

Technická univerzita v L i b e r c i
Fakulta strojní

***Kinematické a dynamické
parametre podávacieho mechanizmu
šijacieho stroja***

KINEMATIC AND DYNAMIC PARAMETERS OF THE SEWING MACHINE FEED
MECHANISM

Habilitačná práca

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146071322

Ing. Oto Barborák, CSc

Liberec, 2001

U348.8

KTS

66.4.16.p.jul

Podkladové materiály - k odovzdanej habilitačnej práci
Ing. Oto Barborák, CSc

Kľúčové slová habilitačnej práce

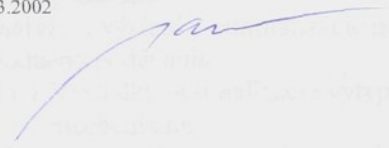
Šijací stroj, podávací mechanizmus, kinematika a dynamika pohybu mechanizmu, analytické metódy riešenia, poloha - rýchlosť a zrýchlenie bodu, optimalizácia parametrov,

Abstract

Habilitation thesis describes the point's movement of the feed mechanism- sewing machine. The kinematic parameters (like trajectory , speed and acceleration) have been obtained by the optimization of some mechanism components. These parameters can be accept for sewing- machine running. Habilitaton thesis include dynamic solution of mechanism too. We used the program MATLAB and method of uniform searching for optimization.

Príspevok sa zaoberá pohybom bodu podávacieho mechanizmu šijacieho stroja. Optimalizáciou niektorých členov mechanizmu sa dosiahli kinematické parametre (dráha, rýchlosť, zrýchlenie), ktoré sú akceptovateľné pre chod šijacieho stroja. Súčasťou habilitačnej práce je i dynamické riešenie mechanizmu. Pre optimalizáciu bol použitý program MATLAB a metóda rovnomerného hľadania.

Trenčín, 4.3.2002



Obsah

Zoznam použitých symbolov

Ciele habilitačnej práce

1.0 Úvod	5
2.0 Stručná charakteristika problematiky podávacích mechanizmov	6
3.0 Mechanizmy spodného podávania	8
4.0 Kinematická analýza riešenia mechanizmov	10
5.0 Grafické a analytické riešenie mechanizmov	12
5.1 Trigonometrická metóda	13
5.2 Metóda komplexných čísiel	13
5.3 Vektorová metóda	15
5.4 Metóda prevodových funkcií	17
5.5 Maticová metóda	18
6.0 Metódy dynamického riešenia mechanizmov	22
6.1 Metóda uvoľňovania	23
7.0 Analytické riešenie mechanizmu vektorovou metódou	26
8.0 Blokové schéma programu pre výpočet kinematických veličín bodu Z	31
9.0 Záver k dosiahnutým výsledkom analytického riešenia	31
10.0 Optimalizácia vytypovaných parametrov mechanizmu	33
10.1 Teoretické základy optimalizačných metód	33
10.2 Optimalizácia parametrov mechanizmu spodného podávania	34
11.0 Analýzy a výsledky optimalizácie parametrov mechanizmu spodného podávania	36
11.1 Výsledky optimalizácie vytypovaných parametrov mechanizmu	36
12.0 Pohyb prítlačného mechanizmu vplyvom pôsobenia podávacieho mechanizmu pri pracovnom cykle	43
12.1 Analýzy silových pomerov pri styku bodu Q s prítlačnou pátkou	45
12.2 Stanovenie minimálneho počiatočného stlačenia pružiny	47
12.3 Stanovenie zdvíhacej sily F_z	48
13.0 Dynamická analýza mechanizmu spodného podávania	48
14.0 Výpočet zložiek zrýchlení ťažísk jednotlivých členov mechanizmu	51
15.0 Program pre výpočet reakcií v kĺboch podávacieho mechanizmu a dosiahnuté výsledky	55

15.1 Program pre výpočet reakcií v kĺboch podávacieho mechanizmu a dosiahnuté výsledky	55
15.2 Závery z dynamickej analýzy	60
16.0 Celkový záver k výsledkom práce	61
16.1 Zhrnutie výsledkov práce	61
16.2 Závery pre prax	62

Zoznam použitej literatúry

Prílohy

Zoznam najdôležitejších symbolov

$0, x, y, z$	súradnicový systém
Q, η, ζ, ξ	súradnicový systém
q, s_j [-]	zovšeobecnená súradnica
m_s	počet zvolených súradníc
x [m]	globálna súradnica polohy v smere osi x
$\dot{x}$ [m.s ⁻¹]	I. derivácia polohy.....rýchlosť v_x
$\ddot{x}$ [m.s ⁻²]	II. derivácia polohy....zrýchlenie a_x
y [m]	globálna súradnica polohy v smere osi y
$\dot{y}$ [m.s ⁻¹]	I. derivácia polohy.....rýchlosť v_y
$\ddot{y}$ [m.s ⁻²]	II. derivácia polohy....zrýchlenie a_y
v [m.s ⁻¹]	rýchlosť
a [m.s ⁻²]	zrýchlenie
φ [rad]	polohový uhol hnacieho člena
φ_i, β_i [rad]	smerné uhly
$\dot{\varphi}$ [rad ⁻¹]	I. derivácia polohového uhla hnacieho člena - uhlová rýchlosť
$\ddot{\varphi}$ [rad.s ⁻²]	II. derivácia polohového uhla hnacieho člena uhlové zrýchlenie
ω [rad.s ⁻¹]	uhlová rýchlosť
$\dot{\omega}$ [rad.s ⁻²]	uhlové zrýchlenie
α [rad.s ⁻²]	uhlové zrýchlenie
d [-]	počet kinematických dvojíc (väzieb)
k [-]	počet výtvarných mnohoúhelníkov
l [m]	dĺžka člena mechanizmu
$\dot{l}$ [m.s ⁻¹]	rýchlosť zmeny dĺžky člena mechanizmu
$\ddot{l}$ [m.s ⁻²]	zrýchlenie zmeny dĺžky člena mechanizmu
m [-]	počet členov mechanizmu
m_i [kg]	hmotnosť i-teho člena mechanizmu
n [-]	počet stupňov voľnosti
n_o [-]	počet všeobecných členov
n_p [-]	počet posuvných členov
n_R [-]	počet rotačných členov
λ	zdvihová závislosť
μ	prevod
v	derivácia prevodu
t [s]	čas
D [N]	zotrvačná sila

M	[kg.m]	krútiaci moment
M _D	[kg.m ²]	deviačný moment zotrvačnosti
F	[N]	sila
F _x	[N]	sila v smere osi x
F _y	[N]	sila v smere osi y
G	[kg]	tiaž člena mechanizmu
J	[kg.m ²]	osový moment zotrvačnosti
R	[N]	reakcia
T	[-]	označenie ťažiska

vektory:

<i>l</i>	vektor dĺžky člena
<i>v</i>	vektor rýchlosti
<i>a</i>	vektor zrýchlenia
<i>q</i>	polohový vektor
<i>ω</i>	vektor uhlovej rýchlosti
<i>r</i>	vektor, priradený členu mechanizmu
<i>ρ</i>	vektor
<i>F</i>	vektor sily
<i>F_D</i>	vektor nezávislých síl a momentov - dynamický
<i>M</i>	vektor momentu

Matice :

A	matica uhlového zrýchlenia
A_D	matica sústavy dynamická
T	transformačná matica
Q	matica uhlovej rýchlosti

Ciele habilitačnej práce

Šijacie stroje tvoria ako celok súbor viacerých mechanizmov, ktoré v závislosti na pootočení hlavného hriadeľa a v určitej - vopred stanovenej návaznosti vykonávajú pracovné operácie s konečným cieľom vytvoriť kvalitný steh. Každý mechanizmus vzhľadom na činnosť, ktorú vykonáva pri šití, má svoju charakteristickú konštrukciu a rozmery.

Podávací mechanizmus je jedným z najdôležitejších mechanizmov šijacieho stroja. Od činnosti tohto mechanizmu a presnosti pohybu jeho funkčných členov podstatne závisí i kvalita šitia. Preto zameranie habilitačnej práce je orientované na riešenie jedného z množstva typov podávacích mechanizmov - na riešenie šesťčlenného kĺbového mechanizmu so spodným podávaním. Ciele riešenia možno zhrnúť do týchto nasledovných oblastí :

1. Analýza podávacích mechanizmov, používaných v šijacích strojoch.
2. Kinematická analýza vytypovaného mechanizmu spodného podávania - stanovenie dráhy, rýchlosti a zrýchlenia bodu záujmu, ktorý vykonáva technologickú operáciu.
3. Optimalizácia parametrov mechanizmu nadväzne na vykonanú kinematickú analýzu s cieľom stanoviť najpriaznivejšie kinematické parametre bodu záujmu z pohľadu technológie šitia.
4. Stanovenie parametrov podávacieho mechanizmu a prítlačnej pätky pri vzájomnom pôsobení v pracovnom cykle.
5. Vplyv dynamických účinkov na činnosť a konštrukciu optimalizovaného podávacieho mechanizmu.
6. Všetky riešenia vykonať analyticky vo vhodnom programe. Výsledky riešenia prezentovať tabuľkovou a grafickou formou.
7. V záveroch zhrnúť dosiahnuté výsledky s cieľom riešený mechanizmus spodného podávania kinematicky a dynamicky komplexne popísať a stanoviť prípadnú reálnosť jeho použitia v praxi.

Splnením uvedených cieľov a vyhodnotením dosiahnutých výsledkov sa získajú potrebné vstupné informácie pre vhodnosť použitia mechanizmu v šijacej, prípadnej inej technike.

1.0 Úvod

Pre správny chod šijacieho stroja a kvalitu šitia musia byť splnené viaceré podmienky technické, organizačné i personálne. Najmä požadované nastavenie jednotlivých mechanizmov šijacieho stroja a ich vzájomná súčinnosť je rozhodujúcim faktorom pre spoľahlivú a kvalitnú prácu každého šijacieho stroja. Jedným z rozhodujúcich mechanizmov, ktoré sa zúčastňujú na tvorbe stehu, je i mechanizmus podávania šitého materiálu.

Pri tvorbe stehu sa musí šitý materiál rovnomerne posúvať o určitú dĺžku, aby sa mohol vytvoriť rovnaký - nasledujúci steh. Tento posuv je možné zabezpečovať viacerými typmi podávacích mechanizmov ako napr. so spodným alebo vrchným podávaním, ihlovým alebo kombinovaným podávaním. Každý typ má svoje výhody a nevýhody, preto je použiteľný vždy pre určitý typ šijacieho stroja. Všetky však musia posúvať šitý materiál o určitú dĺžku - dĺžku stehu, to znamená o vzdialenosť medzi dvomi vpichmi šijacej strojovej ihly. Veľkosť dĺžky stehu závisí predovšetkým od druhu stehu a na hrúbke zošívaneho materiálu.

Podávací mechanizmus posunuje po ukončení každého stehu šitý materiál o určitú, vopred nastavenú vzdialenosť. Materiál sa posúva za súčasného prítlaku od prítlačného mechanizmu. Pritom prítlak musí byť nastavený tak, aby nebránil pohybu šitého materiálu a v prípade najmä zubkových podávačov nepoškodil zošívany materiál. Pohyb mechanizmu musí byť taktiež synchronizovaný s pohybom mechanizmu šijacej ihly, zachytenia slučky a pohybom prítlačného ústrojenstva.

Dĺžka stehu a jej zmena je veľmi dôležitým činiteľom, ktorý limituje konštrukciu a veľkosť podávacieho mechanizmu. Je ju možné väčšinou meniť v určitom rozmedzí. Preto súčasťou tohto mechanizmu je i mechanizmus regulácie dĺžky stehu a obidva tvoria vždy konkrétnu kinematickú sústavu.

Mechanizmus pre posun šitého materiálu musí taktiež umožňovať posuv šitého materiálu dopredu i dozadu v ľubovoľnom smere v rovine šitia.

Náplňou tejto habilitačnej práce je navrhnutie relatívne neštandardného typu mechanizmu spodného ponorného podávania a riešenie jeho optimalizácie s cieľom vyriešiť tento mechanizmus kinematicky a dynamicky tak, aby bol vhodný svojimi parametrami pre praktické využitie. Ciele habilitačnej práce vyplývajú z teoretického rozboru zvolenej problematiky a sú bližšie špecifikované v samostatnej kapitole.

2.0 Stručná charakteristika problematiky podávacích mechanizmov

Po vytvorení každého stehu je nutné posunúť šitý materiál v smere šitia o určitú dĺžku – dĺžku stehu, aby sa mohol opakovať cyklus vytvorenia ďalšieho stehu. Toto posunutie šitého materiálu zabezpečujú podávacie mechanizmy. Činnosť týchto mechanizmov je synchronizovaná s pohybom stehotvorného ústrojenstva a s činnosťou prítlačného mechanizmu. Najmä prítlačné mechanizmy svojou činnosťou priamo ovplyvňujú podávanie a v niektorých prípadoch majú spoločné časti s podávacími mechanizmami.

Dĺžkou stehu je nazývaná vzdialenosť medzi dvomi po sebe nasledujúcimi vpichmi ihly a je meraná v smere podávania šitého materiálu. Táto dĺžka zodpovedá dĺžke pohybu zariadenia, zabezpečujúceho v časovej návaznosti na pohyb ihly a stehotvorného ústrojenstva posunutia šitého materiálu.

Dĺžka stehu je u šijacích strojov pre šitie textilných materiálov udávaná v milimetroch, u šijacích strojov pre šitie kože väčšinou počtom stehov na jeden centimeter dĺžky alebo počtom stehov na dĺžku anglického palca u strojov americkej alebo anglickej výroby.

V priebehu vývoja šijacích strojov sa zdokonaľoval i mechanizmus podávania šitého materiálu. Z pohľadu súčasného stavu možno podávacie mechanizmy rozdeliť do nasledovných skupín [39][49][60]:

- a) so spodným podávaním
 - so spodným ponorným podávaním
 - so spodným ponorným diferenciálnym podávaním
 - so spodným kruhovým podávaním
- b) s horným podávaním
 - s prerušovaným pätkovým podávaním (systém Wickersham)
 - s valcovým podávaním
- c) so spodným a ihlovým podávaním
 - so spodným neponorným a ihlovým podávaním
 - so spodným ponorným a ihlovým podávaním

- so spodným ponorným diferenciálnym a ihlovým podávaním
- so spodným kruhovým prerušovaným a ihlovým podávaním
- so spodným kruhovým plynulým a ihlovým podávaním

d) so spodným a horným podávaním

- so spodným neponorným, ihlovým a horným podávaním
- so spodným ponorným, ihlovým a horným podávaním
- so spodným ponorným diferenciálnym a horným podávaním
- so spodným ponorným a horným diferenciálnym podávaním
- so spodným ponorným diferenciálnym a horným diferenciálnym podávaním
- so spodným kruhovým podávaním, poháňaným prítlačným kolečkom
- so spodným kruhovým podávaním, diferenciálne poháňaným prítlačným kolieskom

e) s pomocným podávaním - s odťahovacími ozubenými valcami

- s gumovým odťahovacím valcom
- s pomocným podávaním lemovacích a iných pásov
- s pomocným podávaním časti materiálu

f) s automatickým programovým podávaním

- s podávaním podľa programu na diernom štítke
- s podávaním podľa programu na diernej páske
- s podávaním podľa programu na magnetofónovej páske
- s podávaním podľa vačiek
(u dierkových strojov, strojov na prišívanie gombíkov a automatov na krátke šitie)
- s podávaním podľa šablón

- g) so zvláštnym podávaním - s tanierovým podávaním (horizontálne taniere)
- s ručným podávaním (bez strojného podávania)

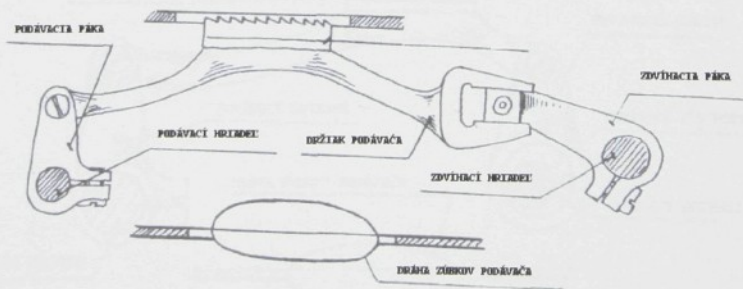
Z pohľadu zamerania tejto práce sú v nasledovných častiach uvádzané len príklady mechanizmov so spodným podávaním.

3.0 Mechanizmy spodného podávania

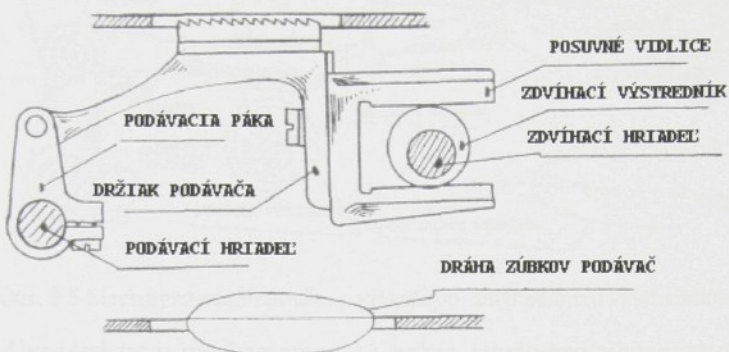
Z klasických šijacích strojov sú najrozšírenejšie šijacie stroje ploché a vývojom pre tieto stroje bolo vytvorených mnoho rôznych druhov podávacích mechanizmov. Podávacie mechanizmy sa v podstate skladajú z mechanizmu podávača a z mechanizmov, udeľujúcich podávaču pohyb v smere vertikálnom, v horizontálnej rovine v smere podávania šitého materiálu a zo zariadenia pre reguláciu dĺžky pohybu podávača v smere šitia.

V praxi sa na šijacích strojoch spracovávajú textilné materiály s veľmi odlišnými vlastnosťami, preto i konštrukcia a technické parametre mechanizmov spodného podávania sú podmienené týmto šitým odevným materiálom. Pri podávaní materiálu šitého výrobku je jednou z rozhodujúcich vlastností súčiniteľ trenia medzi jednotlivými vrstvami šitého materiálu (je žiaduce z dôvodu stability polohy dvoch a viac na seba uložených materiálov) a medzi materiálom a súčiastkami šijacieho stroja, s ktorými prichádza do styku (je minimalizované povrchovou úpravou prítlačnej pätky).

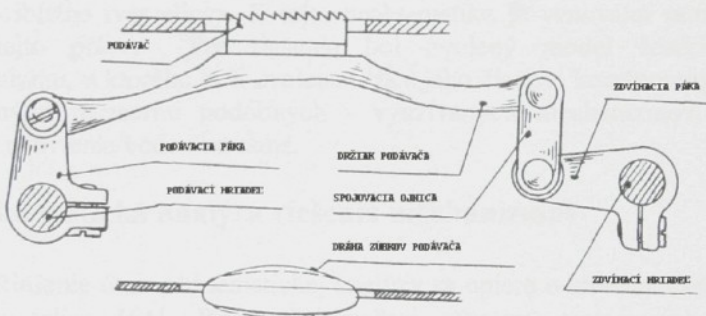
Príklady mechanizmov spodného ponorného podávania[60]



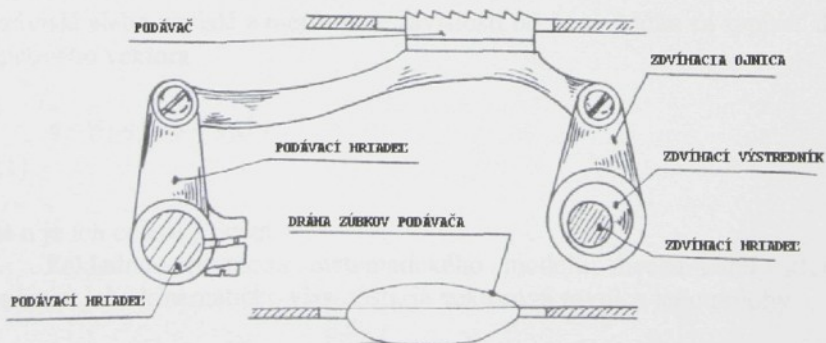
Obr. 3.1 Mechanizmus ponorného podávania s vidlicou a šmýkadlom



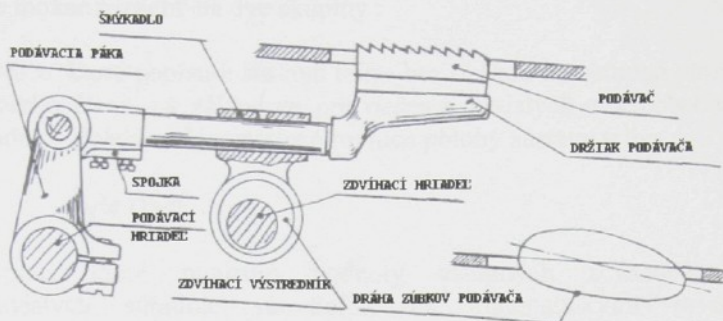
Obr. 3.2 Mechanizmus ponorného podávania s výstredníkom a vidlicou



Obr. 3.3 Mechanizmus ponorného podávania so spojovacou ojničkou



Obr. 3.4 Mechanizmus ponorného podávania s ojničkou a výstredníkom



Obr. 3.5 Mechanizmus ponorného podávača so šmýkadlom a výstredníkom

Uvedené typy mechanizmov sú bežne využívané v rôznych typoch šijacích strojov. Pre riešenie zvoleného mechanizmu a stanovenie vhodných parametrov jednotlivých jeho členov sú tvary dráhy pohybu bodu, zobrazené na obrázkoch. Od ideálneho tvaru dráhy sa líšia, nakoľko majú približne tvar elipsy. K tejto problematike je venovaná samostatná časť tejto práce. Pre riešenie bol zvolený model šesťčlenného mechanizmu, u ktorého boli zvolené dĺžky jeho členov, korešpondujúce so skutočnými rozmermi podobných - využívaných mechanizmov, ako i poloha uchytenia bodov na ráme.

4.0 Kinematická analýza riešenia mechanizmov

Riešenie úloh z kinematickej analýzy sa opiera o kinematický model sústavy telies [64]. Prvky ľubovoľnej sústavy premenných, ktorá jednoznačne určuje polohu a orientáciu všetkých telies mechanizmu, sa nazývajú zovšeobecnené súradnice. Zovšeobecnené súradnice q môžu byť nezávislé alebo závislé a menia sa v závislosti od času. Môžu sa zapísať do stĺpcového vektora

$$q = (q_1, q_2, q_3, \dots, q_n)^T, \quad (4.1)$$

kde n je ich celkový počet.

Základnou rovnicou matematického modelu mechanizmu, ktorá popisuje jeho kinematické vlastnosti, je vektorová rovnica jeho polohy

$$\phi(q, t) = 0 \quad (4.2)$$

Po jej rozpísaní na skalárne zložky sa dostane sústava nelineárnych rovníc, ktoré je možné rozdeliť na dve skupiny :

1. Rovnice, ktoré popisujú sústavu telies bez ohľadu na vstupné parametre hnacieho člena, sú základom pre riešenie závislých zovšeobecnených súradníc. Volajú sa kinematické rovnice polohy sústavy telies.

$$\Phi_K(q, t) = 0 \quad (4.3)$$

2. Rovnice, ktoré popisujú hodnoty vstupných zovšeobecnených nezávislých súradníc sú definované kinematickými rovnicami vstupných premenných. Ich počet sa rovná počtu stupňov voľnosti mechanizmu n_D

$$\Phi_D(q, t) = 0 \quad (4.4)$$

Rovnica (4.2) sa prepíše s využitím (4.3) a (4.4) do tvaru

$$\Phi(q, t) = \begin{bmatrix} \Phi_K(q, t) \\ \Phi_D(q, t) \end{bmatrix} = 0 \quad (4.5)$$

Počet závislých premenných je rovný počtu rovníc (4.3) a označí sa n_K . Celkový počet premenných je $n = n_D + n_K$.

V prípade, že väzby medzi telesami sú holonomné (nemenia sa s časom), rovnica (4.5) má tvar

$$\Phi(q, t) = \begin{bmatrix} \Phi_K(q) \\ \Phi_D(q, t) \end{bmatrix} = 0 \quad (4.6)$$

Spôsoby jej zostavenia sú rôzne. Pri rovinných mechanizmoch sa najčastejšie používa vektorová metóda. Výpočtové programy pre sústavy telies využívajú na vytvorenie modelu mechanizmu prvky, pomocou ktorých sa zloží výsledný mechanizmus a pohybové rovnice mechanizmu vznikajú zložením rovníc jednotlivých členov mechanizmu. Príkladom prvkov sú: *spojenie bodu telesa s rámom, spojenie bodov dvoch telies, rotačné spojenie dvoch telies, posuvné spojenie dvoch telies, spojenie telies prostredníctvom tiahla s klbovým zakončením, s dvomi posuvnými zakončeniami a kombináciou klbu s posuvným zakončením, kolesá-odvaľovanie, vačky, absolútne pohony a relatívne pohony.*

Pri riešení rovnice (4.6) sa využije (doporučuje sa) Jakobián matice $\Phi(q, t)$:

$$\Phi_q = \begin{bmatrix} \frac{\partial \varphi_1}{\partial q_1} & \frac{\partial \varphi_1}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial \varphi_1}{\partial q_n} \\ \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} & \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial \varphi_n}{\partial q_1} & \frac{\partial \varphi_n}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial \varphi_n}{\partial q_n} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Jakobián sa získa nepriamo aj derivovaním rovnice polohy (4.6) podľa času

$$\frac{d}{dt} \Phi(q, t) = \Phi_q(q, t) \dot{q} + \Phi_t \quad (4.8)$$

Rovnica rýchlosti sa získa jednoduchou úpravou

$$\Phi_q(q, t) \dot{q} = -\Phi_t \quad (4.9)$$

Riešením rovnice rýchlosti sa získajú rýchlosti prirodzených súradníc. Výsledky možno použiť na vyjadrenie rýchlosti ľubovoľného bodu mechanizmu.

Rovnica zrýchlení sa získa ďalším derivovaním rovnice (4.9)

$$\Phi_q(q, t) \ddot{q} = -(\Phi_{qq} \dot{q})_q - 2\Phi_{qt} \dot{q} - \Phi_{tt} \quad (4.10)$$

5.0 Grafické a analytické riešenie mechanizmov

Úlohou kinematického riešenia mechanizmov je vyšetriť polohu, rýchlosť a zrýchlenie jednotlivých hnaných členov a významných bodov na týchto členoch (napr. ťažisko, kĺby, ...) v závislosti na známom alebo predpísanom pohybe hnacieho člena.

Riešením pohybu je zistenie závislosti *polohy, rýchlosti, zrýchlenia, uhlovej rýchlosti, uhlového zrýchlenia* vytýpaných členov a bodov na pohybe hnacieho člena, t.j. na jeho polohe, resp. v závislosti na čase.

Grafické riešenie rovinných mechanizmov má svoj význam pre približné riešenie jednotlivých kinematických parametrov mechanizmu. Takéto riešenie je však pre potreby tejto habilitačnej práce nepostačujúce. Preto sa grafické riešenie v ďalších častiach práce neuvádza.

Pri analytickom riešení sa o týchto veličinách uvažuje ako o skalárnych hodnotách. Riešenie je dostatočne presné a dáva k dispozícii i priebežné numerické hodnoty, na základe ktorých sa môže riešenie korigovať alebo usmerňovať.

Pri analytickom riešení mechanizmov osobitné miesto zaujímajú najmä:

- Trigonometrická metóda
- Metóda komplexných čísiel
- Vektorová metóda
- Metóda prevodových funkcií
- Maticová metóda

Použitie niektorej z uvedených metód je vhodné vždy pre určitý typ mechanizmu.

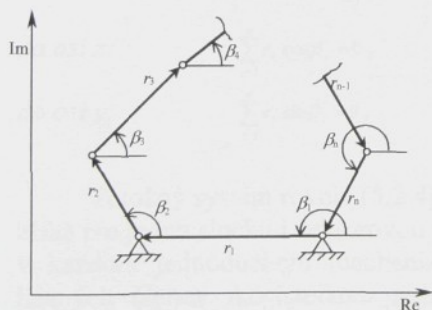
5.1 Trigonometrická metóda

Použitím tejto metódy možno získať výsledné riešenie na základe geometrických závislostí obrazcov, z ktorých sa mechanizmus skladá a trigonometrických funkcií [28][34]. Obrazec sa rozdelí na vhodné trojuholníky, v ktorých sa nachádzajú hľadané dĺžky a uhly ako veličiny člena mechanizmu. Vždy sa vychádza zo všeobecnej polohy mechanizmu.

Cieľom je nájsť toľko vzťahov medzi polohovými veličinami hnáných a hnacích členov, koľko je neznámych.

Metóda je intuitívna, používa sa hlavne pri individuálnom riešení jednoduchších rovinných mechanizmov.

5.2 Metóda komplexných čísiel



5.2.1 Priradenie vektorov a smerových uhlov členom mechanizmu

Podobne ako vo vektorovej metóde sa i v metóde komplexných čísiel priradí mechanizmu jeden alebo viacej mnohoúhelníkov podľa toho, či sa bude riešiť jednoduchý alebo zložitý mechanizmus[34].

Mechanizmus má členy: 1, 2, ..., j, ..., n. Poloha každého člena je určená veľkosťou vektorov $r_1, r_2, \dots, r_j, \dots, r_n$ a smerovým uhlom

vektora $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_j, \dots, \beta_n$, ktorý zvierá člen od reálnej osi (Obr.5.2.1). Podmienku uzavretosti n -uholníka v komplexnej rovine vyjadruje rovnica:

$$\sum_{j=1}^n r_j e^{i\beta_j} = 0. \quad (5.2.1)$$

Derivovaním rovnice (5.2.1) podľa času sa dostane rovnica *rýchlosti* v komplexnej rovine

$$\sum_{j=1}^n (\dot{r}_j e^{i\beta_j} + i r_j \dot{\beta}_j e^{i\beta_j}) = 0 \quad (5.2.2)$$

a ďalším derivovaním rovnice (5.2.2) podľa času sa získa rovnica *zrýchlenia* v komplexnej rovine

$$\sum_{j=1}^n (\ddot{r}_j e^{i\beta_j} + 2i \dot{r}_j \dot{\beta}_j e^{i\beta_j} - r_j \dot{\beta}_j^2 e^{i\beta_j}) = 0. \quad (5.2.3)$$

Použitím Moivreovej vety

$$e^{i\beta_j} = \cos\beta_j + i \sin\beta_j \quad (5.2.4)$$

možno rovnicu uzavretosti (5.2.1) napísať v tvare

$$\sum_{j=1}^n r_j \cos\beta_j + i \sum_{j=1}^n r_j \sin\beta_j = 0. \quad (5.2.5)$$

Rovina mechanizmu sa považuje za komplexnú rovinu a jednotlivé strany mnohoúhelníkov za komplexné čísla. Ak sa porovnajú reálne a imaginárne časti, získa sa systém skalárnych rovníc, ktoré predstavujú rovnice polohy, reálna časť predstavuje priemet do x-ovej osi a imaginárna časť predstavuje priemet do y-ovej osi:

$$\text{do osi } x: \quad \sum_{j=1}^n r_j \cos\beta_j = 0, \quad (5.2.6)$$

$$\text{do osi } y: \quad \sum_{j=1}^n r_j \sin\beta_j = 0. \quad (5.2.7)$$

Totožný systém rovníc (5.2.4) a (5.2.5), ktoré riešia úlohu polohy, sa získa pre jednu slučku i vektorovou metódou. Obsahujú dve neznáme, keďže v každom jednoduchom mechanizme možno počet závislých súradníc hnaných členov mechanizmu redukovať na dve. Derivovaním rovníc polohy podľa času sa získajú príslušné rýchlosti:

$$\text{do osi } x: \quad \sum_{j=1}^n \dot{r}_j \cos\beta_j - \sum_{j=1}^n r_j \dot{\beta}_j \sin\beta_j = 0 \quad (5.2.8)$$

$$\text{do osi } y \quad \sum_{j=1}^n \dot{r}_j \sin \beta_j + \sum_{j=1}^n r_j \dot{\beta}_j \cos \beta_j = 0 \quad (5.2.9)$$

Ďalším derivovaním rovníc rýchlostí sa získajú rovnice zrýchlení:

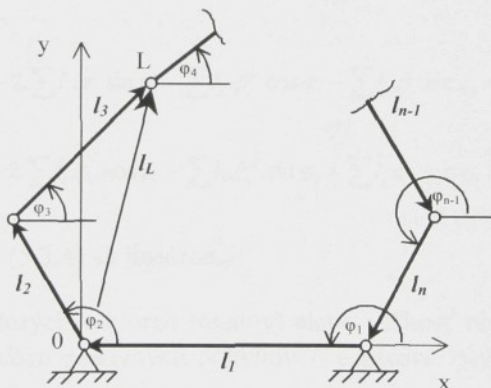
$$\text{do osi } x \quad \sum_{j=1}^n \ddot{r}_j \cos \beta_j - 2 \sum_{j=1}^n \dot{r}_j \dot{\beta}_j \sin \beta_j - \sum_{j=1}^n r_j \dot{\beta}_j^2 \cos \beta_j - \sum_{j=1}^n r_j \ddot{\beta}_j \sin \beta_j = 0 \quad (5.2.10)$$

$$\text{do osi } y \quad \sum_{j=1}^n \ddot{r}_j \sin \beta_j + 2 \sum_{j=1}^n \dot{r}_j \dot{\beta}_j \cos \beta_j - \sum_{j=1}^n r_j \dot{\beta}_j^2 \sin \beta_j + \sum_{j=1}^n r_j \ddot{\beta}_j \cos \beta_j = 0 \quad (5.2.11)$$

Použitie metódy komplexných čísel je možné aplikovať len na rovinu.

5.3 Vektorová metóda

Cez kinematickú schému jednoduchého rovinného mechanizmu je možné preložiť istý mnohoúholník, resp. každému rovinnému mechanizmu je možné priradiť určitý mnohoúholník [34] (Obr. 5.3.1). Jeho strany (členy mechanizmu) možno považovať za vektory I_i , samotný obrazec za vektorový mnohoúholník, pre ktorý platí podmienka uzavretosti (5.3.1)



Obr.5.3.1 Priradenie vektorov a smerových uhlov členom mechanizmu

$$\sum I_i = 0 \quad \text{alebo} \quad I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + \dots + I_{n-1} + I_n = 0 \quad (5.3.1)$$

Počet mnohoúholníkov je daný vzt'ahom

$$k = d - m + 1$$

kde: d - je počet kinematických dvojíc

m - je počet členov mechanizmu

Vektorovú rovnice (5.3.1) možno rozpísať do dvoch skalárnych rovníc, do osí x a osí y :

$$\text{do osí } x: \quad \sum l_i \cdot \cos \varphi_i = 0$$

$$\text{do osí } y: \quad \sum l_i \cdot \sin \varphi_i = 0 \quad (5.3.2)$$

Rovnice (5.3.2) riešia úlohu polohy. Obsahujú vždy len 2 neznáme, pretože v každom jednoduchom mechanizme je možné počet závislých súradníc hnaných členov mechanizmu redukovať na 2 neznáme.

Deriváciou rovníc (5.3.2) podľa času sa určia príslušné

rovnice rýchlostí

$$\text{do osí } x: \quad \sum \dot{l}_i \cdot \cos \varphi_i - \sqrt{l_i \cdot \dot{\varphi}_i \cdot \sin \varphi_i} = 0$$

$$\text{do osí } y: \quad \sum \dot{l}_i \cdot \sin \varphi_i + \sqrt{l_i \cdot \dot{\varphi}_i \cdot \cos \varphi_i} = 0 \quad (5.3.3)$$

a zrýchlení:

do osí x :

$$\sum \ddot{l}_i \cdot \cos \varphi_i - 2 \cdot \sum \dot{l}_i \cdot \dot{\varphi}_i \cdot \sin \varphi_i - \sum l_i \cdot \dot{\varphi}_i^2 \cdot \cos \varphi_i - \sum l_i \cdot \ddot{\varphi}_i \cdot \sin \varphi_i = 0$$

do osí y :

$$\sum \ddot{l}_i \cdot \sin \varphi_i + 2 \cdot \sum \dot{l}_i \cdot \dot{\varphi}_i \cdot \cos \varphi_i - \sum l_i \cdot \dot{\varphi}_i^2 \cdot \sin \varphi_i + \sum l_i \cdot \ddot{\varphi}_i \cdot \cos \varphi_i = 0 \quad (5.3.4)$$

Rovnice (5.3.3) a (5.3.4) sú lineárne.

Ak je dĺžka niektorých vektorov (členov) alebo veľkosť uhlov konštantná, sú príslušné *rýchlosti* posuvných pohybov $\dot{l}_i$ a *uhlové rýchlosti* rotačných pohybov $\dot{\varphi}_i$ nulové.

Pre bod záujmu L sa vytvorí vektorový obrazec, charakterizovaný vektorovou rovnicou

$$l_2 + l_3 = l_L \quad (5.3.5)$$

priemety do osí x a y sú:

$$x_L = l_2 \cdot \cos \varphi_2 + l_3 \cdot \cos \varphi_3 \quad y_L = l_2 \cdot \sin \varphi_2 + l_3 \cdot \sin \varphi_3 \quad (5.3.6)$$

Deriváciou rovníc (5.3.6) sa podľa času sa dostanú rovnice pre výpočet zložiek rýchlosti v_{xL} , v_{yL} a zložiek zrýchlenia a_{xL} a a_{yL} . Rýchlosť a zrýchlenie bodu záujmu L sa vyriešia z jednotlivých zložiek Pytagorovou vetou.

Rovnice (5.3.1) a (5.3.2) sú obecné simultánne a transcendentné. Pre ich riešenie je vhodné využiť výpočtovú techniku s príslušným programovým vybavením.

Pre štvorčlenný mechanizmus sa stanoví 1 vektorová slučka mechanizmu a 1 vektorová slučka pre bod záujmu.

Pre šesťčlenný mechanizmus sa stanovia 2 vektorové slučky mechanizmu a 1 vektorová slučka pre bod záujmu.

Pre osemčlenný mechanizmus sa stanovia 3 vektorové slučky mechanizmu a 1 vektorová slučka pre bod záujmu.

Vyšetrenie polohy bodu niektorého člena mechanizmu sa vykoná až po vyšetrení úlohy polohy.

5.4 Metóda prevodových funkcií

Po geometrickej stránke je možné mechanizmus s 1 stupňom voľnosti charakterizovať bezrozmernými prevodovými funkciami [34]:

- zdvihová závislosť λ
- prevod μ
- derivácia prevodu ν

Všeobecne: ak sú uhlové súradnice ψ a φ viazané vzťahom

$$\psi = \psi(\varphi) \quad (5.4.1)$$

potom zdvihová závislosť, prevod a derivácia prevodu majú vyjadrenie

$$\lambda = \psi \quad \mu = \frac{d\psi}{d\varphi} \quad \nu = \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \quad (5.4.2)$$

Prevodové funkcie sú geometrické veličiny, nezávislé na pohybe hnacieho člena. Kinematické veličiny - uhlová rýchlosť hnaného člena $\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt}$ a

uhlové zrýchlenie $\ddot{\psi} = \frac{d^2\psi}{dt^2}$ sú s prevodovými funkciami zviazané vzťahmi

$$\dot{\psi} = \mu \cdot \dot{\phi} \quad (5.4.3)$$

$$\ddot{\psi} = \nu \cdot \dot{\phi}^2 + \mu \cdot \ddot{\phi} \quad (5.4.4)$$

$$\mu = \frac{\dot{\psi}}{\dot{\phi}} \quad (5.4.5)$$

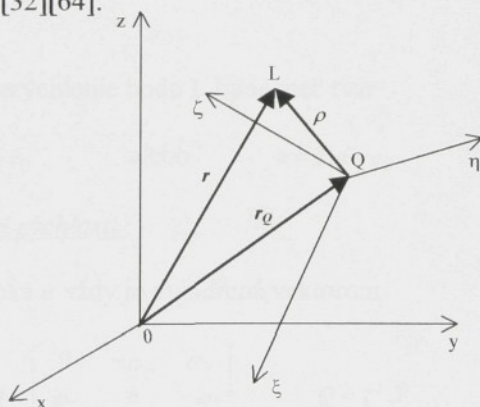
Pri konštantnej uhlovej rýchlosti $\dot{\phi} = konst.$, potom

$$\nu = \frac{\ddot{\psi}}{\dot{\phi}^2} \quad (5.4.6)$$

Ak má niektorá zo súradníc hnacieho alebo hnaného člena dĺžkový rozmer, upravujú sa prevodové funkcie na bezrozmerný tvar tak, že pravé strany rovníc (5.4.2) sa vydedia alebo vynásobia dĺžkovou veličinou, napr. dĺžkou kľuky a pod..

5.5 Maticová metóda

Podstatou maticou metódy je maticová formulácia kinematiky súčasných pohybov. Táto metóda je vhodná pre riešenie všetkých typov mechanizmov – rovinných, priestorových i sférických. Používajú sa u nej s výhodou prostriedky numerickej matematiky pri riešení maticových rovníc [8][20][32][64].



Obr. 5.5.1 Pohyb všeobecného bodu L v priestore

Maticová rovnica pohybu všeobecného bodu L (Obr.5.5.1) má tvar

$$\mathbf{r} = \mathbf{T} \cdot \boldsymbol{\rho} + \mathbf{r}_Q \quad (5.5.1)$$

kde $\mathbf{T}$ je transformačná matica pohybu (ortogonálna).

Ďalej platí, že

x, y, z sú súradnice bodu L v základnom súradnicovom systéme
 α, β, χ sú smerové uhly osí

Rovnicu (5.5.1) je možné zapísať v tvare

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_\xi & \cos \alpha_\eta & \cos \alpha_\zeta \\ \cos \beta_\eta & \cos \beta_\xi & \cos \beta_\zeta \\ \cos \chi_\zeta & \cos \chi_\xi & \cos \chi_\eta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \\ \zeta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x_Q \\ y_Q \\ z_Q \end{bmatrix} \quad (5.5.2)$$

Pri ďalšom riešení rýchlosti a zrýchlenia sa vychádza zo skutočnosti, že len ρ (Obr.5.5.1) je funkciou času, potom

$$\mathbf{r}(t) = \mathbf{T}(t) \cdot \boldsymbol{\rho} + \mathbf{r}_{Q(t)} \quad (5.5.3)$$

- rovnica pre rýchlosť bodu L bude mať tvar

$$\dot{\mathbf{r}} = \dot{\mathbf{T}} \cdot \boldsymbol{\rho} + \dot{\mathbf{r}}_Q \quad \text{alebo} \quad \mathbf{v} = \dot{\mathbf{T}} \cdot \boldsymbol{\rho} + \mathbf{v}_Q \quad (5.5.4)$$

- rovnica pre zrýchlenie bodu L bude mať tvar

$$\ddot{\mathbf{r}} = \ddot{\mathbf{T}} \cdot \boldsymbol{\rho} + \ddot{\mathbf{r}}_Q \quad \text{alebo} \quad \mathbf{a} = \ddot{\mathbf{T}} \cdot \boldsymbol{\rho} + \mathbf{a}_Q \quad (5.5.5)$$

Matica uhlovej rýchlosti:

je antisymetrická a vždy je vyjadrená vektorom

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_\zeta & \omega_\eta \\ \omega_\zeta & 0 & -\omega_\xi \\ -\omega_\eta & \omega_\xi & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{Q} = \mathbf{T}^T \cdot \dot{\mathbf{T}} \quad (5.5.6)$$

Vektor uhlovej rýchlosti potom bude

$$\boldsymbol{\omega} = [\omega_\xi, \omega_\eta, \omega_\zeta]^T \quad (5.5.7)$$

Rovnicu pre rýchlosť (5.5.4) je potom možné upraviť na tvar

$$\mathbf{v} = \dot{\mathbf{T}} \cdot \boldsymbol{\rho} + \mathbf{v}_Q = \mathbf{T} \cdot \mathbf{Q} \cdot \boldsymbol{\rho} + \mathbf{v}_Q \quad (5.5.8)$$

Matica uhlového zrýchlenia:

je tiež antisymetrická a má tvar

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & -\alpha_\zeta & \alpha_\eta \\ \alpha_\zeta & 0 & -\alpha_\xi \\ -\alpha_\eta & \alpha_\xi & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{A} = \dot{\mathbf{Q}} \quad (5.5.9)$$

Vektor uhlového zrýchlenia potom možno zapísať v tvare

$$\boldsymbol{\omega} = [\omega_\xi, \omega_\eta, \omega_\zeta]^T \quad (5.5.10)$$

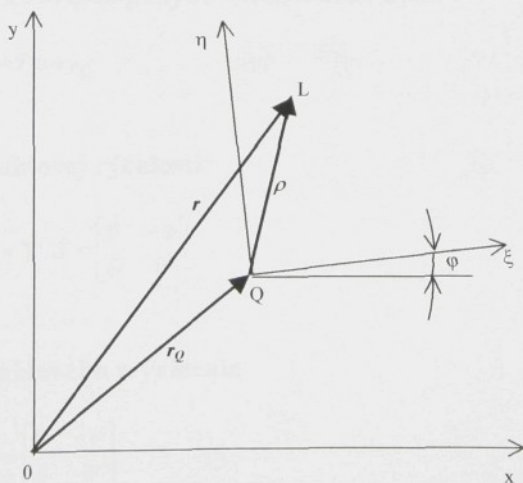
Deriváciou vzťahu pre rýchlosť

$$\dot{\mathbf{v}} = (\mathbf{T} \cdot \dot{\mathbf{Q}} + \dot{\mathbf{T}} \cdot \mathbf{Q}) \cdot \boldsymbol{\rho} + \dot{\mathbf{v}}_Q \quad (5.5.11)$$

sa získa výsledný vzťah pre zrýchlenie

$$\mathbf{a} = \mathbf{T} \cdot (\mathbf{A} + \mathbf{Q}^2) \cdot \boldsymbol{\rho} + \mathbf{a}_Q \quad (5.5.12)$$

Matica rovinného všeobecného pohybu



Obr.5.5.2 Pohyb všeobecného bodu L v rovine

Pri riešení rovinnej úlohy sa matica $\mathbf{T}$ zmení na :

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.5.13)$$

Polohový vektor potom bude mať tvar

$$\mathbf{r}_Q = \begin{bmatrix} x_Q \\ y_Q \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.5.14)$$

Pri vylúčení tretieho riadku a tretieho stĺpca vo vzťahu (5.5.13) a tretieho riadku vo vzťahu (5.5.14) bez straty informácie možno maticu $\mathbf{T}$ a vektor $\mathbf{r}_Q$ zapísať v tvare

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi \\ \sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \quad \mathbf{r}_Q = \begin{bmatrix} x_Q \\ y_Q \end{bmatrix} \quad (5.5.15)$$

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{\rho} = \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \end{bmatrix} \quad (5.5.16)$$

Maticová rovnica pohybu všeobecného bodu :

$$\mathbf{r} = \mathbf{T} \cdot \boldsymbol{\rho} + \mathbf{r}_Q \quad (5.5.17)$$

Matica uhlovej rýchlosti

$$\mathbf{Q} = \mathbf{T}^T \cdot \dot{\mathbf{T}} = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\varphi} \\ \dot{\varphi} & 0 \end{bmatrix} \quad (5.5.18)$$

Matica uhlového zrýchlenia

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & -\ddot{\varphi} \\ \ddot{\varphi} & 0 \end{bmatrix} \quad (5.5.19)$$

6.0 Metódy dynamického riešenia mechanizmov

Pri riešení uvažovaného mechanizmu sa predpokladá i jeho dynamické riešenie, nakoľko hmotnosť jednotlivých jeho členov má vplyv na celkový pohyb, prácu a spoľahlivosť mechanizmu pri relatívne vysokých otáčkach kľuky. Keďže sa jedná o dynamiku sústav telies, je možné pri riešení využiť princíp náhrady sústav telies sústavou hmotných bodov, tvoriacich jednotlivé telesá. Toto umožňuje použiť známe prostriedky dynamiky pre riešenie pohybových rovníc.

Pri výpočtoch sa pre uvažovaný typ mechanizmu v podstate vyskytujú len dva typy úloh, ktoré popisujú chovanie riešeného mechanizmu. Jedná sa o kinetostatické riešenie (dynamická úloha) a riešenie vlastnej dynamiky mechanizmu. Medzi týmito úlohami je nasledovný zásadný rozdiel :

Kinetostatická metóda : u tejto metódy je predom daná (alebo vypočítaná) kinematika pohybu mechanizmu a sú známe zaťažujúce sily. Úlohou je potom vypočítať všetky hnacie momenty, reakcie a sily vo všetkých väzbách. Teda určiť také hnacie sily alebo momenty, aby sa mechanizmus pohyboval predpísaným pohybom. [34]

Úloha vlastnej dynamiky : predom sú dané hnacie momenty a akčné sily . Úlohou je vypočítať následne kinematiku pohybu mechanizmu, sily vo väzbách a reakcie. Riešenie takejto úlohy je obtiažne , nakoľko riešenie vedie k sústavám transcendentných a nelineárnych diferenciálnych rovníc. Čiže pre známe pôsobiace sily a momenty sa hľadá pohyb, ku ktorému dôjde pôsobením týchto síl. [34]

Zostavovanie pohybových rovníc sa vykonáva na základe tzv. **uvoľňovania**. To znamená, že sa vykoná osamostatnenie jednej časti alebo jednej sústavy mechanizmu tak, aby sa zachovali všetky silové pomery (rieši sa to zavedenými reakciami jednotlivých väzieb). V takto zostavených pohybových rovniciach budú zahrnuté všetky sily, ktoré z hľadiska uvoľňovaného útvaru sú vonkajšími silami. V týchto rovniciach sa tiež musia objaviť kinematické a geometrické veličiny. Pre výpočet je potrebné k pohybovým rovniciam pripojiť príslušný počet väzbových rovníc. Týmto sa dosiahne v pohybových rovniciach s „ n “ stupňami voľnosti len „ n „ nezávislých súradníc. Ďalej sa vylúčia všetky reakcie väzieb a zostanú len tzv. vlastné pohybové rovnice.

Pri riešení uvažovaného mechanizmu sa využije metóda uvoľňovania na základe d'Alembertovho princípu a vzhľadom na využitie programu MATLAB vektorová metóda.

6.1 Metóda uvoľňovania

Nakoľko táto metóda je využitá pri riešení zvoleného mechanizmu, je vhodné túto metódu vo všeobecnosti charakterizovať.

Jednotlivé členy uvažovaného mechanizmu sa uvoľnia a účinnok odpojených telies a rámu sa nahradí silami a momentmi. Následne sa zostavia pohybové rovnice na základe d'Alembertovho princípu. Potom pre všetky členy rovinného mechanizmu platia nasledovné podmienky rovnováhy:

$$\sum_i F_{ix} = 0 \quad \sum_i F_{iy} = 0 \quad \sum_i M_i = 0 \quad (6.1.1)$$

Pri uvoľňovaní musí byť dodržaná zásada, že pre každý člen mechanizmu s rotačnými členmi sú v rovnováhe zotrvačné sily a zotrvačný moment s väzbovými silami a ich momentami k zvolenému bodu. Potom sa zotrvačné sily a moment vypočítajú zo vzťahov

$$D_{ii} = m_i \cdot r_{Ti} \cdot \alpha_i \quad D_{ni} = m_i \cdot r_{Ti} \cdot \omega_i^2 \quad M_{Di} = -J_i \cdot \alpha_i \quad (6.1.2)$$

Ďalšou zásadou je, že pre všetky členy, ktoré vykonávajú všeobecný rovinný pohyb, sú v rovnováhe sily a momenty, vzťahujúce sa k ťažisku člena mechanizmu. Vychádza sa pritom zo základných rovníc rovnováhy (6.1.1). Každý člen mechanizmu pôsobí samozrejme na všetky ostatné členy, s ktorými je spojený kinematickými dvojicami. Tieto sily a momenty sú rovnako veľké, ale opačného znamienka. Ďalším krokom pri uvoľňovaní je zavedenie súradnicových sústav. Zavedú sa dve súradnice - všeobecná (nezávislá) a pomocná (závislá):

Všeobecné súradnice: s_j kde $j = 1, 2, \dots, m_s - 1, m_s$ $m_s > n$
 m_s - počet zvolených súradníc

Pomocné súradnice: slúžia k popisu polohy významných bodov mechanizmu. Pre každý riešený člen sa musí určiť ich počet.

$$r = m_s - n \quad \text{kde : } n - \text{počet stupňov voľnosti} \quad (6.1.3)$$

r - počet závislých súradníc

Riešenie kinetostatickej úlohy :

Všetky neznáme sily a momenty z väzieb sa zostavia do vektora riešených veličín. Neznámymi sú tu zložky reakcií F_{ix}, F_{iy} (u rotačných dvojíc) a normálová zložka reakcie F_{jN} a moment M_{jz} u posuvných dvojíc.

$$\mathbf{F}_s = [\dots, F_{ix}, F_{iy}, \dots, F_{jN}, M_{jz}, \dots]^T \quad (6.1.4)$$

Počet členov (rozmer) tohto vektora

$$n_{FS} = n + 2 \cdot (d_R + d_P) \quad (6.1.5)$$

- n - počet stupňov voľnosti
- d_P - počet posuvných kinematických dvojíc
- d_R - počet rotačných kinematických dvojíc

Počet vzniknutých pohybových rovníc je:

$$n_{AS} = 3 \cdot (n_R + n_0 + n_P) \quad (6.1.6)$$

- n_0 - počet všeobecných členov
- n_P - počet posuvných členov
- n_R - počet rotačných členov

Celú sústavu týchto lineárnych pohybových rovníc je možné prepísať do maticového tvaru

$$\mathbf{A}_S \cdot \mathbf{F}_S = \mathbf{Q}_S \quad (6.1.7)$$

Vektor $\mathbf{Q}_S$ je vektor budiacich síl o rozmere n_{AS} a matica $\mathbf{A}_S$ je maticou, popisujúcou systém (matica systému) o rozmeroch $n_{AS} \times n_{FS}$. I keď riešenie tejto sústavy rovníc je možné i pre obdĺžnikovú maticu systému, je výhodné (často platí), že je táto matica štvorcová, t.z. že $n_{AS} = n_{AF}$.

Z pravidiel pre počítanie s maticami je riešenie tejto sústavy

$$\mathbf{F}_S = \mathbf{A}_S^{-1} \cdot \mathbf{Q}_S \quad (6.1.8)$$

Ďalej nasleduje klasické riešenie úlohy pre sústavu lineárnych rovníc. Pri zadaných kinematických podmienkach sú výsledkom hľadané momenty, sily a reakcie v kinematických dvojiciach, obsiahnuté vo vektore $\mathbf{F}_S$.

Riešenie úlohy vlastnej dynamiky :

Tento typ úlohy je náročnejší ako kinematické riešenie. Začiatocný postup je zhodný s predchádzajúcim (klasické uvoľnenie a doplnenie rovnicami väzieb). Platia teda rovnice (6.1.1), (6.1.2). Zásadný rozdiel je vtom, že pohyb systému nie je predpísaný, ale je riešený. Hľadaný vektor je podstatne väčší pre rovnaký mechanický systém ako pre kinematickú dvojicu. Tvorí ho postupnosť druhých derivácií zovšeobecnených súradníc (zrýchlení) a zložky väzbových reakcií.

$$\mathbf{F}_D = [\mathbf{F}_{DS}, \mathbf{F}_{DF}]^T [\ddot{q}_1, \ddot{q}_2, \dots, \ddot{q}_m, \dots, F_{Dx}, F_{Dy}, \dots, F_{Dn}, M_{Dz}, \dots]^T \quad (6.1.9)$$

Počet členov (rozmer) tohto vektoru :

$$n_{FD} = (n_R + 3 \cdot n_0) + 2 \cdot (d_R + d_P) \quad (6.1.10)$$

U tejto úlohy je situácia zložitejšia. Pre rotačné členy sa volí jedna zovšeobecnená súradnica q_j (uhol natočenia člena oproti rámu). U telies so všeobecným rovinným pohybom sa volia tri súradnice – dve dĺžkové pre polohu ťažiska a uhol natočenia.

Počet pohybových rovníc (rovníc systému) je daný :

$$n_{AD} = (n_R + 3 \cdot n_0) + 2 \cdot (k + d_0) \quad (6.1.11)$$

Tieto pohybové rovnice sú doplnené o rovnice druhých derivácií kinematických väzieb v smeroch osí systému. Tieto väzby vyjadrujú podmienky uzavretosti nezávislých výtvarných mnohoúhelníkov (k) a majú nasledujúci tvar :

$$f_v(q_1, q_2, q_3, \dots, q_m) = 0 \quad v = 1, 2, 3, \dots, k \quad (6.1.12)$$

Ich druhé derivácie sú :

$$\sum_{j=1}^m \frac{\partial f_v}{\partial q_j} \ddot{q}_j + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m \frac{\partial^2 f_v}{\partial S_i \partial S_j} \dot{q}_j \cdot \dot{q}_i = 0 \quad (6.1.13)$$

Celá sústava týchto pohybových dvojíc sa opäť prepíše do maticového tvaru

$$\mathbf{A}_D \cdot \mathbf{F}_D = \mathbf{Q}_D \quad (6.1.14)$$

Vektor $\mathbf{Q}_D$ je vektor budiacich síl s rozmerom n_{AD} a matica $\mathbf{A}_D$ je matica systému o rozmere $n_{AD} \times n_{FD}$. Táto sústava je lineárna v zrýchleniach zovšeobecnených súradniciach. Riešenie väčšinou vedie na sústavu lineárnych rovníc s obdĺžnikovou maticou sústavy. Jej riešenie je potom dané vzťahom:

$$\mathbf{F}_D = \mathbf{A}_D^{-1} \cdot \mathbf{Q}_D \quad (6.1.15)$$

Za vektor neznámych je možné dosadiť :

$$[\mathbf{F}_{DS}, \mathbf{F}_{DF}]^T = \mathbf{A}_D^{-1} \cdot \mathbf{Q}_D \quad (6.1.16)$$

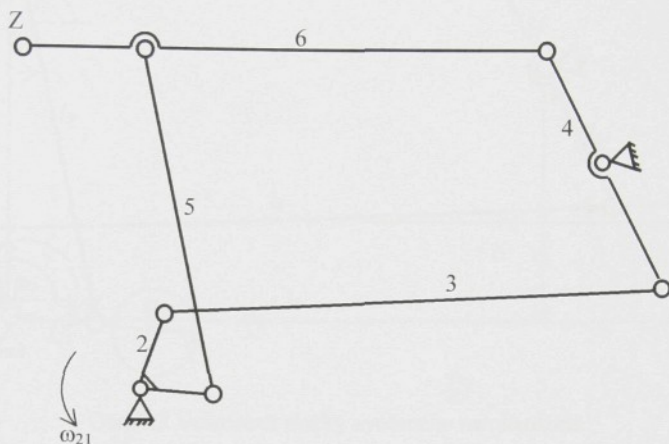
kde vektor $\mathbf{F}_{DS}$ obsahuje zrýchlenie zovšeobecnených súradníc a vektor $\mathbf{F}_{DF}$ hľadanéj zložky reakcií. Na rozdiel od kinetostatickej úlohy, kde sa numerický výpočet dá previesť priamym výpočtom, je riešenie dynamickej úlohy podstatne obtiažnejšie. Pri každom výpočtovom cykle sa musí previesť numerická integrácia výslednej maticovej rovnice (6.1.16).

7.0 Analytické riešenie mechanizmu vektorovou metódou

Vzhľadom na disponibilné vybavenie výpočtovou technikou programovým vybavením bola pri riešení z uvádzaných numerických metód využitá vektorová metóda a to v programe MATLAB. Vektorovou metódou sú riešené kinematické veličiny bodu záujmu Z ležiacom na podávacej časti mechanizmu. Pri riešení sa uvažovalo s konštantnými otáčkami spodného hriadeľa (uhlová rýchlosť ω_{21}) pre tri rôzne otáčky z dôvodu posúdenia dosiahnutých kinematických veličín ako východných údajov pre ďalšiu orientáciu náplne práce. Fáza rozbehu a zastavenia nebola zatiaľ do riešenia zahrnutá z toho dôvodu, že pre potreby šitia sú dôležité najmä pracovné otáčky. Kinematické veličiny rozbehu a zastavenia mechanizmu budú náplňou inej práce. Následne je numericky riešená optimalizácia zvoleného mechanizmu a jeho dynamika.

Pohyb teoretického modelu šesťčlenného kĺbového mechanizmu (Obr. 7.1) bol riešený :

- pre 72 polôh kľuky (člen 2)
- pri troch rôznych otáčkach kľuky 2500 min^{-1} , 3500 min^{-1} , 4500 min^{-1} ,



Obr. 7.1: Mechanizmus spodného podávania so schématickým zobrazením jednotlivých členov a bodu záujmu Z

Zadané veličiny

konštantné (volené) dĺžky :

$l_2 = 13,0 \text{ mm}$, $l_{22} = 9,0 \text{ mm}$, $l_3 = 60,0 \text{ mm}$, $l_4 = 42,0 \text{ mm}$, $l_{44} = 21,0 \text{ mm}$, $l_5 = 57,0 \text{ mm}$, $l_6 = 48,0 \text{ mm}$,
 $(l_6 = l_6 + l_{66})$, $l_6 = 51,5 \text{ mm}$, $l_{66} = 16,5 \text{ mm}$, $(l_7 = 36,0 \text{ mm}$, $l_8 = 56,0 \text{ mm})$
 (Poznámka: Člen 2 má dĺžku l_2 , člen 3 má dĺžku l_3 , ...)

konštantné (volené) uhly :

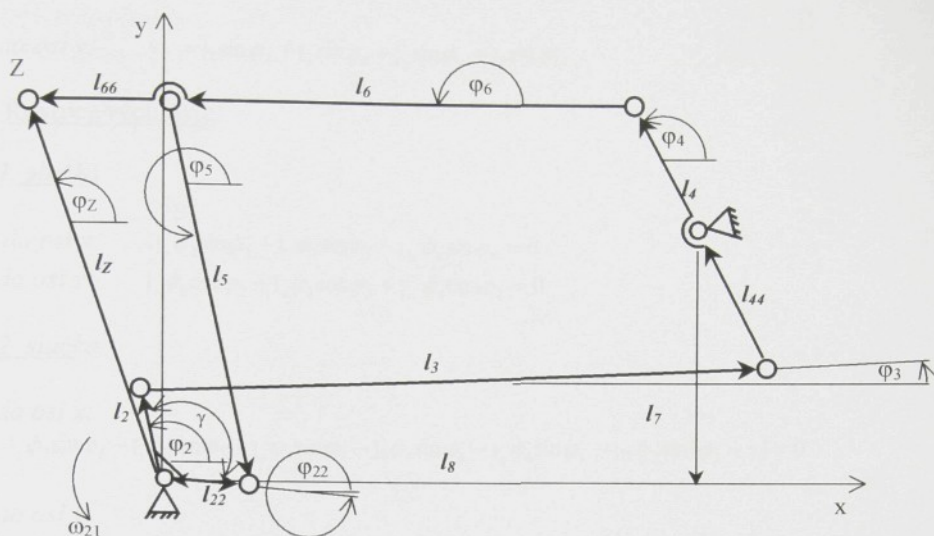
$$\varphi_7 = 270^\circ, \varphi_8 = 180^\circ, \gamma = 100^\circ, (\varphi_{22} = \gamma - \varphi_2)$$

Premenné veličiny :

nezávisle premenná φ_2

závisle premenné $\varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$

V zmysle podstaty vektorovej metódy boli zvolené jednotlivé členy ako orientované vektory $l_2, l_{22}, l_3, l_4, l_5, l_6$ a doplnkové vektory l_{44}, l_{66}, l_7, l_8



Obr. 7.2 Vektorové slučky zvoleného mechanizmu

Keďže sa jedná o šesťčlenný mechanizmus, pre výpočet polohy bodu záujmu Z boli zvolené 2 vektorové slučky mechanizmu a 1 vektorová slučka bodu záujmu.

Rovnice polohy:

1. slučka vektorová rovnica: $l_2 + l_3 + l_{44} + l_7 + l_8 = 0$

do osi x: $l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_{44} \cos \varphi_4 + l_7 \cos \varphi_7 + l_8 \cos \varphi_8 = 0$

do osi y: $l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_{44} \sin \varphi_4 + l_7 \sin \varphi_7 + l_8 \sin \varphi_8 = 0$

2. slučka : vektorová rovnica: $l_2 + l_3 + l_4 + l_6 + l_5 + l_{22} = 0$

do osi x: $l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_6 \cos \varphi_6 + l_5 \cos \varphi_5 + l_{22} \cos(\varphi_2 + \gamma) = 0$

do osi y: $l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 + l_6 \sin \varphi_6 + l_5 \sin \varphi_5 + l_{22} \sin(\varphi_2 + \gamma) = 0$

Slučka bodu záujmu

vektorová rovnica $l_Z = l_2 + l_3 + l_4 + l_6$

do osi x: $x_z = l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_6 \cos \varphi_6$

do osi y: $y_z = l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 + l_6 \sin \varphi_6$

Rovnice rychlosti:

1. slučka

do osi x: $-l_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_3 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - l_{44} \dot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 = 0$

do osi y: $l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 + l_{44} \dot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 = 0$

2. slučka

do osi x:

$$-l_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_3 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - l_4 \dot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 - l_5 \dot{\varphi}_5 \sin \varphi_5 - l_6 \dot{\varphi}_6 \sin \varphi_6 - l_{22} \dot{\varphi}_2 \sin(\varphi_2 + \gamma) = 0$$

do osi y:

$$l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 + l_4 \dot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 + l_5 \dot{\varphi}_5 \cos \varphi_5 + l_6 \dot{\varphi}_6 \sin \varphi_6 + l_{22} \dot{\varphi}_2 \cos(\varphi_2 + \gamma) = 0$$

Slučka bodu záujmu

do osi x: $\dot{x}_z = -l_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_3 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - l_4 \dot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 - l_6 \dot{\varphi}_6 \sin \varphi_6$

do osi y: $\dot{y}_z = l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 + l_4 \dot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 + l_6 \dot{\varphi}_6 \cos \varphi_6$

Rovnice zrychlení:

1. slučka

do osi x:

$$-l_2 \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_2 \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 - l_3 \ddot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - l_3 \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 - l_{44} \ddot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 - l_{44} \dot{\varphi}_4^2 \cos \varphi_4 = 0$$

do osi y:

$$l_2 \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - l_2 \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 - l_3 \ddot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 - l_3 \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 - l_{44} \ddot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 - l_{44} \dot{\varphi}_4^2 \sin \varphi_4 = 0$$

2. slučka

do osi x:

$$-l_2 \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_2 \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 - l_3 \ddot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - l_3 \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 - l_4 \ddot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 - l_4 \dot{\varphi}_4^2 \cos \varphi_4 - l_5 \ddot{\varphi}_5 \sin \varphi_5 - l_5 \dot{\varphi}_5^2 \cos \varphi_5 - l_6 \ddot{\varphi}_6 \sin \varphi_6 - l_6 \dot{\varphi}_6^2 \cos \varphi_6 - l_{22} \ddot{\varphi}_2 \sin(\varphi_2 + \gamma) - l_{22} \dot{\varphi}_2^2 \cos(\varphi_2 + \gamma) = 0$$

do osi y:

$$l_1 \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - l_2 \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 + l_3 \ddot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 - l_3 \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 + l_4 \ddot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 - l_4 \dot{\varphi}_4^2 \sin \varphi_4 + \\ + l_5 \ddot{\varphi}_5 \cos \varphi_5 - l_5 \dot{\varphi}_5^2 \sin \varphi_5 + l_6 \ddot{\varphi}_6 \cos \varphi_6 - l_6 \dot{\varphi}_6^2 \sin \varphi_6 + l_{22} \ddot{\varphi}_2 \cos(\varphi_2 + \gamma) - l_{22} \dot{\varphi}_2^2 \sin(\varphi_2 + \gamma) = 0$$

Slučka bodu záujmu

do osi x:

$$\ddot{x}_z = -l_2 \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - l_2 \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 - l_1 \ddot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - l_3 \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 - l_4 \ddot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 - l_4 \dot{\varphi}_4^2 \cos \varphi_4 - \\ - l_6 \ddot{\varphi}_6 \sin \varphi_6 - l_6 \dot{\varphi}_6^2 \cos \varphi_6$$

do osi y:

$$\ddot{y}_z = l_2 \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - l_2 \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 + l_1 \ddot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 - l_3 \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 + l_4 \ddot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 - l_4 \dot{\varphi}_4^2 \sin \varphi_4 + \\ + l_6 \ddot{\varphi}_6 \cos \varphi_6 - l_6 \dot{\varphi}_6^2 \sin \varphi_6$$

Matica pre výpočet rýchlostí

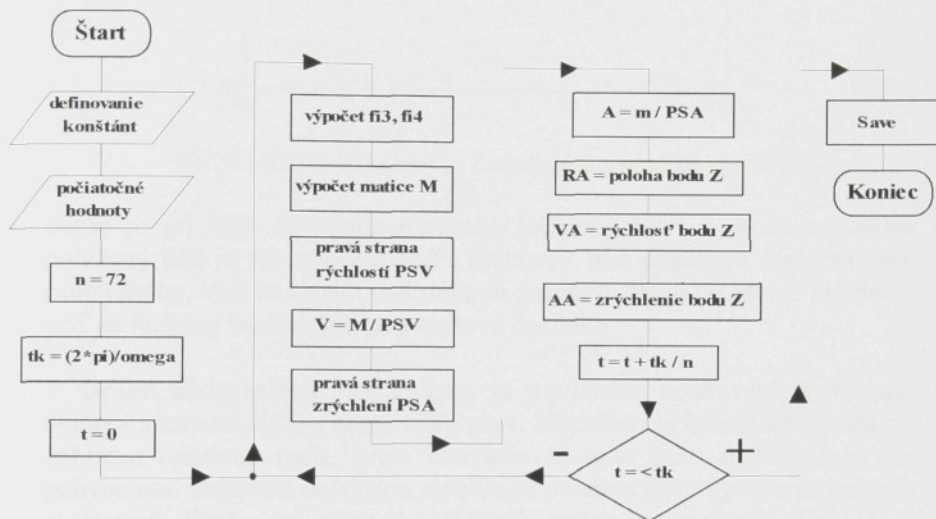
$$\begin{bmatrix} -l_3 \sin \varphi_3 & -l_{44} \sin \varphi_4 & 0 & 0 \\ l_3 \cos \varphi_3 & l_{44} \cos \varphi_4 & 0 & 0 \\ -l_3 \sin \varphi_3 & -l_4 \sin \varphi_4 & -l_5 \sin \varphi_5 & -l_6 \sin \varphi_6 \\ l_3 \cos \varphi_3 & l_4 \cos \varphi_4 & l_5 \cos \varphi_5 & l_6 \cos \varphi_6 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_3 \\ \dot{\varphi}_4 \\ \dot{\varphi}_5 \\ \dot{\varphi}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \\ -l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \\ l_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + l_{22} \dot{\varphi}_2 \sin(\varphi_2 + \gamma) \\ -l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - l_{22} \dot{\varphi}_2 \cos(\varphi_2 + \gamma) \end{bmatrix}$$

Matica pre výpočet zrýchlení

$$\begin{bmatrix} -l_3 \sin \varphi_3 & -l_{44} \sin \varphi_4 & 0 & 0 \\ l_3 \cos \varphi_3 & l_{44} \cos \varphi_4 & 0 & 0 \\ -l_3 \sin \varphi_3 & -l_4 \sin \varphi_4 & -l_5 \sin \varphi_5 & -l_6 \sin \varphi_6 \\ l_3 \cos \varphi_3 & l_4 \cos \varphi_4 & l_5 \cos \varphi_5 & l_6 \cos \varphi_6 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_3 \\ \ddot{\varphi}_4 \\ \ddot{\varphi}_5 \\ \ddot{\varphi}_6 \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} l_2 \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + l_2 \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 + l_{44} \dot{\varphi}_4^2 \cos \varphi_4 \\ l_2 \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + l_2 \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 + l_{44} \dot{\varphi}_4^2 \sin \varphi_4 \\ l_2 \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + l_2 \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 + l_4 \dot{\varphi}_4^2 \cos \varphi_4 + l_5 \dot{\varphi}_5^2 \cos \varphi_5 + l_6 \dot{\varphi}_6^2 \cos \varphi_6 + \\ + l_{22} \ddot{\varphi}_2 \sin(\varphi_2 + \gamma) + l_{22} \dot{\varphi}_2^2 \cos(\varphi_2 + \gamma) \\ -l_2 \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + l_2 \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 + l_3 \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 + l_4 \dot{\varphi}_4^2 \sin \varphi_4 + l_5 \dot{\varphi}_5^2 \sin \varphi_5 + l_6 \dot{\varphi}_6^2 \sin \varphi_6 + \\ + l_{22} \ddot{\varphi}_2 \cos(\varphi_2 + \gamma) + l_{22} \dot{\varphi}_2^2 \sin(\varphi_2 + \gamma) \end{bmatrix}$$

8.0 Bloková schéma programu pre výpočet kinematických veličín bodu Z

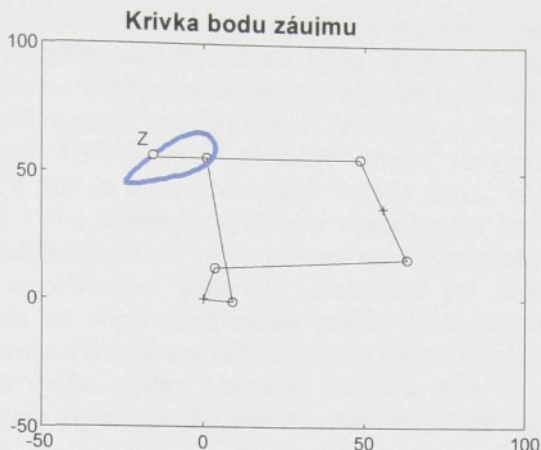
Program a výsledné hodnoty (poloha, rýchlosť, zrýchlenie) analytického riešenia mechanizmu spodného podávania materiálu (bod záujmu Z) pre tri rôzne uhlové rýchlosti. Zostavený program podľa blokovej schémy pracoval podľa požiadaviek a výsledky sú spracované v prílohe textovou a tabuľkovou formou - Tabuľka 1, Tabuľka 2, Tabuľka 3 a sú zobrazené na Graf 1, Graf 2, Graf 3.



9.0 Záver k dosiahnutým výsledkom analytického riešenia

K výsledkom, dosiahnutým v časti 7.0, možno konštatovať:

1. **Celková dráha** podávača spodného ponorného podávania je uzatvorená krivka, (Obr. 9.1). Funkčnou časťou dráhy podávacieho zariadenia je tá časť krivky, ktorá sa nachádza nad stehovou doštičkou a je teda pracovnou dráhou. Táto pracovná časť sa nachádza pri voľbe, že bod záujmu sa vysunie nad stehovú doštičku max. 1 mm, v intervale od 120° do 173° pootočenia kľuky. Druhá časť dráhy je pod stehovou doštičkou a bod záujmu (podávač) vykonáva nefunkčnú dráhu. Najnižšie položený bod na



Obr. 9.1 Krivka bodu záujmu Z mechanizmu spodného podávania

elipse je pri uhle natočenia hlavného hriadeľa 300° . Naopak najvyššie položený bod je pri natočení 150° . Pracovný bod vykonáva funkčnú časť svojej dráhy, keď sa vynára nad stehovú doštičku, až po natočenie hriadeľa, keď sa funkčný bod ponára pod stehovú doštičku.

2. **Dráha** podávacieho mechanizmu sa v priebehu opakovania natáčania nemení a zmena otáčok nemá naň vplyv. Nakoľko je hmotnosť nosiča so zubkami relatívne malá, preto chovanie sa tejto časti mechanizmu pri pohybe pod stehovou doštičkou z pohľadu dynamického vyváženia nebude sledované. Dráha pri rôznych otáčkach ostáva nezmenená. (Graf 1 v prílohe).

3. **Tvary kriviek rýchlostí** pri rôznych otáčkach kľuky sa menia minimálne (Graf 2 v prílohe). Pri „pracovnom“ natočení kľuky v intervale od 120° do 173° má rýchlosť podávača pri otáčkach 2 500 za min. hodnoty v rozmedzí od $3,981 \cdot 10^3 \text{ mm.s}^{-1}$ do $2,371 \cdot 10^3 \text{ mm.s}^{-1}$, (zníženie o 40,04 %), pri 3 500 otáčkach v rozmedzí $5,573 \cdot 10^3 \text{ mm.s}^{-1}$ do $3,319 \cdot 10^3 \text{ mm.s}^{-1}$, (zníženie o 40,75 %) a pri 4 500 otáčkach v rozmedzí $7,165 \cdot 10^3 \text{ mm.s}^{-1}$ do $4,43 \cdot 10^3 \text{ mm.s}^{-1}$, (zníženie o 37,6 %). Tvar kriviek rýchlostí sa v závislosti od otáčok nemení, v pracovnom úseku má však rýchlosť klesajúcu tendenciu, čo je z technologického hľadiska akceptovateľné. Zvyšovanie otáčok hlavného hriadeľa a teda i kľuky bude mať vplyv len na zvýšenie výkonu šitia, nie však na podstatnú zmenu grafického priebehu rýchlostí.

4. **Tvar priebehov zrýchlenia** pri zmenených otáčkach kľuky je oproti rýchlostiam o niečo výraznejší a dosahuje najvyšších hodnôt práve

v rozsahu pracovných otáčok kľuky (Graf 3 v prílohe). Zvyšovaním počtu otáčok kľuky zvyšuje sa i zrýchlenie bodu záujmu v pracovnej polohe. Hodnoty zrýchlenia v tejto pracovnej časti sú v pri otáčkach 2 500 za min. v rozmedzí $0,8856 \text{ mm.s}^{-2}$ až $1,21 \text{ mm.s}^{-2}$ (zvýšenie o 37,5 %), pri 3 500 za min. v rozmedzí $1,9468 \text{ mm.s}^{-2}$ až $2,3784 \text{ mm.s}^{-2}$ (zvýšenie o 22,05 %) a napokon pri 4 500 za min. v rozmedzí $3,2181 \text{ mm.s}^{-2}$ až $3,9313 \text{ mm.s}^{-2}$ (zvýšenie o 21,5 %). Zvýšenie zrýchlenia v pracovnom úseku vo väzbe na otáčky hlavného hriadeľa má vplyv na stanovenie technických parametrov mechanizmu a zošívaneho materiálu. Napríklad pri zošívaní pletenín, jemných tkanín sa doporučujú nižšie otáčky hlavného hriadeľa a teda i nižšie zrýchlenie. Pri zošívaní ťažších tkanín (tesil, flauš, vlnené tkaniny) sa doporučujú vyššie otáčky hlavného hriadeľa, tým sa dosiahne vyšší výkon a zvýšenie zrýchlenia by nemalo mať negatívny vplyv na kvalitu šitia.

5. Tvar dráhy na obr. 9.1 ako i priebehy rýchlosti a zrýchlení z technologického hľadiska v odevnej výrobe je nepriaznivé a preto je potrebné jednotlivé členy mechanizmu optimalizovať tak, aby tvar dráhy bodu Z sa priblížil optimálnemu tvaru alebo tvaru dráh, nakreslených v časti 3.0.

Rovnice dráhy, rýchlosti a zrýchlenia sú uvedené v časti 7.0.

10.0 Optimalizácia vytypovaných parametrov mechanizmu

10.1 Teoretické základy optimalizačných metód

Optimalizáciu je možné definovať ako postup pre získanie návrhu konštrukcie (všeobecne), ktorý je najlepší zo všetkých možných návrhov s ohľadom na predpísaný cieľ a danú množinu geometrických ohraničení a ohraničení na správne správanie sa (stav) sústavy. Optimalizačné metódy možno rozdeliť na viacero skupín, napr.[64] :

- Optimalizácia bez vedľajších podmienok - sem patria metódy: Lineárne hľadanie bez použitia derivácií, Rovnomerné hľadanie, Dichotomické hľadanie, Metóda zlatého rezu, Fibonacciho metóda

- Lineárne hľadanie s použitím derivácií: Metóda rozpoľovania, Newtonova metóda

- Mnohorozmerné hľadanie bez použitia derivácií : Metóda cyklickej súradnicovej extremalizácie, Hookeova-Jeevesova metóda, Rosenbrockova metóda

- Mnohorozmerné hľadanie bez použitia derivácií: Gradientová metóda, Newtonova metóda

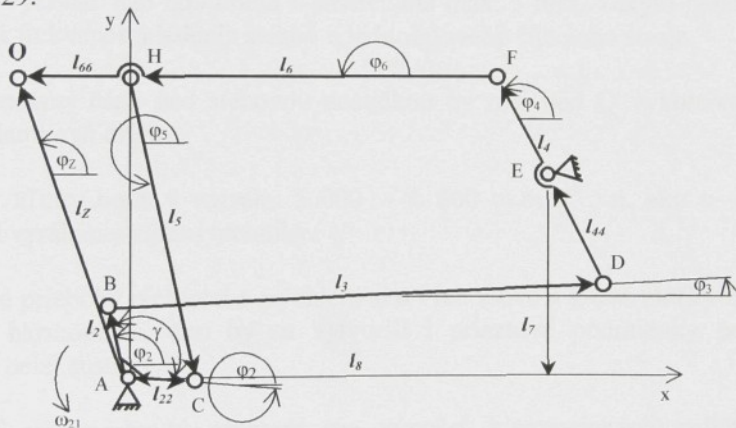
- Pokutové a bariérové funkcie: Metóda pokutových funkcií, Metóda bariérových funkcií.

Pre riešenie vytypovaného mechanizmu spodného podávania bola vzhľadom na jeho charakter použitá optimalizačná metóda pomerného hľadania.

10.2 Optimalizácia parametrov mechanizmu spodného podávania

Zo záverov v časti 9.0 je možné stanoviť východzie podmienky pre riešenie predmetného mechanizmu i z pohľadu reálnych vstupov a prípadného praktického uplatnenia.

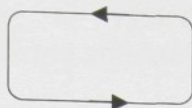
Kinematická schéma mechanizmu na obr. 10.1 ideovo i rozmerovo spĺňa základné požiadavky na mechanizmus spodného podávania. Podobný mechanizmus je využitý napr. u strojov DURKOPP 271 alebo Minerva 329.



Obr. 10.1 Vektory prislúchajúce optimalizovanému podávaciemu mechanizmu s bodom Q

Dosiahnuté výsledky a formulované závery v teoretickej časti 9.0 poukazujú na niektoré javy a skutočnosti, ktoré sú z pohľadu reálneho využitia negatívne. Jedná sa najmä o nasledovné závery:

1. Dráhou bodu Z mechanizmu je uzatvorená krivka, podobná elipse. Jej tvar sa od optimálneho tvaru dráhy (Obr. 10.2) podstatne líši hlavne v časti ostrého prechodu.



Obr. 10.2 Optimálna dráha bodu mechanizmu spodného podávania

2. Grafické priebehy rýchlostí a zrýchlení pri rôznych uhlových rýchlostiach kľuky sú podobné, ich maximálne a minimálne hodnoty sú však asymetrické a teda z pohľadu praktického uplatnenia hodnoty rýchlostí a zrýchlení sú pri zohľadnení i dynamických účinkov nevyužiteľné.

Optimalizácia riešenia predmetného mechanizmu preto vychádza z nasledovných požiadaviek a predpokladov:

1. Dráha bodu Q (nové označenie bodu Z pre optimalizovaný mechanizmus) optimalizovaného mechanizmu má byť približná dráha na obr. 10.2 a má mať podobný tvar, ako dráhy na obrázkoch v časti 3.0 .

2. Bod Q sa má v pracovnom zábere vysunúť nad stehovú doštičku max. 1,0 mm a vykonať nad ňou dráhu v smere šitia max. 5 mm. Takýto posun zodpovedá frekvencii kladenia stehov u jednohlového šijacieho stroja.

3. V pracovnej časti nad stehovou doštičkou by mal bod Q vykonávať takmer priamkovú dráhu.

4. Otáčky kľuky budú v rozsahu 5 000 - 6 000 ot.min⁻¹ , tj. ako u v súčasnosti vyrábanej šijacej techniky.

5. Grafické priebehy rýchlostí a zrýchlení ako i ich x-ové a y-ové zložky by mali byť harmonické, čím by sa vytvorili i priaznivé podmienky pre dynamiku celej sústavy.

6. Využiť už navrhnutý program pre výpočet kinematických veličín pôvodne označeného bodu Z.

7. Zmenou dĺžok minimálneho množstva členov mechanizmu dráhu bodu Q priblížiť k optimálnemu tvaru.

8. Riešiť dynamiku mechanizmu s cieľom popísať pohyb mechanizmu analyticky a stanoviť vplyv y-ovej zložky zrýchlenia bodu Q na pätku prítlačného mechanizmu šijacieho stroja pri pracovnom cykle.

11.0 Analýza a výsledky optimalizácie parametrov mechanizmu spodného podávania

Analýzou pohybu jednotlivých bodov - kĺbov mechanizmu bolo zistené, že :

- a) body B a C vykonávajú kruhový pohyb a sú zdrojom pohybu ostatných členov mechanizmu. Ich vzdialenosť od uchytenia na ráme (bod A) a uhol γ medzi členmi l_2 a l_{22} má rozhodujúci vplyv na tvar výslednej dráhy bodu Q a jej natočenie,
- b) body D a F vykonávajú kývavý pohyb. Veľkosť výkyvu podstatne neovplyvní tvar dráhy bodu Q,
- c) bod H vykonáva všeobecnú krivku,
- d) bod Q vykonáva uzatvorenú krivku, ktorej tvar a parametre je potrebné optimalizovať.

11.1 Výsledky optimalizácie vytýpaných parametrov mechanizmu

Pre optimalizáciu bola vybratá metóda rovnomerného hľadania, pri ktorej boli menené parametre l_2 , l_{22} a uhol γ a zadané nasledovné :

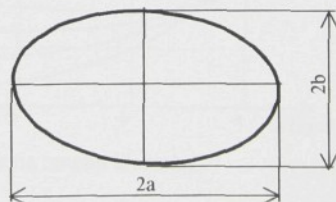
- a) cieľová funkcia pre elipsu v posunutom tvare o vzdialenosti "m" a "n" vzhľadom na uchytenie členov l_2 , l_{22} na ráme (bod A),

$$f(x,y) = \frac{(x-m)^2}{a^2} + \frac{(y-n)^2}{b^2} - 1 \rightarrow \min$$

- b) ohraničujúce podmienky pre dráhu

$$\begin{aligned} m-a &< m < m+a \\ n-b &< n < n+b \end{aligned}$$

$$a = 2,5 \text{ mm} \quad b = 1 \text{ mm}$$



Obr. 11.1.1 Zadaná dráha bodu Q

Program (v prílohe) pracoval pri zmene najskôr jednotlivých dĺžok. Ich zmena mala nasledovný vplyv na výslednú dráhu :

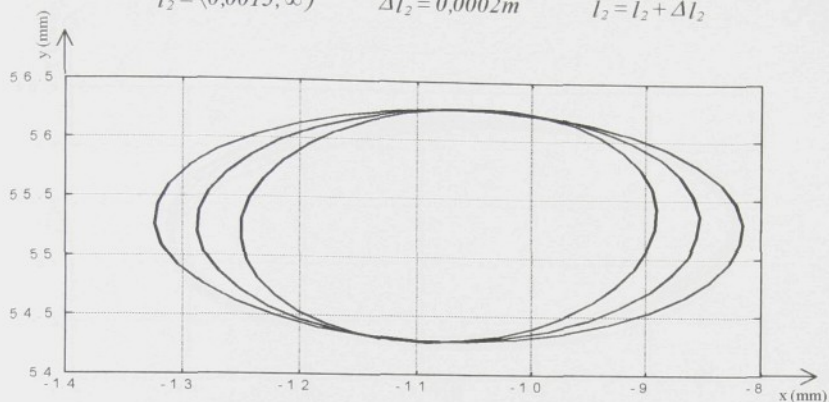
A) dĺžka člena l_2 (m)

Program cykloval so zadanými parametrami

$$l_2 = \langle 0,0015; \infty \rangle$$

$$\Delta l_2 = 0,0002m$$

$$l_2 = l_2 + \Delta l_2$$



Obr. 11.1.2 Zmena dráhy bodu nadvázne na zmenu člena l_2

a dráhou bodu Q bola elipsa, ktorá sa zväčšovala len v smere rozmeru "a" (osi x).

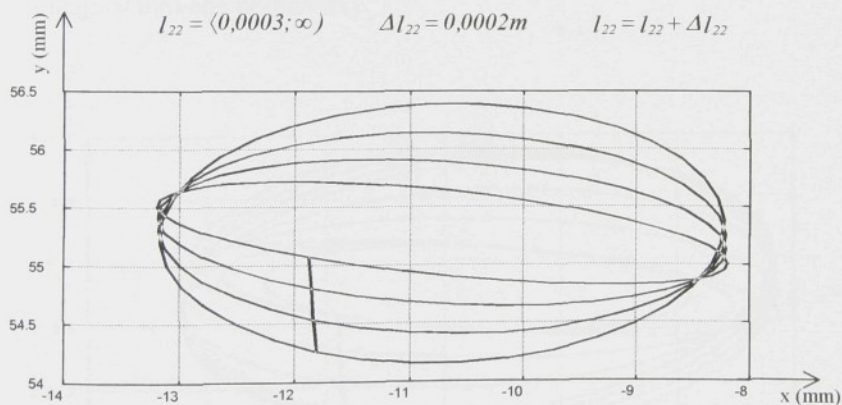
B) dĺžka člena l_{22} (m)

program cykloval so zadanými parametrami

$$l_{22} = \langle 0,0003; \infty \rangle$$

$$\Delta l_{22} = 0,0002m$$

$$l_{22} = l_{22} + \Delta l_{22}$$



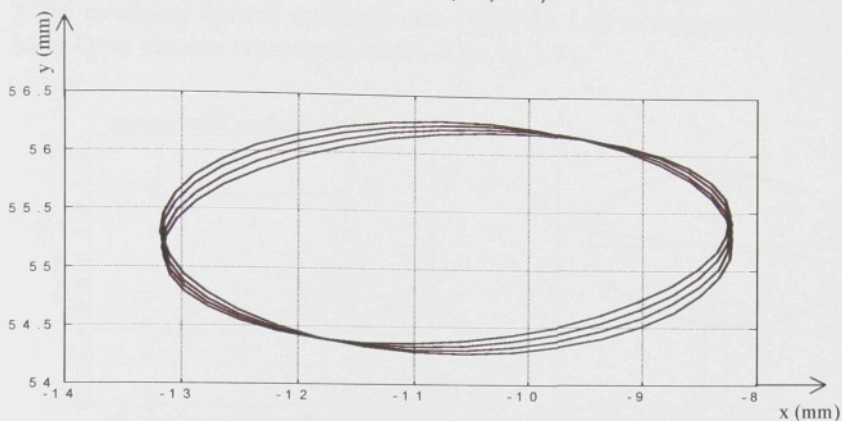
Obr. 11.1.3 Zmena dráhy bodu nadvázne na zmenu člena l_{22}

a dráhou bodu Q bola elipsa, ktorá sa zväčšovala len v smere rozmeru "b" (osi y).

C) uhol γ na člene 2

program cykloval so zadanými parametrami

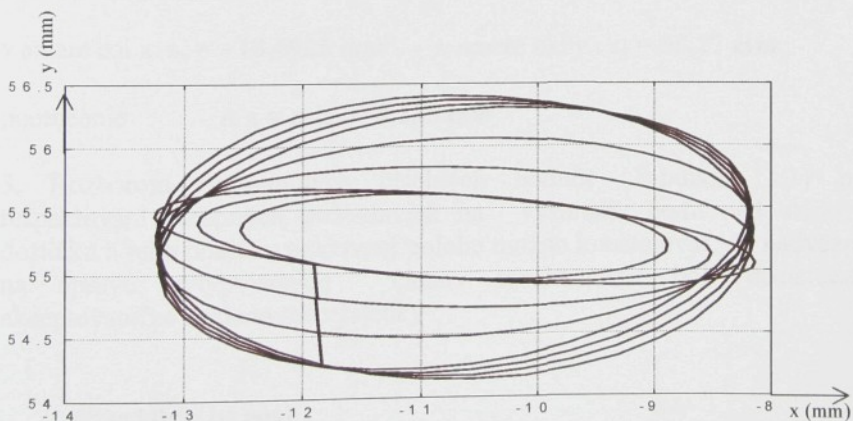
$$\gamma = \langle +14^\circ; 360^\circ \rangle \quad \Delta\gamma = -4^\circ \quad \gamma = \gamma + \Delta\gamma$$



Obr. 11.1.4 Zmena dráhy bodu nadväzne na zmenu uhlu γ

a dráha bodu Q bola elipsa, ktorá sa zmenou uhlu γ len pootáčala.

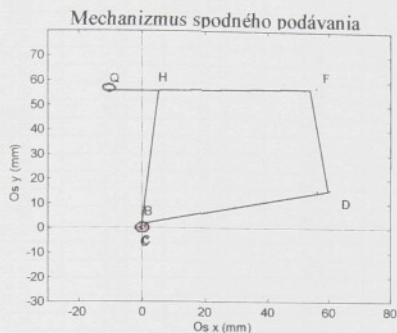
Za predom stanovených vstupných podmienok a ohraňení sa optimalizácia realizovala cyklovaním programu pri parciálnej zmene všetkých troch parametrov. Výsledkom je dráha - elipsa, ktorej parametre spĺňajú stanovené podmienky.



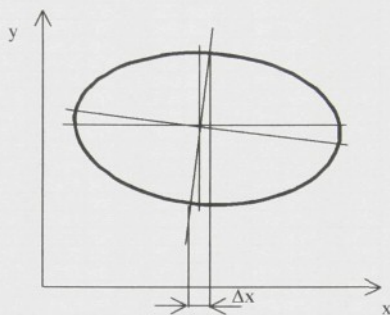
Obr. 11.1.5 Zmena dráhy bodu nadväzne na zmenu troch zvolených parametrov

Výsledky optimalizácie možno zhrnúť nasledovne:

1. Boli upravené len parametre l_2 , l_{22} a uhol γ .
2. Po uvedenej úprave mechanizmus (Obr. 11.1.6) je zabezpečený pohyb bodu Q po vhodne tvarovanej elipse (Obr.11.1.7).



Obr. 11.1.6 Optimalizovaný mechanizmus spodného podávania



Obr. 11.1.7 Dráha bodu Q

ktorej parametre sú nasledovné :

$$2a = 5,1158 \text{ mm}$$

$$2b = 2,2676 \text{ mm}$$

posunutie jej stredu oproti súradnicovému systému (bod A)

v smere osi x: $s_x = -10,6925 \text{ mm}$ v smere osi y: $s_y = 55,27 \text{ mm}$

pootočením $\Delta x = \min. = 0,235 \text{ mm}$

3. Rozborom dosiahnutých číselných hodnôt (Tabuľka 11.1) pri rešpektovaní vstupných požiadaviek na vysunutie bodu nad stehovú dosťičku a jeho posun v pracovnej polohe možno konštatovať, že nadväzne na úpravu vytýpaných členov mechanizmu boli dosiahnuté akceptovateľné nasledovné výsledky :

dĺžka kľuky l_2 [mm]

2,1

dĺžka kľuky l_{22} [mm]

0,9

uhol medzi obidvomi kľukami [°]

2

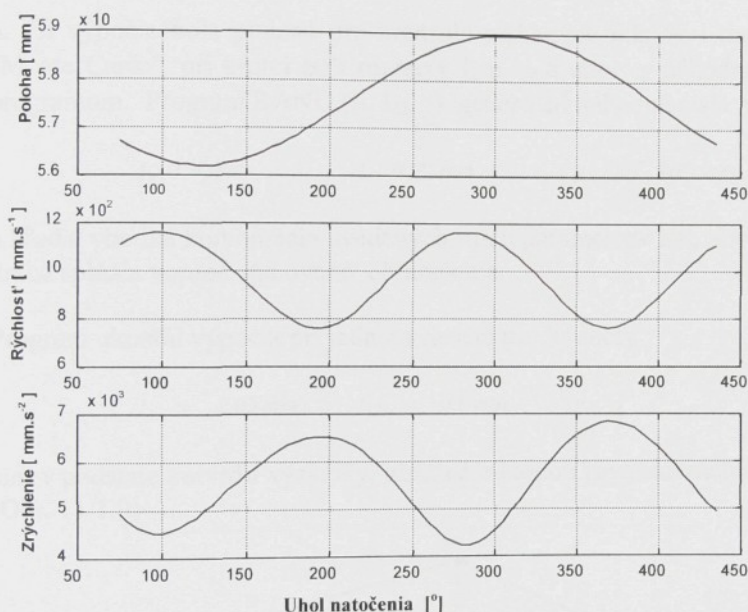
Tabuľka 11.1 Hodnoty polohy, rýchlosti a zrýchlenia bodu Q v závislosti na pootočení kľuky

uhol	x	y	va	vax	vay	aa	aaX	aaY
75.00	-11,52	55,51	1,11	1,02	-0,44	491,95	318,45	374,98
80.00	-11,36	55,45	1,13	1,07	-0,38	476,83	263,72	397,26
85.00	-11,19	55,40	1,15	1,10	-0,32	465,01	207,30	416,24
90.00	-11,02	55,35	1,16	1,13	-0,26	456,95	149,72	431,73
95.00	-10,85	55,32	1,16	1,15	-0,19	452,90	91,50	443,56
100.00	-10,68	55,30	1,16	1,16	-0,12	452,86	33,15	451,64
105.00	-10,50	55,28	1,16	1,16	-0,05	456,57	-24,86	455,90
110.00	-10,32	55,28	1,15	1,15	0,02	463,61	-82,07	456,29
115.00	-10,15	55,29	1,14	1,13	0,09	473,43	-138,09	452,84
120.00	-9,98	55,31	1,12	1,11	0,15	485,42	-192,53	445,61
125.00	-9,82	55,33	1,10	1,07	0,22	499,00	-245,06	434,68
130.00	-9,66	55,37	1,07	1,03	0,29	513,61	-295,38	420,18
135.00	-9,50	55,42	1,04	0,98	0,35	528,81	-343,22	402,29
140.00	-9,36	55,48	1,01	0,93	0,41	544,18	-388,55	381,20
145.00	-9,22	55,54	0,98	0,87	0,46	559,39	-430,55	357,14
150.00	-9,10	55,62	0,95	0,80	0,52	574,18	-469,62	330,37
155.00	-8,98	55,70	0,92	0,72	0,56	588,30	-505,38	301,15
160.00	-8,88	55,79	0,89	0,64	0,61	601,55	-537,66	269,77
165.00	-8,78	55,88	0,86	0,56	0,65	613,71	-566,29	236,54
170.00	-8,71	55,99	0,83	0,47	0,68	624,60	-591,11	201,77
175.00	-8,64	56,09	0,80	0,38	0,71	634,01	-611,96	165,75
180.00	-8,59	56,20	0,78	0,29	0,73	641,74	-628,67	128,82
185.00	-8,55	56,31	0,77	0,19	0,75	647,57	-641,11	91,26
190.00	-8,53	56,43	0,76	0,09	0,76	651,32	-649,13	53,38
195.00	-8,53	56,54	0,76	-0,01	0,76	652,79	-652,61	15,47
200.00	-8,53	56,66	0,77	-0,10	0,76	651,82	-651,44	-22,19
205.00	-8,56	56,77	0,78	-0,20	0,76	648,27	-645,54	-59,34
210.00	-8,60	56,89	0,80	-0,30	0,74	642,05	-634,88	-95,74
215.00	-8,65	57,00	0,83	-0,40	0,73	633,16	-619,43	-131,14
220.00	-8,72	57,11	0,86	-0,49	0,70	621,62	-599,23	-165,32
225.00	-8,80	57,21	0,89	-0,58	0,68	607,57	-574,37	-198,08
230.00	-8,89	57,31	0,92	-0,66	0,64	591,22	-544,97	-229,23
235.00	-9,00	57,41	0,96	-0,74	0,61	572,89	-511,21	-258,59
240.00	-9,12	57,49	0,99	-0,82	0,57	553,01	-473,31	-286,00
245.00	-9,24	57,58	1,03	-0,89	0,52	532,12	-431,55	-311,31
250.00	-9,38	57,65	1,06	-0,95	0,47	510,88	-386,25	-334,37
255.00	-9,53	57,72	1,09	-1,00	0,42	490,06	-337,76	-355,07
260.00	-9,69	57,78	1,11	-1,05	0,36	470,54	-286,47	-373,28
265.00	-9,85	57,83	1,13	-1,09	0,31	453,27	-232,80	-388,92
270.00	-10,02	57,87	1,15	-1,12	0,25	439,21	-177,19	-401,88
275.00	-10,19	57,90	1,16	-1,14	0,18	429,24	-120,10	-412,10
280.00	-10,36	57,93	1,16	-1,16	0,12	424,06	-61,97	-419,51
285.00	-10,54	57,94	1,16	-1,16	0,06	424,07	-3,30	-424,06
290.00	-10,72	57,94	1,16	-1,16	-0,01	429,31	55,47	-425,71
295.00	-10,89	57,94	1,15	-1,15	-0,07	439,45	113,87	-424,44
300.00	-11,06	57,92	1,13	-1,12	-0,14	453,87	171,44	-420,24
305.00	-11,23	57,90	1,11	-1,09	-0,20	471,74	227,76	-413,12
310.00	-11,40	57,86	1,09	-1,05	-0,26	492,16	282,39	-403,08
315.00	-11,55	57,82	1,06	-1,01	-0,32	514,22	334,94	-390,17
320.00	-11,70	57,76	1,03	-0,95	-0,38	537,06	385,00	-374,44
325.00	-11,84	57,70	0,99	-0,89	-0,44	559,93	432,22	-355,96
330.00	-11,97	57,63	0,96	-0,82	-0,49	582,14	476,24	-334,80
335.00	-12,09	57,55	0,92	-0,75	-0,54	603,13	516,72	-311,07
340.00	-12,20	57,47	0,88	-0,67	-0,58	622,38	553,35	-284,89
345.00	-12,29	57,38	0,85	-0,58	-0,62	639,49	585,84	-256,41
350.00	-12,37	57,28	0,82	-0,49	-0,66	654,11	613,91	-225,77
355.00	-12,44	57,18	0,80	-0,39	-0,69	665,95	637,32	-193,17
360.00	-12,49	57,07	0,78	-0,29	-0,72	674,78	655,83	-158,81
365.00	-12,53	56,96	0,77	-0,19	-0,74	680,44	669,25	-122,91
370.00	-12,55	56,85	0,76	-0,09	-0,76	682,82	677,42	-85,72
375.00	-12,56	56,73	0,77	0,01	-0,77	681,86	680,21	-47,50
380.00	-12,55	56,61	0,78	0,11	-0,77	677,59	677,54	-8,55
385.00	-12,52	56,50	0,80	0,22	-0,77	670,08	669,37	30,83
390.00	-12,48	56,38	0,82	0,32	-0,76	659,49	655,73	70,33
395.00	-12,43	56,27	0,85	0,42	-0,75	646,05	636,68	109,60
400.00	-12,36	56,15	0,89	0,51	-0,73	630,07	612,37	148,31
405.00	-12,27	56,05	0,92	0,60	-0,70	611,96	582,98	186,11
410.00	-12,17	55,94	0,96	0,69	-0,67	592,22	548,77	222,66
415.00	-12,06	55,84	1,00	0,77	-0,63	571,43	510,07	257,61
420.00	-11,94	55,75	1,03	0,84	-0,59	550,26	467,25	290,63
425.00	-11,81	55,66	1,06	0,91	-0,55	529,43	420,72	321,39
430.00	-11,67	55,58	1,09	0,97	-0,50	509,73	370,95	349,60
435.00	-11,52	55,51	1,11	1,02	-0,44	491,95	318,45	374,98

pootočenie kľuky l_2

	215°	360°
max.vysunutie bodu Q nad steh. doštičku (b) [mm]	1,13	
dĺžka dráhy bodu Q v prac.polohe (a) [mm]	5,1158	
rýchlosť bodu Q [ms^{-1}]	0,83	0,78
z toho: x-ová zložka rýchlosti	0,4	0,29
zrýchlenie bodu Q [ms^{-2}]	642,05	647,78
z toho: y-ová zložka zrýchlenia	131,14	158,81

4. Grafické priebehy rýchlosti a zrýchlenia (Obr. 11.1.8) bodu Q sú harmonické krivky, čo predpokladá priaznivý chod mechanizmu. Grafické priebehy zložiek rýchlosti a zrýchlenia bodu Q sú taktiež harmonické (Kapitola 12.0).



Obr. 11.1.8 Grafické priebehy rýchlosti a zrýchlenia bodu Q
podávacieho mechanizmu

5.0 Metóda rovnomerného hľadania vzhľadom na charakter a konštrukciu mechanizmu ako i vplyv zmeny jednotlivých zvolených dĺžok a uhlu na tvar dráhy bola zvolená ako vhodná z nasledovných dôvodov:

- tvar dráhy a jej rozmery v smere osi x a y boli pevne stanovené vopred a vychádzali z konštrukčných a technologických požiadaviek,

- rozmer l_2 menil tvar dráhy len v smere osi x, to znamená, že pre dané ohraničujúce podmienky mohla dĺžka l_2 byť stanovená výpočtom ako

optimálna bez toho, aby tento rozmer bol ovplyvnený ďalšími parametrami l_{22} a γ ,

- rozmer l_{22} menil tvar dráhy len v smere osi y. Pre vopred zadané ohraničujúce podmienky bola dĺžka l_{22} stanovená výpočtom ako optimálna, nakoľko nemohla byť ovplyvnená ostatnými, taktiež menenými parametrami (l_2 , γ),

- uhol γ spôsobil len natočenie dráhy. Na toto natočenie síce mali vplyv dĺžky členov l_2 a l_{22} , ale pre minimálne natočenie Δx mohli byť pre výpočet použité len vypočítané dĺžky členov l_2 a l_{22} .

6. Pri výpočte bola použitá pre kontrolu získaných údajov i metóda tzv. "Monte Carlo", pri ktorej boli rozmery l_2 a l_{22} a uhol γ náhodne menené programom. Program RAND (l_2 , l_{22} , γ) generoval náhodné čísla pre

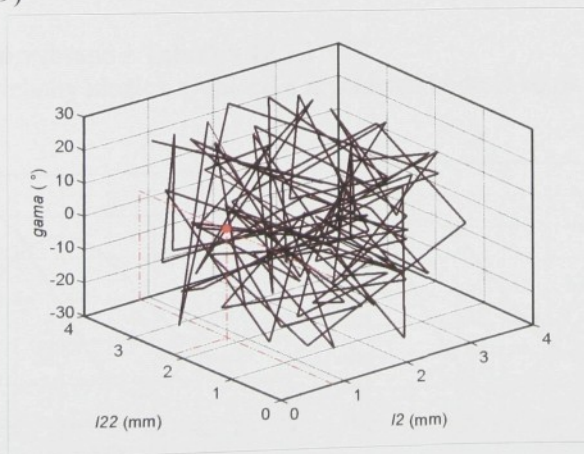
$$l_2 \langle 0, 4 \rangle \text{ mm} \quad l_{22} \langle 0, 4 \rangle \text{ mm} \quad \gamma \langle -30^\circ, 30^\circ \rangle \text{ mm}$$

a hľadal vhodné kombinácie uvedených troch parametrov tak, aby výsledná dráha spĺňala vopred stanovené ohraničenia.

Program ukončil výpočet pri jednom riešení pre hodnoty

$$l_2 = 2,05 \text{ mm} \quad l_{22} = 0,8 \text{ mm} \quad \gamma = 4^\circ$$

čím v podstate potvrdil výsledky, získané metódou rovnomerného hľadania (Obr. 11.1.9)



Obr. 11.1.12 Stanovenie parametrov metódou náhodných čísiel

12.0 Pohyb prítlačného mechanizmu vplyvom pôsobenia podávacieho mechanizmu pri pracovnom cykle

Pre hodnotenie pohybu bodu Q podávacieho mechanizmu v pracovnom úseku pri pohybe nad stehovou dosťoučkou a pri kontakte s prítlačnou pätkou (bod Q, obr. 12.4) prítlačného mechanizmu sú z priebehov grafov na obr. 12.2, obr. 12.3 a v Tabuľke 12.1 vybraté relevantné hodnoty pre ďalší výpočet parametrov bodu Q.

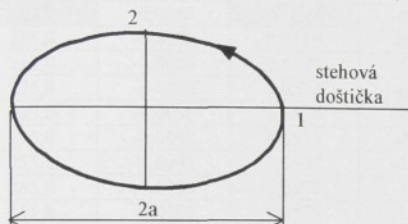
Vstupné ohraničujúce podmienky:

dĺžka posuvu v smere osi x (2a)

0,005 m

výška posuvu v smere osi y (b)

0,0013 m



Obr. 12.1. Dráha bodu Q

1 - začiatok pracovnej dráhy

2 - najvyššia pracovná poloha

Získané hodnoty (výpočtom)

v bode 1: $b = 0$

$y_1 = 56,5 \text{ mm}$

pootočenie kľuky 195°

$a_{y1} = 15,47 \text{ m.s}^{-2}$

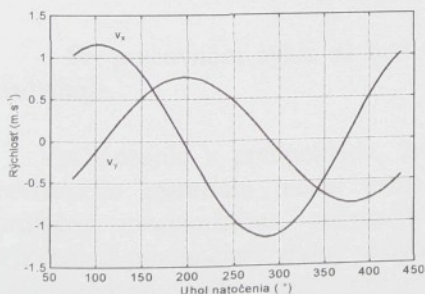
v bode 2: $b = 0,00113 \text{ m}$

$y_2 = y_{\max} = 57,9 \text{ mm}$ pootočenie kľuky 295°

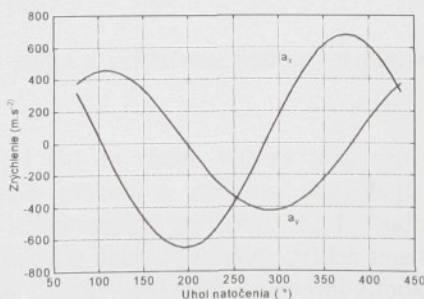
$a_{y2} = a_{y\max} = 424,45 \text{ m.s}^{-2}$

(Hodnoty sú vybrané z Tabuľky 12.1.)

Grafické priebehy zložiek rýchlosti a zrýchlenia bodu Q sú na obr. 12.2 a obr. 12.3.



Obr. 12.2 Priebehy zložiek rýchlosti bodu Q



Obr. 12.3 Priebehy zložiek zrýchlenia bodu Q

Tabuľka 12.1 Zložky dráhy, rýchlosti a zrýchlení bodu Q v závislosti na pootočení kľuky

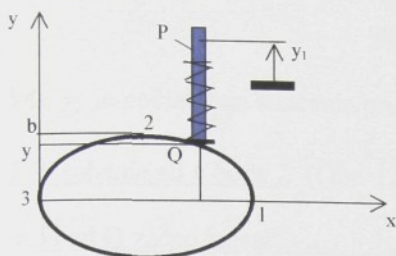
φ_2 ($^\circ$)	x (m)	y (m)	v_x (m.s^{-1})	v_y (m.s^{-1})	a_x (m.s^{-2})	a_y (m.s^{-2})
75,0	-0,0115	0,0555	1,0213	-0,4408	318,4571	374,9749
85,0	-0,0112	0,0554	1,1014	-0,3203	207,2496	416,2502
95,0	-0,0109	0,0553	1,1468	-0,1895	91,4430	443,5714
105,0	-0,0105	0,0553	1,1568	-0,0526	-24,9190	455,9044
115,0	-0,0102	0,0553	1,1319	0,0857	-138,1475	452,8537
125,0	-0,0098	0,0553	1,0736	0,2208	-245,1097	434,6853
135,0	-0,0095	0,0554	0,9840	0,3482	-343,2615	402,2971
145,0	-0,0092	0,0555	0,8663	0,4637	-430,5742	357,1477
155,0	-0,0090	0,0557	0,7239	0,5639	-505,3955	301,1507
165,0	-0,0088	0,0559	0,5609	0,6457	-566,2961	236,5450
175,0	-0,0086	0,0561	0,3817	0,7069	-611,9520	165,7559
185,0	-0,0086	0,0563	0,1911	0,7459	-641,1026	91,2608
195,0	-0,0085	0,0565	-0,0057	0,7621	-652,5991	15,4734
205,0	-0,0086	0,0568	-0,2032	0,7554	-645,5338	-59,3445
215,0	-0,0086	0,0570	-0,3956	0,7264	-619,4173	-131,1380
225,0	-0,0088	0,0572	-0,5773	0,6763	-574,3569	-198,0850
235,0	-0,0090	0,0574	-0,7425	0,6068	-511,1881	-258,5976
245,0	-0,0092	0,0576	-0,8860	0,5201	-431,5263	-311,3116
255,0	-0,0095	0,0577	-1,0030	0,4187	-337,7265	-355,0723
265,0	-0,0099	0,0578	-1,0899	0,3055	-232,7618	-388,9248
275,0	-0,0102	0,0579	-1,1436	0,1837	-120,0479	-412,1102
285,0	-0,0105	0,0579	-1,1623	0,0565	-3,2481	-424,0698
295,0	-0,0109	0,0579	-1,1455	-0,0726	113,9123	-424,4520
305,0	-0,0112	0,0579	-1,0935	-0,2000	227,7972	-413,1230
315,0	-0,0116	0,0578	-1,0079	-0,3222	334,9671	-390,1787
325,0	-0,0118	0,0577	-0,8912	-0,4357	432,2420	-355,9599
335,0	-0,0121	0,0576	-0,7468	-0,5372	516,7303	-311,0712
345,0	-0,0123	0,0574	-0,5791	-0,6236	585,8422	-256,4056
355,0	-0,0124	0,0572	-0,3930	-0,6920	637,3098	-193,1697
365,0	-0,0125	0,0570	-0,1942	-0,7401	669,2377	-122,9059
375,0	-0,0126	0,0567	0,0112	-0,7661	680,1973	-47,5004
385,0	-0,0125	0,0565	0,2165	-0,7686	669,3639	30,8330
395,0	-0,0124	0,0563	0,4153	-0,7473	636,6748	109,6010
405,0	-0,0123	0,0560	0,6009	-0,7023	582,9688	186,1161
415,0	-0,0121	0,0558	0,7673	-0,6348	510,0585	257,6146
425,0	-0,0118	0,0557	0,9089	-0,5467	420,6952	321,3974
435,0	-0,0115	0,0555	1,0214	-0,4408	318,4106	374,9825

Pri pracovnom cykle sa bod Q stýka s prítlačnou pätkou a pätku nadvihuje.

Vychádzajúc z predpokladu, že pri šití sa rôzne vplyvy textilného zošivaného materiálu medzi prítlačnou pätkou a zubkom zanedbajú, prítlačný mechanizmus, zobrazený schematicky na obr. 12.4 bude vykonávať priamočiary vratný pohyb (bod Q). Jeho minimálny prítlak musí zabezpečovať stály styk prítlačnej pätky-zošívaný materiál-zubok podávacieho mechanizmu z dôvodu zabráneniu kmitania a zabezpečenia

potrebných technologických podmienok pre kvalitu kladenia stehu počas šitia.

Vstupné parametre:



Obr. 12.4 Vzájomné pôsobenie sústavy v súradnicovom systéme

tuhosť pružiny (stanovená výrobcom)

$$c = 3\,100 \text{ N.m}^{-1}$$

hmotnosť telesa P (ihlovej tyče a prítlačnej pätky - stanovená vážením)

$$m = 0,024 \text{ kg}$$

Pri pohybe zubkov nad stehovou doštičkou medzi bodmi 1 a 2 sa mení pohyb pätky v smere osi y v rozmedzí 0 - 0,00113 m (rozmer b).

12.1 Analýza silových pomerov pri styku bodu Q s prítlačnou pätkou

Pri pohybe bodu Q z bodu 1 cez bod 2 do bodu 3 sú zubky podávacieho mechanizmu v kontakte cez zošívací materiál s prítlačnou pätkou. Dôležité je vzájomné pôsobenie síl počas tohto pohybu, keď na sústavu pôsobia nasledovné sily :

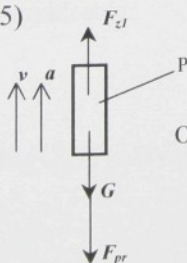
F_z - zdvihová sila v bode Q od podávacieho mechanizmu. Je zdrojom pohybu telesa P a stláčania prítlačnej pružiny.

G - tiaž, spôsobená hmotnosťou telesa P.

F_{pr} - sila, spôsobená stlačením pružiny.

F_D - D'Alembertova dynamická sila.

1. Pôsobenie síl v bode 1- nastáva styk bodu Q s prítlačnou pätkou (Obr.12.5)



Obr. 12.5 Schématické pôsobenie síl v bode 1 dráhy bodu Q

Vektorová rovnováha síl: $\mathbf{F}_{pr} + \mathbf{G} + \mathbf{F}_{z1} = \mathbf{0}$ (12.1)

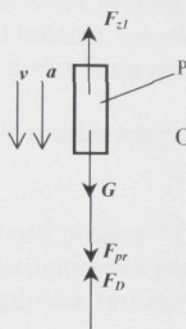
Skalárne vyjadrenie: $F_{pr} = G + F_{z1}$ (12.2)

$$F_{z1} = m \cdot g + c \cdot y_0 \quad (12.3)$$

kde y_0 je počiatkové stlačenie pružiny.

2. Pôsobenie síl v bode 2 (Obr. 12.6)

a.) bod Q začne klesať, $y_{\max} = b$,



Obr. 12.6 Schématické pôsobenie síl v bode 2 dráhy bodu Q

Vektorová rovnováha síl: $\mathbf{F}_{pr} + \mathbf{G} + \mathbf{F}_{z2a} + \mathbf{F}_{D2} = \mathbf{0}$ (12.4)

Skalárne vyjadrenie: $F_{z2a} = G + F_{pr} - F_{D2} = 0$ (12.5)

$$F_{z2a} = m \cdot g + c \cdot (y_0 + b) - m \cdot a_{y2a} \quad (12.6)$$

Vo vzťahu (12.6) - sila $F_{z2a} = 0$
 - zrýchlenie $a_{y2a} = 424,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

b.) bod Q sa ponára pod stehovú doštičku, $y = 0$,

Vektorová rovnováha síl: $\mathbf{F}_{pr} + \mathbf{G} + \mathbf{F}_{z2b} + \mathbf{F}_{D2} = \mathbf{0}$ (12.7)

Skalárne vyjadrenie: $F_{z2b} = G + F_{pr} - F_{D2} = 0$ (12.8)

$$F_{z2b} = m \cdot g + c \cdot (y_0 + 0) - m \cdot a_{y2b} \quad (12.9)$$

Vo vzťahu (12.9) je zrýchlenie $a_{y2b} = 30,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (Tabuľka 12.1).

12.2 Stanovenie minimálneho počiatočného stlačenia pružiny

Počiatočné stlačenie pružiny y_0 musí byť tak veľké, aby:

- pri pohybe bodu Q pod stehovú doštičku sila pružiny nedeformovala stehovú doštičku. Vtedy stehová doštička eliminuje silu, spôsobenú stlačením pružiny a tiažou telesa P,
- pri pohybe bodu Q z maximálnej polohy (bod 2) do bodu 3 nedošlo k jeho oddialeniu od prítlačnej pätky,
- pri styku bodu Q s prítlačnou pätkou (bod 1), počas pohybu bodu nad stehovou doštičkou a pri ponáraní sa bodu Q pod stehovú doštičku (bod 3) nedošlo k rozkmitaniu, respektíve kmitaniu sústavy " bod Q - prítlačná pätká " a tým k zhoršeniu podmienok šitia ($y_1 = 0$).

Splnenie uvedených podmienok je možné zabezpečiť nasledovnými spôsobmi:

- a) zmenou tuhosti pružiny "c",
- b) zmenou kinematických parametrov pohybu mechanizmu,
- c) zmenou predpätia pružiny jej stlačením o mieru y_0 .

Z analýzy možností "a", "b" a "c" ako najefektívnejší je spôsob "c", nakoľko miera y_0 sa dá operatívne meniť nastaviteľnou skrutkou nadväzne na potrebné podmienky šitia, to znamená charakter a vlastnosti vrchného materiálu, zošívanie podšívky s vrchným materiálom a podobne. Prítom musí byť splnená podmienka zo vzťahu v pohybovej rovnici

$$c \cdot (y_0 + b) \geq -m \cdot g + m \cdot a_{y2a} \quad (12.10)$$

keď zdvihová sila $F_z = 0$ a bod Q je v polohe 2 a $y = b$.

Pre stanovené vstupné parametre je predpätie pružiny podľa (12.10)

$$y_0 \geq \frac{-m \cdot g + m \cdot a_{y2a}}{c} - b \quad (12.11)$$

Vo vzťahu (12.11) sa parametre "c", "b", "g" a "m" počas práce mechanizmu nemenia, mení sa len hodnota a_{y2a} . Táto veličina v pracovnej časti nadobúda hodnoty 15,473 m.s⁻² až 424,452 m.s⁻² (Tabuľka 12.1).

Podmienku (12.11) bude spĺňať hodnota

$$y_0 > 1,9\text{mm} \quad \text{pre ďalší výpočet je zvolené } y_0 = 2,0\text{mm}$$

ktorá je ľahko realizovateľná skrutkou pre nastavenie predpätia pružiny.

12.3 Stanovenie zdvíhacej sily F_z

Zdvíhacia sila F_z pôsobí v úseku dráhy 1až 3 bodu Q. Pre stanovenie jej veľkosti, ktorá sa mení v závislosti na zmene zrýchlenia a_y , možno pre orientáciu stanoviť v bodoch 1, 2 a 3.

$$\text{v bode 1: } F_{z1} = 6,435 \text{ N}$$

$$\text{v bode 2: } F_{z1} = 0 \text{ N}$$

$$\text{v bode 3: } F_{z1} = 5,696 \text{ N}$$

pričom $a_{2yb} = 30,83 \text{ m.s}^{-2}$, bod Q sa ponára pod stehovú doštičku pri pootočení kľuky mechanizmu o 385° . Vypočítané sily F_z sú z konštrukčného, mechanického i technologického hľadiska šitia akceptovateľné a realizovateľné.

13.0 Dynamická analýza mechanizmu spodného podávania

Mechanizmu na obr. 10.1 vplyvom dynamických účinkov sú priradené :

- v kĺboch reakcie A, B, C, D, E, F, H a ich zložky do osí x a y ,
- dynamické sily – ich zložky v ťažiskách členov 3, 5, 6, ktoré vykonávajú všeobecný rovinný pohyb (F_D),
- dynamické krútiace momenty u členov 3, 5, 6 (M_D),
- tiaže v ťažiskách členov 3, 4, 5, a 6.

Riešenie je vykonané metódou uvoľňovania a stanovenia síl v smere osí x , osí y a momentovej podmienky pre rovinný pohyb mechanizmu.

13.1 Rovnice pre výpočet jednotlivých reakcií v kĺboch mechanizmu

Rovnice nadväzujú na uvoľnenie jednotlivých členov podľa obr. 13.1.

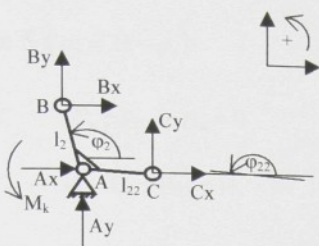
Pre člen 2 ($q_1 = 2\pi - \varphi_{22}, q_2 = \pi - \varphi_2$),

$$\text{do osí } x: \quad A_x + B_x + C_x = 0$$

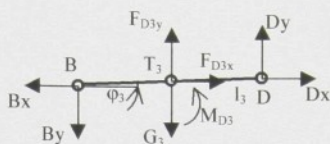
do osi y: $A_y + B_y + C_y = 0$

M_A : $C_y \cdot l_{22} \cdot \cos q_1 + C_x \cdot l_{22} \cdot \sin q_1 + B_x \cdot l_2 \cdot \sin q_2 - B_y \cdot l_2 \cdot \cos q_2 = 0$

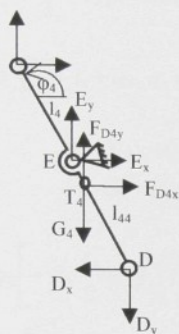
Člen 2



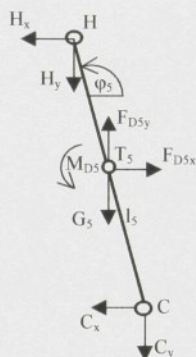
Člen 3



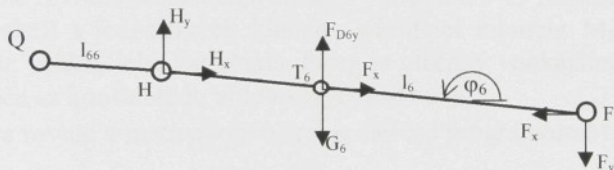
Člen 4



Člen 5



Člen 6



Obr. 13.1 Uvoľnené členy mechanizmu

Pre člen 3

do osi x: $-B_x + F_{D3x} + D_x = 0$

do osi y: $-B_y - G_3 + F_{D3y} + D_y = 0$

M_{T3} : $\frac{l_3}{2} \sin \varphi_3 (-B_x - D_x) + \frac{l_3}{2} \cos \varphi_3 (B_y + D_y) + M_{D3} = 0$

Pre člen 4 ($L_4 = l_4 + l_{44}$, $q_3 = \pi - \varphi_4$)

do osi x: $-D_x + F_{D4x} + E_x + F_x = 0$

do osi y: $-D_y - G_4 + F_{D4y} + E_y + F_y = 0$

M_{T4} :

$$\sin q_3 \left[-D_x \frac{L_4}{2} + E_x \left(l_{44} - \frac{L_4}{2} \right) + F_x \cdot L_4 \right] + \cos q_3 \left[-D_y \frac{L_4}{2} + E_y \left(l_{44} - \frac{L_4}{2} \right) + F_y \cdot L_4 \right] = 0$$

Pre člen 5 ($q_4 = 2\pi - \varphi_5$)

do osi x: $-C_x + F_{D5x} - H_x = 0$

do osi y: $-C_y - G_5 + F_{D5y} - H_y = 0$

M_{T5} : $\frac{l_5}{2} \sin q_4 (-C_x + H_x) + \frac{l_5}{2} \cos q_4 (-C_y + H_y) + M_{D5} = 0$

Pre člen 6 ($L_6 = l_6 + l_{66}$, $q_5 = \pi - \varphi_6$)

do osi x: $-F_x + F_{D6x} + H_x = 0$

do osi y: $-F_y - G_6 + F_{D6y} + H_y = 0$

M_{T6} :

$$\sin q_5 \left[-F_x \frac{L_6}{2} + H_x \left(l_6 - \frac{L_6}{2} \right) + \cos q_5 \left(-F_y \frac{L_6}{2} \right) - \cos q_5 H_y \left(l_6 - \frac{L_6}{2} \right) + M_{D6} \right] = 0$$

Uvedené rovnice predstavujú sústavu 15 rovníc o 15 neznámych. Sú to zložky reakcií v jednotlivých kĺboch a krútiaci moment M_k člena 2 (kľuka l_2) bez vonkajšieho zaťaženia, ktorý je otáčaný vonkajším zdrojom pohybu a otáča sa konštantnou uhlovou rýchlosťou ω_{21} .

Sústava rovníc v maticovom tvare je riešená programom MATLAB.

Dynamické sily F_D v ťažiskách u členov 3, 4, 5, 6 sú závislé od veľkosti hmotnosti týchto členov a ich zrýchlenia. Pre výpočet ich zložiek platia všeobecné vzťahy:

$$F_{D3x} = m_3 \cdot a_{T3x}$$

$$F_{D4x} = m_4 \cdot a_{T4x}$$

$$F_{D5x} = m_5 \cdot a_{T5x}$$

$$F_{D6x} = m_6 \cdot a_{T6x}$$

$$F_{D3y} = m_3 \cdot a_{T3y}$$

$$F_{D4y} = m_4 \cdot a_{T4y}$$

$$F_{D5y} = m_5 \cdot a_{T5y}$$

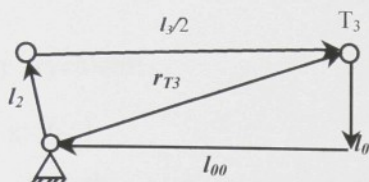
$$F_{D6y} = m_6 \cdot a_{T6y}$$

kde zložky zrýchlení v jednotlivých ťažiskách sú neznáme veličiny a je potrebné ich stanoviť výpočtom.

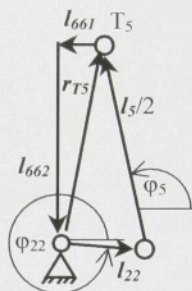
14.0 Výpočet zložiek zrýchlení ťažísk jednotlivých členov mechanizmu

Výpočet je vykonaný vektorovou metódou, keď ťažiskám členov, ktoré vykonávajú všeobecný rovinný pohyb, sú priradené smerové vektory (obr. 14.1). Členy 2 a 4 vykonávajú viazaný pohyb okolo bodu na ráme (otočný a kývavý), preto posuvné zrýchlenia sú nulové a sú nulové i dynamické sily na týchto členoch.

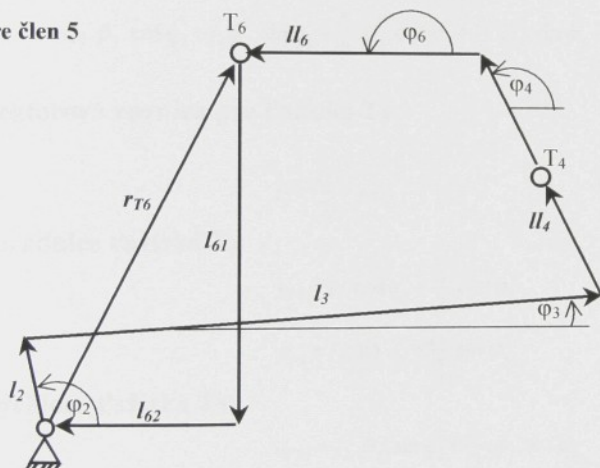
Pre člen 3



Pre člen 5



Pre člen 6



Obr. 14.1 Vektorové slučky

Výpočet je vykonaný pre vektorové slučky, prislúchajúce k ťažiskám členov 3, 5 a 6 podávacieho mechanizmu.

Člen 3 Slučky polohy:

Vektorová rovnica:

$$l_2 + \frac{l_3}{2} + l_0 + l_{00} = 0$$

do osi x:
$$l_2 \cdot \cos q_2 + \frac{l_3}{2} \cdot \cos \varphi_3 - l_{00} = 0$$

do osi y:
$$l_2 \cdot \sin q_2 + \frac{l_3}{2} \cdot \sin \varphi_3 - l_0 = 0$$

Slučky rýchlostí:

do osi x : (v_{3x})
$$l_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \sin q_2 - \frac{l_3}{2} \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3 - \dot{l}_{00} = 0$$

do osi y : (v_{3y})
$$-l_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \cos q_2 + \frac{l_3}{2} \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3 - \dot{l}_0 = 0$$

Slučky zrýchlení:

do osi x: (a_{3x})
$$-l_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \sin q_2 + l_2 \dot{\varphi}_2^2 \cdot \cos q_2 - \frac{l_3}{2} \cdot \ddot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3 + \frac{l_3}{2} \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \cos \varphi_3 - \ddot{l}_{00} = 0$$

do osi y: (a_{3y})
$$-l_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \cos q_2 + l_2 \dot{\varphi}_2^2 \cdot \sin q_2 + \frac{l_3}{2} \cdot \ddot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3 + \frac{l_3}{2} \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \sin \varphi_3 - \ddot{l}_0 = 0$$

Vektorová rovnica pre ťažisko T_3

$$l_2 + \frac{l_3}{2} = r_{T3}$$

Súradnice ťažiska T_3 :

$$x_{T3} = l_2 \cdot \cos q_2 + \frac{l_3}{2} \cdot \cos \varphi_3$$

$$y_{T3} = l_2 \cdot \sin q_2 + \frac{l_3}{2} \cdot \sin \varphi_3$$

Rýchlosť ťažiska T_3 :

$$v_{T3x} = l_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \sin q_2 + \frac{l_3}{2} \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3$$

$$v_{T3y} = -l_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \cos q_2 + \frac{l_3}{2} \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3$$

Zrýchlenie ťažiska T_3 :

$$a_{T3x} = l_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \sin q_2 - l_2 \dot{\varphi}_2^2 \cdot \cos q_2 + \frac{l_3}{2} \cdot \ddot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3 - \frac{l_3}{2} \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \cos \varphi_3$$

$$a_{T3y} = -l_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \cos q_2 - l_2 \dot{\varphi}_2^2 \cdot \sin q_2 + \frac{l_3}{2} \cdot \ddot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3 + \frac{l_3}{2} \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \sin \varphi_3$$

Člen 5 Slučky polohy:

Vektorová rovnica:
$$l_{22} + \frac{l_5}{2} + l_{661} + l_{662} = 0$$

do osi x:

$$l_{22} \cdot \cos \varphi_{22} + \frac{l_5}{2} \cdot \cos \varphi_5 - l_{661} = 0$$

do osi y:

$$l_{22} \cdot \sin \varphi_{22} + \frac{l_5}{2} \cdot \sin \varphi_5 - l_{662} = 0$$

Slučky rýchlostí:

do osi x : (v_{5x})

$$-l_{22} \cdot \dot{\varphi}_{22} \cdot \sin \varphi_{22} - \frac{l_5}{2} \cdot \dot{\varphi}_5 \cdot \sin \varphi_5 - \dot{l}_{661} = 0$$

do osi y : (v_{5y})

$$l_{22} \cdot \dot{\varphi}_{22} \cdot \cos \varphi_{22} + \frac{l_5}{2} \cdot \dot{\varphi}_5 \cdot \cos \varphi_5 - \dot{l}_{662} = 0$$

Slučky zrýchlení:

do osi x: (a_{5x})

$$-l_{22} \cdot \ddot{\varphi}_{22} \cdot \sin \varphi_{22} - l_{22} \dot{\varphi}_{22}^2 \cdot \cos \varphi_{22} - \frac{l_5}{2} \cdot \ddot{\varphi}_5 \cdot \sin \varphi_5 - \frac{l_5}{2} \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot \cos \varphi_5 - \ddot{l}_{661} = 0$$

do osi y: (a_{5y})

$$l_{22} \cdot \ddot{\varphi}_{22} \cdot \cos \varphi_{22} - l_{22} \dot{\varphi}_{22}^2 \cdot \sin \varphi_{22} + \frac{l_5}{2} \cdot \ddot{\varphi}_5 \cdot \cos \varphi_5 - \frac{l_5}{2} \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot \sin \varphi_5 - \ddot{l}_{662} = 0$$

Vektorová rovnica pre ťažisko T₅

$$l_{22} + \frac{l_5}{2} = r_{T5}$$

Súradnice ťažiska T₅:

$$x_{T5} = l_{22} \cdot \cos \varphi_2 + \frac{l_5}{2} \cdot \cos \varphi_5$$

$$y_{T5} = l_{25} \cdot \sin \varphi_2 + \frac{l_5}{2} \cdot \sin \varphi_5$$

Rýchlosť ťažiska T₅:

$$v_{T5x} = -l_{22} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \sin \varphi_2 - \frac{l_5}{2} \cdot \dot{\varphi}_5 \cdot \sin \varphi_5$$

$$v_{T5y} = l_{25} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \cos \varphi_2 + \frac{l_5}{2} \cdot \dot{\varphi}_5 \cdot \cos \varphi_5$$

Zrýchlenie ťažiska T₅:

$$a_{T5x} = -l_{22} \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \sin \varphi_2 - l_{22} \dot{\varphi}_2^2 \cdot \cos \varphi_2 - \frac{l_5}{2} \cdot \ddot{\varphi}_5 \cdot \sin \varphi_5 - \frac{l_5}{2} \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot \cos \varphi_5$$

$$a_{T5y} = -l_{22} \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \cos \varphi_2 - l_{22} \dot{\varphi}_2^2 \cdot \sin \varphi_2 + \frac{l_5}{2} \cdot \ddot{\varphi}_5 \cdot \cos \varphi_5 + \frac{l_5}{2} \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot \sin \varphi_5$$

Člen 6 Slučky polohy:

Vektorová rovnica: $l_2 + l_3 + 2l_4 + l_6 + l_{61} + l_{62} = 0$

do osi x:
$$l_2 \cdot \cos \varphi_2 + l_3 \cdot \cos \varphi_3 + 2l l_4 \cdot \cos q_3 + l l_6 \cdot \cos \varphi_6 - l_{62} = 0$$

do osi y:
$$l_2 \cdot \sin \varphi_2 + l_3 \cdot \sin \varphi_3 + 2l l_4 \cdot \sin q_3 + l l_6 \cdot \sin \varphi_6 - l_{61} = 0$$

Slučky rýchlostí:

do osi x: (v_{6x})

$$-l_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \sin \varphi_2 - l_3 \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3 - 2l l_4 \cdot \dot{q}_3 \cdot \sin q_3 - l l_6 \cdot \dot{\varphi}_6 \cdot \sin \varphi_6 - \dot{l}_{62} = 0$$

do osi y: (v_{6y})

$$l_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \cos \varphi_2 + l_3 \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3 + 2l l_4 \cdot \dot{q}_3 \cdot \cos q_3 + l l_6 \cdot \dot{\varphi}_6 \cdot \cos \varphi_6 - \dot{l}_{61} = 0$$

Slučky zrýchlení:

do osi x:
 (a_{6x})

$$-l_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \sin \varphi_2 - l_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \cos \varphi_2 - l_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3 - l_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \cos \varphi_3 - 2l l_4 \cdot \ddot{q}_3 \cdot \sin q_3 - 2l l_4 \cdot \dot{q}_3^2 \cdot \cos q_3 - l l_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 \cdot \sin \varphi_6 - l l_6 \cdot \dot{\varphi}_6^2 \cdot \cos \varphi_6 - \ddot{l}_{62} = 0$$

do osi y:
 (a_{6y})

$$l_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \cos \varphi_2 - l_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \sin \varphi_2 + l_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3 - l_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \sin \varphi_3 + -2l l_4 \cdot \ddot{q}_3 \cdot \cos q_3 - 2l l_4 \cdot \dot{q}_3^2 \cdot \sin q_3 + l l_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 \cdot \cos \varphi_6 - l l_6 \cdot \dot{\varphi}_6^2 \cdot \sin \varphi_6 - \ddot{l}_{61} = 0$$

Vektorová rovnica pre ťažisko T₆

$$l_2 + l_3 + 2l l_4 + l l_6 = r_{T6}$$

Súradnice ťažiska T₆:

$$x_{T6} = l_2 \cdot \cos \varphi_2 + l_3 \cdot \cos \varphi_3 + 2l l_4 \cdot \cos \varphi_4 + l l_6 \cdot \cos \varphi_6$$

$$y_{T6} = l_2 \cdot \sin \varphi_2 + l_3 \cdot \sin \varphi_3 + 2l l_4 \cdot \sin \varphi_4 + l l_6 \cdot \sin \varphi_6$$

Rýchlosť ťažiska T₆:

$$v_{T6x} = -l_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \sin \varphi_2 - l_3 \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3 - 2l l_4 \cdot \dot{\varphi}_4 \cdot \sin \varphi_4 - l l_6 \cdot \dot{\varphi}_6 \cdot \sin \varphi_6$$

$$v_{T6y} = l_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \cos \varphi_2 + l_3 \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3 + 2l l_4 \cdot \dot{\varphi}_4 \cdot \cos \varphi_4 + l l_6 \cdot \dot{\varphi}_6 \cdot \cos \varphi_6$$

Zrýchlenie ťažiska T₆

$$a_{T6x} = -l_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \sin \varphi_2 - l_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \cos \varphi_2 - l_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3 - l_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \cos \varphi_3 - 2l l_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 \cdot \sin \varphi_4 - 2l l_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2 \cdot \cos \varphi_4 - l l_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 \cdot \sin \varphi_6 - l l_6 \cdot \dot{\varphi}_6^2 \cdot \cos \varphi_6$$

$$a_{T6y} = l_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \cos \varphi_2 - l_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \sin \varphi_2 + l_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3 - l_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \sin \varphi_3 + 2l_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 \cdot \cos \varphi_4 - 2l_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2 \cdot \sin \varphi_4 + l_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 \cdot \cos \varphi_6 - l_6 \cdot \dot{\varphi}_6^2 \cdot \sin \varphi_6$$

Konštanty, uvádzané v rovniciach, sú definované v programe (Kapitola 15.1).

15.0 Program pre výpočet reakcií v kĺboch podávacieho mechanizmu a dosiahnuté výsledky.

Program je vypracovaný v prostredí MATLAB. Jeho štruktúra nadväzuje na údaje v Kapitole 13.0 a stanovené konštanty pre jednotlivé členy mechanizmu. Vychádzajúc zo všeobecných vzťahov a predpokladov:

- moment zotrvačnosti homogénnej tyče $J = \frac{1}{12} m \cdot r^2$,
priemer všetkých členov mechanizmu $d = 0,005 \text{ m}$,
ťaž jednotlivých členov mechanizmu $G = 15,543 \cdot 10^{-2} \text{ J}$,
- že pri určitom zjednodušení modelu - zanedbanie pružnosti členov (relatívne malé rozmery), vôle a trenia v čapoch,
- že jednotlivé členy mechanizmu sú z ocele,
- že sa pre výpočet použije kinetostatická metóda vzhľadom na charakter a vstupné parametre mechanizmu,

jednotlivé členy majú nasledovné vypočítané parametre (Tabuľka 15.1):

Tabuľka 15.1

Člen	Dĺžka člena [m]	Hmotnosť [10^{-5} kg]	Priemer [m]	Moment zotrvačnosti [$10^{-12} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$]
I_2	0,002	31,086	0,005	161,895
I_{22}	0,001	15,543	0,005	80,948
I_3	0,06	932,58	0,005	4872,5
I_{44}	0,021	326,403	0,005	1699,906
I_4	0,042	652,806	0,005	3399,81
I_5	0,057	885,95	0,005	4614,03
I_6	0,048	746,064	0,005	3885,50
I_{66}	0,0165	256,459	0,005	1335,638

15.1 Program pre výpočet reakcií v kĺboch podávacieho mechanizmu

```
%
% HĽAVNÝ PROGRAM
% RIEŠENIA PODÁVACIEHO MECHANIZMU

clear all
l2=0.0021; % dĺžka kľuky 2
l22=0.0009; % dĺžka kľuky 22
l3=0.060; % dĺžka tiahla 3
l4=0.042; % dĺžka prvej časti páky 4
l44=0.021; % dĺžka druhej časti páky 44
l5=0.057; % dĺžka tiahla 5
```

```

16=0.048; % páka podávača 6
166=0.0165; % páka podávača 66
17=0.036; % y-ová vzdialenosť čapu páky 4
18=0.056; % x-ová vzdialenosť čapu páky 4
gama=-10*pi/180; % uhol medzi kľukou 2 a kľukou 22
fi3=2.5*pi/180;
fi6=178.5*pi/180;
fi5=276*pi/180;
fi4=105*pi/180;
x=[fi3;fi4;fi5;fi6]; % vektor závislých premenných
n=36; % počet polôh
alfa=0; % uhlové zrýchlenie kľuky 2
omega=575; % uhlová rýchlosť
q0=75*pi/180; % počiatočné natočenie kľuky 2
tk=(2*pi)/omega;
i=1;

for t=0:tk/n:tk
    q(i,1)=q0+omega*t+(alfa*t^2)/2;
    x=fsolve2('rovnice1',x,1,q(i));
    p(i,1:4)=x';
    fi3=p(i,1);
    fi4=p(i,2);
    fi5=p(i,3);
    fi6=p(i,4);

    % matica
    M=[-13*sin(fi3) -144*sin(fi4) 0 0;
        13*cos(fi3) 144*cos(fi4) 0 0;
        -13*sin(fi3) -144*sin(fi4) -15*sin(fi5) -16*sin(fi6);
        13*cos(fi3) 144*cos(fi4) 15*cos(fi5) 16*cos(fi6)];

    % prava strana matice rychlosti

    PSV=[ 12*(omega+alfa*t)*sin(q(i));
          -12*(omega+alfa*t)*cos(q(i));

          12*(omega+alfa*t)*sin(q(i))+122*(omega+alfa*t)*sin(q(i)+gama);
          -12*(omega+alfa*t)*cos(q(i))-
          122*(omega+alfa*t)*cos(q(i)+gama)];
    V(i,1:4)=(M\PSV)';

    %prava strana matica zrychleni

    PSA=[
    12*alfa*sin(q(i))+12*((omega+alfa*t)^2)*cos(q(i))+13*(V(i,1)^2)*cos(fi
    3)+144*(V(i,2)^2)*cos(fi4);
    -
    12*alfa*cos(q(i))+12*((omega+alfa*t)^2)*sin(q(i))+13*(V(i,1)^2)*sin(fi
    3)+144*(V(i,2)^2)*sin(fi4);
    12*alfa*sin(q(i))+12*((omega+alfa*t)^2)*cos(q(i))+13*(V(i,1)^2)*cos(fi
    3)+14*(V(i,2)^2)*cos(fi4)+15*(V(i,3)^2)*cos(fi5)+16*(V(i,4)^2)*cos(fi6
    )+122*alfa*sin(q(i)+gama)+122*((omega+alfa*t)^2)*cos(q(i)+gama);
    -
    12*alfa*cos(q(i))+12*((omega+alfa*t)^2)*sin(q(i))+13*(V(i,1)^2)*sin(fi
    3)+14*(V(i,2)^2)*sin(fi4)+15*(V(i,3)^2)*sin(fi5)+16*(V(i,4)^2)*sin(fi6
    )-122*alfa*cos(q(i)+gama)+122*((omega+alfa*t)^2)*sin(q(i)+gama)];
    A(i,1:4)=(M\PSA)';

    % poloha bodu A
    XA(i,1)=12*cos(q(i))+13*cos(fi3)+14*cos(fi4)+(16+166)*cos(fi6);

```

```

YA(i,1)=l2*sin(q(i))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+(l6+l66)*sin(fi6);
RA(i,1)=sqrt((XA(i,1)^2)+(YA(i,1)^2));

% rychlost bodu A
VXA(i,1)=-l2*(omega+alfa*t)*sin(q(i))-l3*V(i,1)*sin(fi3)-
l4*V(i,2)*sin(fi4)-(l6+l66)*V(i,4)*sin(fi6);

VYA(i,1)=l2*(omega+alfa*t)*cos(q(i))+l3*V(i,1)*cos(fi3)+l4*V(i,2)*cos(
fi4)+(l6+l66)*V(i,4)*cos(fi6);
VA(i,1)=sqrt((VXA(i,1)^2)+(VYA(i,1)^2));

% zrychlenie bodu A
AXA(i,1)=-l2*alfa*sin(q(i))-l2*((omega+alfa*t)^2)*cos(q(i))-
l3*A(i,1)*sin(fi3)-l3*(V(i,1)^2)*cos(fi3)-l4*A(i,2)*sin(fi4)-
l4*(V(i,2)^2)*cos(fi4)-(l6+l66)*A(i,4)*sin(fi6)-
(l6+l66)*(V(i,4)^2)*cos(fi6);
AYA(i,1)= l2*alfa*cos(q(i))-
l2*((omega+alfa*t)^2)*sin(q(i))+l3*A(i,1)*cos(fi3)-
l3*(V(i,1)^2)*sin(fi3)+l4*A(i,2)*cos(fi4)-
l4*(V(i,2)^2)*sin(fi4)+(l6+l66)*A(i,4)*cos(fi6)-
(l6+l66)*(V(i,4)^2)*sin(fi6);
AA(i,1)=sqrt((AXA(i,1)^2)+(AYA(i,1)^2));

% výpočet dynamický -----
-----

m3=7850*13*pi*0.005^2/4;
m4=7850*(14+l44)*pi*0.005^2/4;
m5=7850*15*pi*0.005^2/4;
m6=7850*(l6+l66)*pi*0.005^2/4;
g=9.81;

G3=m3*g;
G4=m4*g;
G5=m5*g;
G6=m6*g;

dfi2=omega;
dfi3=V(i,1);
dfi4=V(i,2);
dfi5=V(i,3);
dfi6=V(i,4);

ddfi2=0;
ddfi3=A(i,1);
ddfi4=A(i,2);
ddfi5=A(i,3);
ddfi6=A(i,4);

l14=0.5*(14+l44)
l16=0.5*(l6+l66);
M3D=4872.5*10E-12*ddfi3;
M5D=4614.03*10E-12*ddfi5;
M6D=3885.5*10E-12*ddfi6;

fi2=q(i);
q1=q(i)+gama;
q2=q(i);
q3=fi4;
q5=fi6;

```

q4=fi5;

XT3=12*cos(q2)+0.5*13*cos(fi3);
 VT3X=12*dfi2*sin(q2)+0.5*13*dfi3*sin(fi3);
 AT3X=12*ddfi2*sin(q2)-12*dfi2*dfi2*cos(q2)+0.5*13*ddfi3*sin(fi3)-
 0.5*13*dfi3*dfi3*cos(fi3);
 YT3=12*sin(q2)+0.5*13*sin(fi3);
 VT3Y=-12*dfi2*cos(q2)+0.5*13*dfi3*cos(fi3);
 AT3Y=-12*ddfi2*cos(q2)-
 12*dfi2*dfi2*sin(q2)+0.5*13*ddfi3*cos(fi3)+0.5*13*dfi3*dfi3*sin(fi3);

AT4X=0;
 AT4Y=0;

XT5=122*cos(fi2)+0.5*15*cos(fi5);
 VT5X=-122*dfi2*sin(fi2)-0.5*15*dfi5*sin(fi5);
 AT5X=-12*ddfi2*sin(fi2)-122*dfi2*dfi2*cos(fi2)-0.5*15*ddfi5*sin(fi5)-
 0.5*15*dfi5*dfi5*cos(fi5);
 YT5=122*sin(fi2)+0.5*15*sin(fi5);
 VT5Y=122*dfi2*cos(fi2)+0.5*15*dfi5*cos(fi5);
 AT5Y=12*ddfi2*cos(fi2)-122*dfi2*dfi2*sin(fi2)+0.5*15*ddfi5*cos(fi5)-
 0.5*15*dfi5*dfi5*sin(fi5);

XT6=12*cos(fi2)+13*cos(fi3)+2*114*cos(fi4)+116*cos(fi6);
 YT6=12*sin(fi2)+13*sin(fi3)+2*114*sin(fi4)+116*sin(fi6);

VT6X=-12*dfi2*sin(fi2)-13*dfi3*sin(fi3)-2*114*dfi4*sin(fi4)-
 116*dfi6*sin(fi6);
 VT6Y=12*dfi2*cos(fi2)+13*dfi3*cos(fi3)+2*114*dfi4*cos(fi4)+116*dfi6*co
 s(fi6);

AT6X=-12*ddfi2*sin(fi2)-12*dfi2*dfi2*cos(fi2)-13*ddfi3*sin(fi3)-
 13*dfi3*dfi3*cos(fi3)-2*114*ddfi4*sin(fi4)-2*114*dfi4*dfi4*cos(fi4)-
 116*ddfi6*sin(fi6)-116*dfi6*dfi6*cos(fi6);
 AT6Y=12*ddfi2*cos(fi2)-12*dfi2*dfi2*sin(fi2)+13*ddfi3*cos(fi3)-
 13*dfi3*dfi3*sin(fi3)+2*114*ddfi4*cos(fi4)-
 2*114*dfi4*dfi4*sin(fi4)+116*ddfi6*cos(fi6)-116*dfi6*dfi6*sin(fi6);

FD3X=m3*AT3X;
 FD3Y=m3*AT3Y;
 FD4X=m4*AT4X;
 FD4Y=m4*AT4Y;
 FD5X=m5*AT5X;
 FD5Y=m5*AT5Y;
 FD6X=m5*AT6X;
 FD6Y=m5*AT6Y;

MM=[1 0 1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
 0 1 0 1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
 0 0 0 -12*sin(q2) -12*cos(q2) 122*sin(q1)
 122*cos(q1) 0 0 0 0 0 0 1;
 0 0 -1 0 0 0 1 0 0 0 0 0 0 0;
 0 0 0 -1 0 0 0 1 0 0 0 0 0 0;
 0 0 0 -0.5*13*sin(fi3) 0.5*13*cos(fi3) 0 0 0 -
 0.5*13*sin(fi3) 0.5*13*cos(fi3) 0 0 0 0 0;
 0 0 0 0 0 0 -1 0 1 0 1 0 0 0 0;

```

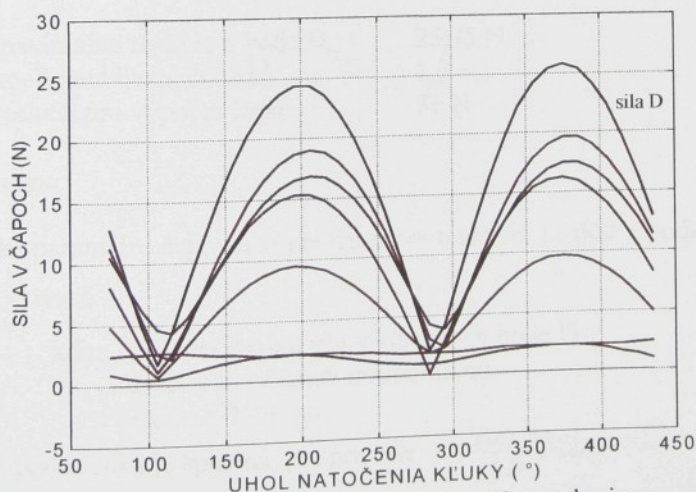
0 0 0 0 0 0 0 -1 0 1 0 1 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 -0.5*114*sin(q3) -0.5*114*cos(q3) 0;
(144-0.5*114)*sin(q3) (144-0.5*114)*cos(q3)
114*sin(q3) 114*cos(q3) 0 0 0;

0 0 0 0 -1 0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0;
0 0 0 0 0 -1 0 0 0 0 0 0 0 -1 0;
0 0 0 0 -0.5*15*sin(q4) -0.5*15*cos(q4) 0 0 0 0 0 0;

0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 -1 0 1 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 1 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 -0.5*116*sin(q5) -
0.5*116*cos(q5) -(16-0.5*116)*sin(q5) -(16-
0.5*116)*cos(q5) 0];
PSF=[0;0;0;-FD3X;G3-FD3Y;M3D;-FD4X;G4-FD4Y;0;-FD5X;G5-FD5Y;-M5D;-
FD6X;G6-FD6Y;-M6D];
SILY(i,1:15)=(MM\PSF)';
ra(i)=sqrt(SILY(i,1)^2+SILY(i,2)^2);
rb(i)=sqrt(SILY(i,3)^2+SILY(i,4)^2);
rc(i)=sqrt(SILY(i,5)^2+SILY(i,6)^2);
rd(i)=sqrt(SILY(i,7)^2+SILY(i,8)^2);
re(i)=sqrt(SILY(i,9)^2+SILY(i,10)^2);
rf(i)=sqrt(SILY(i,11)^2+SILY(i,12)^2);
rg(i)=sqrt(SILY(i,13)^2+SILY(i,14)^2);
mg(i)=SILY(i,15);
reakcie=[180*q'/pi;ra;rb;rc;rd;re;rf;rg;mg]';
plot(q*180/pi,ra,q*180/pi,rb,q*180/pi,rc,q*180/pi,rd,q*180/pi,re,q*180
/pi,rf,q*180/pi,rg,q*180/pi,mg),grid
xlabel('UHOL NATOČENIA KLUKY (°)')
ylabel('SILA V ČAPOCH (N)')
s(i,1)=q(i,1)*180/pi;
i=i+1;
end
save otto.mat

```

Výsledky, dosiahnuté uvedeným programom, sú numericky uvedené v Tabuľke 15.2 a grafické priebehy reakcií v jednotlivých čapoch na obr. 15.1



Obr. 15.1 Priebehy reakcií v čapoch podávacieho mechanizmu

15.2 Závery z dynamickej analýzy

Z dynamickej analýzy riešeného 6-členného mechanizmu vyplynuli nasledovné závery:

1. Jednotlivé členy sú hmotnými členmi s tiažami G_3, G_4, G_5, G_6 , ktoré vzhľadom na svoju hmotnosť a rotačný, resp. všeobecný pohyb pôsobia na kĺby mechanizmu prostredníctvom reakcií a krútiacich momentov M_k .
2. Vplyv dynamických účinkov člena 2 (kľuky) vzhľadom na takmer centrický člen s rozmermi $l_2 \rightarrow 0, l_{22} \rightarrow 0$ je zanedbaný a vo výpočte sa s ním neuvažuje.
3. Maximálne reakcie v kĺboch A, B, C, D, E, F a H sú nasledovné (Tabuľka 15.3)

Tabuľka 15.3 Maximálne reakcie v kĺboch mechanizmu

Pootočenie kľuky [°]	Sila A [N]	Sila B [N]	Sila C [N]	Sila D [N]	Sila E [N]	Sila F [N]	Sila H [N]
105			2,5581				
375	17,46	19,62		25,75	16,24	9,72	2,22

4. Najväčšia reakcia je zaznamenaná v bode D na člene 3(4) ($D = 25,75$ N), najmenšia v bode H na člene 5(6). (Nie je uvažovaná sila od pritlačnej pätky).

Pre výpočet čapu s rovnakými parametrami (priemer d) pre všetky kĺby mechanizmu (z dôvodu štandardizácie a jednoduchej výmeny v prípade opotrebovania) bola stanovená :

- maximálna reakcia v bode D 25,75 N
- koeficient bezpečnosti 1,2
- reakcia pre výpočet čapu 31 N

Výpočet čapu:

Technické parametre čapu sú vypočítané pre materiál 11 600 z podmienky

$$\frac{2 \cdot D}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{DOV}$$

kde: D - maximálna sila v kĺboch - v bode D

d - priemer členov mechanizmu

$$\tau_{DOV} = 80 \text{ MPa}$$

Uvedené podmienka je splnená pre priemer $d > \frac{\tau_{DOV} \cdot \pi}{2 \cdot D} > 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

Voľba parametrov čapu:

priemer čapu:

$$d_c = 3 \text{ mm}$$

dĺžka čapu

$$l_c = 12 \text{ mm}$$

Uvedený údaj je východiskový pre konštrukčné riešenie jednotlivých kĺbov. Konštrukčné riešenie nie je predmetom tejto práce.

5. Pre prenos pohybu bol stanovený pre všetky kĺby Čap 3 x 12, STN 02 20 12.
6. Hmotnosť čapu $0,793 \cdot 10^{-3}$ kg nebude mať podstatný vplyv na zmenu kinematických ani dynamických parametrov mechanizmu.
7. Rozmery mechanizmu ako i jeho jednotlivých členov sú akceptovateľné vzhľadom na priestorové dispozície šijacích strojov.
8. Výpočet parametrov na vzper a ohyb u jednotlivých členov mechanizmu nebol sledovaný vzhľadom na relatívne malé rozmery a vykonávané pohyby.

16.0 Celkový záver k výsledkom práce

16.1 Zhrnutie výsledkov práce

Vecná náplň habilitačnej práce je orientovaná na stanovenie optimálnych parametrov zvoleného šesťčlenného mechanizmu spodného podávania šijacieho stroja.

Vnútorná štruktúra práce bola zvolená tak, aby prehľadne v prvej časti bolo uvedené :

- problematika spodného podávania u šijacích strojov,
- charakter a spôsob práce mechanizmu a stanovenie kinematických veličín bodu záujmu mechanizmu,
- metódy pre analytické riešenie kinematických veličín,
- metódy dynamického riešenia mechanizmu vzhľadom na komplexnejšie riešenie zvolenej problematiky.

V Kapitole 7.0 je predmetný mechanizmus riešený a v Kapitole 9.0 sú zhrnuté výsledky analytického riešenia, získané programom MATLAB. Dosiahnuté výsledky v Kapitole 9.0 pri vopred zvolených vstupných parametroch mechanizmu poukázali na to, že :

- tvar dráhy bodu záujmu má ostrý prechod, čo negatívne môže vplývať na pracovný chod mechanizmu,

- grafické priebehy rýchlostí a zrýchlení bodu záujmu nie sú harmonické krivky, z čoho možno usudzovať, že bod záujmu hlavne v pracovnej polohe nad stehovou doštičkou nebude zabezpečovať technológiou požadovaný plynulý posun šitého materiálu.

Nadväzne na získané prvotné závery riešenia bolo následne pristúpené k analýze chovania sa mechanizmu a najmä vplyvu veľkosti jeho členov na tvar dráhy, priebehy rýchlostí a zrýchlení bodu záujmu.

Pri stanovení ohraničujúcich podmienok, vyplývajúcich z technológie šitia, bola vykonaná analyticky optimalizácia parametrov niektorých členov (majúcich podstatný vplyv na požadované parametre) vhodnou metódou - metódou pomerného hľadania. Program cykloval a menil dĺžky členov l_2 , l_{22} a uhol γ navzájom v rozsahu takom, aby boli splnené vopred stanovené okrajové podmienky. Výsledky boli overené a potvrdené i metódou "Monte Carlo". Analyticky získané údaje o parametroch dráhy ako i dĺžkové a priestorové parametre mechanizmu sú akceptovateľné z konštrukčného i technologického hľadiska šitia pre použitie v jednoihlových šijacích strojoch.

V ďalších samostatných častiach bol optimalizovaný mechanizmus riešený i z dynamického hľadiska a z pohľadu vynúteného kmitania sústavy bod- prítlačná päťka. Z tohto riešenia boli stanovené východiská pre ďalšie - konštrukčné riešenie (nebolo náplňou tejto práce).

16.2 Závery pre prax

Práca mechanizmov spodného podávania, ale i ďalších mechanizmov u šijacích strojov nie je hlavne z pohľadu rozsahu a veľkosti kinematických a dynamických účinkov verejne publikovaná. Preto i tieto parametre nie sú bežne dostupné užívateľom šijacej techniky. Výsledky, získané touto prácou, sú z pohľadu praktického využitia prínosom pre prax. Jedná sa najmä o :

- získanie predstavy o kinematických a dynamických parametroch mechanizmu spodného podávania a podmienkach, za akých je mechanizmus schopný pracovať a o aspektoch, ktoré môžu negatívne vplyvať na chod mechanizmu,
- vypracované programy pre výpočet technických parametrov, ktoré je možné využiť pri riešení iných mechanizmov - pri zmene vstupných údajov. Programy je možné použiť na bežne dostupnej výpočtovej technike,

- vyriešený mechanizmus pri vhodnej zmene technických parametrov je možné využiť u niektorých typov šijacích strojov, nadväzne na priestorové, konštrukčné a iné požiadavky vytypovaného šijacieho stroja,
- nakoľko bod záujmu vykonáva posuvný pohyb, je možné riešený typ mechanizmu využiť i v iných zariadeniach, kde sa požaduje posun materiálu alebo predmetov. Dĺžka posunu a ďalšie parametre je možné získať použitím v práci uvedených programov - pri zmene vstupných veličín.

Na základe celkového zhodnotenia dosiahnutých výsledkov v práci ako i na základe konzultácií k výsledkom práce s odborníkmi, ktorí sa v praxi profesijne zaoberajú šijacou technikou, možno konštatovať, že práca splnila svoj cieľ a jej výsledky sú využiteľné a aplikovateľné v praxi.

Zoznam použitej literatúry

- [1] Artobolevskij I.I.: Teoria mechanismov i mašin, Nauka, Moskva, 1975
- [2] Balažovjeh a kol.: Teoretická mechanika v príkladoch, ALFA, Bratislava, 1976
- [3] Barborák O.: Kinematika - úvod do riešenia rovinných mechanizmov, Trenčianska univerzita, Trenčín, 2000
- [4] Bartsch H.J.: Matematické vzorce, SNTL, Praha, 1983
- [5] Binder R.: Mechanika 1-4, SVTL, Bratislava, 1967
- [6] Bolek A. a kol.: Časti strojů 1 a2, SNTL, Praha, 1989
- [7] Bradský Z., Jáč V.: Mechanika II - Kinematika, skriptá VŠST, Liberec, 1986
- [8] Brát V.: Maricové metody v analýze a syntéze prostorových vázaných mechanických systémů, Strojírenský časopis 1971/1
- [9] Brát V.: Příspěvek k automatizaci obecných výpočtů v teorii mechanismů, Sborník II. konference o teorii strojů a mechanismů, Liberec, 1976
- [10] Brát V.: Příručka kinematiky s příklady, SNTL, Praha, 1976
- [11] Brát V.: Výjimečné a zvláštní případy mechanismů, Strojírenství 1973/8
- [12] Brát V., Brousil J.: Dynamika, SNTL, Praha, 1987
- [13] Brepta R.: Sbíрка příkladu z kinematiky, SNTL, Praha, 1957
- [14] Brousil J. a kol.: Dynamika, SNTL, Praha, 1989
- [15] Černoch S. a kol.: Strojně technická příručka, SNTL, Praha, 1977
- [16] Dobrovolný B.: Technická mechanika, Práce, Praha, 1946
- [17] Dressing H., Vulfson J.: Dynamik der Maschienen, VEB Verlag Wissenschaften, Berlin, 1988
- [18] Duhár A., Rehuš M.: Kinematika - návody na cvičenia, ALFA, Bratislava, 1988
- [19] Dudáš V. a kol.: Pokroky vědy a techniky v textilním průmyslu - Oděvnictví, SNTL, Praha, 1981
- [20] Fiedler M.: Speciální matice a jejich použití v numerické matematice, Technická knihovna inženýra, Praha, 1981
- [21] Glézl Š., Kamarád J., Slimák I.: Presná mechanika, ALFA, Bratislava, 1992
- [22] Gonda J.: Základy dynamiky strojov, ALFA, Bratislava, 1969
- [23] Gonda J.: Dynamika pre inžinierov, Vydavateľstvo Slovenskej akadémie vied, Bratislava, 1972
- [24] Haas V.: Oděvní stroje a zařízení I,II, Informatórium, Praha, 2000
- [25] Hořejší J.: Sbíрка úloh z dynamiky, Nadas, Praha, 1967
- [26] Charvát J.: Kinematika se základy teorie mechanismů, VŠST, Liberec, 1974

- [27] Charvát J.: Ke geometrické přesnosti mechanismů, Sborník III. konference o teorii strojů a mechanismů, Liberec, 1980
- [28] Charvát J.: Mechanika I,II, VŠST, Liberec, 1982
- [29] Charvát J.: Teorie mechanismů - vybrané části, VŠST, Liberec, 1980
- [30] Chudý J.: Determinanty a matice, SNTL, Praha, 1974
- [31] Jác V.: Dynamická analýza mechanismů s pružnými členy, Sborník III. konference o teorii strojů a mechanismů, Liberec, 1980
- [32] Jelínek M.: Matice, Slovenské pedagogické nakladatel'stvo, Bratislava, 1979
- [33] Janičina J., Pekárek F.: Mechanika II - Kinematika, SNTL, Bratislava, 1987
- [34] Juliš K., Brepta R. a kol.: Mechanika I. díl, Statika a kinematika, SNTL, Praha, 1986
- [35] Juliš K., Brepta R. a kol.: Mechanika II. díl, Dynamika, SNTL, Praha, 1987
- [36] Kaukič M.: Numerická analýza I., MC Energy, Žilina, 1998
- [37] Kolektiv autorů VŠST Liberec : Textilní a oděvní stroje II., skriptá VŠST, Liberec, 1991
- [38] Koloc Z., Václavík M.: Vačkové mechanismy, SNTL, Praha, 1988
- [39] Kareis B., Kareisová E., Kareis B.: Stroje a zariadenia v textilnom priemysle, Alfa, Bratislava, 1988
- [40] Kožešník J.: Dynamika strojů, SNTL, Praha, 1958
- [41] Koževnikov S.N., Jesipenko J.I., Raskin J.M.: Mechanizmy, SNTL, Bratislava, 1960
- [42] Kunz A., Wanner J., Vencálek F.: Mechanika III, SVTL, Bratislava, 1956
- [43] Lederer P.: Kinematická optimalizace kloubových mechanismů, skriptá ČVUT, Praha, 1975
- [44] Lederer P.: Příklady z kinematiky, Skriptá ČVUT, Praha, 1987
- [45] Lederer P.: Teorie a optimalizace mechanických systémů I, II, Skriptá ČVUT, Praha, 1989
- [46] Markus L.: Multikriteriálna optimalizácia mechanizmov, Sborník III. konference o teorii mechanismů, Liberec, 1980
- [47] Medvec A. a kol.: Dynamika, Alfa, Bratislava, 1988
- [48] Motejl V. : Stroje a zařízení v oděvní výrobě, STNL, Praha, 1984
- [49] Motejl V., Tepřík O. : Šicí stroje v oděvní výrobě, STNL, Praha, 1973
- [50] Novák V., Zítek P.: Praktické metody simulace dynamickýj systémů, SNTL, Praha, 1982
- [51] Petru K.: Zdvihové závislosti vačkových mechanismů, SNTL, Praha, 1980
- [52] Plaček B.: Příspěvek k řešení pohybových rovnic dynamických diskrétních vázaných systémů, Sborník V. konference o teorii strojů a mechanismů, Liberec, 1988

- [53] Salva V.I.: Dynamika v príkladoch, SVTL, Bratislava, 1956
- [54] Stejskal V.: Kmitání v konstrukci strojů, ČSVTS, Praha, 1983
- [55] Stejskal V., Valášek : Metoda kompartmentu v dynamice rovinných mechanismů, Skriptá ČVUT, Praha, 1983
- [56] Stradiot J. a kol.: Dynamika strojov, ALFA, Bratislava, 1991
- [57] Šrejtr J.: Technická mechanika II - Kinematika, SNTL, Praha, 1955
- [58] Šreitr J.: Technická mechanika III - Dynamika, SNTL, Praha, 1958
- [59] Šrejtr J.: Kinematické základy teorie mechanismů, Skriptá ČVUT, Praha, 1963
- [60] Strya J.: Konstrukce a technologie výroby průmyslových šicích strojů II, Boskovice, 1970
- [61] Turek I., Skala O., Haluška J.: Mechanika, SNTL, Praha, 1982
- [62] Víteček A.: Optimalizace systémů - dynamická optimalizace, Skriptá VŠB, Ostrava, 1992
- [63] Zítek P.: Simulace dynamických systémů, SNTL, Praha, 1990
- [64] Žmindák M., Sága M., Tvaružek J., Husár Š.: Optimalizácia mechanických sústav, Žilinská univerzita, Žilina, 2000

Prílohy habilitačnej práce

ku Kapitole 8.0

ku Kapitole 11.0

Príloha C. 1 ku kapitole 8.0

Program teoretického riešenia mechanizmu :

%Hlavný program

```
clear all
l2=13; %definovanie
l22=9; %konštánt
l3=60;
l4=42;
l44=21;
l5=57;
l6=48;
l66=16.5;
l7=36;
l8=56;
gama=100*pi/180;
fi3=2.5*pi/180; %počiatočné hodnoty
fi6=178.5*pi/180;
fi5=276*pi/180;
fi4=105*pi/180;
x=[fi3;fi4;fi5;fi6];
n=72; %pocet polôh
alfa=0; %uhlove zrychlenie
omega=261.8; %uhlova rychlost
q0=75*pi/180;
tk=(2*pi)/omega;
i=1;

for t=0:tk/n:tk
    q(i,1)=q0+omega*t+(alfa*t^2)/2;
    options=optimset('fsolve');
    x=fsolve('rovnice1',x,options,q(i));
    p(i,1:4)=x';
    fi3=p(i,1);
    fi4=p(i,2);
    fi5=p(i,3);
    fi6=p(i,4);
    M=[-l3*sin(fi3) -l44*sin(fi4) 0 0;
        l3*cos(fi3) l44*cos(fi4) 0 0;
        -l3*sin(fi3) -l4*sin(fi4) -l5*sin(fi5) -l6*sin(fi6);
        l3*cos(fi3) l4*cos(fi4) l5*cos(fi5) l6*cos(fi6)];
    %prava strana matice rychlosti
    PSV=[ l2*(omega+alfa*t)*sin(q(i));
        -l2*(omega+alfa*t)*cos(q(i));
        l2*(omega+alfa*t)*sin(q(i))+l22*(omega+alfa*t)*sin(q(i)+gama);
        -l2*(omega+alfa*t)*cos(q(i))-l22*(omega+alfa*t)*cos(q(i)+gama)];
    V(i,1:4)=(M\PSV)';

    %prava strana matice zrychleni
    PSA=[l2*alfa*sin(q(i))+l2*((omega+alfa*t)^2)*cos(q(i))+
        l3*(V(i,1)^2)*cos(fi3)+l44*(V(i,2)^2)*cos(fi4);

        -l2*alfa*cos(q(i))+l2*((omega+alfa*t)^2)*sin(q(i))+
        l3*(V(i,1)^2)*sin(fi3)+l44*(V(i,2)^2)*sin(fi4);

        l2*alfa*sin(q(i))+l2*((omega+alfa*t)^2)*cos(q(i))+
        l3*(V(i,1)^2)*cos(fi3)+l4*(V(i,2)^2)*cos(fi4)+
        l5*(V(i,3)^2)*cos(fi5)+l6*(V(i,4)^2)*cos(fi6)+
        l22*alfa*sin(q(i)+gama)+l22*((omega+alfa*t)^2)*cos(q(i)+gama);
        -l2*alfa*cos(q(i))+l2*((omega+alfa*t)^2)*sin(q(i))+
        l3*(V(i,1)^2)*sin(fi3)+l4*(V(i,2)^2)*sin(fi4)+
        l5*(V(i,3)^2)*sin(fi5)+l6*(V(i,4)^2)*sin(fi6)-
        l22*alfa*cos(q(i)+gama)+l22*((omega+alfa*t)^2)*sin(q(i)+gama)];
    A(i,1:4)=(M\PSA)';
```

```

%poloha bodu Z
XA(i,1)=l2*cos(q(i))+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+(l6+l66)*cos(fi6);
YA(i,1)=l2*sin(q(i))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+(l6+l66)*sin(fi6);
RA(i,1)=sqrt((XA(i,1)^2)+(YA(i,1)^2));

%rychlost bodu Z
VXA(i,1)=-l2*(omega+alfa*t)*sin(q(i))-l3*V(i,1)*sin(fi3)-
    l4*V(i,2)*sin(fi4)-(l6+l66)*V(i,4)*sin(fi6);
VYA(i,1)=l2*(omega+alfa*t)*cos(q(i))+l3*V(i,1)*cos(fi3)+
    l4*V(i,2)*cos(fi4)+(l6+l66)*V(i,4)*cos(fi6);
VA(i,1)=sqrt((VXA(i,1)^2)+(VYA(i,1)^2));

%zrychlenie bodu Z
AXA(i,1)=-l2*alfa*sin(q(i))-l2*((omega+alfa*t)^2)*cos(q(i))-
    l3*A(i,1)*sin(fi3)-l3*(V(i,1)^2)*cos(fi3)-
    l4*A(i,2)*sin(fi4)-l4*(V(i,2)^2)*cos(fi4)-
    (l6+l66)*A(i,4)*sin(fi6)-(l6+l66)*(V(i,4)^2)*cos(fi6);
AYA(i,1)= l2*alfa*cos(q(i))-l2*((omega+alfa*t)^2)*sin(q(i))+
    l3*A(i,1)*cos(fi3)-l3*(V(i,1)^2)*sin(fi3)+l4*A(i,2)*cos(fi4)-
    l4*(V(i,2)^2)*sin(fi4)+(l6+l66)*A(i,4)*cos(fi6)-
    (l6+l66)*(V(i,4)^2)*sin(fi6);
AA(i,1)=sqrt((AXA(i,1)^2)+(AYA(i,1)^2));
s(i,1)=q(i,1)*180/pi; %prepocet radianov na stupne
i=i+1;
end
save otto.mat

function x=rovnice1(neznama,q) % výpočet transcendentálnych
    %rovníc polohy
    %konstanty

l2=13;
l22=9;
l3=60;
l4=42;
l44=21;
l5=57;
l6=48;
l66=16.5;
l7=36;
l8=56;
gama=100*pi/180;
fi3=neznama(1);
fi4=neznama(2);
fi5=neznama(3);
fi6=neznama(4);
x=zeros(4,1);
x(1)=l2*cos(q)+l3*cos(fi3)+l44*cos(fi4)-l8;
x(2)=l2*sin(q)+l3*sin(fi3)+l44*sin(fi4)-l7;
x(3)=l2*cos(q)+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+l5*cos(fi5)+l6*cos(fi6)+
    l22*cos(q+gama);
x(4)=l2*sin(q)+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+l5*sin(fi5)+l6*sin(fi6)+
    l22*sin(q+gama);

```

%ANIMACIA

```

clear all
load otto.mat
clf

```

```

for i=1:l:n+1
    axis on
    B(i,1)=l2*cos(q(i)); %definovanie bodov mechanizmu%
    B(i,2)=l2*sin(q(i));
    C(i,1)=-l22*cos(q(i)+gama);
    C(i,2)=-l22*sin(q(i)+gama);
    D(i,1)=B(i,1)+l3*cos(p(i,1));
    D(i,2)=B(i,2)+l3*sin(p(i,1));

```

```

E(i,2)=D(i,2)+l4*sin(p(i,2));
F(i,1)=E(i,1)+l6*cos(p(i,4));
F(i,2)=E(i,2)+l6*sin(p(i,4));
Z(i,1)=F(i,1)+l66*cos(p(i,4));
Z(i,2)=F(i,2)+l66*sin(p(i,4));
M(i,1)=D(i,1)+l44*cos(p(i,2));
M(i,2)=D(i,2)+l44*sin(p(i,2));
plot([0,B(i,1),D(i,1),E(i,1),F(i,1),      %vykreslenie mechanizmu
      Z(i,1)], [0,B(i,2),D(i,2),E(i,2),F(i,2), Z(i,2)],
      'k', [F(i,1),C(i,1),0], [F(i,2),C(i,2),0], 'k', 0,0, 'r+', M(i,1),M(i,2),
      'r+', B(i,1),B(i,2), 'ro', C(i,1),C(i,2), 'ro', F(i,1),F(i,2), 'ro',
      D(i,1),D(i,2), 'ro', E(i,1),E(i,2), 'ro')
text( Z(i,1), Z(i,2)+5, ' Z')

```

```

line( Z(:,1), Z(:,2))      %vykreslenie dráhy bodu Z

```

```

title('MECHANIZMUS SPODNEHO PODAVANIA')

```

```

xlabel('Os x:  -50 az 100 mm')

```

```

ylabel('Os y:  -50 az 100 mm')

```

```

axis([-50 100 -50 100])

```

```

% pause(0.5)

```

```

i=i+1;

```

```

end

```

Tabuľka 1 Kinematické veličiny bodu záujmu podávacieho mechanizmu pri otáčkach 2500 min⁻¹

Počet krokov	Uhol natočenia φ_2 [°]	Poloha bodu záujmu		Rýchlosť bodu záujmu		Zrýchlenie bodu záujmu	
		[mm]		[mm s ⁻¹]		[mm s ⁻²]	
1	75,00	57,78		4589,57		0,5016	
2	80,00	58,58		4718,59		0,3699	
3	85,00	59,41		4793,41		0,2834	
4	90,00	60,25		4814,58		0,2895	
5	95,00	61,10		4783,84		0,3796	
6	100,00	61,93		4704,02		0,5045	
7	105,00	62,74		4578,71		0,6369	
8	110,00	63,51		4412,60		0,7657	
9	115,00	64,22		4211,18		0,8856	
10	120,00	64,86		3981,02		0,9934	
11	125,00	65,42		3729,87		1,0871	
12	130,00	65,88		3466,82		1,1653	
13	135,00	66,25		3202,45		1,2272	
14	140,00	66,50		2949,13		1,2722	
15	145,00	66,64		2720,87		1,3003	
16	150,00	66,66		2532,56		1,3118	
17	155,00	66,55		2397,92		1,3076	
18	160,00	66,33		2326,57		1,2887	
19	165,00	65,98		2320,19		1,2566	
20	170,00	65,52		2370,96		1,2136	
21	175,00	64,95		2464,01		1,1632	
22	180,00	64,28		2581,32		1,1113	
23	185,00	63,51		2704,52		1,0676	
24	190,00	62,66		2818,86		1,0468	
25	195,00	61,74		2913,19		1,0661	
26	200,00	60,77		2983,47		1,1322	
27	205,00	59,77		3034,13		1,2254	
28	210,00	58,75		3078,00		1,2998	
29	215,00	57,75		3128,99		1,3109	
30	220,00	56,77		3193,75		1,2462	
31	225,00	55,83		3268,19		1,1288	
32	230,00	54,95		3344,13		0,9966	
33	235,00	54,12		3415,38		0,8756	
34	240,00	53,37		3479,44		0,7741	
35	245,00	52,68		3536,64		0,6897	
36	250,00	52,05		3588,05		0,6161	
37	255,00	51,50		3634,02		0,5479	
38	260,00	51,03		3674,19		0,4809	
39	265,00	50,62		3706,91		0,4141	
40	270,00	50,27		3729,91		0,3481	
41	275,00	49,99		3740,57		0,2864	
42	280,00	49,78		3736,24		0,2358	
43	285,00	49,62		3714,50		0,2075	
44	290,00	49,51		3673,32		0,2117	
45	295,00	49,45		3611,23		0,2462	
46	300,00	49,43		3527,19		0,2994	
47	305,00	49,45		3420,62		0,3615	
48	310,00	49,50		3291,42		0,4269	
49	315,00	49,58		3139,93		0,4928	
50	320,00	49,69		2966,79		0,5575	
51	325,00	49,81		2773,04		0,6202	
52	330,00	49,96		2560,08		0,6802	
53	335,00	50,12		2329,78		0,7373	
54	340,00	50,30		2084,51		0,7913	
55	345,00	50,49		1827,56		0,8421	
56	350,00	50,69		1563,81		0,8902	
57	355,00	50,90		1301,37		0,9358	
58	360,00	51,12		1055,92		0,9797	
59	365,00	51,35		859,93		1,0224	
60	370,00	51,60		772,31		1,0644	
61	375,00	51,86		845,83		1,1054	
62	380,00	52,14		1061,08		1,1441	
63	385,00	52,45		1362,00		1,1779	
64	390,00	52,78		1710,01		1,2027	
65	395,00	53,14		2083,47		1,2133	
66	400,00	53,54		2468,25		1,2044	
67	405,00	53,99		2852,49		1,1716	
68	410,00	54,49		3225,23		1,1123	
69	415,00	55,04		3575,93		1,0265	
70	420,00	55,64		3895,00		0,9166	
71	425,00	56,30		4174,29		0,7876	
72	430,00	57,02		4407,29		0,6461	
73	435,00	57,78		4589,63		0,5017	

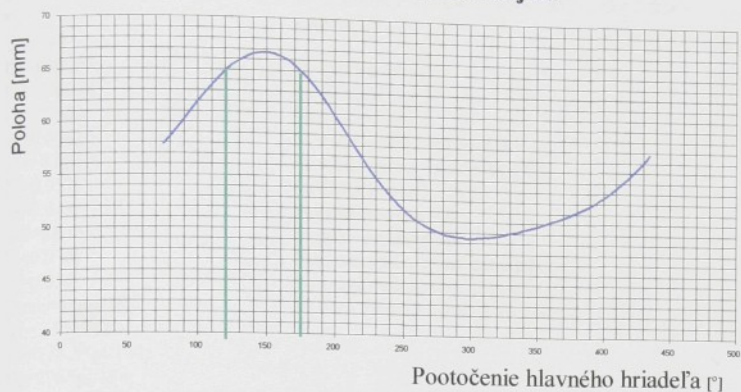
Tabuľka 2 Kinematické veličiny bodu záujmu podávacieho
mechanizmu pri otáčkach 3500 min⁻¹

Počet krokov	Uhol natočenia φ_2 [°]	Poloha bodu záujmu mm]	Rýchlosť bodu záujmu [mm s ⁻¹]	Zrýchlenie bodu záujmu [mm s ⁻²]
1	75,00	57,78	6425,05	0,9831
2	80,00	58,58	6605,67	0,7248
3	85,00	59,41	6710,41	0,5554
4	90,00	60,25	6740,04	0,5673
5	95,00	61,10	6697,01	0,7440
6	100,00	61,93	6585,27	0,9886
7	105,00	62,74	6409,85	1,2481
8	110,00	63,51	6177,30	1,5006
9	115,00	64,22	5895,33	1,7355
10	120,00	64,86	5573,12	1,9468
11	125,00	65,42	5221,53	2,1305
12	130,00	65,88	4853,29	2,2838
13	135,00	66,25	4483,19	2,4050
14	140,00	66,50	4128,56	2,4932
15	145,00	66,64	3809,01	2,5483
16	150,00	66,66	3545,39	2,5709
17	155,00	66,55	3356,90	2,5626
18	160,00	66,33	3257,02	2,5255
19	165,00	65,98	3248,08	2,4626
20	170,00	65,52	3319,17	2,3784
21	175,00	64,95	3449,42	2,2797
22	180,00	64,28	3613,65	2,1780
23	185,00	63,51	3786,12	2,0922
24	190,00	62,66	3946,18	2,0515
25	195,00	61,74	4078,25	2,0893
26	200,00	60,77	4176,63	2,2189
27	205,00	59,77	4247,54	2,4015
28	210,00	58,75	4308,96	2,5473
29	215,00	57,75	4380,35	2,5690
30	220,00	56,77	4471,00	2,4423
31	225,00	55,83	4575,22	2,2121
32	230,00	54,95	4681,53	1,9532
33	235,00	54,12	4781,28	1,7160
34	240,00	53,37	4870,96	1,5170
35	245,00	52,68	4951,02	1,3516
36	250,00	52,05	5023,00	1,2075
37	255,00	51,50	5087,34	1,0737
38	260,00	51,03	5143,54	0,9426
39	265,00	50,62	5189,40	0,8116
40	270,00	50,27	5221,59	0,6823
41	275,00	49,99	5236,51	0,5613
42	280,00	49,78	5230,45	0,4621
43	285,00	49,62	5200,01	0,4066
44	290,00	49,51	5142,37	0,4148
45	295,00	49,45	5055,45	0,4825
46	300,00	49,43	4937,79	0,5867
47	305,00	49,45	4788,60	0,7084
48	310,00	49,50	4607,74	0,8367
49	315,00	49,58	4395,67	0,9657
50	320,00	49,69	4153,28	1,0926
51	325,00	49,81	3882,04	1,2154
52	330,00	49,96	3583,91	1,3331
53	335,00	50,12	3261,51	1,4449
54	340,00	50,30	2918,15	1,5507
55	345,00	50,49	2558,45	1,6504
56	350,00	50,69	2189,21	1,7446
57	355,00	50,90	1821,82	1,8340
58	360,00	51,12	1478,21	1,9200
59	365,00	51,35	1203,84	2,0037
60	370,00	51,60	1081,18	2,0860
61	375,00	51,86	1184,10	2,1663
62	380,00	52,14	1485,43	2,2422
63	385,00	52,45	1906,70	2,3085
64	390,00	52,78	2393,88	2,3570
65	395,00	53,14	2916,70	2,3777
66	400,00	53,54	3455,37	2,3603
67	405,00	53,99	3993,27	2,2960
68	410,00	54,49	4515,07	2,1799
69	415,00	55,04	5006,02	2,0117
70	420,00	55,64	5452,71	1,7964
71	425,00	56,30	5843,68	1,5435
72	430,00	57,02	6169,87	1,2663
73	435,00	57,78	6425,13	0,9831

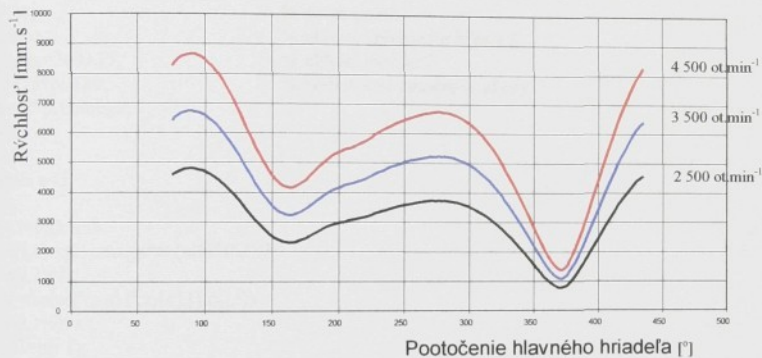
Tabuľka 3 Kinematické veličiny bodu záujmu podávacieho mechanizmu pri otáčkach 4500 min⁻¹

Počet krokov	Uhol natočenia φ_2 [°]	Položka bodu záujmu	Rýchlosť bodu záujmu	Zrýchlenie bodu záujmu
		[mm]	[mms ⁻¹]	[mms ⁻²]
1	75,00	57,78	8260,53	1,6250
2	80,00	58,58	8492,75	1,1981
3	85,00	59,41	8627,40	0,9181
4	90,00	60,25	8665,50	0,9378
5	95,00	61,10	8610,18	1,2298
6	100,00	61,93	8466,52	1,6342
7	105,00	62,74	8240,99	2,0631
8	110,00	63,51	7942,00	2,4804
9	115,00	64,22	7579,48	2,8687
10	120,00	64,86	7165,22	3,2181
11	125,00	65,42	6713,19	3,5217
12	130,00	65,88	6239,75	3,7751
13	135,00	66,25	5763,93	3,9754
14	140,00	66,50	5307,98	4,1211
15	145,00	66,64	4897,15	4,2122
16	150,00	66,66	4558,22	4,2497
17	155,00	66,55	4315,89	4,2359
18	160,00	66,33	4187,47	4,1745
19	165,00	65,98	4175,98	4,0706
20	170,00	65,52	4267,37	3,9313
21	175,00	64,95	4434,83	3,7683
22	180,00	64,28	4645,98	3,6001
23	185,00	63,51	4867,73	3,4583
24	190,00	62,66	5073,51	3,3911
25	195,00	61,74	5243,30	3,4536
26	200,00	60,77	5369,78	3,6678
27	205,00	59,77	5460,96	3,9696
28	210,00	58,75	5539,93	4,2106
29	215,00	57,75	5631,71	4,2465
30	220,00	56,77	5748,26	4,0370
31	225,00	55,83	5882,25	3,6565
32	230,00	54,95	6018,93	3,2286
33	235,00	54,12	6147,17	2,8365
34	240,00	53,37	6262,47	2,5076
35	245,00	52,68	6365,41	2,2341
36	250,00	52,05	6457,95	1,9960
37	255,00	51,50	6540,67	1,7748
38	260,00	51,03	6612,95	1,5580
39	265,00	50,62	6671,88	1,3415
40	270,00	50,27	6713,27	1,1278
41	275,00	49,99	6732,46	0,9278
42	280,00	49,78	6724,66	0,7639
43	285,00	49,62	6685,53	0,6721
44	290,00	49,51	6611,42	0,6857
45	295,00	49,45	6499,67	0,7975
46	300,00	49,43	6348,40	0,9699
47	305,00	49,45	6156,59	1,1710
48	310,00	49,50	5924,05	1,3830
49	315,00	49,58	5651,40	1,5963
50	320,00	49,69	5339,77	1,8060
51	325,00	49,81	4991,04	2,0090
52	330,00	49,96	4607,75	2,2035
53	335,00	50,12	4193,25	2,3884
54	340,00	50,30	3751,79	2,5633
55	345,00	50,49	3289,33	2,7281
56	350,00	50,69	2814,62	2,8837
57	355,00	50,90	2342,27	3,0316
58	360,00	51,12	1900,49	3,1736
59	365,00	51,35	1547,74	3,3121
60	370,00	51,60	1390,05	3,4481
61	375,00	51,86	1522,37	3,5809
62	380,00	52,14	1909,78	3,7063
63	385,00	52,45	2451,39	3,8158
64	390,00	52,78	3077,75	3,8960
65	395,00	53,14	3749,93	3,9303
66	400,00	53,54	4442,48	3,9015
67	405,00	53,99	5134,05	3,7952
68	410,00	54,49	5804,92	3,6032
69	415,00	55,04	6436,12	3,3253
70	420,00	55,64	7010,41	2,9694
71	425,00	56,30	7513,08	2,5514
72	430,00	57,02	7932,45	2,0931
73	435,00	57,78	8260,63	1,6251

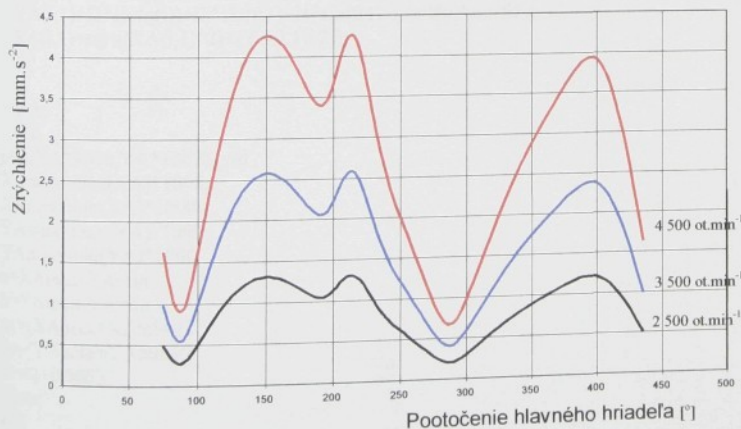
Graf 1 Dráha bodu záujmu



Graf 2 Rýchlosti bodu záujmu



Graf 3 Zrýchlenia bodu záujmu



HLAVNÝ PROGRAM RIEŠENIA PODÁVACIEHO MECHANIZMU Zmena L2

```
%
%
%
clear all
l2=0.00205;
l22=0.0008;
l3=0.060;
l4=0.046;
l44=0.021;
l5=0.057;
l6=0.048;
l66=0.0165;
l7=0.036;
l8=0.056;
gama=4*pi/180;
fi3=2.5*pi/180;
fi6=178.5*pi/180;
fi5=276*pi/180;
fi4=105*pi/180;
l2=0.0015
x=[fi3;fi4;fi5;fi6]
n=36;
alfa=0;
omega=360+75;
q0=75*pi/180;
tk=(2*pi)/omega;
i=1;
a=0;
while a<5

for t=0:tk/n:tk
    q(i,1)=q0+omega*t+(alfa*t^2)/2;
    q(i,2)=l2;
    x=fsolve('rovn1',x,[1],[],q(i,:))
    p(i,1:4)=x';
    fi3=p(i,1);
    fi4=p(i,2);
    fi5=p(i,3);
    fi6=p(i,4);

    % poloha bodu A
    XA(i,1)=l2*cos(q(i))+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+(l6+l66)*cos(fi6);
    YA(i,1)=l2*sin(q(i))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+(l6+l66)*sin(fi6);
    RA(i,1)=sqrt((XA(i,1)^2)+(YA(i,1)^2));

    i=i+1;
end
plot(XA*1000,YA*1000),grid
XAmax=max(XA)*1000;
X Amin=min(XA)*1000;
YAmax=max(YA)*1000;
YAmin=min(YA)*1000;
a=XAmax-XAmin
b=YAmax-YAmin
sx=(XAmax+XAmin)/2
sy=(YAmax+YAmin)/2
l2=l2+0.0003
pause
end
save zl2.mat
```

```
% dĺžka kľuky 2
% dĺžka kľuky 22
% dĺžka tiahla 3
% dĺžka prvej časti páky 4
% dĺžka druhej časti páky 44
% dĺžka tiahla 5
% páka podávača 6
% páka podávača 66
% y-ová vzdialenosť čapu páky 4
% x-ová vzdialenosť čapu páky 4
% uhol medzi kľukou 2 a kľukou 22
```

```
% vektor závislých premenných
% počet polôh
% uhlové zrýchlenie kľuky 2
% uhlová rýchlosť
% počiatočné natočenie kľuky 2
```

%	Zmena L2
function x=rovn1(neznama,q)	
l2= q(2);	% dĺžka kľuky 2
l22=0.0008;	% dĺžka kľuky 22
l3=0.060;	% dĺžka tiahla 3
l4=0.046;	% dĺžka prvej časti páky 4
l44=0.021;	% dĺžka druhej časti páky 44
l5=0.057;	% dĺžka tiahla 5
l6=0.048;	% páka podávača 6
l66=0.0165;	% páka podávača 66
l7=0.036;	% y-ová vzdialenosť čapu páky 4
l8=0.056;	% x-ová vzdialenosť čapu páky 4
gama=4*pi/180;	
fi3=neznama(1);	
fi4=neznama(2);	
fi5=neznama(3);	
fi6=neznama(4);	
x=zeros(4,1);	
x(1)=l2*cos(q(1))+l3*cos(fi3)+l44*cos(fi4)-l8;	
x(2)=l2*sin(q(1))+l3*sin(fi3)+l44*sin(fi4)-l7;	
x(3)=l2*cos(q(1))+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+l5*cos(fi5)+l6*cos(fi6)+l22*cos(q(1))+gama;	
x(4)=l2*sin(q(1))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+l5*sin(fi5)+l6*sin(fi6)+l22*sin(q(1))+gama;	

HLAVNÝ PROGRAM RIEŠENIA PODÁVACIEHO MECHANIZMU Zmena L22

```
%
%
%
clear all
l2=0.00205;
l22=0.0008;
l3=0.060;
l4=0.046;
l44=0.021;
l5=0.057;
l6=0.048;
l66=0.0165;
l7=0.036;
l8=0.056;
gamma=4*pi/180;
fi3=2.5*pi/180;
fi6=178.5*pi/180;
fi5=276*pi/180;
fi4=105*pi/180;
l22=0.0003;
x=[fi3;fi4;fi5;fi6]
n=36;
alfa=0;
omega=360+75;
q0=75*pi/180;
tk=(2*pi)/omega;
i=1;
a=0;
b=0;
while b<2

for t=0:tk/n:tk
    q(i,1)=q0+omega*t+(alfa*t^2)/2;
    q(i,2)=l22;
    x=fsolve('rovn2',x,[1],[1],q(i,:))
    p(i,1:4)=x';
    fi3=p(i,1);
    fi4=p(i,2);
    fi5=p(i,3);
    fi6=p(i,4);

    % poloha bodu A
    XA(i,1)=l2*cos(q(i))+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+(l6+l66)*cos(fi6);
    YA(i,1)=l2*sin(q(i))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+(l6+l66)*sin(fi6);
    RA(i,1)=sqrt((XA(i,1)^2)+(YA(i,1)^2));

    i=i+1;
end
plot(XA*1000,YA*1000),grid
XAmx=max(XA)*1000;
XAmin=min(XA)*1000;
YAmx=max(YA)*1000;
YAmin=min(YA)*1000;
a=XAmx-XAmin
b=YAmx-YAmin
sx=(XAmx+XAmin)/2
sy=(YAmx+YAmin)/2
l22=l22+0.0002
pause
end
save zl22.mat
```

```
% dĺžka kľuky 2
% dĺžka kľuky 22
% dĺžka tiahla 3
% dĺžka prvej časti páky 4
% dĺžka druhej časti páky 44
% dĺžka tiahla 5
% páka podávača 6
% páka podávača 66
% y-ová vzdialenosť čapu páky 4
% x-ová vzdialenosť čapu páky 4
% uhol medzi kľukou 2 a kľukou 22

% vektor závislých premenných
% počet polôh
% uhlové zrýchlenie kľuky 2
% uhlová rýchlosť
% počiatočné natočenie kľuky 2
```

%
function x=rovn2(neznama,q)

l2= 0.00205;

l22=q(2);

l3=0.060;

l4=0.046;

l44=0.021;

l5=0.057;

l6=0.048;

l66=0.0165;

l7=0.036;

l8=0.056;

gama=4*pi/180;

fi3=neznama(1);

fi4=neznama(2);

fi5=neznama(3);

fi6=neznama(4);

x=zeros(4,1);

x(1)=l2*cos(q(1))+l3*cos(fi3)+l44*cos(fi4)-l8;

x(2)=l2*sin(q(1))+l3*sin(fi3)+l44*sin(fi4)-l7;

x(3)=l2*cos(q(1))+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+l5*cos(fi5)+l6*cos(fi6)+l22*cos(q(1))+gama;

x(4)=l2*sin(q(1))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+l5*sin(fi5)+l6*sin(fi6)+l22*sin(q(1))+gama;

% dĺžka kľuky 2

% dĺžka kľuky 22

% dĺžka tiahla 3

% dĺžka prvej časti páky 4

% dĺžka druhej časti páky 44

% dĺžka tiahla 5

% páka podávača 6

% páka podávača 66

% y-ová vzdialenosť čapu páky 4

% x-ová vzdialenosť čapu páky 4

```
%
%
%
clear all
l2=0.00205; % dĺžka kľuky 2
l22=0.0008; % dĺžka kľuky 22
l3=0.060; % dĺžka tiahla 3
l4=0.046; % dĺžka prvej časti páky 4
l44=0.021; % dĺžka druhej časti páky 44
l5=0.057; % dĺžka tiahla 5
l6=0.048; % páka podávača 6
l66=0.0165; % páka podávača 66
l7=0.036; % y-ová vzdialenosť čapu páky 4
l8=0.056; % x-ová vzdialenosť čapu páky 4
gama=4*pi/180; % uhol medzi kľukou 2 a kľukou 22
fi3=2.5*pi/180;
fi6=178.5*pi/180;
fi5=276*pi/180;
fi4=105*pi/180;
gama=14*pi/180;
x=[fi3;fi4;fi5;fi6] % vektor závislých premenných
n=36; % počet polôh
alfa=0; % uhlové zrýchlenie kľuky 2
omega=360+75; % uhlová rýchlosť
q0=75*pi/180; % počiatočné natočenie kľuky 2
tk=(2*pi)/omega;
i=1;
a=0;
b=0;
while b<2

for t=0:tk/n:tk
    q(i,1)=q0+omega*t+(alfa*t^2)/2;
    q(i,2)=gama;
    x=fsolve('rovn3',x,[1],[],q(i,:))
    p(i,1:4)=x';
    fi3=p(i,1);
    fi4=p(i,2);
    fi5=p(i,3);
    fi6=p(i,4);

    % poloha bodu A
    XA(i,1)=l2*cos(q(i))+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+(l6+l66)*cos(fi6);
    YA(i,1)=l2*sin(q(i))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+(l6+l66)*sin(fi6);
    RA(i,1)=sqrt((XA(i,1)^2)+(YA(i,1)^2));

i=i+1;
end
plot(XA*1000,YA*1000),grid
XAmax=max(XA)*1000;
X Amin=min(XA)*1000;
Y Amax=max(YA)*1000;
Y Amin=min(YA)*1000;
a=X Amax-X Amin
b=Y Amax-Y Amin
sx=(X Amax+X Amin)/2
sy=(Y Amax+Y Amin)/2
gama=gama-4*pi/180
gg=gama*180/pi
pause
end
```

%	Zmena gama	
function x=rovn3(neznama,q)		
l2= 0.00205;		% dĺžka kľuky 2
l22=0.0008;		% dĺžka kľuky 22
l3=0.060;		% dĺžka tiahla 3
l4=0.046;		% dĺžka prvej časti páky 4
l44=0.021;		% dĺžka druhej časti páky 44
l5=0.057;		% dĺžka tiahla 5
l6=0.048;		% páka podávača 6
l66=0.0165;		% páka podávača 66
l7=0.036;		% y-ová vzdialenosť čapu páky 4
l8=0.056;		% x-ová vzdialenosť čapu páky 4
gama=q(2);		
fi3=neznama(1);		
fi4=neznama(2);		
fi5=neznama(3);		
fi6=neznama(4);		
x=zeros(4,1);		
x(1)=l2*cos(q(1))+l3*cos(fi3)+l44*cos(fi4)-l8;		
x(2)=l2*sin(q(1))+l3*sin(fi3)+l44*sin(fi4)-l7;		
x(3)=l2*cos(q(1))+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+l5*cos(fi5)+l6*cos(fi6)+l22*cos(q(1)+gama);		
x(4)=l2*sin(q(1))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+l5*sin(fi5)+l6*sin(fi6)+l22*sin(q(1)+gama);		

```
%
%
%
clear all
l2=0.00205;
l22=0.0008;
l3=0.060;
l4=0.046;
l44=0.021;
l5=0.057;
l6=0.048;
l66=0.0165;
l7=0.036;
l8=0.056;
gama=14*pi/180;
fi3=2.5*pi/180;
fi6=178.5*pi/180;
fi5=276*pi/180;
fi4=105*pi/180;
l2=0.0015;
l22=0.0003;
x=[fi3;fi4;fi5;fi6]
n=36;
alfa=0;
omega=360+75;
q0=75*pi/180;
tk=(2*pi)/omega;
i=1;
a=0;
while a<5

    for t=0:tk/n:tk
        q(i,1)=q0+omega*t+(alfa*t^2)/2;
        q(i,2)=l2;
        q(i,3)=l22;
        x=fsolve('rovn11',x,[1],[],q(i,:))
        p(i,1:4)=x';
        fi3=p(i,1);
        fi4=p(i,2);
        fi5=p(i,3);
        fi6=p(i,4);

        % poloha bodu A
        XA(i,1)=l2*cos(q(i))+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+(l6+l66)*cos(fi6);
        YA(i,1)=l2*sin(q(i))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+(l6+l66)*sin(fi6);
        RA(i,1)=sqrt((XA(i,1)^2)+(YA(i,1)^2));
        i=i+1;
    end

    plot(XA*1000,YA*1000).grid
    XAmax=max(XA)*1000;
    XAmin=min(XA)*1000;
    YAmax=max(YA)*1000;
    YAmin=min(YA)*1000;
    a=XAmax-XAmin
    b=YAmax-YAmin
    sx=(XAmax+XAmin)/2
    sy=(YAmax+YAmin)/2
    l2=l2+0.0003
    pause
end
l2=l2-0.0003
b=0;
```

HLAVNÝ PROGRAM
 RIEŠENIA PODÁVACIEHO MECHANIZMU
 Zmena L2,l22,gama
 % dĺžka kľuky 2
 % dĺžka kľuky 22
 % dĺžka tiahla 3
 % dĺžka prvej časti páky 4
 % dĺžka druhej časti páky 44
 % dĺžka tiahla 5
 % páka podávača 6
 % páka podávača 66
 % y-ová vzdialenosť čapu páky 4
 % x-ová vzdialenosť čapu páky 4
 % uhol medzi kľukou 2 a kľukou 22

% vektor závislých premenných
 % počet polôh
 % uhlové zrýchlenie kľuky 2
 % uhlová rýchlosť
 % počiatočné natočenie kľuky 2

```

for t=0:tk/n:tk
    q(i,1)=q0+omega*t+(alfa*t^2)/2;
    q(i,2)=l2;
    q(i,3)=l22;
    x=fsolve('rovn22',x,[1],[],q(i,:))
    p(i,1:4)=x';
    fi3=p(i,1);
    fi4=p(i,2);
    fi5=p(i,3);
    fi6=p(i,4);

    % poloha bodu A
    XA(i,1)=l2*cos(q(i))+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+(l6+l66)*cos(fi6);
    YA(i,1)=l2*sin(q(i))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+(l6+l66)*sin(fi6);
    RA(i,1)=sqrt((XA(i,1)^2)+(YA(i,1)^2));

% -----
    i=i+1;
end
plot(XA*1000,YA*1000),grid
XAmay=max(XA)*1000;
XAmay=min(XA)*1000;
YAmay=max(YA)*1000;
YAmay=min(YA)*1000;
a=XAmay-XAmay
b=YAmay-YAmay
sx=(XAmay+XAmay)/2
sy=(YAmay+YAmay)/2
l22=l22+0.0002;
pause
end
l22=l22-0.0002;
%%%%%%%%%%
os=5;

while os>0.3

```

```

for t=0:tk/n:tk
    q(i,1)=q0+omega*t+(alfa*t^2)/2;
    q(i,2)=l2;
    q(i,3)=l22;
    q(i,4)=gamma;
    x=fsolve('rovn33',x,[1],[],q(i,:))
    p(i,1:4)=x';
    fi3=p(i,1);
    fi4=p(i,2);
    fi5=p(i,3);
    fi6=p(i,4);

    % poloha bodu A
    XA(i,1)=l2*cos(q(i))+l3*cos(fi3)+l4*cos(fi4)+(l6+l66)*cos(fi6);
    YA(i,1)=l2*sin(q(i))+l3*sin(fi3)+l4*sin(fi4)+(l6+l66)*sin(fi6);
    RA(i,1)=sqrt((XA(i,1)^2)+(YA(i,1)^2));

```

```

% -----
    i=i+1;
end
plot(XA*1000,YA*1000),grid
XAmay=max(XA)*1000;
XAmay=min(XA)*1000;
YAmay=max(YA)*1000;
YAmay=min(YA)*1000;

```

```
a=XAmax-XAmin  
b=YAmax-YAmin  
sx=(XAmax+XAmin)/2  
sy=(YAmax+YAmin)/2  
gama=gama-4*pi/180  
gg=gama*180/pi  
[Y1,I]=min(YA)  
[Y2,J]=max(YA)  
os=XA(J)*1000-XA(1)*1000  
pause  
end  
save z12x.mat
```