

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Výpočet kinematiky a rozbor tuhosti paralelního mechanismu
S-Delta

2016

Bc. Filip Šáfr



Vysoká škola: ČVUT v Praze
Fakulta: strojní
Ústav: Výrobní stroje a zařízení
Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro **Bc. Filip Šáfr**
Program: Strojní inženýrství
Obor: Výrobní stroje a zařízení

Téma práce: **Výpočet kinematiky a rozbor tuhosti paralelního mechanismu S-Delta**
Kinematics and stiffness analysis of parallel mechanism S-Delta

S t r u č n á o s n o v a z a d á n í :

Návrh mechanismu pro polohování/manipulaci využívající paralelního mechanismu S-Delta. Hlavní částí práce bude rozbor kinematiky a tuhosti mechanismu navrženého pro aplikaci polohování. Součástí práce bude konstrukční zpracování navrženého mechanismu a kontrola jeho tuhosti ve zvoleném pracovním prostoru.

Stručná osnova práce:

- Rešerše v oblasti polohovacích/manipulačních mechanismů
- Vytyčení parametrů navrhovaného mechanismu pro danou aplikaci
- Kinematický rozbor mechanismu S-Delta
- Rozbor tuhosti mechanismu na zjednodušeném modelu
- Konstrukční návrh
- Kontrola tuhosti reálné konstrukce

Rozsah grafické části práce: Sestava mechanismu, 1 – 2 výrobní výkresy
Tuhostní mapa mechanismu

Rozsah textové části práce: 60 – 80 stran

Doporučená literatura: TALÁCKO, Jaroslav a Robert MATIČKA. *Konstrukce průmyslových robotů a manipulátorů*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1995, 236 s. ISBN 80-01-01291-3.
STEJSKAL, Václav a Michael VALÁŠEK. *Kinematics and Dynamics of Machinery*. Marcel Dekker, Inc. New York, 1996.
ANGELES, Jorge. *SDelta: a Novel Three-Limb Six-dof Parallel-kinematics Machine*. In: Proceedings of 2014 Workshop on Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators. Tianjin, China: 2014

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Švéda, Ph.D.

Konzultant: Prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola

Datum zadání diplomové práce: 25. 4. 2016


Termín odevzdání diplomové práce: 15. 7. 2016

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu, musí tuto skutečnost předem písemně zdůvodnit a omluva být děkanem uznána. Děkan studentovi stanoví náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, musí si student zapsat diplomovou práci podruhé.


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

Zadání diplomové práce převzal dne: 20.4.2016


.....
student


Ing. Petr Kolář, Ph.D.
vedoucí ústavu




Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

V Praze dne 20. 4. 2016

Prohlášení

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

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

V Praze dne 15.7.2016

.....

podpis

Poděkování

Úvodem bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Jiřímu Švédovi, Ph.D. za vedení této práce, jeho podnětné rady a připomínky při jejím vypracování. Dále bych chtěl poděkovat panu prof. Dr. Ing. Tomáši Vampolovi za vedení v oblasti řešení kinematiky a výpočtu tuhosti. Poděkování patří také panu Ing. Františkovi Petřů za poskytnuté konzultace a cenné rady ke konstrukčnímu řešení.

Především bych ale chtěl poděkovat svým rodičům za podporu a trpělivost, se kterou mě podporovali v průběhu celého studia a tvorbě této diplomové práce.

Anotace

Jméno autora:	Filip Šáfr
Název DP:	Výpočet kinematiky a rozbor tuhosti paralelního mechanismu S-Delta
Číslo DP:	1733
Rozsah práce:	116 stran, 92 obrázků, 16 tabulek
Školní rok:	2015/2016
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí DP:	Ing. Jíří Švéda, Ph.D.
Konzultant:	prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola
Klíčová slova:	konstrukce, paralelní kinematika, polohovací stůl, redundantní mechanismus
Anotace:	Obsahem této diplomové práce je konstrukční návrh polohovacího stolu s paralelní kinematikou S-Delta. Hlavními body práce jsou rozbor kinematiky, řešení dopředné a inverzní úlohy polohy a rychlosti paralelního mechanismu a jeho syntéza pro zadané požadavky na polohování. Na základě této analýzy je vypracován konstrukční návrh zařízení a proveden rozbor tuhosti výsledného mechanismu pomocí prostředků MKP.

Annotation

- Author: Filip Šáfr
- Title of thesis: Kinematics and stiffness analysis of parallel mechanism S-Delta
- Number: 1733
- Extent: 116 pages, 92 figures, 16 tables
- University: CTU – Faculty of Mechanical Engineering
- Department: Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
- Supervisor: Ing. Jíří Švéda, Ph.D.
- Adviser: prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola
- Key words: design, parallel kinematics, trunnion table, redundant mechanism
- Annotation: This diploma thesis deals with design of a 6DOF trunnion table which uses parallel kinematic structure S-Delta. This includes the solution of forward and inverse kinematics and synthesis of the mechanism based on manipulation requirements. Key part of this thesis is a mechanical design of the table and its stiffness analysis by means of FEM.

Přehled použitých veličin a jednotek

a	$[m]$	délka strany platformy
b	$[m]$	délka strany základny
c_k	$[m N^{-1}]$	krutová složka axiální poddajnosti šroubu
c_k^φ	$[rad N^{-1} m^{-1}]$	krutová složka torzní poddajnosti šroubu
c_t	$[m N^{-1}]$	tahová složka axiální poddajnosti šroubu
c_t^φ	$[rad N^{-1} m^{-1}]$	tahová složka torzní poddajnosti šroubu
c_s^φ	$[rad N^{-1} m^{-1}]$	celková torzní poddajnost šroubu
c_z	$[m N^{-1}]$	poddajnost platformy ve směru z
C_δ^z	$[m N^{-1}]$	celková poddajnost platformy při zatížení silou v z
C_ζ^z	$[rad N^{-1}]$	úhlová poddajnost platformy při zatížení silou v z
d_0	$[m]$	průměr valivých elementů kuličkového šroubu
d_s	$[mm]$	jmenovitý průměr kuličkového šroubu
D_{PO}	$[mm]$	průměr pracovního objemu stolu
D_{red}	$[m]$	redukovaný průměr šroubu
D_s	$[m]$	výpočtový průměr šroubu
\vec{e}_i	$[1]$	jednotkový vektor ve směru \vec{r}_i
E	$[Pa]$	Youngův modul pružnosti
$E_{(v)}$	$[1]$	střední hodnota veličiny modelované β -rozdělením
\vec{f}_i	$[1]$	jednotkový vektor ve směru osy ramene
\vec{F}_l	$[N]$	Zátěžná síla na platformu
$F_{o1,2}$	$[N]$	osová síla ve šroubové vazbě 1,2 pohonu C-drive
F^l	$[N]$	síla v souřadnici l_i
F^r	$[N]$	síla v souřadnici r_i
F^R	$[N]$	osová síla na objímku pohonu C-Drive
G	$[Pa]$	modul pružnosti ve smyku
h	$[m rad^{-1}]$	stoupání šroubu obecně
$h_{1,2}$	$[m rad^{-1}]$	stoupání šroubu 1,2 pohonu C-Drive
h_{PO}	$[mm]$	výška pracovního objemu stolu
\vec{i}_2	$[1]$	jednotkový vektor ve směru osy x_2
\vec{j}_2	$[1]$	jednotkový vektor ve směru osy y_2
J_u	$[-]$	jacobiho matice \vec{f} podle závislých souřadnic
J_q	$[-]$	jacobiho matice \vec{f} podle nezávislých souřadnic
\vec{k}_2	$[1]$	jednotkový vektor ve směru osy z_2
k_c^φ	$[Nm rad^{-1}]$	celková torzní tuhost výstupní příruby převodovky
k_L	$[N m^{-1}]$	axiální tuhost ložiska
k_M	$[N m^{-1}]$	axiální tuhost kuličkové matice
k_{mj}	$[N m^{-1}]$	axiální tuhost maticové jednotky

k_{mp}	$[Nm^{-1}]$	axiální tuhost maticového pouzdra
k_p^ϕ	$[Nm\ rad^{-1}]$	torzní tuhost převodovky
k_z	$[Nm^{-1}]$	tuhost platformy ve směru z
K	$[-]$	rychlostní transformační matice
K_p	$[-]$	matice tuhosti platformy
l_i	$[m]$	souřadnice mechanismu, délka ramene
l_k	$[m]$	délka šroubu namáhaného na krut
l_{red}	$[m]$	redukováná délka šroubu
l_t	$[m]$	délka šroubu namáhaného na tah
L	$[m]$	posunutí výsuvného ramene
\vec{M}_l	$[Nm]$	zátěžný moment na platformu
$M_{o1,2}$	$[Nm]$	moment ve šroubové vazbě 1,2 pohonu C-Drive
M_{sm}	$[Nm]$	moment servomotoru pohonu výsuvného ramene
$M_{sm1,2}$	$[Nm]$	moment servomotoru 1,2 v pohonu C-Drive
M^ϕ	$[Nm]$	moment v souřadnici ϕ_i
M^Φ	$[Nm]$	moment působící na objímku pohonu C-Drive
n	$[1]$	počet stupňů volnosti
n_{sm}	$[min^{-1}]$	otáčky servomotoru
O_i	$[-]$	označení bodu cylindrické vazby
p	$[1]$	převod obecně
\vec{p}_i	$[1]$	jednotkový vektor $\vec{P} - \vec{S}_i$
P	$[-]$	označení středu platformy
\vec{P}	$[m]$	polohový vektor středu platformy v syst. 1
\vec{q}	$[-]$	vektor nezávislých souřadnic
r_i	$[m]$	souřadnice mechanismu, poloha cylindrické vazby
R	$[m]$	posunutí objímky C-Drive
\vec{s}_i	$[m]$	polohový vektor vrcholu platformy v syst. 1
S_i	$[-]$	označení vrcholu platformy
t	$[1]$	počet těles
\vec{t}	$[-]$	sdužený vektor rychlosti platformy
T_{12}	$[1]$	transformační matice ze zákl. systému na syst. platformy
\vec{u}	$[-]$	vektor závislých souřadnic
v_i	$[1]$	počet kinematických dvojic i -tého řádu
V_i	$[-]$	označení vrcholu základny
\vec{V}_i	$[m]$	polohový vektor vrcholu základny v syst. 1
\vec{w}_i	$[m]$	pomocný vektor k popisu natočení ramene
z_S	$[m]$	výška středu stroje nad základnou

α	[1]	koeficient β -rozdělení
β	[1]	koeficient β -rozdělení
γ	[°]	úhel styku valivých elementů v kuličkovém šroubu
$\vec{\delta}$	[m]	posunutí platformy vlivem deformace mechanismu
ϕ_i	[rad]	souřadnice mechanismu, natočení cylindrické vazby
$\vec{\dot{\phi}}$	[–]	sdužený vektor rychlosti nezáv. souřadnic
φ_{sm}	[rad]	natočení servomotoru pohonu výsuvného ramene
$\varphi_{1,2}$	[rad]	natočení šroubu 1,2 pohonu C-Drive
Φ	[rad]	natočení objímky C-Drive
$\vec{\omega}$	[rad s ⁻¹]	vektor úhlové rychlosti platformy
μ	[1]	Poissonovo číslo
$\vec{\zeta}$	[rad]	Natočení platformy vlivem deformace mechanismu

Obsah

1	Úvod	13
2	Cíl práce	14
3	Paralelní kinematika a využití v průmyslu	16
3.1	Paralelní kinematika obecně	18
3.1.1	Definice	18
3.1.2	Klasifikace	18
3.1.3	Obecné vlastnosti	21
3.2	Aplikace pro manipulaci	22
3.3	Aplikace v obráběcích strojích	25
3.3.1	Sprint Z3	25
4	Specifikace funkčních požadavků	29
5	Popis mechanismu	30
5.1	Stupně volnosti mechanismu	30
5.2	Souřadnice pro popis mechanismu	31
5.3	Dopředná úloha polohy	31
5.4	Dopředná úloha rychlosti	34
5.4.1	Rychlosti závislých souřadnic	34
5.4.2	Rychlost platformy	35
5.5	Inverzní úloha polohy	38
5.6	Inverzní úloha rychlosti	39
5.7	Pracovní prostor mechanismu	39
5.7.1	Dosažitelné polohy platformy	40
5.7.2	Dosažitelné natočení platformy	42
5.8	C-drive	45
5.8.1	Silové poměry C-drive	46
6	Zjednodušený model mechanismu	48
6.1	Popis zjednodušeného modelu	48
6.2	Parametrizace modelu	49
6.3	Mapa tuhosti zjednodušeného modelu	50
7	Konstrukční návrh - výpočtová část	57
7.1	Typický scénář polohování	57
7.2	Syntéza mechanismu	59
7.3	Rychlostní poměry	64

7.3.1	Modelový polohovací cyklus	64
7.3.2	Časové rozložení rychlostí a střední rychlost	66
7.3.3	Závislost rychlostí na geometrických parametrech	67
7.4	Vnitřní silové poměry	69
7.4.1	Scénáře zatěžování	69
7.4.2	Časové rozložení sil	70
8	Popis konstrukce	72
8.1	Konstrukční varianty	72
8.1.1	Varianta 1	72
8.1.2	Varianta 2	73
8.1.3	Varianta 3	73
8.1.4	Varianta 4	74
8.1.5	Zvolená varianta - detailní koncept	75
8.2	Rozpracování zvolené varianty	76
8.2.1	Sestava lože	77
8.2.2	Sestava vozíku	78
8.2.3	Otoč	80
8.2.4	Výsuvné rameno	81
8.2.5	Kardanův kloub	81
8.2.6	Stůl	83
8.3	Dimenzování pohonů	84
8.3.1	Pohon vysunutí ramene	84
8.3.2	Pohon C-drive	86
8.4	Manipulovatelnost výsledné konstrukce	88
9	Rozbor tuhosti mechanismu	90
9.1	Popis výpočetního modelu	90
9.1.1	Modelování lineárních vedení	91
9.1.2	Náhrada maticových jednotek	92
9.1.3	Modelování C-drive	93
9.1.4	Modelování pohonu vysunutí ramene	95
9.1.5	Modelování kardanova kloubu	96
9.2	Výsledky rozboru tuhosti	97
9.3	Zhodnocení výsledků	103
10	Závěr	105
11	Dodatky	109
11.1	Seznam použité literatury	109

11.2 Seznam obrázků	112
11.3 Seznam tabulek	114
11.4 Použitý software	115
11.5 Seznam textových příloh	115
11.6 Seznam výkresových příloh	115
11.7 Obsah CD přílohy	116

1 Úvod

Tématem této diplomové práce je návrh polohovacího stolu se šesti stupni volnosti, který využívá paralelní kinematickou strukturu S-Delta. Polohovací zařízení s paralelní kinematikou mají v praxi velmi širokou oblast použití: Od mikropolohování vzorků se submikronovou přesností ve výzkumných zařízeních až po orientování vesmírných teleskopů, od pilotních simulátorů, po zábavní zařízení. Ve všech těchto oblastech našly uplatnění paralelní kinematické struktury.

Zařízení, jehož návrh je popsán v následujících kapitolách, je kruhový polohovací stůl pro průmyslové využití o průměru 320 mm . Stůl má šest stupňů volnosti, přičemž prioritou polohování je orientování stolu v prostoru s velkými rozsahy natočení nikoliv obsažení velkého pracovního prostoru translačními pohyby. Pro splnění požadavků na vysokou manipulovatelnost je zařízení vybaveno redundantními pohony s využitím inovativní kinematické struktury C-drive.

V průběhu práce je proveden kinematický rozbor mechanismu, jsou vytvořeny nástroje pro řešení dopředné a inverzní úlohy polohy a rychlosti stolu, nástroje pro analýzu pracovního prostoru a syntézu mechanismu. Pomocí těchto nástrojů je dále vytvořen konstrukční návrh a proveden rozbor jeho tuhosti v systému *Ansys*.

Diplomová práce má široký rozsah a jejím cílem je pokrýt všechny klíčové fáze obecného návrhu strojního zařízení. Práce představuje studii proveditelnosti, která se během procesu kompletního technického návrhu snaží odhalit výhody a nevýhody zařízení, obecně popsat jeho vlastnosti a najít možná úskalí konstrukční realizace. Výstupem práce pak je základní návrh alternativního manipulačního zařízení, které umožňuje snadnou orientaci předmětu v prostoru.

2 Cíl práce

Hlavním cílem je základní návrh polohovacího stolu se šesti stupni volnosti. Klíčové body, které mají být řešeny, jsou dány oficiálním zadáním a jsou v následující sekci dále rozepsány a doplněny body vedlejšími, které podrobněji mapují postup řešení. Hlavní body zadání jsou:

- Rešerše v oblasti polohovacích/manipulačních mechanismů
- Vytyčení parametrů navrhovaného mechanismu pro danou aplikaci
- Kinematický rozbor mechanismu S-Delta
- Rozbor tuhosti mechanismu na zjednodušeném modelu
- Konstrukční návrh
- Kontrola tuhosti reálné konstrukce

K uvedení do problematiky mechanismů s paralelní kinematickou strukturou bude vypracována rešerše z oblasti polohovacích mechanismů, která vzhledem k tématu práce bude zaměřena právě na tyto struktury. Předmětem rešerše bude historický vývoj, klasifikace paralelních mechanismů a jejich obecné vlastnosti, které budou reflektovány při návrhu mechanismu S-Delta. Dále budou popsány současné případy využití těchto mechanismů ve výrobním průmyslu včetně představení několika konkrétních zařízení.

Následně bude popsána možná aplikace zařízení a z ní vycházející požadavky na manipulační schopnosti mechanismu. Ty budou tvořit vstupní parametry pro konkrétní návrh zařízení.

Aby vůbec bylo možné provést konstrukční návrh mechanismu, musí být nejprve provedena jeho syntéza na základě vstupních parametrů a k tomu je nutné vytvořit matematický popis a nástroje na jeho řešení. Základem je schopnost řešit dopřednou a inverzní úlohu polohy a rychlosti, pak je možné analyzovat pracovní prostor mechanismu, manipulovatelnost, rychlostní poměry v mechanismu atd.

Z potřeby zpracovávat a hodnotit velké množství konfigurací mechanismu během návrhu budou všechny tyto nástroje matematického popisu implementovány v systému *Matlab* ve formě funkcí a skriptů včetně nástrojů pro vizualizaci výsledků.

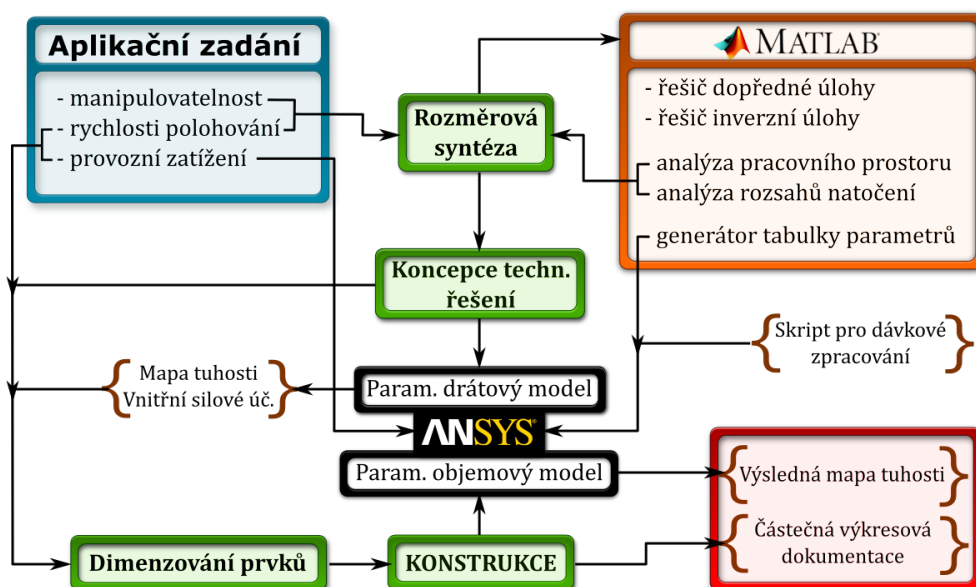
Tyto výpočetní nástroje poskytnou informace o rozměrech a rychlostech v mechanismu, pro konstrukci zařízení je však zapotřebí znát také silové poměry v mechanismu vycházející z dynamiky a vnějšího zatížení stolu. Pro získání těchto informací budou výpočetní nástroje rozšířeny o zjednodušený MKP model mechanismu v systému *Ansys*. Tento model bude sestavený parametricky, aby bylo možné pomocí vytvořeného skriptu řešit různé polohy a zatížení mechanismu. Zároveň na něm budou vyvinuty a vyzkoušeny prostředky pro MKP analýzu tuhosti mechanismu v celém pracovním prostoru pro pozdější využití na výsledném konstrukčním návrhu.

Po vytvoření všech výpočetních nástrojů bude přistoupeno k vlastnímu konstrukčnímu řešení jehož prvním krokem je rozměrová syntéza mechanismu na základě požadavků na polohování a konstrukčních omezení jednotlivých uzlů. Pro zjištění rozměry mechanismu pak může být proveden rozbor maximálních rychlostí a sil v pohonech mechanismu, jejichž znalost je nutností pro dimenzování jednotlivých součástí.

S těmito podklady pak bude přistoupeno k vlastnímu konstrukčnímu řešení. Budou navrženy konstrukční varianty, nejvhodnější z nich bude vybrána k plnému zpracování a na výsledném řešení budou zhodnoceny jeho manipulační schopnosti. Výstupem konstrukčního řešení je dle zadání také částečná výkresová dokumentace v rozsahu 1 výkres vrcholové sestavy a 1 až 2 výrobní výkresy součástí.

Strukturální součásti vzniklé konstrukčním řešením budou následně použity pro sestavení výpočetního modelu v systému *Ansys*, který bude parametrizován stejným způsobem jako model zjednodušený. To opět umožní analyzovat mechanismus v různých polohách a sestavit mapu tuhosti v pracovním prostoru. Výsledky analýzy tuhosti budou porovnány s výsledky zjednodušeného modelu a bude diskutována možnost náhrady komplexního modelu modelem zjednodušeným. Schéma předpokládaného postupu práce je znázorněno na obr. 1.

Fakt, že polohovací stůl je navržen jako zařízení s redundantními pohony, vzbuzuje otázky týkající se možnosti řízení takového mechanismu. Nedá se totiž říci, že by redundantní pohony patřily mezi zcela zvládnutou a v praxi používanou technologii (pokud nejsou myšleny pohony typu *master-slave* nebo *gantry*) a zatím se jedná spíše o doménu výzkumných projektů. Ani diplomová práce se problematikou řízení nezabývá, a proto není v dalším textu řízení vůbec uvažováno (respektive předpokládá se jeho realizovatelnost).

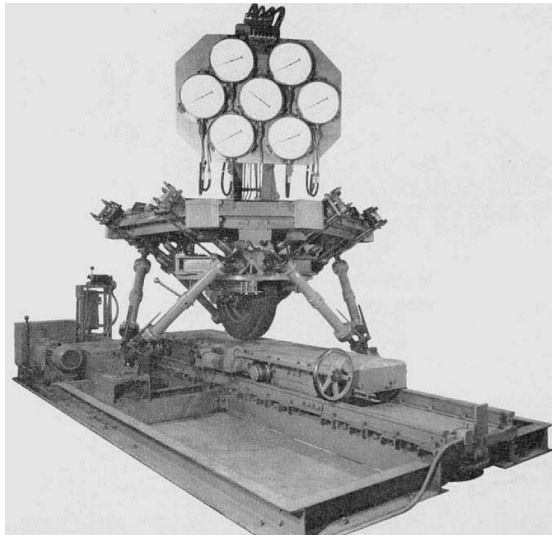


Obr. 1: Klíčové prvky postupu řešení a jejich propojení

3 Paralelní kinematika a využití v průmyslu

Historické prameny ukazují, že problematika paralelních kinematik je známa již velmi dlouhou dobu. První zmínky pocházejí již z roku 1645, kdy se jimi na teoretické úrovni zabýval matematik Christopher Wren. Dále to byl například Augustin-Louis Cauchy v roce 1813 a Henry Léon Lebesgue roku 1867. Těmto matematikům paralelní struktury nabízely řadu teoretických problémů k řešení, mezi hlavní patřila například analýza singulárních bodů[1].

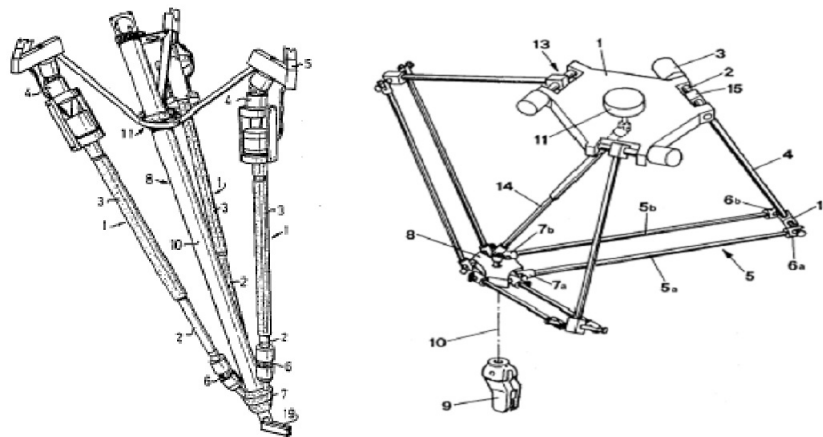
První aplikace, která těmto mechanismům pootevřela dveře průmyslu se však datuje až do roku 1954, kdy Eric Gough uvedl do provozu zařízení pro testování pneumatik (obr. 2). Toto zařízení, využívající paralelní kinematickou strukturu se šesti stupni volnosti, následně popsal a ve vědeckém článku publikoval D. Steward.



Obr. 2: Zařízení na testování pneumatik (převzato z [1])

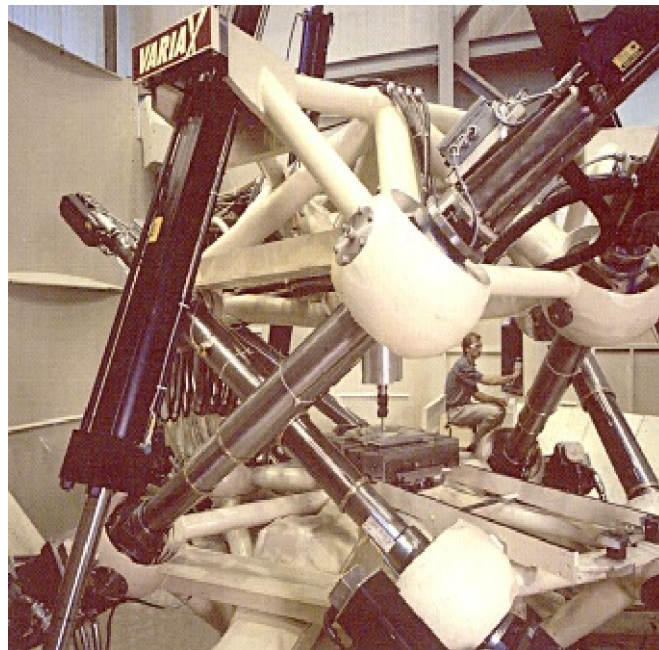
K většímu rozšíření paralelních mechanismů v průmyslu a jejich užití v aplikacích náročných na přesné polohování však nedošlo. Důvodem byla především náročnost řízení a absence dostatečně výkonných informačních systémů, které by ho obstaraly. Použití bylo tedy dlouhou dobu omezeno na simulování pohybů – již zmíněné testování pneumatik a letecké simulátory[2].

K dalšímu rozvoji došlo až v devadesátých letech minulého století kdy paralelní kinematiky upoutaly pozornost konstruktérů průmyslových robotů a manipulátorů. Během této doby vznikly dva základní koncepty, které se dočkaly komerčního úspěchu. Jedná se o strukturu *Delta* představenou Raymondem Clavelem a *Tricept* koncepcí, kterou v roce 1987 představil Karl-Eric Neumann (obr. 3). O skutečném využití v průmyslu se ale nedalo příliš uvažovat až do roku 1992, kdy Comau Pico představilo první multiprocesorový kontrolér[3].



Obr. 3: Struktury Tricept (vlevo) a Delta (převzato z [2])

První prototypy obráběcích strojů se objevily v roce 1994 na veletrhu IMTS v Chicagu v podobě pětiosých frézovacích strojů využívajících Stewart-Gough platformu. Jednalo se o stroje *Octahedral Hexapod* od firmy Ingersoll a *Variax* (obr. 4) postavený firmou Giddinds & Lewis[2].



Obr. 4: G&L Variax

V následujících letech se v oblasti obráběcích strojů objevila celá řada dalších konceptů, zpravidla se však jednalo pouze o prototypy a akademické studie. Uplatnění v průmyslu a komerčního úspěchu dosáhlo jen velmi malé množství těchto strojů.

3.1 Paralelní kinematika obecně

Ačkoliv v průmyslu byly paralelní kinematiky v uplynulých letech spíše vzácností, na teoretické úrovni jim bylo věnováno mnoho pozornosti. Vznikly algoritmy na syntézu paralelních struktur a s jejich pomocí bylo vygenerováno mnoho koncepcí. Řada výzkumné činnosti byla orientována na postupy optimalizace struktur, analýzu polohových chyb a efektivní metody výpočtu kinematiky.

Již poměrně málo pozornosti bylo věnováno důkladnému rozboru vlastností jednotlivých struktur a jejich vzájemnému porovnání[4].

3.1.1 Definice

Paralelní kinematikou (dále také PK, v anglických textech obvykle PKM - parallel kinematic machine) rozumíme mechanismus s uzavřenou smyčkou, kde koncový efektor (pohyblivou platformu) spojuje se základním rámem minimálně dvojice nezávislých kinematických řetězců (ramen).

3.1.2 Klasifikace

Struktury PK mohou nabývat širokého rozmezí podob. S použitím algoritmů na syntézu je takových podob možno vygenerovat nepřeborné množství, z nichž některé mohou mít velice specifické složení, výrazně vybočující z představ zažitých v běžné technické praxi. Z toho důvodu jsou zde uvedeny základní možnosti klasifikace struktur PK.

Mezi základní parametry popisující strukturu PK můžeme zařadit:

- počet stupňů volnosti platformy
- symetrie
- počet ramen
- kinematická struktura ramen
- struktura základního rámu
- typ aktuátorů
- přítomnost pasivních ramen
- přítomnost redundantních ramen

Počet stupňů volnosti (dále také zkráceně DOF z anglického degrees of freedom) koncového efektoru je primárním parametrem, který charakterizuje PK. Plné využití možností paralelních struktur svádí k návrhu mechanismu se šesti stupni volnosti. Ve většině průmyslových aplikací však není třeba plná manipulovatelnost platformy.

V obráběcích strojích je zbytečné zavádět rotaci platformy kolem osy vřetene a stačí zde mechanismus s pěti DOF. Objevuje se i varianta strojů s platformou, která má tři DOF a je doplněná dvouosou naklápěcí hlavou.

V manipulátorech určených pro třídění a paletizaci typu pick-and-place opět stačí tři translační stupně volnosti platformy obvykle doplněné úchopnou hlavici otočnou kolem osy platformy[4].

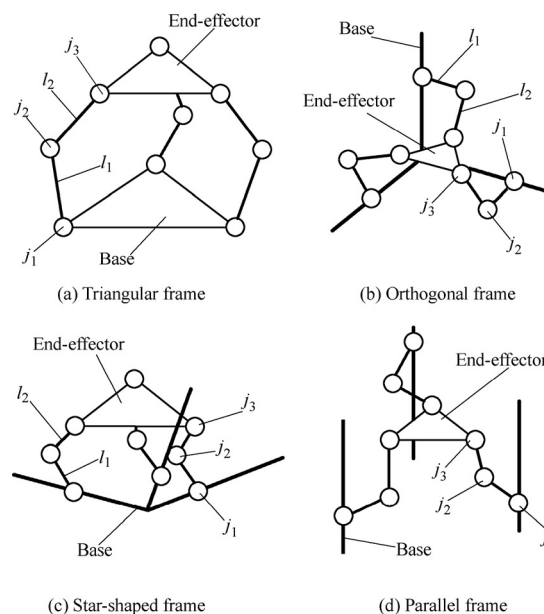
Symetrie mechanismu se vztahuje jak na geometrické uspořádání, tak na podobu kinematických řetězců ramen. Symetrický mechanismus má tedy všechny ramena identická co do uplatněných kinematických dvojic i geometrických rozměrů.

Počet ramen často odpovídá počtu stupňů volnosti platformy, ale není to pravidlem. U prostorových mechanismů jsou obvyklé tři, šest, případně pět ramen.

Kinematická struktura ramen určuje spolu s jejich množstvím počet stupňů volnosti platformy. Rameno je zpravidla složeno ze dvou těles a třech kinematických dvojic (typicky dva díly teleskopického ramene, nebo pevná vzpěra a vozík posuvný po základním rámu). Počet těles a tím pádem i kinematických dvojic v řetězci samozřejmě není omezen, ale zvyšuje složitost mechanismu, množství nutných aktuátorů i nároky na řídicí systém. Z toho důvodu je nejvíce rozšířená zmíněná podoba ramene ze dvou těles.

Strukturou základního rámu je myšleno především prostorové uspořádání kinematických dvojic mezi rámem a rameny, tedy jejich vzájemná poloha a orientace. Je odvislá od symetrie mechanismu, počtu ramen a typu kinematických vazeb mezi rámem a rameny.

Příklad různých struktur rámu pro symetrické mechanismy se třemi translačními DOF je na obr. 5.



Obr. 5: Struktura rámu pro PK se třemi DOF (převzato z [4])

Typ aktuátorů použitých pro polohování mechanismu je daný konfigurací mechanismu. Z důvodu soustředění hmotností co nejdále od koncového efektoru (zajištění dobré dynamiky) je přirozené aktivně pohánět primárně kinematické vazby mezi rámem a rameny, případně kinematické vazby mezi jednotlivými tělesy ramen.

Obecně platí, že mechanismus musí mít nejméně tolik poháněných vazeb, kolik má stupňů volnosti.

Z technického hlediska je dobře realizovatelný pohon rotační a prizmatické (posuvné) kinematické dvojice, náročnější je realizace pohonu cylindrické vazby. Sférické a univerzální vazby jsou realizovány jako pasivní.

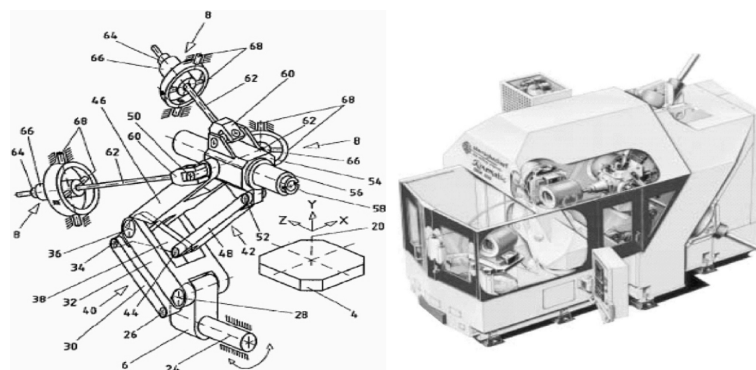
Redundantní ramena jsou další kinematické řetězce s aktivně řízenými vazbami spojující platformu se základním rámem. Těmito nadbytečnými rameny je do mechanismu zavedeno více pohonů, než kolik má mechanismus DOF a ten se tak stává staticky neurčitým.

Výrazně stoupá složitost řízení mechanismu a větší počet členů se promítá i do výsledné ceny. Redundantní pohony však přinášejí následující výhody[5]:

- možnost odstranění singulárních poloh z pracovního prostoru
- vyšší a rovnoměrnější rozdělení tuhosti v pracovním prostoru
- lepší a rovnoměrnější dynamické vlastnosti
- vyšší a rovnoměrněji rozdělenou první vlastní frekvenci
- možnost úplného odstranění problému s vůlemi
- možnost on-line kalibrace

Pasivní ramena jsou na některých strukturách PK použita k omezení stupňů volnosti platformy. Příkladem je již zmíněný *Tricept*, kde součástí platformy je teleskopický středový sloup ukotvený k rámu univerzální vazbou.

Dalším příkladem použití pasivního kinematického řetězce, který spojuje efektor se základním rámem je stroj **SKM 400** od firmy Starrag-Heckert (obr. 6). Tento pasivní řetězec platformě odebrává tři rotační DOF a udržuje konstantní orientaci vřetene. Odpadají tak rozměrné dráhy lineárních vedení a jejich krytování.



Obr. 6: Stroj SKM 400 s pasivním ramenem (převzato z [1])

Vláknové struktury tvoří speciální kategorii paralelních mechanismů, která v současné době nemá příliš technických využití. Pozornost je jim věnována spíše ve vědeckých a akademických kruzích. Možnost využití je spatřována například ve skladové manipulaci.

U těchto struktur je pohyblivá platforma zavěšena na několika vláknech, jejichž délka je řízena přesným navíjením. Byly představeny i struktury doplněné pasivními vlákny. Výhodou jsou velké pracovní rozsahy platformy a prostorově úsporná instrumentace, kterou lze snadno vestavět do existujících skladových prostor [6].

3.1.3 Obecné vlastnosti

Oproti sériovým mechanismům mají PK řadu velice výhodných vlastností, proto je jim věnováno tolik pozornosti na výzkumné úrovni. Zároveň se s nimi ale pojí komplikace, které významným způsobem brzdí pronikání těchto mechanismů do průmyslového prostředí.

Konkrétní vlastnosti samozřejmě silně závisí na dané struktuře. Většina sledovaných parametrů se navíc chová antagonisticky, například struktura optimalizovaná na statickou tuhost platformy bude mít horší dynamické vlastnosti a podobně[5].

Zde uvedené vlastnosti vychází tedy jen z velice zobecněného srovnání sériových a paralelních struktur a jsou shrnuty v tab. 1.

	Paralelní struktura	Sériová struktura
Typ kinematického řetězce	uzavřená smyčka	otevřená smyčka
Přirozený popis	kartézské souřadnice	souřadnice vazeb
Tuhost	vysoká	nízká
Dynamika pohybů	vysoká	nízká
Poměr velikosti pracovního a zástavbového prostoru	špatný	dobrý
Umístění aktuátorů	v blízkosti rámu	na pohybujících se částech
Přednostní vlastnost	tuhost	dexterita
Výpočet dopředné kinematiky	náročný	jednoduchý a jednoznačný
Výpočet inverzní kinematiky	jednoduchý a jednoznačný	náročný
Singularity	statické	dynamické
Vhodná aplikace	přesné polohování	pohyby ve velkém rozsahu

Tab. 1: Srovnání vlastností paralelních a sériových struktur (převzato z [7])

Vedle vlastností uvedených v tabulce můžeme provést srovnání z pohledu spíše konstrukčního. Zatímco návrh sériové kinematiky se musí primárně zaměřit na dimenzování komponent z hlediska tuhosti, únosnosti a modálního chování, v úvodní fázi návrhu PK jsou jako první řešena struktura, pracovní prostor, singularity a kolize ramen [7].

Další tabulku výhod a nevýhod PK uvádí v [8] M. Weck a D. Staimer, tato tabulka vhodně doplňuje předchozí, a proto je zde v upravené formě prezentována jako tab. 2.

Výhody	Nevýhody
Vysoká tuhost díky uzavřené smyčce	Náročné řízení
Obvykle tlakové/tahové namáhání ramen	Výrobně náročné klíčové prvky (kulové vazby)
Malé pohyblivé hmoty	Omezená dexterita
Vysoká dynamika	Náchylnost na tepelné ovlivnění
Velké procento opakujících se součástí	Tuhost je závislá na poloze
Modulární design	Špatný poměr velikosti zařízení a prac. prostoru

Tab. 2: Výhody a nevýhody PK (převzato z [8])

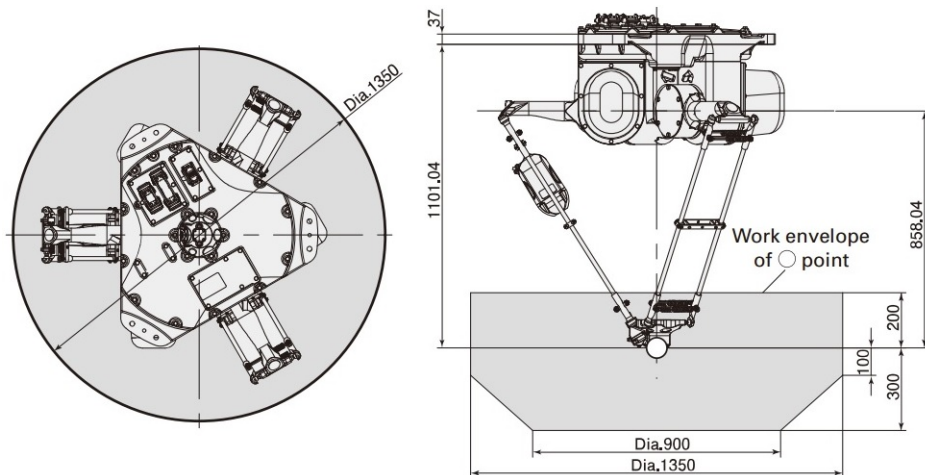
3.2 Aplikace pro manipulaci

Do průmyslu pronikají v poslední době paralelní kinematiky především ve formě velice rychlých manipulátorů určených pro pick-and-place aplikace, které se uplatňují při třídění z pohybuujícího se pásu, paletizaci a balení, montáž drobných elektronických součástek a podobně.



Obr. 7: FANUC M-3iA

Tyto roboty jsou založeny na *delta* struktuře s platformou se třemi DOF (obr. 7). Každé ze třech ramen je tvořeno paralelogramem, který spojuje platformu s klikou vykonávající kývavý pohyb. Díky využití kompozitních materiálů v konstrukci ramen dosahují tyto manipulátory vysokých zrychlení.



Obr. 8: Pracovní prostor robotu M-3iA

Většina předních výrobců průmyslových robotů nyní zařadila tyto paralelní manipulátory do svých nabídek a to zpravidla v několika velikostech (například pro břemena 1 kg, 3 kg a 6 kg). Dále můžeme v nabídkách nalézt provedení pouze se třemi translačními DOF nebo provedení s platformou osazenou natáčecí hlavou, která zvyšuje počet stupňů volnosti na čtyři. Srovnání tohoto typu manipulátorů od jednotlivých výrobců je shrnuto v tab. 3 a 4.

Tab. 3: Srovnání PK manipulátorů lehké třídy

	ABB IRB 360-1/800 [9]	FANUC M-1iA/1H [10]	Adept Hornet 365 [11]
Maximální zatížení [kg]	1	1	1
Počet os	4	3	3/4
Prac. prostor [mm] (průměr/výška)	800/200	280/100	1130/425
Opakovatelnost polohování [mm]	±0,1	±0,02	±0,1
Čas cyklu [s]	0,36	0,3	0,34
(pick-and-place [mm])	(25-305-25)	(25-200-25)	(25-305-25)
Hmotnost [kg]	120	12	52

	ABB IRB 360-6/1600 [9]	FANUC M-3iA/6S [10]
Maximální zatížení [kg]	6	6
Počet os	4	4/6
Prac. prostor [mm] (průměr/výška)	1600/300	1350/500
Opakovatelnost polohování [mm]	±0,1	±0,1
Čas cyklu [s]	0,8	-
(pick-and-place [mm])	(90-400-60)	-
Hmotnost [kg]	120	160

Tab. 4: Srovnání PK manipulátorů těžké třídy

Mimo těchto rychlých manipulátorů nabízí firma FANUC jako jediná průmyslový robot se šesti DOF, který je založený na původní Steward–Gough platformě.

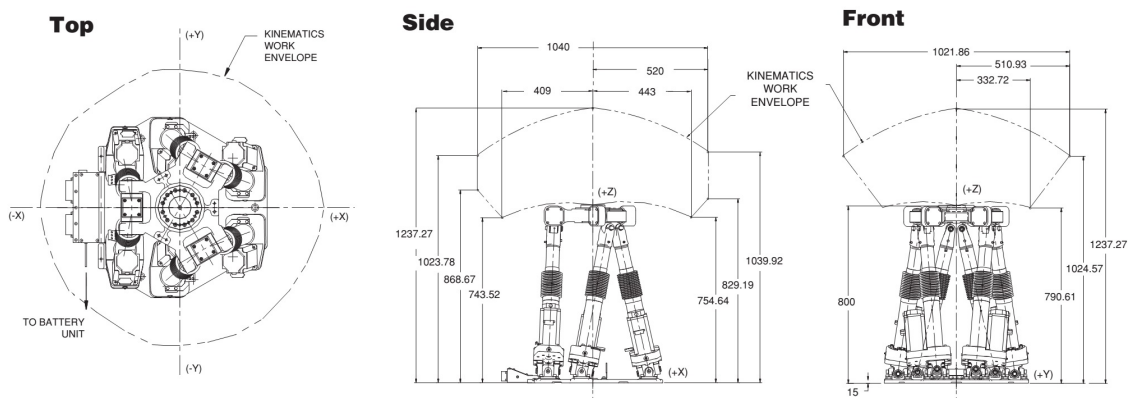
Model **F-200iB** nabízí dle výrobce výjimečnou tuhost a opakovatelnost polohování při vysokém zatížení břemenem o hmotnosti až 100 kg . Podoba tohoto robotu je na obr.9 a rozměry jeho pracovního prostoru jsou na obr.10, parametry jsou shrnuty v tab.5.

Počet stupňů volnosti	6
Max. hmotnost břemene	100 kg
Dovolený zátěžný moment na platformě	60 Nm
Max. rychlost ve svislém směru (Z)	300 mm s^{-1}
Max. rychlost ve vodorovném směru (X,Y)	1500 mm s^{-1}
Opakovatelnost polohování	$0,1\text{ mm}$
Montáž	podlaha nebo strop
Hmotnost zařízení	190 kg

Tab. 5: Vlastnosti robotu FANUC F-200iB [10]



Obr. 9: FANUC F-200iB



Obr. 10: Pracovní prostor robotu F-200iB

3.3 Aplikace v obráběcích strojích

Aplikace PK v obráběcích strojích zažívala rozmach především na přelomu tisíciletí, kdy už byla vybudována silná základna teoretických znalostí a informační technologie dospěly do stádia, kdy poměrně náročnější řízení PK už nepředstavovalo problém.

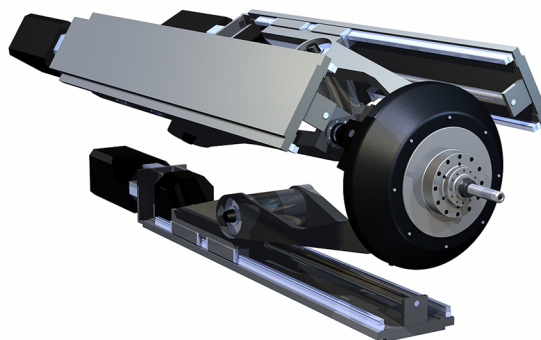
V této době byla různými laboratořemi i výrobci obráběcích strojů představena řada prototypů i plně funkčních modelů připravených pro prodej. Výčet těchto strojů spolu s jejich parametry je uveden v tab. 6 a 7 (převzato z [8], stav k roku 2002).

K očekávanému pronikání obráběcích strojů s PK do průmyslu však v následujících letech nedošlo. Zjištění, že dosáhnout předpovídaných parametrů co do přesnosti strojů je v případě PK výrazně složitější, než u strojů s klasickou koncepcí spolu s nízkým zájmem ze strany průmyslu způsobil značné vystřízlivění a postupné vymizení PK z nabídek výrobců obráběcích strojů.

V současné době lze najít paralelní kinematiku v nabídkách jen velmi málo firem. Jsou to firmy Dörries Scharmann (spadající pod skupinu Starrag), PKMtricept SL (vlastněná holdingem 5 Axes Machines Holding) a Exechon AB.

3.3.1 Sprint Z3

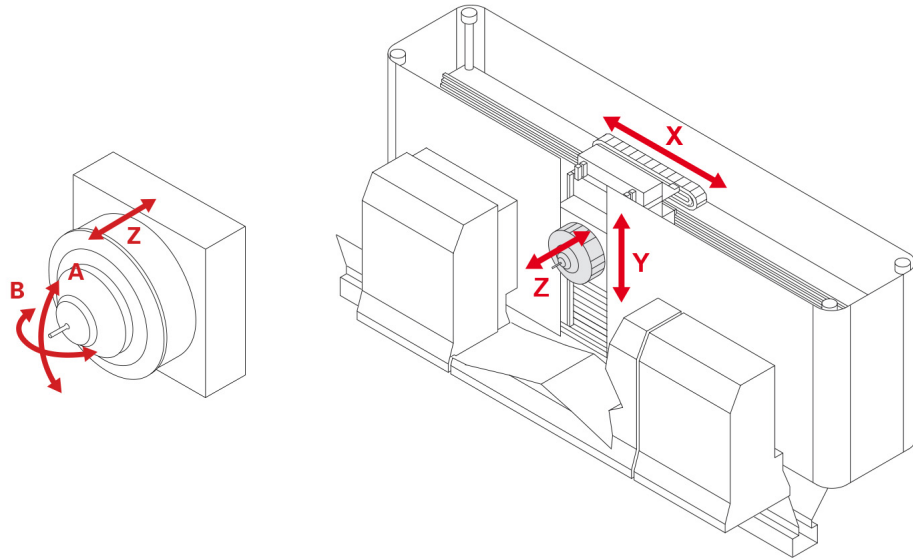
Sprint Z3 je vřetenová jednotka firmy Dörries Scharmann, která ji používá ve své modelové řadě *Ecospeed*. Tato jednotka je tvořena paralelní kinematickou strukturou se 3 DOF. Platforma nesoucí vřeteno o příkonu až 120 kW je se základním rámem spojena třemi rameny. Každé z nich je připojeno rotační vazbou k vozíku, který pojíždí po vedení na základním rámu (obr. 11).



Obr. 11: Struktura vřetenové jednotky Sprint Z3, [12]

Jednotka tvoří kompaktní celek, který vřeteno polohuje v ose Z a natáčí ve dvou osách o $\pm 40^\circ$. Zbylé dvě translační osy jsou na strojích zajištěny tradičními způsoby a jedná se tedy o stroje s hybridní pohybovou strukturou.

Firma Dörries Scharmann nasazuje tyto jednotky především do strojů určených pro obrábění rovinných strukturálních dílců ze slitin hliníku v leteckém průmyslu. Příklad takového stroje *Ecospeed* pro obrobky délky až 25 210 mm je na obr. 12.



Obr. 12: Struktura stroje Ecospeed [12]

	Manufacturer/Laboratory	Model	Application	Type	DOF	Workspace [mm]	Orientation [Deg.] (max/min)	Velocity lin. axis	Velocity rot. Axis	Acc. lin. Axis	Acc. rot axis
1	Chiron	V-Concept	Milling	Hybrid	3	450*300*300	%	120 m/min	%	30 m/s ²	%
2	DMW	Hexapode 300	Milling	Parallel	6	700*700*300	N.A.	50/50/20 m/min	N.A.	10 m/s ²	N.A.
3	Deckel Maho	Tricenter	Milling	Hybrid	5	630*630*600	180/-95	120/90/90m/min	30U/min	20/15/15 m/s ²	N.A.
4	DS-technologie	Ecospeed	Milling	Hybrid	5	4000*1000*500	±40/±40	50m/min	15 U/min	10 m/s ²	12rad/s
5	ETH Zürich	Hexaglide	Milling	Parallel	6	600*500*x	N.A.	N.A.	N.A.	35 m/s ²	N.A.
6	Fatronic	Hermes	Milling	Hybrid	5	X,Y,Z400	±30/±30	Z=80m/min	50 U/min	Z=10m/s ²	1500°/s ²
7	Fatronic	Ulyses	Milling	Parallel	3	500*500*500	%	50 m/min	%	5 m/s ²	%
8	Fooke	Triomax	Rapid Prototyping	Parallel	6	500*500*400	N.A.	30 m/min	N.A.	10 m/s ²	N.A.
9	Geodetic	G500	Milling	Parallel	6	500*500*500	N.A.	9 m/min	N.A.	N.A.	N.A.
10	Giddings&Lewis	Variax	Milling	Parallel	6	700*700*750	±25	66 m/min	N.A.	10 m/s ²	N.A.
11	Heckert	SKM 400	Milling	Parallel	3	630*630*630	%	100 m/min	%	10 m/s ²	%
12	Hexel Corp.	Tornado 2000	Milling	Parallel	6	600*600*600	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
13	Hitachi Seiki	PA 35II	Drilling	Parallel	3	350*350*200	%	100 m/min	%	15 m/s ²	%
14	Honda	HVS-500	Milling	Hybrid	3	650*500*400	%	60 m/min	%	10 m/s ²	%
15	Hüller-Hille	Specht Xperimental	Milling	Hybrid	3	630*630*750	%	120/120/60 m/min	%	15/15/10 m/s ²	%
16	IFW Hannover	Dumbo	Milling	Hybrid	5	480*480*480	180/-95	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
17	IFW Hannover	GeorgV	Laser processing	Hybrid	5	Ø1900, H=950	±115/±115	70 m/min	180rad/min	N.A.	N.A.
18	IFW Hannover	PallDA	Pick&Place	Parallel	6	400*400*400	±45/±15	150 m/min	N.A.	25 m/s ²	N.A.
19	IFW Stuttgart	Hexact	Milling	Parallel	6	200*200*100	±15/±5	30 m/min	N.A.	5 m/s ²	N.A.
20	Index	V100	Turning	Parallel	3	280*280*280	%	50 m/min	%	10 m/s ²	%
21	Ingersoll/WZL Aachen	HOH 600	Milling	Parallel	6	600*600*800	±30/±15	40 m/min	N.A.	3.5 m/s ²	N.A.
22	ISW Stuttgart	Linapod	Milling	Parallel	6	600*600*600	±20/±15	120 m/min	N.A.	40 m/s ²	N.A.
23	ITIA-CNR Milano	Celerus	Milling Study	Parallel	6	600*600*300	%	60m/min	N.A.	10 m/s ²	N.A.
24	ITIA-GNR Milano	Dragonfly	Deburring/Water-Cutting			N.A.	%	N.A.	%	N.A.	%
25	ITR/MIRL, Taichung	HL-5V	Milling	Hybrid	5	650*850*850	±45	32 m/min	100rad/min	6.5 m/s ²	N.A.
26	IWU Chemnitz	Hexabend	Flexible Forming	Parallel	6	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
27	Jiangdong, China	XNZ 2010	Milling	Hybrid	4	1200*800*630	A=+90/-20	60 m/min	30U/min	5m/s ²	7.6 1/s ²
28	JSC Lapik	TM 1000	Milling/Probing	Parallel	6	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
29	Krausco&Mauser	Quickstep HS500	Milling	Parallel	3	630*630*500	%	80 m/min	%	20 m/s ²	%
30	Kunming/Tsinghua University	XNZ 63	Milling	Parallel	6	400*400*300	±35/±25	15 m/min	N.A.	0.5m/s ²	N.A.
31	Meitron	P 800	Milling	Parallel	5(6)	800*800*500	±90/±90 w. Table	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
32	Mikromat/IWU Chemnitz	6X	Milling	Parallel	6	630*630*630	±30/±15	40 m/min	N.A.	10 m/s ²	N.A.
33	Mikromat/IWU Chemnitz	Dynapod	Milling	Hybrid	3 to 8	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
34	Mikron	Triaclide	Milling	Parallel	3	170*120*250	%	N.A.	%	15 m/s ²	%
35	MTC, China	Quighaer	Milling	Hybrid	5	4000*1450*1200	A=±95/±30, C=±200	30 m/min	30U/min	2 m/s ²	N.A.
36	Neos Robotics	Tricpet TR805	Milling	Hybrid	5	Ø2500, H=800	180/-10	90 m/min	N.A.	10 m/s ²	N.A.
37	Okuma	CosmoCenter PM600	Milling	Parallel	6	420*420*400	±25	120 m/min	N.A.	15 m/s ²	N.A.
38	Reichenbacher	Pegasus	Woodworking	Parallel	3	5000*1400*250	%	120 m/min	%	10 m/s ²	%
39	Renault Automation	Uranex	Drilling/Tapping	Parallel	3	500*500*250	%	100 m/min	%	35 m/s ²	%
40	Sena	Eclipse	Rapid Prototyping	Parallel	5	Ø150*170	±90	10 m/min	N.A.	N.A.	N.A.
41	SME Tianjin University	3-HSS	Milling	N.A.	3	Ø500, H=400	%	20 m/min	%	N.A.	N.A.
42	Tekiker	Sevanka	Milling	Parallel	5	400*400*400	±30/±15	60 m/min	200rad/min	10 m/s ²	50 1/s ²
43	Toyoda	HexaM	Milling	Parallel	6	500*500*350	±40/±20	100 m/min	150rad/min	15 m/s ²	N.A.
44	Tsinghua University	VAMTTY	Milling	Parallel	6	500*400*600	±35/±25	15 m/min	N.A.	0.5m/s ²	N.A.
45	WZL Aachen	Dynam	Milling	Hybrid	3	630*630*500	%	90m/min	%	10/15 m/s ²	%
46	ZFS Stuttgart	Paralix	Milling	Parallel	6	500*400*400	A=-30/+90, B=±20	90 m/min	N.A.	20 m/s ²	N.A.

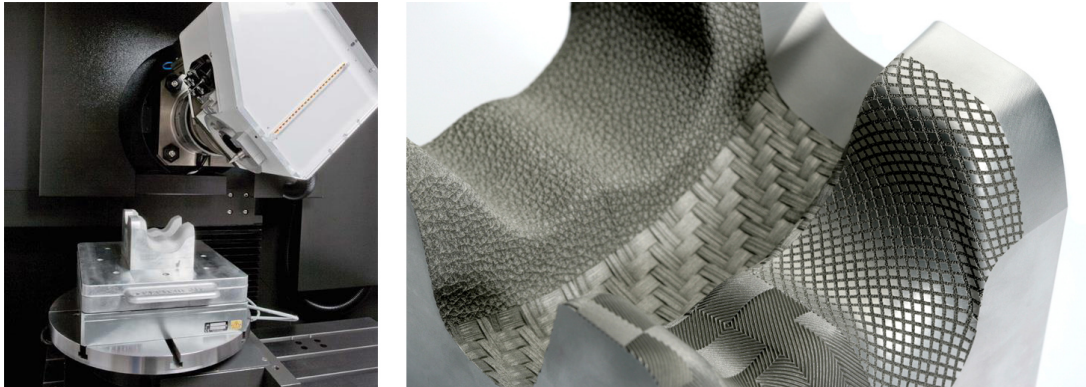
Tab. 6: Parametry obráběcích strojů s PK (převzato z [8])

	Manufacturer/Laboratory	Model	Spindle speed	Spindle power	Tool interface	Drive type	Sensor type	Controller	Repeatability	Positioning accuracy
1	Chiron	V-Concept	2700rpm	3.7kW	HSK-A32	Linear direct	Lin. Enc.	Siemens 840D	N.A.	N.A.
2	CMW	Hexapode 300	2400rpm	24kW	N.A.	Ballscrew	Lin. Enc.	PC-based	±1µm	8µm/300mm
3	Deckel Maho	Tricenter	2400rpm	19kW(S1), 26kW(S6)	HSK-A63	Ballscrew	Rot. Enc./Lin. Inc.	Siemens 840D	NAS Part <10µm	N.A.
4	DS-Technologie	Ecospeed	2700rpm	75kW	HSK-A63	Ballscrew/Rack&Pinion	Lin. Incr.	Siemens 840D	N.A.	N.A.
5	ETH Zürich	Hexaglide	4200rpm	10kW	N.A.	Linear direct	Lin. Incr.	Power PC, VMEbus	N.A.	N.A.
6	Fatronic	Hermes	4000rpm	27kW	HSK-A63	Ballscrew	Lin. Incr.	Siemens 840D	N.A.	N.A.
7	Fatronic	Ulyses	3000rpm	15kW	N.A.	Ballscrew	Rot. Enc.	Fagor 8070	N.A.	N.A.
8	Fooke	Triomax	N.A.	N.A.	N.A.	Ballscrew	Rot. Enc.	Andronic 400	N.A.	N.A.
9	Geodetic	G500	2800rpm	10kW	N.A.	Hollow shaft	Rot. Enc.	Siemens 840D	±5µm	±25µm
10	Giddings&Lewis	Variax	2400rpm	17kW?	HSK-A50	Ballscrew	Laser	Giddings&Lewis	N.A.	12µm
11	Heckert	SKM 400	1500rpm	31kW	HSK-A63	Ballscrew	Rot. Enc.	Siemens 840D	N.A.	<15µm
12	Hexel Corp.	Tornado 2000	1800rpm	20kW	HSK-A50	Ballscrew	Rot. Enc.	PC based	N.A.	N.A.
13	Hitachi Seiki	PA 35II	2000rpm	2.6	NT 15	Rack & Pinion	Rot. Enc.	Fanuc 18i-M	N.A.	N.A.
14	Honda	HVS-500	2000rpm	N.A.	N.A.	Ballscrew	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
15	Hüller-Hille	Specht Xperimental	2000rpm	60kW	HSK-763	Linear direct/Ballscrew	Lin. Incr.	Siemens 840D	N.A.	<15µm
16	IFW Hannover	Dumbo	3000rpm	9kW	HSK-E32	Ballscrew	Rot. Enc.	Siemens 840D	N.A.	N.A.
17	IFW Hannover	GeorgV	N.A.	N.A.	N.A.	Ballscrew	Rot. Enc.	Siemens 840D	N.A.	N.A.
18	IFW Hannover	PailDA	N.A.	N.A.	N.A.	Selenoid	Hall	PC (GSpace)	N.A.	N.A.
19	IFW Stuttgart	Hexact	4200rpm	12.5kW	SK30	Ballscrew	Rot. Enc.	Siemens 840D	±5µm	<20µm
20	Index	V100	1000rpm	14kW	Turning tools	Ballscrew	Lin. Incr.	Siemens 840D	N.A.	4-15µm/250mm
21	Ingersoll/WZL Aachen	HOH 600	1000rpm	27.4kW (S1)	HSK-A100	Ballscrew	Lin. Incr.	Siemens 840D	6µm	25µm
22	ISW Stuttgart	Linapod	2400rpm	27kW	HSK-A63	Linear direct	Lin. Incr.	ISG-NC	N.A.	N.A.
23	ITIA-CNR Milano	Celerus	2400rpm	20kW	HSK-A63	Ballscrew	N.A.	Siemens 840D	N.A.	N.A.
24	ITIA-CNR Milano	Dragonfly	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
25	ITR/MIRL, Taichung	HL-5V	1200rpm	8kW	BT 40	Ballscrew	N.A.	Siemens 840D	N.A.	15 µm
26	IWU Chemnitz	Hexabend	N.A.	N.A.	N.A.	Hydraulic	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
27	Jiangdong, China	XNZ 2010	1000rpm	10kW	BT40	Ballscrew	Lin. Incr.	PC-based	N.A.	±20-30µm
28	JSC Lepak	TM 1000	N.A.	N.A.	N.A.	Ballscrew	Rot. Enc.	PC-based	N.A.	N.A.
29	Krausco&Mauser	Quickstep HS500	1500rpm	28kW	HSK-A63	Ballscrew	Lin. Incr.	Siemens 840D	N.A.	N.A.
30	Kunming/Tsinghua University	XNZ 63	2000rpm	10kW	BT40	Ballscrew	Rot. Enc.	PC-based	N.A.	N.A.
31	Metrom	P 800	3000rpm	9kW	N.A.	Ballscrew	Rot. Enc.	Andronic 2000	N.A.	<20µm
32	Mikromat/WU Chemnitz	6X	3000rpm	16kW	HSK-E50	Ballscrew	Lin. Incr.	Andronic 400	N.A.	10µm
33	Mikromat/WU Chemnitz	Dynapod	N.A.	N.A.	N.A.	Ballscrew/Linear direct	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
34	Mikron	Triaglide	N.A.	N.A.	N.A.	Linear direct	Lin. Incr.	Indramat MTC200	±1µm	N.A.
35	MTC, China	Quidhaer	1000rpm	12kW	HSK-A63	Ballscrew	Lin. Incr.	PC-based	N.A.	N.A.
36	Neos Robotics	Triccept TR805	up to 3000rpm	up to 40kW	N.A.	Ballscrew	Rot. Enc./Lin.Incr.	Siemens 840D	20µm	50µm
37	Okuma	CosmoCenter, PM600	3000rpm	7kW	HSK-E32	Ballscrew	Rot. Enc.	Okuma OSP-U100	N.A.	N.A.
38	Reichenbacher	Pegasus	N.A.	N.A.	N.A.	Linear direct	Lin. Incr.	Siemens 840D	N.A.	N.A.
39	Renault Automation	Uranex	4000rpm	12kW	N.A.	Linear direct	Lin. Incr.	Siemens 840D	N.A.	N.A.
40	Sena	Eclipse	4000rpm	N.A.	ISO 20	N.A.	N.A.	PC-based	N.A.	N.A.
41	SME Tianjin University	3-HSS	800rpm	6kW	N.A.	N.A.	N.A.	IPC+PMAC	N.A.	28µm
42	Tekniker	Sevanka	3000rpm	8.5kW	N.A.	Ballscrew	Rot. Enc.	Fagor 8070	N.A.	N.A.
43	Toyoda	HexaM	4200rpm	15kW	HSK-A40	Ballscrew	Rot. Enc.	Fanuc 15i-MA	N.A.	12-29µm/300mm
44	Tsinghua University	VAMT TY	3000rpm	2kW	N.A.	Ballscrew	Rot. Enc.	PC-based	N.A.	N.A.
45	WZL Aachen	DynaM	1600rpm	15kW	HSK-A63	Ballscrew	Lin. Incr.	Siemens 840D	3µm	20µm
46	ZFS Stuttgart	Paralix	N.A.	N.A.	N.A.	Ballscrew	Lin. Incr.	Siemens 840D	N.A.	N.A.

Tab. 7: Parametry obráběcích strojů s PK (pokračování)

4 Specifikace funkčních požadavků

Návrh strojního zařízení by měl vždy vycházet z požadavků, které plynou z konkrétní aplikace. V případě polohovacího stolu s kinematikou S-Delta je uvažována aplikace v bezsilových technologiích, jako je aditivní výroba laserovým navařováním z drátu či prášku nebo laserové leštění a texturování (obr. 13), což je technologie používaná například při výrobě forem do vstřikovacích lisů.



Obr. 13: Příklad technologie laserového texturování, vlevo pětiosý texturovací stroj, vpravo detail „obrobku“ [13]

Polohovací stůl, jehož výchozí poloha je uvažována vodorovně, by měl zajišťovat polohování obrobku (výrobku v případě 3D tisku) vzhledem k jednomu specifickému bodu stroje (*střed stroje*), který je uvažován jako statický. Tento bod představuje dějiště technologického procesu (navářovací hlava nebo ohnisko laserového paprsku), přičemž hlavní směr působení této technologie je uvažován svisle dolů.

Pro přesnější specifikaci je stanoven *pracovní objem stolu* válcového tvaru o průměru $\varnothing D_{PO} = 280 \text{ mm}$ a výšce $h_{PO} = 200 \text{ mm}$. Tento myšlený objem je pevně spojen se stolem a představuje prostor, který může zaujímat obrobek na stole upnutý. Všechny body tohoto prostoru má být zařízení schopno přemístit do *středu stroje* a následně provést natočení stolu kolem tohoto bodu v rozsahu $\pm 90^\circ$.

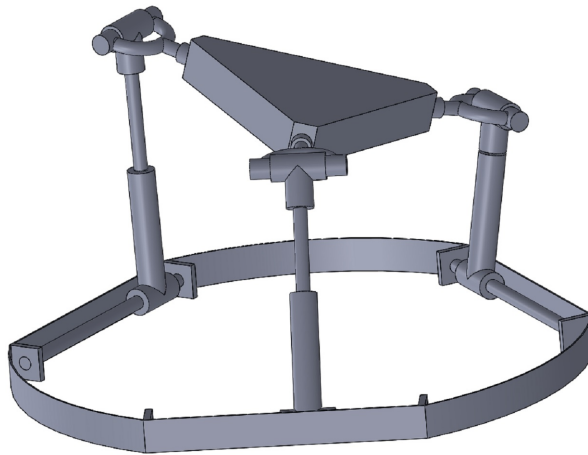
Pokud by tedy byla na stole upnuta polokoule, bude zařízení schopno libovolný bod jejího povrchu přemístit do středu stroje a její povrch orientovat kolmo na směr působení technologie.

V takovém režimu má být zařízení schopno jak pomalých spojitě interpolovaných pohybů během probíhajícího technologického procesu, tak rychloposuvů translačními rychlostmi až 1 m s^{-1} a úhlovými rychlostmi 3 rad s^{-1} . Dosahovaná zrychlení by měla být 10 m s^{-2} v případě translace a 30 rad s^{-2} v případě natočení a to s břemenem o hmotnosti 30 kg upnutým na stole.

5 Popis mechanismu

Paralelní mechanismus S-Delta je sestaven z pěti základních částí, jsou to: základna ve tvaru rovnostranného trojúhelníku o straně b (dále jen základna), pohyblivá platforma opět ve tvaru rovnostranného trojúhelníku o straně a (dále jen platforma) a trojice ramen spojující základnu s platformou.

Všechna ramena jsou teleskopická a k platformě jsou připojena sférickým kloubem. Na opačné straně je každé rameno připojeno k základně prostřednictvím rotačně-posuvné (cylindrické) vazby. Toto uspořádání je schematicky znázorněno na obr. 14.



Obr. 14: Mechanismus SDelta (převzato z [14])

5.1 Stupně volnosti mechanismu

Obecný vztah pro výpočet počtu stupňů volnosti mechanismu v prostoru lze psát v podobě:

$$n = 6(t - 1) - \sum_{i=1}^6 i \cdot v_i, \quad (5.1)$$

kde v_i je počet kinematických dvojic i -tého řádu. Pokud bude každé rameno považováno za dvě tělesa spojená posuvnou (prizmatickou) vazbou, je možné pro stupně volnosti mechanismu S-Delta psát:

$$n = 6 \cdot (8 - 1) - 3 \cdot 4 - 3 \cdot 5 - 3 \cdot 3 = 6 \quad (5.2)$$

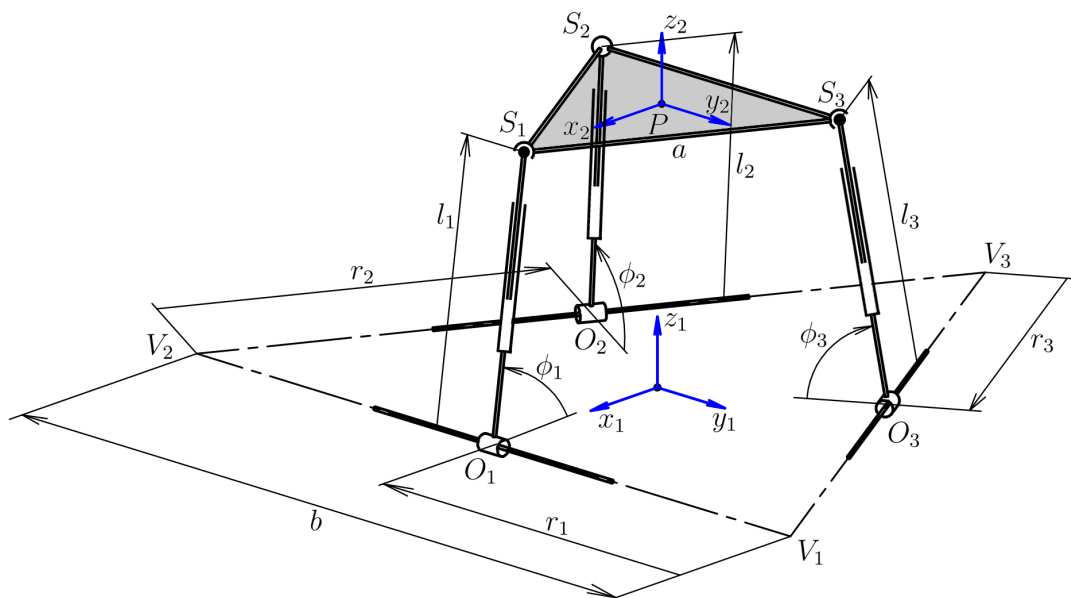
Mechanismus má tedy šest stupňů volnosti a platformou lze v míře dané konstrukcí (rozsahy pohybů) posouvat ve třech kolmých směrech a natáčet kolem třech kolmých os.

5.2 Souřadnice pro popis mechanismu

Pro popis mechanismu jsou zavedeny dva souřadné systémy. *Souřadný systém základny* (nebo také základní souřadný systém) $[x_1, y_1, z_1]$ je umístěn v těžišti rovnostranného trojúhelníku o straně b tvořícího základnu, *souřadný systém platformy* $[x_2, y_2, z_2]$ je umístěn v těžišti (bod P) trojúhelníku platformy o straně a . V základní poloze jsou systémy orientovány dle obr. 15.

Dále je zavedeno 9 souřadnic pro popis polohy mechanismu. Je to trojice délek r_i , popisující polohu rotačně-posuvných vazeb vzhledem k základně, trojice úhlů ϕ_i které svírají ramena s rovinou základny a trojice délek l_i udávající délky ramen. Vzhledem k počtu stupňů volnosti může být pouze šest z těchto souřadnic nezávislých.

V případě této konkrétní realizace mechanismu je však všech devět souřadnic aktivně řízených, aby bylo dosaženo optimální tuhosti a spolehlivé polohovatelnosti. Proto je v následujících kapitolách popsán vztah mezi jednotlivými souřadnicemi, orientací platformy a příslušnými rychlostmi.



Obr. 15: Souřadnice pro popis mechanismu

5.3 Dopředná úloha polohy

Při řešení dopředné úlohy polohy jsou známy hodnoty nezávislých souřadnic a hledá se poloha a orientace akčního členu mechanismu (zde platformy) a hodnoty dalších, závislých souřadnic.

V tomto případě byly za nezávislé souřadnice zvoleny polohy objímek r_i a délky ramen l_i a jako závislé souřadnice ve výpočtu figurují úhly ramen ϕ_i . Cílem je nalézt transformační matici mezi souřadným systémem rámu (globálním systémem) a systémem platformy T_{12} .

Poloha platformy je jednoznačně určena polohou vrcholů S_1 , S_2 a S_3 respektive polohovými vektory \vec{s}_1 , \vec{s}_2 a \vec{s}_3 . Každý z těchto vektorů \vec{s}_i je zase jednoznačně určen trojicí souřadnic r_i , l_i a ϕ_i . Avšak jak již bylo naznačeno výše, tyto souřadnice nemohou být libovolné. Aby vrcholy S_i tvořily platformu o straně a , musejí být splněny rovnice [14]:

$$\|\vec{s}_2 - \vec{s}_1\|^2 = a^2 \quad (5.3)$$

$$\|\vec{s}_3 - \vec{s}_2\|^2 = a^2 \quad (5.4)$$

$$\|\vec{s}_1 - \vec{s}_3\|^2 = a^2 \quad (5.5)$$

Uvedené rovnice jsou výchozím bodem pro odvození soustavy tří nelineárních algebraických rovnic popisující vzájemné vztahy mezi souřadnicemi. Toto odvození bylo provedeno autory článku [14] a zde je uveden pouze jeho výsledek:

$$l_1^2 + [(cos\phi_1 cos\phi_2 - 2sin\phi_1 sin\phi_2)l_2 - \sqrt{3}r_2 cos\phi_1]l_1 - \sqrt{3}l_2(b - r_1)cos\phi_2 + l_2^2 - br_2 + r_2^2 - 2br_1 + b^2 + r_1r_2 - a^2 + r_1^2 = 0 \quad (5.6)$$

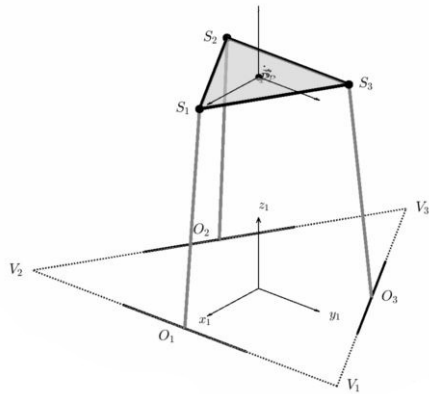
$$l_3^2 + [-\sqrt{3}(b - r_2)cos\phi_3 + l_2(cos\phi_2 cos\phi_3 - 2sin\phi_2 sin\phi_3)]l_3 + l_2^2 + r_3^2 + b^2 - \sqrt{3}l_2r_3cos\phi_2 - 2br_2 + r_2^2 + r_2r_3 - br_3 - a^2 = 0 \quad (5.7)$$

$$l_3^2 + [-\sqrt{3}r_1cos\phi_3 + (cos\phi_1 cos\phi_3 - 2sin\phi_1 sin\phi_3)l_1]l_3 + l_1^2 + r_3^2 + b^2 - \sqrt{3}(b - r_3)l_1cos\phi_1 - br_1 + r_1^2 + r_1r_3 - 2br_3 - a^2 = 0 \quad (5.8)$$

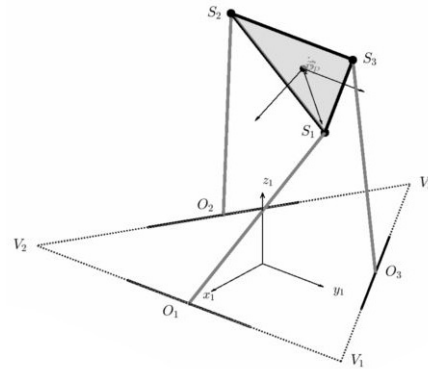
Tyto rovnice jsou kvadratické a pro trojici hledaných úhlů ϕ_i mohou dávat až $2^3 = 8$ kořenů. Při určitých konfiguracích rozměrů a , b a nezávislých souřadnic tedy může existovat více než jedna teoreticky přípustná poloha platformy.

Pro řešení této soustavy nelineárních rovnic byl použit program *Matlab* a jeho funkce `fsolve`, která podle typu soustavy volí některou iterační metodu hledající nuly funkcí tvořených levou stranou uvedených rovnic. V případě, že existuje více řešení, záleží i na volbě počátečního bodu iterace, ke kterému řešení bude metoda konvergovat.

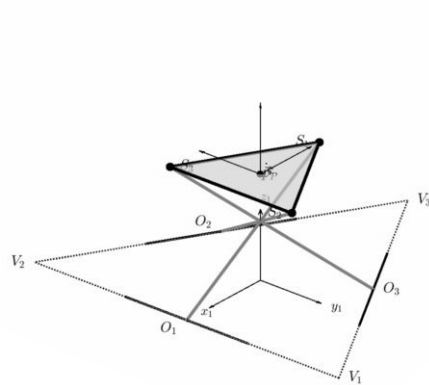
Taková situace je znázorněná na obrázcích 16 až 19, kde jsou hledány úhly natočení ramen pro následující vstupní hodnoty: $a = 0,6\text{ m}$, $b = 1,5\text{ m}$, $r_i = 0,75\text{ m}$ a $l_i = 0,9\text{ m}$. Větší délka ramen zde umožňuje existenci všech 8 řešení, dle volby počátečního bodu $[\phi_1 \ \phi_2 \ \phi_3]$ (zobrazena pouze 4 řešení, zbylá 4 řešení ekvivalentní obr. 17 a 19).



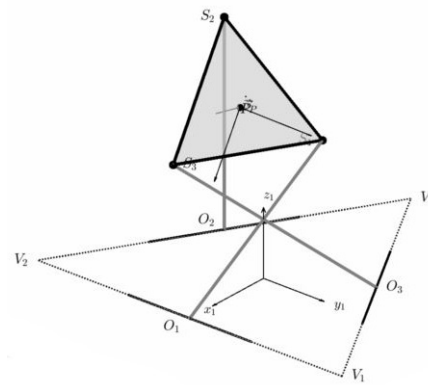
Obr. 16: Poč. bod $[\frac{\pi}{2} \frac{\pi}{2} \frac{\pi}{2}]$



Obr. 17: Poč. bod $[\frac{\pi}{6} \frac{\pi}{2} \frac{\pi}{2}]$



Obr. 18: Poč. bod $[\frac{\pi}{4} \frac{\pi}{4} \frac{\pi}{4}]$



Obr. 19: Poč. bod $[\frac{\pi}{4} \frac{\pi}{2} \frac{\pi}{4}]$

Při znalosti hodnot všech souřadnic lze pak například pro polohový vektor bodu S_2 psát:

$$\vec{S}_2 = \vec{V}_2 + r_2 \cdot \frac{\vec{V}_3 - \vec{V}_2}{\|\vec{V}_3 - \vec{V}_2\|} + \begin{bmatrix} l_2 \cos \phi_2 \cos 60^\circ \\ l_2 \cos \phi_2 \sin 60^\circ \\ l_2 \sin \phi_2 \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

Podobně lze dospět i k polohovým vektorům \vec{S}_1 a \vec{S}_3 a z nich lze snadno spočítat polohový vektor středu platformy jako:

$$\vec{P} = \frac{\vec{S}_1 + \vec{S}_2 + \vec{S}_3}{3} \quad (5.10)$$

Pro určení polohy platformy zbývá určit její natočení vzhledem ke globálnímu souřadnému systému. Zde je toto natočení získáno nalezením jednotkových vektorů os souřadného systému platformy \vec{i}_2 , \vec{j}_2 a \vec{k}_2 následujícím způsobem:

$$\vec{j}_2 = \frac{\vec{S}_3 - \vec{S}_2}{\|\vec{S}_3 - \vec{S}_2\|} \quad (5.11)$$

$$\vec{k}_2 = \frac{(\vec{S}_3 - \vec{S}_1) \times (\vec{S}_2 - \vec{S}_1)}{\|(\vec{S}_3 - \vec{S}_1) \times (\vec{S}_2 - \vec{S}_1)\|} \quad (5.12)$$

$$\vec{i}_2 = \vec{j}_2 \times \vec{k}_2 \quad (5.13)$$

Vzhledem k tomu, že uvedené vektory jsou jednotkové a ve směru os souřadného systému platformy, jsou jejich prvky zároveň směrovými kosiny os systému platformy v globálním souřadném systému. Transformační matici mezi globálním systémem a systémem platformy lze tedy jednoduchým způsobem sestavit jako:

$$T_{12} = \begin{bmatrix} \vec{i}_2 & \vec{j}_2 & \vec{k}_2 & \vec{P} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

5.4 Dopředná úloha rychlosti

Dopředná úloha rychlosti spočívá v hledání rychlosti akčního členu (platformy) a hodnot rychlostí závislých souřadnic v závislosti na poloze mechanismu a rychlostech nezávislých souřadnic. Rychlost platformy je popsána vektorem rychlosti jejího středu $\dot{\vec{P}}$ a vektorem úhlové rychlosti $\vec{\omega}$. Dále jsou zavedeny vektory závislých (\vec{u}) a nezávislých (\vec{q}) souřadnic a jejich rychlostí jako:

$$\begin{aligned} \vec{q} &= [r_1 \ r_2 \ r_3 \ l_1 \ l_2 \ l_3]^T \\ \dot{\vec{q}} &= [\dot{r}_1 \ \dot{r}_2 \ \dot{r}_3 \ \dot{l}_1 \ \dot{l}_2 \ \dot{l}_3]^T \\ \vec{u} &= [\phi_1 \ \phi_2 \ \phi_3]^T \\ \dot{\vec{u}} &= [\dot{\phi}_1 \ \dot{\phi}_2 \ \dot{\phi}_3]^T \end{aligned} \quad (5.15)$$

5.4.1 Rychlosti závislých souřadnic

Pokud označíme levé strany rovnic (5.6), (5.7) a (5.8) jako f_1 , f_2 a f_3 , můžeme pro rychlosti závislých souřadnic psát:

$$J_q \dot{\vec{q}} + J_u \dot{\vec{u}} = 0, \quad (5.16)$$

kde J_q a J_u jsou Jacobiho matice funkce $\vec{f} = [f_1 \ f_2 \ f_3]^T$ podle nezávislých, respektive závislých souřadnic v podobě:

$$J_q = \frac{\partial \vec{f}}{\partial \vec{q}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial r_1} & \frac{\partial f_1}{\partial r_2} & \frac{\partial f_1}{\partial r_3} & \frac{\partial f_1}{\partial l_1} & \frac{\partial f_1}{\partial l_2} & \frac{\partial f_1}{\partial l_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial r_1} & \frac{\partial f_2}{\partial r_2} & \frac{\partial f_2}{\partial r_3} & \frac{\partial f_2}{\partial l_1} & \frac{\partial f_2}{\partial l_2} & \frac{\partial f_2}{\partial l_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial r_1} & \frac{\partial f_3}{\partial r_2} & \frac{\partial f_3}{\partial r_3} & \frac{\partial f_3}{\partial l_1} & \frac{\partial f_3}{\partial l_2} & \frac{\partial f_3}{\partial l_3} \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

$$J_u = \frac{\partial \vec{f}}{\partial \vec{u}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial \phi_1} & \frac{\partial f_1}{\partial \phi_2} & \frac{\partial f_1}{\partial \phi_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial \phi_1} & \frac{\partial f_2}{\partial \phi_2} & \frac{\partial f_2}{\partial \phi_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial \phi_1} & \frac{\partial f_3}{\partial \phi_2} & \frac{\partial f_3}{\partial \phi_3} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

Hledané úhlové rychlosti $\dot{\phi}_i$ pak můžeme dostat řešením soustavy lineárních rovnic jako:

$$\dot{\vec{u}} = J_u^{-1}(-J_q \dot{\vec{q}}) \quad (5.19)$$

Pro běžné polohy platformy se zdá být matice J_u regulární, Jacobián $\det(J_u)$ je stabilně větší než nula a tato metoda spolehlivě dává hledané úhlové rychlosti ramen $\dot{\phi}_i$.

5.4.2 Rychlost platformy

Pro závislost rychlostí souřadnic a platformy je v [14] odvozena transformační matice K , která mapuje rychlost platformy na rychlost souřadnic r_i a ϕ_i . Pro tento účel jsou zavedeny sdružené vektory rychlosti platformy \vec{t} a rychlosti pohonů $\dot{\vec{\varphi}}$ ve tvaru:

$$\vec{t} = [\vec{\omega}^T \ \vec{P}^T]^T \quad (5.20)$$

$$\dot{\vec{\varphi}} = [l_1 \dot{\phi}_1 \ \dot{r}_1 \ l_2 \dot{\phi}_2 \ \dot{r}_2 \ l_3 \dot{\phi}_3 \ \dot{r}_3]^T \quad (5.21)$$

A tyto vektory jsou svázány maticí K dle vztahu:

$$K \vec{t} = \dot{\vec{\varphi}} \quad (5.22)$$

Odvození K je věnována velká část článku [14] a zde budou popsány jen jeho výsledky.

Matice K rozměru 6×6 je složena ze tří dílčích matic K_i rozměru 2×6 , které přísluší jednotlivým ramenům, tedy $K = [K_1 \ K_2 \ K_3]^T$. V každé dílčí matici K_i vystupuje trojice vektorů, které svým způsobem popisují vzájemnou polohu ramene a platformy. Jsou to jednotkový vektor \vec{e}_i ve směru souřadnice \vec{r}_i (tedy v ose rotačně posuvné vazby), jednotkový vektor \vec{f}_i v ose ramena směrem od základy k platformě a vektor $\vec{p}_i = \vec{P} - \vec{S}_i$ spojující vrchol platformy S_i s jejím středem.

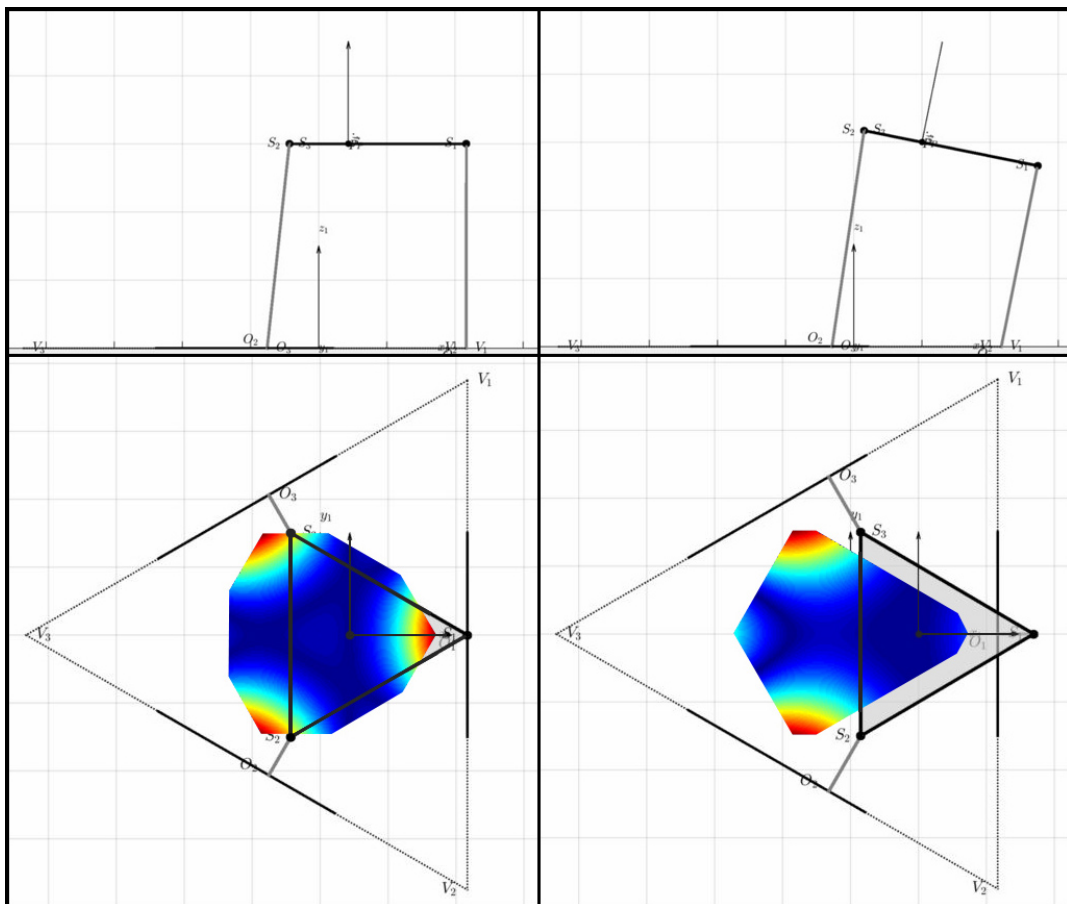
Z těchto vektorů je sestavena dílčí matice K_i ve tvaru:

$$K_i = \begin{bmatrix} [(\vec{e}_i \times \vec{f}_i) \times \vec{p}_i]^T & (\vec{e}_i \times \vec{f}_i)^T \\ (\vec{e}_i \times \vec{p}_i)^T & \vec{e}_i^T \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

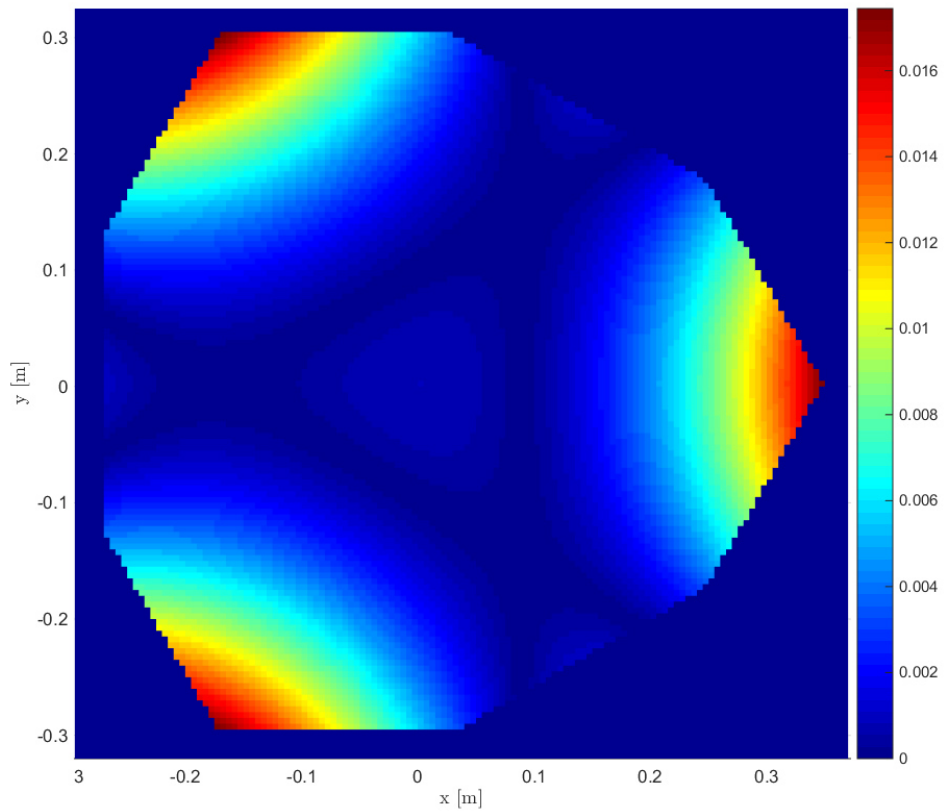
V případě dopředné úlohy, kdy je neznámý vektor \vec{t} je ovšem nutné vztah (5.22) upravit na $\vec{t} = K^{-1}\dot{\vec{\varphi}}$ a počítat inverzní matici K^{-1} .

Ukazuje se, že matice K je v určitých polohách platformy singulární a její determinant má v běžném pracovním prostoru platformy obecně nízké hodnoty. To ztěžuje přesný výpočet rychlostí $\dot{\vec{P}}$ a $\vec{\omega}$, neboť v bodech nulového determinantu nelze rychlosti touto metodou počítat vůbec a v blízkém okolí těchto bodů je výsledek velice citlivý na přesnost vstupujících rychlostí \dot{l}_i a $\dot{\phi}_i$.

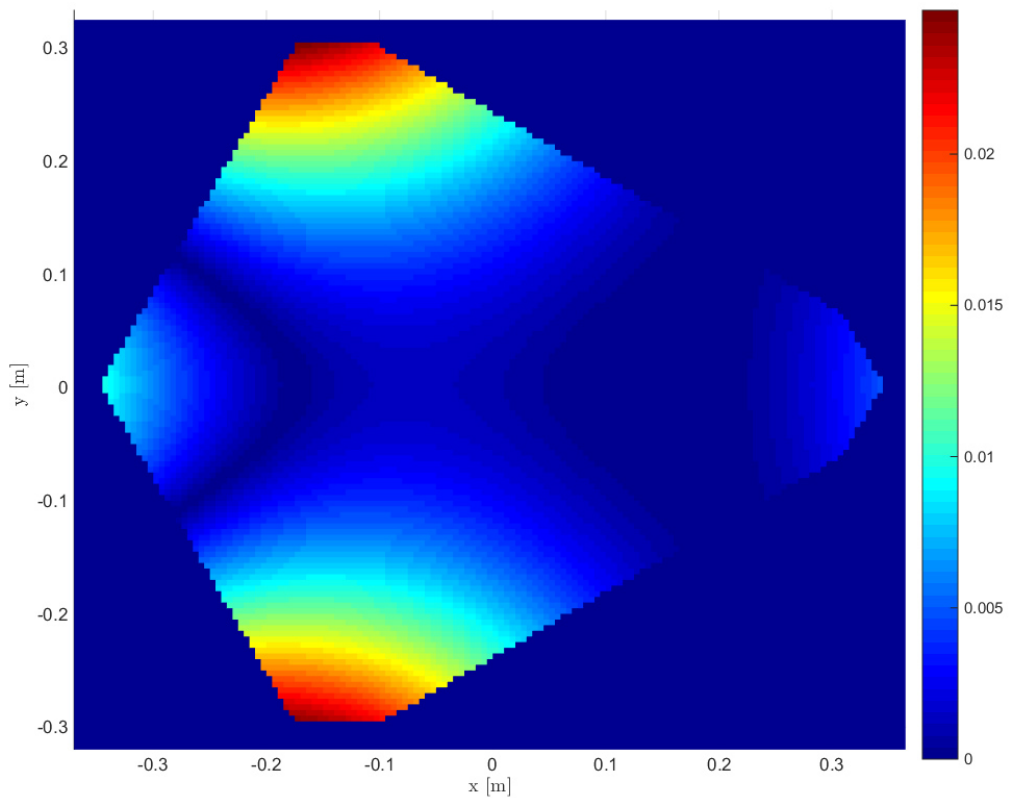
Pro odhalení poloh, ve kterých dochází k tomuto problému, byly pro různé orientace platformy sestaveny mapy hodnot determinantu matice K v závislosti na poloze bodu P (obr. 21 a 22). Z tohoto šetření vyplynulo, že uvedená metoda výpočtu rychlostí platformy selhává tehdy, když některé z ramen je kolmé na rovinu platformy (dva takové případy jsou ilustrovány na obrázku 20) nebo pokud je některé z ramen s platformou rovnoběžné.



Obr. 20: Ukázka poloh platformy, kdy je matice K singulární



Obr. 21: Hodnoty $\det(K)$ dle polohy bodu P , platforma bez natočení



Obr. 22: Hodnoty $\det(K)$ dle polohy bodu P , platforma natočena ve směru osy y o $0,2 \text{ rad}$

5.5 Inverzní úloha polohy

V inverzní úloze polohy je předepsáno umístění a orientace platformy vzhledem ke globálnímu souřadnému systému a hledají se hodnoty nezávislých, posléze i závislých souřadnic. Na rozdíl od dopředné úlohy je v případě mechanismu SDelta řešení inverzní úlohy jednoznačné a je možné ho hledat postupně pro každé rameno nezávisle na ostatních.

Předepsáním polohy platformy jsou totiž jednoznačně určeny polohy bodů S_i a inverzní úloha spočívá v nalezení nejkratší příčky spojující tyto body a jim příslušné osy rotačně posuvných vazeb, které tvoří strany trojúhelníku základny.

V první fázi probíhá výpočet polohy bodů O_i , který vychází ze dvou podmínek:

1. Bod O_i leží na příslušné ose rotačně posuvné vazby (na spojnici vrcholů základy V_i a V_{i+1})
2. Úsečka $\overline{O_i S_i}$ je kolmá na tuto osu

Například pro bod O_2 lze první podmínku formulovat jako kolinearitu vektorů $\overrightarrow{V_2 O_2}$ a $\overrightarrow{V_2 V_3}$, což s přihlédnutím k faktu, že všechny body leží v rovině xy vyústí v jednu rovnici:

$$\frac{O_{2x} - V_{2x}}{O_{2y} - V_{2y}} = \frac{V_{3x} - V_{2x}}{V_{3y} - V_{2y}} \quad (5.24)$$

Druhou podmínku lze formulovat pomocí skalárního součinu vektorů $\overrightarrow{V_2 O_2}$ a $\overrightarrow{O_2 S_2}$, který v případě jejich kolmosti musí být roven nule. Pro bod O_2 tedy (s přihlédnutím k faktu, že $O_{2z} = V_{2z} = 0$) dostáváme rovnici:

$$(O_{2x} - V_{2x})(O_{2x} - S_{2x}) + (O_{2y} - V_{2y})(O_{2y} - S_{2y}) = 0 \quad (5.25)$$

Tyto dvě rovnice tvoří soustavu pro dvě neznámé souřadnice O_{2x} a O_{2y} . Obdobné soustavy pak lze sestavit i pro zbývající dvě ramena, respektive pro body O_1 a O_3 .

Jakmile jsou zjištěny polohy všech bodů O_i , následuje druhá fáze výpočtu, která spočívá v nalezení souřadnic r_i , ϕ_i a l_i popisující již známou geometrii mechanismu. Délkové souřadnice lze jednoduše vypočítat jako délky příslušných vektorů:

$$r_i = \|O_i - V_i\| \quad (5.26)$$

$$l_i = \|S_i - O_i\| \quad (5.27)$$

Pro výpočet úhlů natočení je třeba nejprve rozhodnout, zdali je úhel natočení větší či menší než $\pi/2$. K tomu je využito pomocného vektoru $\vec{w}_i = (O_i - V_i) \times (S_i - O_i)$. Je-li z souřadnice tohoto vektoru menší než 0, je příslušný úhel natočení

ϕ_i menší než $\pi/2$ a naopak. Pak lze psát:

$$\text{pro } w_z \leq 0 : \quad \phi_i = \arcsin\left(\frac{S_{iz}}{l_i}\right) \quad (5.28)$$

$$\text{pro } w_z > 0 : \quad \phi_i = \pi - \arcsin\left(\frac{S_{iz}}{l_i}\right) \quad (5.29)$$

5.6 Inverzní úloha rychlosti

V inverzní úloze rychlosti, kdy je předepsán pohyb platformy pomocí vektoru rychlosti \vec{P} a vektoru úhlové rychlosti $\vec{\omega}$, je možné postupovat podobně, jako v úloze dopředné.

Nejdříve je dle vztahu (5.20) sestaven sdružený vektor rychlosti platformy \vec{t} . Z něho lze následně pomocí transformační matice K vypočítat dle vztahu (5.22) sdružený vektor rychlostí souřadnic $\vec{\varphi}$. Tímto způsobem jsou zjištěny rychlosti souřadnic r_i a ϕ_i , pro zbývající trojici l_i je třeba aplikovat postup z oddílu 5.4.1.

Rozdíl je zde pouze v tom, že jako nezávislé zde vystupují souřadnice r_i a ϕ_i a jako závislé souřadnice l_i . Vektory \vec{q} , $\dot{\vec{q}}$, \vec{u} a $\dot{\vec{u}}$ mají tedy následující podobu:

$$\begin{aligned} \vec{q} &= [r_1 \quad r_2 \quad r_3 \quad \phi_1 \quad \phi_2 \quad \phi_3]^T \\ \dot{\vec{q}} &= [\dot{r}_1 \quad \dot{r}_2 \quad \dot{r}_3 \quad \dot{\phi}_1 \quad \dot{\phi}_2 \quad \dot{\phi}_3]^T \\ \vec{u} &= [l_1 \quad l_2 \quad l_3]^T \\ \dot{\vec{u}} &= [\dot{l}_1 \quad \dot{l}_2 \quad \dot{l}_3]^T \end{aligned} \quad (5.30)$$

Po sestavení nových jacobihových matic J_q a J_u lze jednoduše počítat rychlosti vysouvání ramen l_i podle vztahu (5.19).

5.7 Pracovní prostor mechanismu

Další důležitou částí, kterou je třeba vyšetřit, je pracovní prostor mechanismu. Tím jsou myšleny body v prostoru a orientace, které je možné platformou dosáhnout.

Pracovní prostor je již silně závislý na konkrétní podobě mechanismu. Parametry, které ho ovlivňují jsou hlavní rozměry základny b a platformy a a rozsahy hodnot, kterých mohou nabývat souřadnice pohonů r_i , l_i a ϕ_i .

Tyto parametry budou později určeny během konstrukčního řešení mechanismu a v tuto chvíli nejsou dostupná. Proto je zatím uvažována následující konfigurace mechanismu:

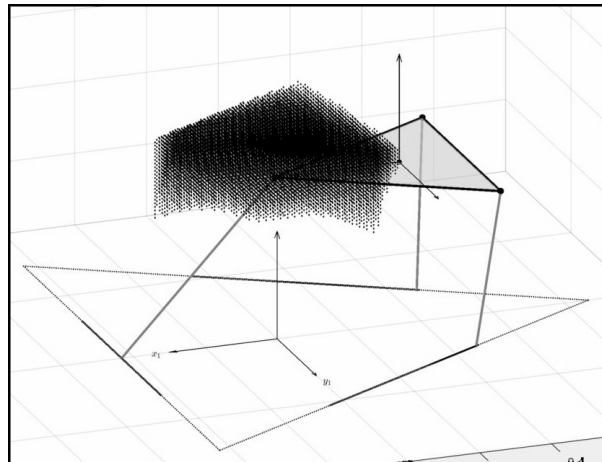
$$\begin{aligned}
 a &= 0,6 \text{ m} & b &= 1,5 \text{ m} \\
 r_i^{min} &= 0,45 \text{ m} & r_i^{max} &= 1,05 \text{ m} \\
 l_i^{min} &= 0,45 \text{ m} & l_i^{max} &= 0,65 \text{ m} \\
 \phi_i^{min} &= \frac{\pi}{6} \text{ rad} & \phi_i^{max} &= \frac{3\pi}{4} \text{ rad}
 \end{aligned} \tag{5.31}$$

Velikost a tvar prostoru, který je schopen zaujmout bod P je také silně závislý na prostorové orientaci platformy a naopak dostupné natočení platformy je závislé na tom, kde se platforma v pracovním prostoru nachází. Oba parametry se vzájemně ovlivňují a vypočítat i vizualizovat je oba najednou není dost dobře možné. Proto je samostatně řešen případ, kdy je orientace platformy konstantní, zatímco se mění její poloha a případ, kdy je poloha konstantní a mění se orientace.

5.7.1 Dosažitelné polohy platformy

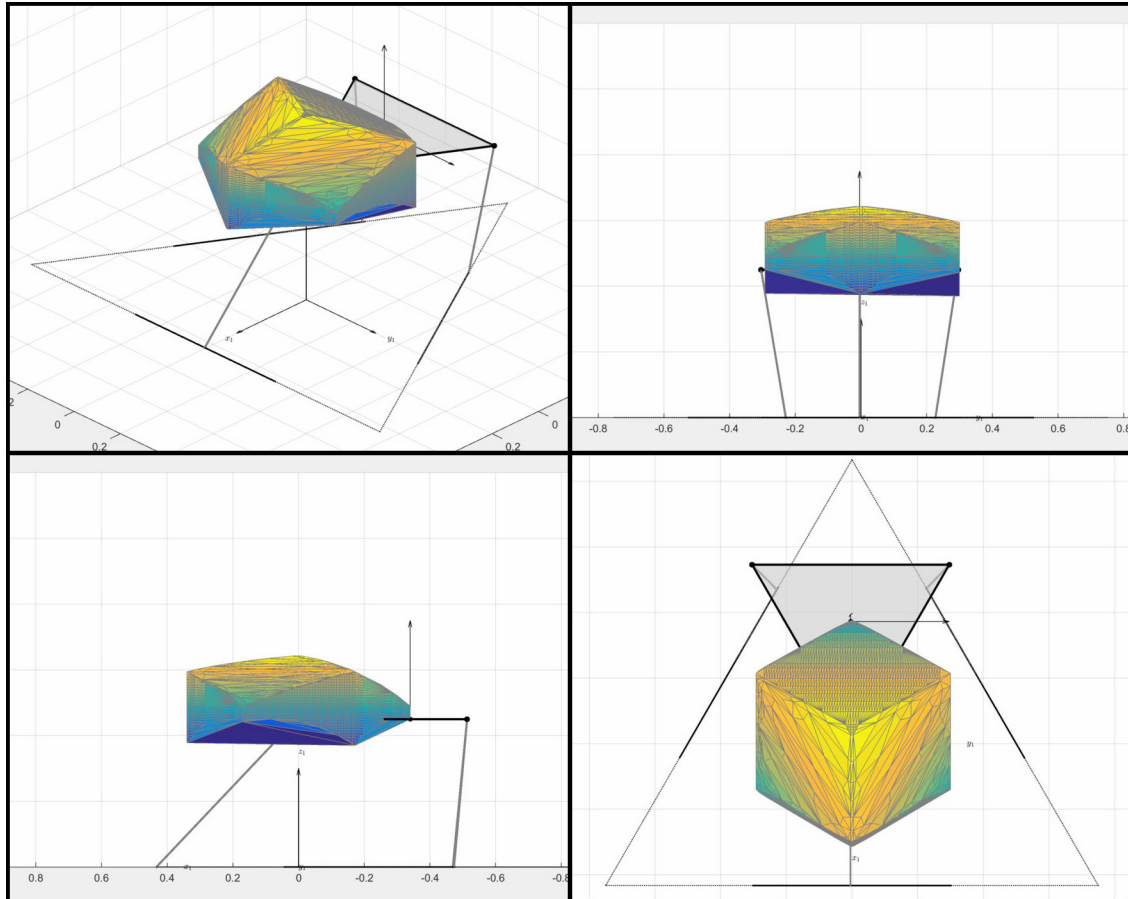
Při hledání pracovního prostoru, který může zaujmout bod P je nejdříve zvolena orientace platformy. Ta je určena pomocí *kardanových úhlů* jako natočení kolem jednotlivých os. Dále je zvolen krok, se kterým je vytvořena pravoúhlá síť bodů v oblasti pracovního prostoru.

Algoritmus sestavený v programu *Matlab* pak postupně prochází body sítě, do každého umísťuje bod P platformy orientované dle zadání a řeší inverzní úlohu polohy. Výstupem jsou hodnoty souřadnic r_i , l_i a ϕ_i potřebné pro dosažení takové polohy. Algoritmus dále zkontroluje, zda jsou hodnoty souřadnic v dovoleném rozsahu a pokud ano, uloží aktuální bod jako bod pracovního prostoru. Z původní sítě bodů je tedy vybrána množina bodů ležících v pracovním prostoru a tím reprezentující jeho objem (obr. 23).



Obr. 23: Body pracovního prostoru

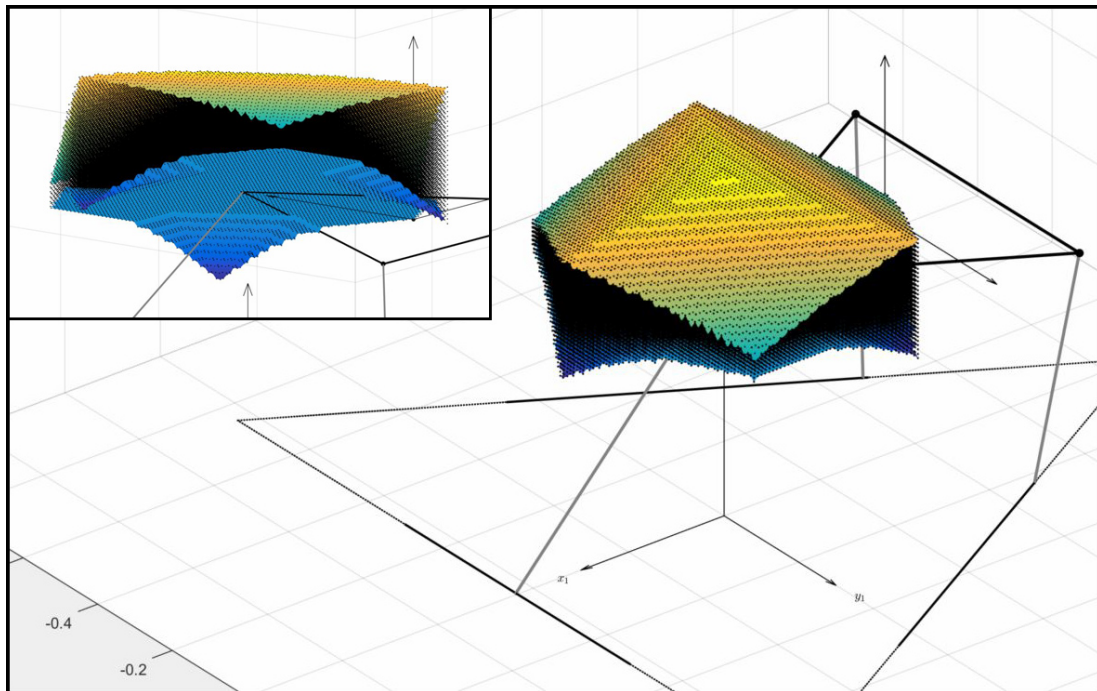
Pro účely vizualizace je dále řešen problém hledání plochy tvořící obálku této množiny, která představuje hranici pracovního prostoru. Jako první se nabízejí tzv. *convex hull* algoritmy. Funkce programu *Matlab* `convhull` nalezne body tvořící konvexní obálku a provede jejich triangulaci, čímž vznikne trojúhelníkovými povrchkami definovaná plocha. Výsledek tohoto postupu je na obr. 24.



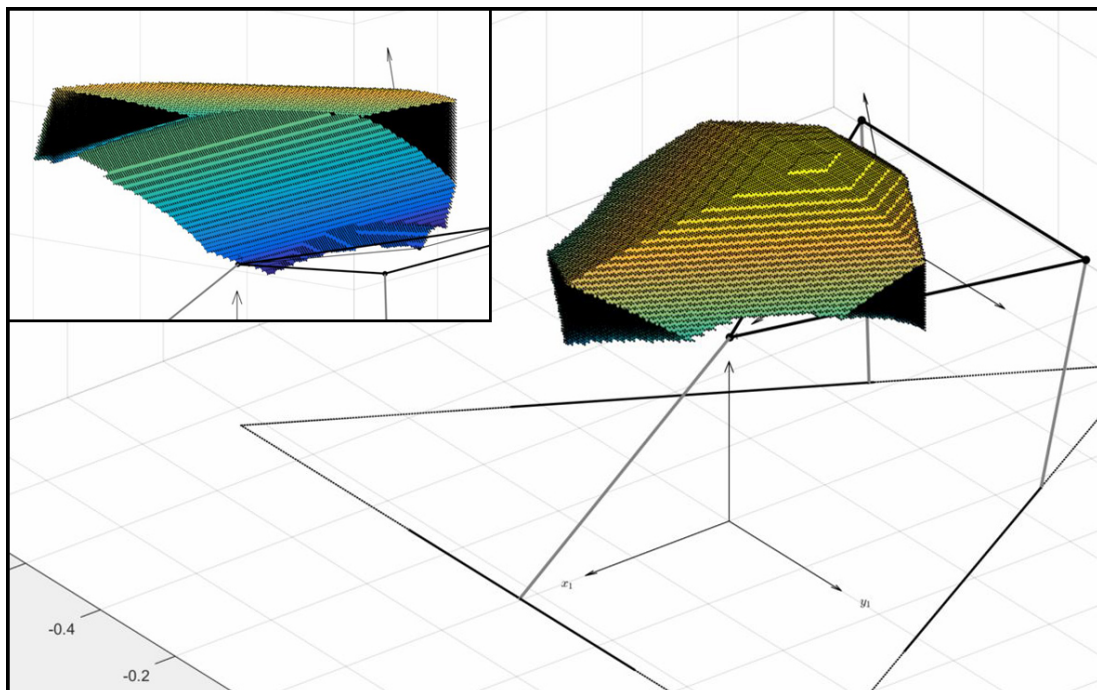
Obr. 24: Pracovní prostor pomocí *convex hull* algoritmu

Ve spodní části je ovšem těleso představující skutečný pracovní prostor nekonvexní a funkce `convhull` ho zde nedokáže věrně zobrazit. Proto bylo přistoupeno k další variantě vizualizace pracovního prostoru, která využívá jeho částečně prizmatického tvaru a pravidelného uspořádání vypočtených bodů.

Při tomto postupu jsou z celé množiny bodů vybrány dvě sady: Body tvořící nejsvrchnější vrstvu a body tvořící vrstvu nejspodnější. Každou sadou je poté proložena plocha obarvená dle hodnoty z souřadnice. Výsledek tohoto postupu je patrný z obrázku 25 pro nulové natočení platformy a z obrázku 26 pro natočení platformy o $0,2 \text{ rad}$ ve směru osy y .



Obr. 25: Pracovní prostor pomocí bodů a ploch



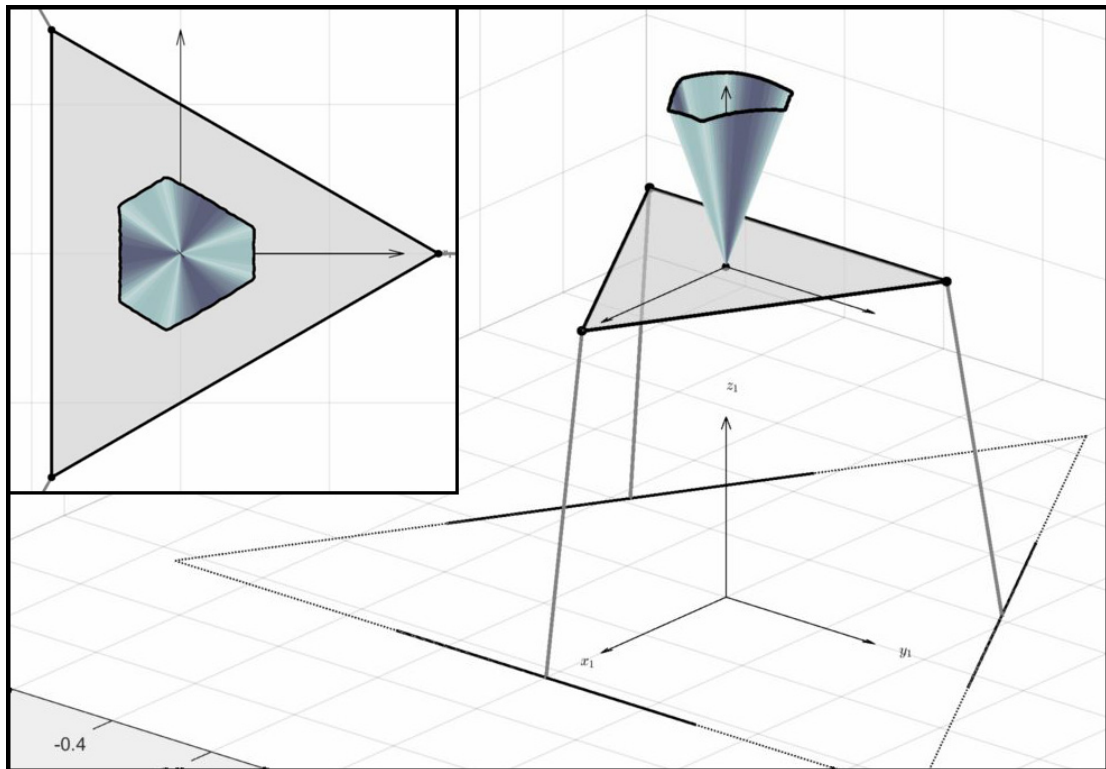
Obr. 26: Pracovní prostor pomocí bodů a ploch, platforma natočena o $0,2 \text{ rad}$ ve směru osy y

5.7.2 Dosažitelné natočení platformy

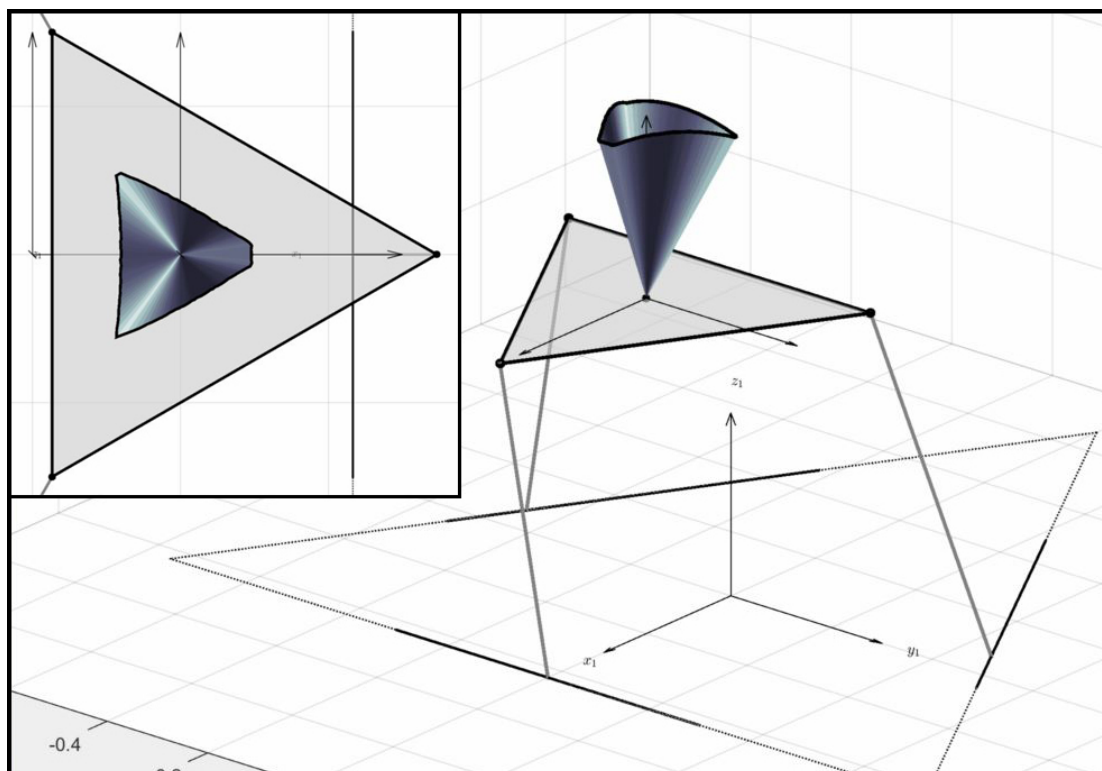
V případě rozsahu natočení platformy v daném bodě pracovního prostoru je postupováno obdobně. Po umístění bodu P do žádané polohy je po malých krocích volen směr a v tomto směru je postupně odkláněna osa platformy z_2 od svislého směru.

Pro každé takové natočení je opět řešena inverzní úloha a kontrolovány hodnoty souřadnic.

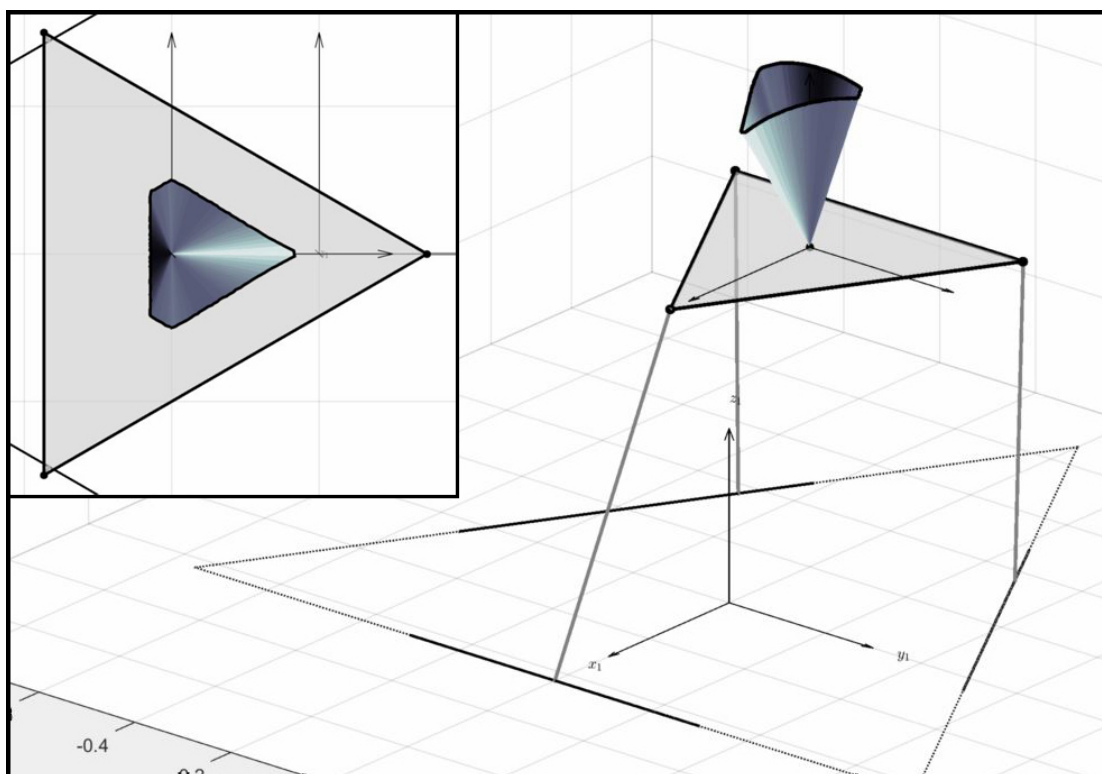
Pro každý směr je zaznamenán maximální dosažitelný odklon a z těchto údajů je pro účely vizualizace vykreslena plocha tvořící obálku, kterou by opsal vektor ve směru osy z_2 při průchodu platformy po limitních hodnotách natočení. Pro různé polohy platformy jsou tyto obálky znázorněny na obrázcích 27 až 29.



Obr. 27: Dosažitelné natočení při $P = [0 \ 0 \ 0,55]^T$



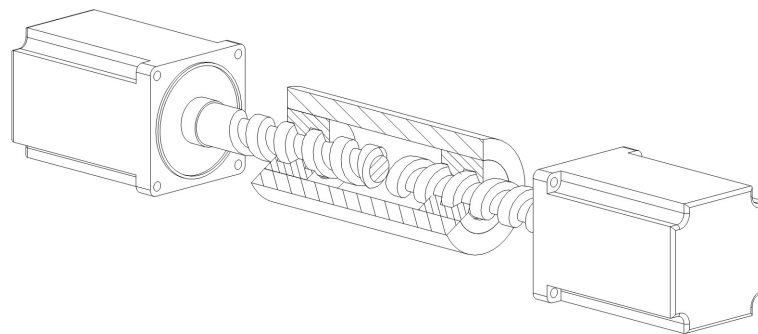
Obr. 28: Dosažitelné natočení při $P = [0, 2 \ 0 \ 0, 55]^T$



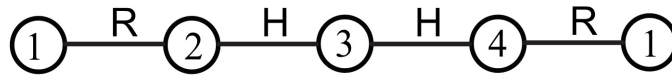
Obr. 29: Dosažitelné natočení při $P = [-0, 2 \ 0 \ 0, 55]^T$

5.8 C-drive

Pokud má být mechanismus schopen přecházet přes singulární body, musí být opatřen redundantními pohony. V takovém případě musejí být cylindrické vazby mezi rámem a jednotlivými rameny aktivně poháněné, tedy je třeba řídit jak posunutí, tak natočení ve vazbě. K tomuto účelu je v [14] navrženo konstrukční řešení dle obr. 30. Je tvořeno uzavřeným kinematickým řetězcem, kde figurují tři tělesa (dva šrouby a objímka) a čtyři kinematické dvojice (dvakrát rotační a dvakrát šroubová vazba). Schematicky je řetězec znázorněn na obr. 31.



Obr. 30: Konstrukce C-drive (převzato z [14])



Obr. 31: Kinematický řetězec C-drive (převzato z [14])

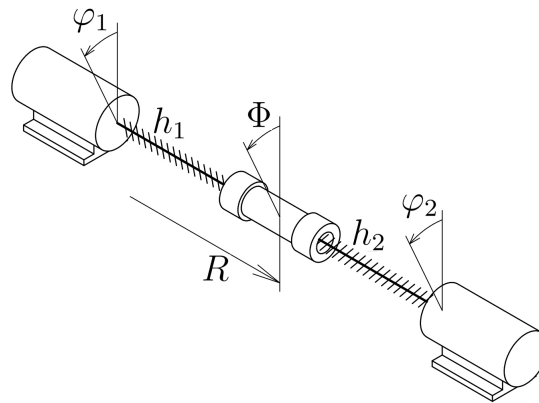
1–rám, 2–šroub, 3–objímka, 4–šroub, R–rotační vazba, H–šroubová vazba

V případě, že jsou oba šrouby kolineární a závitové dvojice mají různá stoupání, má tento řetězec právě dva stupně volnosti. Nejvýhodnější, jak z hlediska technické realizace, tak z hlediska vnitřních silových poměrů v řetězci se jeví volba stoupání stejné velikosti ale opačného smyslu.

V takovém případě, pokud se šrouby otáčejí stejnými úhlovými rychlostmi co do směru i velikosti, vykonává objímka čistou rotaci, pokud se šrouby otáčejí úhlovými rychlostmi stejné velikosti, ale opačného směru, vykonává objímka čistou translaci. Vhodným pohonem šroubů pak lze objímkou pohybovat s libovolnou kombinací rychlosti posuvné a otáčivé.

Zavedeme-li dle obr 32 natočení šroubů vůči rámu φ_1 a φ_2 [rad], natočení objímky vůči rámu Φ [rad], posunutí objímky vůči rámu R [m] a stoupání šroubových vazeb mezi šrouby a objímkou h_1 a h_2 [m rad⁻¹] (pravotočivému závitů přísluší kladná hodnota stoupání, levotočivému záporná), můžeme řetězec popsat následujícími vztahy:

$$\Phi = \frac{h_1 \cdot \varphi_1 - h_2 \cdot \varphi_2}{h_1 - h_2} \quad \text{a} \quad R = h_1 \cdot h_2 \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{h_2 - h_1} \quad (5.32)$$



Obr. 32: Souřadnice pro popis C-drive

Za předpokladu protiběžných závitů se stoupáním stejné velikosti (tedy $h_1 = -h_2 = h$) pak platí pro pohyb objímky:

$$\Phi = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2} \quad \text{a} \quad R = h \cdot \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2} \quad (5.33)$$

Nebo naopak pro předepsaný pohyb objímky jsou třeba následující natočení šroubů:

$$\varphi_1 = \Phi - \frac{R}{h} \quad \text{a} \quad \varphi_2 = \Phi + \frac{R}{h} \quad (5.34)$$

Derivací pak dostáváme pro úhlové rychlosti šroubů $\dot{\varphi}_1$ a $\dot{\varphi}_2$, úhlovou rychlost rotace objímky $\dot{\Phi}$ a rychlost posunu objímky \dot{R} :

$$\dot{\Phi} = \frac{\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2}{2} \quad \text{a} \quad \dot{R} = h \cdot \frac{\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1}{2} \quad (5.35)$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\Phi} - \frac{\dot{R}}{h} \quad \text{a} \quad \dot{\varphi}_2 = \dot{\Phi} + \frac{\dot{R}}{h} \quad (5.36)$$

5.8.1 Silové poměry C-drive

Pro popis silových poměrů v pohonu C-drive jsou zavedeny momenty M_{sm1} a M_{sm2} , kterými hnací servomotory působí na šrouby, osová síla F^R působící na objímku ve směru souřadnice R a moment působící na objímku M^Φ ve směru souřadnice Φ .

Rozbor silových poměrů je možné provést uvolněním objímky, kdy je každá ze šroubových vazeb mezi maticí objímky a šroubem nahrazena osovou silou F_{o1} respektive F_{o2} a momentem M_{o1} respektive M_{o2} , které jsou při zanedbání pasivních odporů svázány stoupáním šroubové vazby dle:

$$F_{o1} = -\frac{M_{o1}}{h_1} = -\frac{M_{o1}}{h} \quad \text{a} \quad F_{o2} = -\frac{M_{o2}}{h_2} = \frac{M_{o2}}{h} \quad (5.37)$$

Momenty působící v maticích objímky tam jsou přenášeny ze servomotorů přímo pomocí šroubů, tedy:

$$M_{o1} = M_{sm1} \quad \text{a} \quad M_{o2} = M_{sm2} \quad (5.38)$$

Je-li objímka v klidu nebo v rovnoměrném pohybu, platí silová a momentová rovnováha dle rovnic:

$$F_{o1} + F_{o2} + F^R = 0 \quad (5.39)$$

$$M_{o1} + M_{o2} + M^\Phi = 0 \quad (5.40)$$

Dosazením do těchto dvou rovnic z (5.37) a (5.38) vzniká:

$$-\frac{M_{sm1}}{h} + \frac{M_{sm2}}{h} + F^R = 0 \quad (5.41)$$

$$M_{sm1} + M_{sm2} + M^\Phi = 0 \quad (5.42)$$

Vyjádřením M_{sm1} (respektive M_{sm2}) z těchto rovnic vzniká soustava dvou rovnic, jejichž sečtením lze vyjádřit vztah pro moment vyvíjený servomotorem M_{sm1} (respektive M_{sm2}), který je nutný pro zachování rovnováhy při zatížení objímky vnějšími silami.

$$\begin{aligned} M_{sm1} &= h \cdot F^R + M_{sm2} \\ M_{sm1} &= -M^\Phi - M_{sm2} \\ \hline M_{sm1} &= \frac{h \cdot F^R - M^\Phi}{2} \end{aligned} \quad (5.43)$$

$$\begin{aligned} M_{sm2} &= -h \cdot F^R + M_{sm1} \\ M_{sm2} &= -M^\Phi - M_{sm1} \\ \hline M_{sm2} &= \frac{-h \cdot F^R - M^\Phi}{2} \end{aligned} \quad (5.44)$$

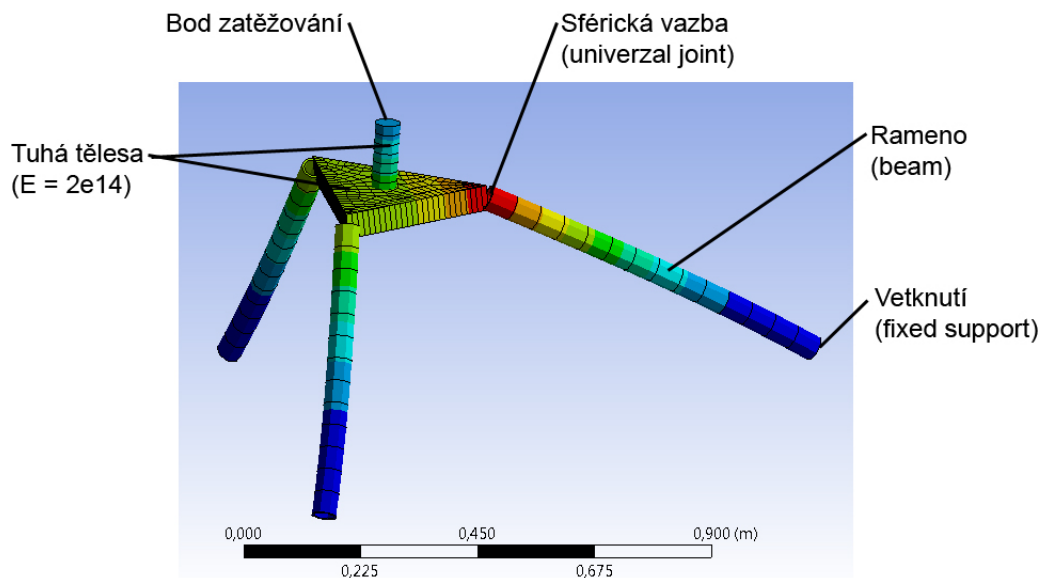
6 Zjednodušený model mechanismu

Jedním z prostředků, pro rozbor mechanismu a jeho následné konstrukční řešení byl jeho zjednodušený MKP model v systému *Ansys*. Vytvoření tohoto modelu bylo motivováno následujícími třemi body:

1. Vytvoření a ověření metodiky propojení MKP výpočtu v systému *Ansys* se systémem *Matlab* pro pozdější analýzu konstrukčního řešení.
2. Odhad vnitřních sil v mechanismu pro účely konstrukčního zpracování.
3. Sestavení mapy tuhosti zjednodušeného modelu za účelem jejího porovnání s mapou tuhosti výsledného konstrukčního řešení a diskuzí nad možnostmi náhrady přesného modelu tímto zjednodušeným výpočtem.

6.1 Popis zjednodušeného modelu

Zjednodušený model (obr. 33) je tvořen celkem pěti tělesy. Tři tělesa typu *beam* tvoří ramena mechanismu, čtvrté těleso typu *beam* je pevnou vazbou připojeno ke středu plošného tělesa a dohromady tvoří pohyblivou platformu.



Obr. 33: Zjednodušený MKP model

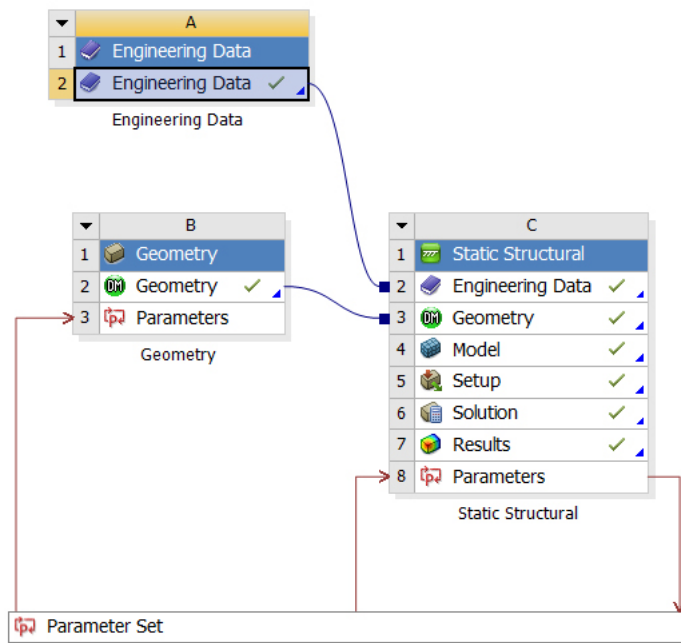
Tělesa tvořící ramena mají definované průřezy v podobě kruhové trubky s vnitřním průměrem 70 mm a vnějším průměrem 90 mm a přiřazené materiálové vlastnosti v podobě základního materiálu *Steel Structural* ($E = 2 \cdot 10^{11}\text{ Pa}$, $\mu = 0,3$), který nabízí knihovna materiálů systému *Ansys*. V místě, kde se v mechanismu Sdelta nachází cylindrická vazba, jsou ramena zjednodušeného modelu vetknuta do rámu (vazba typu fixed support), na opačném konci jsou připojena k vrcholům platformy sférickou vazbou (univerzal joint).

Platforma je tvořena plošným tělesem s přiřazeným materiálem, který má zvýšenou hodnotu modulu pružnosti $E = 2 \cdot 10^{14} Pa$. Díky tomu je možné platformu považovat vzhledem k ramenům za absolutně tuhou. Ve středu platformy je pevnou vazbou připojeno další těleso typu *beam* s přiřazeným stejným nízko-elastickým materiálem. Volný konec tohoto tělesa se nachází ve středu pracovního objemu stolu a tvoří působíště, vnější zatěžujících sil.

Vnější zatížení představují síla a moment obecného směru definované složkami v základním souřadném systému (systém $x_1y_1z_1$ ve středu základny). Tyto síly jsou použity k zavedení setrvačných účinků od stolem neseného břemena, proto je jejich působíště umístěno ve středu pracovního objemu stolu.

6.2 Parametrizace modelu

Popsaný model je řešen v modulu *Static Structural* systému *Ansys Workbench* (obr. 34) a je z velké části parametrizován. Parametricky jsou dány geometrické rozměry mechanismu (délky a , b , poloha středu pracovního objemu vzhledem ke stolu, souřadnice r_i , l_i , ϕ_i pro každé rameno) a velikost zatížení platformy (x , y a z složky zatěžující síly F_l a momentu M_l).



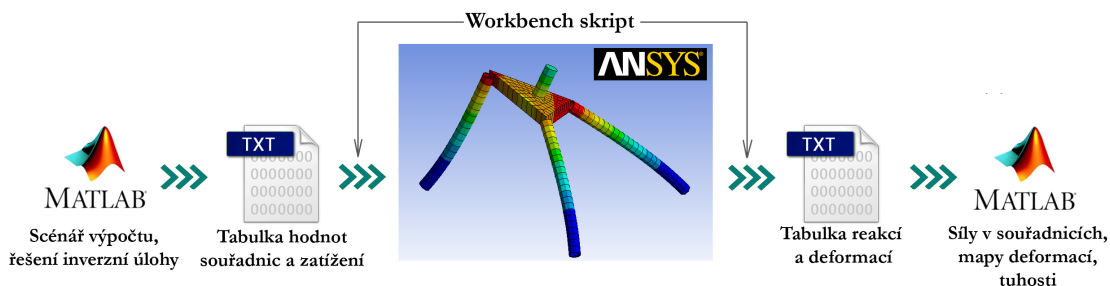
Obr. 34: Blokové schéma zjednodušeného modelu v *Ansys Workbench*

Jako výstupní parametry modelu jsou pak sledovány (vše v základním souřadném systému):

- Celkové posunutí středu platformy
- Natočení platformy
- Osové síly v ramenech
- Reakční síly a momenty ve vetknutích ramen

Tato parametrizace je zavedena z důvodu potřeby modelovat velké množství různých poloh mechanismu při různých zatíženích a výsledky dále hromadně zpracovávat. K tomu účelu byla vytvořena metoda propojení MKP modelu se systémem *Matlab* schematicky znázorněná na obr. 35.

Toto propojení spočívá v přenosu dat pomocí textových tabulek vstupních a výstupních parametrů. Tabulka vstupních parametrů (hodnoty souřadnic, zatížení platformy) je generovaná funkcí napsanou v *Matlabu* podle aktuální potřeby (analýza sil v pohonech nebo sestavení mapy tuhosti), každý její řádek představuje jeden případ polohy platformy a jejího zatížení.



Obr. 35: Schéma propojení *Ansys* – *Matlab*

Klíčovou součástí je pak skript napsaný pro *Ansys Workbench*, který tuto tabulku po řádcích prochází, načítá parametry a podle nich upravuje výpočetní model. Pro každý řádek pak iniciuje výpočet a po jeho dokončení zapíše hodnoty výstupních parametrů do výstupní textové tabulky. Ukázky tohoto skriptu, vstupní a výstupní tabulky jsou uvedeny jako příloha na konci této práce. Výstupní tabulka je pak načtena a vyhodnocena funkcí napsanou opět podle konkrétní potřeby v systému *Matlab*.

Tato metoda umožňuje efektivně analyzovat mechanismus v libovolné poloze a s libovolným zatížením platformy a je dále použita i na komplexním výpočetním modelu popsaném v kapitole 9.

6.3 Mapa tuhosti zjednodušeného modelu

Zjednodušený model byl dále použit pro vytvoření a odladění prostředků pro analýzu tuhosti mechanismu a grafickou vizualizaci získaných dat. Tuhostí mechanismu je

zde myšlena odezva akčního členu (pohyblivá platforma, respektive upínací stůl) na zatížení vnější silou. Zatížení představuje síla \vec{F}_l [N] a moment \vec{M}_l [Nm], odezva je popsána deformací (posunutím) platformy v prostoru $\vec{\delta}$ [m] a úhlovou deformací (natočením) platformy $\vec{\zeta}$ [rad], vše v základním souřadném systému základny.

$$\vec{F}_l = [F_{lx} \ F_{ly} \ F_{lz}]^T \quad (6.1)$$

$$\vec{M}_l = [M_{lx} \ M_{ly} \ M_{lz}]^T \quad (6.2)$$

$$\vec{\delta} = [\delta_x \ \delta_y \ \delta_z]^T \quad (6.3)$$

$$\vec{\zeta} = [\zeta_x \ \zeta_y \ \zeta_z]^T \quad (6.4)$$

Pro získání úplné informace o tuhosti mechanismu by bylo třeba provést analýzu nezávisle pro všechny tři složky silového a všechny tři složky momentového zatížení. Pak by bylo možné sestavit matici tuhosti K_p (rozměr 6×6) platformy vázající zatížení s deformacemi následujícím způsobem:

$$\begin{bmatrix} \vec{F}_l \\ \vec{M}_l \end{bmatrix} = K_p \begin{bmatrix} \vec{\delta} \\ \vec{\zeta} \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

Matrice tuhosti je závislá na poloze platformy v prostoru a dobrý popis tuhosti mechanismu tak spočívá ve znalosti této matice v celém jeho pracovním prostoru. Popsat jednotlivé členy matice K_p spojitě jako funkce šesti stupňů volnosti platformy by i v případě zjednodušeného modelu bylo velmi náročné a v případě komplexního modelu, který odpovídá konstrukčnímu řešení, by to bylo prakticky nemožné.

Všechny výpočty jsou zde proto řešeny diskrétně na ortogonální krychlové síti bodů pracovního prostoru vždy při stejné orientaci platformy. Na níže uvedeném příkladu výpočtu je platforma v základní vodorovné pozici (souřadný systém platformy orientován shodně se základním souřadným systémem) a prochází pracovním prostorem po síti bodů s roztečí 0,04 m. Body sítě představují polohy bodu P , tedy středu platformy, v jednotlivých výpočetních polohách mechanismu.

Pracovní prostor je v tomto příkladě dán níže uvedenými rozsahy souřadnic (vycházejí z konstrukčního řešení podrobně popsaného v dalších kapitolách) a jeho vysítováním s roztečí 0,04 vzniklo 3019 výpočetních bodů.

$$r_i \in \langle 0, 75 \text{ m} ; 1, 45 \text{ m} \rangle$$

$$l_i \in \langle 0, 365 \text{ m} ; 1, 042 \text{ m} \rangle$$

$$\phi_i \in \langle 0 \text{ rad} ; 1, 309 \text{ rad} \rangle$$

Úplný popis tuhosti by vyžadoval provést v každém bodě šest výpočtů (pro každou složku zatížení jeden), což by i v případě zjednodušeného modelu bylo velmi časově náročné. Byla proto provedena analýza pouze pro jeden způsob zatížení a to silou ve směru z , konkrétně $F_l = [0 \ 0 \ -1000]^T$ a $M_l = [0 \ 0 \ 0]^T$.

Graficky pak byla zpracována hodnota tuhosti ve směru z tedy prvek matice tuhosti $k_{33} = k_z$, převrácená hodnota tuhosti v z , tedy poddajnost c_z a jako ukazatele celkové deformace při zatížení v tomto směru byla definována ještě celková poddajnost C_δ^z a celková úhlová poddajnost C_ζ^z dle následujících vztahů:

$$k_{33} = k_z = \frac{F_{lz}}{\delta_z} \quad (6.6)$$

$$c_z = \frac{\delta_z}{F_{lz}} \quad (6.7)$$

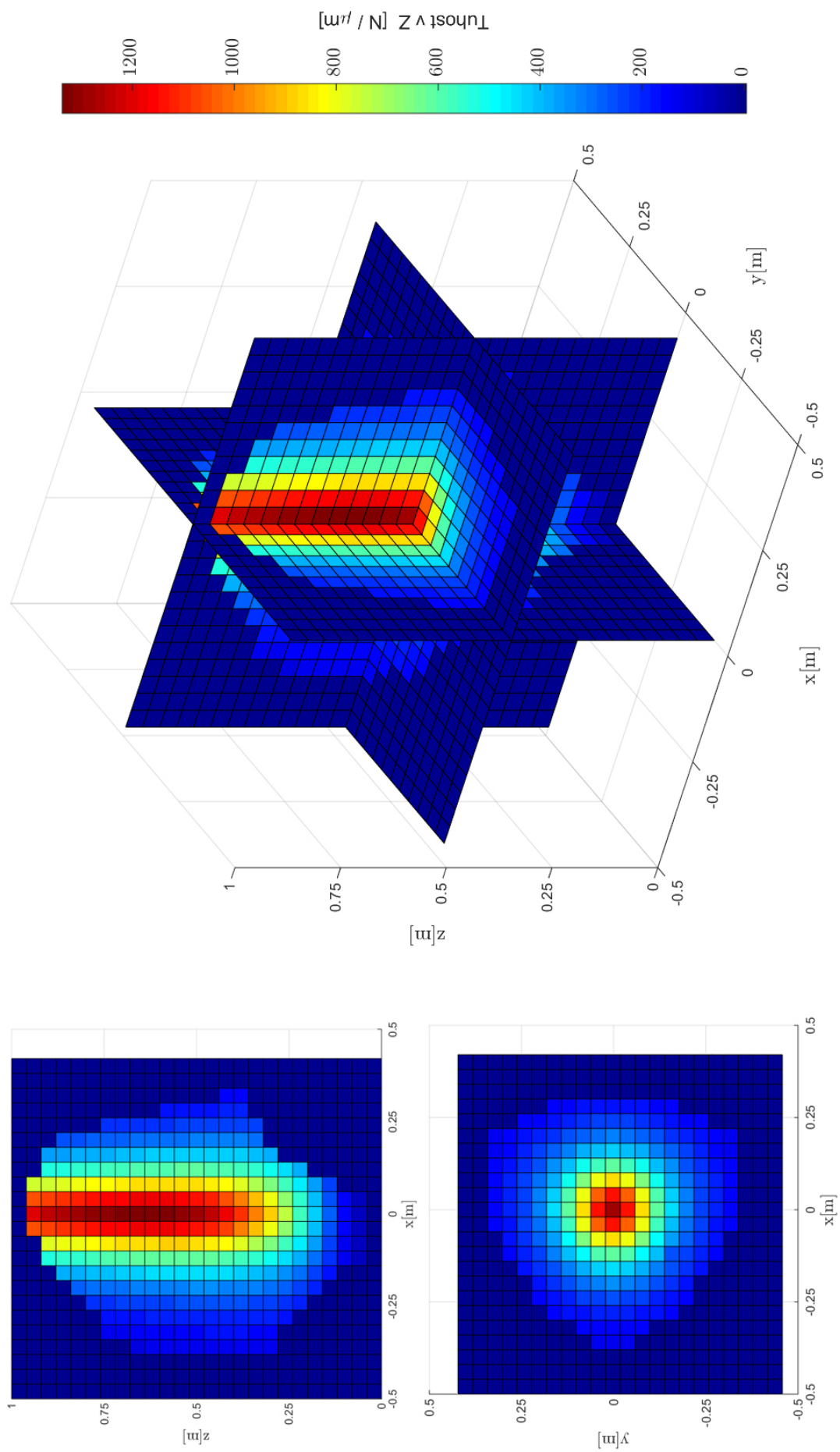
$$C_\delta^z = \frac{\sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2 + \delta_z^2}}{F_{lz}} \quad (6.8)$$

$$C_\zeta^z = \frac{\sqrt{\zeta_x^2 + \zeta_y^2 + \zeta_z^2}}{F_{lz}} \quad (6.9)$$

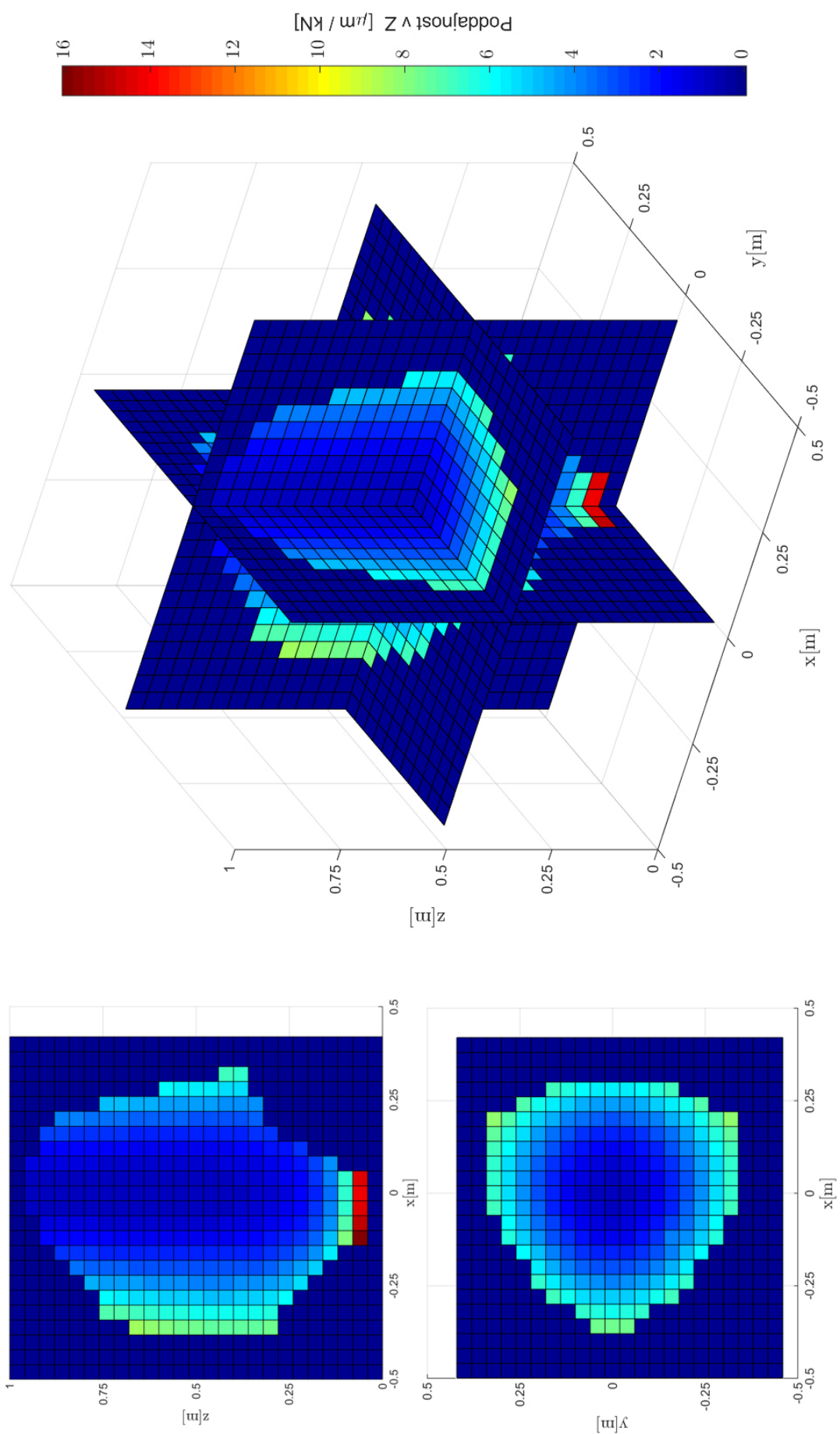
Výsledky tohoto výpočtu pro zatížení ve směru z jsou číselně shrnuty v tab. 8 a vlastní rozložení hodnot sledovaných veličin je na obrázcích 36 až 39

Sledovaná veličina	Minimum	Maximum	Hodnota v bodě [0 0 0, 48]
Tuhost k_z [$N/\mu m$]	62, 2	1337, 6	1032, 4
Poddajnost c_z [$\mu m/kN$]	0, 8	16, 1	0, 97
Celková p. C_δ^z [$\mu m/kN$]	0, 8	31, 5	3, 32
Úhlová p. C_ζ^z [$arcmin/kN$]	0	0, 47	0, 048

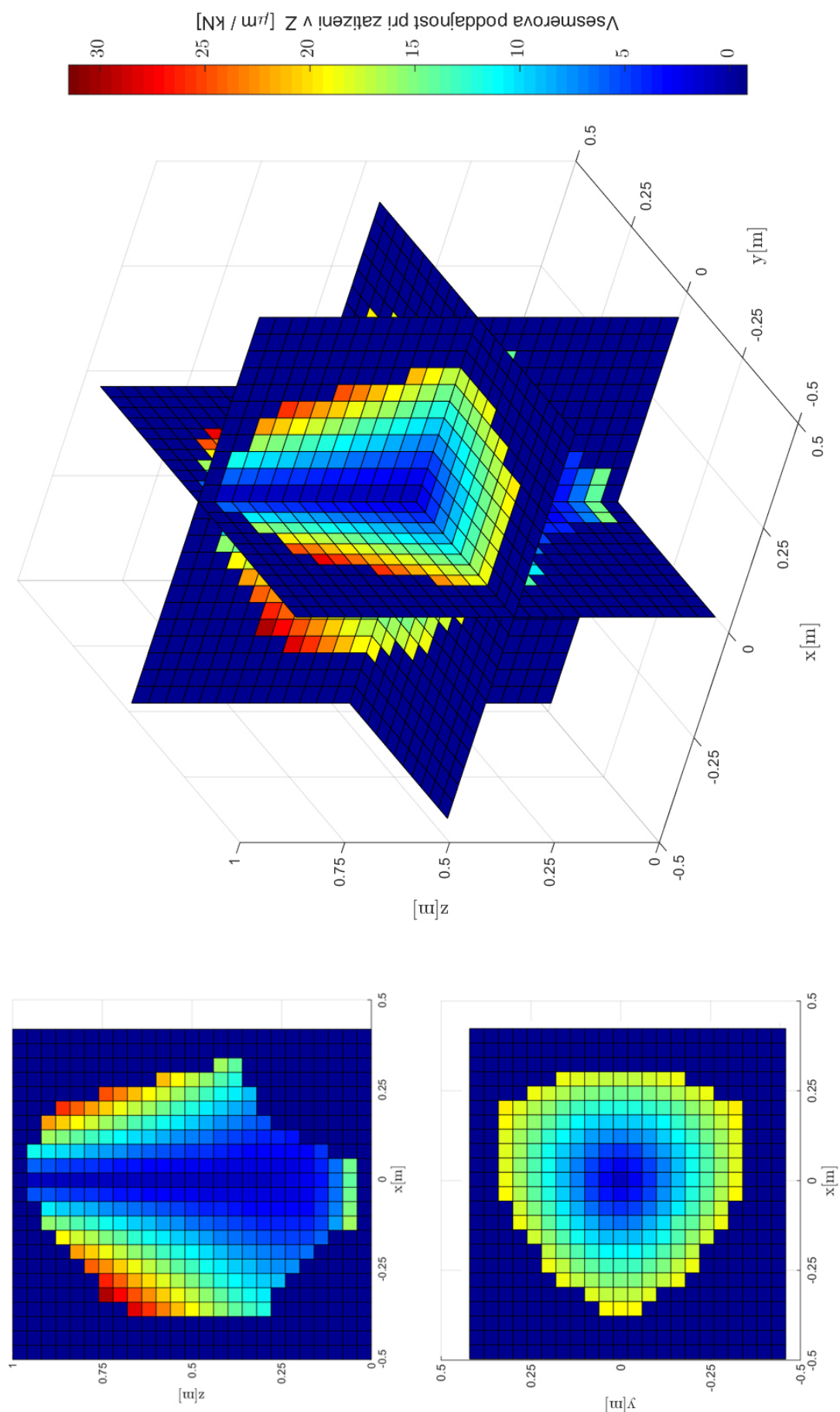
Tab. 8: Výsledky analýzy tuhosti zjednodušeného modelu



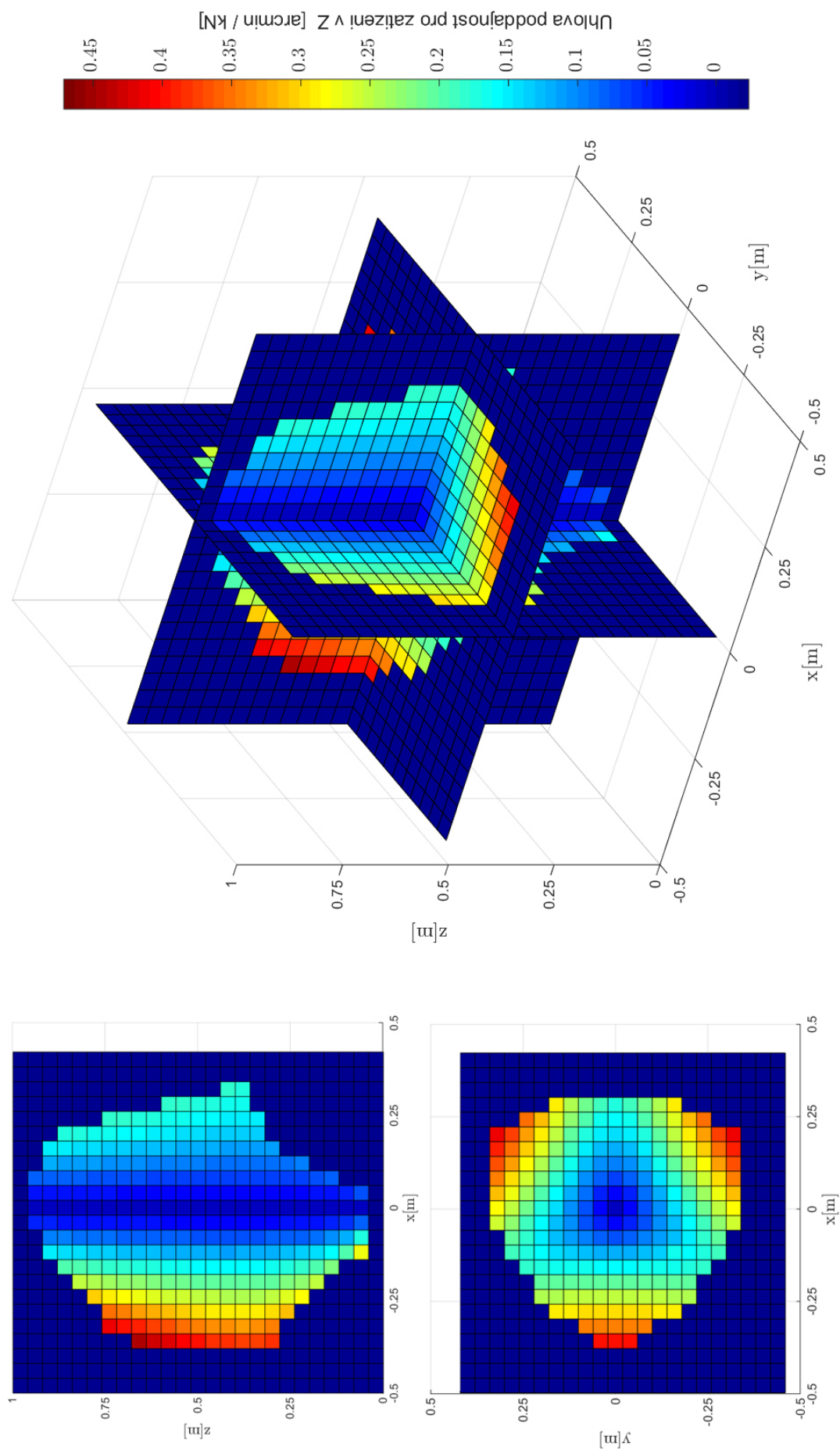
Obr. 36: Tuhost k_z zjednodušeného modelu



Obr. 37: Poddajnost c_z zjednodušeného modelu



Obr. 38: Věsměrová poddajnost C_z^z zjednodušeného modelu



Obr. 39: Úhlová poddajnost C_ζ^z zjednodušeného modelu

7 Konstrukční návrh - výpočtová část

Další důležitou součástí práce je konstrukční návrh zařízení využívajícího výše představenou paralelní kinematickou strukturu. Před zahájením konstrukčního zpracování jednotlivých dílců je však třeba provést návrhové výpočty, které na základě požadavků na zařízení specifikují rozměry mechanismu, rychlosti a síly v jednotlivých uzlech.

Tato sekce obsahuje postup těchto výpočtů a shrnuje jejich výstupy, které jsou později využity pro dimenzování jednotlivých součástí a jejich konstrukční zpracování.

7.1 Typický scénář polohování

Analyzovat mechanismus spojitě ve všech možných kombinacích polohy platformy, jejich rychlostí a případného zatížení není prakticky možné a pro účely konstrukčního návrhu by takový postup byl i zbytečně náročný.

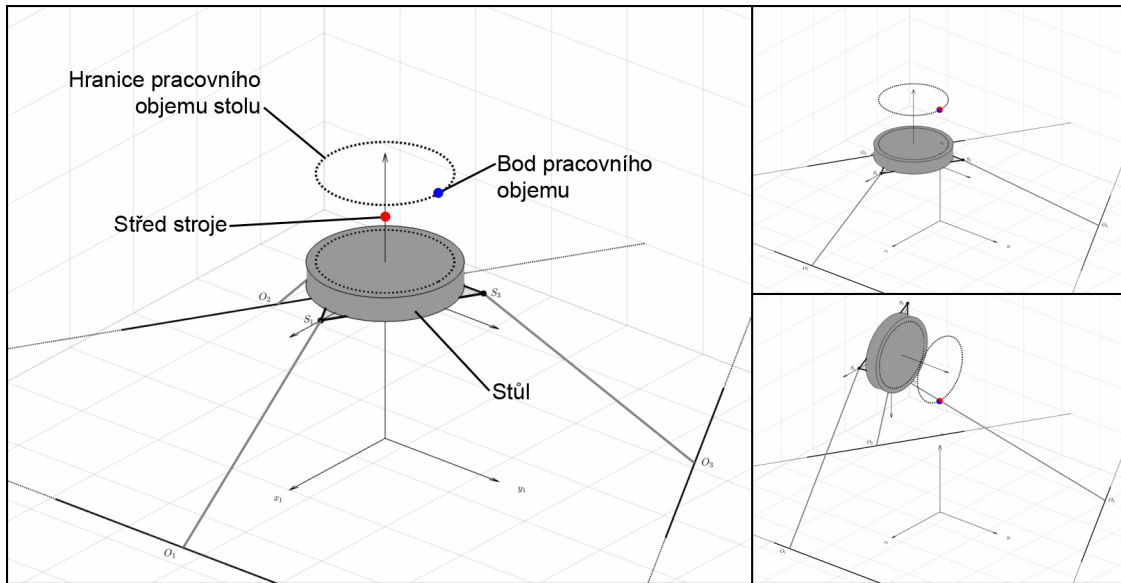
Proto byl zvolen přístup diskrétního popisu na omezeném souboru poloh platformy, který ale vhodně pokryje možnosti mechanismu a zajistí splnění požadavků na polohování specifikovaných zadáním.

Za účelem sestavení tohoto souboru poloh byl definován typický scénář polohovacího cyklu vycházejícího ze specifikace funkčních požadavků:

- S polohovacím stolem (platformou PK) je pevně spojen myšlený objem válcového tvaru (*pracovní objem stolu*)
- Je dán nepohyblivý bod (*střed stroje*), který představuje dějiště technologického procesu.
- Zařízení je schopno libovolný bod z pracovního objemu stolu přemístit do středu stroje.
- V této poloze je zařízení schopno natáčet stůl v libovolném vodorovném směru v rozsahu $\pm 90^\circ$ za současného udržování zvoleného bodu ve středu stroje („držení bodu v prostoru“).

Pracovní objem je součástí aplikačního zadání, které má být splněno a je definován průměrem $\varnothing D_{PO} = 280 \text{ mm}$ a výškou $h_{PO} = 200 \text{ mm}$.

Příklad průběhu polohovacího cyklu, který má zařízení být schopno obsáhnout je znázorněn na obr. 40. Šedý válec zde představuje upínací stůl, čárkované kružnice symbolizují hranice pracovního objemu stolu, červený bod je myšleným středem stroje a modrý bod je zvolený bod, který má být polohován do středu stroje.

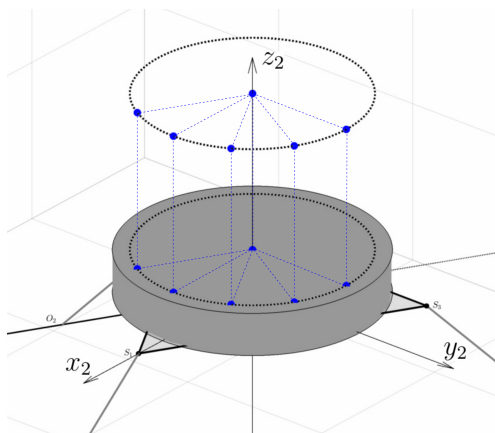


Obr. 40: Scénář polohování

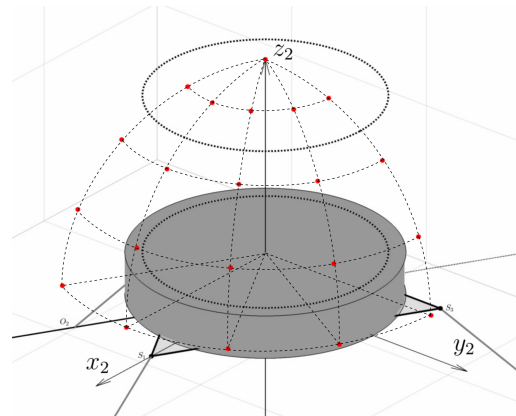
Výchozí poloha – přesun bodu do středu stroje – natočení kolem osy x o -90°

Tento scénář polohování je v rámci generování souboru poloh platformy neměnný, proměnná je pouze poloha bodu pracovního objemu stolu a úhel, o který má být stůl natočen. Proto byla vytvořena množina bodů a množina natočení, jejichž vzájemná kombinace vygeneruje soubor poloh platformy.

Vzhledem k symetrii mechanismu není nutné, aby množina bodů pokrývala celý pracovní prostor stolu a stejně tak uvažovaná natočení nemusejí být uvažována ve všech směrech. Z hlediska extrémů poloh platformy jsou dále určující především body na hranicích pracovního prostoru, tyto dva fakty vedly k volbě **množiny bodů** znázorněné na obr. 41. Jedná se o soubor dvanácti bodů rozmístěných na hranicích 120° výseče pracovního objemu. Uvažovaná **množina natočení** je znázorněna na obr. 42 a představuje odklon osy z_2 (normály stolu) od svislice v krocích po $22,5^\circ$ (0° až 90°) a to ve svislých rovinách pootočených od osy y_2 o 0° , 30° , 60° , 90° a 120° .



Obr. 41: Množina bodů pracovního prostoru



Obr. 42: Množina natočení platformy

7.2 Syntéza mechanismu

Syntézou mechanismu je zde myšlen proces určení jeho konkrétní geometrické podoby tak, aby vyhověl požadavkům na manipulační schopnosti za současného zohlednění konstrukčních omezení.

Uvažované parametry vstupující do procesu syntézy mechanismu jsou následující:

- Geometrické konstanty a a b (délky stran platformy a základny).
- Požadovaný polohovací cyklus platformy a jeho umístění v prostoru vzhledem k základně.
- Z konstrukčního hlediska přípustné rozsahy hodnot souřadnic r_i , l_i a ϕ_i .

Délku strany platformy a je vhodné minimalizovat na nejmenší konstrukčně přípustnou hodnotu, neboť nízká hodnota a snižuje potřebné rozsahy souřadnic při daném polohovacím cyklu. V tomto případě je určena rozměrem pracovního stolu, jehož průměr byl vzhledem k velikosti pracovního objemu stolu zvolen 320 mm . Vrcholy platformy musejí stůl dále přesahovat kvůli prostoru pro realizaci sférických vazeb s rameny, a proto je v této fázi návrhu zvoleno $a = 350\text{ mm}$. Tím je tento parametr vyloučen z okruhu proměnných při procesu syntézy mechanismu a z geometrických konstant tak zbývá pouze délka strany základny b .

Polohovací cyklus vyplývá ze zadání, není však určena jeho poloha (respektive poloha středu stroje) vzhledem k základně mechanismu. Ze symetrie mechanismu i polohovacího cyklu je přirozené, aby střed stroje ležel na ose z_1 hlavního souřadného systému umístěného v těžišti trojúhelníku základny. V takovém případě je polohovací cyklus závislý pouze na jednom proměnném parametru a tím je právě souřadnice z_S , neboli výška středu stroje nad základnou.

Rozsahy hodnot souřadnic r_i , l_i a ϕ_i , které jsou třeba pro realizaci požadovaného polohovacího cyklu závisejí na předchozích parametrech, ale jsou omezeny především konstrukčními možnostmi. Pro syntézu mechanismu byly zavedeny následující limity:

1. Rozsah Δr_i menší než 40% délky strany základny b . Strana b totiž představuje maximální prostor pro realizaci lineární osy cylindrické vazby, kde je třeba počítat s uložením kuličkových šroubů, umístěním servomotorů, šířkou vlastního vozíku atd.
2. Minimální hodnota $l_i^{\min} = 300\text{ mm}$.
3. Minimální hodnota $\phi_i^{\min} = 0^\circ$.
4. Maximální hodnota $\phi_i^{\max} = 80^\circ$.
5. Maximální rozsah natočení ramene $\Delta\phi_i < 75^\circ$.

K syntéze mechanismu bylo tedy přistupováno tak, že vstupními parametry, které je třeba určit, jsou délka strany základny b a výška středu stroje nad základnou z_S .

Výstupními parametry jsou pak rozsahy souřadnic, které vycházejí z volby b a z_S a které musejí vyhovět uvedeným omezením.

Pro analýzu vlivu vstupních parametrů na parametry výstupní byla napsána funkce v programu *Matlab*, která pro zadané b a z_S prochází v cyklu všechny pracovní body uvedené v sekci 7.1, v každém provede soubor natočení platformy, vyřeší inverzní úlohu polohy a zaznamená výsledné hodnoty souřadnic r_i , l_i a ϕ_i . Návrhovými hodnotami funkce jsou celková minima a maxima vypočítaných souřadnic napříč všemi kombinacemi bodů a natočení.

Pro intervaly $b \in \langle 1, 2; 2, 5 \rangle$ a $z_s \in \langle 0, 3; 1 \rangle$ byly pak vykresleny průběhy extrémů souřadnic jako funkce dvou proměnných, např. $r_i^{max} = f(b, z_S)$, $r_i^{min} = f(b, z_S)$ a z nich dále průběhy rozsahů $\Delta r_i = f(b, z_S)$. Na ně pak byly aplikovány konstrukční limity a tím byly získány oblasti přípustných hodnot b a z_s z hlediska dané souřadnice. Výsledky tohoto postupu pro každou ze souřadnic jsou znázorněny na obr. 43 až 51.

Na obrázku 52 je znázorněn průnik těchto přípustných oblastí, který obsahuje pouze hodnoty b a z_s vyhovující všem omezujícím požadavkům a bod představující konečnou volbu výstupních parametrů syntézy mechanismu $b = 2,2 m$ a $z_s = 0,5 m$. Pro větší zúžení oblasti byla aplikována ještě dodatečná podmínka na rozsah $\Delta l_i < 650 mm$.

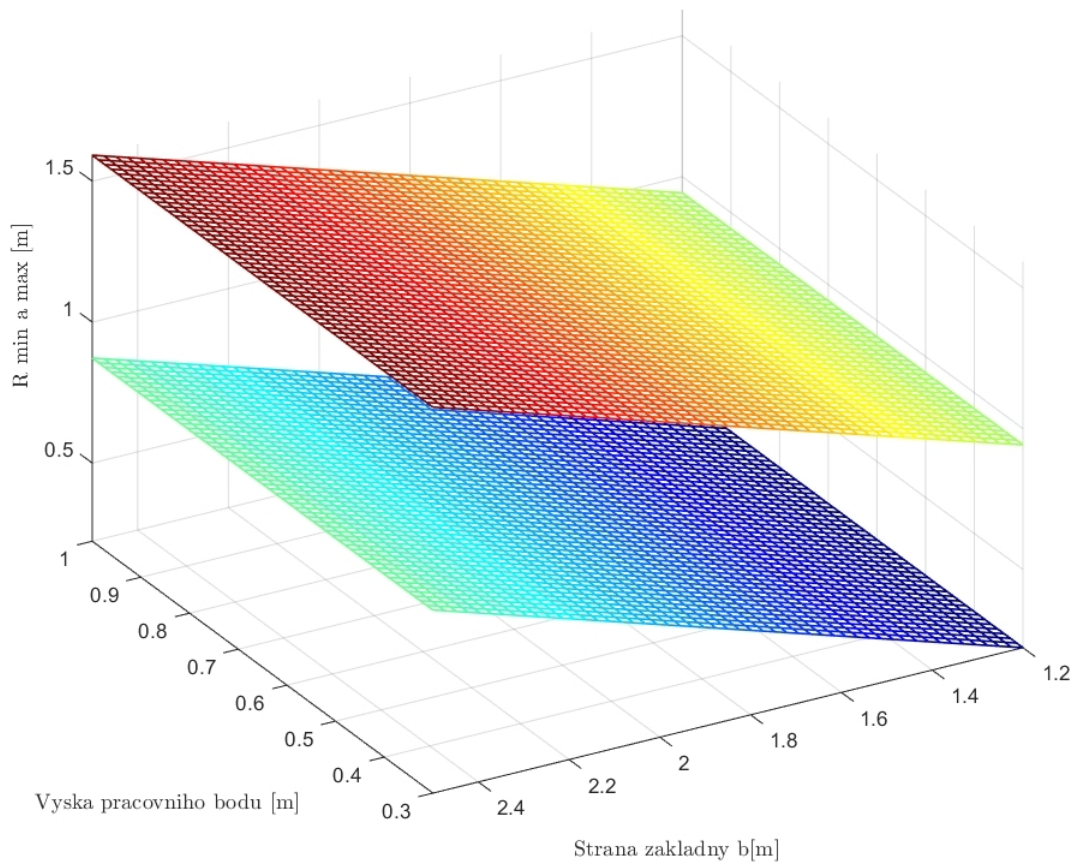
Z uvedeného postupu nevyplývá horní limit b a z_s a zjištěná oblast přípustných hodnot umožňuje volbu ve stále poměrně širokém rozsahu. Z obecného hlediska je ovšem zpravidla vhodná celkovou velikost zařízení minimalizovat, což zaručí volba hodnot blízko dolní hranice přípustné oblasti.

Z výsledné volby $b = 2,2 m$ a $z_s = 0,5 m$ vycházejí následující hodnoty rozsahů souřadnic:

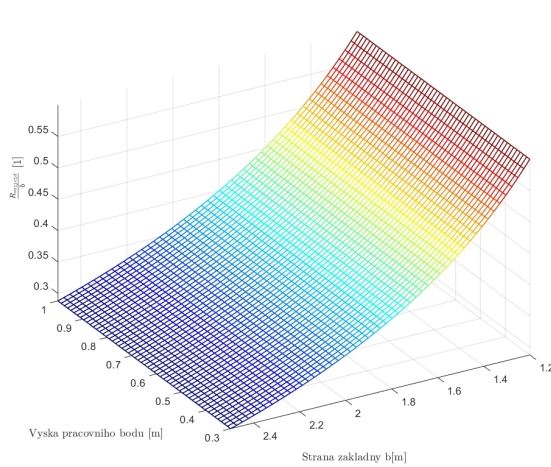
	Min	Max	Rozsah Δ
r_i	0,754 m	1,446 m	0,692 m
l_i	0,379 m	1,025 m	0,646 m
ϕ_i	7,7°	70,5°	62,5°

Tab. 9: Výsledné rozsahy souřadnic

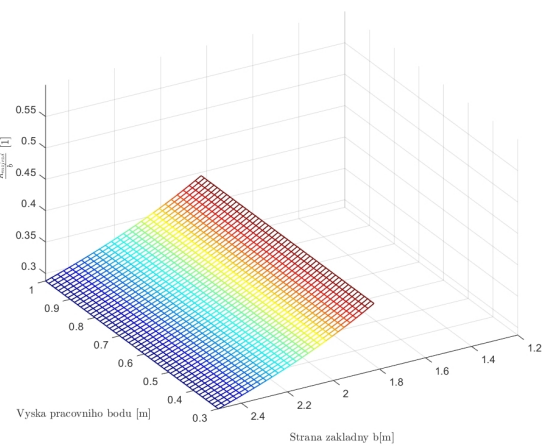
Uvedený postup nelze brát jako prostředek k získání jediné ideální kombinace hodnot b a z_s . Takovou informaci by mohl poskytnout nějaký z optimalizačních postupů hodnotící větší množství kritérií (rychlostní poměry, vnitřní síly v mechanismu, jeho tuhost apod.). Takový postup by však přesahoval rozsah této práce a byl by obtížně aplikovatelný v úvodní fázi návrhu zařízení. Uvedené výsledky je tedy třeba brát spíše jako prostředek pro získání náhledu na vztah mezi jednotlivými parametry, která umožní fundovanější rozhodování během konstrukčního řešení.



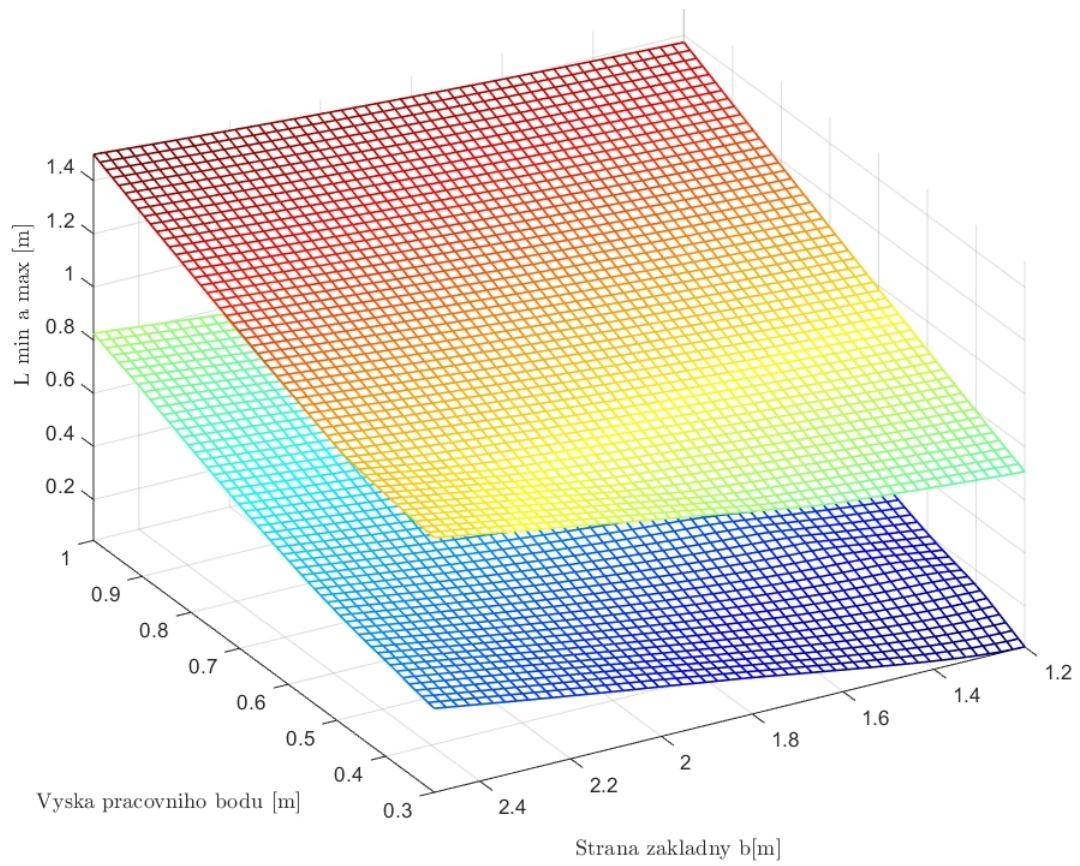
Obr. 43: Závislost min. a max. hodnot r_i na b a z_s



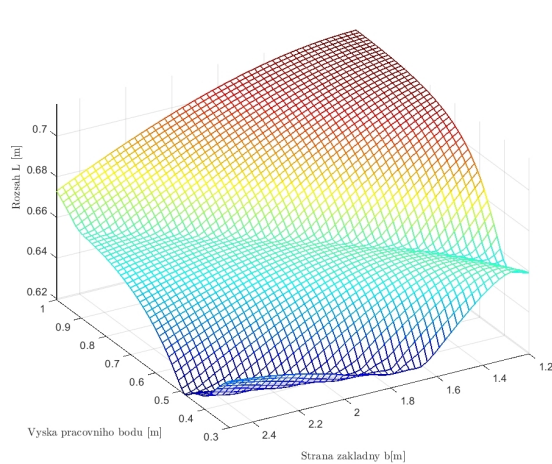
Obr. 44: Závislost poměru $\Delta r_i/b$



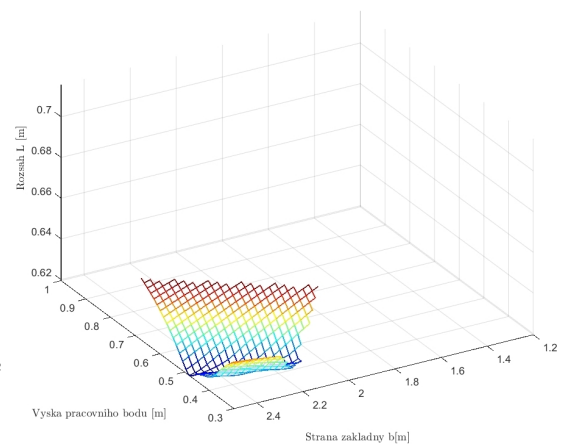
Obr. 45: Závislost poměru $\Delta r_i/b$ po aplikaci omezení



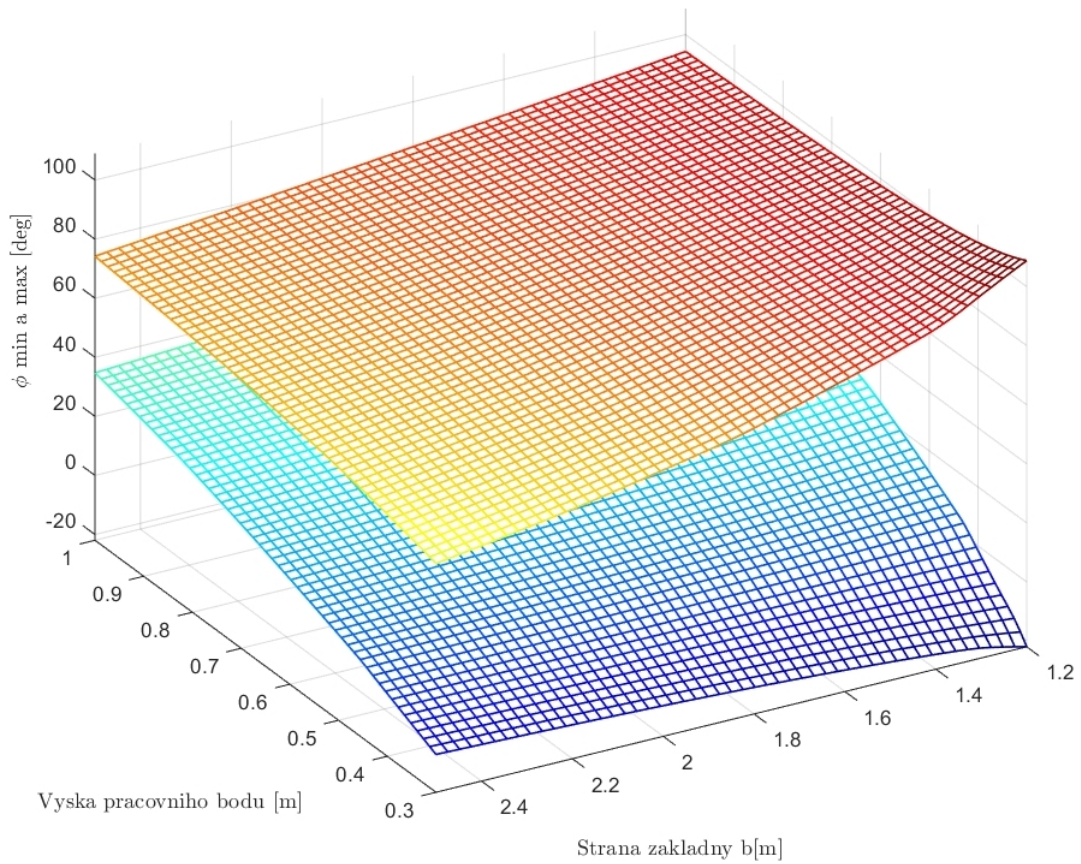
Obr. 46: Závislost min. a max. hodnot l_i na b a z_s



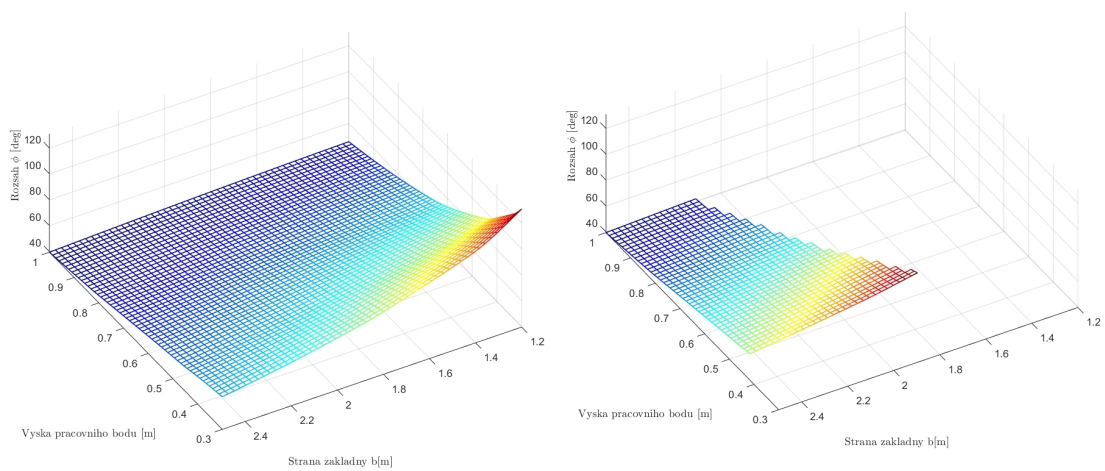
Obr. 47: Závislost rozsahu Δl_i



Obr. 48: Závislost rozsahu Δl_i po aplikaci omezení

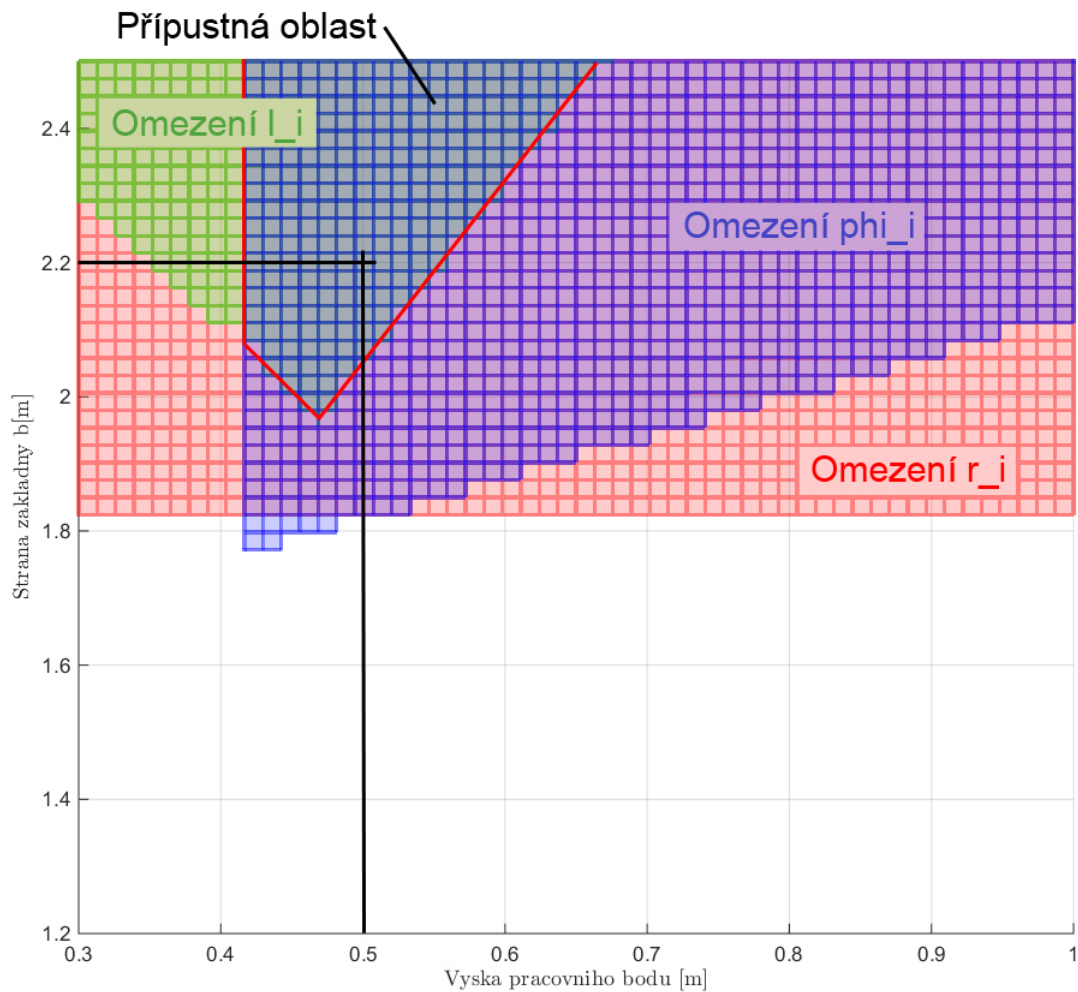


Obr. 49: Závislost min. a max. hodnot ϕ_i na b a z_s



Obr. 50: Závislost rozsahu $\Delta\phi_i$

Obr. 51: Závislost rozsahu $\Delta\phi_i$ po aplikaci omezení



Obr. 52: Oblast přípustných hodnot b a z_s

7.3 Rychlostní poměry

Dalšími parametry nutnými pro konstrukci zařízení (především návrh pohonů) jsou rychlostní poměry v mechanismu. Nutné je znát rychlosti jednotlivých souřadnic pro splnění požadavků na rychlost polohování stolu. Ty byly získány na základě *modelového polohovacího cyklu*, který představuje limitní možnosti zařízení.

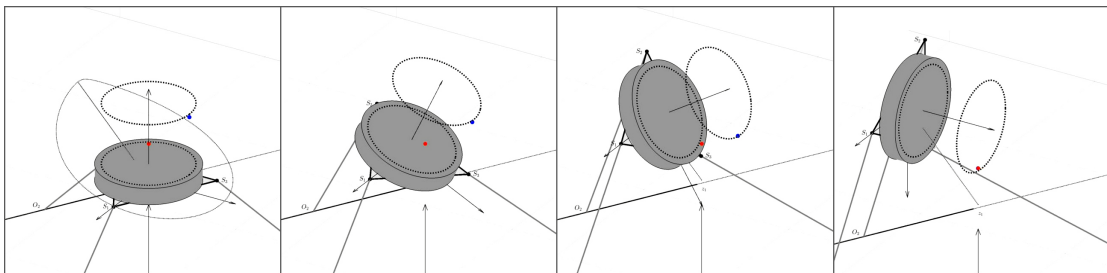
7.3.1 Modelový polohovací cyklus

Tento polohovací cyklus vychází z požadavků uvedených v sekci 7.1. Analyzován je opět pro soubor dvanácti bodů pracovního objemu stolu a skládá se ze třech fází:

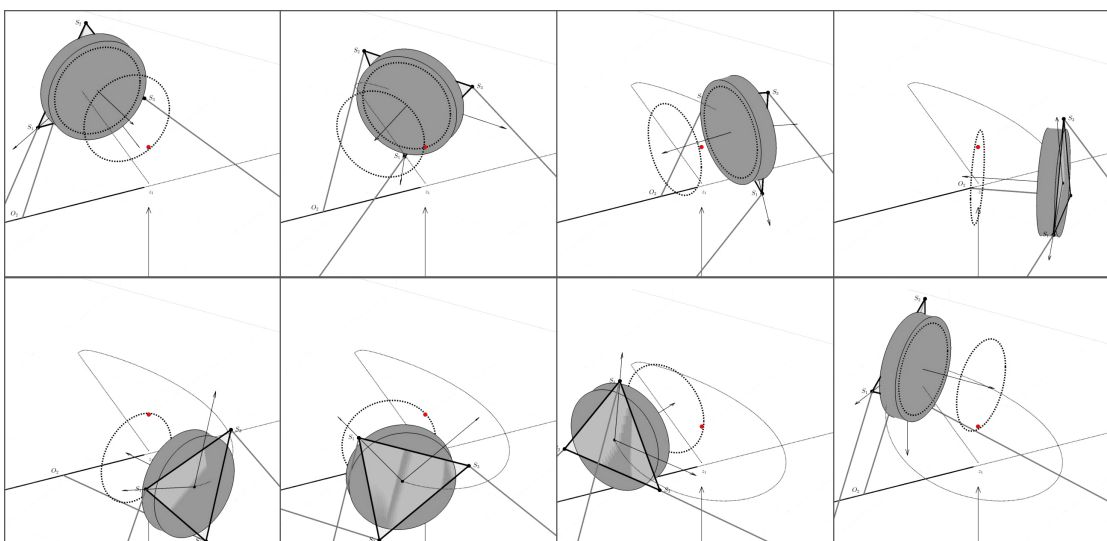
1. Přejít platformy z výchozí polohy (stůl vodorovně, střed pracovního objemu ve středu stroje) do polohy, kdy je zvolený pracovní bod umístěn do středu stroje a normála stolu je orientovaná podle jednoho ze směrů z množiny natočení.

2. Otočení stolu kolem středu stroje o 360° (rotace kolem osy z_1) za současného držení pracovního bodu v prostoru. Úhlová rychlost stolu má dvě stejně velké složky: Svislou složku ve směru z_1 a složku ve směru normály stolu. Stůl tedy vykonává prostorový rotační pohyb podobný odvalování. Takto složený pohyb je při rotaci nutný, aby nedocházelo ke křížení a kolizím ramen.
3. Návrat platformy do výchozí polohy.

Lepší představu o tomto cyklu dává soubor obrázků 53 a 54, kde jsou zachyceny okamžiky z tohoto cyklu.



Obr. 53: Fáze 1 – přechod platformy z výchozí polohy



Obr. 54: Fáze 2 – otočení o 360°

Stanoven byl požadavek, aby bez uvažování zrychlení tento cyklus proběhl během pěti sekund (fáze 1 a 3 během jedné sekundy, fáze 2 během třech sekund). Velikost rychlosti platformy (úhlové i translační) je pak závislá na volbě pracovního bodu a úhlu natočení, ve kterém má cyklus proběhnout.

Tento cyklus byl diskrétně simulován pomocí nástrojů vytvořených v systému *Matlab* (řešič inverzní úlohy a další) následujícím způsobem: Pro každou kombinaci pracovního bodu a orientace stolu (viz 7.1) byla platforma napolohována do pracovní polohy. V této pozici pak byly definovány nejdříve rychlosti odpovídající fázi

cyklu 1, řešena inverzní úloha a nalezeny odpovídající hodnoty rychlostí souřadnic a následně byly definovány rychlosti odpovídající fázi 2, řešena inverzní úloha a zjištěny rychlosti souřadnic.

Vypočítané rychlosti jednotlivých souřadnic pak byly uloženy do tabulky a tím získán soubor rychlostí pro všechny kombinace bodů, natočení a požadovaných rychlostí platformy. Z této tabulky pak byla nalezena maxima rychlostí v jednotlivých souřadnicích, která představují celková maxima napříč celým polohovacím prostorem mechanismu. Pro geometrickou konfiguraci stanovenou v kapitole 7.2 Syntéza mechanismu jsou tyto maximální rychlosti uvedené v tabulce č. 10.

7.3.2 Časové rozložení rychlostí a střední rychlost

Pro návrh pohonů je kromě maxim rychlostí důležité i časové rozložení rychlostí v průběhu činnosti stroje a to z hlediska trvalého výkonu a oteplení servomotorů. V případě řešeného mechanismu polohovacího stolu ovšem nejsou dostupné zkušenosti ze skutečného provozu nebo jiné relevantní informace, o které by se dalo při těchto úvahách opřít.

Nezbývá proto než časové rozložení odhadnout. K tomuto odhadu bylo použito β – rozložení hustoty pravděpodobnosti. Toto rozložení je na intervalu $x \in \langle 0; 1 \rangle$ dáno funkcí hustoty pravděpodobnosti a konstantami α a β dle vztahu:

$$f(x) = \frac{x^{\alpha-1}(1-x)^{\beta-1}}{\int_0^1 u^{\alpha-1}(1-u)^{\beta-1} du} \quad (7.1)$$

Pro střední hodnotu veličiny modelované takovým rozložením pak platí vztah:

$$E_{(v)} = \frac{\alpha}{\alpha + \beta} \quad (7.2)$$

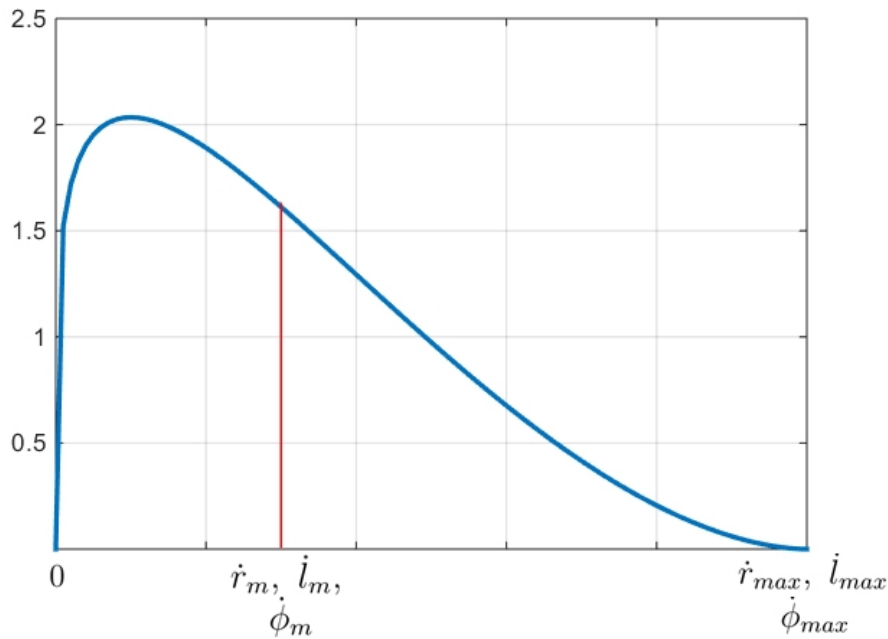
Časové rozložení rychlosti bylo modelováno β – rozložením s koeficienty $\alpha = 1,2$ a $\beta = 2,8$ na intervalu mezi nulovou a zjištěnou maximální rychlostí (viz obr. 55) pro každou souřadnici. Takové rozložení vychází z představy funkce zařízení, kdy se předpokládá rychlé najetí na polohu a následná spojitá interpolace nižší rychlostí za probíhajícího technologického procesu. Uvažuje se proto, že maxim rychlostí je dosahováno poměrně ojediněle.

Pro $\alpha = 1,2$ a $\beta = 2,8$ je $E_{(v)} = 0,3$ jsou střední hodnoty rychlostí souřadnic obecně vypočítány dle následujících vztahů, výsledky jsou pak shrnuty v tab. 10.

$$\dot{r}_m = 0,3 \cdot \dot{r}_{max} \quad (7.3)$$

$$\dot{l}_m = 0,3 \cdot \dot{l}_{max} \quad (7.4)$$

$$\dot{\phi}_m = 0,3 \cdot \dot{\phi}_{max} \quad (7.5)$$



Obr. 55: Uvažované časové rozložení rychlostí

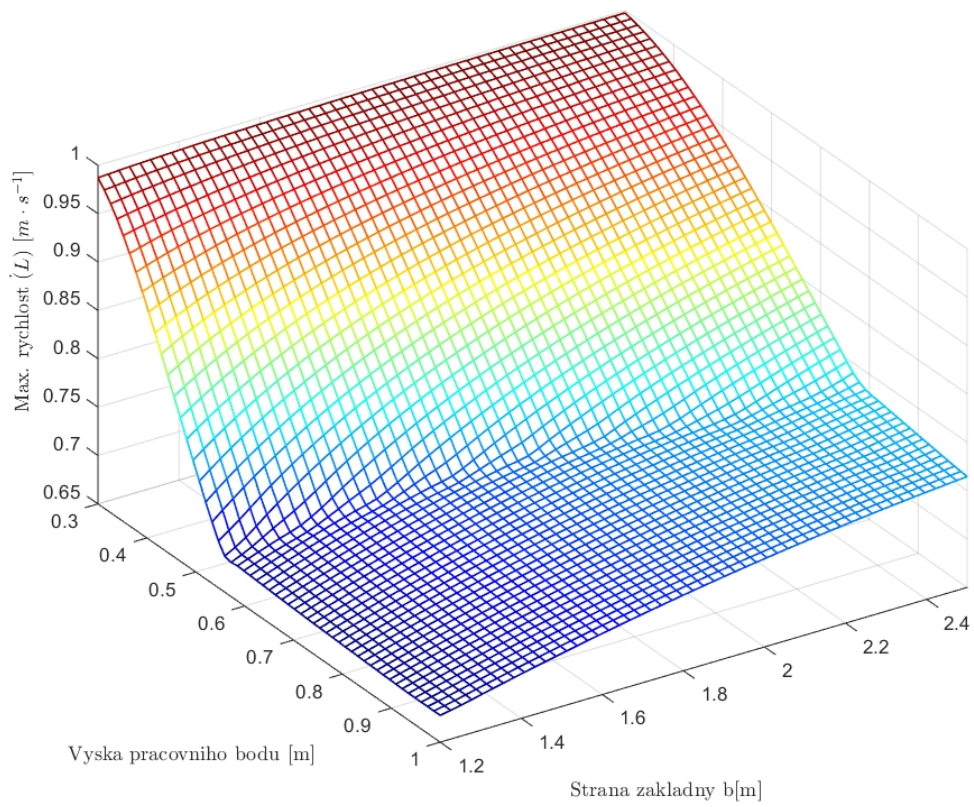
Popis	Max. hodnota	Střední hodnota
Rychlost translace cyl. vazby	$\dot{r}_{max} = 1,22 \text{ m s}^{-1}$	$\dot{r}_m = 0,366 \text{ m s}^{-1}$
Rychlost výsuvu ramene	$\dot{l}_{max} = 0,92 \text{ m s}^{-1}$	$\dot{l}_m = 0,276 \text{ m s}^{-1}$
Rychlost rotace cyl. vazby	$\dot{\phi}_{max} = 1,79 \text{ rad s}^{-1}$	$\dot{\phi}_m = 0,537 \text{ rad s}^{-1}$

Tab. 10: Rychlosti souřadnic mechanismu

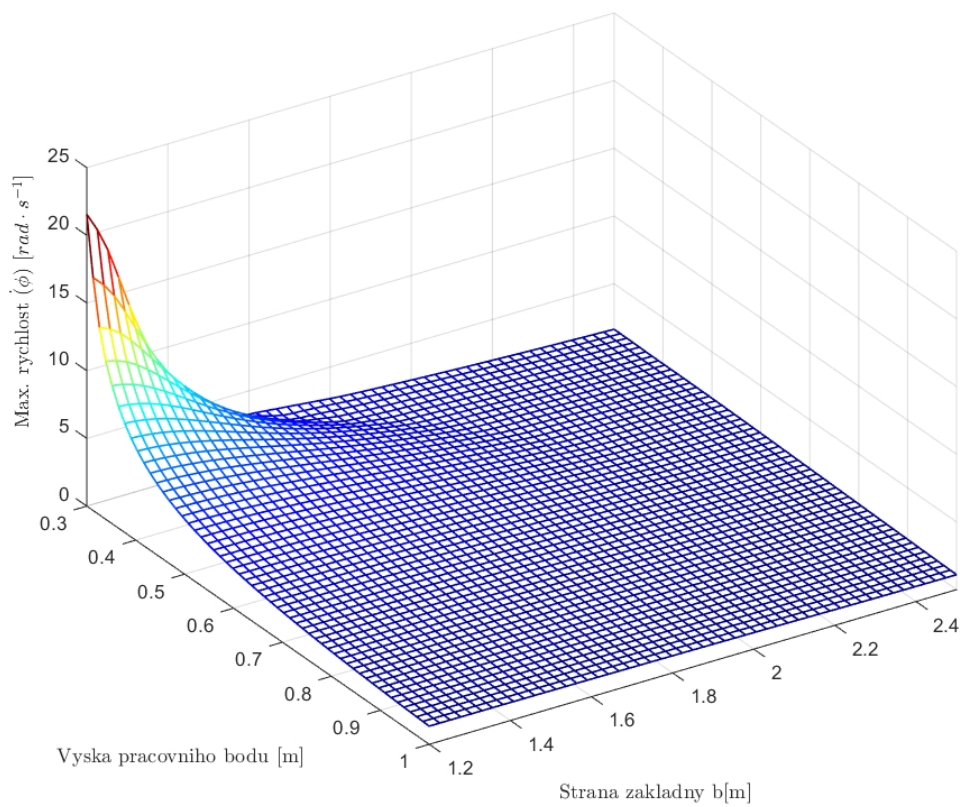
7.3.3 Závislost rychlostí na geometrických parametrech

Vzhledem k tomu, že výpočet maximálních rychlostí probíhal ve stejných polohách a podobným postupem jako výpočet potřebných rozsahů souřadnic v kapitole 7.2, mohly být oba výpočty implementovány do jedné funkce. Získány tak byly při procesu syntézy mechanismu i údaje o rozložení maximálních rychlostí souřadnic v závislosti na parametrech b a z_s , tato rozložení jsou na obr. 56 a 57.

Je vidět, že nízké hodnoty b a z_s výhodné z hlediska celkových rozměrů mechanismu znamenají vysoké nároky na rychlosti \dot{l}_{max} a $\dot{\phi}_{max}$. Maximální rychlost posuvu v cylindrické vazbě \dot{r}_{max} je na b a z_s nezávislá podobně jako rozsah pohybu Δr . Tyto dva parametry jsou závislé pouze na rozměru platformy a a polohovacím cyklu, který platforma vykonává.



Obr. 56: Závislost \dot{l}_{max} na b a z_s



Obr. 57: Závislost $\dot{\phi}_{max}$ na b a z_s

7.4 Vnitřní silové poměry

Dalším důležitým konstrukčním parametrem jsou síly, které musejí vyvíjet pohony mechanismu v jednotlivých souřadnicích během jeho funkce. Podobně jako u rychlostí se jedná především o znalost jejich maximálních a středních hodnot, k jejichž výpočtu byl použit zjednodušený MKP model popsany v kapitole 6.

Pomocí funkce v *Matlabu* tedy byla vygenerována tabulka poloh platformy a na ní působících zatížení, tato tabulka byla zpracována skriptem systému *Ansys Workbench* jehož výstupem byly reakce ve vetknutích jednotlivých ramen v základním souřadném systému $x_1y_1z_1$. Tyto reakce pak byly přepočítány v programu *Matlab* jak na síly v pohonech (momenty a osově síly v cylindrických vazbách a osově síly v ramenech), tak na síly „ve vedeních“ (radiální síly a momenty v cylindrických vazbách).

7.4.1 Scénáře zatěžování

Klíčovým bodem v tomto postupu je vygenerování zmíněných tabulek poloh a zatížení. Zkoumané polohy vycházejí opět z kombinace souboru bodů a natočení (viz 7.1), jako tomu bylo u rychlostní analýzy.

Zatížení pak vycházejí z předpokládané funkce zařízení, kdy na platformu nepůsobí žádná síla od technologie (např. řezná síla), ale pouze tíha a setrvačné účinky od břemene upnutého ke stolu mechanismu. Toto břemeno má dle specifikace maximální hmotnost 30 kg.

Kvůli snaze kompenzovat fakt, že v tomto postupu není uvažována hmotnost jednotlivých částí vlastního mechanismu byly zatěžující síly odvozeny od zvětšené hmotnosti 80 kg umístěné ve středu pracovního prostoru stolu jako koncentrovaná hmota s uvažovaným momentem setrvačnosti 0,581 kg m² (odpovídá ocelové kouli o hmotnosti 80 kg. Toto navýšení uvažované hmotnosti zátěže postačí na pokrytí výsledné hmotnosti stolu a sférických kloubů.

Vlastní zátěžné síly na platformu jsou pak vypočítány podle třech různých scénářů, jednoho statického a dvou dynamických (ty vycházejí z modelového polohovacího cyklu ze sekce 7.3 o analýze rychlostních poměrů). Pro každou kombinaci pracovního bodu a natočení bylo vypočítáno zatížení podle těchto scénářů, čímž vznikly tři různé tabulky poloh a zatížení zpracované nezávisle. Tyto scénáře zatěžování jsou:

1. Statické zatížení pouze od tíhy břemene
2. Dynamické zatížení od zrychlení do rotačního pohybu (odpovídá fázi 2 modelového polohovacího cyklu)
3. Dynamické zatížení od zrychlení pro návrat zpět do výchozí polohy mechanismu (odpovídá fázi 3)

Pro každou kombinaci volby pracovního bodu a natočení je tedy platforma v takové poloze, že se pracovní bod nachází ve středu stroje a stůl je natočen do příslušné orientace. V této poloze je pak aplikována buď pouze tíha působící ve středu pracovního objemu (scénář zatěžování 1), nebo tíha společně se setrvačnými účinky od úhlového zrychlení kolem pracovního bodu (scénář zatěžování 2) a nebo tíha, setrvačné účinky od úhlového a translačního zrychlení v případě scénáře 3.

Velikost požadovaných zrychlení byla stanovena na 10 m s^{-2} v případě translačního pohybu a 30 rad s^{-2} v případě pohybu rotačního.

7.4.2 Časové rozložení sil

Z každého scénáře zatěžování byla výpočtem zjištěna sada hodnot sil v pohonech v jednotlivých polohách. Z tohoto velkého množství hodnot bylo třeba určit, podobně jako v případě rychlostí, maximální a střední hodnoty. Opět bylo použito modelování pomocí β – rozložení, tentokrát však nikoliv na intervalu mezi nulou a maximální hodnotou.

Na rozdíl od rychlostí jsou nějaké síly v pohonech přítomné i za klidu mechanismu pro vyrovnání gravitačního působení a tyto síly byly uvažovány jako dolní hranice intervalu, na který bylo aplikováno β – rozložení. Hodnoty těchto statických sil byly zjištěny ze scénáře zatěžování 1 aritmetickým zprůměrováním sady výsledků přes všechny uvažované polohy platformy. Horní hranice intervalu pak tvoří maximální hodnoty sil v pohonech zjištěné na sjednocení výsledků scénáře zatěžování 2 a 3. Výsledné hodnoty statických a maximálních sil jsou shrnuty v tab. 11.

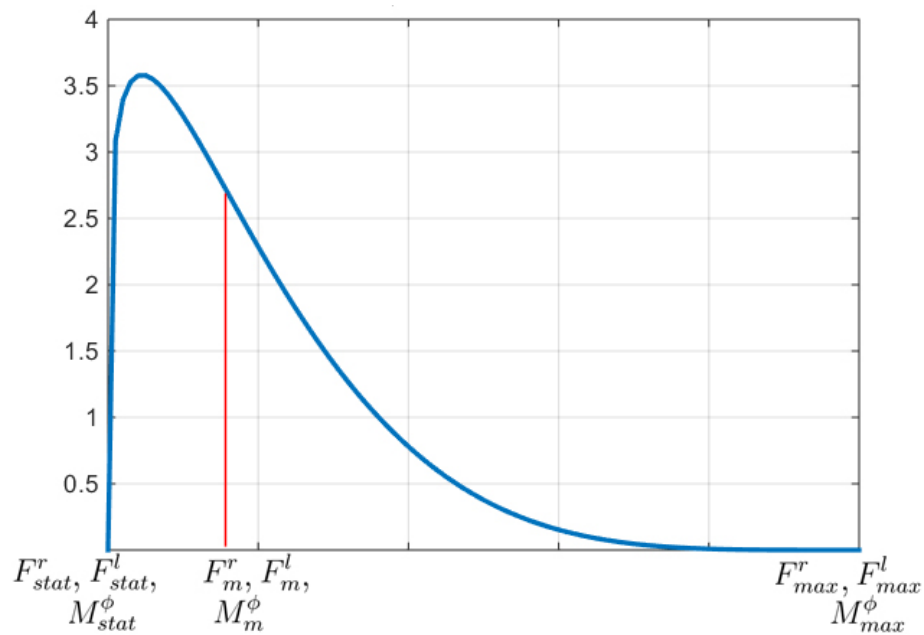
β – rozložení použité pro modelování průběhů sil je charakterizováno koeficienty $\alpha = 1, 2$ a $\beta = 5, 22$ se střední hodnotou $E_{(v)} = 0, 187$ na intervalu $\langle 0; 1 \rangle$. Střední hodnota sil na intervalu statická až maximální hodnota byla pak vypočítána podle vztahů:

$$F_m^r = F_{stat}^r + 0, 187 \cdot (F_{max}^r - F_{stat}^r) \quad (7.6)$$

$$F_m^l = F_{stat}^l + 0, 187 \cdot (F_{max}^l - F_{stat}^l) \quad (7.7)$$

$$M_m^\phi = M_{stat}^\phi + 0, 187 \cdot (M_{max}^\phi - M_{stat}^\phi) \quad (7.8)$$

Toto rozložení je znázorněné na obr. 58 a všechny vypočítané hodnoty sil jsou shrnuty v tab.11.



Obr. 58: Uvažované časové rozložení sil v souřadnicích

Popis	Stat. hodnota	Střední hodnota	Max. hodnota
Osová síla v cyl. vazbě	$F^r_{stat} = 103 \text{ N}$	$F^r_m = 206 \text{ N}$	$F^r_{max} = 657 \text{ N}$
Osová síla v rameni	$F^l_{stat} = 331 \text{ N}$	$F^l_m = 587 \text{ N}$	$F^l_{max} = 1702 \text{ N}$
Osový moment v cyl. vazbě	$M^phi_{stat} = 104 \text{ Nm}$	$M^phi_m = 218 \text{ Nm}$	$M^phi_{max} = 712 \text{ Nm}$

Tab. 11: Síly v souřadnicích mechanismu

8 Popis konstrukce

Tato kapitola obsahuje postup a výsledky konstrukčního návrhu zařízení, které využívá výše popsany mechanismus S-Delta. Všechny doposud představené kroky byly provedeny za účelem získání podkladů pro toto zpracování a bude na ně proto odkazováno.

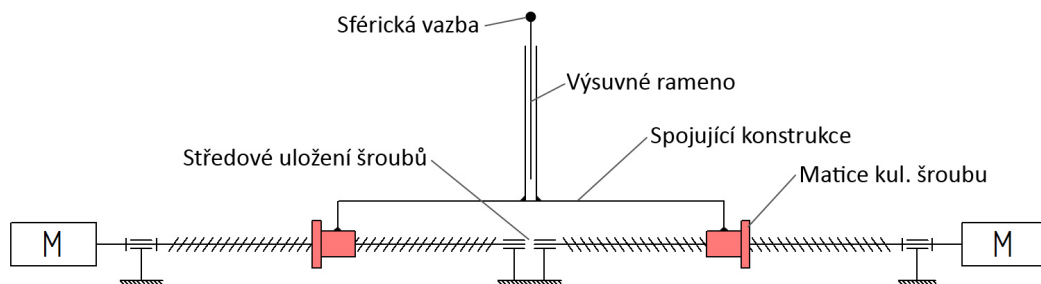
Základní kinematická struktura zařízení je jasně daná, tvoří ji trojice výsuvných ramen připojených k rámu cylindrickou vazbou a pohyblivá platforma připojená ke koncům těchto ramen sférickou vazbou. Dané jsou i požadavky na jeho funkci, které lze stručně shrnout následujícím způsobem: Zařízení má fungovat jako polohovací stůl se šesti stupni volnosti, přičemž prioritou je orientace neseného objektu ve velkém rozsahu natočení, nikoliv jeho přemísťování v rámci velkého pracovního prostoru.

8.1 Konstrukční varianty

První fází každého konstrukčního návrhu je vytvoření sady různých variant řešení a zamyšlení nad jejich konstrukční proveditelností, výhodami a nevýhodami. Zde představené varianty reprezentují spíše myšlenkový postup při hledání technicky přijatelného řešení cylindrické vazby mezi rámem a rameny. Pro řešení vlastního výsuvného ramene byla uvažována jediná varianta v podobně smykadla poháněného kuličkovým šroubem a stejně tak v případě řešení sférické vazby byla uvažována pouze varianta kardanova kloubu.

8.1.1 Varianta 1

První varianta je zde uvedena pouze jako výchozí bod inspirovaný článkem [14], kde je navržena kinematická struktura C-drive (viz kapitola 5.8) pro řízení cylindrické vazby, která připojuje každé z ramen k rámu. Schematické zobrazení takového řešení jednoho ramena je na obr. 59.



Obr. 59: Schematické zobrazení varianty 1

Původní uzavřená objímka spojující obě matice je zde nahrazena částečně otevřenou konstrukcí („mostem“), která umožňuje uložení šroubů i na jejich původně

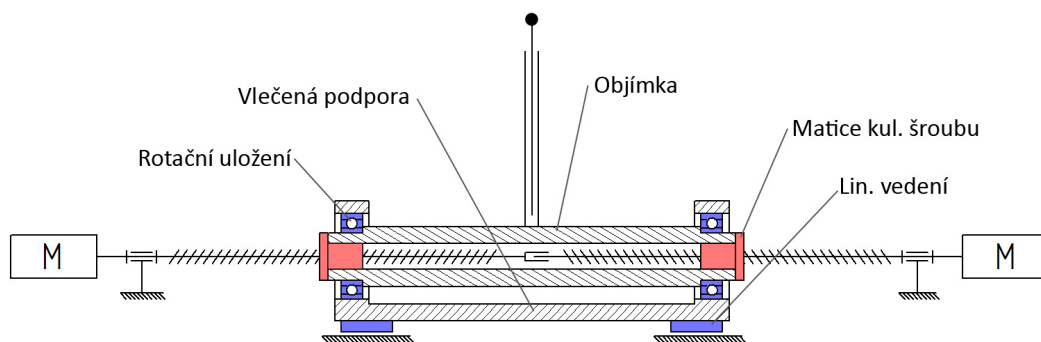
volných koncích. Uložení šroubu na obou koncích je v této variantě nutné, neboť šrouby zde fungují současně jako vedení celého ramene.

Fakt, že šrouby přenášejí veškerá zatížení ramene, je zásadním problémem tohoto řešení, které by tak bylo odkázáno pouze na malá (prakticky spíše „žádná“) zatížení. Používat kuličkový šroub jako lineární vedení je navíc obecně technicky nevhodné řešení.

8.1.2 Varianta 2

Varianta 2 řeší tento problém návratem zpět k uzavřené objímce rotačně uložené ve vlečené podpoře (obr. 60). Tato podpora je k rámu připojena přes valivé lineární vedení a může tak přenášet radiální síly a momenty působící v cylindrické vazbě.

Kuličkové šrouby tedy nepřenášejí žádná radiální zatížení a díky tomu je konstrukčně přijatelné nahradit jejich uložení k rámu na volných koncích rotační spojkou, která šrouby vzájemně zpevní a sníží náchylnost ke krouživému kmitání.



Obr. 60: Schematické zobrazení varianty 2

Tato varianta má však stejně jako varianta předchozí zásadní nevýhodu v prostoru potřebném k realizaci vazby. Uvedená struktura bude pro daný rozsah lineárního pohybu v cylindrické vazbě vyžadovat vždy alespoň dvojnásobnou délku k realizaci (prakticky však ještě více).

8.1.3 Varianta 3

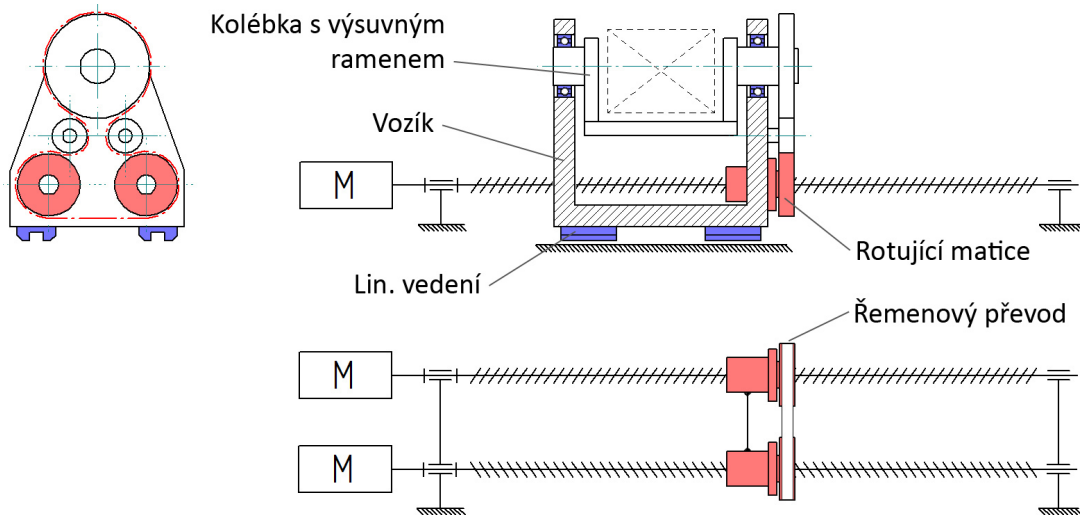
Způsob jak snížit prostorové nároky pro realizaci C-drive pohonu představuje varianta 3 (obr. 61). Koaxiální uspořádání šroubů je zde nahrazeno paralelním uspořádáním, čímž se poměr rozsahu pohybu ku zástavbě přiblížil běžným pohybovým osám s kuličkovým šroubem.

Kuličkové matice zde ale nemohou být spojeny pevnou objímkou a jejich vzájemnou vazbu namísto objímky zajišťují dva elementy. Vzájemnému axiálnímu posunutí matic brání těleso vozíku, ve kterém jsou matice rotačně uloženy (jedná se o rotující matice běžně nabízené výrobcem pro pohony se stojícím šroubem). Vzájemnému

pootočení matic pak brání ozubený řemen, kterým jsou spřaženy.

Lineární pohyb v cylindrické vazbě zde tedy představuje pojezd celého vozíku vyvozený od radiálně axiálního uložení matic v něm. Rotační pohyb je vyveden pomocí řemenu na řemenici kolébky, která nyní přebírá úlohu objímky a jejíž osa rotace se stává osou cylindrické vazby.

Nejenže je tedy redukována potřebná zástavba, ale i osa cylindrické vazby již není prostorově vázána na šrouby, což dává větší možnosti v konstrukčním uspořádání. Dalším velice důležitým aspektem je možnost vložení převodu mezi matice a otočnou kolébku. Jak totiž ukázala předchozí analýza, v cylindrické vazbě je třeba dosáhnout značných momentů (až 700 Nm) a pokud by takový moment měl být přenášen přímo šrouby, vedlo by to na jejich neúměrně velký průměr a moment setrvačnosti a tím špatné i dynamické vlastnosti.

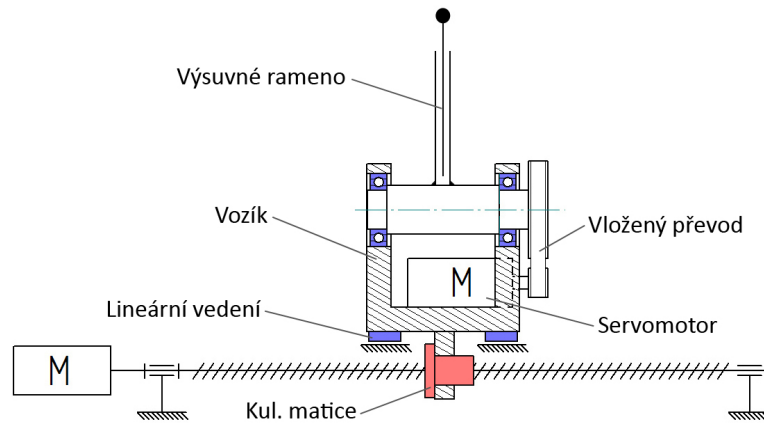


Obr. 61: Schematické zobrazení varianty 3

8.1.4 Varianta 4

Poslední varianta představuje tradičnější řešení bez struktury C-drive s nezávislými pohony pojezdu a natočení. Je tvořena vozíkem, který pojíždí po lineárním vedení poháněn jedním kuličkovým šroubem (obr. 62). Na vozíku je pak rotačně uložena kolébka s výsuvným ramenem, jejíž natočení zajišťuje přes vložený převod servomotor umístěný na vozíku.

Toto uspořádání je konstrukčně velmi přijatelné, umístění servomotoru na vozík však zvyšuje hmotnost pohyblivých dílů, což může způsobit zhoršení dynamických vlastností zařízení.



Obr. 62: Schematické zobrazení varianty 4

8.1.5 Zvolená varianta - detailní koncept

Jako technicky realizovatelné pro daná zatížení a rozsahy pohybů byly vyhodnoceny varianty 3 a 4. Varianta 4 je tradiční jednodušší konstrukcí se zcela nezávislým řízením posunutí a natočení v cylindrické vazbě, u které jsou ale předpokládány horší dynamické vlastnosti.

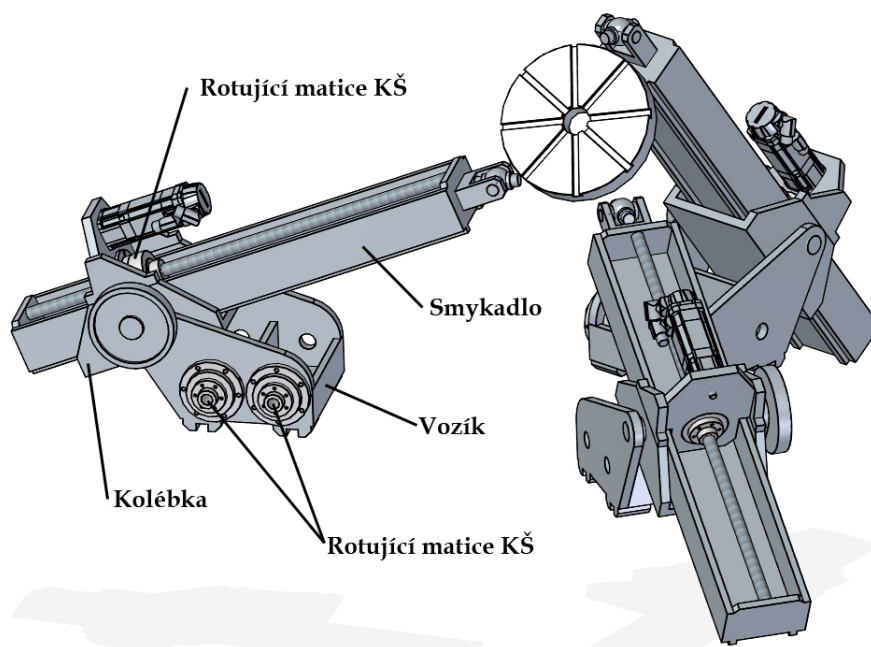
Varianta 3 oproti tomu se svým nezvyklým řešením C-drive, které není praxí prověřené, u kterého nejsou zkušenosti s praktickou proveditelností jeho řízení a které přináší mnoho dalších neznámých, může nabídnout snížení pohyblivých hmot, zlepšení dynamických vlastností a výhodné umístění významných zdrojů tepla (servomotory) mimo hlavní nosné struktury.

Ačkoliv porovnání obou variant z hlediska dynamického chování a potvrzení domněnky o výhodách varianty 3 by vyžadovalo podrobnější rozbor, byla k dalšímu rozpracování zvolena právě tato méně obvyklá varianta. Tato volba tedy nevyplývá z jednoznačné převahy výhod varianty 3, ale byla učiněna s přihlédnutím k významu celé práce, která je více studií technické proveditelnosti nezvyklého řešení polohovacího stolu, než definitivní konstrukcí zařízení připraveného pro provoz v průmyslovém nasazení.

Inovativní řešení C-drive tak výborně zapadá do této filosofie představit něco nového, což ovlivnilo výslednou volbu varianty.

Pro představu o proporcích mechanismu a velikosti jednotlivých uzlů tohoto řešení byl vytvořen první zjednodušený 3D koncept patrný na obr. 63. Výsuvné rameno je zde řešeno jako smykadlo se stojícím šroubem a rotující maticí nesenou otočnou kolíbkou, ve které smykadlo pojíždí. Ve vozíku jsou umístěny dvě rotující matice (matice pro šroub průměru 25 mm, typ s integrovanými ložisky, jedna z nejmenších velikostí rotující matice běžně nabízené výrobcem), stejné matice jsou zde použity i pro pohon smykadla.

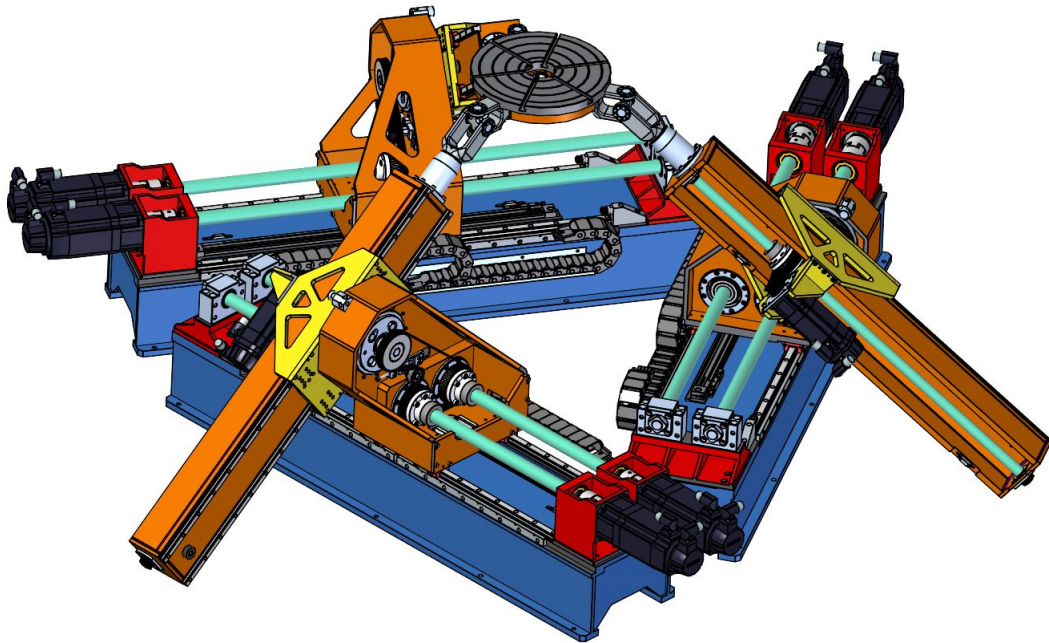
Na tomto zjednodušeném konceptu se ukázalo, že právě velikost rotujících matic do značné míry určuje velikost vozíku i průřez smykadla a dále že v tomto uspořádání hrozí kolize vozíků v jejich krajních polohách. Tyto poznatky pak posloužily při finálním konstrukčním návrhu.



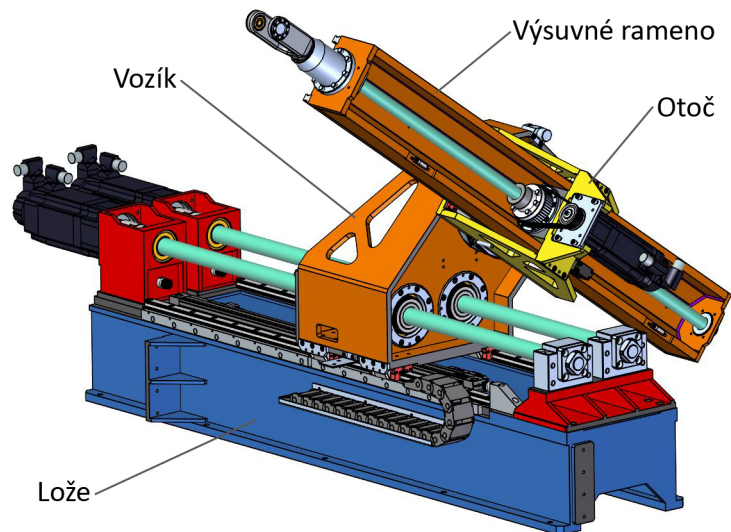
Obr. 63: Zjednodušený 3D koncept řešení

8.2 Rozpracování zvolené varianty

Varianta 3 s paralelními šrouby a kinematikou C-drive byla konstrukčně rozpracována a výsledná konstrukce je představena v této sekci. Celý mechanismus je zobrazen na obr. 64 a skládá ze třech identických podskupin výsuvných ramen (obr. 65), stolu a kardanových kloubů, které spojují ramena se stolem. Podskupina výsuvného ramene je dále rozdělena na podsestavy lože, vozíku, otoče a vlastního výsuvného ramene. Každé z těchto podsestav je věnována zvláštní sekce, ve které je podrobně popsána.



Obr. 64: Výsledná sestava mechanismu

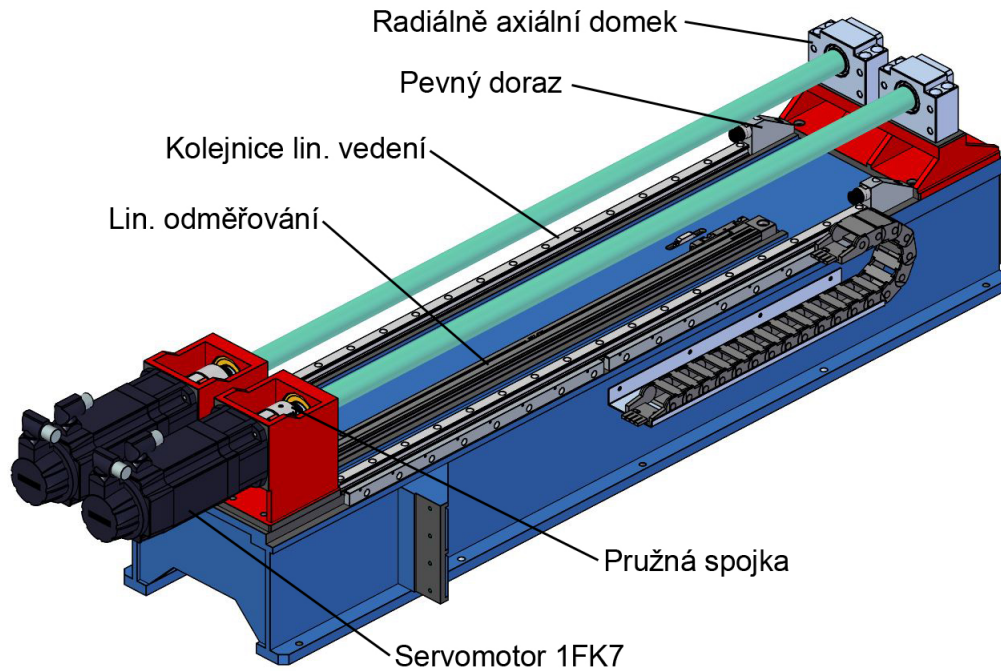


Obr. 65: Skupina výsuvného ramene

8.2.1 Sestava lože

Lože je základním nosným dílcem podskupiny ramene, po kterém pojíždí vozík. Jsou na něm umístěny oba servomotory pro pohon C-drive, lineární vedení vozíku a další nezbytné součásti. Celá sestava připomíná klasickou strojní osu obráběcího stroje.

Vlastní těleso lože je koncipováno jako svařenec z ocelových plechů a plochých tyčí. Na tělesu jsou obrobena plochy pro ustavení na základ, připojení ke zbylým dvěma tělesům a montáž dalších dílců.



Obr. 66: Detail konstrukce lože

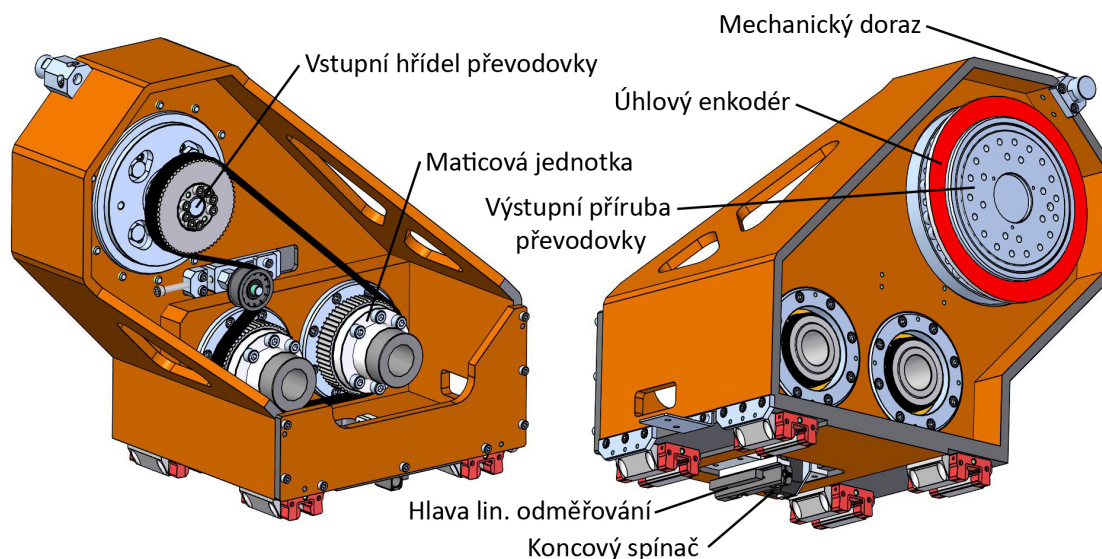
Na horní části lože jsou přimontovány kolejnice valivých vedení *Schneeberger BM S 20-ND* s dotlačovacími lištami. Dále jsou zde přimontovány svařence konzol servomotoru a radiálně axiálních domků kuličkových šroubů. Ty tvoří uložení dvojice kuličkových šroubů *KSK*. Jedná se o rychloběžné šrouby se čtvercovým závitem $K32 \times 32$ v levém a pravém provedení. Šrouby toho typu v levém provedení firma *KSK* běžně nenabízí, jejich dodání je však možné řešit zakázkovou výrobou.

Šrouby jsou na jednom konci uloženy v radiálně axiálním domku *BK 25* od firmy *HIWIN*, na druhém konci jsou uloženy axiálně volně v kuličkovém radiálním ložisku *INA FAG 6305-2RS*. Na tomto konci je také přes pružnou spojku s čelními zuby připojen ke každému šroubu servomotor *Siemens*.

Pro řízení polohy vozíku je na loži umístěno lineární odměřování *Heidenhain LC485* délky 720 mm s absolutní a inkrementální dráhou na skleněném pravítku. Pohybová osa je dále doplněna koncovými dorazy, kameny pro spínání koncového snímače a energořetězem.

8.2.2 Sestava vozíku

Vozík (obr. 67), který pojíždí po loži je tím, co zprostředkovává cylindrickou vazbu mezi rámem a výsuvným ramenem. Oproti původnímu konceptu tvoří pouze jednostranné rotační uložení ramene. Tato asymetrie umožnila soustavu lože–vozík uspořádat pouze s jednostranně výrazným přesahem vzhledem rozsahu pojezdu Δr_i a druhou stranu tak uvolnit pro sousední skupinu ramene. Tím byl odstraněn i problém s kolizí vozíků v krajních polohách rozjezdu.



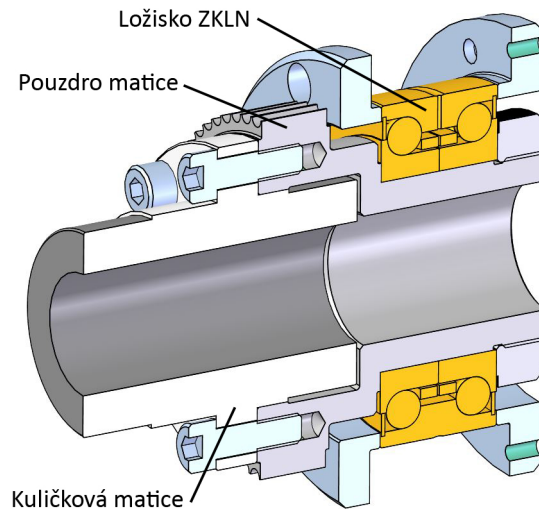
Obr. 67: Detail vozíku

Základní těleso vozíku je opět svařenec z tlustých plechů z konstrukční oceli. Na jeho spodní straně je přišroubována čtveřice vozíků valivého vedení *Schneeberger BM W 20-A*, konzola čtecí hlavy lineárního pravítka a koncový spínač *Balluff BNS-813-99-D-39*.

Minimální šířka vozíku je dána průměrem rotujících matic kuličkových šroubů. Protože použití běžně dostupných rotujících matic s integrovanými nebo vloženými ložisky pro šroub průměru 32 mm by znamenalo nepřijatelnou velikost vozíku, byly uzly rotujících matic navrženy jako vestavěné do tělesa vozíku.

Uzel rotující matice je na obr. 68. Použitá je upravená kuličková matice *KSK APVR 32 × 32* (dvouchodá rychloběžná matice s předepnutím mezi chody) uložená v pouzdru, které zároveň tvoří ozubenou řemenici pro řemen *HTD-5M* šířky 15 mm se 60 zuby. Na tomto pouzdru je uloženo přesné ložisko *INA FAG ZKLN5090-2RS-XL* (dvouřadé kosoúhlé kuličkové ložisko s úhlem styku 60°) určené pro ukládání kuličkových šroubů. Vnější kroužek ložiska je pak uložen přímo v tělese vozíku a zajištěn dvěma přírubami. Toto pouzdro umožnilo přesunout ložisko z vnějšího průměru tělesa matice před maticí, použít menší průměr ložiska a snížit průměr celého uzlu rotující matice oproti komerčně dostupným provedením.

V horní části vozíku je uloženo těleso cykloidní převodovky *TwinSpin TS-170-59-E-P24* od firmy *Spinea*. Tato převodovka s převodem $p = 59$ je spřažena řemenem s rotujícími maticemi a tvoří tak součást pohonu C-drive (řemenový převod jako takový má převodový poměr 1). Do řetězce byla vřazena z důvodu potřeby dosáhnout velkých krouticích momentů pro natočení výsuvného ramene a takové momenty by nemohly být přenášeny přímo ze servomotorů torzním namáháním šroubů. Výstupní příruba této převodovky je navíc uložena ve vysoce únosném ložisku se skříženými válečky a umožňuje tak letmé uložení otoče s výsuvným ramenem přímo na převodovce.



Obr. 68: Uzel rotující matice KŠ

Na vstupním hřídeli převodovky je ozubená řemenice se 60 zuby opásaná řemenem *1000-HTD-5M-15*, který s převodem $p = 1$ váže rotace obou rotujících matic a vstupního hřídele převodovky. Pro zvýšení úhlu opásání jedné z matic a možnost řemen napínat je převod doplněn napínací kladkou.

Přímo na tělese převodovky je umístěn rotor (pasivní část) absolutního indukčního úhlového enkodéru *Zettlex INC-4-200*, který měří natočení otoče neboli souřadnici ϕ_i . Natočení není chráněno koncovými spínači, ale je omezeno mechanickým dorazem.

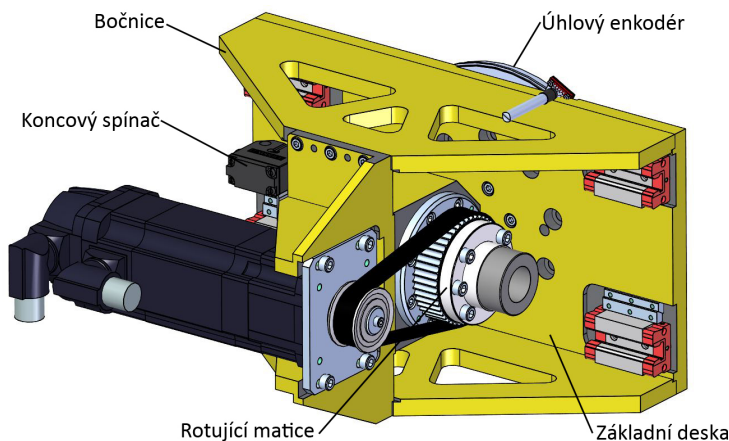
8.2.3 Otoč

Otoč je přišroubována na výstupní přírubu převodovky *TwinSpin* a tvoří posuvné uložení výsuvného ramene. Jedná se o montovaný celek z tlustých ocelových plechů a jednoho svařence, které jsou navzájem sešroubovány a skolíkovány (obr. 69).

Na základní desce je obrobena plocha pro připojení převodovky a v její blízkosti je umístěn i stator (aktivní část) úhlového enkodéru *Zettlex*. Na druhé straně desky jsou přišroubovány vozíky lineárního vedení ramene *Schneeberger BM W 15-F*, kámen koncového dorazu a dvě bočnice, nesoucí skupinu pohonu výsuvu ramene.

Tato skupina pohonu obsahuje konstrukčně velmi podobný uzel rotující matice, jako je použit ve vozíku. Rozdílná je pouze jeho velikost, uzpůsobená pro kuličkovou matici *KSK APVR 25 × 20* a ložisko *ZKLN3572-2RS*. Ozubení vyrobené na pouzdru matice je opět typu HTD-5M a má 48 zubů. Skupina pohonu dále obsahuje servomotor *Siemens* na posuvné desce, která umožňuje napínání ozubeného řemenu. Řemenice na motoru má 24 zubů a použitý řemen je *400-HTD-5M-15*.

Odměrování vysunutí ramene (souřadnice l_i) je nepřímé a zajišťuje ho absolutní víceotáčkové čidlo na motoru, přímo je kontrolováno pouze dosažení koncových poloh spínačem *Balluff BNS-813-99-D-39*.



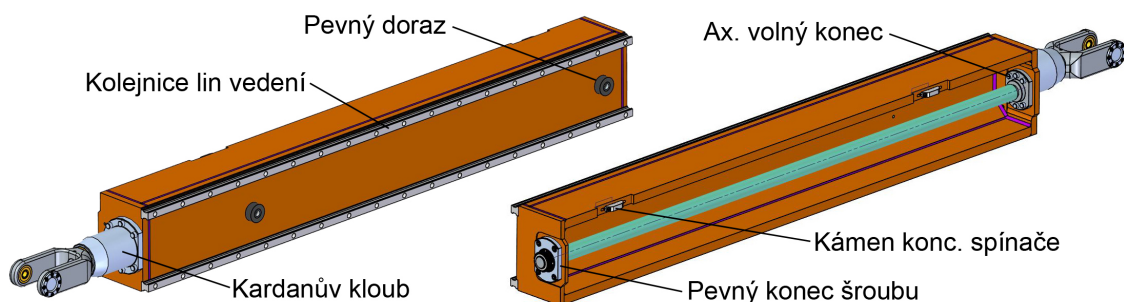
Obr. 69: Detail otoče

8.2.4 Výsuvné rameno

Rameno jako takové má charakter smykadla, jehož nosnou strukturu tvoří vyztužený U profil svařený z ocelových plechů (obr. 70). Na vnějších rozích profilu jsou po celé délce obrobena plochy pro kolejnice valivého vedení *Schneeberger BM S 15-ND*. Uvnitř profilu je umístěn nerotující kuličkový šroub *KSK 25 × 20*, který je na zadním konci ramene uložen pevně v pouzdru přišroubovaném na čelo profilu, na čelní straně je pak uložen axiálně volně v podobném pouzdru. Tato konstrukce zajišťuje převažující namáhání šroubu na tah.

Na spodní straně profilu jsou umístěny gumové mechanické dorazy určující rozsah vysunutí, pro jehož kontrolu jsou ještě na jedné pásnici profilu umístěny kameny pro koncové spínače.

Vnější strana předního čela profilu je přesně obrobena a tvoří plochu pro montáž pouzdra kardanova kloubu.



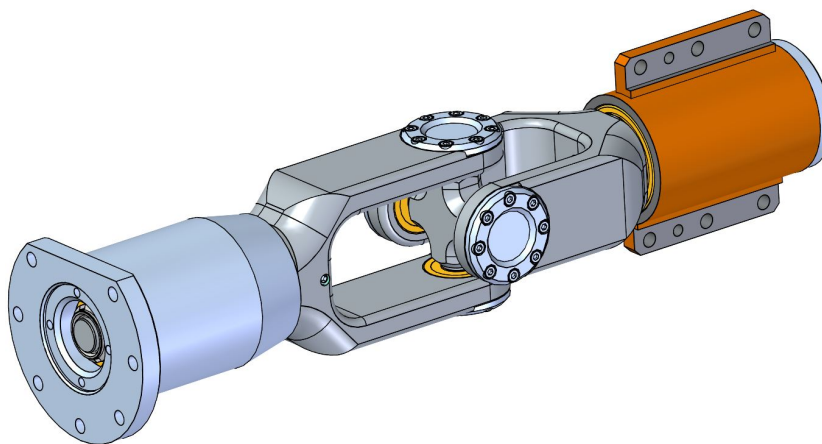
Obr. 70: Detail provedení výsuvného ramene

8.2.5 Kardanův kloub

Dle popisu mechanismu v kap. jsou ramena připojena k platformě sférickým kloubem. Realizace takových kloubů ve vysoké přesnosti a únosnosti je obecně poměrně problematická a to především při požadavku na velké rozsahy pohybů. To je případ

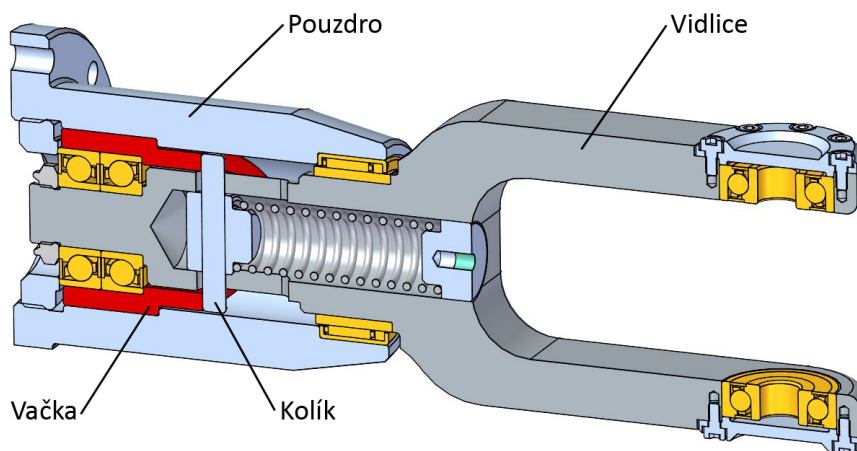
i zde popisovaného polohovacího stolu, kde vzhledem k požadované polohovatelnosti stolu dochází v kloubu k natočení většímu než 180° .

Kvůli tomu bylo navrženo realizovat vazbu kardanovým kloubem (viz obr. 71) tvořeným dvojicí vidlic spojených křížovou spojkou. Spojka je v každé z vidlic uložena ve dvojici kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem *7200-B-2RS* s uspořádáním do X. Vidlice jako takové mají různou délku, což vyplynulo z potřeby odstranit kolizi právě při extrémním natočení. Delší vidlice přísluší výsuvnému ramenu, kratší je pak součástí stolu.



Obr. 71: Celek kardanova kloubu

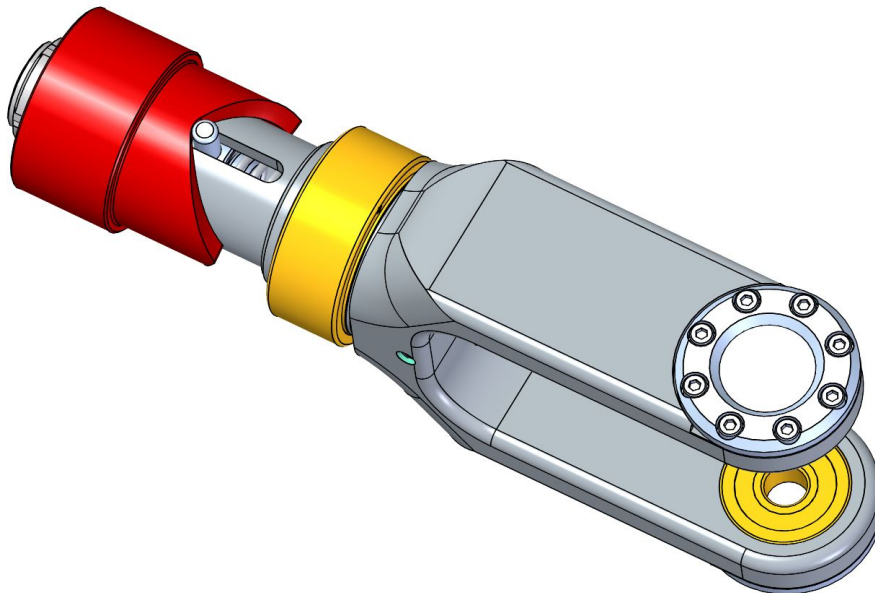
Obě vidlice musejí být pro zachování požadovaných 3 stupňů volnosti v rotaci ve všech možných pozicích uloženy ve svých pouzdrech rotačně, to zajišťuje trojice valivých ložisek. V přední části je to ložisko jehlové *INA FAG HK4018-RS* s vnitřním kroužkem *IR35×40 × 20* a v zadní části dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem uspořádaná do O, která zachycuje axiální síly.



Obr. 72: Řez kardanovým kloubem

Rozdílnost ramen nespočívá jen v jejich rozdílné délce. Vidlice a její pouzdro příslušející výsuvnému ramenu je navíc vybavena prvky, které jejímu rotačnímu

uložení dodávají vlastnost torzní tuhosti. Důvodem je snaha o odstranění parazitního stupně volnosti, který vyplývá z rotačního uložení obou vidlic a které by mohlo znamenat, že se kloub dostane během provozu do kinematically nevhodné konfigurace. Tímto způsobem je vidlice udržována pružinou v základní poloze, a pokud je to nutné umožní její natočení o libovolný úhel.



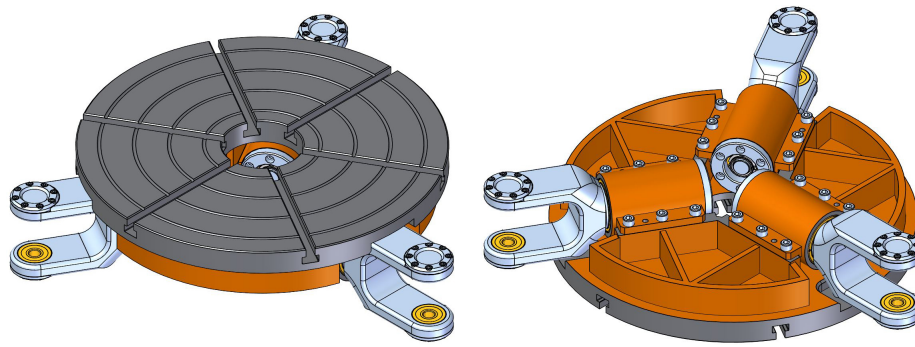
Obr. 73: Mechanismus torzně–pružného uložení vidlice

Torzně–pružná vazba je vytvořena kolíkem vedeným v drážce vidlice, který je vinutou pružinou dotlačován na axiální vačku pevně spojenou s pouzdem vidlice. Vzájemným pootočením vidlice vůči pouzdru je kolík po šroubovicové ploše vačky vytlačován proti vinuté pružině. Kontaktem kolíku s vačkou je v uložení vyvozován kroutící moment, mající snahu natočit vidlici zpět do výchozí polohy. Tento moment narůstá lineárně s natočením až do vychýlení o 90° , kde dosahuje maxima a při dalším natáčení skokově mění směr.

Oproti klasické torzní pružině má toto uspořádání výhodu v relativně malé zástavbě, možnosti vytvořit předpětí ve střední poloze a v neomezeném natočení. Nevýhodou je skoková změna momentu při přechodu hodnoty natočení 90° .

8.2.6 Stůl

Stůl je výstupním členem mechanismu. Tvoří plochu pro upnutí manipulovaných objektů, které je možné pomocí šestice standardních T–drážek šířky 8 mm . Stůl je jediná součást–svařenec z ocelových plechů s obrobenými plochami pro upínání shora a plochami pro připojení pouzder kardanů zdola (viz obr. 74). Pouzdra jsou přišroubována šesti šrouby M6 a proti posunutí pojištěna dvojicí kolíků.



Obr. 74: Detail stolu

8.3 Dimenzování pohonů

Důležitou součástí konstrukčního návrhu je specifikace servomotorů nutných pro pohon zařízení. Tato specifikace spočívá v určení maximálních požadovaných otáček motoru, maximálního momentu, statického momentu a trvalého výkonu (jmenovité hodnoty otáček a momentu).

Tyto parametry jsou závislé nejen na silách zjištěných v jednotlivých souřadnicích, ale úzce souvisí i s volbou kuličkových šroubů a případných převodech ze servomotoru na šrouby. Pro určení ideální kombinace servomotor–převod–šroub existují optimalizační postupy například z hlediska dynamických vlastností soustavy.

Postupy založené na dynamice však vyžadují dobrý popis setrvačných účinků od mechanismu na pohon (redukce pohyblivých hmot na matici šroubu), což je poměrně snadno proveditelné u sériových kinematických struktur (typicky obráběcí stroj tradiční konstrukce). V případě paralelní struktury s redundantními pohony a s použitím C-drive je však tento přístup obtížně aplikovatelný.

V představeném konstrukčním řešení hrají velkou roli zástavbové rozměry prvků a z toho důvodu byl návrh pohonů orientován na nalezení šroubu s co nejmenším průměrem přijatelným z hlediska vzpěrné pevnosti, kritických otáček a s přihlédnutím k dostupným výkonovým řadám servomotorů. Tento postup je popsán v následujících kapitolách.

8.3.1 Pohon vysunutí ramene

Pohon vysunutí ramene je realizován pomocí stojícího kuličkového šroubu a rotující matice poháněné servomotorem přes řemenový převod p [1]. Šroub má výrobcem dané stoupání s [mm/ot], pro výpočet je však výhodnější zavést stoupání h [m rad⁻¹] dle vztahu [15]:

$$h = \frac{s}{2000\pi} \quad (8.1)$$

Je-li zavedeno natočení matice φ_m , natočení servomotoru φ_{sm} a posunutí ramene L , pak platí:

$$L = \varphi_m \cdot h = \frac{\varphi_{sm}}{p} \cdot h \quad \rightarrow \quad \varphi_{sm} = \frac{L \cdot h}{p} \quad (8.2)$$

A derivováním pak pro rychlosti \dot{L} a $\dot{\varphi}_{sm}$ platí

$$\dot{\varphi}_{sm} = \frac{\dot{L} \cdot h}{p} \quad (8.3)$$

Při rovnoměrném vysouvání ramene proti zátěžné síle F^l , musí být tato síla v rovnováze s momentem na servomotoru M_{sm} (při zanedbání ztrát v kuličkové matici a převodu) a z rovnosti prací pak vyplývá:

$$M_{sm} = \frac{F^l \cdot h}{p} \quad (8.4)$$

Pro pohon ramen byly zvoleny šrouby velikosti $K24 \times 20$ se stoupáním $h = 0,00318 \text{ m rad}^{-1}$ a převod z motoru na šroub $p = 2$. Požadavky na síly a rychlosti v souřadnici l_i vycházejí z předchozích výpočtů popsaných v kapitolách 7.3 a 7.4 a jsou shrnuty v tab. 12 spolu s jejich přepočtem na parametry servomotoru dle výše uvedených vztahů.

	Maximální h.	Střední h.	Statická h.
Osová síla $F^l [N]$	1702	587	331
Moment na šroubu $M_{sm} [Nm]$	2,71	0,93	0,53
Rychlost vysouvání $\dot{l} [m s^{-1}]$	0,92	0,28	-
Úhl. rychlost motoru $\dot{\varphi}_{sm} [rad s^{-1}]$	578,1	175,9	-
Otáčky motoru $n_{sm} [min^{-1}]$	5520	1680	-

Tab. 12: Síly a rychlosti v pohonu vysouvání ramene

Servomotor byl vybírán z řady *Simotics S-1FK7* firmy *Siemens*, což je základní řada servomotorů pro nejširší použití. Na základě vypočítaných hodnot byl zvolen servomotor *1FK7034-2AK7*, který má následující parametry:

- Jmenovité otáčky: 6000 min^{-1}
- Maximální otáčky: 9000 min^{-1}
- Jmen. moment: 1 Nm
- Statický moment: $1,6 \text{ Nm}$ (při oteplení 100°C)
- Max. moment v rámci krátkodobé přetížitelnosti: $6,5 \text{ Nm}$

8.3.2 Pohon C-drive

Kinematické řešení pohonu cylindrické vazby C-drive je podrobně popsáno v kap.5.8. Oproti tomuto teoretickému návrhu se konstrukční řešení liší v prostorovém přeuspořádání (kuličkové šrouby paralelně, rotující matice spřažené řemenem) a v zařazení cykloidní převodovky pro pohon natočení ramene ϕ_i .

Z hlediska rotace je tedy objímka kinematiky C-drive tvořena v konstrukčním řešení ozubeným řemenem a vším, co tento řemen pohání, tedy dvě tělesa rotujících matic a vstupní hřídel převodovky. Silové (moment M^ϕ) a rychlostní (úhl. rychlost $\dot{\phi}$) poměry v souřadnici natočení ϕ_i se však vztahují na výstupní přírubu převodovky a na „objímku“ je třeba je přepočítat pomocí převodu p , který je pro použitou převodovku $p = 59$.

Pro výpočet momentů $M_{sm1,2}$ a rychlostí $\dot{\phi}_{1,2}$ na servomotorech pohánějících C-drive dle kapitoly 5.8 jsou požadované parametry v cylindrické vazbě (moment M^ϕ , úhl. rychlost $\dot{\phi}$, osová síla F^r a rychlost posuvu \dot{r}) převedeny na veličiny popisující objímku:

$$\begin{aligned} \dot{\Phi} = p \cdot \dot{\phi} \quad \text{a} \quad M^\Phi = \frac{M^\phi}{p} \\ \dot{R} = \dot{r} \quad \text{a} \quad F^R = F^r \end{aligned} \quad (8.5)$$

Z rozboru C-drive plyne, že bez ohledu na smysl rychlostí posuvu a rotace objímky a smysl vnějších sil na ní působících, bude na jednom ze šroubů vždy docházet k sečtení jejich účinků a na druhém šroubu k odečtení. Z hlediska návrhu pohonu je rozhodující vždy méně příznivý případ, tedy vzájemné posílení účinků. V případě maximálních hodnot rychlostí a působících sil je při návrhu pohonu dále uvažováno, že maxima od natočení i posunutí nastávají současně, i když je taková situace málo pravděpodobná.

Pro maximální a střední rychlosti servomotoru byl proto použit vztah dle (5.36):

$$\dot{\phi}_{sm} = \dot{\Phi} + \frac{\dot{R}}{h} = p \cdot \dot{\phi} + \frac{\dot{r}}{h} \quad (8.6)$$

A pro maximální, střední a statický moment na servomotoru byl dle (5.44) použit vztah (zde bez ohledu na smysl momentů a sil):

$$M_{sm} = \frac{h \cdot F^R + M^\Phi}{2} = \frac{h \cdot F^r}{2} + \frac{M^\phi}{2p} \quad (8.7)$$

Vzhledem k poměrně vysoké maximální rychlosti pojezdu vozíku $1,22 \text{ m s}^{-1}$ a stále platícím nárokům na malé zástavbové rozměry prvků pohonu byl jako nejmenší vyhovující stanoven šroub se čtvercovým závitem $K32 \times 32$, který má stoupání

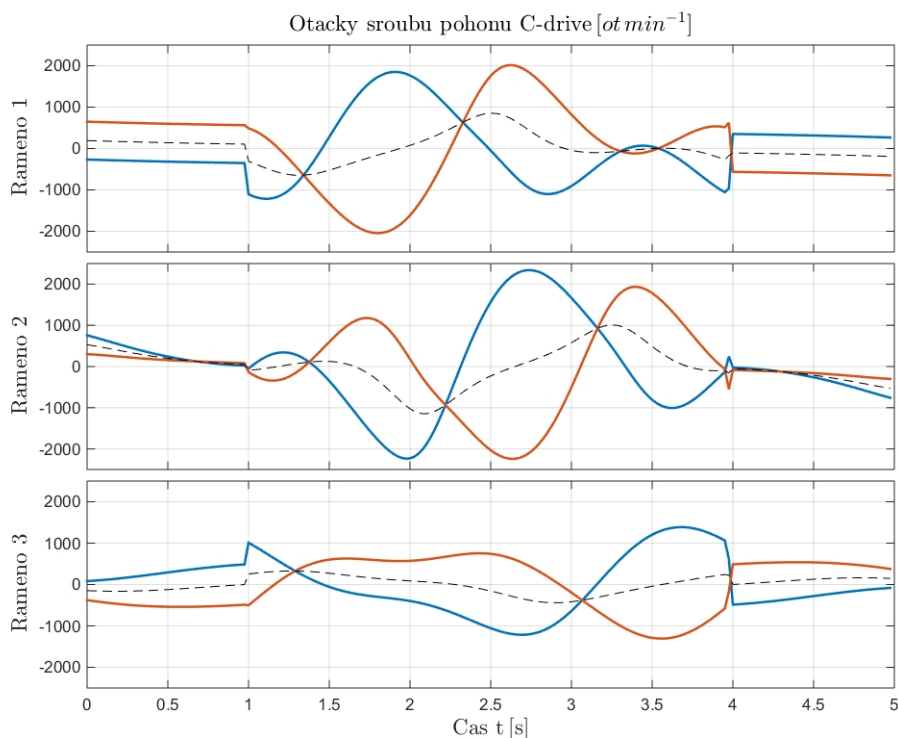
$h = 0,00509 \text{ m rad}^{-1}$. S tímto typem šroubu vycházejí dle uvedených vztahů hodnoty rychlostí a momentů na šroubech dle tab. 13.

		Maximální h.	Střední h.	Statická h.
Osová síla	$F^r [N]$	657	206	103
Moment na rameni	$M^\phi [Nm]$	712	587	104
Moment na šroubu	$M_{sm} [Nm]$	9,38	3,45	1,4
Rychlost pojezdu	$\dot{r} [m s^{-1}]$	1,22	0,366	-
Úhl. rychlost ramene	$\dot{\phi} [rad s^{-1}]$	1,79	0,537	-
Úhl. rychlost šroubů	$\dot{\varphi} [rad s^{-1}]$	345,2	103,6	-
Otáčky šroubů	$n [min^{-1}]$	3296	989	-

Tab. 13: Síly a rychlosti v pohonech C-drive

Z konstrukčních důvodů jsou šrouby pohonu C-drive naháněny přímo bez dalších převodů, a proto byl na základě uvedených hodnot zvolen servomotor *Siemens Simotics S-1FK7044-4CF7*, který je z dané řady nejmenším motorem s dostatečným jmenovitým momentem.

- Jmenovité otáčky: 3000 min^{-1}
- Maximální otáčky: 8050 min^{-1}
- Jmen. moment: $3,7 \text{ Nm}$
- Statický moment: $4,5 \text{ Nm}$ (při oteplení 100°C)
- Max. moment v rámci krátkodobé přetížitelnosti: 13 Nm



Obr. 75: Ukázka průběhu otáček šroubů pohonu C-drive

Pouze pro zlepšení představy o funkci pohonu C-drive je na obr. 75 uveden příklad průběhů otáček šroubů v pohonech jednotlivých ramen. Tento graf byl vytvořen na základě *modelového polohovacího cyklu*, který je popsán v kap. 7.3 a jeho jednotlivé fáze jsou zachyceny na obr. 53 a 54). Čas 0 až 1 s odpovídá přechodu platformy z výchozí polohy, čas 1 až 4 s vlastnímu otočnému pohybu platformy a poslední sekunda záznamu je návrat do výchozí polohy.

8.4 Manipulovatelnost výsledné konstrukce

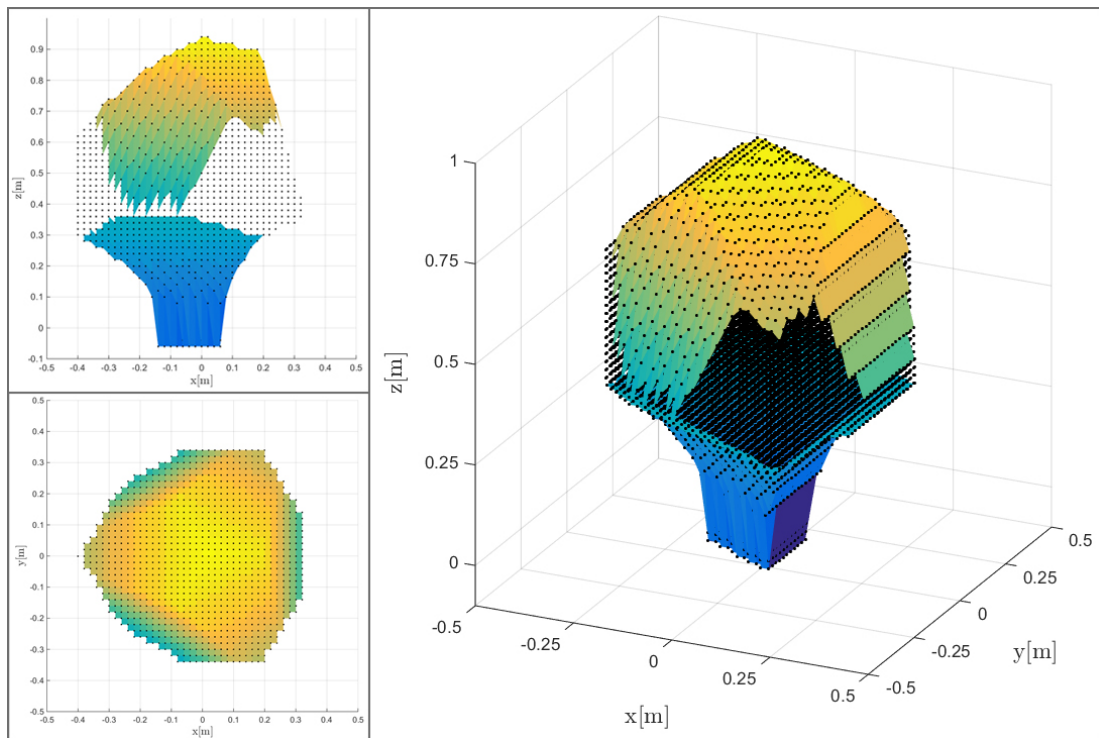
Z konstrukčního řešení vyplývají dosažitelné rozsahy jednotlivých souřadnic r_i , l_i a ϕ_i , jejich hodnoty spolu s hodnotami požadovanými jsou uvedeny v tab. 14. Z těchto rozsahů dále vychází teoretická manipulovatelnost platformy a její pracovní prostor. Velikost a tvar pracovního prostoru pro platformu v základní orientaci (souřadné systémy platformy a základny mají shodnou orientaci) je na obr. 76. Tento prostor zde reprezentuje body dosažitelné středem platformy P .

	Min.		Max.		Rozsah Δ	
	Pož.	Real.	Pož.	Real.	Pož.	Real.
r_i	0,754 m	0,75 m	1,446 m	1,45 m	0,692 m	0,7 m
l_i	0,379 m	0,365 m	1,025 m	1,042 m	0,646 m	0,677 m
ϕ_i	7,7°	-10°	70,5°	75°	62,5°	85°

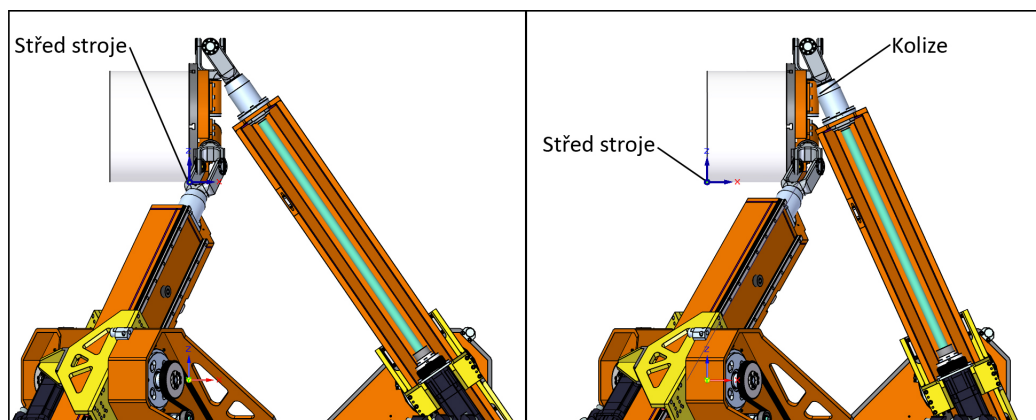
Tab. 14: Rozsahy souřadnic pohonů požadované a konstrukčně realizované

Konstrukční řešení tedy splňuje požadavky na rozsahy pohybu v jednotlivých souřadnicích a z teoretického hlediska je schopné dosáhnout všech poloh na které bylo navrženo. Rozsahy souřadnic však nejsou jediným faktorem, který určuje manipulovatelnost stolu konstrukčního řešení. Kritickým prvkem z tohoto pohledu je realizace sférických vazeb – kardanových kloubů, které mají omezený rozsah natočení. Dalším faktorem, který může manipulovatelnost omezit jsou kolize ostatních pohyblivých částí.

Konstrukční návrh v tomto ohledu umožňuje dosáhnout natočení stolu o požadovaných $\pm 90^\circ$, ale pouze některé body pracovního objemu stolu je schopen v takové orientaci umístit do středu stroje. Tato schopnost je zaručena pro všechny body ležící v rovině stolu. Pro některé body pracovního objemu ležící mimo rovinu stolu však dochází k překročení rozsahu natočení v kardanově kloubu (vzájemná kolize vidlic kloubu), příklad takové situace je znázorněn na obr. 77. Celkové zhodnocení polohovatelnosti stolu by vyžadovalo vytvoření komplexnějších nástrojů v systému *Matlab* se zohledněním omezení pohybu v kardanových kloubech.



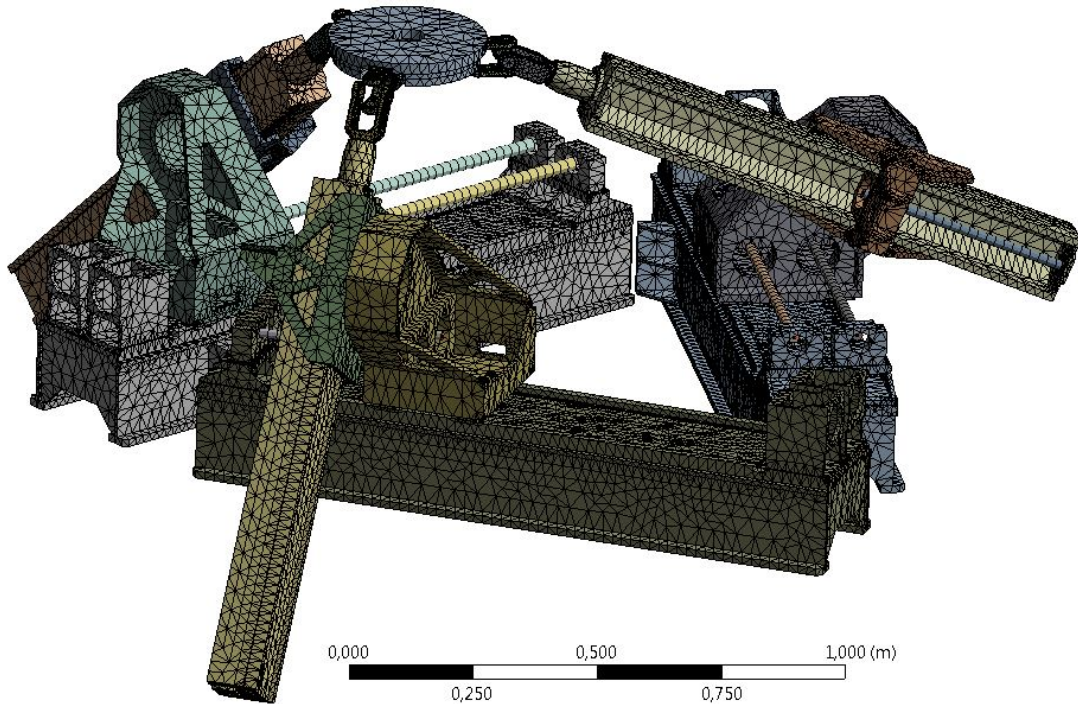
Obr. 76: Vizualizace výsledného pracovního prostoru



Obr. 77: Dosažitelná poloha pro bod v rovině stolu (vlevo) a vznik kolize pro bod na okraji pracovního objemu stolu

9 Rozbor tuhosti mechanismu

Jedním z důvodů vytvoření konstrukčního návrhu bylo i získání podkladů pro analýzu tuhosti reálného mechanismu, tedy získat objemová tělesa a druh a tuhosti vazeb mezi nimi. Na základě těchto podkladů byl sestaven komplexní model se stejnou parametrizací, jako je uvedeno v kapitole 6.2, což umožnilo aplikovat stejný postup pro analýzu tuhosti, jako v případě zjednodušeného modelu.



Obr. 78: Vysítovaný MKP model mechanismu

9.1 Popis výpočetního modelu

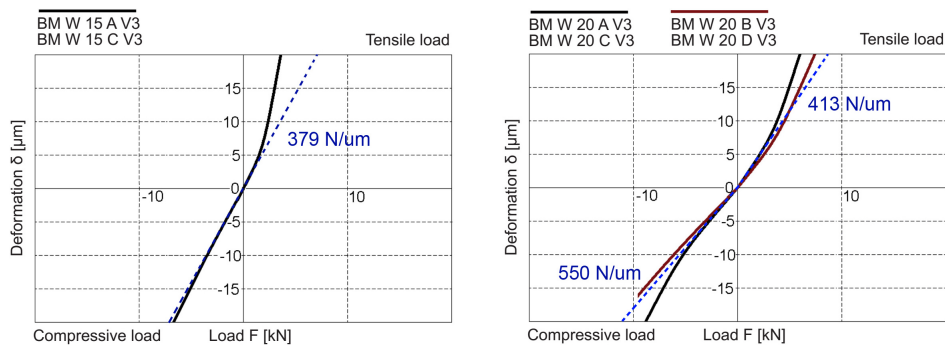
Při sestavování výpočetního modelu bylo prvním krokem zjednodušení CAD modelů jednotlivých strukturálních dílů, které vznikly konstrukčním návrhem. Toto zjednodušení zahrnuje odstranění všech vrtaných děr, drobných konstrukčních detailů (sražení a zaoblení hran) a některých případech (převodovka TwinSpin) vymodelování zcela nové zjednodušené geometrie.

Tato zjednodušená geometrie byla exportována z CAD softwaru *SolidEdge* do formátu *.step, který je následně dobře importovatelný do systému *Ansys*. Importovaná geometrie pak byla parametricky uspořádána, tak aby odpovídala geometrické konfiguraci mechanismu podle vstupních parametrů. Tělesa, která jsou v konstrukčním návrhu pevně spojena (sešroubována), byla pro zjednodušení ve výpočetním modelu booleanovsky sloučena v jeden objem. Kuličkové šrouby byly nahrazeny tělesy typu *beam* s průřezem válcové tyče daného průměru. Výsledná podoba modelu včetně jeho vysítování je na obr. 78.

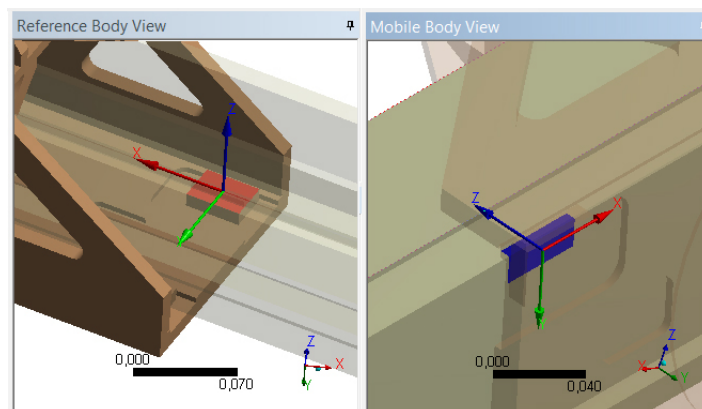
Mezi tělesy pak byly definovány vazby. Ve většině případů bylo třeba specifikovat tuhost vazby v určitém směru, proto byla nejčastěji použita vazba *General*, která umožňuje nastavit chování ve všech šesti stupních volnosti. Vliv řízení pohonů v tomto modelu není uvažován a všechny servomotory jsou nahrazeny torzně absolutně tuhovou vazbou. Detailní popis jednotlivých uzlů modelu je uveden v následujících sekcích.

9.1.1 Modelování lineárních vedení

Lineární vedení vozíků a výsuvných ramen byly modelovány vazbou *General* mezi čelní plochou zjednodušené geometrie vozíku vedení a třemi plochami na zjednodušené geometrii kolejnice. Vazba byla v posunutích v ose vedení definována jako volná a v osách kolmých byly definovány tuhosti odečtené z katalogu *Schneeberger* pro stupeň předpětí V3 (doporučený pro aplikaci v obráběcích strojích). Hodnoty tuhostí byly dle grafů na obr. 79 uvažovány $4,8 \cdot 10^8 \text{ N m}^{-1}$ pro vedení *BM W 20-A* a $3,79 \cdot 10^8 \text{ N m}^{-1}$ v případě vedení *BM W 15-F* [16].



Obr. 79: Tuhosti lin. vedení dle výrobce



Obr. 80: Detail vazby lineárního vedení na výsuvném rameni

9.1.2 Náhrada maticových jednotek

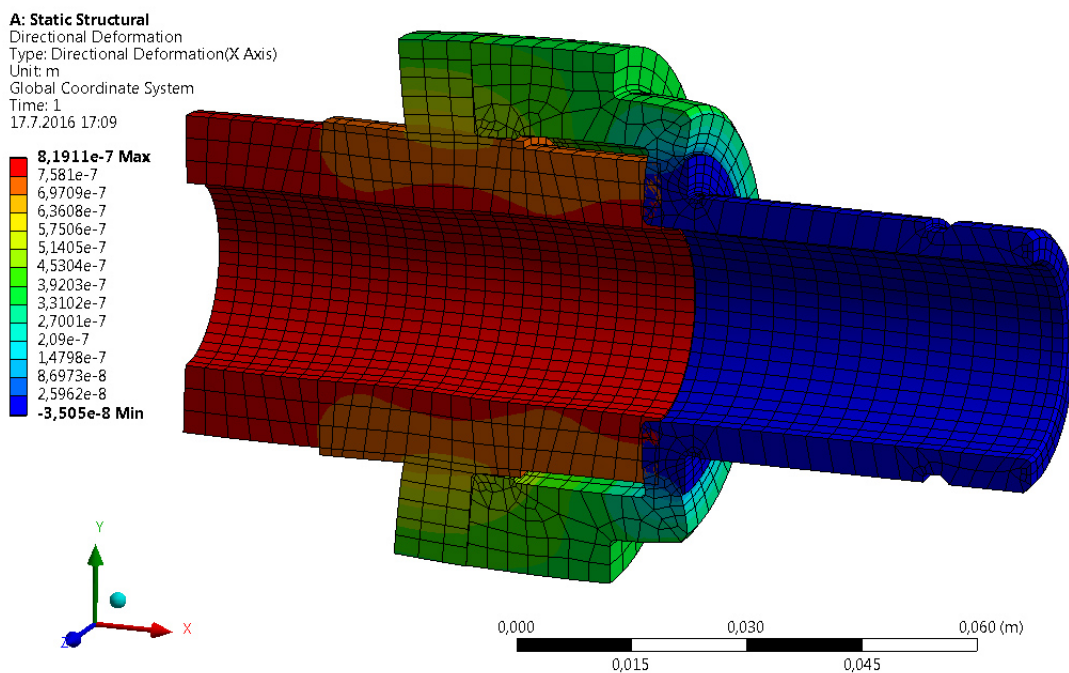
Kvůli snížení počtu těles v modelu a celkovému zjednodušení byly maticové jednotky nahrazeny vazbou mezi koncovým bodem *beamu* nahrazujícím šroub a otvorem pro maticovou jednotku v příslušném tělese. Tato vazba byla definována jako rotační (jedna volná rotace v ose šroubu) s axiální tuhostí k_{mj} .

Do této tuhosti maticové jednotky k_{mj} byla zahrnuta tuhost matice k_M (kontaktní tuhost mezi maticí a šroubem), axiální tuhost ložiska k_L a tuhost maticového pouzdra k_{mp} . Tuhosti matice a ložiska udávají výrobci, tuhost maticového pouzdra byla zjištěna výpočtem MKP (náhled na obr. 81). Vzhledem k jejich sériovému řazení je výsledná tuhost jednotky vypočítána podle následujícího vztahu, všechny použité hodnoty jsou shrnuty v tab. 15.

$$k_{mj} = \frac{1}{k_M^{-1} + k_L^{-1} + k_{mp}^{-1}} \quad (9.1)$$

Tuhost $\cdot 10^8 \text{ N m}^{-1}$	Matice <i>KSK</i> k_M [17]	Ložisko <i>ZKLN</i> k_L [18]	Pouzdro k_{mp}	Celková t. k_{mj}
Jednotka 25 × 20	3,37	9,0	12,7	2,06
Jednotka 32 × 32	4,35	12,5	19,1	2,76

Tab. 15: Tuhosti pro náhradu maticových jednotek

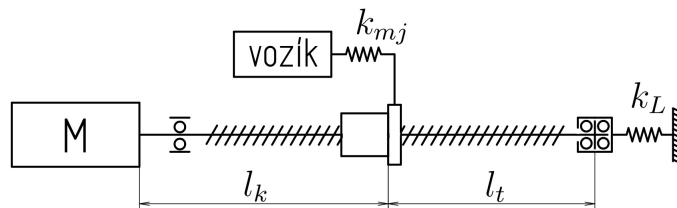


Obr. 81: Ukázka z výpočtu tuhosti maticového pouzdra (deformace při axiálním zatížení 1 kN)

9.1.3 Modelování C-drive

Mechanismus pohonu cylindrické vazby byl ve výpočetním modelu zjednodušen. Úplný popis by zahrnoval definování šroubových vazeb mezi maticemi a šrouby, a vzájemné svázání rotací matic a vstupního hřídele převodovky. Místo toho byla řešena zvláště tuhost v lineárním směru (pojezd vozíku) a tuhost v natočení s předpokladem, že zde nedochází ke vzájemnému ovlivnění (tedy například že působení momentu v cylindrické vazbě nezpůsobí vlivem deformací šroubů posunutí vozíku apod.)

V případě pohonu pojezdu vozíku bylo na kuličkové šrouby pohlíženo jako na klasický pohon lineární osy s rotujícím šroubem a pevnou maticí, který je na vozíku zdvojený. Výpočtové schéma pohonu je na obr. 82. Šrouby byly nahrazeny *beamy* umístěnými mezi vozíkem a radiálně axiálními domky na loži (patrně z obr. 84). K vozíku je koncový bod *beamu* připojený vazbou popsanou v předchozí sekci s tuhostí k_{mj} a druhý konec je připojený k domku pomocí vazby s axiální tuhostí. Tato tuhost odpovídá použitému páru kosoúhlých ložisek *SKF 7205-CD* v třídě předpětí C a její hodnota je dle katalogu výrobce $k_L = 5,2 \cdot 10^7 \text{ N m}^{-1}$ [19].



Obr. 82: Výpočtové schéma pohonu

Průměr *beamů* nahrazujících šrouby D_{red} je určen tak, aby jejich tuhost byla stejná jako tuhost šroubu, u kterého se uvažuje i posunutí matice vlivem torzní deformace šroubu. Dle [15] je tahová složka poddajnosti šroubu c_t a složka od krutu redukovaná do posunutí c_k rovna:

$$c_t = \frac{4l_t}{\pi D_s^2 E} \quad c_k = \frac{32h^2 l_k}{\pi D_s^4 G} \quad (9.2)$$

Zde l_t je délka úseku šroubu, který je namáhán na tah, l_k je délka úseku namáhaného na krut, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ je *Youngův* modul pružnosti, $G = 7,69 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$ je modul pružnosti ve smyku, $h_{32} = 0,00509 \text{ m rad}^{-1}$ je stoupání šroubu $K32 \times 32$ a D_s je výpočtový průměr šroubu získaný ze jmenovitého průměru d_s , průměru kuliček d_0 a úhlu styku γ dle:

$$D_s = d_s - d_0 \cos \gamma = 0,032 - 0,003969 \cdot \cos(45^\circ) = 0,02919 \text{ m} \quad (9.3)$$

Výpočet D_{red} vychází z požadavku na rovnost poddajnosti nahrazujícího *beamu* a sdružené poddajnosti šroubu dle $c_t^{red} = c_k + c_t$, rozepsáním je pro redukovaný průměr možno psát:

$$\frac{4l_{red}}{\pi D_{red}^2 E} = \frac{4}{\pi D_s^2} \left(\frac{l_t}{E} + \frac{8h^2 l_k}{D_s^2 G} \right) \quad (9.4)$$

$$D_{red} = \sqrt{\frac{D_s^4 G l_{red}}{8h^2 l_k E + l_t D_s^2 G}}$$

Je vidět, že redukovaný průměr *beamů* je závislý na délkách l_{red} , l_k a l_t , neboli na poloze vozíku. Do výpočtového modelu byly proto doplněny další tři parametry pro průměry D_{red} na jednotlivých vozících, které jsou vypočítány v systému *Matlab* při generování tabulky poloh a zatížení a touto tabulkou jsou zavedeny do výpočtového modelu vždy podle konkrétní konfigurace. Z konstrukčního řešení vyplývají pro délky l_{red} , l_k a l_t následující závislosti na souřadnici r_i :

$$\begin{aligned} l_t &= 1,723 - r_i \\ l_k &= r_i - 0,598 \\ l_{red} &= 1,68 - r_i \end{aligned} \quad (9.5)$$

V případě tuhosti v natočení cylindrické vazby (neboli torzní tuhost výstupní příruby převodovky) byl uvažován řetězec: Torzní tuhost šroubů – torzní tuhost cykloidní převodovky, přičemž tuhost šroubů se na výstupní přírubu promítne skrze převodový poměr převodovky. Torzní tuhost převodovky *TwinSpin E-170* je dle výrobce $k_p^\varphi = 3,782 \cdot 10^4 \text{ Nm rad}^{-1}$ [20].

Jak se tuhost na vstupním hřídeli promítne na výstup převodovky s převodem p lze snadno odvodit následujícím způsobem:

$$k_{out}^\varphi = \frac{M_{out}}{\varphi_{out}} = \frac{p \cdot M_{in}}{\frac{\varphi_{in}}{p}} = p^2 \cdot \frac{M_{in}}{\varphi_{in}} = p^2 \cdot k_{in}^\varphi \quad (9.6)$$

Pokud budeme na soustavu matice–šroub pohlížet z hlediska torzní poddajnosti (tedy za podmínek, kdy je šroub zablokovan a na rotující matici, jejíž axiální pohyb je znemožněn, působí kroutící moment), projeví se zde složka poddajnosti od vlastního zkroucení šroubu c_k^φ a pak složka vlivem délkové deformace šroubu od osově síly vzniklé v závitě c_t^φ . Pro tyto poddajnosti a následně pro celkovou poddajnost soustavy matice–šroub c_s^φ platí:

$$c_k^\varphi = \frac{32l_k}{\pi D_s^4 G} \quad c_t^\varphi = \frac{4l_t}{\pi h^2 D_s^2 E} \quad (9.7)$$

$$c_s^\varphi = c_k^\varphi + c_t^\varphi = \frac{32h^2El_k + 4D_s^2Gl_t}{\pi D_s^4h^2EG} \quad (9.8)$$

Tato torzní poddajnost je opět závislá na poloze vozíku a například pro $r_i = 1,1m$ je její hodnota a hodnota tuhosti:

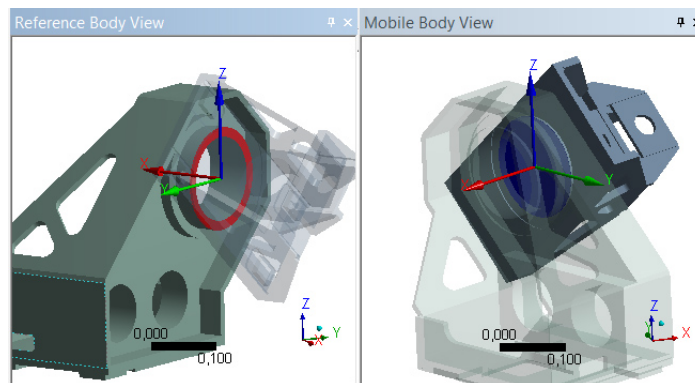
$$c_s^\varphi = 2,713 \cdot 10^{-4} \text{ rad } N^{-1}m^{-1} \quad \rightarrow \quad k_s^\varphi = 3,685 \cdot 10^3 \text{ Nm rad}^{-1} \quad (9.9)$$

Na celkové torzní tuhosti výstupní příruby převodovky k_c^φ se podílejí oba šrouby současně (paralelně řazené tuhosti), a to přes převodový poměr převodovky dle (9.6) a dále torzní tuhost převodovky jako taková (tuhost řemenového převodu je zanedbána). Pro $p = 59$ a $k_p^\varphi = 3,782 \cdot 10^4 \text{ Nm rad}^{-1}$ je tedy celková torzní tuhost vypočítána dle:

$$k_c^\varphi = \frac{1}{(2i^2k_s^\varphi)^{-1} + (k_p^\varphi)^{-1}} = 3,776 \cdot 10^4 \text{ Nm rad}^{-1} \quad (9.10)$$

Při porovnání výsledné k_c^φ s torzní tuhostí převodovky je vidět, že přes převodový poměr se poddajnost na vstupním hřídeli projeví minimálně a bylo by možné ji zanedbat, ve výpočetním modelu však byla použita hodnota dle (9.10).

Připojení otoče na vozík je tedy modelováno prostřednictvím vazby *General* mezi příslušnou plochou na základní desce otoče a čelní plochou na zjednodušené geometrii převodovky (obr. 83). Tato zjednodušená geometrie zhruba odpovídá hlavnímu tělesu převodovky a je prostřednictvím operace *boolean* sloučena s tělesem vozíku. Vazba je uvažována jako dokonale tuhá v posunutích a v natočeních má definovány tuhosti $k_c^\varphi = 3,7766 \cdot 10^4 \text{ Nm rad}^{-1}$ v ose rotace a v osách kolmých je použita hodnota klopné tuhosti převodovky dle výrobce $3,781 \cdot 10^6 \text{ Nm rad}^{-1}$ [20].



Obr. 83: Detail vazby převodovky *TwinSpin*

9.1.4 Modelování pohonu vysunutí ramene

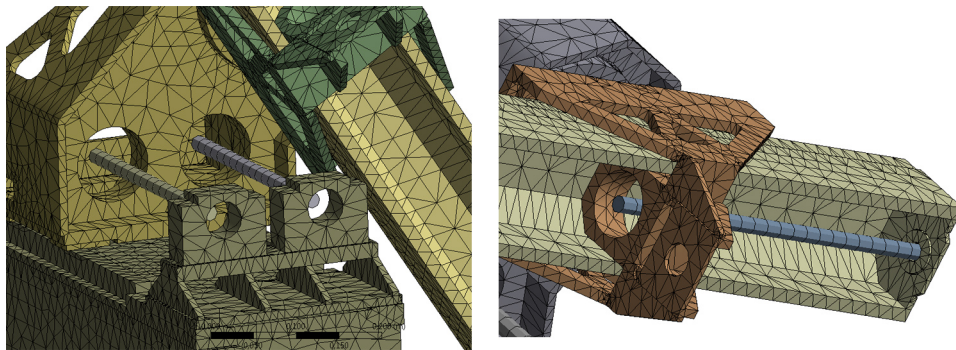
Výsuvné rameno je k otoči připojeno vazbami, které nahrazují valivé vedení dle obr. 80 a jejich vysouvání zajišťuje pohon se stojícím kuličkovým šroubem a rotující

maticí. Kuličkový šroub je nahrazen opět tělesem typu *beam* s kruhovým průřezem o redukovaném průměru.

Pro kuličkový šroub *KSK 25 × 20* je výpočtový průměr $D_s = 0,0222\text{ m}$ a hodnota stoupání $h_{20} = 0,0032\text{ m rad}^{-1}$. Oproti pohonu vozíku zde platí rovnost délek $l_{red} = l_k = l_t$ a proto z (9.4) dostáváme pro redukovaný průměr *beamu* konstantní hodnotu:

$$D_{red} = \sqrt{\frac{D_s^4 G}{8h^2 E + D_s^2 G}} = 0,0185\text{ m} \quad (9.11)$$

Tento *beam* je na jednom konci připojen pevnou vazbou k výsuvnému rameni a na druhém konci je připojen vazbou s axiální tuhostí k_{mj} z tab. 15 k válcovému otvoru tělesa otoče, ve kterém je uložena maticová jednotka. Tato náhrada je patrná z obr. 84.



Obr. 84: Detail náhrady kul. šroubů *beamu*

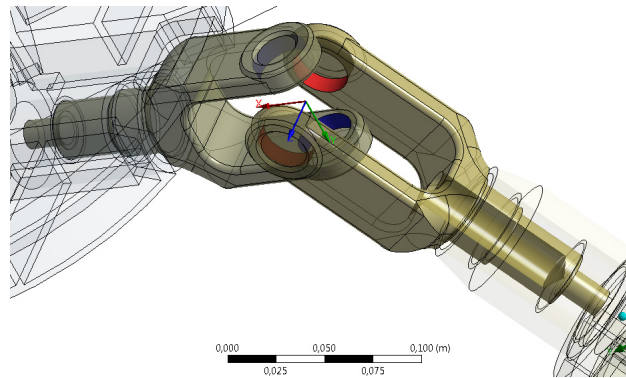
9.1.5 Modelování kardanova kloubu

Uložení vidlic kardanova kloubu ve svých pouzdrech odpovídá jejich uložení v ložiscích. Jehlové ložisko je nahrazeno rotační vazbou s volným posunutím v axiálním směru (tedy cylindrickou vazbou) přičemž vazba je uvažována jako ideálně tuhá. Radiální tuhost jehlového ložiska nebyla v modelu uvažována na základě předpokladu, že vzhledem k množství valivých elementů v ložisku a velikosti stykových ploch (11 mm dlouhé jehly) bude radiální poddajnost ložiska zanedbatelná vůči poddajnosti dlouhých ramen vidlice.

V místě dvojice kosoúhlých ložisek je mezi vidlicí a pouzdem uvažována rotační vazba s definovanou axiální tuhostí ložisek *SKF 7202-CD* v třídě předpětí C, která je dle výrobce rovna $3,5 \cdot 10^7\text{ N m}^{-1}$ [19]. Radiální tuhost ložisek zde opět nebyla uvažována a vazba je v tomto směru považována za dokonale tuhou.

Vidlice kardanova kloubu jsou vzájemně spojeny křížem, který je v nich uložen mezi dvojicí kosoúhlých kuličkových ložisek *SKF 7200-CD*. Vzhledem k uspořádání není možné v ložiskách dosáhnout vysokého předpětí a tím ani vysoké tuhosti uložení. Pro použitá ložiska a nejnižší třídu předpětí A, udává výrobce *SKF* hodnotu axiální tuhosti $1,4 \cdot 10^7\text{ N m}^{-1}$ [19].

Zavedení této tuhosti do modelu by ovšem vyžadovalo řešit pro každou konfiguraci mechanismu natočení vidlic tak, aby odpovídalo jejich spojení křížem. Toto natočení bylo však v modelu uvažováno neměnné o odpovídalo základní poloze mechanismu. Vazba mezi vidlicemi byla proto zjednodušena na ideální sférickou vazbu (3 stupně volnosti v rotacích, náhled na obr. 85) s vědomím, že výpočetní model se v tomto uzlu vzdaluje od reálného konstrukčního řešení.



Obr. 85: Detail vazby vidlic kardanova kloubu

9.2 Výsledky rozboru tuhosti

Na představeném modelu mechanismu byla provedena analýza podle postupu uvedeném v kapitole 6. Tato analýza spočívá ve výpočtu tuhosti polohovacího stolu ve směru osy z napříč celým pracovním prostorem mechanismu.

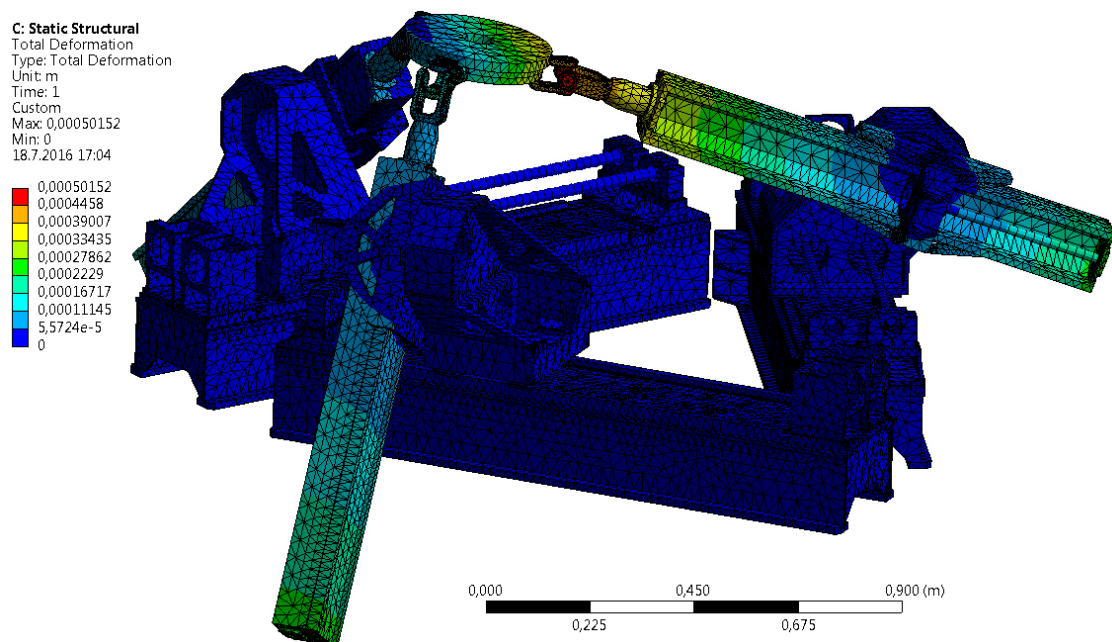
U zjednodušeného modelu se doba jednoho výpočtu pohybovala kolem 35 s a nebylo tak problém provést analýzu na uspokojivě husté síti bodů s roztečí 0,04 m (analyzováno 3019 bodů pracovního prostoru). V případě komplexního modelu překročil čas jednoho výpočtu 3 minuty a provést analýzu na stejně husté síti tak z časových důvodů nebylo množné. Aby i tak bylo možné výsledky z obou modelů porovnat, byla pro komplexní model vytvořena síť s dvojnásobnou roztečí 0,08 m, jejíž body jsou obsaženy i v síti zjednodušeného modelu. Množství výpočetních bodů tak kleslo na 387.

Body sítě představují polohu bodu P (tedy středu platformy) v jednotlivých výpočetních polohách. Orientace platformy byla ve všech bodech stejná a odpovídá základní poloze (souřadný systém platformy orientovaný shodně se základním souřadným systémem). V každém výpočetním bodě byla platforma zatížena silou ve směru $-z$ velikosti 1 kN a sledováno posunutí a natočení platformy vlivem této síly.

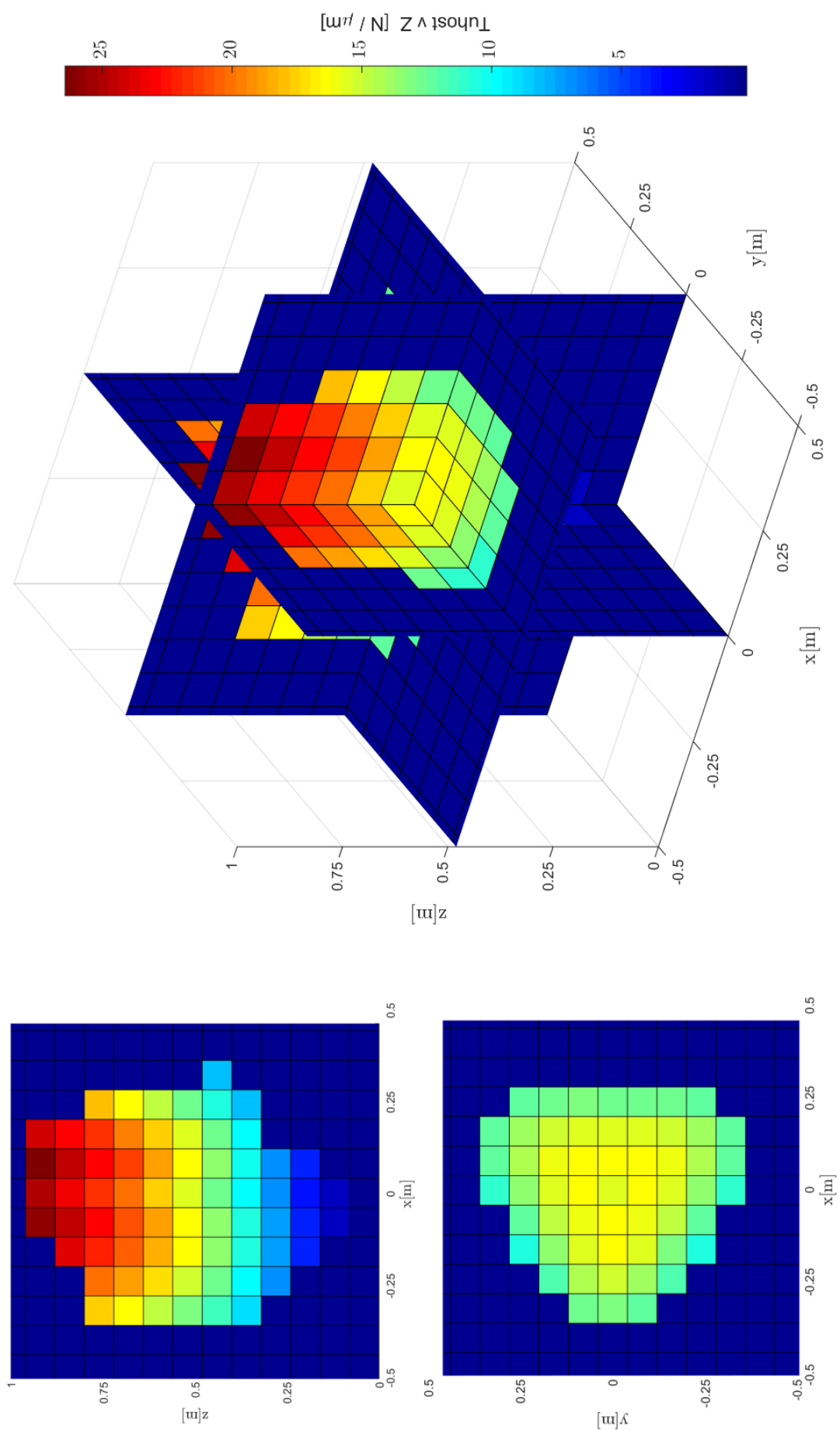
Ukázka vizualizace výsledku výpočtu v jedné poloze je na obr. 86, grafické znázornění map tuhosti a sledovaných poddajností jsou pak na obr. 87 až 90. Hodnoty sledovaných veličin jsou shrnuty i v tab. 16, kde je patrné i jejich porovnání s výsledky ze zjednodušeného modelu, hodnoty v bodě [0 0 0,48] odpovídají poloze, kdy je platforma v blízkosti *středu stroje*.

		Tuhost $k_z [N/\mu m]$	Poddajnost $c_z [\mu m/kN]$	Celková p. $C_\delta^z [\mu m/kN]$	Úhlová p. $C_\zeta^z [arcmin/kN]$
Min.	Zjed.	62,2	0,8	0,8	0
	Kompl.	1,5	37,8	41,3	0,46
	Rozdíl	-97,6%	+4625%	+5063%	-
Max.	Zjed.	1337	16,1	31,5	0,47
	Kompl.	26,4	668,9	668,9	6,59
	Rozdíl	-98,0%	+4055%	+2023%	+1302%
Bod [0 0 0,48]	Zjedn.	1032,4	0,97	3,32	0,048
	Kompl.	15,4	64,9	65,2	0,49
	Rozdíl	-98,5%	+6591%	+1864%	+921%

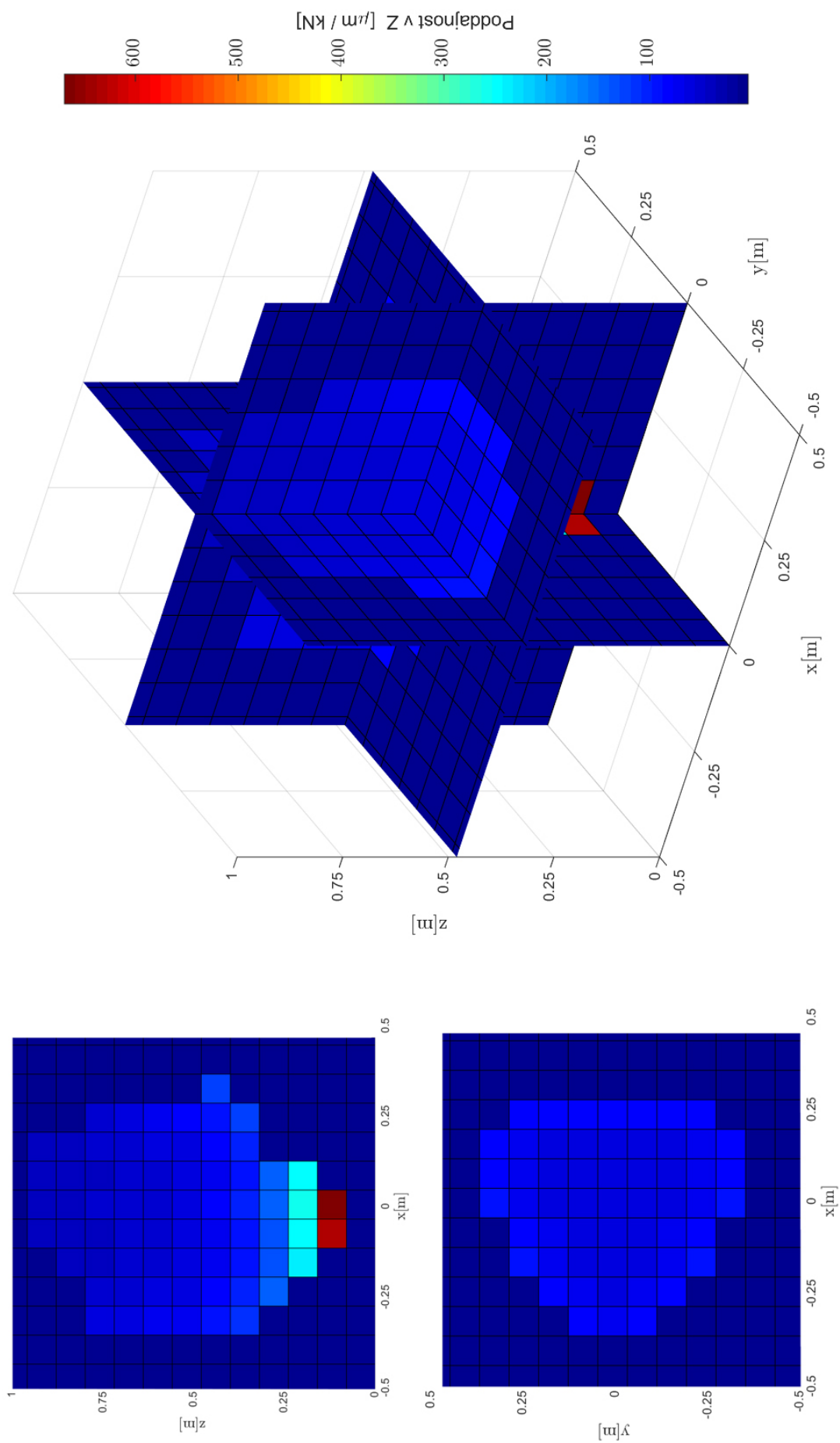
Tab. 16: Výsledky analýzy tuhosti komplexního modelu a porovnání se zjednodušeným modelem



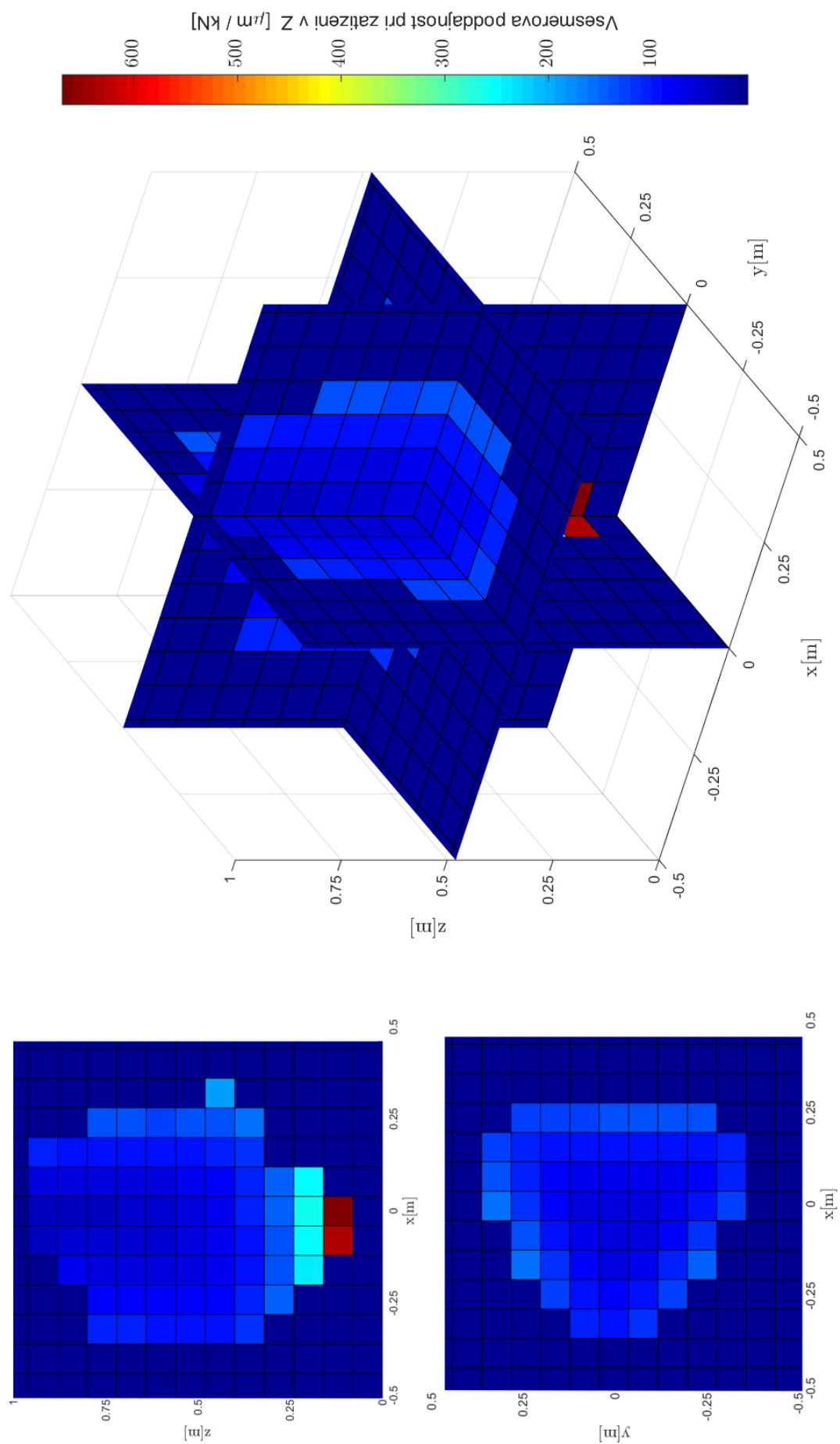
Obr. 86: Ukázka výpočtu na komplexním modelu (celková deformace)



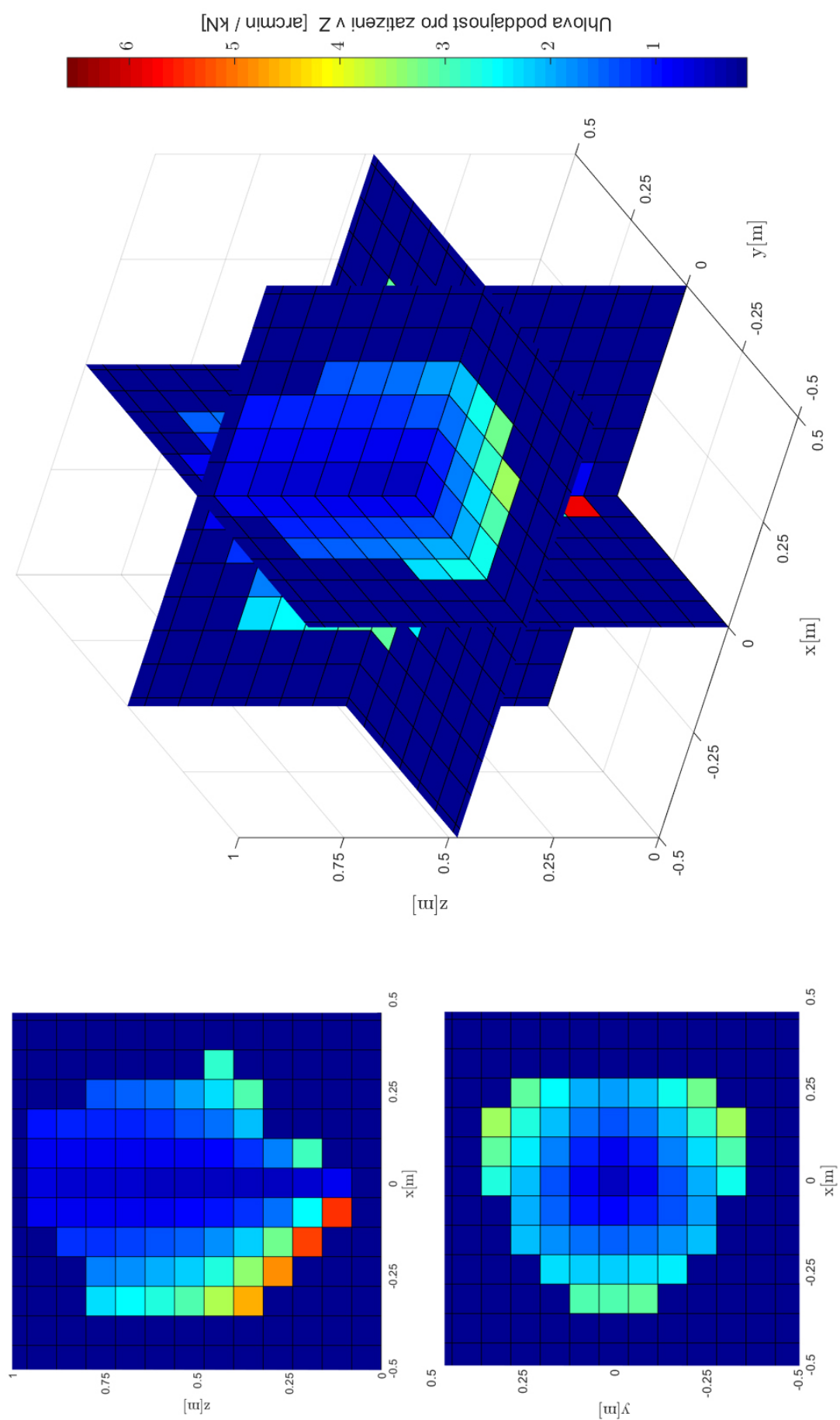
Obr. 87: Mapa tuhosti k_z komplexního modelu



Obr. 88: Mapa podajnosti c_z komplexního modelu



Obr. 89: Všeměrová poddajnost C_{δ}^z komplexního modelu



Obr. 90: Úhlová poddajnost C_z^z komplexního modelu

9.3 Zhodnocení výsledků

Porovnání výstupů analýzy tuhosti zjednodušeného a komplexního modelu v tab. 16 ukazuje v první řadě velký rozdíl v absolutních hodnotách sledovaných veličin, což je pochopitelné vzhledem ke stupni zjednodušení a idealizace u jednoduchého modelu.

Bližším porovnáním výsledků (především výstupních map tuhosti a poddajnosti) a zhodnocením podoby deformací komplexního modelu v programu *Ansys* bylo odhadnuto, že největší vliv na deformaci stolu reálné konstrukce při zatížení ve směru z mají následující faktory (dle stupně důležitosti):

1. Torzní poddajnost převodovky
2. Axiální poddajnost uložení vidlic kardanů
3. Klopná poddajnost převodovky, poddajnost vozíků v okolí převodovky
4. Poddajnost pohonů vysunutí ramen

Jedná se tedy především o faktory, které ve zjednodušeném modelu vůbec nebyly uvažovány vzhledem k použití absolutně tuhých vazeb. To vysvětluje rozdíl v podobě map tuhosti, kdy je v případě zjednodušeného modelu patrné výrazné zvýšení tuhosti v okolí osy z základního souřadného systému napříč téměř celým pracovním prostorem. Jsou to body, kdy jsou ramena jednoduchého modelu namáhána pouze osově a jejich ohybová poddajnost se zde neprojeví.

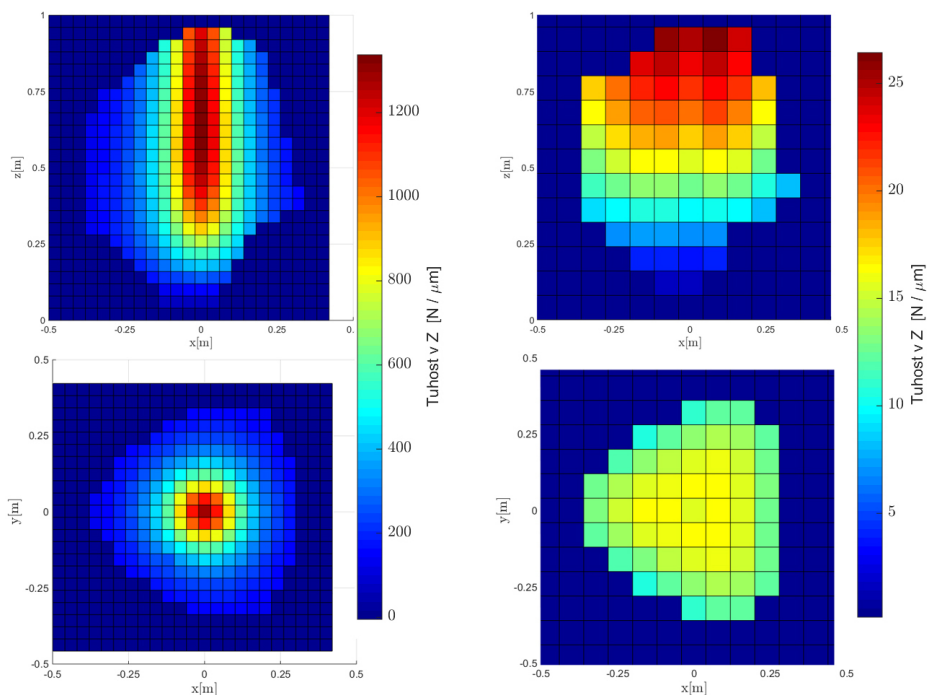
U komplexního modelu se žádné výrazné zvýšení tuhosti v okolí osy z neobjevuje, naopak ve vodorovných rovinách je rozložení tuhosti poměrně rovnoměrné a klesá s výškou platformy nad základnou. V okolí roviny základny, kdy většinu zatížení přenáší právě převodovky, tuhost prudce klesá (viz obr. 91).

Důležitým parametrem, který by u polohovacího stolu byl hodnocen, je úhlová přesnost, tedy schopnost dodržet požadovanou orientaci stolu. Odezva stolu na zatížení je v tomto ohledu hodnocena pomocí zavedeného ukazatele *celkové úhlové poddajnosti* dle (6.9).

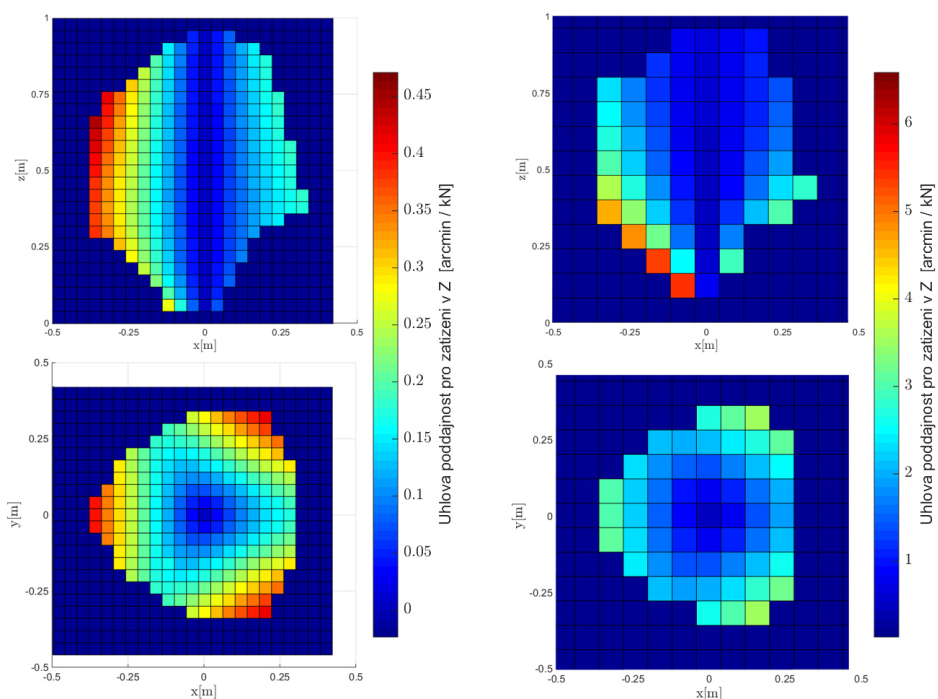
Rozložení tohoto ukazatele se u zjednodušeného a komplexního modelu liší výrazně méně, i když i zde je patrný větší vliv torzní tuhosti převodovek, který klesá s výškou nad základnou (viz obr. 92). Nízká hodnota úhlové poddajnosti je v okolí osy z , kde je vysoká míra symetrie v mechanismu, všechna ramena jsou v podobné konfiguraci a jsou zatěžována stejným způsobem. V polohách dále od osy z jsou konfigurace ramen různé a různé jsou i jejich tuhostní vlastnosti, to vede ke zvýšení úhlové poddajnosti platformy v těchto polohách. Zjednodušený model zde díky jeho dokonalé symetrii v polohách na ose z vykazuje dokonce nulovou hodnotu úhlové poddajnosti, toho navržená konstrukce nikdy nebude schopna vzhledem k letnému uložení výsuvných ramen a tím vysoké míry asymetrie v konstrukci jako takové.

Z porovnání výsledků zjednodušeného a komplexního modelu je zřejmé, že zjednodušený model v uvedené podobě nelze použít k rychlému modelování vlastností

konstrukčního řešení. Takové modelování by však s jistou mírou tolerance mohlo být možné po nahrazení ideálně tuhých vazeb zjednodušeného modelu vazbami s vhodně definovanými tuhostmi.



Obr. 91: Porovnání rozložení tuhosti k_z zjednodušeného (vlevo) a komplexního modelu



Obr. 92: Porovnání celkové úhlové poddajnosti C_z^{ζ} zjednodušeného (vlevo) a komplexního modelu

10 Závěr

Tématem této diplomové práce byl konstrukční návrh zařízení s paralelní kinematikou S-Delta a rozbor tuhosti výsledné konstrukce v pracovním prostoru. Za tímto účelem byla učiněna celá řada kroků, které jsou shrnuty v následujících odstavcích včetně diskuze nad jejich výsledky.

Dle zadání práce a následné specifikace funkčních parametrů bylo zařízení navrženo jako polohovací stůl ($\varnothing 320\text{ mm}$) se šesti stupni volnosti, s možným využitím například pro manipulaci obrobků během procesu laserového texturování. Prioritou tedy byl velký rozsah natočení stolu a schopnost jakýkoliv bod upnutého obrobku umístit do *středu stroje*, který představoval prostorově statické dějiště technologického procesu. Rozsah natočení stolu, který byla snaha dosáhnout, je $\pm 90^\circ$ kolem libovolné vodorovné osy.

Na začátku práce byla vypracována rešerše v oblasti polohovacích a manipulačních mechanismů, která byla vzhledem k tématu práce zaměřena pouze na mechanismy s paralelní kinematikou. Byl stručně shrnut historický vývoj těchto mechanismů, jejich členění a obecné vlastnosti. Především pak bylo představeno několik v současnosti nabízených průmyslových zařízení, které využívají paralelní kinematiku. Většinu těchto případů tvoří velmi rychlé manipulátory typu *pick and place* pro třídění a balení drobných výrobků (hmotnost maximálně jednotky *kg*), objevují se ale i aplikace v obráběcích strojích.

Dále byly zavedeny souřadnice pro popis mechanismu a tento matematický popis byl s jejich pomocí sestaven. V systému *Matlab* pak byly implementovány nástroje pro řešení dopředné a inverzní úlohy polohy a rychlosti. Řešení inverzní úlohy polohy je jednoznačné, naopak při dopředné úloze polohy může v závislosti na definici úlohy existovat až 8 různých řešení. V případě výpočtu rychlostí problém nastává, pokud je jedno z ramen kolmé na rovinu stolu nebo je s ní rovnoběžné. Taková situace představuje singulární bod mechanismu.

Vysoké rozsahy natočení stolu nutně vyžadují průchod mechanismu přes tyto singulární body, aby toto bylo možné, je mechanismus od začátku navržen s redundantními pohony. Pohyb každého ze tří ramen je řízen třemi servomotory a mechanismus jako celek tak má tři nadbytečné pohony. Tento fakt vzbuzuje otázky nad možnostmi řízení celého mechanismu. Téma redundantního řízení však přesahuje rozsah této práce a proto mu nebyla věnována pozornost. Řízení mechanismu bylo bez ohledu na skutečnost považováno za realizovatelné. Pro zavedení redundantních pohonů je mechanismus navržen s inovativní kinematikou řízení cylindrické vazby C-Drive, jejíž kinematický rozbor byl taktéž proveden.

Spolu s implementací řešičů kinematiky byly dále vytvořeny nástroje pro analýzu pracovního prostoru, rozsahů natočení platformy, pro grafickou vizualizaci mecha-

nismu a především pak pro rozměrovou syntézu mechanismu na základě navrženého *typického scénáře polohování*. Během syntézy byly hledány přípustné hodnoty dvou parametrů: rozměru základny mechanismu b a polohy *středu stroje* vzhledem k základně. Tato syntéza byla provedena na základě omezení rozsahů souřadnic, které plyne z konstrukčních limitů realizace.

Během syntézy byly odhaleny závislosti extrémů souřadnic a jejich rychlostí na dvou vstupních parametrech. Bylo zjištěno, že rozsah i maximální rychlost pojezdu ramene (souřadnice r_i) závisí pouze na *scénáři polohování*, nikoliv na volbě dvou vstupních parametrů. Závislost rozsahu vysunutí ramene (souřadnice l_i) se s volbou vstupních parametrů také příliš nemění ale je možné nalézt oblast minima. Požadavky na rychlost vysouvání ramene však výrazně rostou s přibližováním *Středu stroje základně*. Z hlediska minimalizace rozsahu i rychlosti natočení ramen (souřadnice ϕ) je prospěšný velký rozměr základny a vysoká výška *středu stroje* nad základnou.

Celkově by tedy s ohledem na rychlosti a rozsahy souřadnic bylo vhodné mechanismus navrhnou co možná největší. To by ovšem nebylo praktické z hlediska zástavbových rozměrů a nepříznivě by se to projevilo i na silových poměrech v mechanismu a jeho tuhosti. Byly proto voleny v podstatě nejnižší hodnoty dvou hledaných parametrů přípustné z hlediska konstrukčních omezení.

Rozbor silových poměrů mechanismu, nutný pro konstrukční návrh, vycházel z dynamického hlediska. Uvažována byla hmota 80 kg pevně spojená se stolem umístěná ve středu *pracovního objemu stolu*. Přípustné zatížení stolu je sice pouze 30 kg , ale toto navýšení bylo provedeno jako kompenzace za zjednodušení na nehmotné prvky mechanismu, které by se jinak také podílely na silových poměrech. Na základě vytvořených scénářů pohybu stolu s uvažovaným zrychlením až 10 m s^{-1} a 30 rad s^{-1} bylo vypočítáno zatížení od setrvačných sil připojené hmoty a vygenerována textová tabulka poloh a zatížení.

Tato tabulka byla následně pomocí vytvořeného skriptu v systému *Ansys* použita jako vstupní data pro sadu parametrických výpočtů na zjednodušeném MKP modelu mechanismu, ze kterého byly zjištěny silové reakce v pohonech mechanismu pro simulované polohy a zatížení. Pomocí tohoto zjednodušeného modelu byla také vyzkoušena metodika sestavení mapy tuhosti mechanismu ve svislém směru.

Všechny údaje zjištěné v této analýze mechanismu byly následně použity pro zpracování konstrukčního návrhu. Bylo vytvořeno několik konstrukčních variant, které se lišily především uspořádáním pohonu cylindrické vazby. Varianty 1 až 3 představovaly různá provedení kinematické struktury C-Drive, varianta 4 pak tradičnější uspořádání s nezávislými pohony. Jako nejvhodnější k dalšímu rozpracování byla zvolena varianta C-Drive s dvěma paralelními šrouby a rotujícími maticemi spráženými řemenem. Oproti výchozímu návrhu pohonu C-Drive byla pro natáčení

ramen zařazena do kinematického řetězce cykloidní převodovka *TwinSpin E-170*, která zároveň tvoří letmé uložení ramen. Dále byl jako náhrada sférických vazeb mezi rameny a stolem navržen kardanův kloub s integrovaným mechanismem pro udržování kloubu v kinematicky příznivé konfiguraci.

Poměrně vysoká výsledná hmotnost pohyblivých částí mechanismu nezapadá do původní zjednodušené úvahy o silových poměrech a pohony reálného mechanismu by pro splnění dynamických požadavků musely vyvíjet vyšší maximální momenty (to se týká především pohonu C-Drive). Servomotory dimenzované především na základě trvalého a statického zatížení však poskytují rezervu v oblasti krátkodobého momentového přetížení, a tak se lze domnívat, že dynamika výsledné konstrukce nebude příliš zasažena zjednodušenou výchozí úvahou.

Manipulovatelnost výsledné konstrukce z teoretického hlediska splňuje stanovené požadavky, avšak kontrolou kolizí ve 3D CAD modelu bylo zjištěno, že pro některé body *pracovního objemu* nebude dosažitelný požadovaný rozsah natočení stolu kolem *středu stroje*. Příčinou jsou extrémní natočení v kardanových kloubech v takových polohách. Pro body ležící v rovině stolu by měly být požadované polohy plně dosažitelné, nicméně pohyblivost v extrémních polohách je sporná a vyžadovala by hlubší rozbor. Realizace sférických vazeb u paralelních kinematik je obecně problematická a řešené zařízení není výjimkou.

CAD data vytvořená během konstrukčního řešení byla dále použita pro sestavení komplexního výpočetního modelu v systému *Ansys*. Zjednodušené nosné dílce byly importovány jako objemová tělesa a vzájemně propojeny vazbami s definovanými tuhostmi. Takto byly nahrazeny lineární vedení, ložiska, kuličkové matice i cykloidní převodovky.

Tento komplexní model byl vytvořen parametricky stejně jako model zjednodušený. Díky tomu bylo možné pomocí skriptu a tabulek poloh a zatížení zpracovat velké množství výpočtů a sestavit tak mapu tuhosti pro zatížení ve svislém směru. K tomuto účelu bylo nutno zvolit vhodnou hustotu výpočetní sítě, tak aby dávala relevantní výsledky, ale minimalizovala výpočetní čas. I tak mohla být mapa tuhosti z časových důvodů sestavena pouze na poměrně hrubé síti.

Rozborem výsledků MKP výpočtu bylo zjištěno, že největší vliv na tuhost mechanismu má torzní a klopná tuhost převodovek a axiální tuhost uložení vidlic kardanů. Torzní deformace převodovky se přímo projeví na odměřování natočení ramene a lze tedy předpokládat zlepšení tuhosti této vazby vlivem regulace. Rozložení tuhosti ve svislém směru je však ve vodorovných řezech pracovním prostorem poměrně rovnoměrné a mění se především s výškou stolu nad základnou. Z porovnání map tuhostí zjednodušeného a komplexního modelu dále plyne, že zjednodušený model nelze použít pro rychlý odhad vlastností reálného mechanismu. Příčinou je použití dokonale tuhých vazeb ve zjednodušeném modelu. Pokud by však těmto vazbám byly defino-

vány vhodné hodnoty tuhosti, mohlo by se chování zjednodušeného modelu výrazně přiblížit reálné konstrukci.

Návrh polohovacího stolu, který vznikl v rámci této diplomové práce, nabízí široké možnosti polohování díky šesti stupňům volnosti. Tyto možnosti jsou větší než u klasických uspořádání využívaných například v obráběcích strojích (otočný stůl na kolébce a 3 lineární osy) avšak stále jsou omezené především realizací sférických vazeb. Široké možnosti polohování jsou vykoupeny velkým operačním prostorem zařízení. Volné konce výsuvných ramen se během provozu pohybují vně půdorysu základny, což výrazným způsobem snižuje kompaktnost zařízení. Nízký poměr pracovního prostoru zařízení ku nárokům na zástavbový prostor tak zásadním způsobem zhoršuje možnosti praktického využití. Navržené zařízení se tedy potýká s typickými problémy paralelních kinematik a ani redundantní pohony tomu v tomto konkrétním případě nedokázaly zabránit.

Navzdory těmto vlastnostem výsledného řešení však diplomová práce hlavní cíl splnila a splnila i jednotlivé cíle dílčí, které vedly ke konstrukčnímu návrhu polohovacího stolu a podrobnému popisu jeho vlastností.

11 Dodatky

11.1 Seznam použité literatury

- [1] PANDILOV, Zoran; RALL, Klaus. Parallel Kinematics Machine Tools: History, Present, Future. In: *Mechanical Engineering – Scientific Journal Vol.25*. 2006. ISSN 1857-5293.
- [2] PANDILOV, Zoran; DUKOVSKI, Vladimir. Parallel Kinematics Machine Tools: Overview – From History to the Future. In: *Annals of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering, Tome X*. 2012. ISSN: 1584-2665.
- [3] BRUMSON, Bennett. RIA - Robotics Online - Industrial Robots Automation. *Robotics Industry Insights - Parallel Kinematic Robots* [online]. Poslední revize 2002-05-08 [cit. 2015-10-11].
<http://www.robotics.org/content-detail.cfm/Industrial-Robotics-Industry-Insights/Parallel-Kinematic-Robots/content_id/989>.
- [4] PRAUSE, I.; CHARAF EDDINE, S.; CORVES, B. Comparison of Parallel Kinematic Machines with Three Translational Degrees of Freedom and Linear Actuation. In: *CHINESE JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING Vol. 28, No. 4*. 2015.
- [5] BAUMA, Václav. *Kinematická a elastostatická syntéza mechanismů s paralelní kinematickou strukturou*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2007. ISBN 978-80-01-03952-6.
- [6] POPPEOVA, V.; BULEJ, V.; URICEK, J. Parallel Kinematic structures and their Inovative Applications. In: *Annals of DAAAM for 2011 & Proceedings of the 22nd International DAAAM Symposium, Vol. 22, No. 1*. 2011. ISBN: 978-3-901509-83-4.
- [7] PATEL, Y. D.; GEORGE, P. M. Parallel Manipulators Applications – A Survey. In: *Modern Mechanical Engineering, 2, 57-64*. 2012.
- [8] WECK, M.; STAIMER, D. Parallel Kinematic Machine Tools – Current State and Future Potentials. In: *CIRP Annals – Manufacturing Technology, Volume 51, Issue 2*. 2002.
- [9] ABB. *IRB 360 data - Industrial Robots (Robotics)* [online]. ©2015 [cit. 2015-10-18].

- <<http://new.abb.com/products/robotics/industrial-robots/irb-360/irb-360-data>>.
- [10] FANUC America. *Industrial Robots By Model/Payload* [online]. ©2015 [cit. 2015-10-18].
<<http://robot.fanucamerica.com/products/robots/product.aspx>>.
- [11] ADEPT Technology Inc. *Parallel Robot (Delta Robot) - Adept Hornet 565* [online]. ©2015 [cit. 2015-10-18].
<<http://www.adept.com/products/robots/parallel/hornet-565/general>>.
- [12] STARRAG Group. *Scharmman* [online].
©2015 [cit. 2015-10-24].
<<https://www.starrag.com/en-us/products/scharmman-244>>.
- [13] GF MACHINING SOLUTIONS. *AgieCharmilles Laser 1000 5Ax* [online].
©2016 [cit. 2016-5-14].
<http://www.gfms.com/content/gfac/country_US/en/Products/laser-texturing/laser-product-line/laser-1000-3ax-5ax.html>.
- [14] ANGELES, Jorge. SDelta: a Novel Three-Limb Six-dof Parallel-kinematics Machine. In: *Proceedings of 2014 Workshop on Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators*. Tianjin, China: 2014.
- [15] SOUČEK, P. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. První vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. 210 s. ISBN: 80-01-02902-6
- [16] SCHNEEBERGER AG. *Profiled guideway Monorail BM* [online].
©2016 [cit. 2016-07-20].
<<https://www.schneeberger.com/en/products/linear-bearings-and-profiled-guideways/profiled-guideway/monorail-bm-balls/>>
- [17] KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM. *Produktový katalog KSK* [online].
©1996–2016 [cit. 2016-07-22].
<<http://www.ksk-pm.cz/ke-stazeni/>>
- [18] SCHAEFFLER AG. *Rolling and plain bearings, accessories* [online].
©2016 [cit. 2016-07-22].
<http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec/1_R*0*C>

- [19] SKF AG. *Super-precision bearings* [online].
©1996–2016 [cit. 2016-07-22].
<http://www.skf.com/us/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/index.html?WT.oss=Super%20precision%20bearings&WT.z_oss_boost=0&tabname=All&WT.z_oss_rank=1>
- [20] SPINEA Ltd. *E-series* [online].
©2011 [cit. 2016-07-22].
<<http://www.spinea.sk/products/twinspace/e-series/>>

11.2 Seznam obrázků

Obr. 1	Klíčové prvky postupu řešení a jejich propojení	15
Obr. 2	Zařízení na testování pneumatik (převzato z [1])	16
Obr. 3	Struktury Tricept (vlevo) a Delta (převzato z [2])	17
Obr. 4	G&L Variax	17
Obr. 5	Struktura rámu pro PK se třemi DOF (převzato z [4])	19
Obr. 6	Stroj SKM 400 s pasivním ramenem (převzato z [1])	20
Obr. 7	FANUC M-3iA	22
Obr. 8	Pracovní prostor robotu M-3iA	23
Obr. 9	FANUC F-200iB	24
Obr. 10	Pracovní prostor robotu F-200iB	24
Obr. 11	Struktura vřetenové jednotky Sprint Z3, [12]	25
Obr. 12	Struktura stroje Ecospeed [12]	26
Obr. 13	Příklad technologie laserového texturování, vlevo pětiosý texturovací stroj, vpravo detail „obrobku“ [13]	29
Obr. 14	Mechanismus SDelta (převzato z [14])	30
Obr. 15	Souřadnice pro popis mechanismu	31
Obr. 16	Poč. bod $[\frac{\pi}{2} \frac{\pi}{2} \frac{\pi}{2}]$	33
Obr. 17	Poč. bod $[\frac{\pi}{6} \frac{\pi}{2} \frac{\pi}{2}]$	33
Obr. 18	Poč. bod $[\frac{\pi}{4} \frac{\pi}{4} \frac{\pi}{4}]$	33
Obr. 19	Poč. bod $[\frac{\pi}{4} \frac{\pi}{2} \frac{\pi}{4}]$	33
Obr. 20	Ukázka poloh platformy, kdy je matice K singulární	36
Obr. 21	Hodnoty $\det(K)$ dle polohy bodu P , platforma bez natočení	37
Obr. 22	Hodnoty $\det(K)$ dle polohy bodu P , platforma natočena ve směru osy y o $0, 2 \text{ rad}$	37
Obr. 23	Body pracovního prostoru	40
Obr. 24	Pracovní prostor pomocí <i>convex hull</i> algoritmu	41
Obr. 25	Pracovní prostor pomocí bodů a ploch	42
Obr. 26	Pracovní prostor pomocí bodů a ploch, platforma natočena o $0, 2 \text{ rad}$ ve směru osy y	42
Obr. 27	Dosažitelné natočení při $P = [0 \ 0 \ 0, 55]^T$	43
Obr. 28	Dosažitelné natočení při $P = [0, 2 \ 0 \ 0, 55]^T$	44
Obr. 29	Dosažitelné natočení při $P = [-0, 2 \ 0 \ 0, 55]^T$	44
Obr. 30	Konstrukce C-drive (převzato z [14])	45
Obr. 31	Kinematický řetězec C-drive (převzato z [14]) <i>1-rám, 2-šroub, 3-objímka, 4-šroub, R-rotační vazba, H-šroubová vazba</i>	45
Obr. 32	Souřadnice pro popis C-drive	46
Obr. 33	Zjednodušený MKP model	48

Obr. 34	Blokové schéma zjednodušeného modelu v <i>Ansys Workbench</i> . . .	49
Obr. 35	Schéma propojení <i>Ansys – Matlab</i>	50
Obr. 36	Tuhost k_z zjednodušeného modelu	53
Obr. 37	Poddajnost c_z zjednodušeného modelu	54
Obr. 38	Všesměrová poddajnost C_ξ^z zjednodušeného modelu	55
Obr. 39	Úhlová poddajnost C_ξ^z zjednodušeného modelu	56
Obr. 40	Scénář polohování <i>Výchozí poloha – přesun bodu do středu stroje – natočení kolem osy x o -90°</i>	58
Obr. 41	Množina bodů pracovního prostoru	58
Obr. 42	Množina natočení platformy	58
Obr. 43	Závislost min. a max. hodnot r_i na b a z_s	61
Obr. 44	Závislost poměru $\Delta r_i/b$	61
Obr. 45	Závislost poměru $\Delta r_i/b$ po aplikaci omezení	61
Obr. 46	Závislost min. a max. hodnot l_i na b a z_s	62
Obr. 47	Závislost rozsahu Δl_i	62
Obr. 48	Závislost rozsahu Δl_i po aplikaci omezení	62
Obr. 49	Závislost min. a max. hodnot ϕ_i na b a z_s	63
Obr. 50	Závislost rozsahu $\Delta \phi_i$	63
Obr. 51	Závislost rozsahu $\Delta \phi_i$ po aplikaci omezení	63
Obr. 52	Oblast přípustných hodnot b a z_s	64
Obr. 53	Fáze 1 – přechod platformy z výchozí polohy	65
Obr. 54	Fáze 2 – otočení o 360°	65
Obr. 55	Uvažované časové rozložení rychlostí	67
Obr. 56	Závislost \dot{l}_{max} na b a z_s	68
Obr. 57	Závislost $\dot{\phi}_{max}$ na b a z_s	68
Obr. 58	Uvažované časové rozložení sil v souřadnicích	71
Obr. 59	Schematické zobrazení varianty 1	72
Obr. 60	Schematické zobrazení varianty 2	73
Obr. 61	Schematické zobrazení varianty 3	74
Obr. 62	Schematické zobrazení varianty 4	75
Obr. 63	Zjednodušený 3D koncept řešení	76
Obr. 64	Výsledná sestava mechanismu	77
Obr. 65	Skupina výsuvného ramene	77
Obr. 66	Detail konstrukce lože	78
Obr. 67	Detail vozíku	79
Obr. 68	Uzel rotující matice KŠ	80
Obr. 69	Detail otoče	81
Obr. 70	Detail provedení výsuvného ramene	81
Obr. 71	Celek kardanova kloubu	82

Obr. 72	Řez kardanovým kloubem	82
Obr. 73	Mechanismus torzně–pružného uložení vidlice	83
Obr. 74	Detail stolu	84
Obr. 75	Ukázka průběhu otáček šroubů pohonu C-drive	87
Obr. 76	Vizualizace výsledného pracovního prostoru	89
Obr. 77	Dosažitelná poloha pro bod v rovině stolu (vlevo) a vznik kolize pro bod na okraji pracovního objemu stolu	89
Obr. 78	Vysítovaný MKP model mechanismu	90
Obr. 79	Tuhosti lin. vedení dle výrobce	91
Obr. 80	Detail vazby lineárního vedení na výsuvném rameni	91
Obr. 81	Ukázka z výpočtu tuhosti maticového pouzdra (deformace při axiálním zatížení 1 kN)	92
Obr. 82	Výpočtové schéma pohonu	93
Obr. 83	Detail vazby převodovky <i>TwinSpin</i>	95
Obr. 84	Detail náhrady kul. šroubů <i>beamy</i>	96
Obr. 85	Detail vazby vidlic kardanova kloubu	97
Obr. 86	Ukázka výpočtu na komplexním modelu (celková deformace)	98
Obr. 87	Mapa tuhosti k_z komplexního modelu	99
Obr. 88	Mapa poddajnosti c_z komplexního modelu	100
Obr. 89	Všesměrová poddajnost C_δ^z komplexního modelu	101
Obr. 90	Úhlová poddajnost C_ζ^z komplexního modelu	102
Obr. 91	Porovnání rozložení tuhosti k_z zjednodušeného (vlevo) a kom- plexního modelu	104
Obr. 92	Porovnání celkové úhlové poddajnosti C_ζ^z zjednodušeného (vlevo) a komplexního modelu	104

11.3 Seznam tabulek

Tab. 1	Srovnání vlastností paralelních a sériových struktur (převzato z [7])	21
Tab. 2	Výhody a nevýhody PK (převzato z [8])	22
Tab. 3	Srovnání PK manipulátorů lehké třídy	23
Tab. 4	Srovnání PK manipulátorů těžké třídy	23
Tab. 5	Vlastnosti robotu FANUC F-200iB [10]	24
Tab. 6	Parametry obráběcích strojů s PK (převzato z [8])	27
Tab. 7	Parametry obráběcích strojů s PK (pokračování)	28
Tab. 8	Výsledky analýzy tuhosti zjednodušeného modelu	52
Tab. 9	Výsledné rozsahy souřadnic	60
Tab. 10	Rychlosti souřadnic mechanismu	67

Tab. 11	Síly v souřadnicích mechanismu	71
Tab. 12	Síly a rychlosti v pohonu vysouvání ramene	85
Tab. 13	Síly a rychlosti v pohonech C-drive	87
Tab. 14	Rozsahy souřadnic pohonů požadované a konstrukčně realizované	88
Tab. 15	Tuhosti pro náhradu maticových jednotek	92
Tab. 16	Výsledky analýzy tuhosti komplexního modelu a porovnání se zjednodušeným modelem	98

11.4 Použitý software

Text, tabulky, prezentace:	L ^A T _E X distribuce MiK _T E _X 2.9 vývojové prostředí T _E X ^{MAKER} 4.5
Obrázky:	Gimp 2 Inkscape 0.91
Výpočty a grafy:	Matlab R2014b Microsoft Excel 2013
Tvorba CAD modelu:	Solid Edge ST8
MKP výpočty:	Ansys Workbench 16.2

11.5 Seznam textových příloh

Č. přílohy Název přílohy

1. Ansys Workbench skript
2. Tabulka poloh a zatížení - ukázka
3. Výstupní tabulka deformací - ukázka

11.6 Seznam výkresových příloh

Číslo výkresu	Název
00DP-100-00	S-DELTA
00DP-203-01	TĚLESO MATICE
00DP-203-04	TĚLESO POHONU
00DP-600-00	SESTAVA RAMENE

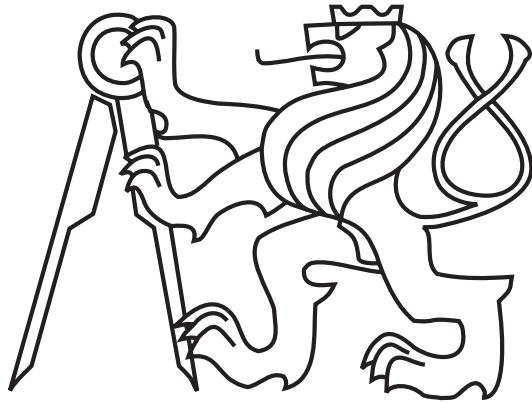
11.7 Obsah CD přílohy

CD	
├─ ANSYS	MKP výpočty
│ └─ 01-Sdelta_ANALYSIS	Komplexní model - mapa
│ └─ 02-Simple_MAP	Zjednodušený model - mapa
│ └─ 03-Synteza	Zjednodušený model - syntéza
├─ CAD	Složka s CAD daty
│ └─ 001-FINALNI MODEL	CAD data pro SolidEdge ST8
│ └─ 002-ZJEDNODUSENY MKP MODEL	CAD data pro SolidEdge ST8
│ └─ 00DP-100-00_S-DELTA.stp	Vrcholová sestava ve formátu *.step
├─ EXCEL	Pomocné výpočty
├─ MATLAB	Funkce a skripty pro výpočty
├─ TEXT	Zdrojová data pro textovou část
│ └─ obr	Složka s veškerou grafikou
│ └─ DP.tex	Zdrojový kód práce ve formátu L ^A T _E X
├─ VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE	Složka s výkresy
├─ DP1733_SAFR.pdf	Textová část práce
└─ DP1733_zadani.pdf	Scan oficiálního zadání

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Textové přílohy

2016

Bc. Filip Šáfr

1. Ansys Workbench skript

```
SetScriptVersion(Version="16.2.176")
import os

# definice korenoveho adresare projektu, tabulka pozic i vystupni log se nachazeji v tomto adresari
SetUserPathRoot(DirectoryPath="C:/Users/Fill/Google Drive/00 - WIP/DIPLOMKA/ANSYS/01-Sdelta_ANALYSIS")
projName="Sdelta_ANALYSIS.wbpj"

# priprava textovych souboru
inDataFile = open(AbsUserPathName("dSdeltaIN.txt"),"r")
outLogFile = open(AbsUserPathName("dSdeltaOUT.txt"),"w")

# otevreni projektu
Open(FilePath=AbsUserPathName("Sdelta_ANALYSIS.wbpj"))

# zavedeni parametru
baseLength = Parameters.GetParameter(Name="P1")
baseV = Parameters.GetParameter(Name="P2")
R1 = Parameters.GetParameter(Name="P3")
R2 = Parameters.GetParameter(Name="P4")
R3 = Parameters.GetParameter(Name="P5")
L1 = Parameters.GetParameter(Name="P6")
L2 = Parameters.GetParameter(Name="P7")
L3 = Parameters.GetParameter(Name="P8")
PHI1 = Parameters.GetParameter(Name="P9")
PHI2 = Parameters.GetParameter(Name="P10")
PHI3 = Parameters.GetParameter(Name="P11")
platformV = Parameters.GetParameter(Name="P13")
CGz = Parameters.GetParameter(Name="P44")

Fx = Parameters.GetParameter(Name="P16")
Fy = Parameters.GetParameter(Name="P15")
Fz = Parameters.GetParameter(Name="P12")

Mx = Parameters.GetParameter(Name="P41")
My = Parameters.GetParameter(Name="P42")
Mz = Parameters.GetParameter(Name="P43")

S1r = Parameters.GetParameter(Name="P45")
S2r = Parameters.GetParameter(Name="P46")
S3r = Parameters.GetParameter(Name="P47")

# vystupni parametry
defX = Parameters.GetParameter(Name="P48")
defY = Parameters.GetParameter(Name="P49")
defZ = Parameters.GetParameter(Name="P50")

rotX = Parameters.GetParameter(Name="P51")
rotY = Parameters.GetParameter(Name="P52")
rotZ = Parameters.GetParameter(Name="P53")
```

```

# ===== Pruchod zdrojoveho souboru =====
for line in inDataFile:
    if line.startswith("#"):
        continue
# konstantni parametry
    elif line.startswith("p"):
        (junk,s_platformLength,s_baseLength,s_baseV,s_platformV,s_CGz,CPz,krok) = line.split()
        s_baseLength = Quantity(float(s_baseLength),"m")
        s_baseV = Quantity(float(s_baseV),"m")
        s_platformV = Quantity(float(s_platformV),"m")
        s_CGz = Quantity(float(s_CGz),"m")
#
# Update konst parametru
        baseV.Expression = s_baseV.ToString()
        baseLength.Expression = s_baseLength.ToString()
        platformV.Expression = s_platformV.ToString()
        CGz.Expression = s_CGz.ToString()
#
# Zapis hlavicky vystupniho logu
        outLogFile.write("----- ANSYS - Vystupni log ----- \n \n")
        outLogFile.write("Vystup vypoctu mapy tuhosti - komplexni model\n \n")
        outLogFile.write("a[m]   b[m]   va[m]   vb[m]   CGz[m]   CPz[m]   krok[m]\n-----...
        -----\n")
        outLogFile.write(s_platformLength + " " + s_baseLength.Value.ToString() + " " + ...
            s_platformV.Value.ToString() + " " + s_baseV.Value.ToString() + " " + ...
            s_CGz.Value.ToString() + " " + CPz.ToString() + " " + krok.ToString()...
            + "\n \n")
        outLogFile.write("i   Px   Py   Pz   KARx   KARy   KARz   Fx   Fy   Fz   Mxx...
            Mky   Mkz           defX           defY           defZ           ...
            rotX           rotZ           rotZ \n")
        outLogFile.write("-----...
        -----...
        ----- \n")
#
# Cteni vstupnich dat
    else:
        (s_counter,s_Px,s_Py,s_Pz,s_KARx,s_KARy,s_KARz,s_R1,s_R2,s_R3,s_L1,s_L2,s_L3,s_PHI1,...
            s_PHI2,s_PHI3,s_S1r,s_S2r,s_S3r,s_Fx,s_Fy,s_Fz,s_Mx,s_My,s_Mz) = line.split()
        s_R1 = Quantity(float(s_R1),"m")
        s_R2 = Quantity(float(s_R2),"m")
        s_R3 = Quantity(float(s_R3),"m")
        s_L1 = Quantity(float(s_L1),"m")
        s_L2 = Quantity(float(s_L2),"m")
        s_L3 = Quantity(float(s_L3),"m")
        s_PHI1 = Quantity(float(s_PHI1),"radian")
        s_PHI2 = Quantity(float(s_PHI2),"radian")
        s_PHI3 = Quantity(float(s_PHI3),"radian")
        s_S1r = Quantity(float(s_S1r),"m")
        s_S2r = Quantity(float(s_S2r),"m")
        s_S3r = Quantity(float(s_S3r),"m")
        s_Fx = Quantity(float(s_Fx),"N")
        s_Fy = Quantity(float(s_Fy),"N")
        s_Fz = Quantity(float(s_Fz),"N")
        s_Mx = Quantity(float(s_Mx),"N m")
        s_My = Quantity(float(s_My),"N m")
        s_Mz = Quantity(float(s_Mz),"N m")
# Update parametru
        R1.Expression = s_R1.ToString()
        R2.Expression = s_R2.ToString()

```



```

R3.Expression = s_R3.ToString()
L1.Expression = s_L1.ToString()
L2.Expression = s_L2.ToString()
L3.Expression = s_L3.ToString()
PHI1.Expression = s_PHI1.ToString()
PHI2.Expression = s_PHI2.ToString()
PHI3.Expression = s_PHI3.ToString()
S1r.Expression = s_S1r.ToString()
S2r.Expression = s_S2r.ToString()
S3r.Expression = s_S3r.ToString()
Fx.Expression = s_Fx.ToString()
Fy.Expression = s_Fy.ToString()
Fz.Expression = s_Fz.ToString()
Mx.Expression = s_Mx.ToString()
My.Expression = s_My.ToString()
Mz.Expression = s_Mz.ToString()

#
# ===== update projektu =====
Update()

#
# ===== Zapis do vystupniho logu =====
if IsProjectUpToDate() :
    outString = s_counter + " " + s_Px + " " + s_Py + " " + s_Pz + " " + ...
                s_KARx + " " + s_KARy + " " + s_KARz + " " + s_Fx.Value.ToString()...
                + " " + s_Fy.Value.ToString() + " " + s_Fz.Value.ToString() + " "...
                + s_Mx.Value.ToString() + " " + s_My.Value.ToString() + " " + ...
                s_Mz.Value.ToString() + " " + defX.Value.Value.ToString() + " " + ...
                defY.Value.Value.ToString() + " " + defZ.Value.Value.ToString() + ...
                " " + rotX.Value.Value.ToString() + " " + rotY.Value.Value.ToString()...
                + " " + rotZ.Value.Value.ToString()
    outLogFile.write(outString + "\n")

else :
    outLogFile.write(s_counter + " : CHYBA - projekt se nepodarilo updatovat,...
                    nalezeny nasledujici chyby:\n")
    for msg in GetMessages() :
        errString = " " + msg.DateTimeStamp.ToString() + " " + msg.MessageType...
                    + ": " + msg.Summary + "\n"
        outLogFile.write(errString + "\n")

    outLogFile.flush()

outLogFile.close()

```


3. Výstupní tabulka deformací - ukázka

----- ANSYS - Výstupní log -----

Výstup výpočtu mapy tuhostí - komplexní model

a[m] b[m] va[m] vb[m] CGz[m] CPz [m] krok [m]

 0.350 2,2 0,2021 1,9053 0,15 0,500 0,080

i	Fx	Fy	Fz	KARx	KARy	KARz	Fx	Fy	Fz	Mxx	Myy	Mzz	defX	defY	defZ	rotX	rotY	rotZ
1	0.000	-0.080	0.080	0.000	0.000	0.000	0	0	-1000	0	0	0,01	-5,23468042966665E-06	6,42360682832077E-05	-0,000653666291832924	-0,001665246647	-0,000226873557	-0,000191509825
2	-0.080	0.000	0.080	0.000	0.000	0.000	0	0	-1000	0	0	0,01	5,33120328327641E-05	1,219056230183992E-06	-0,000633865827694535	-4,7933264E-05	0,001556671443	-0,000197979876
3	0.000	0.080	0.000	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-6,11341965850443E-06	5,75430658500409E-06	-0,0006688786089489	-1,002338E-05	-0,000117454807	-0,000198156246	
4	0.000	0.080	0.080	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-1,48313492900343E-05	-1,6325718668319E-05	-0,000653521484878659	0,001638396784	-0,000141358803	-0,000202440294	
5	0.080	-0.160	0.160	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	1,15656084744842E-05	4,29201318183914E-05	-0,000248529016971588	-0,001659433939	-0,000946566952	-0,000157406178	
6	0.000	-0.080	0.160	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	1,42638118632021E-05	-0,000246407900704071	-0,000806076553	-0,000115820965	-0,000157421914		
7	0.080	-0.080	0.160	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	1,562166289665922E-05	2,698271055120377E-05	-0,000246012030402198	-0,00082628707	-0,000159390731		
8	-0.160	0.000	0.160	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	2,7982663596049E-05	-5,169025905861054E-06	-0,000242304187850095	-5,0023848E-05	0,001543012701	-0,000162765034	
9	-0.080	0.000	0.160	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	1,00049155662418E-05	-3,1804893296794E-07	-0,0002456866276419271	-2,8644063E-05	0,000722333962	-0,000160528628	
10	0.000	0.000	0.160	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	2,17953441961072E-07	5,032548977957113E-06	-0,000261441775364801	-6,335305E-06	-6,9724151E-05	-0,000159402487	
11	0.080	0.000	0.160	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	1,30798916870845E-05	1,044958408338E-05	-0,00024918139753491	1,7097372E-05	-0,000820829543	-0,00015922943	
12	0.000	0.080	0.160	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-8,619002983233E-06	1,36120797833428E-05	-0,000246896641328931	0,000794545472	-7,066067E-05	-0,000161966828	
13	0.080	0.080	0.160	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	4,073939180671E-06	1,24904690892436E-05	-0,000245559320319444	0,000862360413	-0,000818385847	-0,000159857627	
14	0.080	0.160	0.160	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-1,10717737697998E-05	1,55016805365449E-05	-0,000248526455834508	0,00169162884	-0,000861373087	-0,000164402249	
15	0.000	-0.160	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	9,4532589400842E-07	-1,075404634320888E-05	-0,000141958298627287	-8,8221998E-05	-0,000136653722		
16	0.080	-0.160	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	2,35530078498414E-05	6,76522131470847E-06	-0,000140538977575488	-0,000967397712	-0,000525203154	-0,00014135227	
17	-0.160	-0.080	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-1,60718434472074E-06	-2,189787821262358E-05	-0,0001429888370498642	-0,000428262719	0,000895862992	-0,000150904915	
18	-0.080	-0.080	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-1,66014751812327E-06	-1,4115300473496E-05	-0,000138767689350061	-0,000451269597	0,000417236398	-0,000142614908	
19	0.000	-0.080	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	4,97238488605944E-06	-2,67878886006656E-06	-0,000137839902890846	-0,000469904712	-4,5137287E-05	-0,000139330499	
20	0.080	-0.080	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	2,68652256636415E-05	8,46585589897586E-06	-0,0001383360730488785	-0,000486200191	-0,000485934895	-0,000142015378	
21	-0.240	0.000	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	2,18807736018789E-06	-1,08330214061425E-05	-0,000143437486258335	-2,44952E-05	0,001401142278	-0,000147805125	
22	-0.160	0.000	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-2,63251899923489E-06	-5,5171308304125E-06	-0,000135721216793172	-1,8816162E-05	0,000913279879	-0,00014390419	
23	-0.080	0.000	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-2,90111029244144E-06	-3,60741864824377E-07	-0,000136893417220563	-1,0447068E-05	0,000436435099	-0,000141170912	
24	0.000	0.000	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	3,00538818009954E-06	4,61486643050807E-06	-0,000146635429700837	-2,226255E-06	-2,5707997E-05	-0,000140064404	
25	0.080	0.000	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	2,4472115910612E-05	9,46686860511469E-06	-0,000140138334245421	3,687541E-06	-0,00046734708	-0,000140202526	
26	-0.160	0.080	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-1,06522056739777E-05	2,240576282521943E-05	-0,000141777563840151	0,000394236766	0,00091649298	-0,000138163731	
27	-0.080	0.080	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-1,87910254882881E-05	2,337634484943341E-05	-0,000138577815860161	0,000433536203	0,000427880871	-0,00014110133	
28	0.000	0.080	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-4,8343135858859E-06	2,25402309297351E-05	-0,000138079587486573	0,000447352083	-3,1594023E-05	-0,000141704306	
29	0.080	0.080	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	1,6432262782471E-05	2,16181215364486E-05	-0,00013798951131309	0,000495965786	-0,000469414544	-0,000139991584	
30	0.000	0.160	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-1,820604177352004E-05	4,16192597185727E-05	-0,000142720862640999	0,000927890396	-6,3430546E-05	-0,000148978281	
31	0.080	0.160	0.240	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	2,9748232450441E-06	3,481805833837144E-06	-0,000140520482091233	0,000980567989	-0,000495162699	-0,000144896035	
32	0.080	-0.320	0.320	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	6,44614647171693E-06	-3,5424185257431E-05	-0,000124242753372528	-0,001292965308	-0,000441544486	-0,000117380143	
33	0.160	-0.320	0.320	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	4,04411148338113E-05	-9,71077242676264E-06	-0,000123093457659706	-0,001372810348	-0,00071601983	-0,000139645271	
34	-0.080	-0.240	0.320	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-2,28849421546329E-05	-6,350389564662E-05	-0,000124603699077852	-0,000865015591	0,00022924564	-0,000131484489	
35	0.000	-0.240	0.320	0.000	0.000	0.000	0	-1000	0	0	0,01	-6,797633421429E-06	-4,212149086651873E-05	-0,00011893081339076	-0,000926392958	-8,3708959E-05	-0,000125177915	