



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 části 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

Pod kování

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

Prohlá-ení

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 optickým měřičem	13
2.4	Zdroj hluku	14
2.5	SN 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 pohonu	36
7.1	Výpočet momentu	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	řídící jednotka	43
7.3	Návrh uřivatelského rozhraní	46
8	Záv r	47
9	Použitá literatura:	48
10	Seznam obrázk	49
11	Seznam tabulek	50
12	Seznam p íloh	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 SN ISO 9614-1, 2. Naměřené hodnoty získáváme z hlukových mikrofonů.

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 závěru provedl návrh snímáče a pohonu.

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

Následuje návrh kinematického modelu, který se musí dostat do každého vyšetřovaného 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 odměňování polohy. V posledním kroku byly k motorům vybrány řídící jednotky.

2 ZVUK

2.1 Co to je zvuk

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

Lidské ucho 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. Přibližně horní hranice 20 kHz se ve stáří značně snižuje. Nejcitlivější lidský sluch je v rozsahu 2 kHz až 4 kHz, což je frekvence vlnění podobné 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 (například 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. Například 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.

$$I = 10 \cdot \log \frac{P}{S} \quad [\text{Wm}^{-2}] \quad (2.1)$$

Lidské ucho 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 proražení bubínku. Všechny tyto hodnoty vystihuje obr. 2.1 [5].

P (in μPa)	dB	Subjektivní vnímání	Druh hluku
200.000.000	140		start letadla ve vzdálenosti 50 m 
	130	práh bolesti	
20.000.000	120	krátce snesitelný	start letadla ve vzdálenosti 300 m 
	110		
2.000.000	100	velmi nepříjemný	sbíječka 
	90		živá dopravní tepna 
200.000	80		
	70	nepříjemný	hlučná ulice 
20.000	60		běžná konverzace 
	50	běžný hluk	
2.000	40	ticho	knihovna 
	30		v lese 
200	20	hluboké ticho	
	10		akustická laboratoř 
20	0	práh slyšitelnosti	

Obrázek 2.1: Stupnice intenzity zvuku

Pro získání dalších velí in je vhodné zavést dv úrovn intenzity zvuku:

- o práh sly-ení ó nejmen-í intenzita, od které zvuk vnímáme, tedy

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

- o práh bolesti, tj.

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

2.2.2 Hladina akustické intenzity

Rozdíl mezi prahem sly-ení a prahem citlivosti je 10^{12} . Protože je tento rozsah příliš veliký, vyjaduje 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 sly-ení.

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

2.2.3 Akustický tlak

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

2.2.4 Hladina akustického tlaku

Je dána vztahem (2. 3), kde:

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

Potom

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

2.2.5 Akustický výkon

Pomocí této veli iny m fleme 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 referen ní hodnotou.

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

2.2.6 Hladina hlasitosti

Jednotkou hladiny hlasitosti je fon $[Ph]$. Hladinu hlasitosti pro zkoumaný zvuk získáme neustálou zm nou intenzity referen ního tónu s frekvencí 1000 Hz, dokud nemá stejnou hlasitost jako zkoumaný zvuk. Hladina hlasitosti $[Ph]$ je poté íseln stejn velká jako hladina intenzity zvuku $v[\text{dB}]$.

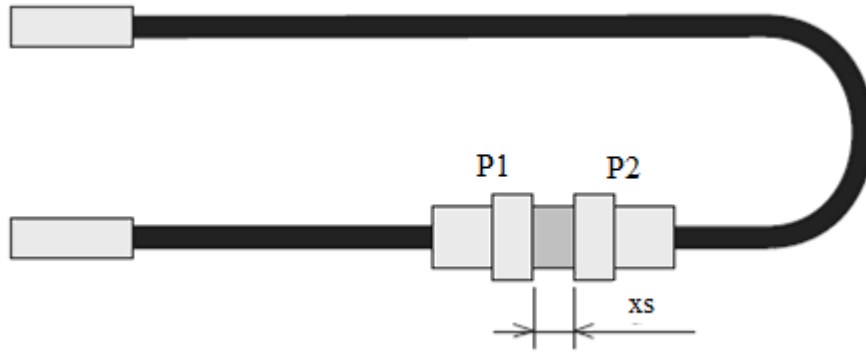
2.2.7 Hlasitost

Jednotkou hlasitosti je *son* a pro srovnání s hladinou hlasitostí platí: $1 \text{ son} = 40 \text{ Ph}$. Výhodou hlasitosti oproti hladin ě hlasitosti je lep ěí subjektivní porovnání více zvuk ě.

2.3 M ění intenzity zvuku ó p ístroje

V sou asné dob ě jsou pro m ění intenzity zvuku nejroz ěí en ěí intenzitní sondy. Princip t chto sond je založen na m ění akustického tlaku ve dvou blízkých bodech. Tyto sondy se nazývají p-p sondy. Základní ěásti jsou dva velmi kvalitní kondenzátorové mikrofony, mezi kterými je vložena distan ní vložka (spacer), která slouží k udržení stálé vzdálenosti mikrofon ě. Mikrofony bývají obvykle nato eny ěly k sob ě, ale mohou být také uspo řádány vedle sebe, cořl ov ěm není ideální z hlediska p esnosti a opakovatelnosti m ění. Na obrázku 1. 2 je znázorn ěno uspo řádání mikrofon ěly k sob ě, kde:

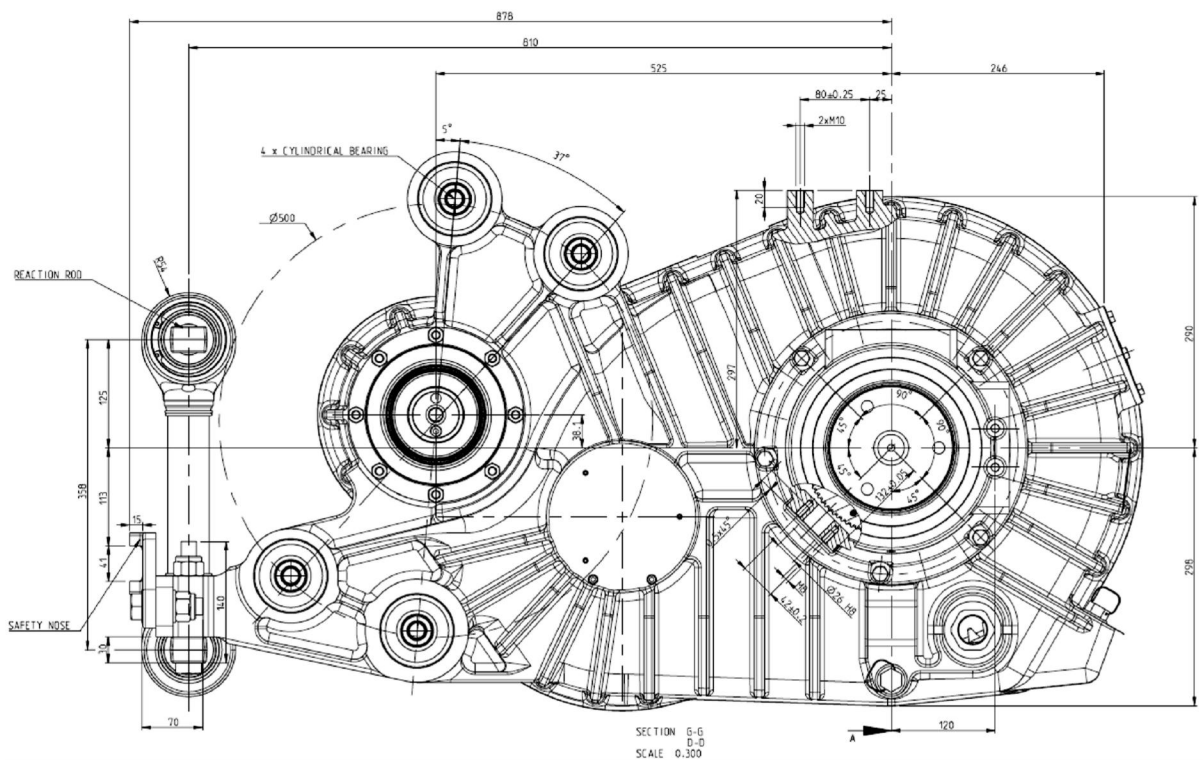
- P1 a P2 jsou dva kondenzátorové mikrofony,
- xs je vložena distan ní vložka (spacer), její délka: 106120 mm. [3].



Obrázek 2.2: Struktura p-p sondy

2.4 Zdroj hluku

Zdrojem hluku, které mají být navrhovány za řízením testovány, jsou p-evodové skín s proměnnými rozměry, které jsou vymezeny pouze minimálními a maximálními rozměry uvedenými v tab.(4. 2). Největší intenzita hluku lze očekávat v okolí ložisek, resp. hřídel a zubů v zábrubě. Při tvorbě měřicí plochy a měřicích bodů jsou hřídele považovány za pevné. Tyto dva fakty můžeme využít pro kótování p-evodové skín, které je odvozeno z funkčního kótování, vycházejícího ze struktury hřídele, jak je zobrazeno na příkladu p-evodové skín viz obr. 2. 3.



Obrázek 2.3: Funkční kótování příkladu p-evodové skín

Testované p-evodové skín lze rozdělit podle druhu soukolí na dvě skupiny:

- elní (nejčastěji testované, struktura rozměrů),
- kufelové.

2.5 SN ISO 961461, 2

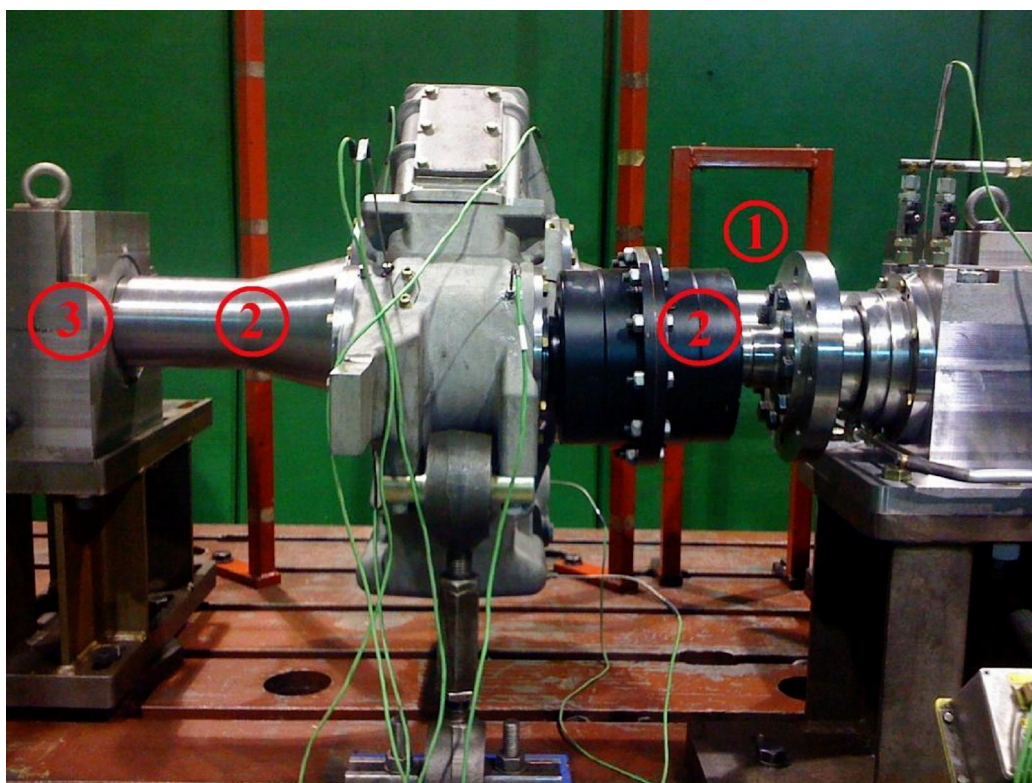
Při testování p evodových sk íní bude postupováno dle metodiky, stanovené normou SN ISO 961461, 2, která, cituji:

š Tato ást normy ISO 9614 stanovuje metodu pro m ení slofky akustické intenzity kolmé k m ící plo-e, která je volena tak, aby obklopila zdroj hluku, jehoř akustický výkon je ur ován. Definuje podmínky, za kterých je mofné m ení provád t, m ící p ístroje, akustické prost edí a varianty postupu m ení, p i nichř je mofné dosáhnout 95 % pravd podobnosti ur ení hladiny p i maximáln 5 % chyb m ené akustické intenzity.õ citováno z [6] 10.3.2012

3 UCHYCENÍ P EVODOVKY

Testovaná p evodovka je pro udržení stability uchycena k šzemiřó k základn testovací stolice (ocelová deska). Dále je p ipojena k motoru, který p sobí jako zdroj vibrací a vn j-í zdroj hluku. Motor musí být kv li t mto zdroj m akusticky izolován, abychom dosáhli co nejv t-í minimalizace t chto neřádoucích jev a na-e m ení nebylo tímto zdrojem hluku ovliv ováno. Celé toto uchycení testované p evodovky je z ejmé z obr. 3. 1, kde [6]:

- 1 ó vzdálenost mezi spojkou a p írubou (270 mm),
- 2 ó vstupní a výstupní h ídel ($D_{\text{imax}} = 170 \text{ mm}$),
- 3 ó lofliskový domek.



Obrázek 3.1: Testovaná p evodovka [6]

4 KOMERČNĚ DOSTUPNÉ ZAŘÍZENÍ

Pro stavitele 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. Proč 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 vyvíjí [9].

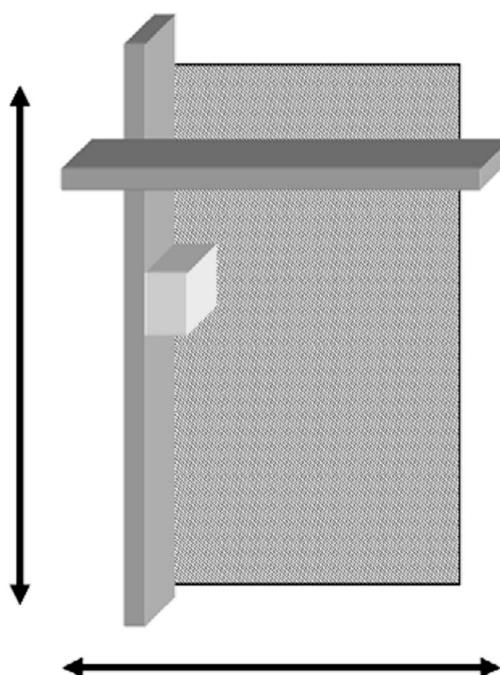


Obrázek 4.1: Polohovací zařízení pro měření intenzity zvuku od firmy Brüel & Kjaer [9]



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

Další návrh polohovacího zařízení pro měření intenzity hluku byl vypracován v rámci diplomové práce v roce 2010 na VUTB-TU v Ostravě. Tento návrh je uveden na obr. 4.3 a z něj lze vidět, že obsahuje pouze dvě transformační vazby, což znamená, že má pouze dva stupně volnosti. Proto je pro naměření velmi nedostupný.



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

4.1 Měřicí box

Měřicí box je pomyslný kvádr, obklopující zdroj hluku v minimální vzdálenosti od testované povodovky, 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 kvádru má minimálně 10 měřicích bodů, nebo jeden měřicí bod na 1 m^2 . Způsob měření 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 tabulka 1	Technická tabulka 2	Provozní tabulka 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:

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

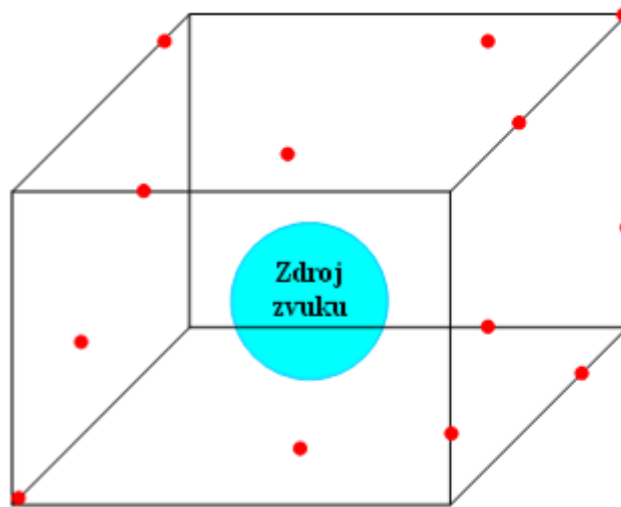
K měření je využita p-p sonda, která již byla popsána výše. Před začátkem měření je důležité ověřit správnost funkce měřicí sondy. To se provádí umístěním sondy do bodu na měřicí straně, kde je akustická intenzita vyšší než průměrná na této měřicí straně a zde změříme hladinu normálové složky. Po změření sondu otočíme o 180° 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 měřicí plochu,
- L_{I_n} hladina akustické intenzity,
- $I_0 = 10^{-12} \text{ Wm}^{-2}$, referenční akustická intenzita.

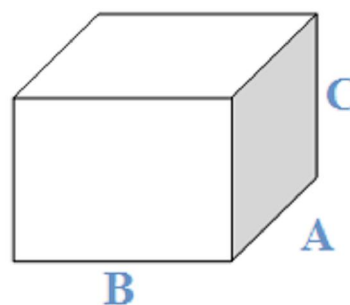


Obrázek 4.4: Vytvořená plocha s definovanými body kolem zdroje hluku

Rozměry měřicího boxu jsou závislé na maximálních rozměrech převodové skříně. Zadavatel, firma IG Wateeuw, poskytl maximální a minimální rozměry měřicího boxu, které jsou uvedeny v tabulce 4.2.

Tabulka 4.2: Zadané minimální a maximální rozměry měřicího 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 portfolio firmy T.E.A. Technik, která má široký výběr komponent a letité zkušenosti v navrhování lineárních vedení a jejich pohonů.

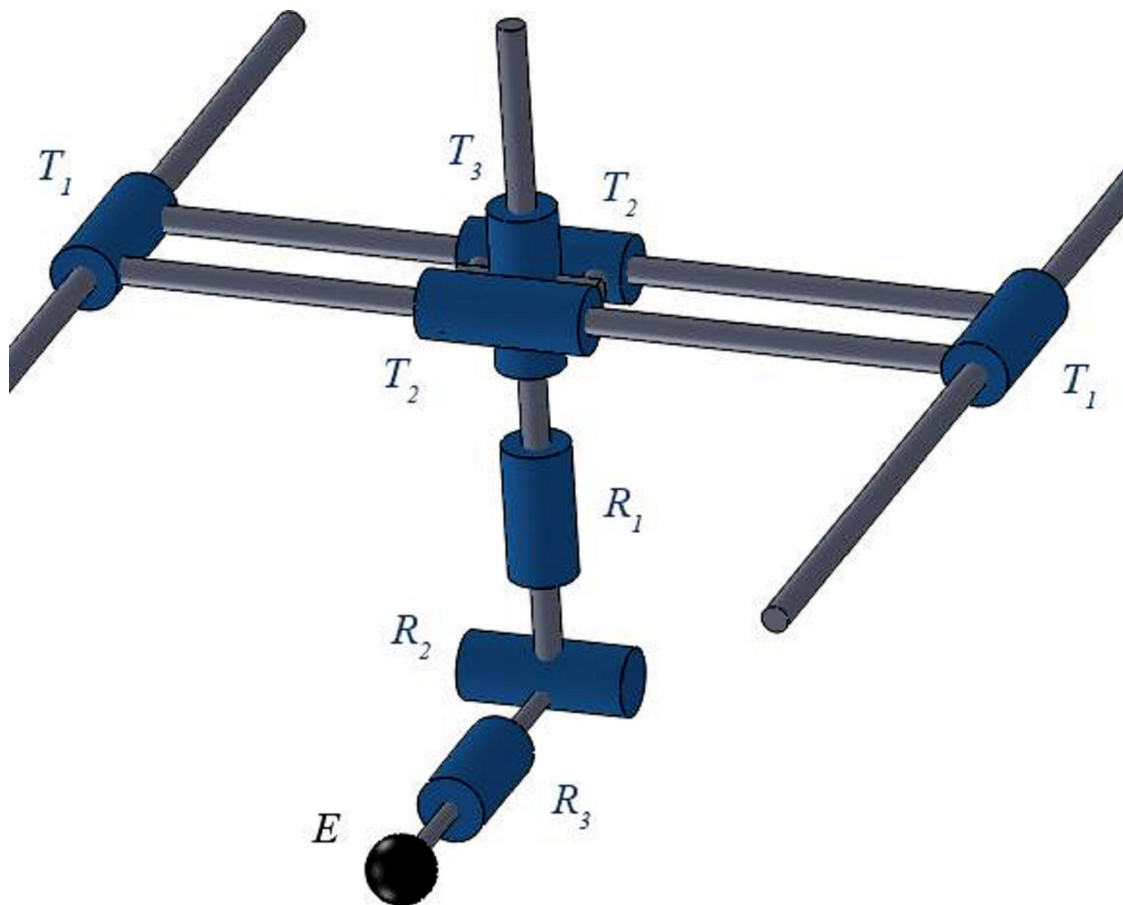
ŠFirma T.E.A. Technik s.r.o byla založena v roce 2000 a má obchodní zastoupení pro střední a východní Evropu. Patří do skupiny společností T.E.A Group, které můžete najít kromě České republiky také v Německu, Austrálii a USA.

Firma T.E.A. Technik s.r.o se specializuje na dodávky technických komponent pro lineární vedení, pohony a převody. V oblasti lineárních posuvů dodává lineární vedení značek LinROL, Alurol, Helios, 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 službu, včetně návrhu 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 v rámci 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 v rámci boxu. Rotační vazby slouží k dopřehování koncového efektoru, například pro zajištění kolmosti v rámci sondy ke straně v rámci boxu, i pro schopnosti měnit intenzitu hluku podhledů.



Obrázek 5.1: Kinematický model robotu

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

- TTT (transla ní ó transla ní ó transla ní),
- RRR (rota ní ó rota ní ó rota ní).

5.2 Pojezd TTT

5.2.1 Rozm ry vedení robotu TTT

Rozm ry délky vedení robotu TTT vychází z návrhu [6], kde je pro na-e pot eby od hodnot ode ten pouze rozm r vozíku. Hodnoty z návrhu [6] vychází samoz ejm z maximálních rozm r m ícího boxu uvedeného v tab. 4. 2. Tyto hodnoty získáme následn :

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

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

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

kde:

- $A_{\max}, B_{\max}, C_{\max}$ jsou maximální rozm ry m ícího boxu, viz tab. 4. 2,
- l_m je délka sondy p í poufítí spaceru nejv t-í mořné délky,
- d_s je spínací vzdálenost sníma .
- B je rozm r vozíku stanovený v [X] .

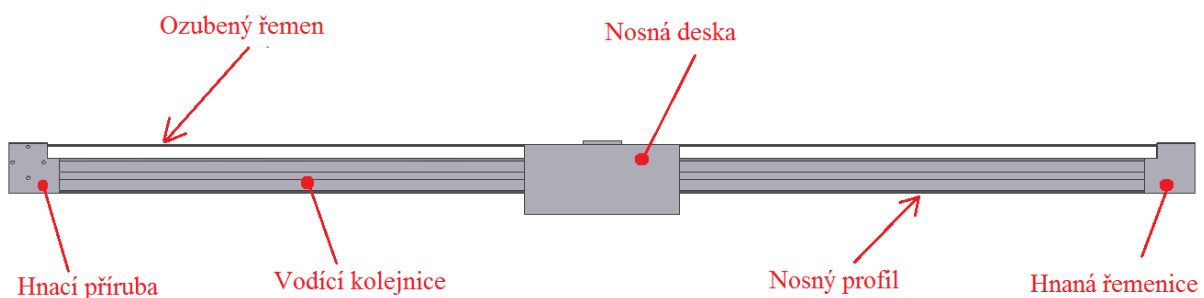
Na základ zji-t ných rozm r byly navrženy jednotlivé osy, resp. jejich komponenty, které byly následn konzultovány s pracovníky firmy T.E.A. Technik. Pro sestavení robotu TTT bylo p í konzultacích zvoleno lineární vedení zna ky Alurol.

5.2.2 Návrh osy X

Pro návrh osy X byla vybrána dvojice paralelních lineárních os ó AD416M LAT. Tato osa je pohán na motorem ozubeným emenem. Ob lineární jsou osy jsou spojeny h ídelí, která p ená-í moment z motoru na druhou lineární osu. Lineární osa ADM416M LAT je slořena z t chto komponent:

- nosný profil 45x90,
- vodící kolejnice D20,
- nosná deska,
- hnací a hnaná p íruba,
- ozubený h eben.

Jednotlivé komponenty jsou zobrazeny na obr. 5. 2.



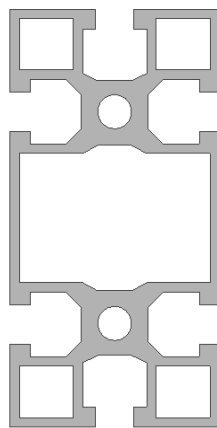
Obrázek 5.2: Osa AD416M LAT

5.2.3 Návrh osy Y

Osa Y je polofena na nosné desce osy X, po které se pohybuje. Stejn jako osa X bude pohán ná ozubeným emenem. Pro návrh osy Y byla vybrána lineární osa ADM416M LAT. Na ob strany nosného profilu této osy je namontována vodící kolejnice. To má za následek zachycení momentového zatížení od osy Z a zvý-ení tuhosti. Dále navržená nosná deska, která se pohybuje po dvou vodících kolejnicích, lépe zachycuje klopný moment. Na této nosné desce jsou namontovány rolny, po kterých se bude pohybovat osa Z. Osa Y je sestavena z t chto komponent:

- nosný profil 45x90,
- 2 x vodící kolejnice D20,
- nosná deska,
- hnací a hnaná p íruba,
- ozubený h eben.

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 d raz p edev-ím na její minimální hmotnost.

Tato osa je pohán na ozubeným h ebenem, který se nachází v drážce vodící kolejnice. Montáfl ozubeného h ebenu k vodící kolejnici se m fle provést dv ma zp soby:

- vyvrtáním díry ve vodící kolejnici a vytvo ení závitu v h ebenu,
- vyvrtání díry v h ebenu a vytvo ení závitu v vodící kolejnici.

Zvolil jsem první zp sob, který je b fln j-í, jelikofl vytvo ení závitu do hliníkového profilu není zrovna ideální. Použitím ozubeného h ebenu jsme tuto osu šzkrátiliö, nemusí obsahovat hnací a hnanou p írubu. Navíc motor bude namontován na nosné desce osy Y a tudífl nebude p sobit jako zát flna ose Z. Osa Z je tedy sestavena z t chto komponent:

- vodící kolejnice D10,
- ozubený h eben 151000ST.

5.3 Sestavení robotu TTT

Model tohoto navrhovaného pojezdu byl vytvo en v programu Autodesk Inventor 2010. Na obr. 5. 4 je zobrazen vytvo ený model pojezdu TTT se v-emi komponenty.

Z návrhu máme vyříst, že rozměr každé osy se prodloužil o velikost vozíku a rozměry os X a Y jsou ještě navíc prodlouženy o hnané a hnací průruby 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 uloufen..

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 máme vyříst hmotnost jednotlivých os vedení a popř. i hmotnost celého robotu. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tab. 5. 2.

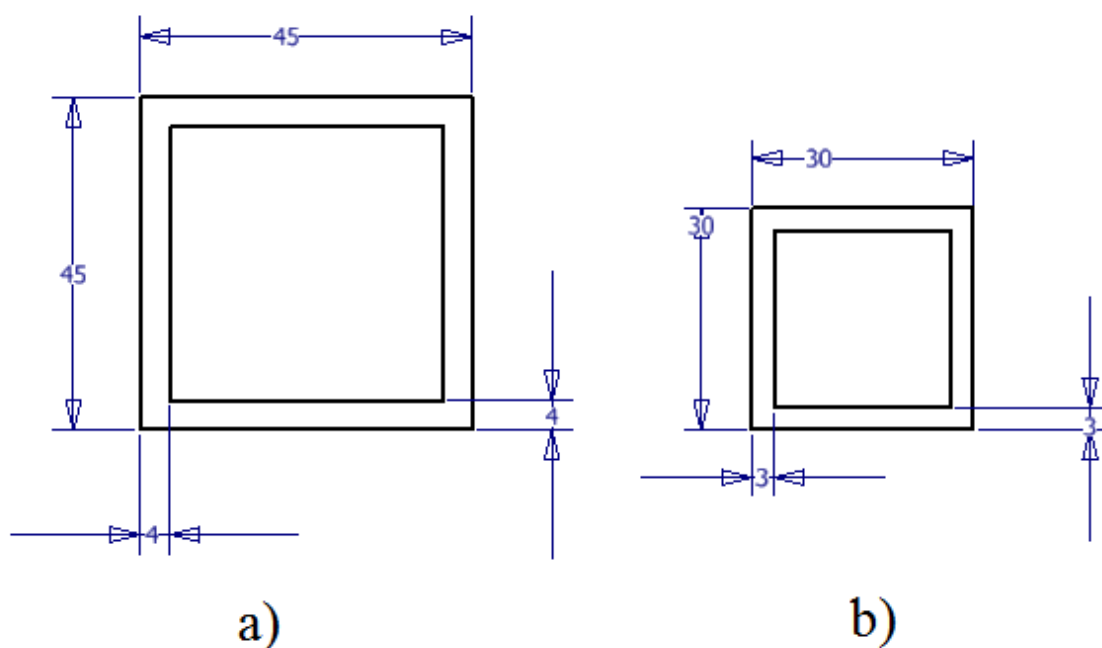
Tabulka 5.2: Celková hmotnost robotu

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 uložena. Rozměry konstrukce vycházejí z návrhu robotu TTT. Požadavky na konstrukci jsou shrnuty v kap. 6. 2. Celá konstrukce bude sestavena z ocelových profilů 45x45x4 mm, s výjimkou vnitřního flebování, 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, hutních druhovýrobou, ležákého sortimentu a nелеžných kovů na bázi velkoobchodu. citováno z [12] 8.4.2012



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

6.1 Rozměry konstrukce

Rozměry pro nosnou konstrukci zatím známe dva (hodnoty l_x, l_y). Těto rozměry osy Z, velikost nohy (l_h), musíme doplnit. V ose Z má maximální délku 1800 mm. K této hodnotě musíme připočítat roztečky, 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 ježto 95 mm výše, jelikož se bude posouvat po horní ploše osy X. Nyní známe všechny potřebné rozměry pro navržení 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

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

Ke zlepšení tuhosti konstrukce by měla být provedena zavětrování, která jsou prováděna mezi každým rámem a nohou. V zavětrování je navržena díra pro lanko, které bude poté připevněno k základní testovací stolici (ocelové desce). Toto vylepšení je zobrazeno na obr. 6.3 polovkou 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:

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

Spojení rámu k nohám je provedeno dvěma –roubovými spoji na každé straně rámu. Aby při spojování rámů k jedné stojce nedošlo ke kolizi, mají rámy X a Y různé rozteče. –roubové spojení bylo navrženo v programu AutoCad Inventor 2010. Vstupními parametry byly součinitel bezpečnosti, který byl stanoven na $k = 3$, a průměr –roubu, jenž byl zvolen $d = 10$. Při zadání těchto hodnot je maximální obvodové zatížení $F_t = 2296 \text{ N}$, což je pro naše potřeby vyhovující. Výpočet –roubového spojení je zobrazeno na obr. (6.2). Na obr. (6.3) je –roubové spojení polovkou 4.

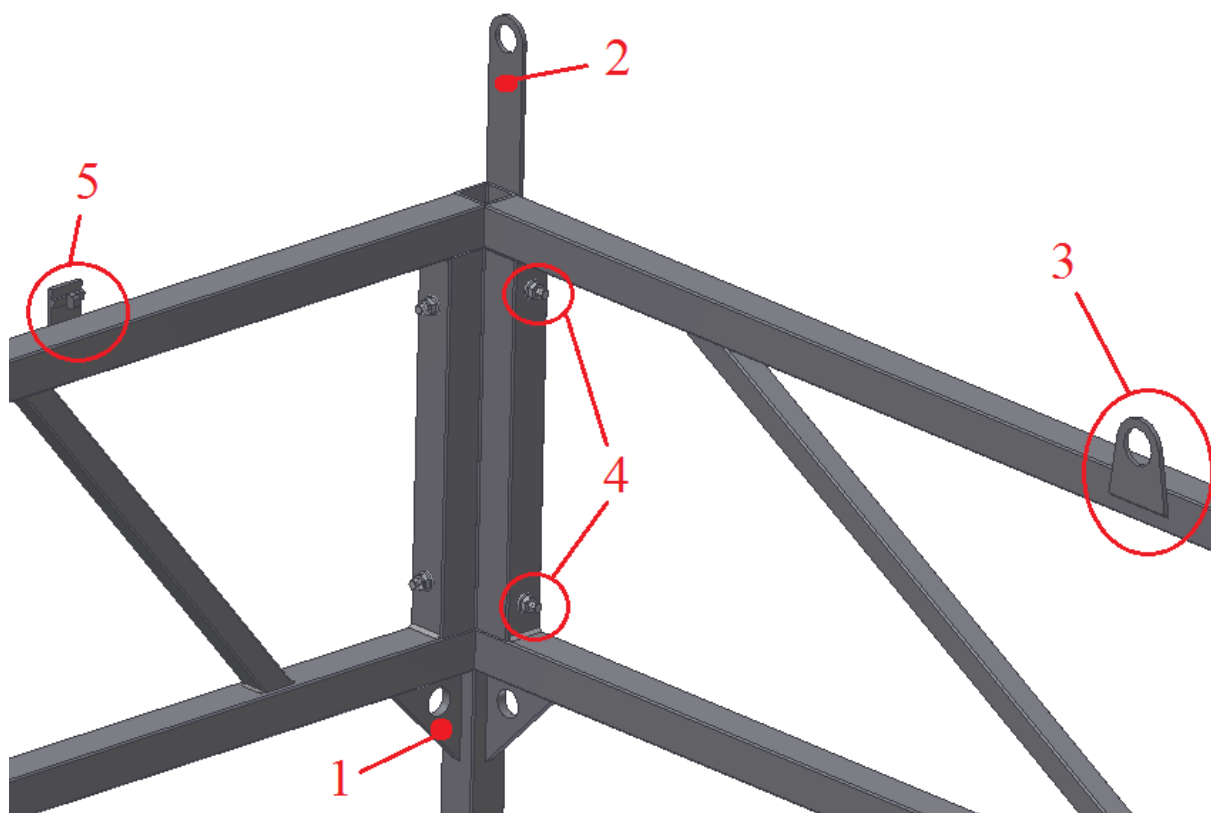
Výsledky	
F_v	4305,0 N
F_{max}	4305,0 N
M_u	13,2 N m
σ_t	82,3 MPa
τ_k	123,8 MPa
σ_{red}	229,6 MPa
σ_{max}	82,3 MPa
p_c	34,4 MPa
k_{sc}	3,00067 ul

Obrázek 6.2: Návrh –roubového spojení v programu AutoCad Inventor 2010

6.2.3 Kompletní přenesení soustavy

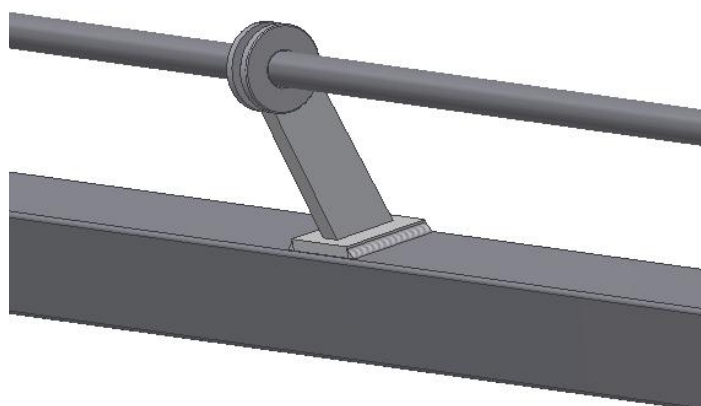
K přenesení celé sestavené konstrukce na krátkou vzdálenost je třeba sloužit jednotlivá ucha, navařená na okrajích konstrukce, která jsou zobrazena na obr. 6.3 polovkou 3, a za

které se může být zabíjen. Celkem jsou na konstrukci navazeny tyčičky i ucha. Dále mohou být k zabíjení vyufity i opěrky v jednotlivých rozích konstrukce. Ty sice slouží především k uchycení robotu TTT ke konstrukci, jsou ale také vybaveny dostatečně velkou dírou pro provláčení lana. Opěrky na obr. 6.3 zobrazuje polofka 2.



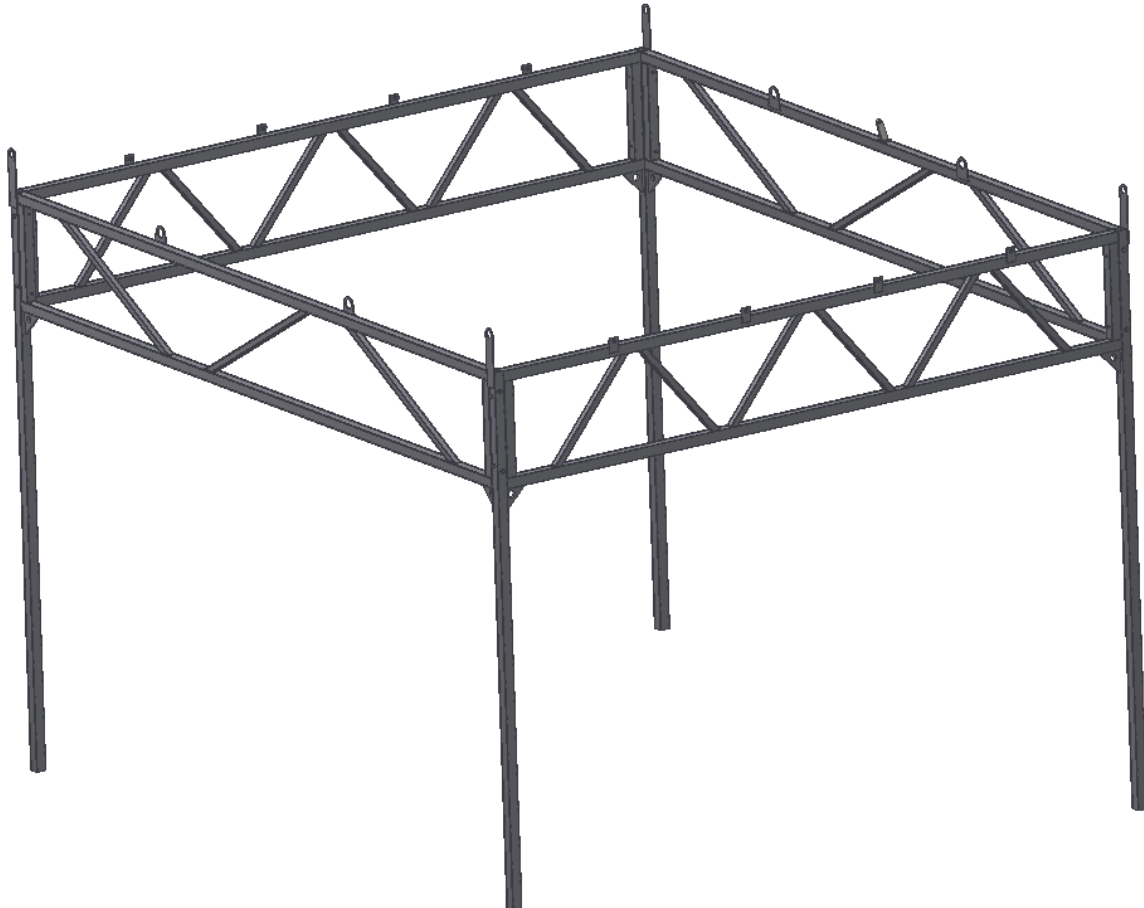
Obrázek 6.3: Jednotlivé součásti nosné konstrukce

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



Obrázek 6.4: Umístění podpůrného 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

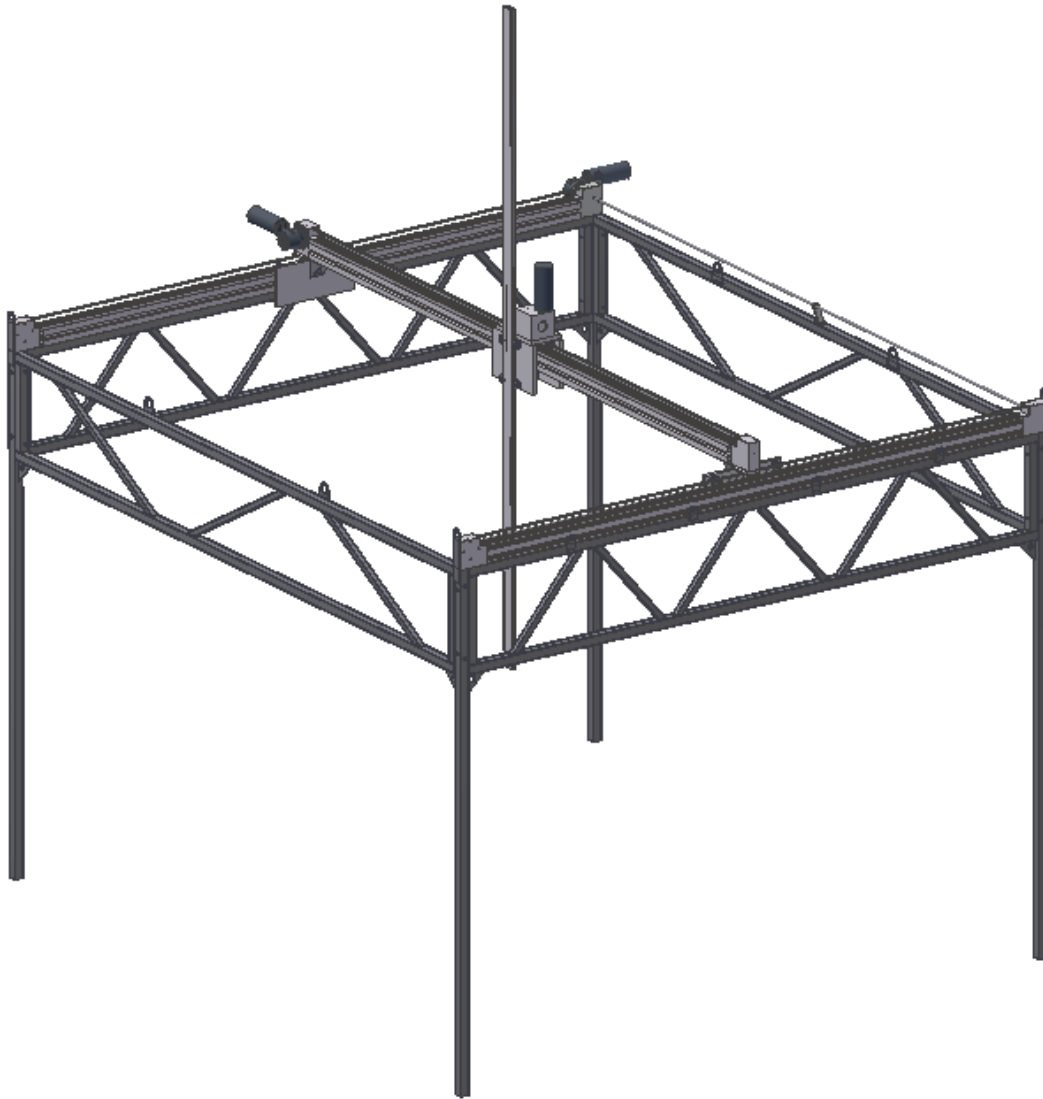
6.2.4 Uchycení robotu TTT ke konstrukci

Protože robot TTT bude ulofen na konstrukci, musíme zajistit dokonalé uchycení mezi robotem a konstrukcí. Jak bylo psáno v 6.2.3. p íspívá k p ichycení robotu TTT ke konstrukci op rky, které jsou zobrazeny na obr. 6. 3 poloflkou 2. Dále je za tímto ú elem vyrobeno –roubové spojení znázorn né na následujícím obrázku. Deska spojení je p iva ena ke konstrukci, kotva s závitem je uchycena v dráfkce profilu robotu TTT a pomocí matice je p itahována k desce spojení. Velikost kotvy je závislá na velikosti dráfkky v profilu, tudífl kotva nem fle mít v t-í rozm r n fl 8,3x13,8 mm. Na obou stranách rámu, na které je robot polofen, jsou shodn nava eny ty í speciální spojení. Jejich umíst ní na konstrukci je ukázaná na obr. 6. 3 poloflkou 5. Blif-í pohled na toto speciální spojení je na obr. 6. 6.



Obrázek 6.6: Tloušťkové spojení na konstrukci

Po vytvoření tloušťkového ukotvení může být robot posadit 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 jeřábu robotu RRR. Hmotnost robotu RRR jsme s rezervou zvolili 4 kg. Jako kritické oblasti zatížení byla zvolena dvě místa:

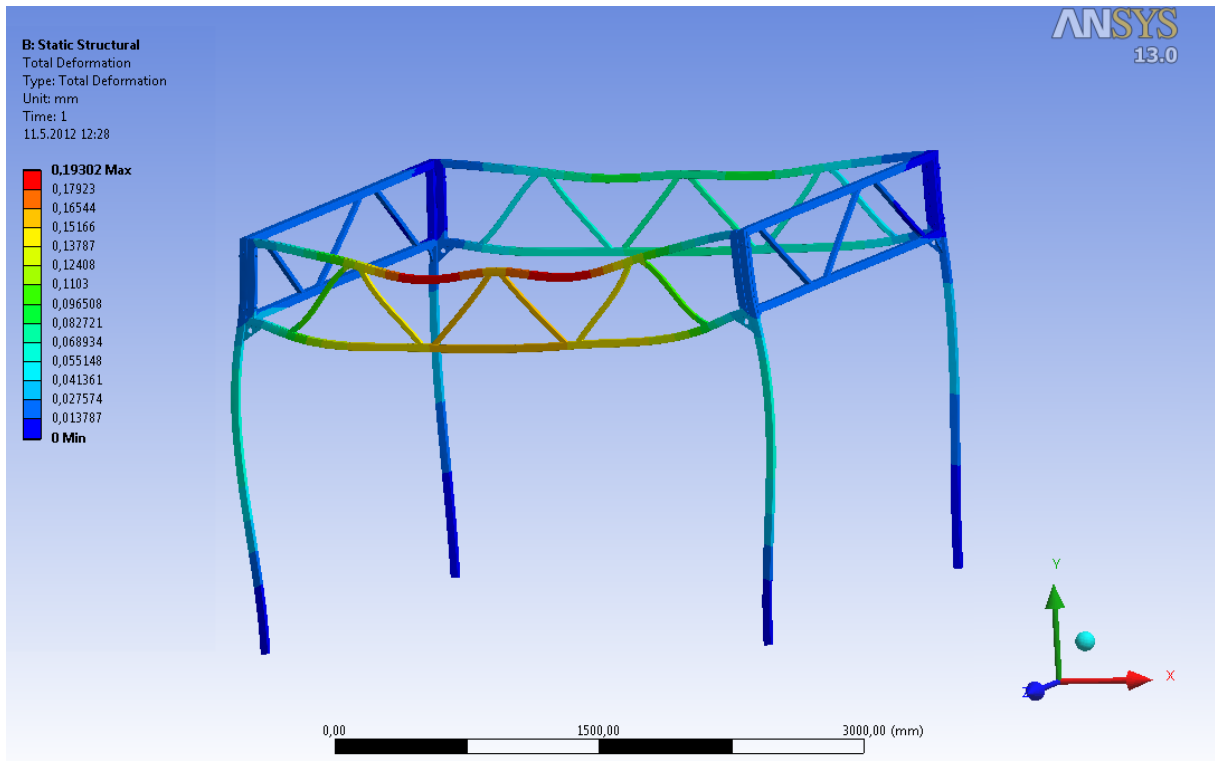
- o uprostřed rámu X, přičemž k jedné ze dvou stran připočtena hmotnost osy Z, což představuje najetí osy Z po vedení Y do krajní polohy uprostřed osy X. Výsledek této simulace je zobrazen na obr. 6. 8.

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

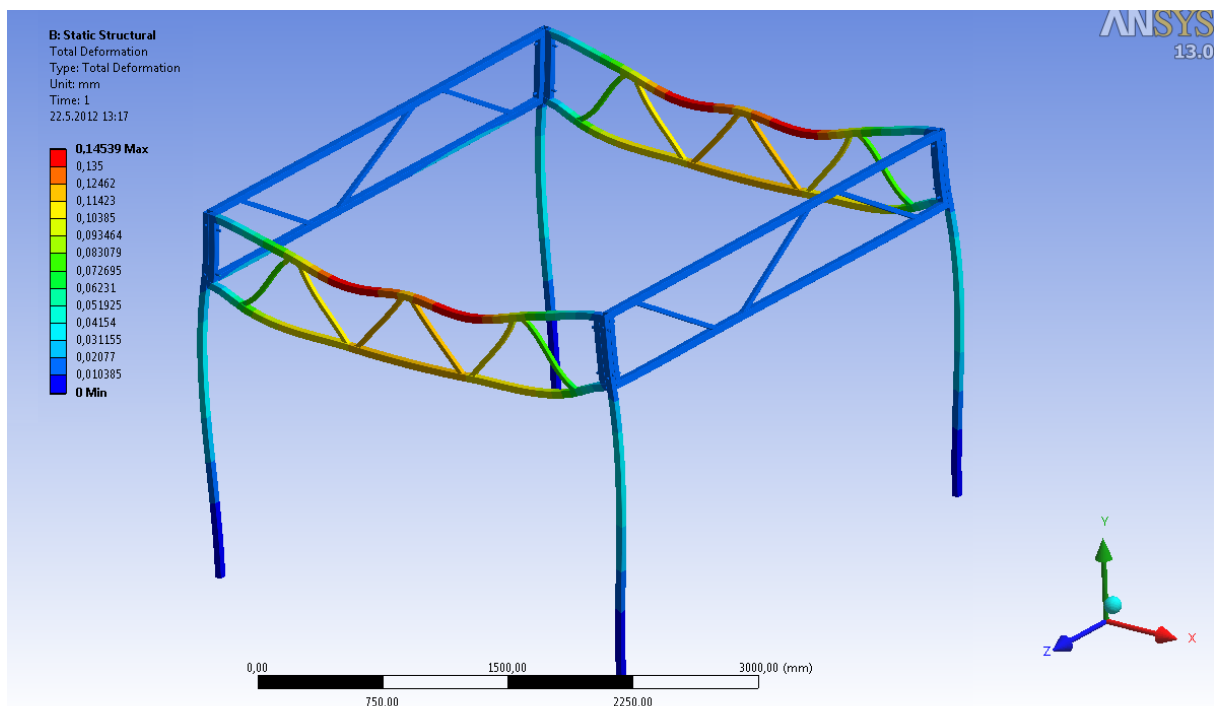
- o manipulátor se nachází symetricky uprostřed osy X a Y.

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

Hmotnosti jednotlivých os jsou uvedeny v tabulce 5. 2. V-echny ásti robotu TTT v etn jejich jednotlivých hmotností jsou uvedeny v p íloze 2. V-em nohám na spodní plo-e byla p íd lena vazba fixed support, která odebírá v-echny stupn volnosti. Zatížení bylo zvoleno jako síla p sobící na plochu.



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



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

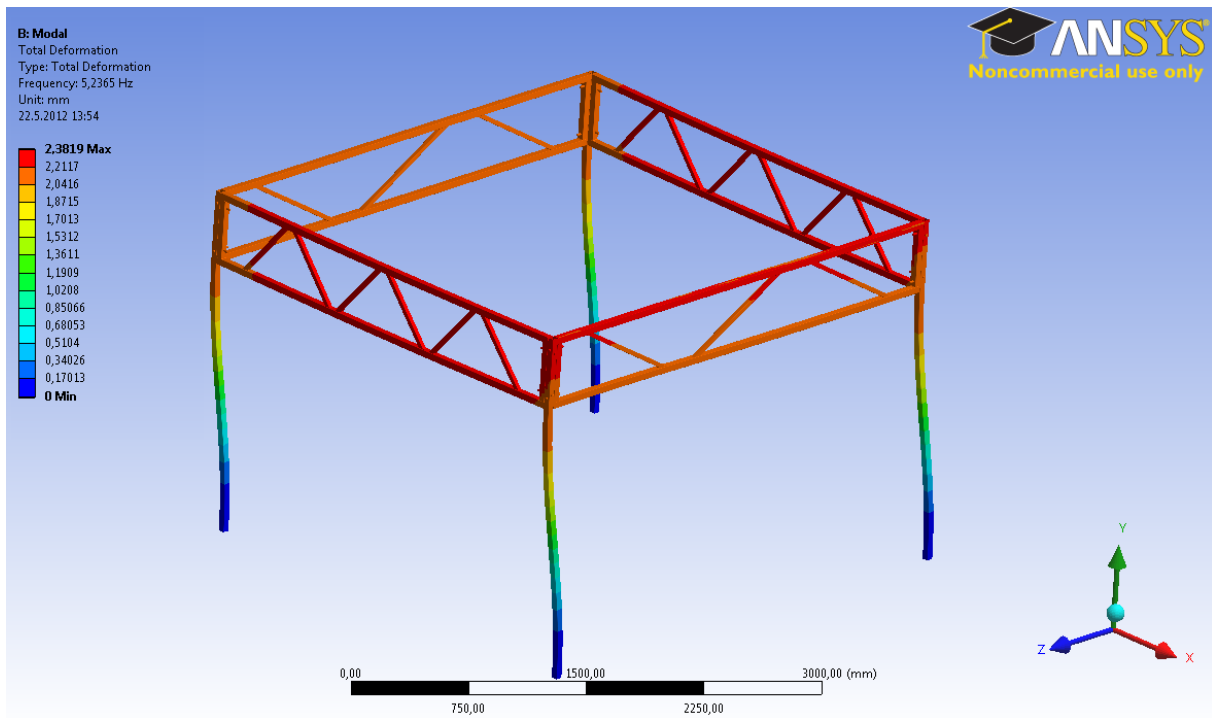
Z výsledků obou simulací můžeme vidět, že konstrukce je dostatečně tuhá pro obě kritická místa. Maximální deformace nepřekrojí u obou těles hodnotu 0,2 mm.

6.4 Modální analýza

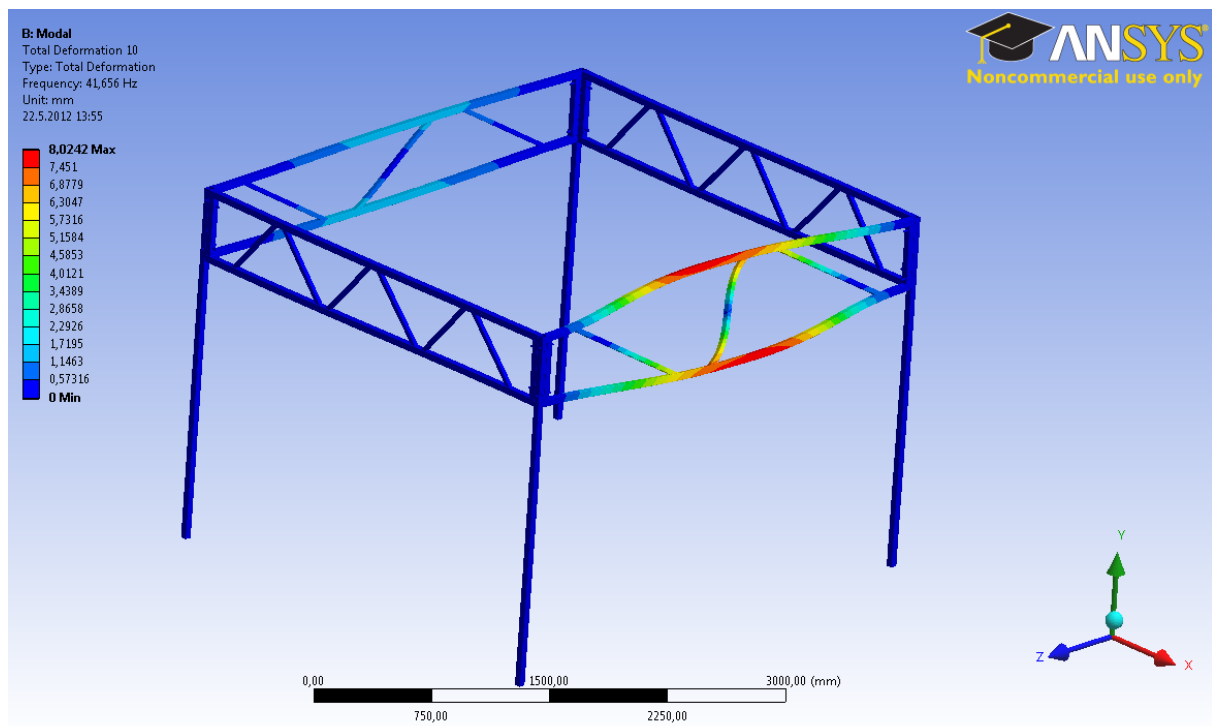
Ke zjištění modální analýzy byl využit program Ansys Workbench 11.3, ve kterém jsme použili již importovaný model z Inventoru pro statickou analýzu. Modální analýza slouží k zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů. Po zadání požadovaných podmínek jsme zadali výpočet prvních 20 vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů. Jejich frekvence a max. deformace jsou uvedeny v tab. 6.1. Na obrázcích 6.10 až 6.12 jsou zobrazeny 3 náhodně zvolené vlastní tvary frekvencí.

Tabulka 6.1: Vlastní frekvence a její deformace

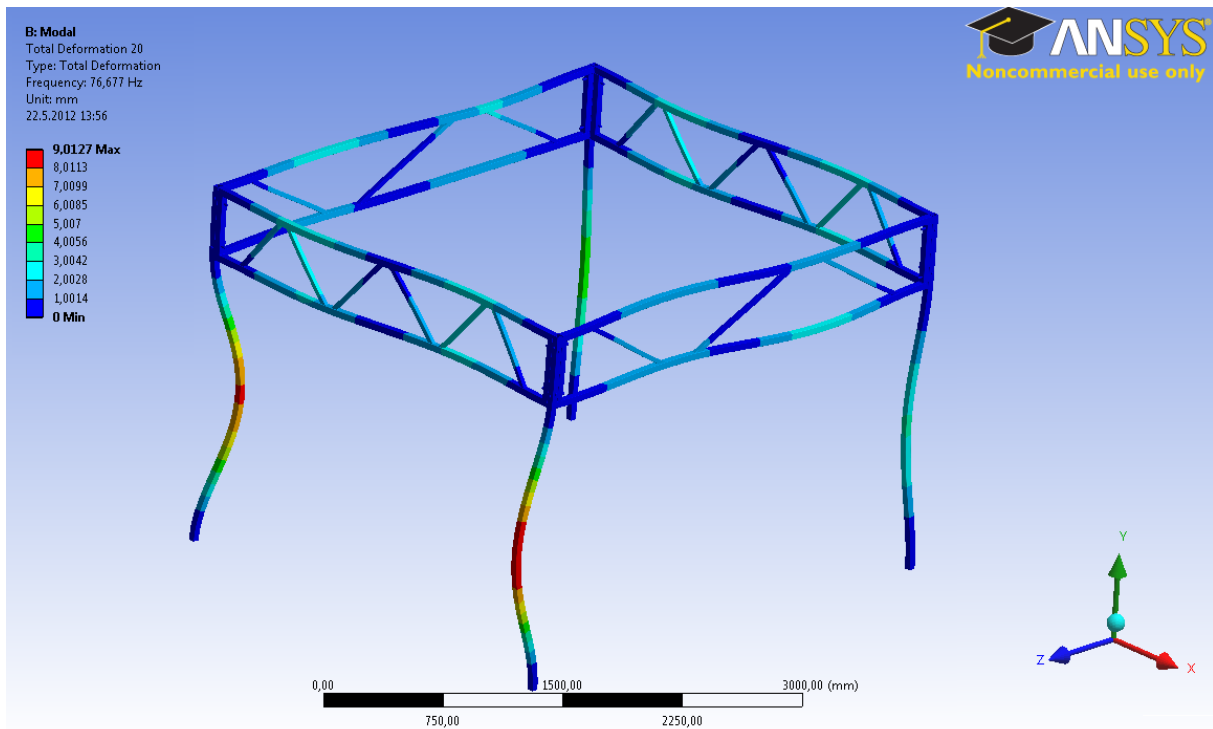
Vlastní tvar kmit	Frekvence [Hz]	Max. deformace [mm]
1	5,2365	2,3819
2	5,395	2,4383
3	6,7188	2,6888
4	8,5738	2,5254
5	13,929	4,0423
6	22,845	4,7685
7	25,247	4,5835
8	27,321	4,2751
9	41,529	8,0353
10	41,656	8,0242
11	46,885	7,819
12	46,966	7,8314
13	53,29	4,7696
14	56,864	6,7868
15	57,402	6,8927
16	58,834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



Obrázek 6.11: Desátý tvar vlastních kmit



Obrázek 6.12: Dvacátý tvar vlastních kmit

7 NÁVRH POHON

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

7.1 Výpočet moment

Velikosti jednotlivých momentů jsou ovlivňovány těmito faktory:

- hmotnost,
- rychlost,
- zrychlení,
- polom r emenice,
- tření.

Těcí síla F_t je zadána do posuvných vazeb a je složená z:

- dynamického koeficientu tření $f_d = 0,1$ působícího v pohybu,
- statického koeficientu tření $f_s = 0,15$ působícího za chvilky 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]	Polom r emenic [mm]	Rychlost [m/s]	Zrychlení [m/s ²]
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. Polom r emenic, pro osy X a Y, je uveden v katalogu firmy T.E.A. Technik. Ten uvádí na jednu otáčku emenice 200 mm lineárního posuvu. Z rovnice 7. 1 získáme potřebný polom r emenice 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 hříbelem. Ten je poháněn pastorkem OK 152K, který má katalogový polom r 20 mm. Rychlost i zrychlení bylo voleno poměrně malé. Jelikož jde o bodové měření, budou se osy posouvat po krátkých úsecích a bylo by zbytečné tyto motory předimenzovat na vyšší rychlosti i zrychlení.

Při takto zadaných vstupních hodnotách jsme schopni zjistit jedinou neznámou: jednotlivé momenty. Výsledek simulace je uveden v grafu 7. 1. Můžeme z nich vidět, že na počátku jsou momenty v tření. 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 třecích odporů momenty X a Y výrazně

klesnou. Naopak moment na ose Z se m ní minimáln . Je to d sledkem toho, fle na tento moment neustále p sobí hmotnost osy Z.

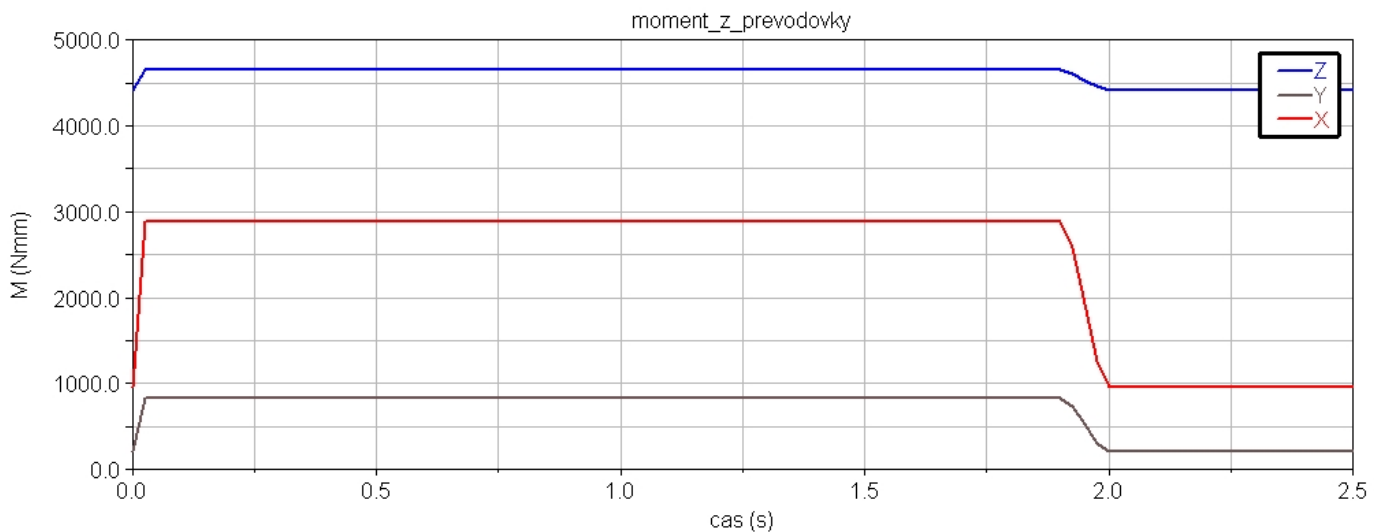
Výsledné momenty je-t musíme navý-ít o momentovou rezervu 20 %. Tato rezerva by m la zahrnovat dal-í odporovou sílu, která vzniká utahováním roln a nebylo s ní uvařflováno p i simulaci.

P i konstrukci lineárních os by m ly být rolny dotahovány tak, aby mezi nimi a vedením nebyla v le, ale zároveň také tak, aby p i velkém dotařfení nep sobily rolny p řli- velký odpor. Proto by m la 20% momentová rezerva být dosta uřící. Zji-t né momenty v etn jejich momentové rezervy pro jednotlivé osy jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 7.2: Zji-t né a p epo ítané momenty

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

Na základ takto zji-t ných moment pro jednotlivé osy m fleme vybrat pohony pro lineární vedení.



Obrázek 7.1: Výsledek simulace moment [13]

7.2 Návrh krokových motor

Krokový motor je jedním z typ vícepólového synchronního motoru. Nespornou výhodou t chto motor je, fle ke své innosti nutn nepot ebují nákladné sníma e otá ek, nebo polohy.

ízení je proto možné pouze v p ímé v tvi bez zp tné vazby. Jsou konstruk n jednoduché a to má za následek jejich spolehlivý provoz i niř-í cenu. Jsou bezúdržbové a mají vysokou řivotnost. Musíme je ov-em správn nadimenzovat pro v-echny provozní stavy.

V sou asné dob se dáva p ednost p edev-ím 3-fázovým krokovým motor m p ed svými p edch dci (5-fázovým krokovým motor m a jednodu-ím 2-fázovým krokovým motor m).

T řífázové krokové motory dosahují vy-í ú innosti, řádov o 30-50 % zejména ve vy-ích oblastech otá ek, oproti 2-fázovým, i 5-fázovým krokovým motor m. [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 plynulých magnetických jevů (podle typu motoru, obvykle několik stovek kroků za sekundu). Pokud požadujeme vyšší rychlost, při které je tato hranice překročena, dochází ke štrátům kroků a bez ztráté vazby dochází k polohové chybě.

Mezi další nevýhody krokových motorů patří trvalý odběr proudu i v klidu, stejně jako je motor v klidu, i 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 umístěny 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 v sobě opačné, vzhledem k orientovanému magnetickému poli. Při tomto řízení má motor větší odběr, při něm 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]	Přídržný moment [Nm]	Moment setrvačnosti [kg/cm ²]	Hmotnost [kg]	Délka motoru/ Průměr hřídele [mm]
Průměr 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

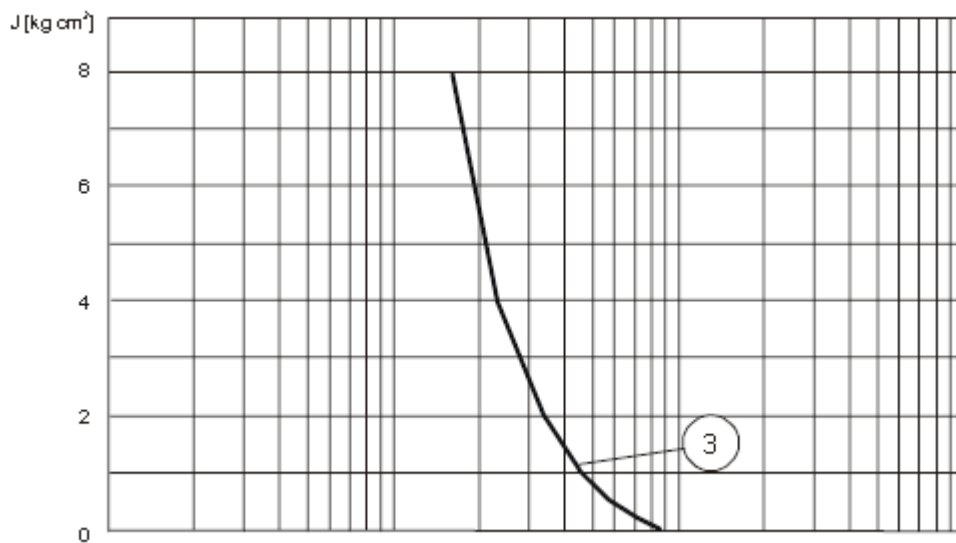
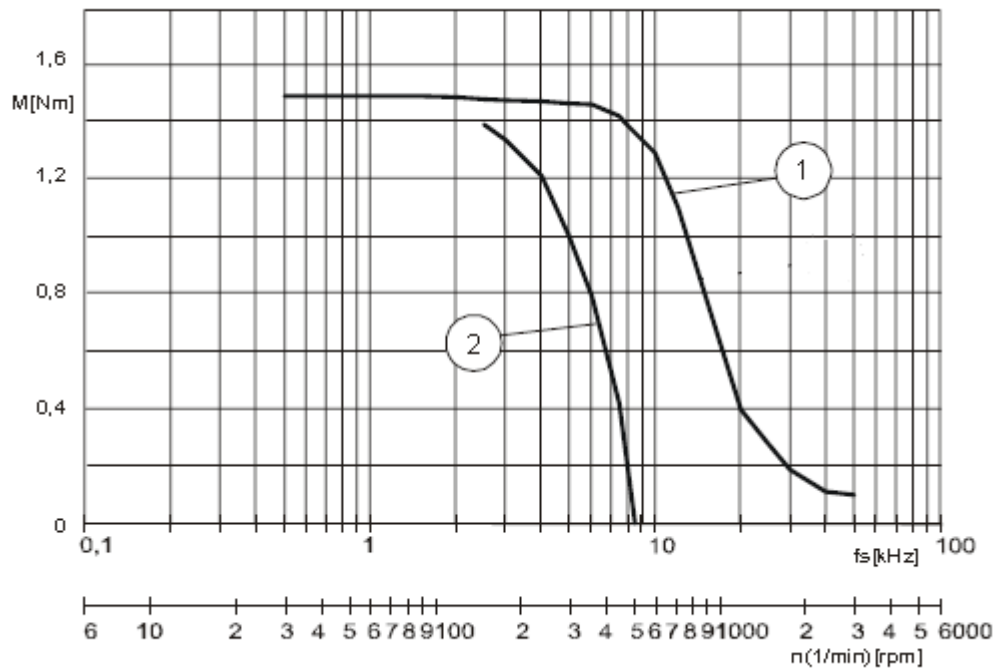
(VRDM 368)					
P řuba 85 mm					
BRS397 (VRDM 397)	2,00	2,26	1,1	2,1	110 / 12
BRS39A (VRDM 3910)	4,00	4,52	2,2	3,1	140 / 12
BRS39B (VRDM 3913)	6,00	6,78	3,3	4,2	170 / 14
P řuba 110 mm					
BRS3AC (VRDM 31117)	12,00	13,92	10,5	8,0	180 / 19
BRS3AD (VRDM 31122)	16,50	19,14	16,0	11,0	228 / 19

7.2.2 Návrh pohonu osy Y

Optimálním návrhem by byla možnost výb ru stejného motoru pro v-echny t i osy. Toho m feme dosáhnout jen poufítím p evodových sk íní. P i návrhu vycházíme z nejmen-ího momentu, který je na ose Y (0,96 Nm). Tomuto momentu je nejbliíže katalogový motor VRDM368 s kroutícím momentem 1,5 Nm.

Na obrázku 7. 2 je zobrazena charakteristika tohoto motoru, která je m ená pro 1000 krok na otá ku a jednotlivé ozna ení k ivek vyjad ují:

- 1.- výstupní kroutící moment v závislosti na frekvenci a otá kách,
- 2.- limitní to ivý moment p i startu motoru, limitní zatííení p i rozb hu motoru,
- 3.- maximální moment setrva nosti p i startu motoru.

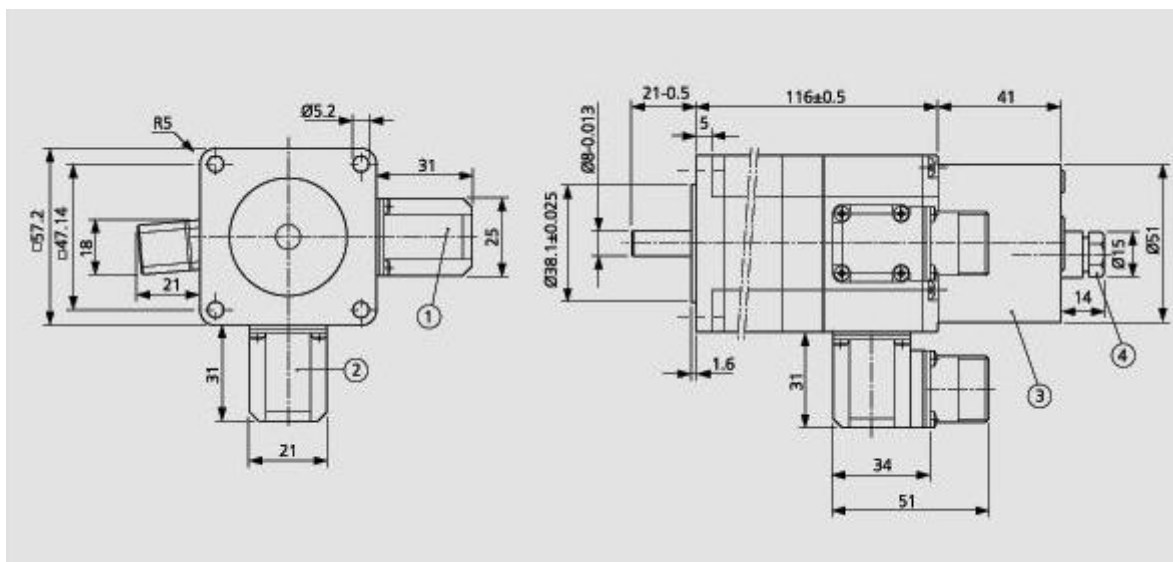


Obrázek 7.2: Charakteristiky motoru VRDM 368 (pro obě charakteristiky platí stejné množství i veličina na vodorovné)

Na obrázku 7. 3 je zobrazen výkres vybraného motoru, kde jednotlivé políčky 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

Rozměry průřezu [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 členy vložit převodovou skříň. 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.

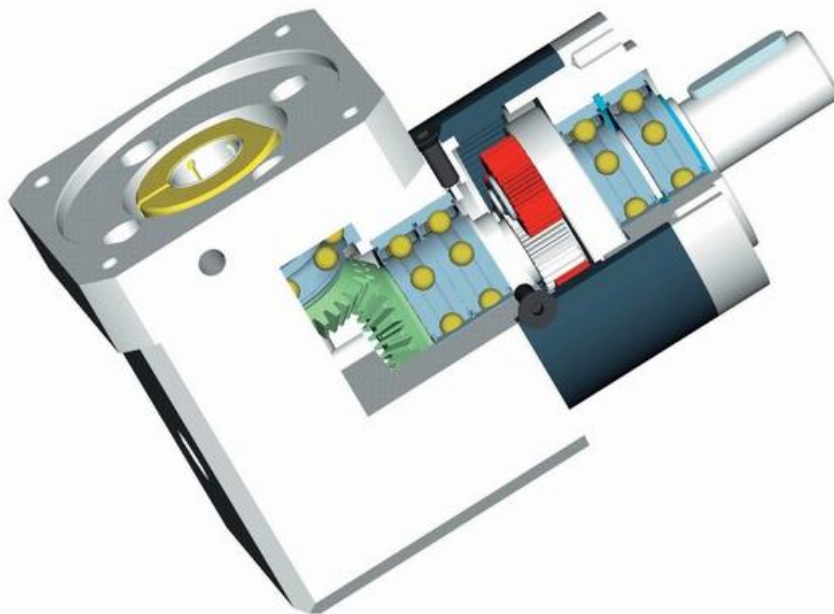
Tabulka 7.5: Parametry planetové převodovky WPLE-40

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

Poznámka:

- o 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 otáček) například např. nouzové brzdění,
- o 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 převodní moment z následující rovnice.

$$M'_x = \frac{M_x}{i \cdot \eta} = \frac{3,48}{3 \cdot 0,94} = 1,23 \text{ Nm}, \quad (7.1)$$

kde:

- M_x je převodní moment (bez vyúřití převodovky),
- i je zvolený převodový poměr,
- η je úřinnost převodovky.

Pro tento moment jifl mřeme pouřít motor VRDM 368 stejnř, jako u osy Y.

7.2.4 Návrh pohonu osy Z

Pro tuto osu byl vypořten nejvřtř moment 5,58 Nm. Abychom mohli pouřít stejného motoru jako u osy Y, musíme, stejnř jak je tomu u osy X, vlořit převodovku mezi motor a hnací řrubu.

Stejnř jako u osy X je volena jednostupňová úřhlová 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 vyúřřity vřechny polofky (konektor brzdy, enkoděru motoru a brzda) na obr. 7. 3 ř výkres motoru VRDM 368. Brzda slouřří k zabřáně samovolného pohybu osy Z smř ř dolř, pokud je motor vypnut. Enkoděr je pouřřit za úřelem zabřáně kolize ří najetř osy do krajní polohy, protořfě nám ve zpřtřné smř řce udává její polohu a zřrove ř kontroluje, jestli ří řzení nedořřlo ke řztrřtř krokuř. Novř převodní moment je v následující rovnici.

$$M'_z = \frac{M_z}{i \cdot \eta} = \frac{5,58}{4 \cdot 0,94} = 1,48 \text{ Nm}. \quad (7.2)$$

Nov zji-t ný moment se nachází tém na hran kroutícího momentu motoru VRDM 368. S využitím p evodových sk íní m fleme pro v-echny 3 osy využít stejného motoru, jehož provozní charakteristika je uvedena na obr. 7. 2.

7.2.5 ídicí jednotka

Stejn jako t ífázové krokové motory, tak i ídicí jednotky budou vybírány od stejného dodavatele, Pan-electronic, s.r.o. [14] Každý krokový motor bude ízen samostatnou ídicí jednotkou (ídicí jednotka dokáže ídit pouze jeden krokový motor).

Jako ídicí jednotky pro krokové motory je vybrána nová ada digitálních ídicích jednotek SD3. Vyzna ují se malým kompaktním provedením a spolu s vhodným krokovým motorem p edstavují výkonný a ú inný pohonný systém. ídicí jednotka SD3 je dvojího provedení:

- SD3-26 je jednotka poufívána pro pulzní ídicí signály do max. frekvence 200 kHz. M fleme nastavit rozli-ení krok v rozmezí 200 a 10.000 krok na jednu otá ku a galvanicky odd lené vstupy pro ídicí signály v úrovni 5V i 24V.
 - SD3-26D základní provedení této jednotky, které nevyžaduje fládné dal-í napájecí nap tí,
 - SD3-26R pro krokové motory s enkodérem nebo brzdou. Pot ebují ke své funkci je-t napájecí nap tí 24 Vdc.
- SD3-28 je jednotka, která umoží uje polohování z bodu do bodu, rychlostní reffim, oscilátorový reffim, referen ní pojezdy a ru ní pojezdy. B fn se poufívají s krokovými motory v etn enkodéru nebo brzdy. Pot ebují ke své funkci je-t napájecí nap tí 24 Vdc ízení (komunikace) probíhá p es obvyklá rozhraní:
 - SD3-28A má dv rozhraní CAN-bus (CAN-open) a RS-485 (Modus RTU),
 - SD3-28B ízení (komunikace) probíhá pouze p es Profibus-DP-V0. [14].

ídicí jednotky ady SD3 obsahují sí ový filtr, mají p epínatelné napájecí nap tí 230Vac / 115Vac, disponují r znými kontrolními a monitorovacími funkcemi pro bezpe ný stop kategorie 0 a 1 podle EN-60204-1. Jsou vyráb ny ve dvou výkonových variantách 350W a 750W. Na následujícím obrázku je zobrazena ídicí jednotka SD3.

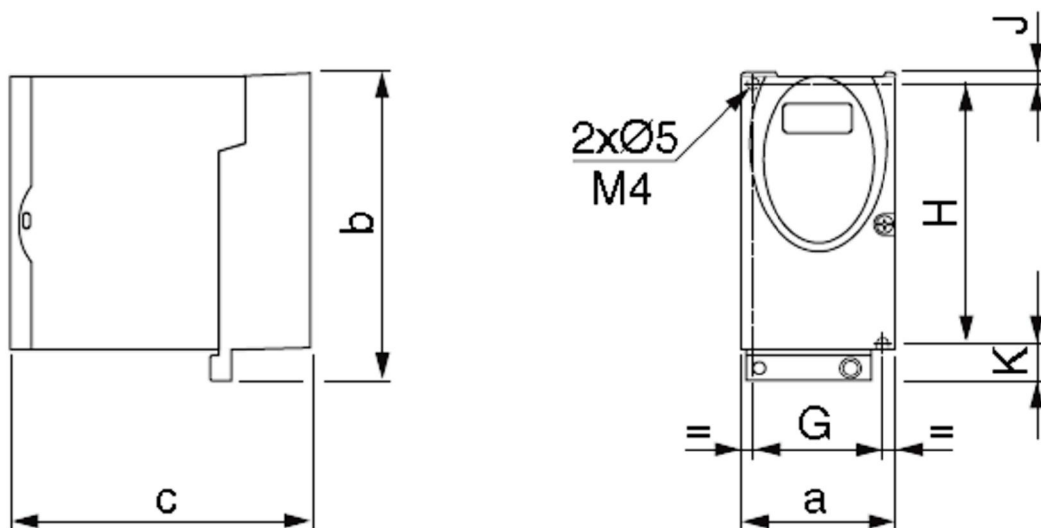


Obrázek 7.5: řídící jednotka SD3

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

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

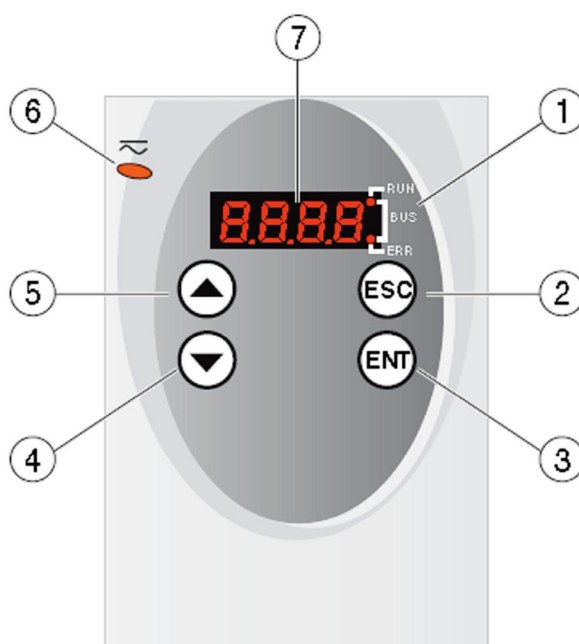
Typ přístroje	Výkon [W]	Proud motoru max. [A]	Typ motoru	Krouticí / přídržný moment [Nm]
SD3-2xy-U25	350	2,5	VRDM 368 LWx VRDM 397 LWx VRDM 3910 LWx VRDM 3913 LWx	1,5 / 1,7 2,0 / 2,3 4,0 / 4,5 6,0 / 6,8
SD3-2xy-U68	750	6,8	VRDM 31117 LWx VRDM 31122 LWx	12,0 / 13,5 16,5 / 19,7



Obrázek 7.6: Označení parametrů řídicí jednotky

Tabulka 7.7: Přehled 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: zavít menu nebo parametry; návrat ze zobrazené poslední uložené hodnoty,
- 3.- Ent: volání menu nebo parametru; uložení zobrazené hodnoty do EEPROM,

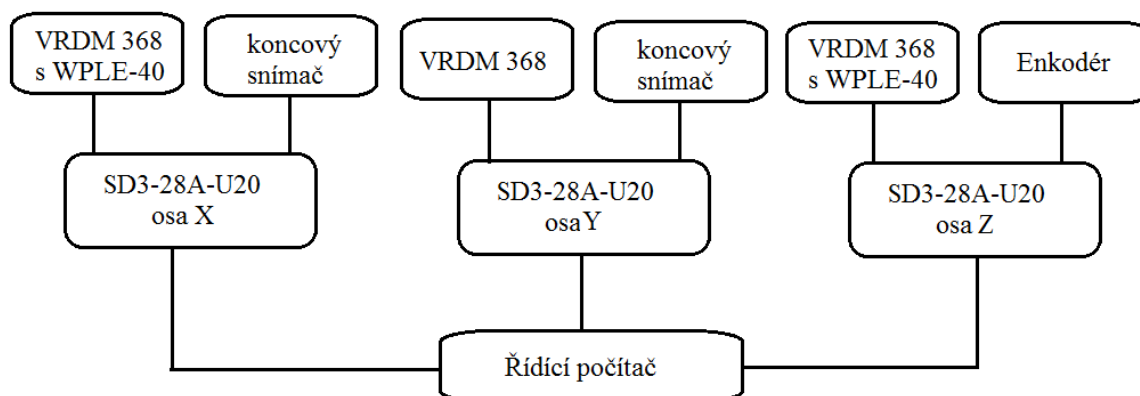
- 4.- ípka dol : pohyb v menu nebo zm na parametru; snížení hodnoty,
- 5.- ípka nahoru: pohyb v menu nebo zm na parametru; zvýení hodnoty,
- 6.-indikátor provozu,
- 7.- displej pro zobrazení hodnot.

Parametry ídicí jednotky SD3-28A-U25:

- napájecí nap tí 230 Vac a 24 Vdc,
- obsahuje sí ový filtr a ovlada brzdy motoru,
- moflnost ru ního polohování (JOG),
- jmenovitý výkon 350 W pro krokové motory do 6 Nm,
- komunika ní rozhraní RS-485 (Modbus), CANopen,
- vstupy pro bezpečný STOP a pro HALT.

7.3 Návrh uřivatelského rozhraní

Ovládání jednotlivých os zadáváním p íkaz na ídicí jednotky je p íli– zdlouhavé a neefektivní. Proto je vhodné pro pohodlí operátora zjednodu–ení a zefektivn ní jeho práce navrhnout uřivatelské rozhraní, které by tyto výhody zahrnovalo. Schématické zapojení rozhraní (motor , sníma a ídicích jednotek) je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obrázek 7.8: Schématické zapojení pohonné soustavy

Jak již bylo e eno vý–e, každá osa obsahuje svoji ídicí jednotku, t ífázový krokový motor a koncový sníma (enkodér). Krokové motory a sníma e jsou p ípojeny na svoji ídicí jednotku. ídicí jednotky jsou sb rnicí RS-485 p ípojeny k ídicímu počíta i, který ovládá jednotlivé osy.

Nejprve je nutné zadat do algoritmu maximální rozm ry p evodovky. Následn algoritmus vypo te rozm ry m ícího boxu a vytvo í bodovou sí . Robot TTT se bude po vytvo ené bodové síti pohybovat.

Data prochází z PC p es sb rnicí RS-485 do ídicí jednotky, která udává t ífázovému krokovému motoru takové impulzy, aby se osa motoru dostala do požadovaného bodu.

K zabrán ní kolize jsou osy X a Y dopln ny koncovými induk ními sníma i. Na ose Z je pouřito odm ování polohy pomocí zabudovaného enkodéru, který se nachází ve společném krytu s motorem. Nyní pokud by osa najela do koncové polohy, koncový sníma se sepne, dá signál ídicí jednotce a ta vypne krokový motor na p íslu–né ose.

8 ZÁVĚR

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

Na závěr 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 jednoduchý 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 nádobu úELY bylo vybráno lineární vedení Alurol.

V následující kapitole je popsán postup vytvoření nosné konstrukce, na které je robot uložěn. Rozměry nosné konstrukce vycházejí z rozměrů robotu TTT. Tato nosná konstrukce je svařována z ocelových profilů. Proladou modifikací z nároků na její: montáž, tuhost, manipulovatelnost a schopnost upevnit 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 stejné třífázové krokové motory. Ke splnění této podmínky jsme museli použít převodovky. Na konci této kapitoly je uveden konečný návrh uřivatelského rozhraní.

Jako pokračování doporučí provést vytvoření uřivatelského rozhraní v prostředí Windows. Dále by bylo vhodné navrhnout rozvaděč a rozvod kabeláže, které vyřadují hlubší znalosti problému. Jako hlavici (robot RRR) by bylo vhodné použít již navrhnutou 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>.
- [3] PŮNAR, 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. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Martin Kubín.
- [4] SMETANA, Ctirad, a kol.. *Hluk a vibrace. Měření a hodnocení..* Praha: Sd lovací 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 měření 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. 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>.
- [8] GAJDOTM Daniel. Polohovací zařízení pro měření intenzity hluku [online]. Ostrava, 2010 [cit. 2012-03-20]. Diplomová práce. VTMB Ostrava.
- [9] Brüel & Kjaer. *Brüel & Kjaer* [online] 2012 [cit. 10-4-2012]. Dostupné z WWW: <<http://www.bksv.com>>.
- [10] SN 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] FORITMKA, Aleš. Simulace 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>.

10 SEZNAM OBRÁZK

Obrázek 2.1: Stupnice intenzity zvuku	12
Obrázek 2.2: Struktura p-p sondy.....	14
Obrázek 2.3: Funkční kótování elní p evodové sk ín	14
Obrázek 3.1: Testovaná p evodovka [6].....	16
Obrázek 4.1: Polohovací za ízení pro m ení intenzity zvuku od firmy Brüel & Kjaer [9]17	
Obrázek 4.2: M ící sonda firmy Brüel & Kjaer [9].....	18
Obrázek 4.3: Návrh polohovacího za ízení v diplomové práci, zpracované na V ^T B-TU v Ostrav [8].....	18
Obrázek 4.4: Vytvo ená 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: Rozm ry ocelových profil a)pro vn j-í konstrukci b)pro vnit ní flebrování.26	
Obrázek 6.2: Návrh roubového spojení v programu AutoCad Inventor 2010	27
Obrázek 6.3: Jednotlivé sou ásti nosné konstrukce	28
Obrázek 6.4: Umíst ní podp rného ložiska	28
Obrázek 6.5: Kompletní návrh nosné konstrukce	29
Obrázek 6.6: ^T roubové spojení na konstrukci	30
Obrázek 6.7: Kompletní návrh robotu TTT a nosné konstrukce	31
Obrázek 6.8: Statická analýza pro první p ípad v programu Ansys Workbench i13	32
Obrázek 6.9: Statická analýza pro druhý p ípad v programu Ansys Workbench i13	32
Obrázek 6.10: První tvar vlastních kmit	34
Obrázek 6.11: Desátý tvar vlastních kmit	34
Obrázek 6.12: Dvacátý tvar vlastních kmit	35
Obrázek 7.1: Výsledek simulace moment [13].....	37
Obrázek 7.2: Charakteristiky motoru VRDM 368	40
Obrázek 7.3: Výkres motoru VRDM 368	41
Obrázek 7.4: Schéma jednostup ové planetové p evodovky [14].....	42
Obrázek 7.5: ídící jednotka SD3	44
Obrázek 7.6: Ozna ení parametr ídící jednotky	45
Obrázek 7.7: Popis jednotlivých funkcí ídící 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 mříčkového 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 předepsané 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: Přiznání parametrů k obrázku 7.7</i>	<i>45</i>

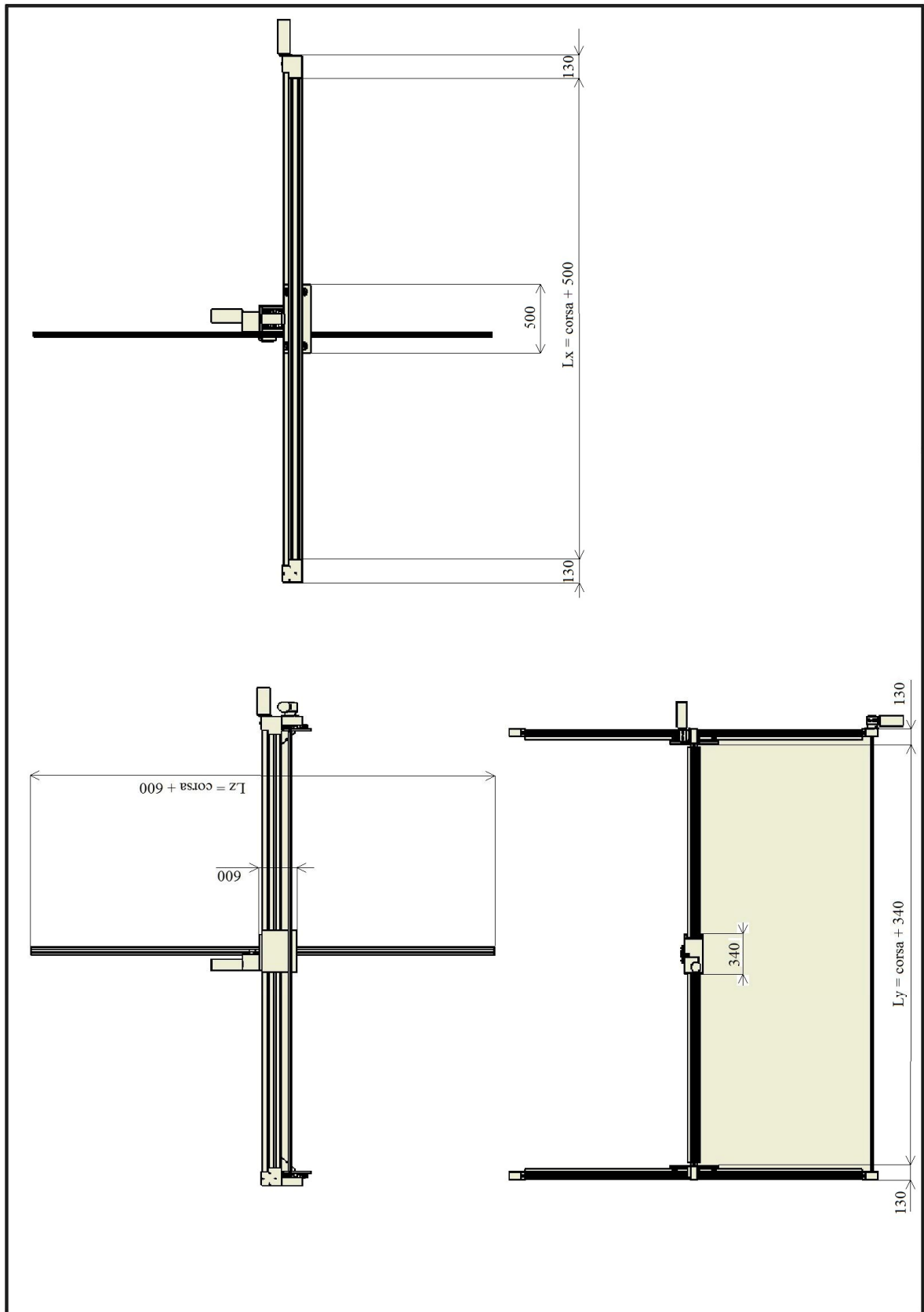
12 SEZNAM P ÍLOH

P íloha 1: Návrh robotu TTT

P íloha 2: Komponenty robotu TTT

P íloha 3: Komponenty nosné konstrukce

P íloha 1: Návrh robotu TTT



Příloha 2: Komponenty robotu TTT

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

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 ty			4	2,97	54,86
Rám Y dlouhá ty			4	3,295	60,86
Celkem					160,6
Profil 30x30x3 mm					
fiebrování	Rám X	2,291	12	0,5223	14,36
	Rám Y		6	0,8	10,99
Celkem					25,35
Ucho, opěrka, zavěšovací, spojovací materiál, ložisko		---	57	---	10,56
Celková hmotnost konstrukce					196,52