zrychlení,
- poloměr řemenice,
- tření.

Třecí síla  $F_t$  je zadána do posuvných vazeb a je složená z:

- dynamického koeficientu tření  $f_d = 0.1$  – součinitel tření v pohybu,
- statického koeficientu tření  $f_s = 0,15$  – pohyb začíná z klidu [13].

Všechny vstupní hodnoty pro výpočet momentů pomocí inverzní úlohy dynamiky jsou uvedeny v následující tabulce (7.1).

Tabulka 7.1: Parametry pro inverzní dynamiku

Motor	Hmotnost [kg]	Poloměr řemenic [mm]	Rychlost [m/s]	Zrychlení [m/s <sup>2</sup> ]
X	118,3	31,9	1	0,5
Y	37,9	31,9		
Z	21,9	20		

Hmotnosti jednotlivých lineárních os, jsou již uvedeny v tab. 5. 2. Poloměr řemenic, pro osy X a Y, je uveden v katalogu firmy T.E.A. Technik. Ten uvádí na jednu otáčku řemenice 200 mm lineárního posuvu. Z rovnice 7. 1 získáme potřebný poloměr řemenice pro inverzní dynamiku:

$$o = 2 * \pi * r \Rightarrow r = \frac{o}{2 * \pi} = \frac{200}{2 * \pi} = 31,9 \text{ mm} \quad (7. 1)$$

Osa Z je hnaná ozubeným hřebenem. Ten je poháněn pastorkem OK 152K, který má katalogový poloměr 20 mm. Rychlost i zrychlení bylo voleno poměrně malé. Jelikož jde o bodové měření, budou se osy posouvat po krátkých úsecích a bylo by tudíž zbytečné tyto motory předimenzovat na větší rychlosti či zrychlení.

Při takto zadaných vstupních hodnotách jsme schopni zjistit jedinou neznámou: jednotlivé momenty. Výsledek simulace je uveden v grafu 7. 1. Můžeme z něho vidět, že na počátku jsou momenty větší. Zejména u osy X je počáteční velikost momentu téměř trojnásobná. Tyto velké počáteční momenty slouží pro překonání třecích sil a uvedení osy do pohybu. Po uvedení jednotlivých os do pohybu a překonání těchto odporů momenty X a Y výrazně

klesnou. Naopak moment na ose Z se mění minimálně. Je to důsledkem toho, že na tento moment neustále působí hmotnost osy Z.

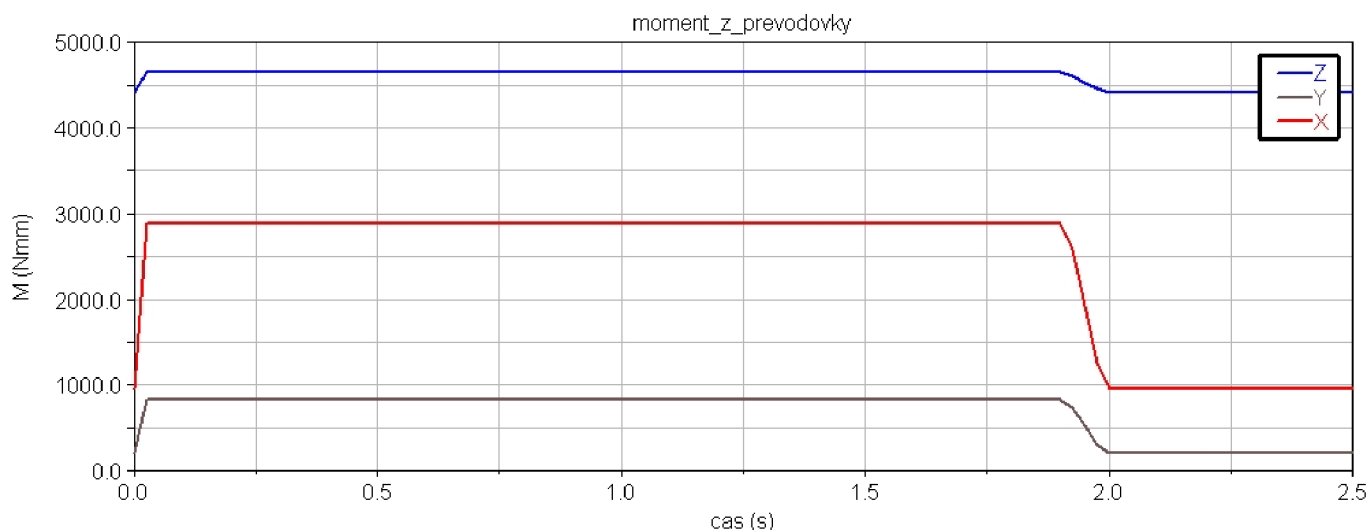
Výsledné momenty ještě musíme navýšit o momentovou rezervu 20 %. Tato rezerva by měla zahrnovat další odporovou sílu, která vzniká utahováním roln a nebylo s ní uvažováno při simulaci.

Při konstrukci lineárních os by měly být rolly dotahovány tak, aby mezi nimi a vedením nebyla vůle, ale zároveň také tak, aby při velkém dotažení nepůsobily rolly příliš velký odpor. Proto by měla 20% momentová rezerva být dostačující. Zjištěné momenty včetně jejich momentové rezervy pro jednotlivé osy jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 7.2: Zjištěné a přepočítané momenty

Motor	Zjištěný [Nm]	S 20% rezervou [Nm]
X	2,9	3,48
Y	0,8	0,96
Z	4,65	5,58

Na základě takto zjištěných momentů pro jednotlivé osy můžeme vybrat pohony pro lineární vedení.



Obrázek 7.1: Výsledek simulace momentů [13]

## 7.2 Návrh krokových motorů

Krokový motor je jedním z typů vícepólového synchronního motoru. Nespornou výhodou těchto motorů je, že ke své činnosti nutně nepotřebují nákladné snímače otáček, nebo polohy. Řízení je proto možné pouze v přímé větvi bez zpětné vazby. Jsou konstrukčně jednoduché a to má za následek jejich spolehlivý provoz i nižší cenu. Jsou bezúdržbové a mají vysokou životnost. Musíme je ovšem správně nadimenzovat pro všechny provozní stavy.

V současné době se dává přednost především 3-fázovým krokovým motorům před svými předchůdci (5-fázovým krokovým motorům a jednodušším 2-fázovým krokovým motorům).

Třífázové krokové motory dosahují vyšší účinnosti, řádově o 30-50 % zejména ve vyšších oblastech otáček, oproti 2-fázovým, či 5-fázovým krokovým motorům. [14]

Třífázové krokové motory používají sinusové komutace proudu. Jejich výkonové jednotky obsahují přesné regulátory proudu každé fáze. Tímto způsobem dosahujeme u těchto motorů rovnoměrného a stabilního provozu v celé oblasti otáček. Pomocí výkonových jednotek můžeme dosáhnout 200 až 10 000 kroků na jednu otáčku. U digitálních výkonových jednotek můžeme dosáhnout až 20 000 kroků na otáčku. [14]

Krokové motory mají ovšem také svá omezení. Například rychlost otáčení motoru má své omezení z hlediska konečné rychlosti přechodových magnetických jevů (podle typu motoru, obvykle několik stovek kroků za sekundu). Pokud požadujeme vyšší rychlost, při které je tato hranice překročena, dochází ke „ztrátě kroku“ a bez zpětné vazby dochází k polohové chybě.

Mezi další nevýhody krokových motorů patří trvalý odběr proudu i přesto, že je motor v klidu, či poměr výkonu motoru k jeho hmotnosti.

Jak již bylo řečeno, krokový motor je synchronní motor (rotor se točí stejnou rychlostí jako točivé magnetické pole statoru). Točivé magnetické pole je tvořeno postupným zapínáním jednotlivých cívek statoru. Stator krokového motoru je tvořen sadou cívek. Na statoru jsou umístěné pólové nástavce, které jsou vroubkovány stejnou roztečí, jako je rozteč magnetů na rotoru. Rotor je tvořen hřídelí, která je usazena v ložiskách a prstencem permanentních magnetů.

Metody řízení krokových motorů:

- unipolární řízení – v každém okamžiku prochází proud právě jednou cívkou. Při tomto řízení má motor nejmenší odběr, ale zároveň také vytváří nejmenší kroutící moment. Výhodou tohoto řízení je jednoduché zapojení elektroniky,
- bipolární řízení – v každém okamžiku prochází proud vždy dvěma protilehlými cívkami. Tyto cívky jsou vůči sobě opačně, vzhledem k orientovanému magnetickému poli. Při tomto řízení má motor větší odběr, přičemž vytváří větší kroutící moment.

### 7.2.1 Nabídka krokových motorů Pan-electronics, s.r.o.

Pro vhodný výběr krokového motoru vycházíme ze znalosti momentů, získaných v kapitole 7. 1 tab., 7. 2. Výběr všech třífázových krokových motorů pro osy X,Y,Z provádíme z katalogu firmy Pan-electronics, s.r.o. [14], který je dodavatelem těchto motorů. V následující tabulce jsou uvedeny parametry třífázových krokových motorů dodávaných firmou Pan-electronics. Typy krokových motorů v závorce označují staré pojmenování těchto motorů.

Tabulka 7.3: Parametry krokových motorů z katalogu [14]

Typ krokového motoru	Kroutící moment [Nm]	Přidržený moment [Nm]	Moment setrvačnosti [kg/cm <sup>2</sup> ]	Hmotnost [kg]	Délka motoru/ Průměr hřídele [mm]
Příruba 57,2 mm					
BRS364 (VRDM 364)	0,45	0,51	0,10	0,45	79 / 6,35
BRS366 (VRDM 366)	0,90	1,02	0,22	0,72	93 / 6,35
BRS368	1,50	1,74	0,38	1,10	116 / 8,0

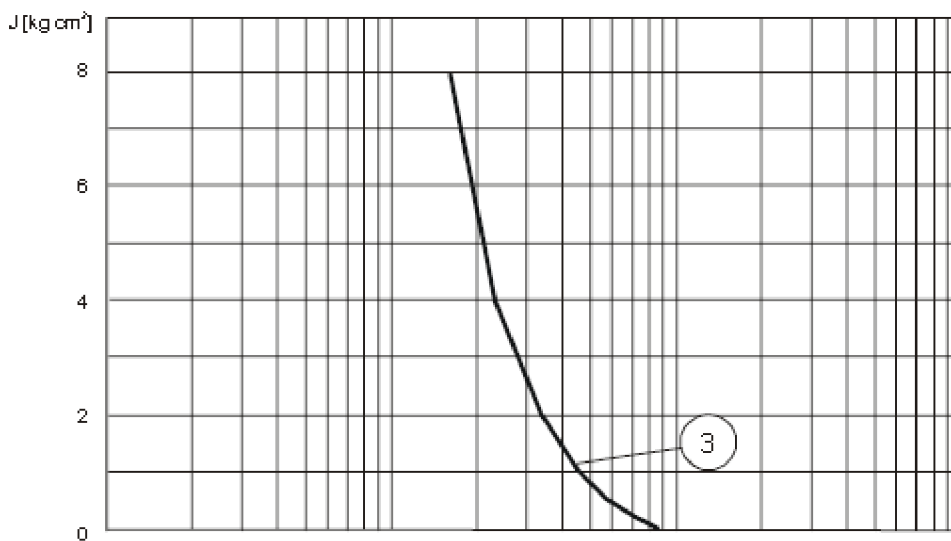
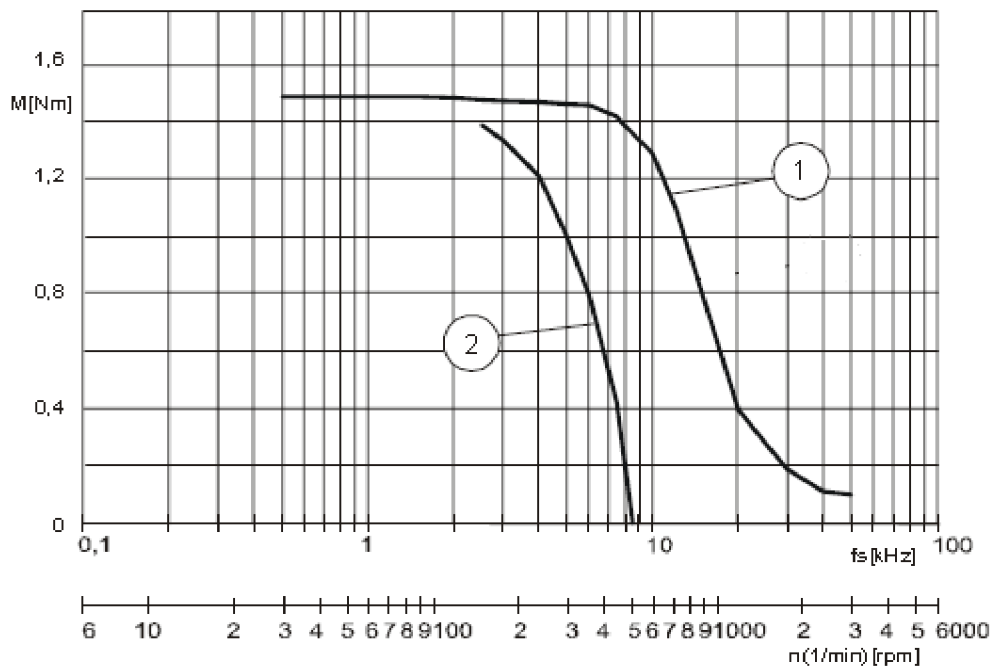
(VRDM 368)					
Příruba 85 mm					
BRS397 (VRDM 397)	2,00	2,26	1,1	2,1	110 / 12
BRS39A (VRDM 3910)	4,00	4,52	2,2	3,1	140 / 12
BRS39B (VRDM 3913)	6,00	6,78	3,3	4,2	170 / 14
Příruba 110 mm					
BRS3AC (VRDM 31117)	12,00	13,92	10,5	8,0	180 / 19
BRS3AD (VRDM 31122)	16,50	19,14	16,0	11,0	228 / 19

### 7.2.2 Návrh pohonu osy Y

Optimálním návrhem by byla možnost výběru stejného motoru pro všechny tři osy. Toho můžeme dosáhnout jen použitím převodových skříní. Při návrhu vycházíme z nejmenšího momentu, který je na ose Y (0,96 Nm). Tomuto momentu je nejbližší katalogový motor VRDM368 s kroutícím momentem 1,5 Nm.

Na obrázku 7. 2 je zobrazena charakteristika tohoto motoru, která je měřená pro 1000 kroků na otáčku a jednotlivé označení křivek vyjadřují:

- 1.- výstupní kroutící moment v závislosti na frekvenci a otáčkách,
- 2.- limitní točivý moment při startu motoru, limitní zatížení při rozběhu motoru,
- 3.- maximální moment setrvačnosti při startu motoru.



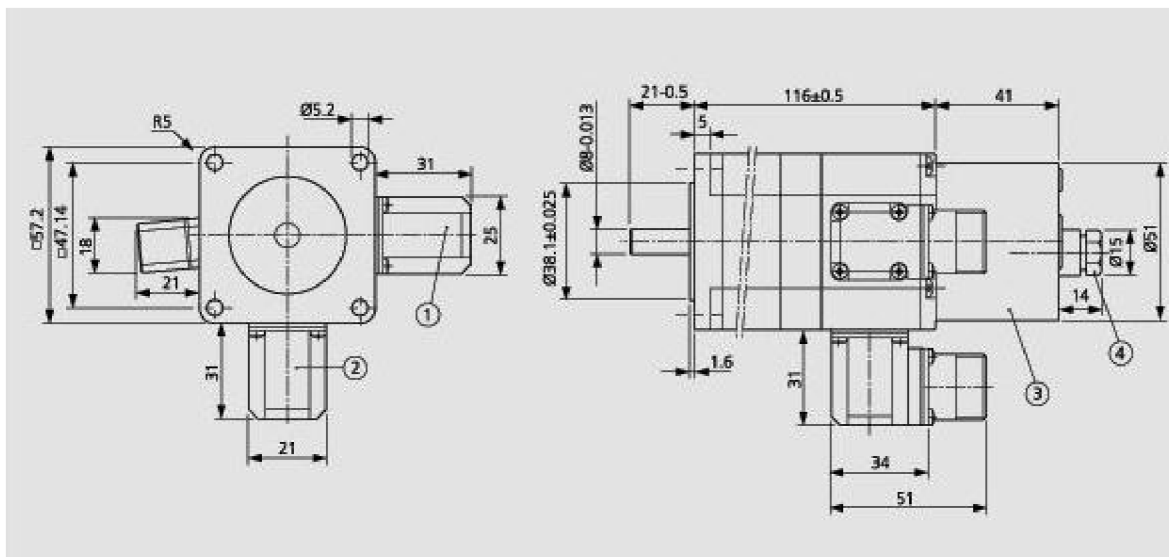
Obrázek 7.2: Charakteristiky motoru VRDM 368 (pro obě charakteristiky platí stejné měřítko i veličina na vodorovné)

Na obrázku 7. 3 je zobrazen výkres vybraného motoru, kde jednotlivé položky představují:

- 1.- konektor enkodéru (volitelné),
- 2.- konektor motoru,
- 3.- brzda,
- 4.- konektor brzdy (volitelné).

V tabulce 7. 4 jsou jeho rozměry pro přehlednost vypsány zvlášť.





Obrázek 7.3: Výkres motoru VRDM 368

Tabulka 7.4: Rozměry motoru VRDM 368

Rozměr příruby [mm]	D = průměr centrování [mm]	L = délka motoru [mm]	d = průměr hřídele [mm]	Provedení hřídele
57,2 x 57,2	38,1	116	8	hladká

### 7.2.3 Návrh pohonu osy X

Nyní vybereme motor pro osu X (3,48 Nm). Vybraný motor na ose Y má moment 1,5 Nm. Abychom mohli tento motor použít, musíme mezi motor a hnací řemenici vložit převodovou skřín. Z katalogu [14] byla vybrána jednostupňová úhlová planetová převodovka WPLE-40 s převodovým poměrem do pomalu s  $i = 3$ . Její parametry jsou v následující tabulce.

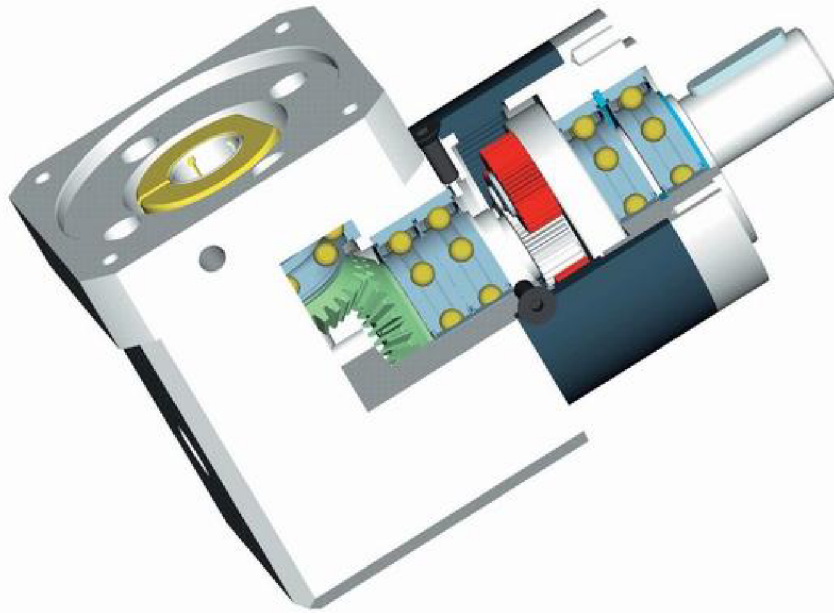
Tabulka 7.5: Parametry planetové převodovky WPLE-40

1-stupňová 94 %		
i	M [Nm]	J [kg/cm <sup>2</sup> ]
3	4,5	0,044
4	6	0,035

Poznámka:

- uvedený jmenovitý výstupní moment může být krátkodobě až 1,6-krát překročen (max. 30.000 otáček), nouzově může být tento moment překročen až 2-krát (max. 1.000 případů) např. nouzové brzdění,
- uvedený moment setrvačnosti je vztažen na hřídel motoru [14].

Na následujícím obrázku 7. 4 je zobrazeno schéma jednostupňové planetové převodovky.



Obrázek 7.4: Schéma jednostupňové planetové převodovky [14]

Zjistíme přepočítaný moment z následující rovnice.

$$M'_x = \frac{M_x}{i * \eta} = \frac{3,48}{3 * 0.94} = 1,23 Nm, \quad (7.1)$$

kde:

- $M_x$  je původní moment (bez využití převodovky),
- $i$  je zvolený převodový poměr,
- $\eta$  je účinnost převodovky.

Pro tento moment již můžeme použít motor VRDM 368 stejně, jako u osy Y.

#### 7.2.4 Návrh pohonu osy Z

Pro tuto osu byl vypočten největší moment 5,58 Nm. Abychom mohli použít stejného motoru jako u osy Y, musíme, stejně jak je tomu u osy X, vložit převodovku mezi motor a hnací přírubu.

Stejně jako u osy X je volena jednostupňová úhlová převodovka z řady WPLE 40 s převodovým poměrem dopomala s  $i = 4$ . Parametry převodovky jsou uvedeny v tabulce 7. 5. U této osy, jako u jediné, budou využity všechny položky (konektor brzdy, enkodéru motoru a brzda) na obr 7. 3 – výkres motoru VRDM 368. Brzda slouží k zabránění samovolného pohybu osy Z směrem dolů, pokud je motor vypnut. Enkodér je použit za účelem zabránění kolize při najetí osy do krajní polohy, protože nám ve zpětné smyčce udává její polohu a zároveň kontroluje, jestli při řízení nedošlo ke „ztrátě kroku“. Nově přepočítaný moment je v následující rovnici.

$$M'_z = \frac{M_z}{i * \eta} = \frac{5,58}{4 * 0.94} = 1,48 Nm. \quad (7.2)$$

Nově zjištěný moment se nachází téměř na hraně kroutícího momentu motoru VRDM 368. S využitím převodových skříní můžeme pro všechny 3 osy využít stejného motoru, jehož provozní charakteristika je uvedena na obr. 7. 2.

### 7.2.5 Řídicí jednotka

Stejně jako třífázové krokové motory, tak i řídicí jednotky budou vybírány od stejného dodavatele, Pan-electronic, s.r.o. [14] Každý krokový motor bude řízen samostatnou řídicí jednotkou (řídicí jednotka dokáže řídit pouze jeden krokový motor).

Jako řídicí jednotky pro krokové motory je vybrána nová řada digitálních řídicích jednotek SD3. Vyznačují se malým kompaktním provedením a spolu s vhodným krokovým motorem představují výkonný a účinný pohonný systém. Řídicí jednotka SD3 je dvojího provedení:

- SD3-26 je jednotka používaná pro pulzní řídicí signály do max. frekvence 200 kHz. Můžeme nastavit rozlišení kroků v rozmezí 200 až 10.000 kroků na jednu otáčku a galvanicky oddělené vstupy pro řídicí signály v úrovni 5V i 24V.
  - SD3-26D základní provedení této jednotky, které nevyžaduje žádné další napájecí napětí,
  - SD3-26R pro krokové motory s enkodérem nebo brzdou. Potřebují ke své funkci ještě napájecí napětí 24 Vdc.
- SD3-28 je jednotka, která umožňuje polohování z bodu do bodu, rychlostní režim, oscilátorový režim, referenční pojezdy a ruční pojezdy. Běžně se používají s krokovými motory včetně enkodéru nebo brzdy. Potřebují ke své funkci ještě napájecí napětí 24 Vdc. Řízení (komunikace) probíhá přes obvyklá rozhraní:
  - SD3-28A má dvě rozhraní CAN-bus (CAN-open) a RS-485 (Modus RTU),
  - SD3-28B řízení (komunikace) probíhá pouze přes Profibus-DP-V0. [14].

Řídicí jednotky řady SD3 obsahují síťový filtr, mají přepínatelné napájecí napětí 230Vac / 115Vac, disponují různými kontrolními a monitorovacími funkcemi pro bezpečný stop kategorie 0 a 1 podle EN-60204-1. Jsou vyráběny ve dvou výkonových variantách 350W a 750W. Na následujícím obrázku je zobrazena řídicí jednotka SD3.

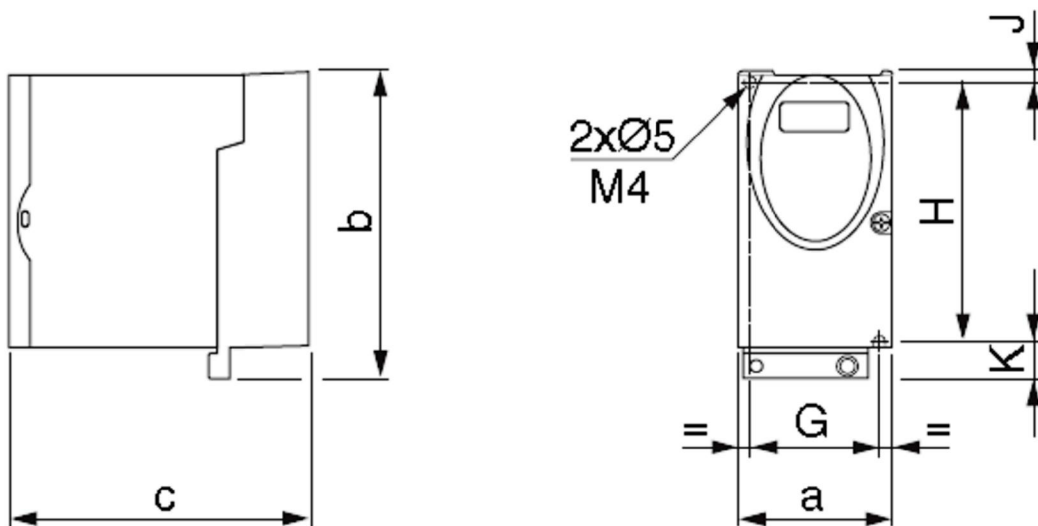


Obrázek 7.5: Řídící jednotka SD3

Podle tabulky 7. 6 z katalogu [14] můžeme vybrat řídicí jednotky pro třífázové krokové motory. Protože je na všech osách použito stejných motorů VRDM 368, vybereme z tabulky řídicí jednotku typu SD3-28A-U25. Vlastnosti této řídicí jednotky byly popsány v předchozím odstavci.

Tabulka 7.6: Tabulka z katalogu [14] pro výběr řídicí jednotky

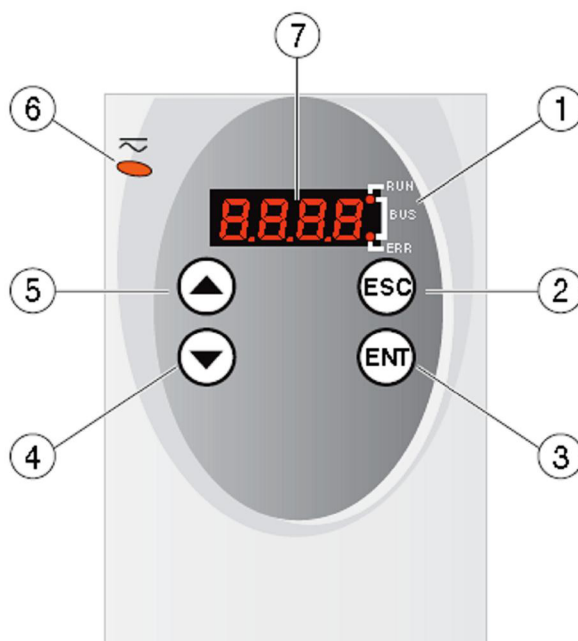
Typ přístroje	Výkon [W]	Proud motoru max. [A]	Typ motoru	Krouticí / přídržný moment [Nm]
SD3-2xy-U25	350	2,5	VRDM 368 LWx VRDM 397 LWx VRDM 3910 LWx VRDM 3913 LWx	1,5 / 1,7 2,0 / 2,3 4,0 / 4,5 6,0 / 6,8
SD3-2xy-U68	750	6,8	VRDM 31117 LWx VRDM 31122 LWx	12,0 / 13,5 16,5 / 19,7



Obrázek 7.6: Označení parametrů řídicí jednotky

Tabulka 7.7: Přiřazení parametrů k obrázku 7.7

Parametr	a [mm]	b [mm]	c [mm]	G [mm]	H [mm]	J [mm]	K [mm]	Hmotnost [kg]
Hodnota	72	145	140	60	121,5	5	18,5	1,1



Obrázek 7.7: Popis jednotlivých funkcí řídicí jednotky

- 1.- led indikátory,
- 2.- Esc: zavřít menu nebo parametry; návrat ze zobrazené poslední uložené hodnoty,
- 3.- Ent: volání menu nebo parametru; uložení zobrazené hodnoty do EEPROM,

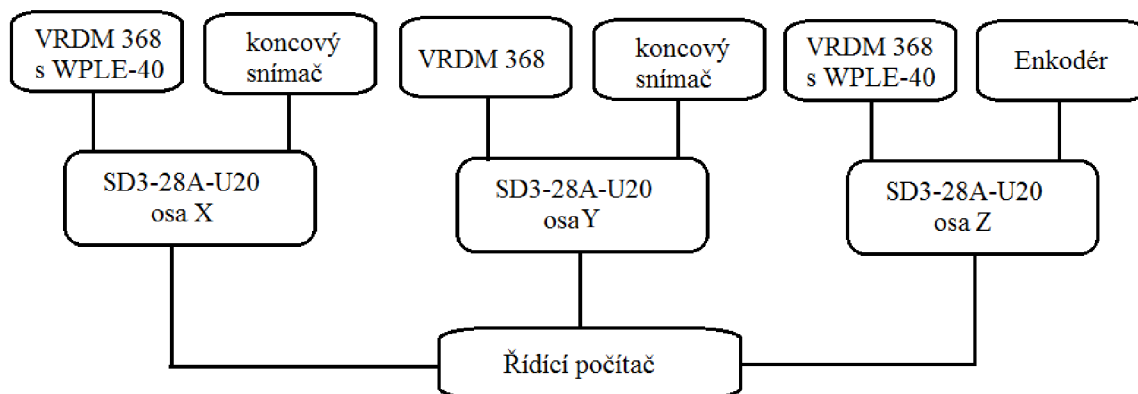
- 4.- šipka dolů: pohyb v menu nebo změna parametru; snížení hodnoty,
- 5.- šipka nahoru: pohyb v menu nebo změna parametru; zvýšení hodnoty,
- 6.-indikátor provozu,
- 7.- displej pro zobrazení hodnot.

Parametry řídicí jednotky SD3-28A-U25:

- napájecí napětí 230 Vac a 24 Vdc,
- obsahuje síťový filtr a ovladač brzdy motoru,
- možnost ručního polohování (JOG),
- jmenovitý výkon 350 W pro krokové motory do 6 Nm,
- komunikační rozhraní RS-485 (Modbus), CANopen,
- vstupy pro bezpečný STOP a pro HALT.

### 7.3 Návrh uživatelského rozhraní

Ovládání jednotlivých os zadáváním příkazů na řídicí jednotky je příliš zdlouhavé a neefektivní. Proto je vhodné pro pohodlí operátora zjednodušení a zefektivnění jeho práce navrhnout uživatelské rozhraní, které by tyto výhody zahrnovalo. Schématické zapojení rozhraní (motorů, snímačů a řídicích jednotek) je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obrázek 7.8: Schématické zapojení pohonné soustavy

Jak již bylo řečeno výše, každá osa obsahuje svoji řídicí jednotku, třífázový krokový motor a konečný snímač (enkodér). Krokové motory a snímače jsou připojeny na svoji řídicí jednotku. Řídicí jednotky jsou sběrnici RS-485 připojeny k řídicímu počítači, který ovládá jednotlivé osy.

Nejprve je nutné zadat do algoritmu maximální rozměry převodovky. Následně algoritmus vypočte rozměry měřicího boxu a vytvoří bodovou síť. Robot TTT se bude po vytvořené bodové síti pohybovat.

Data prochází z PC přes sběrnici RS-485 do řídicí jednotky, která udává třífázovému krokovému motoru takové impulzy, aby se osa motoru dostala do požadovaného bodu.

K zabránění kolize jsou osy X a Y doplněny koncovými indukčními snímači. Na ose Z je použito odměřování polohy pomocí zabudovaného enkodéru, který se nachází ve společném krytu s motorem. Nyní pokud by osa najela do koncové polohy, konečný snímač se sepne, dá signál řídicí jednotce a ta vypne krokový motor na příslušné ose.

## 8 ZÁVĚR

Zadání, od firmy IG Watteeuw, spočívalo ve vytvoření manipulátoru pro měření intenzity hluku bez přítomnosti lidského faktoru při procesu nastavování polohy mikrofону během testování převodovky. Algoritmus pro vytvoření měřících bodů vychází ze znalosti maximálních rozměrů převodovky, ze kterých je vygenerován MAXBox. Tento algoritmus byl převzat z navazující diplomové práce Ing. Pulce.

Na začátku práce je popsáno zadání diplomové práce, seznámení s fyzikální veličinou zvuk, pracovním prostředím, ve kterém probíhá testování převodových skříní a jsou zde také uvedeny normy, za kterých měření probíhá.

V další kapitole je vytvořen kinematický model. Pro jednodušší návrh je tento model rozdělen na dvě části a to na část TTT (translační-translační-translační) a RRR (rotační-rotační-rotační). Po vypočtení potřebných rozměrů vycházejících z maximálních rozměrů převodovky je proveden návrh robotu. Robot TTT je navržen jako tři samostatné osy, které se po sobě pohybují. Cílem navržení osy Z bylo dosáhnout její nejnižší hmotnosti. K tomuto návrhu je poskytnuta podpora od firmy T.E.A Technik, který je dodavatelem širokého sortimentu lineárních vedení. Pro naše účely bylo vybráno lineární vedení Alurol.

V následující kapitole je popsán postup vytvoření nosné konstrukce, na které je robot uložen. Rozměry nosné konstrukce vycházejí z rozměrů robotu TTT. Tato nosná konstrukce je svařována z ocelových profilů. Prošla řadou modifikací z nároků na její: montáž, tuhost, manipulovatelnost a schopnost upevnění robotu TTT. Na konci této kapitoly jsou provedeny pevnostní výpočty.

Poslední kapitola je věnována volbě pohonů. Motory byly vybírány podle velikosti vypočtených momentů. Tyto momenty jsme získali provedením inverzní úlohy dynamiky v prostředí ADAMS. Při výběru byla snaha vybrat stejných třífázových krokových motorů. Ke splnění této podmínky jsme museli použít převodovky. Na konci této kapitoly je uveden počáteční návrh uživatelského rozhraní.

Jako pokračování doporučuji provést vytvoření uživatelského rozhraní v prostředí Windows. Dále by bylo vhodné navrhnout rozvaděč a rozvod kabeláže, které vyžadují hlubší znalosti problému. Jako hlavici (robot RRR) by bylo vhodné použít již navrhnoutou hlavici, která je uvedena v diplomové práci Ing. Pulce.

## 9 POUŽITÁ LITERATURA:

- [1] [online] 2012 [cit. 1-3-2012]. Dostupné z WWW: <<http://elektronicka-hudba.telotone.cz/clanky/o-zvuku>>.
- [2] [online] 2012 [cit. 1-3-2012]. Dostupné z WWW: < [http://bozpinfo.cz/knihovna-bozp/citarna/clanky/clanky\\_skolstvi/akustika\\_skoly.html](http://bozpinfo.cz/knihovna-bozp/citarna/clanky/clanky_skolstvi/akustika_skoly.html)>.
- [3] ŠPONAR, Pavel. Návrh laboratorního modelu mostového jeřábu [online]. Brno, 2011 [cit. 2012-04-19]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=40870](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=40870). Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Martin Kubín.
- [4] SMETANA, Ctirad, a kol.. *Hluk a vibrace. Měření a hodnocení..* Praha: Sdělovací technika 5. 3. 2012
- [5] [online] 2012 [cit. 8-3-2012]. Dostupné z WWW: <[http://dspace.upce.cz/bitstream/10195/34181/1/Vesel%C3%BDO Metodika%20m%C4%9B%C5%99en%C3%AD JS 2009.pdf](http://dspace.upce.cz/bitstream/10195/34181/1/Vesel%C3%BDO%20Metodika%20m%C4%9B%C5%99en%C3%AD%20JS%202009.pdf)>.
- [6] PULEC, Václav. Polohovací systém pro měřící hlukové mikrofony [online]. Brno, 2011 [cit. 2012-02-04]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=41950](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=41950). Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce doc. Ing. Vladislav Singule , Csc.
- [7] [online] 2012 [cit. 2-4-2012]. Dostupné z WWW: <[http://www.337.vsb.cz/materialy/experimentalni\\_mechanika/MERENI\\_HLUKU.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/experimentalni_mechanika/MERENI_HLUKU.pdf)>.
- [8] GAJDOŠ, Daniel. Polohovací zařízení pro měření intenzity hluku [online]. Ostrava, 2010 [cit. 2012-03-20]. Diplomová práce. VŠB Ostrava.
- [9] Brüel & Kjaer. *Brüel & Kjaer* [online] 2012 [cit. 10-4-2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.bksv.com>>.
- [10] ČSN ISO 9614-1: 1995. Akustika. Určení hladin akustického výkonu zdrojů hluku pomocí akustické intenzity. Praha: Český normalizační institut, 1995. 23 s.
- [11] T.E.A. Technik [online] 2012 [cit. 20-3-2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.teatechnik.cz/spolecnosti/>>.
- [12] Feron [online] 2012 [cit. 8-4-2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.ferona.cz/cze/index.php#>>.
- [13] FORIŠKA, Aleš. Simulační modelování mechatronické soustavy manipulátoru v ADAMS [online]. Brno, 2012 [cit. 2012-03-20]. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.
- [14] Pan-electronics [online] 2012 [cit. 22-5-2012]. Dostupné z WWW: <[http://www.regulacni-pohony.cz/frm\\_krok.html](http://www.regulacni-pohony.cz/frm_krok.html)>.



## **10 SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obrázek 2.1: Stupnice intenzity zvuku .....	12
Obrázek 2.2: Struktura p-p sondy.....	14
Obrázek 2.3: Funkční kótování čelní převodové skříně.....	14
Obrázek 3.1: Testovaná převodovka [6].....	16
Obrázek 4.1: Polohovací zařízení pro měření intenzity zvuku od firmy Brüel & Kjaer [9] 17	
Obrázek 4.2: Měřicí sonda firmy Brüel & Kjaer [9].....	18
Obrázek 4.3: Návrh polohovacího zařízení v diplomové práci, zpracované na VŠB-TU v Ostravě [8].....	18
Obrázek 4.4: Vytvořená plocha s definovanými body kolem zdroje hluku .....	20
Obrázek 5.1: Kinematický model robotu .....	21
Obrázek 5.2: Osa AD416M LAT .....	22
Obrázek 5.3: Profil 45x95 mm pro osy X, Y.....	23
Obrázek 5.4: Model pojezdu TTT v Autodesk Inventor 2010.....	24
Obrázek 6.1: Rozměry ocelových profilů a)pro vnější konstrukci b)pro vnitřní žebrování.26	
Obrázek 6.2: Návrh šroubového spojení v programu AutoCad Inventor 2010 .....	27
Obrázek 6.3: Jednotlivé součásti nosné konstrukce .....	28
Obrázek 6.4: Umístění podpěrného ložiska .....	28
Obrázek 6.5: Kompletní návrh nosné konstrukce .....	29
Obrázek 6.6: Šroubové spojení na konstrukci .....	30
Obrázek 6.7: Kompletní návrh robotu TTT a nosné konstrukce .....	31
Obrázek 6.8: Statická analýza pro první případ v programu Ansys Workbench i13 .....	32
Obrázek 6.9: Statická analýza pro druhý případ v programu Ansys Workbench i13 .....	32
Obrázek 6.10: První tvar vlastních kmitů .....	34
Obrázek 6.11: Desátý tvar vlastních kmitů .....	34
Obrázek 6.12: Dvacátý tvar vlastních kmitů.....	35
Obrázek 7.1: Výsledek simulace momentů [13] .....	37
Obrázek 7.2: Charakteristiky motoru VRDM 368 .....	40
Obrázek 7.3: Výkres motoru VRDM 368 .....	41
Obrázek 7.4: Schéma jednostupňové planetové převodovky [14].....	42
Obrázek 7.5: Řídící jednotka SD3 .....	44
Obrázek 7.6: Označení parametrů řídicí jednotky .....	45
Obrázek 7.7: Popis jednotlivých funkcí řídicí jednotky .....	45
Obrázek 7.8: Schématické zapojení pohonné soustavy.....	46

## **11 SEZNAM TABULEK**

<i>Tabulka 4.1: Velikost hodnoty C .....</i>	<i>19</i>
<i>Tabulka 4.2: Zadané minimální a maximální rozměry měřícího boxu .....</i>	<i>20</i>
<i>Tabulka 5.1: Celkové rozměry robota TTT .....</i>	<i>24</i>
<i>Tabulka 5.2: Celková hmotnost robota .....</i>	<i>25</i>
<i>Tabulka 6.1: Vlastní frekvence a její deformace .....</i>	<i>33</i>
<i>Tabulka 7.1: Parametry pro inverzní dynamiku .....</i>	<i>36</i>
<i>Tabulka 7.2: Zjištěné a přepočítané momenty .....</i>	<i>37</i>
<i>Tabulka 7.3: Parametry krokových motorů z katalogu [14] .....</i>	<i>38</i>
<i>Tabulka 7.4: Rozměry motoru VRDM 368 .....</i>	<i>41</i>
<i>Tabulka 7.5: Parametry planetové převodovky WPLE-40 .....</i>	<i>41</i>
<i>Tabulka 7.6: Tabulka z katalogu [14] pro výběr řídicí jednotky .....</i>	<i>44</i>
<i>Tabulka 7.7: Přiřazení parametrů k obrázku 7.7 .....</i>	<i>45</i>

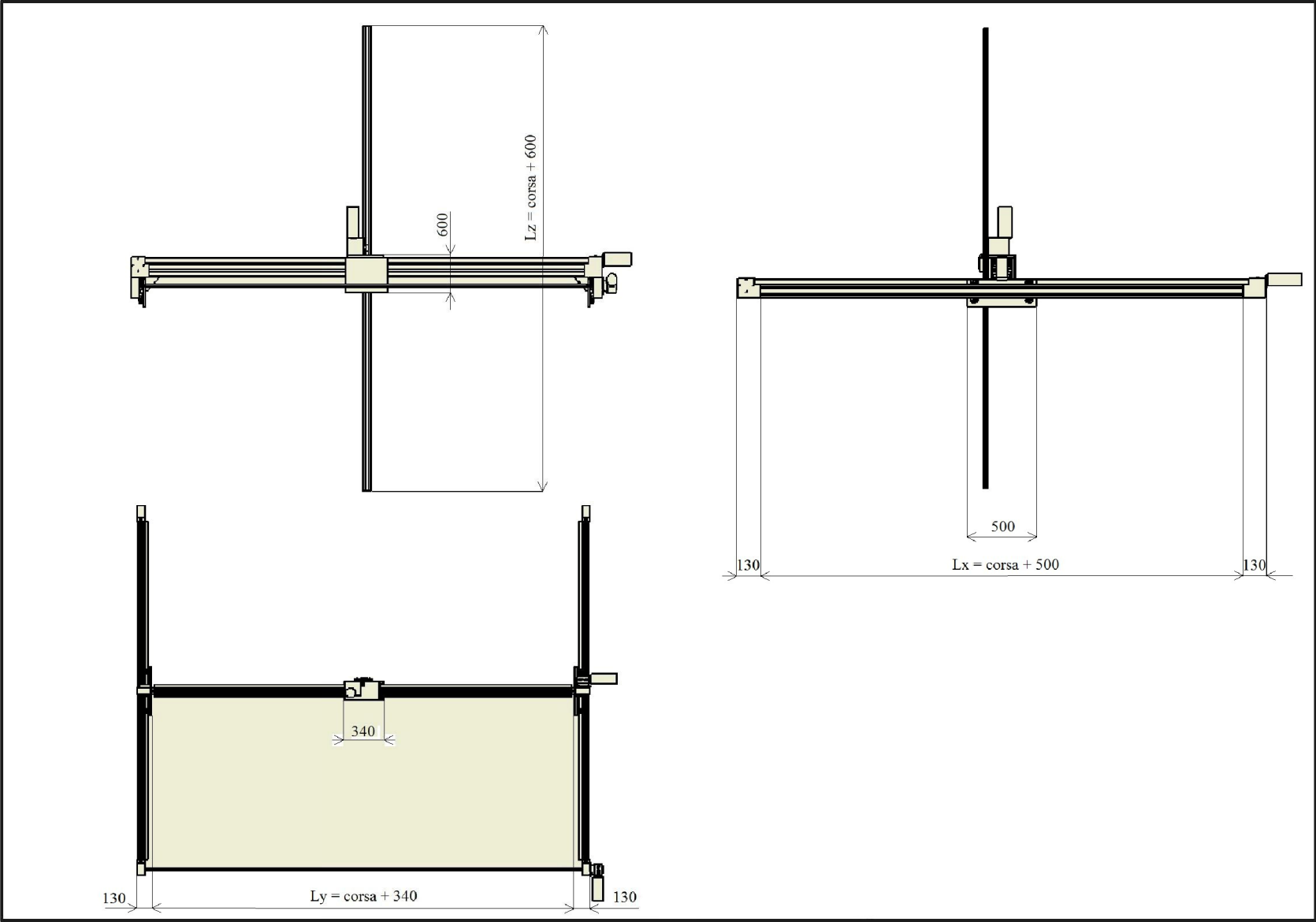
## **12 SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1: Návrh robotu TTT

Příloha 2: Komponenty robotu TTT

Příloha 3: Komponenty nosné konstrukce

Příloha 1: Návrh robotu TTT



## Příloha 2: Komponenty robotu TTT

Název	Kg/m	Počet [ks]	Délka [m]	Hmotnost [Kg]
<b>Osa X</b>				
Profil 45x90	3,31	2	2,8	18
Vedení D20	8,3	2	2,8	52
Vozík	---	2	---	9,4
Propojovací hřídel	---	1	---	3
Řemen	---	2	---	1
Konec vedení	---	4	---	10
Motor	---	1	---	4
Podpěry vozíku	---	4	---	1
<b>Celkem osa X</b>				<b>98,4</b>
<b>Osa Y</b>				
Profil 45x90	3,31	1	3,14	10,39
Vedení D20	8,3	2	3,14	52,124
Vozík	---	1	---	12
Řemen	---	1	---	0,5
Konce vedení	---	2	---	5
Motor	---	1	---	4
<b>Celkem osa Y</b>				<b>84,014</b>
<b>Osa Z</b>				
Vedení D10	3	1	3	9,9
Motor	---	1	---	3
Ozubený hřeben	---	2	---	7
Robot RRR	---	---	---	5
<b>Celkem osa Z</b>				<b>24,9</b>
<b>Celkem hmotnost robotu TTT</b>				<b>207,314</b>
<b>Cena</b>				<b>138, 135 Kč</b>

### Příloha 3: Komponenty nosné konstrukce

Profil 45x45x4 mm					
Název		Kg/m	Počet [ks]	Délka [mm]	Hmotnost [Kg]
Stojka		4,618	4	2,4	44,94
Rám X dlouhá tyč			4	2,97	54,86
Rám Y dlouhá tyč			4	3,295	60,86
<b>Celkem</b>					<b>160,6</b>
Profil 30x30x3 mm					
Žebrování	Rám X	2,291	12	0,5223	14,36
	Rám Y		6	0,8	10,99
<b>Celkem</b>					<b>25,35</b>
Ucho, opěrka, zavětrování, spojovací materiál, ložisko		---	57	---	10,56
<b>Celková hmotnost konstrukce</b>					<b>196,52</b>