TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

DOKTORSKÁ DIZERTAČNÁ PRÁCA

2005

Ing. MARTIN KONEČNÝ

6. Abstrakt

Náplňou tejto práce bolo splnenie požiadavky, od výrobcu šijacieho stroja LADA 607, na zníženie vibrácií šijacieho stroja ako celku. Riešenie spočívalo v optimalizácii vyváženia ihlového a niťového mechanizmu v kombinácii s vhodnou konštrukčnou úpravou. Zostavené výpočtové modely s dostatočnou presnosťou popisujú problematiku optimalizácie ihlového a niťového mechanizmu a konštrukcie rámu. Výpočty ukázali, že najväčší vplyv na celkové zníženie vibrácií stoja má mechanizmus s vývažkom na ojnici ihlového mechanizmu v kombinácii s konštrukčnou úpravou posunutia úložných bodov z pod hlavy stroja smerom k prostriedku základovej dosky. Je na výrobcovi šijacieho stroja aby si vybral vhodnú úpravu rámu s ohľadom na pracovný priestor ihlového a niťového mechanizmu prijateľnú cenu úprav.

7. Abstract

This thesis deals with decreasing of sewing machine LADA 607 vibrations as a complex unit. This thesis was created in co-operatin with the producer of this machine. The solution is grounded in balancing optimization of the thread and needle mechanisms in combination with appropriate design modification of the frame. The assembled calculation models describe optimization problems of the thread mechanism, the needle mechanism and the design of the frame with adequate precision. The calculation results has shown that the highest influence for decreasing of machine vibrations has mechanism with counterbalance on the rod of the needle mechanism in combination with design modification of connection points from under the head of the machine in the direction to the centre of the longer edge of the basic plate. The producer of the machine will choose appropriate design modification regarding to working space of the thread and needle mechanisms and acceptable price.

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra textilních strojů

Ing. Martin Konečný

Dynamická analýza ramena šijacieho stroja LADA 607

Doktorská dizertačná práca

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI
3146134542

Študijný program: P2302 Stroje a zařízení

Študijný odbor: 2302V01
Konstrukce strojů a zařízení

Školiteľ: Doc. Ing. Jiří Mrázek, CSc.

KTS
106 s., [85] s. příl.

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Univerzitní knihovna
Voroněžská 1329, Liberec 1
PSČ 461 17

U 442

Použité označenie:

symbol	popis	jednotka
$\gamma_2, \gamma_3, \gamma_4$	uhol odklonu ťažiska od spojnice bodov jednotlivých členov	°
φ	uhol pootočenia kľuky mechanizmu	°
$\omega, \omega_{21} = \dot{\varphi}$	uhlová rýchlosť spoločnej kľuky	$rad.s^{-1}$
$\varepsilon_{21} = \ddot{\varphi}$	uhlové zrýchlenie kľuky	$rad.s^{-2}$
ψ	uhol pootočenia vahadla mechanizmu	°
$\omega_{41} = \dot{\psi}$	uhlová rýchlosť vahadla	$rad.s^{-1}$
$\varepsilon_{41} = \ddot{\psi}$	uhlové zrýchlenie vahadla	$rad.s^{-2}$
ϑ	uhol pootočenia ťahlice mechanizmu	°
$\dot{\vartheta}$	uhlová rýchlosť ťahlice	$rad.s^{-1}$
$\ddot{\vartheta}$	uhlové zrýchlenie ťahlice	$rad.s^{-2}$
x_i, y_j	zovšeobecnená súradnica bodov	m
$\dot{x}, \dot{y}$	prvá derivácia polohy ...rýchlosť	$m.s^{-1}$
$\ddot{x}, \ddot{y}$	druhá derivácia polohy...zrýchlenie	$m.s^{-2}$
β	uhol, ktorý zvierajú ramená hlavy kľuky	°
β_o	uhol pootočenia ojnice ihlového mechanizmu	°
$\dot{\beta}_o$	uhlová rýchlosť ojnice ihlového mechanizmu	$rad.s^{-1}$
$\ddot{\beta}_o$	uhlové zrýchlenie ojnice ihlového mechanizmu	$rad.s^{-2}$
DN	dĺžka nite	m
ZN	zásoba nite	m
O_{21}	osa úložného bodu kľuky	
O_{61}	osa úložného bodu vahadla	
k_0	časť kružnice (dráha niťového očka)	
e	výstrednosť (excentricita)	m
s_i	zovšeobecnená vzdialenosť ťažiska	m
γ_i	zovšeobecnený uhol polohy ťažiska	°
$\boldsymbol{K}_1, \boldsymbol{K}_2, \boldsymbol{K}_3$	pomocné konštanty	
$\bar{\boldsymbol{r}}_2, \bar{\boldsymbol{r}}_3, \bar{\boldsymbol{r}}_4$	rádiusvektory	
l_2, l_3, l_4	rozmery jednotlivých členov mechanizmov	m
$\overline{\boldsymbol{h}_2}, \overline{\boldsymbol{h}_3}, \overline{\boldsymbol{h}_4}$	rovnobežné vektory	
b_2, b_3, b_4	vzdialenosť ťažiska od kĺbu	m
p	počet paralelogramov	
m_{2A0}, m_{4B0} m_A, m_B, m_2 m_{2A}, m_3, m_{3B} m_{2i}, m_{2Ci}, m_{2Aoi}	hmotnosti hmotných bodov	kg
$\boldsymbol{r}_I, \boldsymbol{r}_{II}, \boldsymbol{r}_{CII}$	polomer vývažkov	m
$\boldsymbol{m}_I, \boldsymbol{m}_{II}$, $\boldsymbol{m}_{CII}$ $\boldsymbol{m}_{CD}$	hmotnosti vývažkov	kg
$\boldsymbol{M}_D$	moment zotrvačnej dvojice	Nm
$\boldsymbol{G}_2, \boldsymbol{G}_3, \boldsymbol{G}_4$,	Tiaž jednotlivých členov mechanizmov	N

G_5, G_6		
D_{ix}, D_{iy}	zovšeobecnené zložky d´Alembertovej sily	N
O_2	odstredivá sila	N
T_2	tangenciálna sila	N
R_{ij}	zovšeobecnené reakcie jednotlivých členov	N
M_H	hnací (otáčavý) moment	Nm
n	počet otáčok	min^{-1}
I_{S2}	hmotný moment zotrvačnosti ojnice	$g.mm^2$
F_y, F_z	reakcie v uložení hlavy kľuky	N
U1	parameter zmeny uhlu	
R2	parameter zmeny polomeru	
U2	parameter zmeny uhlu	
RV	parameter zmeny polomeru vývažku na ojnici	
R	parameter zmeny priemeru hlavy kľuky	
RD	parameter zmeny vzdialenosti stredu vývažku od ojničného oka	
R1	parameter zmeny polomeru	
g	gravitačné zrýchlenie	$m.s^{-2}$
Al	hliník	
σ_O	ohybové napätie	MPa
M_O	ohybový moment	Nmm
W_O	odporový moment v ohybe	mm^3
H	hrúbka vývažku na ojnici ihlového mechanizmu	m
q_0	spojité zaťaženie	$N.m^{-1}$
t_α	čas potrebný na pootočenie o uhol α	s
h	rozpich ihlového mechanizmu	mm
L	dĺžka teoretickej ihlovej tyče	mm
l, l_u	vzdialenosti k úložným bodom	mm

OBSAH

Použité symboly 3
1. ÚVOD 6
2. ZÁKLADNÉ MECHANIZMY ŠIJACIEHO STROJA 14
2.1. Ústrojenstvo pohybu ihly 14
2.2. Ústrojenstvo podávania šijacieho materiálu . . . 17
2.3. Ústrojenstvo prevodové 27
2.3.1 Hlavný hriadeľ - ústrojenstvo pohybu ihly 28
3. TELESO ŠIJACIEHO STROJA - SÚČASNÝ STAV 32
3.1. Rám šijacieho stroja Lada 607 36
4. CIELE DIZERTAČNEJ PRÁCE 40
5. ANALÝZA NIŤOVÉHO A IHLOVÉHO MECHANIZMU 42
5.1. Určenie hmôt jednotlivých členov 42
5.2. Moment zotrvačnosti 43
5.3. Statické vyvažovanie 43
5.4. Kinematická analýza 51
5.4.1. Niťový mechanizmus 51
5.4.2. Ihlový mechanizmus 55
5.5. Kinetostatické riešenie predného mechanizmu . . . 57
5.5.1. Niťový mechanizmus 57
5.5.2. Ihlový mechanizmus 59
5.5.3. Spoločná kľuka ihlového a niťového mechanizmu . 61
6. TVORBA MODELOV 63
6.1. Tvorba modelu ihlového a niťového mechanizmu . . 63
6.2. Tvorba modelu rámu šijacieho stroja 68
7. VÝSLEDKY ANALÝZ 71
7.1. Niťový a ihlový mechanizmus 71
7.1.1. Pevnostná kontrola odvŕtanej ihlovej tyče . . . 76
7.2. Rám šijacieho stroja 81
7.2.1. Konštrukčné úpravy ramena 81
7.2.2. Modálna analýza 84
7.2.2. Vynútené tvary kmitov 85
8. ANALÝZA VIDOV KMITOV 89
8.1. Popis meraného zariadenia 89
8.2. Meracia aparatúra 89
8.3. Prevedené merania a analýzy (teória) 89
8.4. Prevedené merania a analýzy (experimentálna časť) 91
8.4.1. Modálna analýza (experimentálna časť) 91
8.4.2. Analýza prevádzkových tvarov kmitov 94
8.5. Vyhodnotenie meraní (experimentálnej časti) . . 97
9. ZÁVER 100
10. LITERATÚRA 104
11. ZOZNAM POUŽITÝCH PRÍLOH 106

1. ÚVOD

Snahy mechanizovať šitie a tým aj odevnú výrobu sa prejavili výraznejšie od 2. polovice 18. storočia a viedli už v roku 1845 k vynálezu použiteľného šijacieho stroja (Elias Howe).

Šijací stroj od svojho vzniku až po najpokrokovejšiu konštrukciu uchováva základnú (pôvodnú) myšlienku, a to spojenie dvoch alebo viacerých vrstiev materiálu šitím. Funkcia šijacieho stroja spočíva v previazaní základného spojovaného materiálu materiálom spojovacím určitým stehom a jeho opakovaním tvorí vzájomné spojenie materiálov. Táto operácia sa nazýva „šitie". Konštrukcia ktoréhokoľvek šijacieho stroja je podmienená účelu použitia stroja a druhom materiálu.

Šijací stroj slúži od bežne používaného výrobného nástroja pre osobnú potrebu jedinca až po veľkosériovú výrobu. Toto široké použitie prinútilo konštruktérov vytvoriť postupne bohatú škálu druhov, od domácich strojov s univerzálnym použitím až po vysoko jednoúčelové priemyslové stroje.

Zvyšovanie efektívnosti výroby sa v dnešnej dobe z veľkej časti zameriava na zníženie šijacích časov v šijacom procese a na zvýšenie produktivity tohoto procesu.

V kategórii šijacích strojov pre domácnosť je dnes veľmi silný konkurenčný boj o získanie zákazníka. Vedľa širokej ponuky úžitkových a ozdobných šijacích vzorov upozorňujú takmer všetci svetový výrobcovia šijacích strojov pre domácnosť v obchodno-technickej dokumentácii tiež na ďalšie dôležité parametre - ako je napríklad tichý chod, minimálne chvenie, jednoduchá obsluha apod.

Po dlhoročnej odmlke, ktorá bola spôsobená pozastavením výroby, je opäť snaha sa presadiť na domácom, ale aj na zahraničnom trhu, výrobcom šijacích strojov LADA. Návrat na trh má zabezpečiť renovovaný typ kufríkového domáceho šijacieho stroja typovej rady LADA 601÷9.

Vzhľadom k spolupráci Technickej Univerzity v Liberci a LADA Soběslav a.s., vznikla požiadavka na zníženie vibrácií ramena šijacieho stroja Lada 607.

Na základe spomenutej požiadavky vzniklo riešenie ihlového a niťového mechanizmu šijacieho stroja a samotného rámu LADA 607 s ohľadom na zníženie vibrácií ako celku.

Rozdelenie šijacích strojov

A. všeobecné,

B. technické,

C. podľa použitia.

ad A. Všeobecné rozdelenie

A.1 Podľa účelu použitia:

- šijacie stroje pre domácnosť,
- šijacie stroje remeselnícke,
- šijacie stroje priemyselné.

A.2 Podľa povahy práce:

- ľahké šijacie stroje,
- stredne šijacie stroje,
- ťažké šijacie stroje.

A.3 Podľa vykonávanej operácie:

- zošívacie, obrubovacie, lemovacie
- tužiace, zapošívacie,
- vyšívacie, ažurovacie, tamburovacie
- obnitkovacie
- podrážacie, stehovacie
- na obšívanie gombíkových dierok
- na prišívanie prvkov /gombíkov apod./
- na tvarové šitie apod.

A.4 Podľa použitia v odvetví:

- priem. šijacie stroje na šitie posteľnej bielizne,
- priemyselné šijacie stroje na vrchné odevy,
- priemyselné šijacie stroje obuvnícke,
- priemyselné šijacie stroje rukavičkárske,
- priemyselné šijacie stroje klobučnícke apod.

Pre vyššie uvedené účely sa jednotlivé šijacie stroje odchyľujú úpravami niektorých funkčných celkov tak, aby čo najlepšie vyhovovali danej technológii.

ad B. Technické rozdelenie

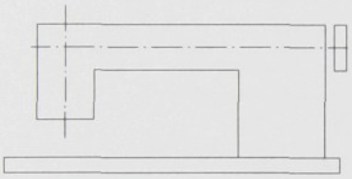
B.1 Podľa umiestnenia hlavy šijacieho stroja na pracovnej doske stolu:

/Hlava šijacieho stroja podľa ČSN 81 7021 je základná doska a rameno š. stroja/

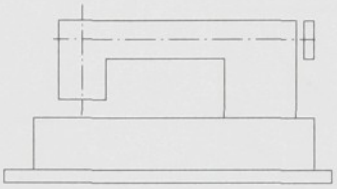
- umiestnenie bočné /hlavný hriadeľ š. stroja je rovnobežný s dlhšou hranou stolu/
- umiestnenie čelné /hlavný hriadeľ š. stroja je kolmý na dlhšiu hranu stolu/

B.2 Podľa úrovni hlavy šijacieho stroja:

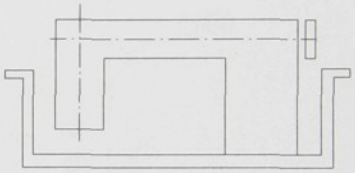
- na úrovni dosky stolu(Obr.1.1 a),
- vyvýšené(Obr.1.1 b),
- zapustené(Obr.1.1 c).



Obr.1.1 a



Obr.1.1 b

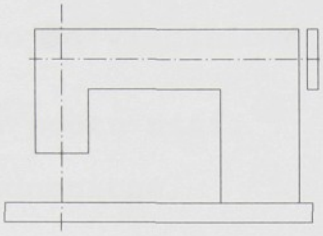


Obr.1.1 c

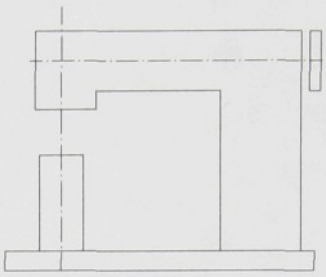
B.3 Podľa tvaru spodného ramena a základovej dosky:

- ploché šijacie stroje (Obr.1.2 a),
- stĺpové šijacie stroje (Obr.1.2 b),
- zo spodným ramenom priamym (Obr.1.2 c),
- zo spodným ramenom lomeným (Obr.1.2 d),
- skriňové (Obr.1.2 e),

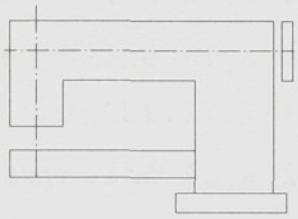
- zvláštneho tvaru (Obr.1.2 f)



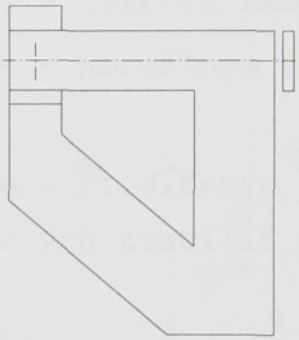
Obr.1.2 a



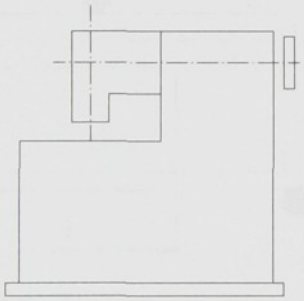
Obr.1.2 b



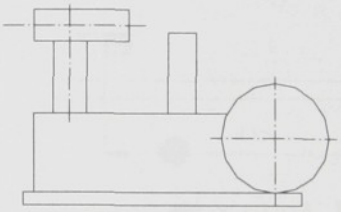
Obr.1.2 c



Obr.1.2 d



Obr.1.2 e



Obr.1.2 f

B.4 Podľa prevedeného druhu stehu:

- šijacie stroje s jednonitným retiazkovým stehom,
- šijacie stroje zo stehom ručným,
- šijacie stroje s dvojnitným a viacnitným viazaným stehom,
- šijacie stroje s viacnitným retiazkovým stehom /dvojito previazaným/,
- šijacie stroje s obnitkovacím stehom,
- šijacie stroje s krycím stehom,
- šijacie stroje s zaisťovacími stehami

B.5 Podľa počtu ihiel:

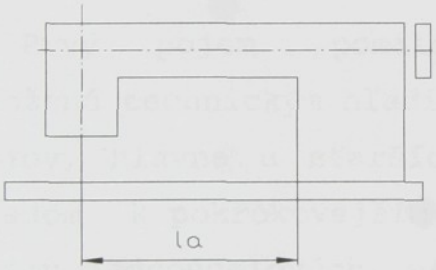
- jednoihlové,
- dvoj a viacihlové

B.6 Podľa počtu nití:

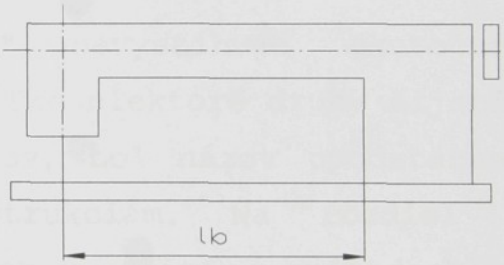
- jednonitné,
- dvojnitné a viacnitné

B.7 Podľa dĺžky vyloženia ramena:

- priemyselné šijacie stroje s krátkym ramenom,
- priemyselné šijacie stroje s normálnym ramenom /l-275 mm/(Obr.1.3 a)
- priemyselné šijacie stroje s predĺženým ramenom /l-1000 mm/ (na šitie technických textílií apod.) (Obr.1.3 b)



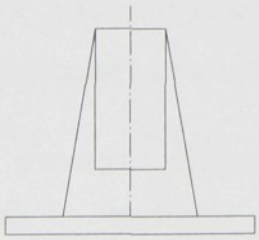
Obr.1.3 a



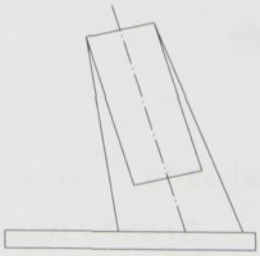
Obr.1.3 b

B.8 Podľa sklonu ramena k základovej doske:

- kolmé(Obr.1.4 a),
- šikmé(Obr.1.4 b).



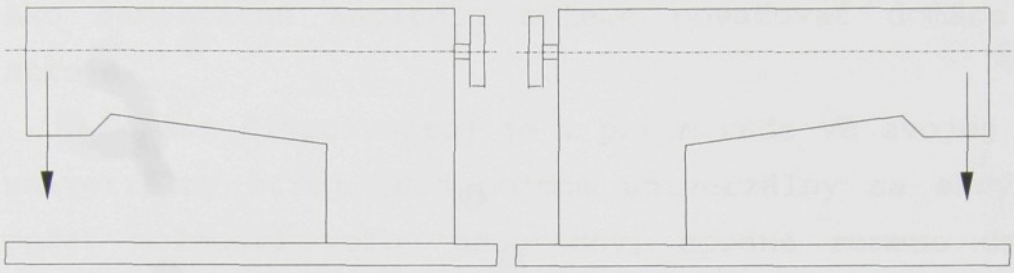
Obr.1.4 a



Obr.1.4 b

B.9 S prihliadnutím k umiestneniu ťažiska stroja z hľadiska obsluhy:

- prevedenie pravé(Obr.1.5 a),
- prevedenie ľavé(Obr.1.5 b).



Obr.1.5 a Obr.1.5 b

ad C. Rozdelenie podľa použitia

C.1 Podľa počtu otáčok hlavného hriadeľa:

- šijacie stroje pomalobežné (do 3000 ot/min),
- šijacie stroje rýchlobežné (do 5000 ot/min),
- vysokootáčkové(nad 5000 ot/min)

Prvý pojem „pomalobežné" nevystihuje skutočnosť podloženú technickým hľadiskom. Pre niektoré druhy šijacích strojov, hlavne u starších typov, bol názov opodstatnený vzhľadom k pokrokovejším konštrukciám. Na rozdiel od strojov jednoúčelových, u ktorých v určitých prípadoch nie je otáčková hranica rozhodujúca (napr. u podrážacích strojov) a riadi sa prevádzkovými podmienkami.

C.2 Podľa stupňa automatizácie:

- bez automatizačných prvkov,
- s automatizačnými prvkami

Do prvej skupiny patria šijacie stroje, ktoré v priebehu chodu samostatne nevytvárajú uzavretú technologickú operáciu (nemôžu pracovať bez priameho prispetia obsluhy).

Do druhej skupiny patria šijacie stroje vybavené automatizačnými prvkami, ktoré umožňujú vytvárať uzavretú

technologickú operáciu na odevnom výrobku, bez toho, aby bol v priebehu chodu stroja potrebný zásah obsluhy.

Ako samostatnú kapitolu môžeme považovať domáce šijacie stroje.

Domáci šijací stroj je v prvom rade vo svojej podstate univerzálny stroj. Pod pojmom univerzálny sa skrýva väčší počet možností voľby programov, spodné rameno uspôsobené pre šite rukávov. Obvyklý počet programov býva od 7 do 14÷16. Medzi najpoužívanejšie programy patria: priamy, kľukatý, viacnásobný kľukatý steh, overlockový („M" steh), obšívanie gombíkových dierok, obnitkovacie, krycie stehy atď.

Každý domáci šijací stroj klasického prevedenia, sa skladá z týchto základných častí:

- ústrojenstvo pohybu ihly,
- ústrojenstvo podávania šijacieho materiálu,
- ústrojenstvo pre posuv šitého materiálu,
- ústrojenstvo prítlačné,
- ústrojenstvo zachytenia slučky,
- ústrojenstvo prevodové spolu s motorom,
- kostry stroja,
- pomocných zariadení

2. Základné mechanizmy šijacieho stroja

2.1. Ústrojenstvo pohybu ihly

Ústrojenstvo pohybu ihly musí spĺňať požiadavky, ktoré sa kladú na tvorbu stehu. Musí umožniť ihle taký pohyb, ktorý zabezpečí správnu tvorbu stehu. Pohyb ústrojenstva musí byť časovo zviazaný s ďalšími ústrojenstvami, podieľajúcimi sa na tvorbe stehu. Pre rôzne spôsoby šitia je potrebný určitý steh a ústrojenstvo pohybu ihly musí ešte umožňovať doplňujúce pohyby, ktoré sú zviazané s hlavným pohybom. Hlavným pohybom ihlovej tyče je priamočiary vratný pohyb. Doplňujúce pohyby ihly umožňujú zmenu miesta vpichu a zmenu polohy vedenia šijacieho materiálu uškom ihly. Zmena miesta vpichu sa uskutoční výkyvom vedenia ihlovej tyče. Poloha vedenia šijacieho materiálu uškom ihly sa vykoná otočením vedenia ihlovej tyče okolo vlastnej osy. Tieto pohyby umožňujú rôzne kĺbové alebo vačkové mechanizmy.

Rozdelenie:

A. Priamočiary vratný pohyb

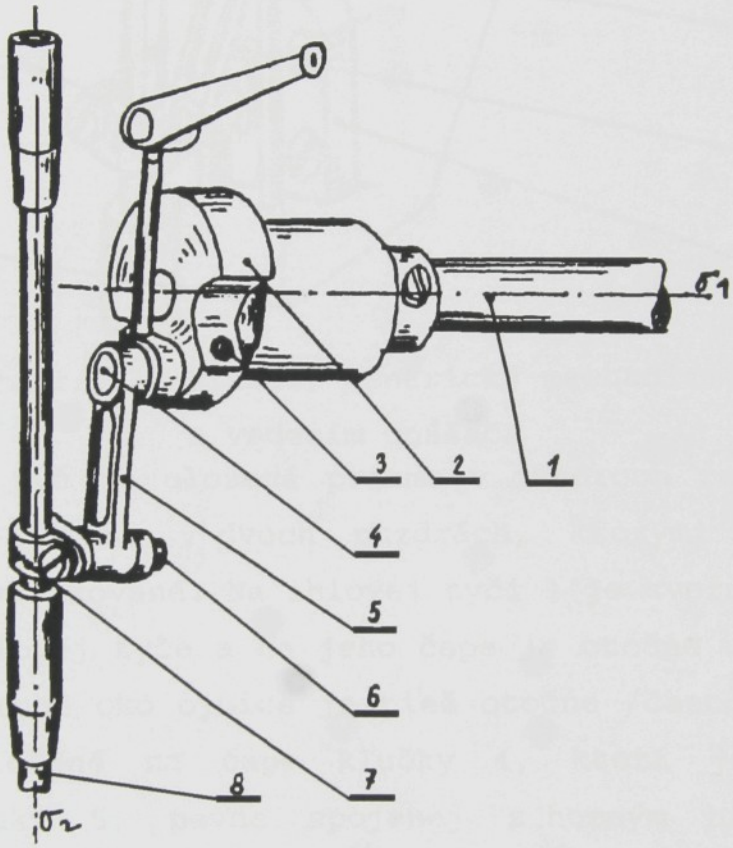
- kľukový centrický mechanizmus
- kľukový excentrický mechanizmus
- mechanizmus pravouhlej kulisy
- zložený kĺbový mechanizmus

B. Kruhový vratný pohyb

- zložený kĺbový mechanizmus

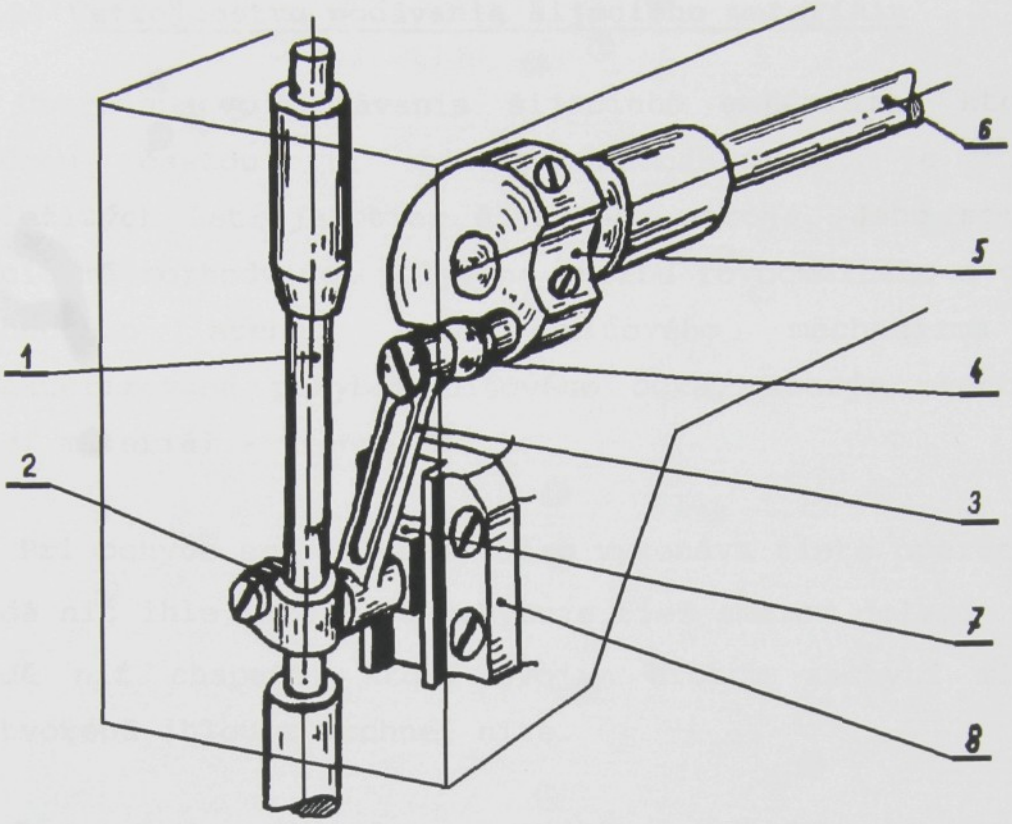
ad A. Kľukový centrický mechanizmus

Mechanizmus je tvorený tak, že na hornom hriadeli 1 stroja je upevnená hlava kľuky 2, v ktorej je nasadený čap 4, upevnený buď zovretým otvorom v hlave kľuky, alebo pritiahnutím skrutkou 3. Na čape 4 kľuky je potom nasadené otočne oko ojnice 5. Druhé oko ojnice je nasadené na čape 6 unášača 7 ihlovej tyče 8, ktorá koná spolu s unášačom priamočiary vratný pohyb.(obr. 2.1.1)



Obr. 2.1.1. Kľukový centrický mechanizmus

Ďalším typom prevedenia centrického mechanizmu je Kľukový centrický mechanizmus pre priamočiary vratný pohyb ihlovej tyče s vedením unášača.



Obr. 2.1.2. Kľukový centrický mechanizmus s vedením unášača

Ihlová tyč je uložená priamo v otvoroch ramena (viď. obr. 2.1.2) alebo v dvoch puzdrách, ktorými sú otvory v ramene vyvložkované. Na ihlovej tyči 1 je zverne upevnený unášač 2 ihlovej tyče a na jeho čape je otočne uložené oko ojnice 3. Druhé oko ojnice je tiež otočne /často v ihlovom ložisku/ uložené na čape kľučky 4, ktorá je upevnená v hlave kľuky 5, pevne spojenej z horným hriadeľom 6 šijacieho stroja. Vedenie unášača je dôležité pre zachytenie zložiek síl vyvodených ojnicou ihlovej tyče pri pohybe mechanizmu. Toto vedenie má za následok zvýšenie životnosti celého mechanizmu ihlovej tyče a výrazné zníženie hlučnosti tohoto mechanizmu.

Kľukovým excentrickým mechanizmom, mechanizmom pravouhlej kulisy a zloženým kĺbovým mechanizmom sa nebudeme zaoberať, pretože ich využitie u domácich šijacích strojov je veľmi malé alebo žiadne.

2.2. Ústrojenstvo podávania šijacieho materiálu

Ústrojenstvo podávania šijacieho materiálu, ktorého funkčnou časťou je niťový mechanizmus, je jedno z dôležitých ústrojenstiev šijacieho stroja. Jeho správna funkcia má rozhodujúci vplyv na tvorbu rovnomerného a dobre utiahnutého stehu. Práca niťového mechanizmu je charakterizovaná pohybom niťového očka, ktorým prechádza šijací materiál - vrchná niť.

Pri pohybe smerom dole, očko vykonáva tieto operácie:

- podá niť ihle, ktorá sa pohybuje tiež smerom dole,
- podá niť chapači, ktorý svojim hrotom zachytí slučku vytvorenú ihlou z vrchnej nite.

Pri pohybe smerom hore, vykonáva očko ďalšie operácie:

- zvlečie vrchnú niť z chapača, keď sa chapač pootočí okolo svojej osy rotácie o uhol väčší ako 180°,
- utiahne steh vytvorený v šitom materiále a nasledovne uvoľní príslušnú dĺžku nite potrebnú k vytvoreniu ďalšieho stehu.

Uvedené operácie sú vykonávané presne synchronizovanými pohybmi očka s ostatnými ústrojenstvami šijacieho stroja, ktoré sa podieľajú na tvorbe stehu.
Tvorbu viazaného stehu je možné rozdeliť do šiestich fáz:
I. fáza: (viď. obr. 2.2.1.a)

1. Ihla sa zabodne do šitého materiálu
2. Hrot chapača je pred dolnou polohou
3. Niťová páka klesá smerom dole
4. Podávač materiálu dokončuje posuv a klesá dole
5. Vyrovnávacia pružina napätia je v kľude

II. fáza: (viď. obr. 2.2.1.b)

1. Ihla dosahuje najnižšej hodnoty
2. Hrot chapača sa približuje k ihle
3. Niťová páka je v prvej tretine svojho zostupu a uvoľňuje niť
4. Podávač materiálu dokončil pohyb smerom dole
5. Vyrovnávacia pružina je v kľude

III. fáza: (viď. obr. 2.2.1.c)

1. Ihla začína pohyb smerom hore - vytvára kľučku
2. Hrot chapača zachytáva kľučky niti
3. Niťová páka sa pohybuje smerom dole
4. Podávač sa pohybuje vodorovne pod stehovou doskou
5. Vyrovnávacia pružina napätia je v kľude

IV. fáza: (viď. obr. 2.2.1.d)

1. Ihla sa pohybuje smerom hore
2. Chapač prehadzuje kľučku vrchnej nite cez cievku spodnej nite
3. Niťová páka sa začína pohybovať smerom hore
4. Podávač sa začína pohybovať smerom nad stehovú doštičku
5. Vyrovnávacia pružina napätia je v kľude

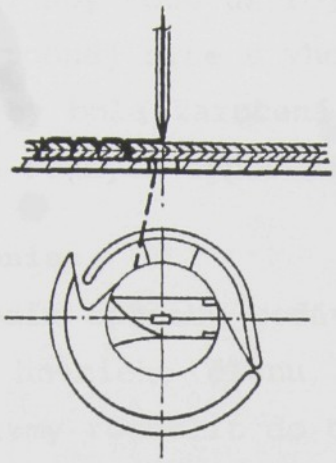
V. fáza: (viď. obr. 2.2.1.e)

1. Ihla ukončila pohyb smerom hore
2. Chapač je v polohe pred dokončením pohybu doprava
3. Niťová páka sa rýchlo pohybuje smerom hore, aby vytiahla zvlečenú niť z chapača (puzdra cievky)
4. Podávač je v polohe nad stehovou doštičkou
5. Vyrovnávacia pružina napätia je v kľude

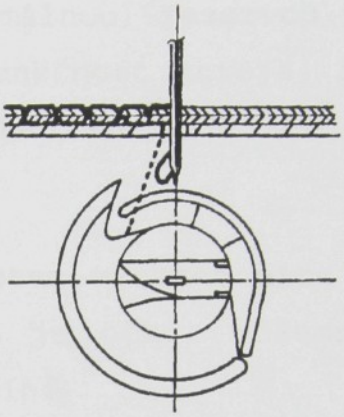
VI. fáza: (viď. obr. 2.2.1.f)

1. Ihla sa začína pohybovať smerom dole
2. Hrot chapača začína spätný pohyb
3. Niťová páka je vo svojej najvyššej polohe
4. Podávač materiálu začína posúvať šitý materiál
5. Vyrovnávacia pružina napätia napne niť

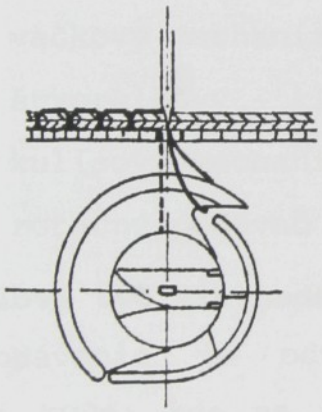
Z tohto rozboru je vidieť dôležitosť synchronizácie mechanizmov. Ďalej vyplynul poznatok: chapača vykoná dve otáčky na jednu otáčku hlavného hriadeľa, aby mohol pri druhej otáčke zachytiť novú kľučku a vytvoriť tak steh.



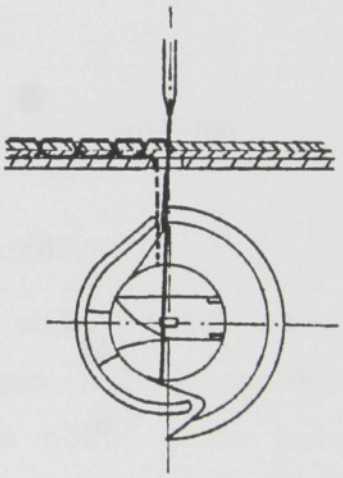
Obr. 2.2.1.a



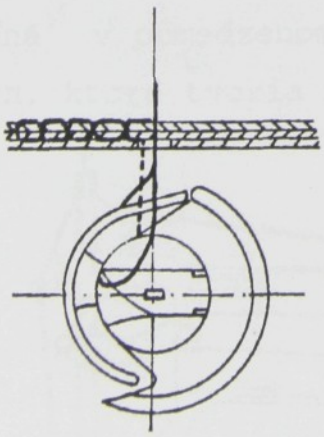
Obr. 2.2.1.b



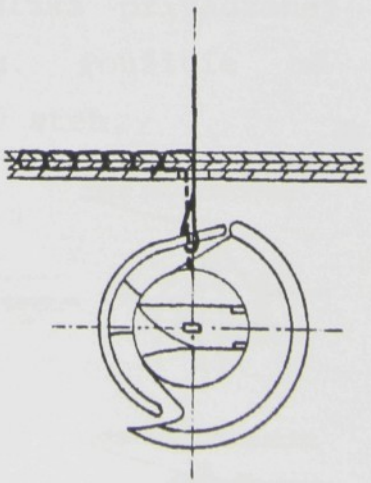
Obr. 2.2.1.c



Obr. 2.2.1.d



Obr. 2.2.1.e



Obr. 2.2.1.f

Mechanizmus podávania šijacieho materiálu je mechanizmus šijacieho stroja, ktorého správna konštrukcia umožňuje zvýšiť počet otáčok hlavného hriadeľa, a tým zároveň aj výkon stroja. Podľa požadovaného druhu stehu je potreba, aby toto ústrojenstvo uvoľnilo väčšiu alebo menšiu dĺžku vrchnej nite s vhodnou (optimálnou) rezervou v zásobe niti, aby bola zaručená správna funkčnosť stroja. Preto sa používa rôznych typov niťového mechanizmu.

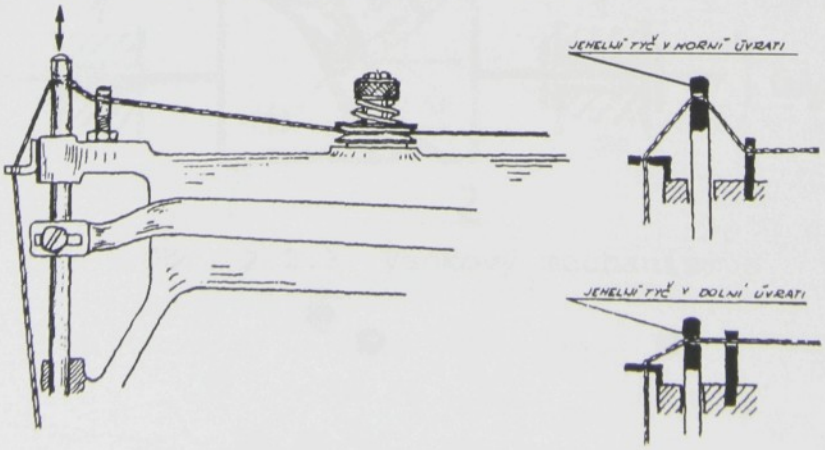
Rozdelenie:

Podľa spôsobu podávania množstva vrchnej nite a podľa pohybu hnacieho členu, na ktorom je očko, môžeme niťové mechanizmy rozdeliť do týchto skupín:

- ihlová tyč ako podávač (riadič) vrchnej nite,
- odpružená niťová páka,
- vačkový mechanizmus,
- štvorkĺbový - kľukovahadlový mechanizmus,
- kulisový mechanizmus,
- rotačný podávač nití jednokotúčový.

ad. Ihlová tyč ako podávač vrchnej nite: (viď. obr. 2.2.2.)

Podávanie je odvodené priamo od hlavného pohybu ihlovej tyče, kde na jej konci je očko. Doba pohybu očka smerom dole je rovnaká ako smerom hore. V súčasnej dobe sa už takmer nepoužíva, pretože dĺžka privádzanej nite je meniteľná v obmedzenom rozsahu. Použitie má iba na strojoch, ktoré tvoria retiazkový steh.



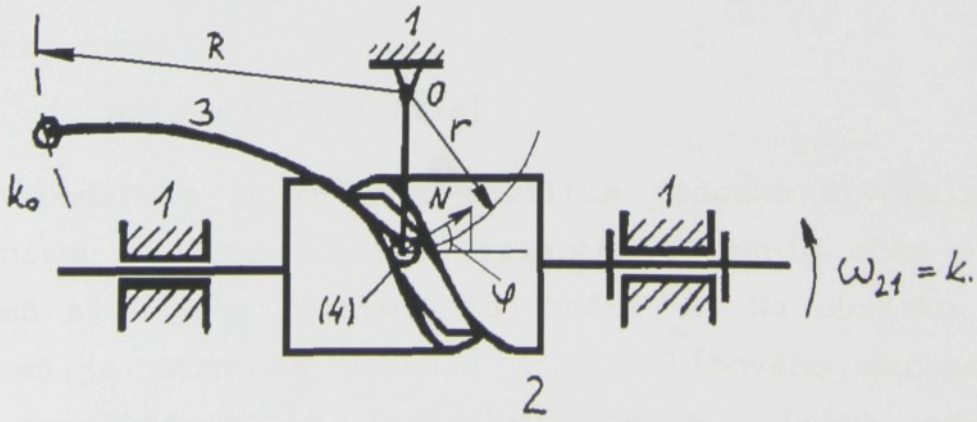
Obr. 2.2.2. Ihlová tyč ako podávač vrchnej nite

ad. Odpružená niťová páka:

Podávanie nite sa deje za pomoci výkyvnej niťovej páky. Jej kývavý pohyb je odvodený priamo od pohybu ihlovej tyče. Niťová páka je uložená pružne. Predpätím pružiny (veľkosť predpätia sa nastavuje skrutkou) sa dosiahne silového styku niťovej páky s ihlovou tyčou. S týmto druhom podávača sa stretneme u strojov s retiazkovým stehom, výnimočne pri starších typoch domácich šijacích strojov.

ad. Vačkový mechanizmus: (viď. obr. 2.2.3.)

Tento mechanizmus sa skladá z vačky a vahadla, na ktorom je umiestnené očko. Rovnomernou rotáciou vačky, v ktorej je vyfrézovaná drážka, do nej zapadá kladka páky, ktorá páku vychyľuje na jednu a druhú stranu. Dráha očka je tvorená časťou kružnice. Rýchlosť a zrýchlenie očka je závislé na profile drážky u bubnovej vačky. Z hľadiska použitia tohoto mechanizmu je rozhodujúca sila N, ktorá pôsobí medzi stenami drážky a kladky. Môže nadobúdať aj záporných hodnôt a je príčinou opotrebenia stien drážky, kde sa vytvorí sa vôľa medzi kladkou a drážkou a poruší sa kinematická väzba. Niťová páka potom kmitá s priamou úmerou k zvyšujúcim sa otáčkam stroja. To je jeden z hlavných dôvodov, prečo sa uvedený mechanizmus nepoužíva.



Obr. 2.2.3. Vačkový mechanizmus

ad. Štvorkĺbový - kľukovahadlový - mechanizmus:

Základnou podmienkou správnej funkčnosti popisovaného mechanizmu je vytvoriť dostatočnú zásobu nite pre chapač v každom okamžiku pootočenia hlavného hriadeľa. Zmena v zásobe nite vplyvom úsekov U_3U_4, U_4B_4, B_4D je zanedbateľná a z toho vyplýva (viď. príloha č. 1), že na zásobu nite má niťový mechanizmus hlavný vplyv. Pre výpočet dĺžky nite môžeme napísať tento vzťah podľa prílohy č. 1:

$$DN(\varphi)=\overline{U_2C}(\varphi)+\overline{U_3C}(\varphi)+\overline{U_3U_4}+\overline{U_4B_4}(\varphi)+\overline{B_4D}(\varphi) \qquad (2.2.1)$$

kde:

$$\overline{U_2C}(\varphi)=\sqrt{(X_{U2}-X_C(\varphi))^2+(Y_{U2}-Y_C(\varphi))^2} \qquad (2.2.2)$$

$$\overline{U_3C}(\varphi)=\sqrt{(X_{U3}-X_C(\varphi))^2+(Y_{U3}-Y_C(\varphi))^2} \qquad (2.2.3)$$

$$\overline{U_3U_4}=\sqrt{(X_{U3}-X_{U4})^2+(Y_{U3}-Y_{U4})^2} \qquad (2.2.4)$$

$$\overline{U_4B_4}(\varphi)=\sqrt{(X_{U4}-X_{B4})^2+(Y_{B40}+(Y_i(\varphi_i))-Y_{U4})^2} \qquad (2.2.5)$$

$$\overline{B_4D}(\varphi)=DN_{MAX}-DN(\varphi) \qquad (2.2.6)$$

a pre zásobu nite platí, ak odčítame okamžitú dĺžku nite od maximálnej dĺžky nite:

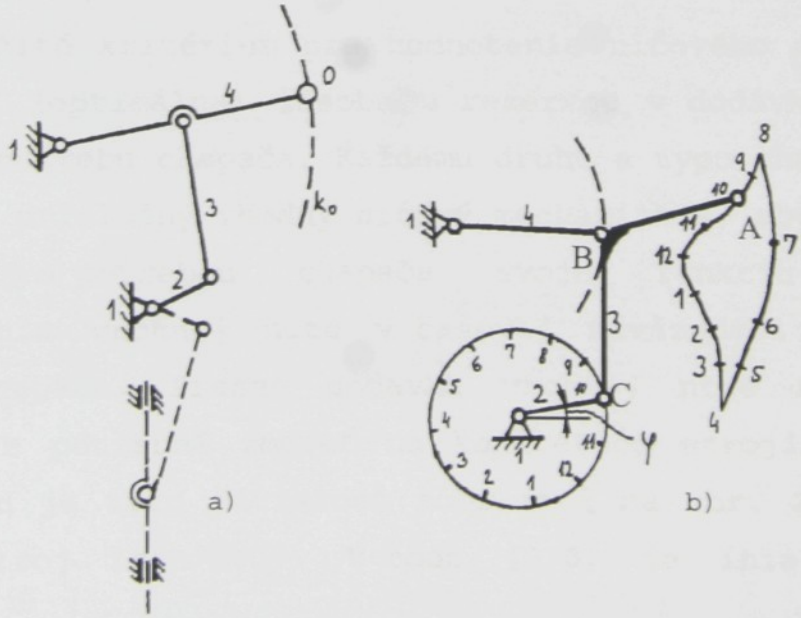
$$ZN(\varphi)=DN_{MAX}-DN(\varphi) \qquad (2.2.7)$$

kde pre DN_{MAX} môžeme napísať pokiaľ je niťové očko v hornej úvrati

$$DN_{MAX}=\overline{U_2C}(\varphi)+\overline{U_3C}(\varphi)$$

V podstate je možnosť použitia jedného štvorkĺbového mechanizmu s dvoma rôznymi variantmi uloženia očka nite a zároveň aj s jeho rôznymi trajektóriami. Na obrázku (obr. 2.2.4.a))je očko na vahadle 4 štvorkĺbového mechanizmu. Jeho trajektória je časť kružnice k_0. Pohyb očka je synchronizovaný s pohybom ihly tak, že kľuka 2 štvorkĺbového mechanizmu je spojená s kľukou kľukového mechanizmu, od ktorého je odvodený pohyb ihly. Ak je očko

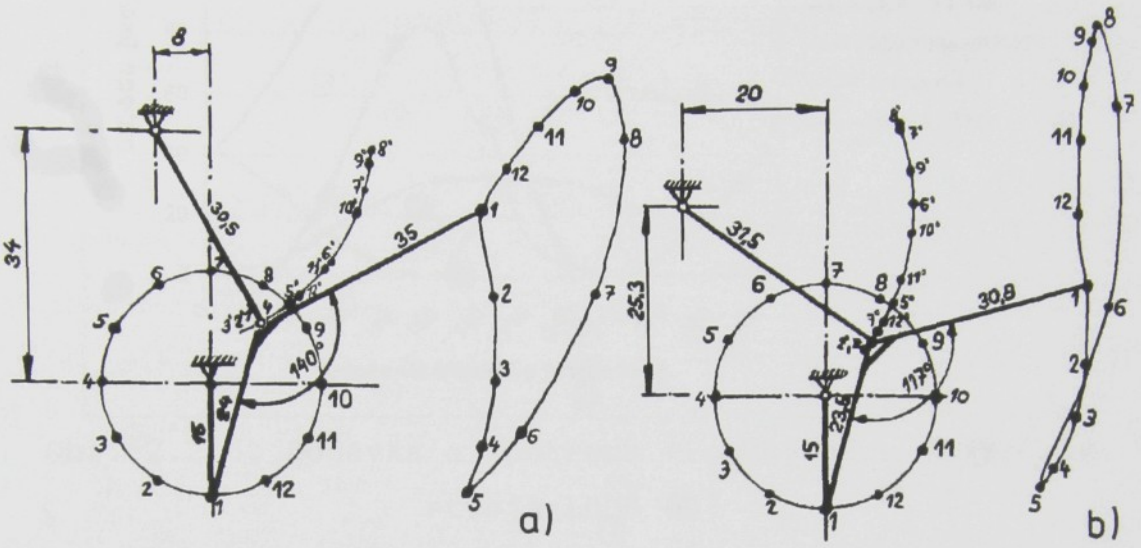
nite na ťahlici 3 štvorkĺbového mechanizmu na obr. 2.2.4.b) bude trajektória očka uzavretá krivka. Z výkladu je dôležitý záver, že poloha očka nite na ťahlici má významnú rolu pri správnej funkcii mechanizmu. Tento druh mechanizmu je veľmi rozšírený u priemyselných šijacích strojoch, ale aj u domácich šijacích strojov. Je potrebné pripomenúť, že výslednú kvalitu stehu je možné ovplyvniť zmenou polohy úložného bodu 1 vahadla 4 a zmenou uhlu na niťovej páke medzi spojnicou ABC. Tieto zmeny majú podstatný vplyv na trajektóriu niťového očka. Tzn., že pokiaľ sa úložný bod vahadla 1 posúva smerom k pomyselnej zvislej ose úložného bodu spoločnej kľuky 2 a vzďaľuje sa od pomyselnej vodorovnej osy úložného bodu spoločnej kľuky 2 a zároveň sa zmení uhol, ktorý zviera spojnica bodov ABC, tak sa výrazne mení dráha niťového očka. Na obr. 2.2.5. sa nachádza kinematická schéma niťovej páky firiem Pfaff a Textima. Z obrázku je zjavný rozdiel a možnosť porovnať pohyb očka niťovej páky blízko hornej krajnej polohy pri rovnakom uhle natočenia hlavného hriadeľa. Dráha niťovej páky od firmy



Obr. 2.2.4. Štvorkĺbový - kľukovahadlový - mechanizmus

Pfaff je širšia než dráha od firmy Textima. Táto šírka spôsobuje v hornej krajnej polohe očka niťovej páky

zaoblenie dráhy, čo má priaznivý vplyv na pomalšie a dokonalejšie utiahnutie stehu, pomalšie vyťahovanie

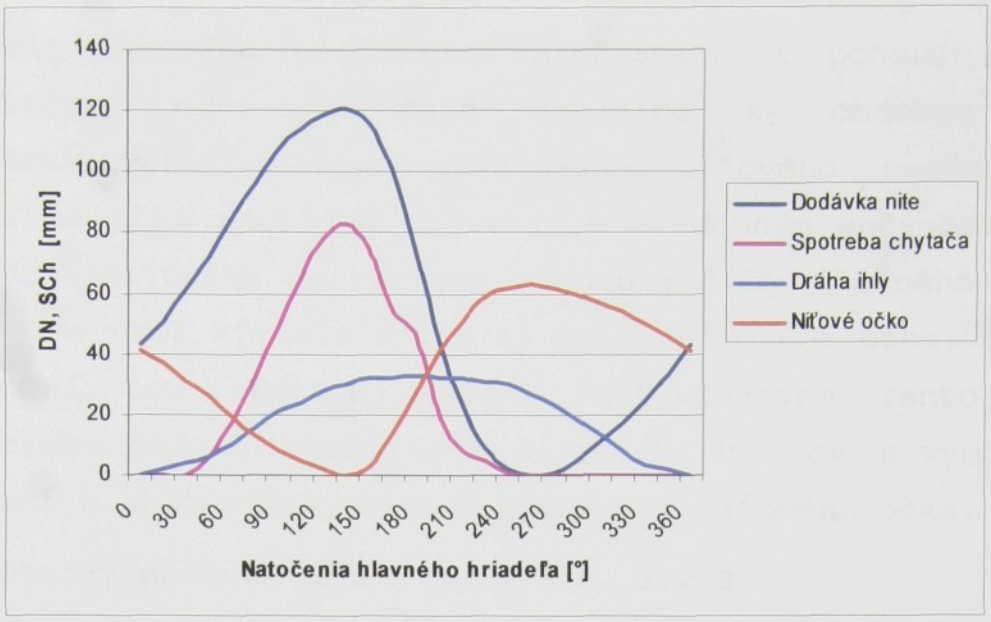


Obr. 2.2.5. Kinematická schéma niťovej páky

a) firmy Pfaff b) firmy Textima

hornej nite, pomalšie zaťahovanie spodnej nite do materiálu a samozrejme pomalšie odvíjanie spodnej nite z cievky. Takto sa proces uťahovania stehu rozloží do dlhšieho časového úseku a zároveň sa znižuje riziko pretrhu nite a zlepší sa vzhľad stehu.

Dôležité kritérium pre hodnotenie niťového mechanizmu je vhodná (optimálna) zásoba s rezervou v dodávke vrchnej nite pre potrebu chapača. Každému druhu a typu chapača musí odpovedať príslušný vhodný niťový mechanizmus, aby splňoval v súlade s potrebou chapača svoju funkciu dodávky a uťahovania vrchnej nite v časovej náväznosti na pohyb ihly a chapača. Presnú dodávku vrchnej nite a spotrebu chapača je potrebné zmerať na konkrétnom stroji, ale pre informáciu je táto závislosť zobrazená na obr. 2.2.6. pre šijací stroj LADA 607. V bode [0,0] je ihla v dolnej úvrati.



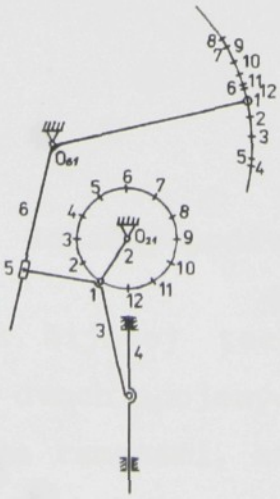
Obr. 2.2.6. Dodávka a spotreba vrchnej nite šijacieho stroja LADA 607

Z výpočtu zásoby nite a z kinematiky mechanizmu vyplýva:

- pokiaľ je niťové očko v hornej úvrati, je dĺžka nite $DN(\varphi)=\overline{U_2C}(\varphi)+\overline{U_3C}(\varphi)$ maximálna $\Rightarrow$ zásoba (2.2.8)
  nite $ZN(\varphi)=DN_{MAX}-DN(\varphi)$ je nulová. (2.2.9)
- pokiaľ je očko v dolnej úvrati, je dĺžka nite $DN(\varphi)=\overline{U_2C}(\varphi)+\overline{U_3C}(\varphi)$ minimálna a zásoba (2.2.10)
  nite $ZN(\varphi)=DN_{MAX}-DN(\varphi)$ je maximálna (2.2.11)

ad. Kulisový mechanizmus: (viď. obr. 2.2.7.)

mechanizmus je vytvorený pripojením binárnej skupiny

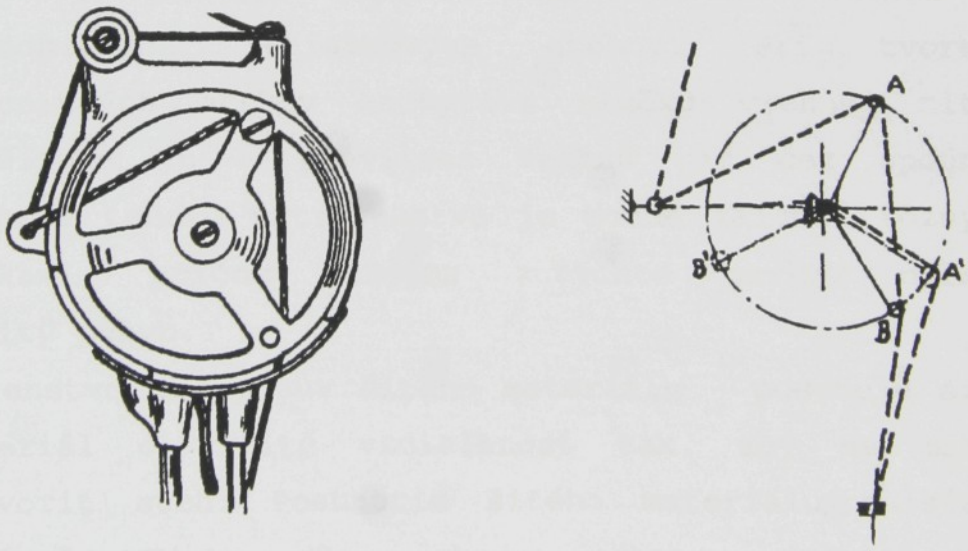


Obr. 2.2.7. Tvar dráhy očka kulisového mechanizmu a jej príslušná rýchlosť

5,6 ku kľukovému mechanizmu slúžiacemu k pohonu ihly. Trajektória očka je časť kružnice k_0 obdobne ako u štvorkĺbového - kľukovahadlového niťového mechanizmu pokiaľ sa očko nachádza na vahadle. Podobným spôsobom ako u predchádzajúceho mechanizmu zmenou polohy úložného bodu O_{61} meníme uhol kývania a tým aj pohyb niťového očka. Dráha sa nemení, tou ostáva aj naďalej časť kružnice. Tento druh mechanizmu našiel využitie u šijacích strojov s vysokými otáčkami s ohľadom na priebeh rýchlosti niťového očka.

ad. Rotačný podávač nití: (viď. obr. 2.2.8.)

Na rozdiel od ostatných podávačov je rotačný podávač nití po mechanickej stránke najjednoduchší. Rotačný pohyb umožňuje kultivovanejší chod stroja, ak sú minimálne vôle medzi jednotlivými dielmi, z ktorých sa podávacie ústrojenstvo skladá. U tohoto typu podávača je dôležité dosiahnuť synchronizácie podávača nití s chapačom tak, aby



Obr. 2.2.8. Rotačný podávač nití

sa vyhovelo požiadavkám šijacej techniky. Jednokotúčový podávač nití sa skladá z dvoch spojených, tvarovo rovnakých plechových kotúčov s troma ramenami, ktoré sú naskrutkované na horný hriadeľ. Medzi jedným párom ramien je palec zdvíhajúci niť s excentrickou kladkou vedúcu niť, medzi

ďalším párom ramien je pružina, ktorá brzdí niť. Tá má za úlohu držať niť tak dlho v napnutom stave, až ihla vnikne do šitého materiálu. Pružinka nahradzuje napínacie ústrojenstvo.

2.3. Ústrojenstvo prevodové

Jednotlivé ústrojenstvá šijacieho stroja sa bezprostredne podieľajú na tvorení stehu. Tieto ústrojenstvá musia vykonávať určité pohyby.

a) Ústrojenstvo pohybu ihly - priamočiary vratný pohyb a doplňujúce pohyby, t.j. výkyv tyče a rotácia ihlovej tyče okolo vlastnej osy.

b) Ústrojenstvo podávania šijacieho materiálu - dodáva v presných časových intervaloch potrebné množstvo vrchnej nite a uťahuje ju.

c) Ústrojenstvo zachytenia slučky - zachytí slučku vrchnej nite a previaže ju s nasledujúcou slučkou u jednonitných retiazkových stehov. Pri tvorení viacnitných stehov zachytáva slučku vrchnej nite, rozširuje ju a prevlieka vrchnú niť cez spodnú. Funkciu tohoto ústrojenstva je možné zaistiť rôznymi prvkami, pričom každému z týchto prvkov náleží určitý pohyb.

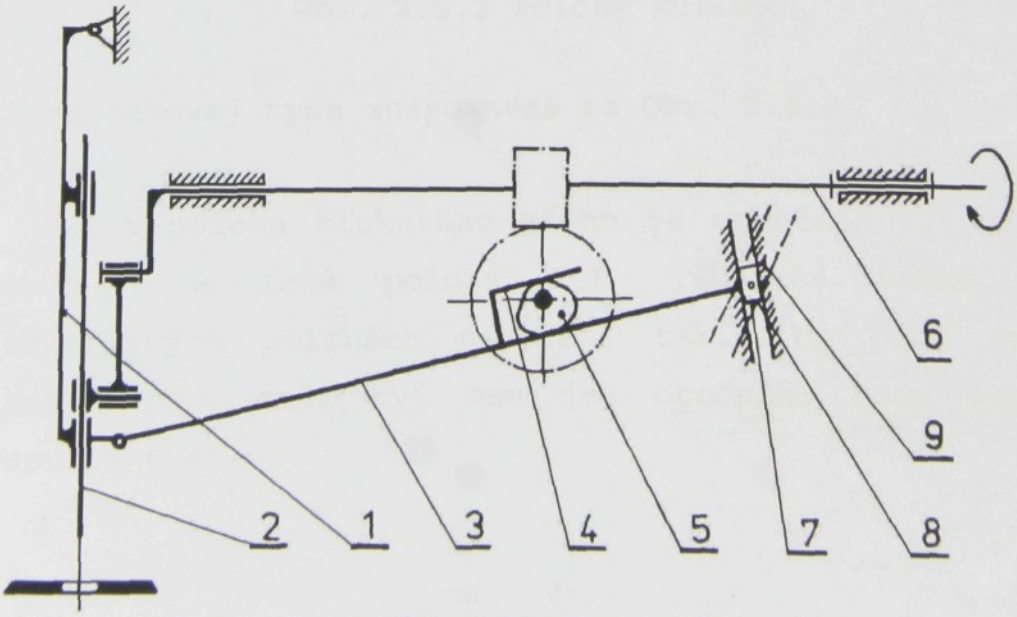
d) Ústrojenstvo pre posuv šitého materiálu - posunuje šitý materiál o určitú vzdialenosť tak, aby sa mohol vytvoriť steh. Posunutie šitého materiálu zaisťuje podávač. Tieto rôzne druhy pohybov jednotlivých funkčných ústrojenstiev musia byť synchronizované. Preto sú pohyby jednotlivých funkčných ústrojenstiev odvodené od pohybu jedného hriadeľa, tzv. hlavného. Hlavný hriadeľ je vždy hriadeľom, od ktorého je odvodený priamo pohyb ihly (horný hriadeľ). Podľa konštrukcie šijacieho stroja môže byť hnací hriadeľ umiestnený v ramene stroja - horný hriadeľ - alebo pod

základovou doskou stroja - spodný hriadeľ. Ak je hnacím hriadeľom horný hriadeľ, je zároveň i hlavným hriadeľom, ak je hnacím spodný hriadeľ, musí byť vyriešený prevod na hlavný hriadeľ.

2.3.1. Hlavný hriadeľ - ústrojenstvo pohybu ihly

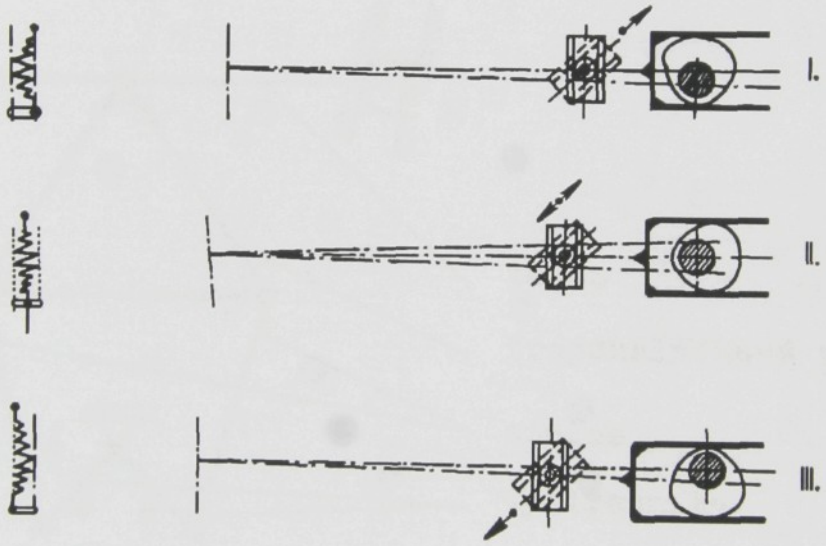
Hlavný pohyb ihlovej tyče, je uskutočňovaný u dnešných šijacích strojov kľukovým mechanizmom, ktorý prevádza rotačný pohyb horného hriadeľa na translačný (posuvný) vratný pohyb ihlovej tyče.

Pre vytvorenie stranového pohybu ihly (kľukatý steh) sa najčastejšie používa mechanizmu s trojbokou vačkou a kulisou. Zariadenie je pomerne jednoduché a umožňuje plynulú reguláciu šírky kľukatého stehu od nuly do maxima a súčasne umožňuje nastavenie stredové, ale aj stranových polôh kľukatého stehu. Nevýhodou tohoto systému je priamkový styk stien vidlice s povrchom vačky, čím dochádza k nedostatočnému mazaniu miesta styku. Z tohoto dôvodu dochádza k opotrebeniu plôch vidlice a tým k vytvoreniu vôle medzi vačkou a vidlicou. Vôle majú za následok zvýšenie hlučnosti celého stroja. Z tohoto dôvodu sa trojboká vačka používa u strojov s počtom stehov maximálne do 3800 za minútu.



Obr. 2.3.1 Ústrojenstvo pohybu ihly

Na Obr. 2.3.1 je schematicky znázornené spojenie držiaku 1 ihlovej tyče 2 s tiahlom 3, zakončeným vidlicou 4 obopínajúcou trojbokú vačku 5 na hriadeli kolmom k hlavnému hriadeľu 6 a poháňaním skrutkovými ozubenými kolesami s prevodom 2:1. Na tiahle 3 je v blízkosti vidlice čap 7, na ktorom je otočne nasadená kulisa 8. Kulisa 8 sa pohybuje vo vedení 9, ktoré sa môže naklápať okolo otočného bodu, ktorého osa prechádza osou čapu 7 pri stredovej polohe tiahla 3. Táto kulisa sa môže posúvať v ďalšom neznázornenom vedení tak, že presúva pohyb držiaku ihlovej tyče do ľavej alebo pravej stranovej polohy. Zjednodušene sú jednotlivé polohy kulisy nastavené na nulový výkyv

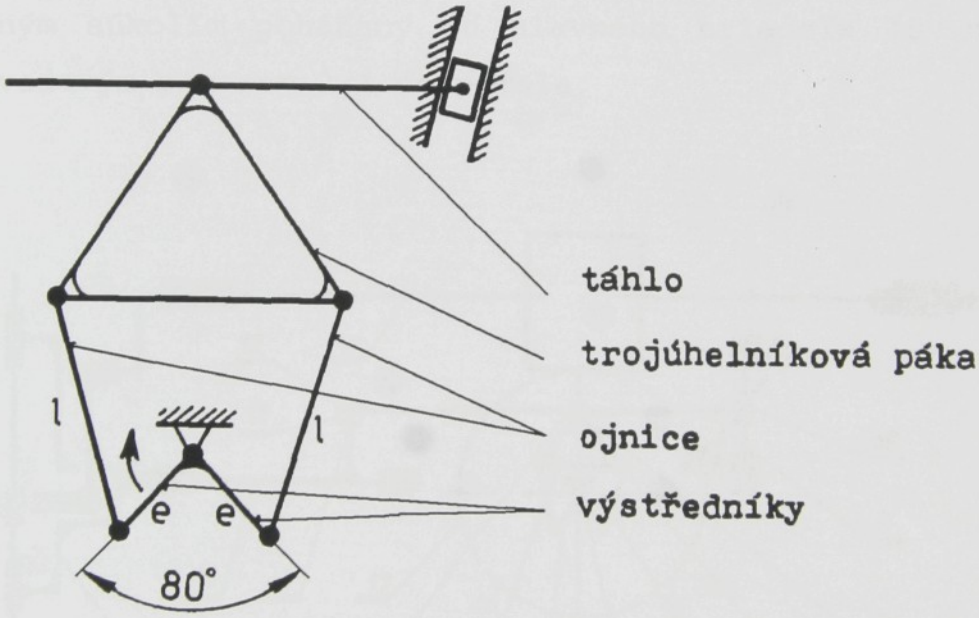


Obr. 2.3.2 Polohy kulisy

držiaku ihlovej tyče znázornené na Obr. 2.3.2

Pravá poloha kľukatého stehu je označená I, stredová poloha II a ľavá poloha III. Trojboká vačka 1 je v jednotlivých polohách natočená tak, aby bolo zrejme, v akej polohe musí byť osa jej otočného bodu vzhľadom k čapu na tiahle.

Pre vyššie otáčky šijacích strojov nie je vhodný mechanizmus trojbokej vačky, a tak je doposiaľ známi iba jeden mechanizmus, ktorý vyhovuje náročným požiadavkám na technickú úroveň a aj na časový priebeh stranového pohybu ihly v nadväznosti na jej pohyb v smere pozdĺžnej osy. Na tento mechanizmus má patent firma SINGER. Mechanizmus je tvorený dvoma kľukami /excentre/ na jednom hriadeli, ktoré sú oproti sebe pootočené o 80° o výstrednosti vyznačenej na Obr. 2.3.3 ako **e**, dvoma ojnicami rovnakej dĺžky **l**, ktorá sa rovná **2,25e** a trojuholníkovou pákou. Dĺžka základni trojuholníka tvoriaceho páku je **2,5e**, výška trojuholníka **2,8e**.

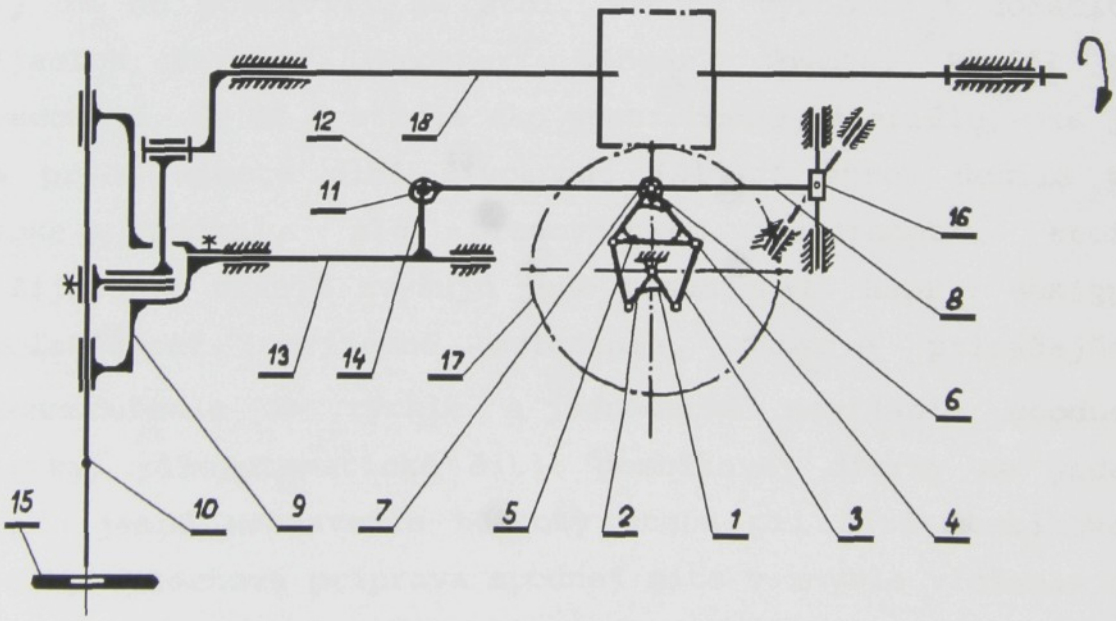


Obr. 2.3.3 Mechanizmus tvorený dvoma kľukami

Vrchol trojuholníka je bod, ktorého pohyb zodpovedá požiadavkám na časový priebeh stranového pohybu ihly. celkové usporiadanie mechanizmu je zrejme z Obr. 2.3.4

V zadnej časti ramena stroja je v ložiskách uložený priečny hriadeľ 1, na ktorom sú pevne uložené dve kľuky /excentre/ 2 o rovnakej excentricite. Tie sú ďalej prepojené ojnicami 3 s trojuholníkovou pákou 5. V treťom

otvore tejto trojuholníkovej páky je narazený a pevne zaistený čap 6, ktorý je výkyvne uložený v puzdre náboja 7 tiahla 8, ovládajúceho posuv držiaku 9 ihlovej tyče 10. Tiahlo 8 je na jednom opatrené okom 11 s puzdrom, ktoré je otočne nasadené na čape 12, slúžiacim pre prenos pohybu tiahla na objímku 14 zverne spojenú s posúvacou tyčou 13. Objímka 14 umožňuje posúvanie po tyči 13 reguláciu polohy v stehovej doske 15. Na druhom konci tiahla 8, bližšie náboja tiahla pre spojenie s trojuholníkovou pákou 5, je vytvorený ďalší náboj s puzdrom pre uloženie čapu šmýkadla 16, ktoré je už časťou známeho mechanizmu pre meranie šírky kľukatého stehu. Priečny hriadeľ 1, na ňom je mimo výstredníku 2 uložené tiež ozubené kolo 17, je šraubovým ozubeným súkolím poháňaný od hlavného hriadeľa 18 stroja s prevodovým pomerom 2:1 do pomala.



Obr. 2.3.4 Celkové usporiadanie mechanizmu tvoreného dvoma kľukami

3. Teleso šijacieho stroja - súčasný stav

V súčasnosti sa u domácich šijacích strojov neženú výrobcovia za vyššími otáčkami (vyšším počtom stehov). Väčšina domácich šijacích strojov má maximálne otáčky do 800 ot./min. Predovšetkým z dôvodu vyšších výrobných nákladov na vyvažovanie niťových a ihlových mechanizmov, použitie kvalitnejších materiálov, vyššej tuhosti ramien strojov, zníženiu hlučnosti a konečnom dôsledku malej percentuálnej využiteľnosti vysokých otáčok z celkového rozsahu otáčok. Naviac sa dajú maximálne otáčky (väčšinou nad 800 ot./min.) využiť, z pohľadu spoľahlivosti a kvality stehu, iba v obmedzenom počte typov stehov.

Trend sa dnes uberá predovšetkým za spríjemnením a zjednodušením obsluhy stroja, práce a manipulácie s ním. Z pohľadu manipulácie je trend znižovania hmotnosti, aby ženy, keď sa rozhodnú použiť šijací stroj, nevolali mužov aby im ho postavili na stôl. Predný výrobcovia domácich šijacích strojov (Brother, Singer, Toyota, Pfaff) si uvedomujú, že už u stroja ako spotrebného materiálu, nie je na prvom mieste dlhá životnosť (šijací stroj dedila po babke vnučka), ale predovšetkým vlastnosti, ktoré u šijacieho stroja zvyšujú jeho predajnosť. Napr.: design, spoľahlivosť, príjemné ovládanie, funkcie prinášajúce zjednodušenie ⇒ rýchle a jednoduché navíjanie spodnej cievky, plnoautomatické šitie gombíkovej dierky na jeden krok, jemné nastavenie hustoty stehu pri šití gombíkovej dierky, blesková príprava spodnej nite v zmysle vloženia do chapača, regulácia tlaku pätky vyvedená nad kryty, dobre prístupné ovládacie prvky, ľahko dostupné príslušenstvo,... Niektorý výrobcovia pridávajú k domácim šijacím strojom zaujímavosti ako automatický navliekač niti do ihly, ktorý ocenia predovšetkým nielen starší užívatelia. V neposlednej rade je nemožno opomenúť sprístupnenie ovládacej

elektroniky už aj v „strednej triede" domácich šijacích strojov. Dochádza k pomerne veľkému zvýšeniu komfortu v podobe LCD displejov a stlačenia jedného tlačidla, napr.: voľby stehu, zaistenie švu na jeho začiatku a konci proti páraniu, zafixovanie polohy pätky, polohu ihly pri zastavení stroja, programovateľný automatický odstrih oboch nití a mnohé ďalšie. Za pozornosť stojí aj elektronický bezdrôtový ovládač rýchlosti šitia. Z konštrukčného hľadiska sa elektronika odráža na jednej zaujímavosti a to konštantnej sile prepichu (Toyota). Nezanedbateľným prvkom, ktorý má vplyv na kvalitu šitia, je osvetlenie pracovného priestoru. Šijacie stroje pre použitie v domácnosti majú v ramene telesa priestor pre osvetlenie, ktorý sa obvykle nachádza v blízkosti ihlového mechanizmu, tak aby čo najvhodnejšie osvetľoval pracovný priestor. V poslednej dobe sa začína používať pre tento účel LED dióda. Svetlo je jasné a príjemné, a uľahčí tak prácu hlavne s tmavými látkami. Diódy majú v porovnaní s bežnou žiarovkou dlhšiu životnosť a v neposlednej rade menšiu spotrebu energie. Nezanedbateľný je aj malý tepelný výkon v porovnaní s bežnou žiarovkou, čo znižuje nároky na odvod tepla, aby nedochádzalo k deformácii plastových krytov vplyvom pôsobenia vyšších teplôt.
Zaujímavý je trend preberania niektorých prvkov z priemyselných strojov ako napríklad „kolenná páka", ktorou sa zdvíha pätka a uvoľňuje tak šité dielo, bez použitia rúk.

ad) Teleso šijacieho stroja

Za teleso šijacieho stroja považujeme tú časť stroja, v ktorej sú umiestnené jeho jednotlivé ústrojenstvá.

V hornej časti ramena šijacieho stroja (prípadne na ramene) sú uložené nasledujúce ústrojenstvá:

- ústrojenstvo pohybu ihly,
- ústrojenstvo podávania šijacieho materiálu, vrátane napínacieho ústrojenstva vrchnej nite, vodičov nití, cievkových kolíkov,
- ovládacie ústrojenstvo pre riadenie dĺžky stehu a spätný steh,
- ústrojenstvo prítlačné (podávacia pätka)
- horný hriadeľ a prevody medzi ním a jednotlivými funkčnými ústrojenstvami.

V spodnom ramene šijacieho stroja sú uložené tieto ústrojenstvá:

- ústrojenstvo zachytenia slučky,
- ústrojenstvo pre posuv šitého materiálu,
- spodný hriadeľ, popr. pomocné ústrojenstvá prevodové.

U niektorých v súčasnosti vyrábaných šijacích strojov je teleso vytvorené ako jeden celok, u iných strojov sú telesá šijacieho stroja (rámu) delené na dva a viac dielov (častí), záleží predovšetkým iba na zložitosti a účele šijacieho stroja. Tvary častí telesa sú podmienené konštrukčnými požiadavkami na umiestnení jednotlivých ústrojenstiev.

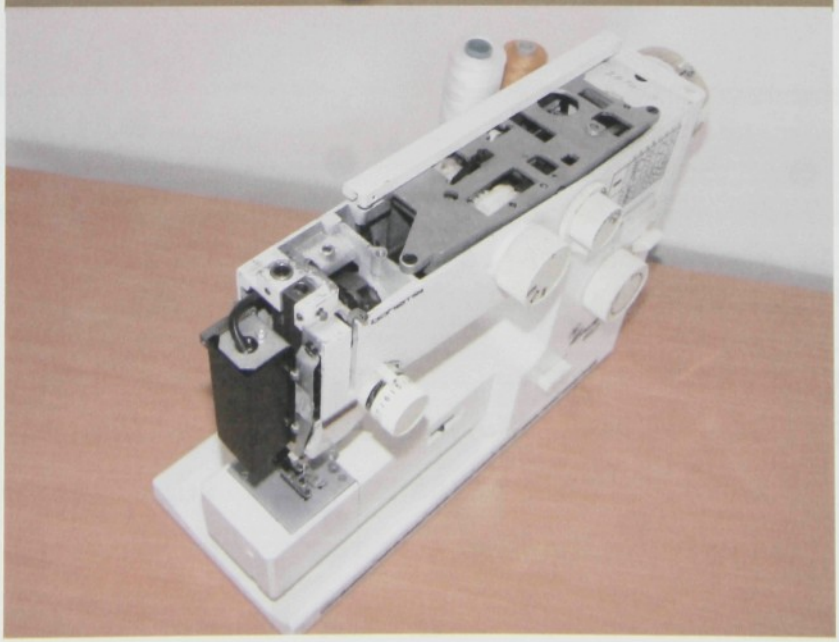
Teleso šijacieho stroja sa vyrába z nasledujúcich konštrukčných materiálov:

- šedá liatina,
- oceľoliatina,
- ľahká zliatina,
- kombinácie vyššie uvedených materiálov a plastickej hmoty.

Estetické, bezpečnostné, hygienické a v neposlednej rade ergonomické podmienky pre obsluhu si žiadajú dokonalú povrchovú úpravu a vhodnú voľbu farby telesa šijacieho stroja. V súčasnosti je najpoužívanejšou povrchovou úpravou telesa lakovanie v bielej farbe a jej odtieňoch (poprípade tepaný lak) v kombinácii s plastickou hmotou (vo forme krytov). Stroje, ktoré šijú pomocou viazaného stehu, majú zvyčajne v blízkosti ručného kolečka mechanizmus pre navíjanie cievok spodných nití. Konštrukcia tohto mechanizmu umožňuje buď automatické vypnutie pri plnom navinutí cievky alebo ručné vyradenie mechanizmu navíjania. Rameno šijacieho stroja má montážne otvory pre uloženie (zmontovanie), údržbu (mazanie, čistenie, ...) jednotlivých ústrojenstiev. Pomocou vhodných esteticky a prípadne ergonomicky tvarovaných krytov sú tieto vo svojej podstate montážne otvory zakryté.

Výmenná stehotvorná doštička a výsuvný prípadne v niektorých prípadoch výklopný kryt sú umiestnené na spodnom ramene poprípade v základovej doske telesa a umožňujú prístup k ústrojenstvu pre zachytenie slučky stehu, následnej výmene cievok spodných šijacích nití, ale aj prípadnému vyčisteniu a mazaniu daného ústrojenstva. Zmena tvaru základovej dosky u mnohých šijacích strojov si vyžiadala požiadavka lepšieho prístupu k šitému dielu.

3.1. RÁM ŠIJACIEHO STROJA LADA 607



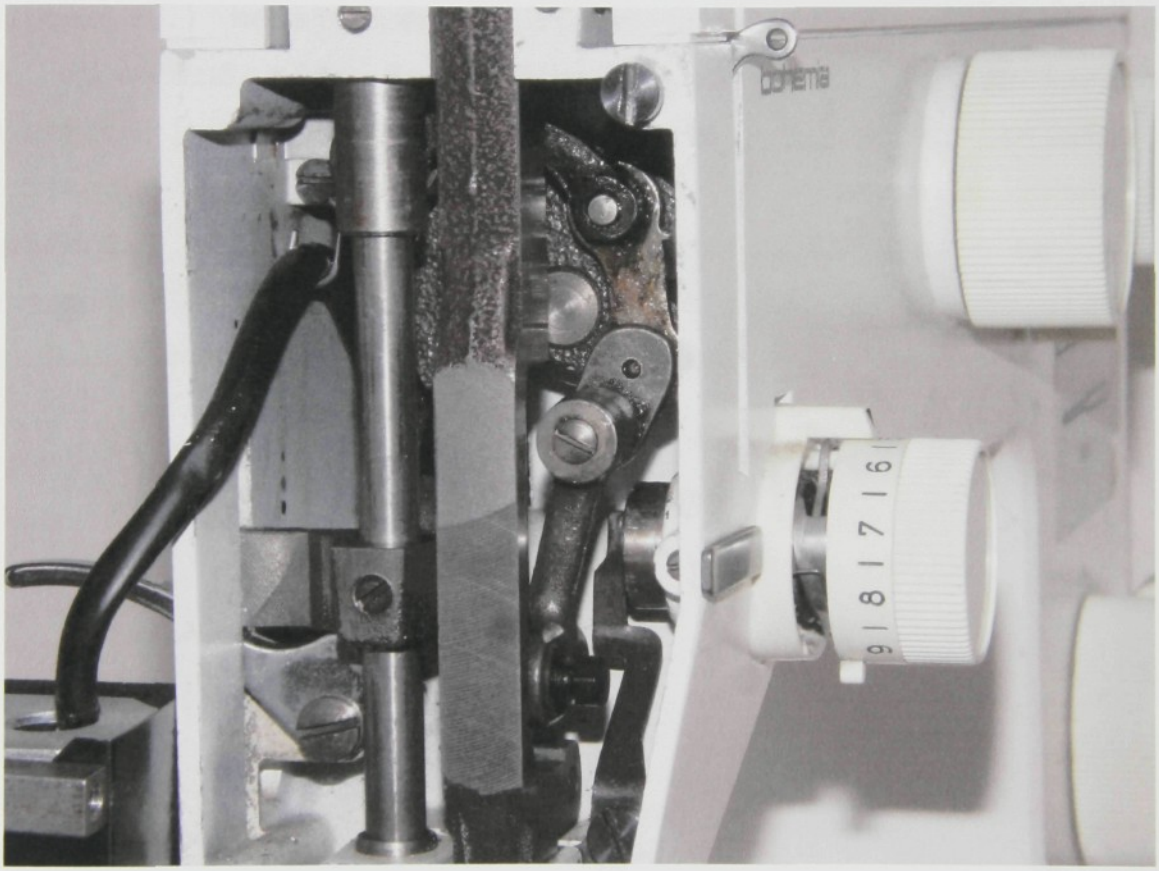
Rám je tlakový odliatok z hliníkovej zliatiny. Je tvorený otvoreným „U" profilom, ktorý je v hornej časti otvoreného profilu spevnený premostením v rohoch, uprostred výstužnou doskou a vystužený dvoma pozdĺžnymi rebrami vo vnútrajšku U profilu (viď. obr. 3.1.1). V dolnej časti je spodné rameno, uspôsobené na šitie rukávov. Celý rám je skrutkovým spojením pripojený k základovej doske, ktorá umožňuje osadenie stroja na pracovnú plochu. Základová doska je obdĺžnikového tvaru. Zo spodnej strany je vystužená troma pozdĺžnymi rebrami obdĺžnikového prierezu, prechádzajúcimi po celej dĺžke (obr. 3.1.2).

Obr. 3.1.2 Základová doska šijacieho stroja LADA 607 ako model a skutočná základová doska

V hornom ramene je uložené ústrojenstvo voľby stehu, mechanizmus pohyby ihly a niťový mechanizmus. Niťový a ihlový mechanizmus sú poháňané od hlavného hriadeľa prechádzajúceho touto časťou. Mechanizmus pohybu ihly je

považovaný za dominantný zdroj rázového budenia, nielen kvôli nevyváženosti materiálového zloženia jednotlivých súčiastok, ale tiež kvôli priamočiaremu vratnému pohybu ihlovej tyče, ktorý má na spomínanom budení ramena šijacieho stroja najväčší podiel.

Uvedené mechanizmy patria k základným mechanizmom šijacieho stroja. Preto je im venovaná väčšia pozornosť. Na šijacom stroji LADA 607 je použitý kľukový centrický mechanizmus.



Obr. 3.1.3 Kľukový centrický mechanizmus šijacieho stroja LADA 607

Pri pohybe členov kľukového mechanizmu s premennými rýchlosťami (priamočiary vratný pohyb) pôsobia na každý člen zotrvačné účinky, ktoré vytvárajú tlaky na jednotlivých kinematických dvojiciach. Tieto tlaky sú v rovnováhe s príslušnými reakciami. Sú zdrojom dodatočných

trecích síl na prvkoch, kinematických dvojiciach a dodatočných napätí príslušných členov. Vplyv zotrvačných účinkov je nebezpečný a odstraňuje sa vyvážením mechanizmu.

Po prevedenej analýze predného mechanizmu (ihlový a niťový mechanizmus) bolo zistené, že predný mechanizmus kufríkového šijacieho stroja LADA 607 nie je dostatočne vyvážený a je najväčším zdrojom vibrácií tohoto stroja. Dôležité je však pripomenúť, že tiež šijacie stroje pre domácnosť ostatných predných svetových výrobcov (Pfaff, Singer,...) nemajú tento problém uspokojivo vyriešený. Je to spôsobené tím, že riešenie vyváženosti priamočiareho vratného pohybu o vysokej frekvencii je veľmi obtiažne. Čiastočne majú tento problém svetový výrobcovia riešený znížením maximálnych otáčok stroja približne na 800 ot./min. Takto sa budiace sily od nevyváženosti mechanizmov znížia a stroj má kľudnejší (kultivovanejší) chod.

4. CIELE DIZERTAČNEJ PRÁCE

Na vysokú spoľahlivosť, dlhú životnosť a kľudný chod šijacieho stroja, majú podstatný vplyv dynamické sily od pôsobiacich mechanizmov. Je známe, že šijací stroj je zložitý mechanický systém, ktorý pracuje pri vzájomnej priestorovej a časovej zviazanosti jednotlivých mechanizmov, ktoré v závislosti na pootočení hlavného hriadeľa vykonávajú pracovné operácie s konečným cieľom vytvoriť kvalitný steh. Tie sú uložené v ráme stroja, ktorý jednak zabezpečuje ich uloženie a zároveň zachytáva vznikajúce silové účinky a vibrácie od pôsobiacich mechanizmov. Konštrukcia rámu musí byť taká, aby mal dostatočnú tuhosť a zároveň úspešne pohlcoval (tlmil) vibrácie. U domácich šijacích strojov musí zabezpečiť aj možnosť čo najjednoduchšej manipulácie so strojom samým.

Vzhľadom k spolupráci Technickej Univerzity v Liberci a LADA Soběslav a.s., vznikla požiadavka na zníženie vibrácií ramena renovovanej typovej rady. Návrat na trh má zabezpečiť výrobcovi typ kufríkového domáceho šijacieho stroja typovej rady LADA 601÷9.

Na základe spomenutej požiadavky o znížení vibrácií ramena šijacieho stroja, bola poskytnutá výrobcom základná výkresová dokumentácia rámu konkrétneho typu LADA 607 spolu so strojom samotným. Pre účely riešenia problematiky bude potrebné vytvoriť vhodné výpočtové parametrické modely ihlového, niťového mechanizmu a rámu šijacieho stroja v prostredí software Pro/Engineer na základe výkresovej dokumentácie.

Problematika zostavenia vhodného výpočtového modelu, ako je popísaná v kapitole 5. Tvorba modelov, je základom vyhovujúcich (akceptovateľných) výsledkov výpočtov. Vhodne zostavený výpočtový model môže výrazne znížiť celkové náklady na analýzu a úspešné vyriešenie problematiky vibrácií a zároveň zvyšuje možnosť pomerne rýchleho

overenia vhodnosti jednotlivých konštrukčných variant riešenia. Za účelom popisu problematiky dynamického chovania šijacieho stroja bude použitá modálna analýza spolu s vynútenými tvarmi kmitov v prostredí software Pro/Engineer a Pro/Mechanica. Navrhnutý optimalizovaný mechanizmus bez vývažku na ojnici ihlového mechanizmu bude vyrobený a použitý v ráme stroja pre overenie výsledkov analýz za pomoci porovnávacieho merania prevádzkových tvarov kmitov.

Cieľom práce je, zanalyzovať konkrétny šijací stroj LADA 607 predovšetkým z pohľadu vibrácií a navrhnúť konštrukčné úpravy, pomocou ktorých bude možné dosiahnuť požadovaného zníženia vibrácií šijacieho stroja ako celku. Základné časti práce je možné zhrnúť do bodov:

1. analýza šijacích strojov s ohľadom na konštrukciu rámu a ihlových a niťových mechanizmov
2. kinematická analýza, vyvažovanie a kinetostatické riešenie ihlového a nitového mechanizmu šijacieho stroja Lada 607
3. tvorba výpočtového modelu predného mechanizmu za pomoci software Pro/Enginner
4. tvorba výpočtového modelu rámu šijacieho stroja za pomoci software Pro/Enginner
5. optimalizácia namodelovaného mechanizmu s cieľom znížiť pôsobenie výslednej reakcie na rám (rameno)
6. vplyv dynamických účinkov od pôvodného a optimalizovaných mechanizmov na rameno šijacieho stroja bez konštrukčných úprav a s navrhnutými konštrukčnými úpravami
7. záver, zhodnotenie dosiahnutých výsledkov

K vypracovaniu tejto doktorskej práce bolo použité hardwarové a softwarové vybavenie katedry textilných strojov. Konkrétne software Pro/Engineer a Pro/Mechanica, PTK view(Prevádzkové tvary kmitov) od firmy ADASH, Windows XP a Microsoft Office.

5. Analýza niťového a ihlového mechanizmu

Šijací stroj sa skladá z mechanizmov, z ktorých niektoré môžeme zaradiť medzi rýchlobežné, ako napr.: ihlový a niťový mechanizmus. Pri pohybe mechanizmu vznikajú dynamické sily a dynamické dvojice, ktoré sa prenášajú do uloženia stroja a ďalej do okolia. Účinky týchto síl môžeme zmenšiť buď vhodným izolovaním základu stroja od okolia alebo výhodnejším vyvážením mechanizmu. V prípade, že odpadnú u mechanizmu dynamické sily i dynamické dvojice, hovoríme o úplnom vyváženom mechanizme. V prípade vyváženia iba dynamických síl, hovoríme o staticky vyváženom mechanizme. V praxi sa veľmi často prevádza iba statické vyváženie mechanizmu, hlavne pretože je obtiažne vyváženie dynamických dvojíc a ďalej preto, že v niektorých prípadoch je vplyv dynamických dvojíc na chvenie mechanizmu malý alebo dochádza k čiastočnému vyrovnaniu dynamických dvojíc s odporovými dvojicami.

5.1. Určenie hmôt jednotlivých členov

Hmotnosti jednotlivých členov ihlového mechanizmu boli zvážené s presnosťou na desatinu gramu a majú nasledujúce hodnoty:

	Pôvodný mechanizmus	Poloha ťažiska	
		γ_i (°)	s_i (mm)
Hlava kľuky	83,7g	141,6	5,3
Ojnica ih. m.	12,7g	0	15,1
Ihlová tyč	27,3g	0	56,4
Niťová páka	11,8g	18,2	-19,2
Vahadlo nit. m.	2g	13,2	19,5

5.2. Moment zotrvačnosti

Moment zotrvačnosti ojnice ihlového mechanizmu bol určený experimentálne zo závislosti doby fyzikálneho kyvadla a momentu zotrvačnosti k ose kývania. Ojnicu ihlového mechanizmu sme uložili rotačne okolo horizontálnej osy a rovnobežne s osou prechádzajúcou ťažiskom. Trenie v rotačnom uložení sme zanedbali, z dôvodu jeho malej veľkosti a zmerali sme dobu 50 kmitov (kyvov . Vypočítali sme dobu jedného kmitu a podľa vzťahu

$$I_0 = \frac{T^2}{4\pi^2} mge \qquad (5.2.1)$$

vypočítali moment zotrvačnosti k ose kývania. Moment zotrvačnosti k ose prechádzajúcej ťažiskom sme prepočítali za pomoci Steinerovej vety:

$$I_S = I_0 - me^2 \qquad (5.2.2)$$

Moment zotrvačnosti má nasledujúcu hodnotu:

- ojnica ihlového mechanizmu 3 I_{S3} = **2062,9 g.mm²**

5.3. Statické vyvažovanie

Oba spriahnuté mechanizmy niťový a ihlový sú rovinné mechanizmy, u ktorých ťažiská jednotlivých členov ležia v jednej rovine (rovina pohybu mechanizmov). Ak zanedbáme vplyv dynamických dvojíc, bude jediným dynamickým účinkom každého členu dynamická sila v ťažisku. Pre určenie ťažísk jednotlivých členov štvorkĺbového kľukovahadlového mechanizmu použijeme rádiusvektory $\bar{r}_2$, $\bar{r}_3$, $\bar{r}_4$. Uvažujeme dĺžky jednotlivých členov ako l_2, l_3, l_4 a polohu ťažísk S_2, S_3, S_4 danú dĺžkami b_2, b_3, b_4. Vzhľadom k $0 \equiv F_1$ platí

$$m\bar{r} = m_2\bar{r}_2 . m_3\bar{r}_3 . m_4\bar{r}_4 \qquad (5.3.1)$$

kde $\bar{r}$ označuje rádiusvektor ťažiska mechanizmu o hmotnosti m, m_2, m_3, m_4 hmotností jednotlivých členov mechanizmu. Pre jednotlivé rádiusvektory môžeme napísať:

$$\bar{r}_2 = \bar{b}_2 , \quad \bar{r}_3 = \bar{l}_2 + \bar{b}_3 , \quad \bar{r}_4 = \bar{l}_2 + \bar{l}_3 + \bar{b}_4 \qquad (5.3.2)$$

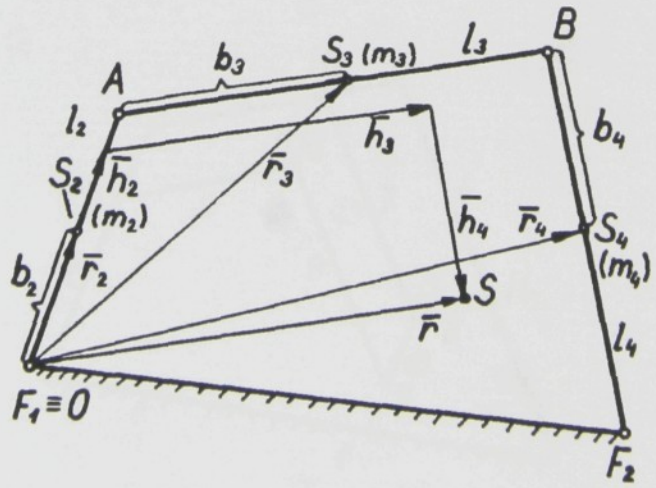
a po dosadení do (5.3.1), dostávame rádius vektor ťažiska mechanizmu:

$$\bar{r} = \underbrace{\frac{m_2}{m}\bar{b}_2 + \frac{1}{m}(m_3 + m_4)\bar{l}_2}_{\bar{h}_2} + \underbrace{\frac{m_3}{m}\bar{b}_3 + \frac{m_4}{m}\bar{l}_3}_{\bar{h}_3} + \underbrace{\frac{m_4}{m}\bar{b}_4}_{\bar{h}_4} \qquad (5.3.3)$$

Rovnicu (5.3.3) môžeme prepísať v tvare

$$\bar{r} = \bar{h}_2 + \bar{h}_3 + \bar{h}_4 \qquad (5.3.4)$$

kde $\bar{h}_2$, $\bar{h}_3$, $\bar{h}_4$ sú vektory rovnobežné s jednotlivými stranami štvorkĺbového mechanizmu (viď. obr. 5.3.1.)

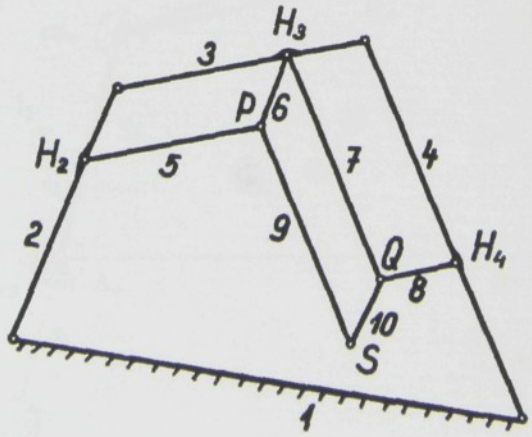


Obr.. 5.3.1. Poloha ťažiska S mechanizmu

a ktoré zostávajú čo do veľkosti rovnaké a menia svoj smer podľa zmeny polohy mechanizmu. Ak určíme v danej polohe mechanizmu vektory $\overline{h_2}$, $\overline{h_3}$, $\overline{h_4}$ a zostrojíme ich geometrický súčet, dostávame výsledný rádiusvektor $\overline{r}$ určujúci polohu ťažiska mechanizmu. Geometrickým miestom vrcholu vektoru $\overline{r}$ pre rôzne polohy mechanizmu je trajektória ťažiska mechanizmu. Výsledná dynamická sila mechanizmu sa rovná súčinu hmotnosti mechanizmu a zrýchlenia ťažiska. Zrýchlenie ťažiska môžeme určiť pomocou tzv. ťažiskového mechanizmu. Pridružíme ťažisko binárnymi skupinami k mechanizmu tak, aby trajektória bodu **S** bola zhodná s geometrickým miestom bodov **S** pri rôznych polohách mechanizmu. Pri všetkých polohách mechanizmu 1, 2, 3, 4 je člen 5‖3, 7‖4‖9, 6‖2‖10. Pôjde o desaťčlenný mechanizmus. V našom prípade má ťažiskový mechanizmus ťažiska 3 paralelogramy. Obecne platí: Ak má mechanizmus **n** členov potom ťažiskový mechanizmus obsahuje

$$p = \frac{n-1}{2}(n-2) \qquad (5.3.5)$$

paralelogramov. Aby bol mechanizmus staticky vyvážený musí



Obr. 5.3.2. Paralelogramy mechanizmu

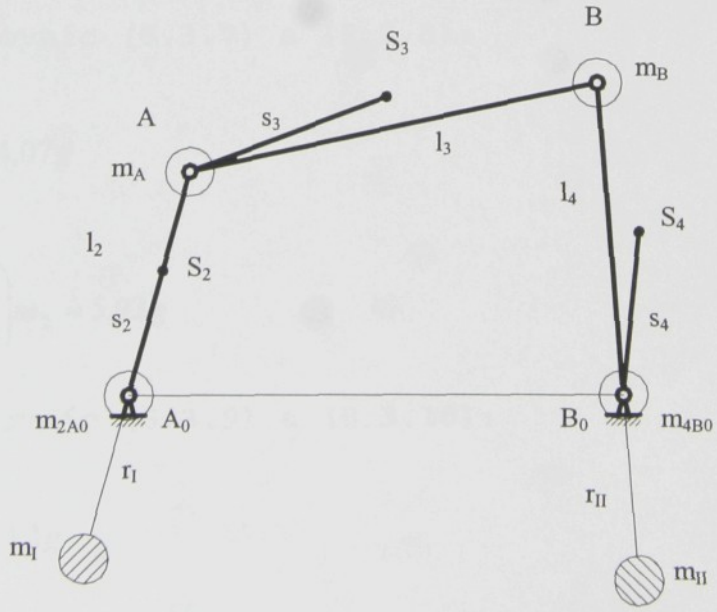
ťažisko byť v kľude alebo konať rovnomerný pohyb $\Rightarrow a_T = 0$. Ťažisko leží na spojnici stredov oboch členov otočne uložených na ráme. Ťažisko kĺbového mechanizmu bude v kľude, pokiaľ tvoria vektory $\overline{h_2}$, $\overline{h_3}$, $\overline{h_4}$ mnohouholník podobný mechanizmu. Z toho plynie podmienka, ktorej musia vyhovovať dĺžky vektorov $\overline{h_2}$, $\overline{h_3}$, $\overline{h_4}$

$$\frac{h_2}{l_2} = \frac{h_3}{l_3} = \frac{h_4}{l_4} \qquad (5.3.6)$$

Z podmienky (5.3.6) vyplýva, že u kľukového mechanizmu musí byť ťažisko v strede otáčania kľuky a štvorkĺbového mechanizmu na spojnici stredov oboch členov otočne uložených na ráme.

S ohľadom na náš prípad, kde má niťový a ihlový mechanizmus spoločnú kľuku je dôležité pre vlastné riešenie rozdeliť oba mechanizmy a vo výsledku jednoducho sčítať výsledné vývažky na spoločnej kľuke.

Ak máme vyvážiť niťový mechanizmus musí výsledné ťažisko ležať na spojnici úložných bodov rámu. Každý člen



Obr. 5.3.3. Vyvažovanie niťového mechanizmu

mechanizmu nahradíme dvoma hmotnými bodmi, ktoré umiestnime do kĺbov. Ťažiská S_3 a S_4 sú mimo spojnice úložných bodov, ale s ohľadom na malú hodnotu uhlu je v ďalších výpočtoch zanedbaný. K mechanizmu nakoniec pripojíme vývažky m_I a m_{II} tak, aby sme splnili podmienku, že ťažisko leží na spojnici bodov rámu (viď. obr. 5.3.3.).

Pre člen 2:

$$m_2 = m_{2A0} + m_{2A} \tag{5.3.7}$$

$$m_{2A}.l_2 = m_2.s_2 \tag{5.3.8}$$

Pre člen 3:

$$m_3 = m_{3A} + m_{3B} \tag{5.3.9}$$

$$m_{3B}.l_3 = m_3.s_3 \tag{5.3.10}$$

Pre člen 4:

$$m_4 = m_{4B0} + m_{4B} \tag{5.3.11}$$

$$m_{4B}.l_4 = m_4.s_4 \tag{5.3.12}$$

Po úprave rovníc (5.3.7) a (5.3.8):

$$m_{2A} = \frac{s_2}{l_2} m_2 = 4{,}07g \tag{5.3.13}$$

$$m_{2A0} = \left(\frac{l_2 - s_2}{l_2}\right) m_2 = 5{,}92g \tag{5.3.14}$$

Po úprave rovníc (5.3.9) a (5.3.10):

$$m_{3B} = \frac{s_3}{l_3} m_3 = 11{,}3g \tag{5.3.15}$$

$$m_{3A} = \left(\frac{l_3 - s_3}{l_3}\right) m_3 = 0{,}42g \tag{5.3.16}$$

Po úprave rovníc (5.3.11) a (5.3.12):

$$m_{4B} = \frac{s_4}{l_4} m_4 = 0{,}71g \qquad (5.3.17)$$

$$m_{4B0} = \left(\frac{l_4 - s_4}{l_4}\right) m_4 = 1{,}39g \qquad (5.3.18)$$

Hmoty v bodoch rámu $\mathbf{A_0}$, $\mathbf{B_0}$ a v bodoch **A**, **B** :

$$m_{2A0} = 5{,}92g \qquad (5.3.19)$$

$$m_A = m_{2A} + m_{3A} = 4{,}49g \qquad (5.3.20)$$

$$m_{4B0} = 1{,}39g \qquad (5.3.21)$$

$$m_B = m_{3A} + m_{4B} = 12{,}01g \qquad (5.3.22)$$

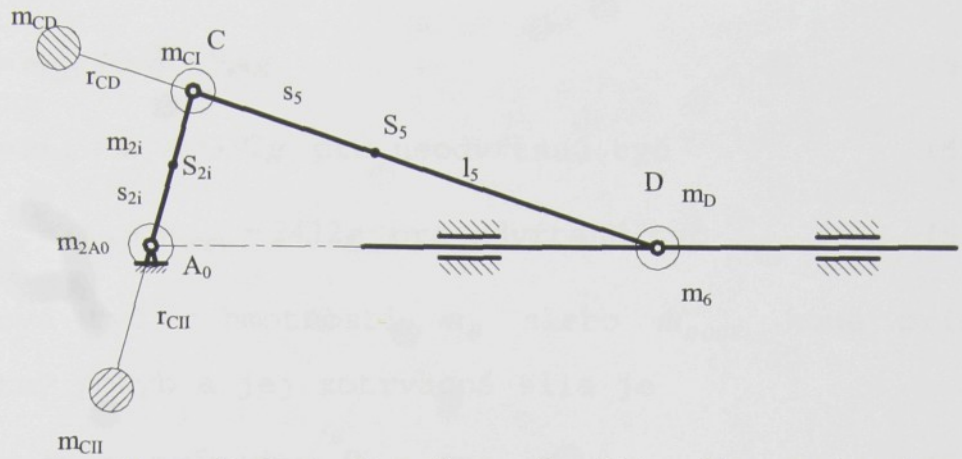
Pripojíme vývažky $\mathbf{m_I}$ a $\mathbf{m_{II}}$ na ramene r_I a r_{II} tak, aby sme eliminovali zotrvačné účinky hmotných bodov **A**, **B** a zároveň splnili podmienku, že ťažisko staticky vyváženého mechanizmu leží na spojnici stredov oboch členov otočne uložených na ráme.

$$m_I r_I = m_A . l_2 \qquad (5.3.23)$$

$$m_{II} r_{II} = m_B . l_4 \qquad (5.3.24)$$

Z rovníc (5.3.23) a (5.3.24) sa dajú navrhnúť vyhovujúce vývažky, za pomoci ktorých sa dá previesť úplné statické vyváženie mechanizmu.

Obdobne ako sme riešili niťový mechanizmus vyvážime aj ihlový mechanizmus. Z podmienky (5.3.6) vyplýva, že u kľukového mechanizmu musí byť výsledné ťažisko mechanizmu v strede otáčania kľuky. Opäť nahradíme každý člen mechanizmu dvoma hmotnými bodmi (rotačné členy) a posuvný člen nahradíme jedným hmotným bodom, ktoré umiestnime do kĺbov. Rovnako ako u niťového mechanizmu nakoniec pripojíme vývažok m_{CII} na ojnicu mechanizmu na ramene r_{CII} (viď obr. 5.3.4.).



Obr. 5.3.4. Vyvažovanie ihlového mechanizmu

Pre člen 2i:

$$m_{2i} = m_{2Ci} + m_{2A0i} \tag{5.3.25}$$

$$m_{2Ci}.l_{2i} = m_{2i}.s_{2i} \tag{5.3.26}$$

Pre člen 5:

$$m_5 = m_{5C} + m_{5D} \tag{5.3.27}$$

$$m_{5D}.l_5 = m_5.s_5 \tag{5.3.28}$$

Po úprave rovníc (5.3.25) a (5.3.26):

$$m_{2Ci} = \frac{s_{2i}}{l_{2i}} m_{2i} = 3{,}32g \tag{5.3.29}$$

$$m_{2A0i} = \left(\frac{l_{2i} - s_{2i}}{l_{2i}}\right) m_{2i} = 6{,}69g \tag{5.3.30}$$

Úpravou rovníc (5.3.27) a (5.3.28) získame parametre:

$$m_{5D} = \left(\frac{s_5}{l_5}\right) m_5 = 6{,}62g \tag{5.3.31}$$

$$m_{5D} = \left(\frac{l_5 - s_5}{l_5}\right) m_5 = 6{,}08g \tag{5.3.32}$$

Sčítaním hmotností v bodoch **C**, **D** získame:

$$m_C = m_{2Ci} + m_{5C} = 9{,}4g \qquad (5.3.33)$$

$$m_D = m_{5D} + m_6 = 33{,}92g \text{ pre neodvŕtanú tyč} \qquad (5.3.34)$$

$$m_{DODV} = m_{5D} + m_{6ODV} = 24{,}12g \text{ pre odvŕtanú tyč} \qquad (5.3.35)$$

Ihlová tyč o hmotnosti m_D alebo m_{DODV} koná priamočiary vratný pohyb a jej zotrvačná sila je

$$D_D = -m_D.a_6 \text{ prípadne } D_D = -m_{DODV}.a_6 \qquad (5.3.36)$$

Túto zotrvačnú silu vyvažujeme pridaním hmotného bodu m_{CI} na ramene r_{CI} na člene 5 tak, aby sme stred hmotnosti preniesli do bodu **C** a dodržali podmienku:

$$m_{CD}.r_{CD} = m_D.l_5 \qquad (5.3.37)$$

ďalej musí platiť pre celkovú hmotu v bode **C**:

$$m_{CI} = m_{CD} + m_C + m_D = 44{,}72g \qquad (5.3.38)$$

$$m_{CIODV} = m_{CD} + m_C + m_{DODV} = 34{,}92g \qquad (5.3.39)$$

Opätovne aby sme dodržali podmienku statického vyváženia mechanizmu, že výsledné ťažisko kľukového mechanizmu musí byť v stredu otáčania kľuky A_0, je potrebné splniť:

$$m_{CII}.r_{CII} = m_{CI}.l_{2i} \qquad (5.3.40)$$

$$m_{CII} = \frac{m_{CI}.l_{2i}}{r_{CII}} = 135g \text{ pre neodvŕtanú tyč} \qquad (5.3.41)$$

$$m_{CIIODV} = \frac{m_{CIODV}.l_{2i}}{r_{CII}} = 105{,}42g \text{ pre odvŕtanú tyč} \qquad (5.3.42)$$

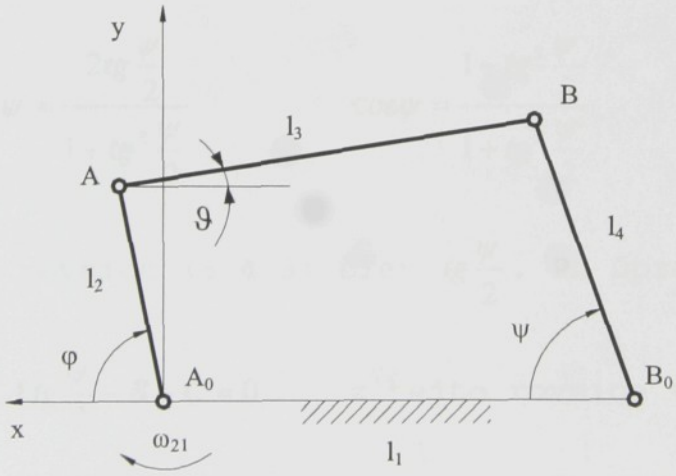
S ohľadom na spoločnú kľuku niťového a ihlového mechanizmu je možné výsledné vývažky na členoch 2 a 2i sčítať a získať tak výsledný vývažok. Ako veľká nevýhoda statického vyvažovania je pomerne veľká náročnosť na pracovný priestor

a pomerne veľké vyvažujúce hmoty, ktoré zvyšujú namáhanie predovšetkým čapov mechanizmu. Z toho vyplýva snaha o zníženie hmotnosti predovšetkým ihlovej tyče. Táto skutočnosť vyplýva aj z rovníc (5.3.41) a (5.3.42). Zníženie hmotnosti ihlovej tyče by malo v konečnom dôsledku vplyv aj na priestorovú náročnosť (zmenšili by sa vývažky).

5.4. Kinematická analýza

Pri riešení zložených rovinných mechanizmov sa s výhodou používa vektorová metóda. Pri tejto metóda sa kinematický reťazec mechanizmu rozloží na konečný počet mnohouholníkov. Podmienky uzavretosti mnohouholníkov dávajú sústavu vektorových rovníc, ktoré po rozpísaní do skalárnych rovníc sú predpokladom pre zostavenie zdvihovej závislosti, prvej a druhej prevodovej funkcie.

5.4.1. Niťový mechanizmus



Obr. 5.4.1. Schéma niťového mechanizmu

Z obr. 5.4.1. si pomocou trigonometrickej metódy vyjadríme prevodové funkcie.

Určíme si súradnice bodov **A** a **B** vzhľadom k pravouhlému súradnému systému

$A[x_A, y_A]$ $B[x_B, y_B]$ z výnimky tuhosti úsečky **AB** vyplýva

$$(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2 = l_3^2 \qquad (5.4.1)$$

kde jednotlivé súradnice môžeme vyjadriť pomocou uhlov φ a ψ

$$x_A = l_2 \cos\varphi \qquad x_B = -l_1 + l_4 \cos\psi$$
$$y_A = l_2 \sin\varphi \qquad y_B = l_4 \sin\psi \qquad (5.4.2)$$

Dosadením rovníc (5.4.11) do rovnice (5.4.10) získame

$$(l_2 \cos\varphi + l_1 - l_4 \cos\psi)^2 + (l_2 \sin\varphi - l_4 \sin\psi)^2 = l_3^2 \qquad (5.4.3)$$

rovnicu (5.4.3) môžeme prepísať na tvar

$$A \sin\psi + B \cos\psi = C \qquad (5.4.4)$$

kde:

$$A = \sin\varphi \qquad B = \frac{l_1}{l_2} + \cos\varphi \qquad C = \frac{l_1}{l_4}\cos\varphi + \frac{l_1^2 + l_2^2 + l_4^2 - l_3^2}{2 l_2 l_4}$$

po použití substitúcií

$$\sin\psi = \frac{2 tg \frac{\psi}{2}}{1 + tg^2 \frac{\psi}{2}} \qquad \cos\psi = \frac{1 - tg^2 \frac{\psi}{2}}{1 + tg^2 \frac{\psi}{2}}$$

zavedieme do rovnice (5.4.3) člen $tg\frac{\psi}{2}$. Po úprave

$$(B + C) tg^2 \frac{\psi}{2} - 2.A.tg\frac{\psi}{2} - B + C = 0$$ z tejto rovnice vyplýva

$$tg\frac{\psi}{2} = \frac{A \pm D}{B + C} \qquad (5.4.5)$$

kde $D = +\sqrt{A^2 + B^2 - C^2}$

rovnica (5.4.5) má dve riešenia, ktorým odpovedajú dve možné polohy hnaného členu **4** pri jednej polohe hnacieho členu. Po umocnení výrazov v zátvorkách v rovnici (5.4.3) dostaneme po úprave

$$K_3 + K_2 \cos\varphi - K_1 \cos\psi = \cos(\varphi - \psi) \qquad (5.4.6)$$

kde: K_1, K_2, K_3 sú konštanty

$$K_3 = \frac{l_1^2 + l_2^2 + l_4^2 - l_3^2}{2 l_3 l_4} \qquad K_2 = \frac{l_1}{l_4} \qquad K_1 = \frac{l_1}{l_2}$$

po derivácii rovnice (5.4.6) podľa času dostaneme

$$-K_2 \sin\varphi\omega_{21} + K_1 \sin\psi\omega_{41} = -\sin(\varphi - \psi)(\omega_{21} - \omega_{41}) \qquad (5.4.7)$$

z rovnice (5.4.7) si vyjadríme uhlovú rýchlosť členu **4**

$$\omega_{41} = \frac{\sin(\varphi - \psi) - K_2 \sin\varphi}{\sin(\varphi - \psi) - K_1 \sin\psi} . \omega_{21} \qquad (5.4.8)$$

kde $\omega_{41} = \dot{\psi}$ a $\omega_{21} = \dot{\varphi}$

Ďalším derivovaním vzťahu (5.4.7) dostaneme

$$\begin{aligned} &-K_2 \cos\varphi\omega_{21}^2 - K_2 \sin\varphi\varepsilon_{21} + K_1 \cos\psi\omega_{41}^2 + K_1 \sin\psi\varepsilon_{41} = \\ &-\cos(\varphi - \psi)(\omega_{21} - \omega_{41})^2 - \sin(\varphi - \psi)(\varepsilon_{21} - \varepsilon_{41}) \end{aligned} \qquad (5.4.9)$$

Vyjadríme si predchádzajúcej rovnice uhlové zrýchlenie členu **4**

$$\begin{aligned} \varepsilon_{41} = &\frac{(\omega_{21} - \omega_{41})^2 \cos(\varphi - \psi) - \omega_{21}^2 K_2 \cos\varphi + \omega_{41}^2 K_1 \cos\psi}{\sin(\varphi - \psi) - K_1 \sin\psi} + \\ &\frac{\sin(\varphi - \psi) - K_2 \sin\varphi}{\sin(\varphi - \psi) - K \sin\psi} \varepsilon_{21} \end{aligned} \qquad (5.4.10)$$

kde $\varepsilon_{41} = \ddot{\psi}$ a $\varepsilon_{21} = \ddot{\varphi}$

Za pomoci vektorovej metódy si vyjadríme z obr. 5.4.1. uhol ϑ, ktorý nám definuje polohu členu **3**

$$\vec{l}_2 + \vec{l}_3 = \overrightarrow{A_0 B_0} + \vec{l}_4 \qquad (5.4.11)$$

rozpísaním do zložkových rovníc

X: $$l_2 \cos\varphi + l_3 \cos\vartheta = x_{B0} + l_4 \cos\psi \qquad (5.4.12)$$

y: $$l_2 \sin\varphi + l_3 \sin\vartheta = y_{B0} + l_4 \sin\psi \qquad (5.4.13)$$

z rovnice (5.4.12) si vyjadríme uhol ϑ

$$\vartheta = \arccos \frac{x_{B0} + l_4 \cos\psi - l_2 \cos\varphi}{l_3} \qquad (5.4.14)$$

ďalšou úpravou je derivácia rovnice(5.4.12), z ktorej $\Rightarrow$

$$l_3 \sin\vartheta\dot{\vartheta} = l_4 \sin\psi\dot{\psi} - l_2 \sin\varphi\dot{\varphi} \qquad (5.4.15)$$

vyjadríme si $\dot{\vartheta}$

$$\dot{\vartheta} = \frac{l_4 \sin\psi\dot{\psi} - l_2 \sin\varphi\dot{\varphi}}{l_3 \sin\vartheta} \qquad (5.4.16)$$

prevedieme druhú deriváciu vzťahu (5.4.16) vyjadríme $\ddot{\vartheta}$ za predpokladu $\ddot{\varphi} = 0$

$$\ddot{\vartheta} = \frac{l_4 \sin\psi\ddot{\psi} + l_4 \cos\psi\dot{\psi}^2 - l_2 \cos\varphi\dot{\varphi}^2 - l_3 \cos\vartheta\dot{\vartheta}^2}{l_3 \sin\vartheta} \qquad (5.4.17)$$

Pre súradnice ťažiska členu **3** platí

$$x_{S3} = l_2 \cos\varphi + s_3 \cos\vartheta \qquad (5.4.18)$$

$$y_{S3} = l_2 \sin\varphi + s_3 \sin\vartheta \qquad (5.4.19)$$

prvou deriváciou predchádzajúcich rovníc získame rýchlosť ťažiska

$$\dot{x}_{S3} = -l_2.\sin\varphi.\dot{\varphi} - s_3.\sin\vartheta.\dot{\vartheta} \qquad (5.4.20)$$

$$\dot{y}_{S3} = l_2.\cos\varphi.\dot{\varphi} + s_3.\cos\vartheta.\dot{\vartheta} \qquad (5.4.21)$$

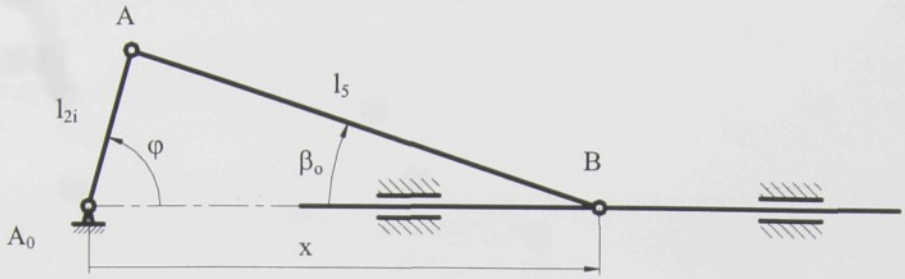
a druhou deriváciou rovníc (5.4.20) a (5.4.21) získame zrýchlenie ťažiska

$$\ddot{x}_{S3} = -l_2.\cos\varphi.\dot{\varphi}^2 - s_3.\sin\vartheta.\ddot{\vartheta} - s_3.\cos\vartheta.\dot{\vartheta}^2 \qquad (5.4.22)$$

$$\ddot{y}_{S3} = -l_2.\sin\varphi.\dot{\varphi}^2 + s_3.\cos\vartheta.\ddot{\vartheta} - s_3.\sin\vartheta\dot{\vartheta}^2 \qquad (5.4.23)$$

5.4.2. Ihlový mechanizmus

Obdobne ako u niťového mechanizmu tak aj u ihlového si vyjadríme prevodové funkcie z obr. 5.4.2



Obr. 5.4.2. Schéma ihlového mechanizmu

Z obr. 5.4.2 vyplýva zdvihová závislosť

$$x = r.\cos\varphi + l.\cos\beta \qquad (5.4.24)$$

Platí:

$$\sin\beta = \frac{r}{l}\sin\varphi\,,\quad \cos\beta = \sqrt{1-\frac{r^2}{l^2}\sin^2\varphi}\,,\quad \cos\beta.d\beta = \frac{r}{l}.\cos\varphi.d\varphi \qquad (5.4.25\ a,b,c)$$

po diferencovaní vzťahu (5.4.24)

$$dx = -r.\sin\varphi.d\varphi - l.\sin\beta.d\beta \qquad (5.4.26)$$

ďalej pomocou (5.4.25c) vylúčime diferenciál dβ a celý vzťah podelíme diferenciálom času dt, získame rýchlosť tyče

$$v = -r.\omega.\sin\varphi + tg\beta.\cos\varphi \qquad (5.4.27)$$

kde $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$, $\lambda = \frac{r}{l}$

pre vyjadrenie závislosti rýchlosti tyče na uhle φ použijeme vzťah (5.4.25b)

$$v = r.\omega\left(-\sin\varphi + \frac{\lambda.\sin 2\varphi}{2\sqrt{1-\lambda^2.\sin^{2\varphi}}}\right) \qquad (5.4.28)$$

diferencovaním vzťahu (5.4.27) pomocou (5.4.25c) vylúčime diferenciál dβ a celý vzťah podelíme diferenciálom času dt, získame zrýchlenie tyče

$$a = r.\omega^2\left(-\cos\varphi + \lambda\frac{\cos^2\varphi - \sin^2\varphi.\cos^2\beta}{\cos^3\beta}\right) \qquad (5.4.29)$$

pre vyjadrenie závislosti zrýchlenia tyče na uhle φ použijeme vzťah (5.4.25b)

$$a = r.\omega^2\left(-\cos\varphi + \lambda\frac{\cos^2\varphi - \sin^2\varphi.\left(1-\lambda^2.\sin^2\varphi\right)}{\left(1-\lambda^2.\sin^2\varphi\right)^{3/2}}\right) \qquad (5.4.30)$$

Ďalej budeme potrebovať polohu ťažiska členu 5

$$x_{S5} = l_{2i}.\cos\varphi + s_5.\cos\beta_o \qquad (5.4.30)$$

$$y_{S5} = l_{2i}.\sin\varphi + s_5.\sin\beta_o \qquad (5.4.31)$$

rýchlosť ťažiska členu 5

$$\dot{x}_{S5} = -l_{2i}.\sin\varphi.\dot{\varphi} - s_5.\sin\beta_o.\dot{\beta}_o \qquad (5.4.32)$$

$$\dot{y}_{S5} = l_{2i}.\cos\varphi.\dot{\varphi} + s_5.\cos\beta_o.\dot{\beta}_o \qquad (5.4.33)$$

a zrýchlenie ťažiska členu 5, za predpokladu $\ddot{\varphi} = 0$

$$\ddot{x}_{S5} = -l_{2i}.\cos\varphi.\dot{\varphi}^2 - s_5.\sin\beta_o.\ddot{\beta}_o - s_5.\cos\beta_o.\dot{\beta}_o^{\,2} \qquad (5.4.34)$$

$$\ddot{y}_{S5} = -l_{2i}.\sin\varphi.\dot{\varphi}^2 + s_5.\cos\beta_o.\ddot{\beta}_o - s_5.\sin\beta_o.\dot{\beta}_o^{\,2} \qquad (5.4.35)$$

Potrebujeme poznať aj polohu ťažiska členu 6

$$x_{S6} = l_{2i}.\cos\varphi + l_5.\cos\beta_o + s_6 \qquad (5.4.36)$$

rýchlosť ťažiska členu 6

$$\dot{x}_{S6} = -l_{2i}.\sin\varphi.\dot{\varphi} - l_5.\sin\beta_o.\dot{\beta}_o \qquad (5.4.37)$$

a zrýchlenie ťažiska členu 6, za predpokladu $\ddot{\varphi} = 0$

$$\ddot{x}_{S6} = -l_{2i}.\cos\varphi.\dot{\varphi}^2 - l_5.\cos\beta_o.\dot{\beta}_o^{\,2} - l_5.\sin\beta_o.\ddot{\beta}_o \qquad (5.4.38)$$

Priebehy kinematických veličín sú zobrazené v prílohe č.1.

5.5. Kinetostatické riešenie predného mechanizmu

Dynamické sily, ktoré pôsobia na tieto mechanizmy pri pohybe sú omnoho väčšie ako sily od prepichu materiálu ihlou a uťahovania stehu. U rovinných mechanizmov zotrvačné účinky tvoria rovinnú sústavu síl, ktorú môžeme nahradiť v zvolenom počiatku výslednou silou $\boldsymbol{D} = -\boldsymbol{m}.\boldsymbol{a}$ a výslednou zotrvačnou dvojicou $\boldsymbol{M}_D = \boldsymbol{I}.\varepsilon$. Vyváženosť zotrvačných síl (tzv. statické vyváženie) je definované pomocou vzťahu $\boldsymbol{D} = 0$ pri pohybe mechanizmu (nielen v ustálenom stave).

K riešeniu bola použitá uvoľňovacia metóda, ktorá prevádza riešenie dynamických úloh sústavy telies na riešenie dynamických úloh jednotlivých uvoľnených telies. Vychádzalo sa z d´Alembertovho princípu, kde boli nahradené sily silou $\boldsymbol{D} = -\boldsymbol{m}.\boldsymbol{a}$ a momentom $\boldsymbol{M}_D = \boldsymbol{I}.\varepsilon$, čím bola prevedená dynamická úloha na úlohu statickú. Jednotlivé členy uvažovaného mechanizmu sa uvoľnia a účinok odpojených telies a rámu sa nahradí silami a momentmi. Následne boli zostavené rovnice rovnováhy, ktoré boli riešené. Pri uvoľňovaní musí byť dodržaná zásada, že pre každý člen mechanizmu sú v rovnováhe zotrvačné sily a zotrvačný moment s väzbovými silami a ich momentmi k zvolenému bodu.

Vzhľadom k spoločnej kľuke sa postupovalo tým spôsobom, že mechanizmy boli riešené zvlášť (niťový a ihlový) a nakoniec bola vyriešená spoločná kľuka.

5.5.1. Niťový mechanizmus

Aplikáciou d´Alembertovho princípu zostavíme podmienky rovnováhy uvoľnených telies. Rovnice nakoniec napíšeme v tvare vhodnom pre priamy výpočet reakcií:

Pre člen **3**:

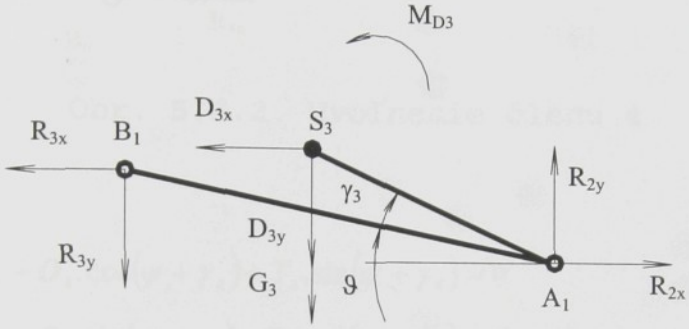
Zostavíme rovnice podľa obr. 5.5.1.

$$D_{3x} = m_3 . \ddot{x}_{S3} \qquad (5.5.1)$$

$$D_{3y} = m_3 . \ddot{y}_{S3} \qquad (5.5.2)$$

$$M_{D3} = I_{S3} . \ddot{\vartheta} \qquad (5.5.3)$$

$$G_3 = m_3 . g \qquad (5.5.4)$$



Obr. 5.5.1. Uvoľnenie členu 3

X: $$R_{2x} - R_{3x} - D_{3x} = 0 \qquad (5.5.5)$$

Y: $$R_{2y} - R_{3y} - G_3 - D_{3y} = 0 \qquad (5.5.6)$$

M_{A1}: $$M_{D3} + (G_3 + D_{3y}) s_3 \cos(\vartheta + \gamma_3) + R_{3y} . l_3 \cos\vartheta - \\ - D_{3x} . s_3 \sin(\vartheta + \gamma_3) - R_{3x} . l_3 \sin\vartheta = 0 \qquad (5.5.7)$$

Pre člen **4**:

Pre člen 4 môžeme zostaviť rovnice podľa obr. 5.5.2.:

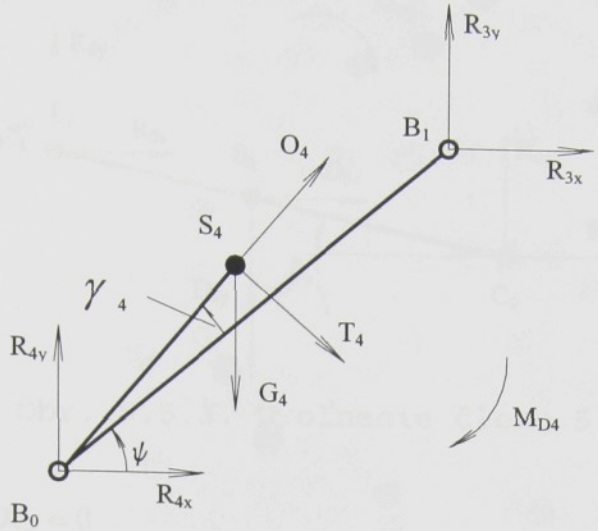
$$O_4 = m_4 . s_4 . \dot{\psi}^2$$

(5.5.8)

$$T_4 = m_4 . s_4 . \ddot{\psi} \qquad (5.5.9)$$

$$M_{D4} = I_{S4} . \ddot{\psi} \qquad (5.5.10)$$

$$G_4 = m_4 . g \qquad (5.5.11)$$



Obr. 5.5.2. Uvoľnenie členu 4

X: $$\boldsymbol{R}_{4x} + \boldsymbol{R}_{3x} + \boldsymbol{O}_4.\cos(\psi + \gamma_4) + \boldsymbol{T}_4.\sin(\psi + \gamma_4) = 0 \qquad (5.5.12)$$

Y: $$\boldsymbol{R}_{4y} + \boldsymbol{R}_{3y} + \boldsymbol{O}_4.\sin(\psi + \gamma_4) - \boldsymbol{T}_4.\cos(\psi + \gamma_4) - \boldsymbol{G}_4 = 0 \qquad (5.5.13)$$

M_{B0}: $$\boldsymbol{M}_{D4} + \boldsymbol{G}_4.\boldsymbol{s}_4.\cos(\psi + \gamma_4) + \boldsymbol{T}_4.\boldsymbol{s}_4 + \boldsymbol{R}_{3x}.\boldsymbol{l}_4.\sin\psi - \\ - \boldsymbol{R}_{3y}.\boldsymbol{l}_4.\cos\psi = 0 \qquad (5.5.14)$$

5.5.2. Ihlový mechanizmus

Pre člen **5**:

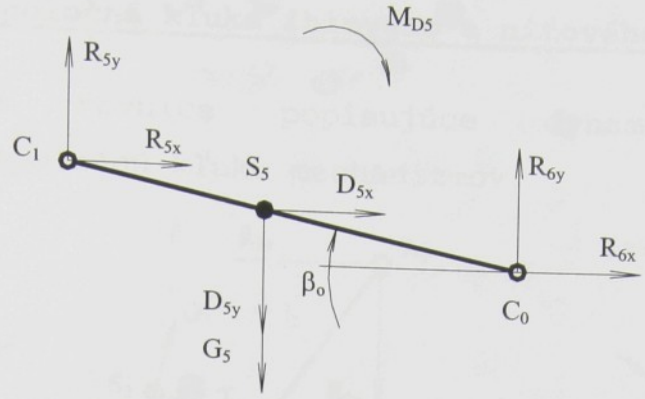
Pre člen 5 môžeme zostaviť rovnice podľa obr. 5.5.3.:

$$\boldsymbol{D}_{5x} = \boldsymbol{m}_5.\ddot{\boldsymbol{x}}_{S5} \qquad (5.5.15)$$

$$\boldsymbol{D}_{5y} = \boldsymbol{m}_5.\ddot{\boldsymbol{y}}_{S5} \qquad (5.5.16)$$

$$\boldsymbol{M}_{D5} = \boldsymbol{I}_{S5}.\ddot{\beta} \qquad (5.5.17)$$

$$\boldsymbol{G}_5 = \boldsymbol{m}_5.\boldsymbol{g} \qquad (5.5.18)$$



Obr. 5.5.3. Uvoľnenie členu 5

X: $$\boldsymbol{R}_{5x} + \boldsymbol{R}_{6x} + \boldsymbol{D}_{5x} = 0 \qquad (5.5.19)$$

Y: $$\boldsymbol{R}_{5y} + \boldsymbol{R}_{6y} - \boldsymbol{D}_{5y} - \boldsymbol{G}_5 = 0 \qquad (5.5.20)$$

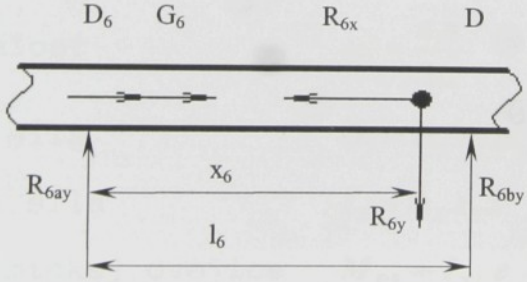
M_{C1}: $$\boldsymbol{M}_{D5} + \boldsymbol{D}_{5y}.\boldsymbol{s}_5.\cos\beta_o + \boldsymbol{G}_5.\boldsymbol{s}_5.\cos\beta_o - \boldsymbol{D}_{5x}.\boldsymbol{s}_5.\sin\beta_o - \\ - \boldsymbol{R}_{6y}.\boldsymbol{l}_5.\cos\beta_o - \boldsymbol{R}_{6x}.\boldsymbol{l}_5.\sin = 0 \qquad (5.5.21)$$

Pre člen 6:

Pre člen 6 zostavíme rovnice podľa obr. 5.5.4.:

$$\boldsymbol{D}_6 = \boldsymbol{m}_6.\ddot{\boldsymbol{y}}_{S6} \qquad (5.5.22)$$

$$\boldsymbol{G}_6 = \boldsymbol{m}_6.\boldsymbol{g} \qquad (5.5.23)$$



Obr. 5.5.4. Uvoľnenie členu 6

X: $$\boldsymbol{D}_6 + \boldsymbol{G}_6 - \boldsymbol{R}_{6x} = 0 \qquad (5.5.24)$$

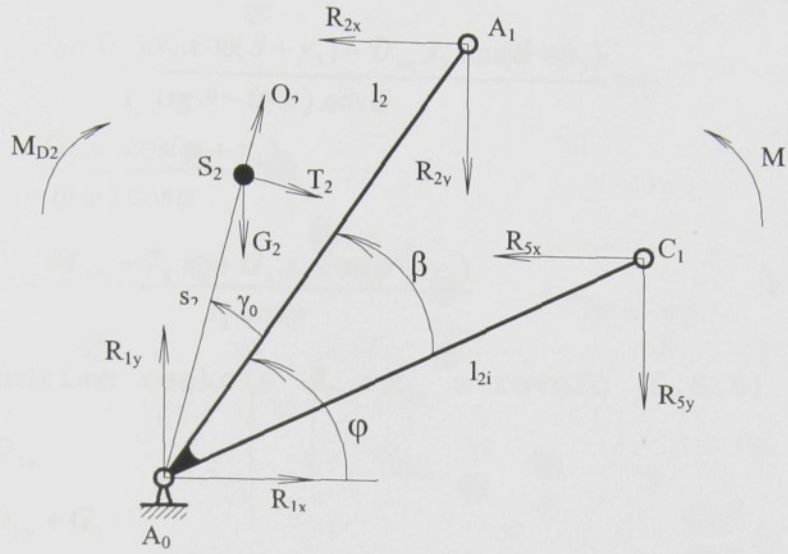
Y: $$\boldsymbol{R}_{6y} - \boldsymbol{R}_{6a} - \boldsymbol{R}_{6b} = 0 \qquad (5.5.25)$$

$$\boldsymbol{R}_{6b} = \frac{\boldsymbol{x}_6}{\boldsymbol{l}_6}\boldsymbol{R}_{6y} \qquad (5.5.26)$$

$$\boldsymbol{R}_{6a} = \frac{\boldsymbol{l}_6 - \boldsymbol{x}_6}{\boldsymbol{x}_6}\boldsymbol{R}_{6b} \qquad (5.5.27)$$

5.5.3. Spoločná kľuka ihlového a niťového mechanizmu

Zostavíme rovnice popisujúce dynamické účinky pôsobiace na spoločnú kľuku mechanizmov.



Obr. 5.5.5. Uvoľnenie spoločnej kľuky

Pre člen **2** platí:

Postup riešenia:

Dynamické účinky na kľuke:

- uhlová rýchlosť $\omega_2 = \dfrac{\pi.n}{30}$ (5.5.28)
- odstredivá sila $O_2 = m_2.s_2.\omega_2^2$ (5.5.29)
- dotyčnicová sila $T_2 = m_2.s_2.\varepsilon$ (5.5.30)
- moment dynamickej dvojice $M_{D2} = I_{S2}.\varepsilon$ (5.5.31)

Uvažujeme ω_{21}= konšt., $\varepsilon = \ddot{\varphi} = 0 \Rightarrow T_2, M_{D2} = 0$

X: $$R_{1x} - R_{2x} - R_{5x} + T_2.\sin(\varphi+\gamma_0) + O_2.\cos(\varphi+\gamma_0) = 0 \quad (5.5.32)$$

Y: $$R_{1y} - R_{2y} - R_{5y} - G_2 - T_2.\cos(\varphi+\gamma_0) + O_2.\sin(\varphi+\gamma_0) = 0 \quad (5.5.33)$$

M_{C1}: $$M_{D2} + T_2.s_2 + G_2.s_2.\cos(\varphi+\gamma_0) + R_{5y}.l_{2i}.\cos(\varphi-\beta) - R_{5x}.l_{2i}.\sin(\varphi-\beta) + R_{2y}.l_2.\cos\varphi - R_{2x}.l_2.\sin\varphi = M_H \quad (5.5.34)$$

Rovnice, tak ako bolo napísané v úvode kapitoly 5.5.1. upravíme do tvarov vhodných pre priamy výpočet reakcií v uloženiach:

z rovnice (5.5.7) a (5.5.14) vyplývajú reakcie $\boldsymbol{R}_{3x}$ a $\boldsymbol{R}_{3y}$

$$\boldsymbol{R}_{3x} = \frac{\boldsymbol{M}_{D3} + (\boldsymbol{D}_{3y} + \boldsymbol{G}_3).\boldsymbol{s}_3.\cos(\vartheta + \gamma_3) - \boldsymbol{D}_{3x}.\boldsymbol{s}_3.\sin(\vartheta + \gamma_3)}{\boldsymbol{l}_3.(\boldsymbol{tg}\,\vartheta - \boldsymbol{tg}\,\psi).\cos\vartheta} + \frac{\boldsymbol{M}_{D4} + \boldsymbol{T}_4.\boldsymbol{s}_4 + \boldsymbol{G}_4.\boldsymbol{s}_4.\cos(\psi + \gamma_4)}{\boldsymbol{l}_4.(\boldsymbol{tg}\,\vartheta - \boldsymbol{tg}\,\psi).\cos\psi} \qquad (5.5.35)$$

$$\boldsymbol{R}_{3y} = \boldsymbol{R}_{3x}.\boldsymbol{tg}\,\psi + \frac{\boldsymbol{M}_{D4} + \boldsymbol{T}_4.\boldsymbol{s}_4 + \boldsymbol{G}_4.\boldsymbol{s}_4.\cos(\psi + \gamma_4)}{\boldsymbol{l}_4.\cos\psi} \qquad (5.5.36)$$

ďalej vyjadríme reakcie $\boldsymbol{R}_{2x}$ a $\boldsymbol{R}_{2y}$ z rovníc (5.5.5) a (5.5.6)

$$\boldsymbol{R}_{2x} = \boldsymbol{R}_{3x} + \boldsymbol{D}_{3x} \qquad (5.5.37)$$

$$\boldsymbol{R}_{2y} = \boldsymbol{R}_{3y} + \boldsymbol{D}_{3y} + \boldsymbol{G}_3 \qquad (5.5.38)$$

ďalej vyjadríme reakcie $\boldsymbol{R}_{5x}$ a $\boldsymbol{R}_{5y}$ z rovníc (5.5.19) a (5.5.20)

$$\boldsymbol{R}_{5x} = -\boldsymbol{R}_{6x} - \boldsymbol{D}_{5x} \qquad (5.5.39)$$

$$\boldsymbol{R}_{5y} = +\boldsymbol{G}_5 + \boldsymbol{D}_{5y} - \boldsymbol{R}_{6y} \qquad (5.5.40)$$

ďalej vyjadríme reakcie $\boldsymbol{R}_{6x}$ a $\boldsymbol{R}_{6y}$ z rovníc (5.5.24) a (5.5.21)

$$\boldsymbol{R}_{6x} = \boldsymbol{D}_6 + \boldsymbol{G}_6 \qquad (5.5.41)$$

$$\boldsymbol{R}_{6y} = \frac{\boldsymbol{M}_{D5} + (\boldsymbol{D}_{5y} + \boldsymbol{G}_5).\boldsymbol{s}_5.\cos\beta - \boldsymbol{D}_{5x}.\boldsymbol{s}_5.\sin\beta}{\boldsymbol{l}_5.\cos\beta} - (\boldsymbol{D}_6 + \boldsymbol{G}_6).\boldsymbol{tg}\beta \qquad (5.5.42)$$

Ostáva už iba vyjadriť reakcie pôsobiace v uložení spoločnej kľuky na rám

$$\boldsymbol{R}_{1x} = \boldsymbol{R}_{2x} + \boldsymbol{R}_{5x} - \boldsymbol{O}_2.\cos(\varphi + \gamma_0) \qquad (5.5.43)$$

$$\boldsymbol{R}_{1y} = \boldsymbol{R}_{2y} + \boldsymbol{R}_{5y} - \boldsymbol{O}_2.\sin(\varphi + \gamma_0) + \boldsymbol{G}_2 \qquad (5.5.44)$$

6. Tvorba modelov

Jednou z dôležitých konštrukčno-výpočtových etáp je zostavenie vhodného výpočtového modelu. Zostavený model by mal s dostatočnou presnosťou popisovať danú problematiku.

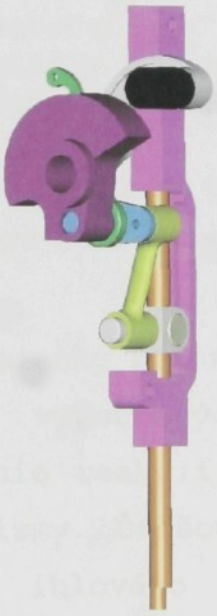
Aby bolo možné dosiahnuť požadovanú presnosť, je vhodné zaviesť (ustanoviť) prípadné zjednodušujúce predpoklady pre zostavenie modelu. Podstatné je zjednodušujúce predpoklady zvážiť a navrhnúť tak, aby bola dodržaná požadovaná presnosť s ohľadom na vierohodnosť modelu a nadväzne výsledkov analýz. Pretože podstatne zjednodušený model nedostatočne postihuje problematiku a naopak, príliš detailný model väčšinou so sebou nesie riešenie s vysokými nárokmi na hardware a problémami z toho vyplývajúcimi. Vhodne navrhnutý model veľmi podstatne skracuje dobu a znižuje finančné náklady od prvotného návrhu až po finálny výrobok. Tento aspekt má podstatný vplyv na pružné riešenie danej problematiky.

6.1. Tvorba modelu ihlového a niťového mechanizmu

Problematika návrhu konštrukčnej úpravy mechanizmov bola rozdelená na dva smery riešenia. Ako prvý smer riešenia je „kompromisné" vyváženie s vývažkom na ojnici ihlového mechanizmu a druhý smer je vyváženie mechanizmu bez vývažku na ojnici ihlového mechanizmu. Mechanizmus s vývažkom na ojnici je vhodnejší (dôvod je popísaný v nižšie) ako mechanizmus bez vývažku, ale nastáva problém u prvého mechanizmu s umiestnením do ramena šijacieho stroja LADA 607. Aby bolo možné tento mechanizmus použiť je potrebný pomerne veľký zásah do konštrukcie horného ramena. Táto úprava je nákladná (rozsiahla úprava formy), momentálne nemožná a rozhodnutie je iba na výrobcovi. A z toho dôvodu bolo navrhnuté druhé riešenie s ohľadom na

veľkosť pracovného priestoru v stávajúcom ráme šijacieho stroja a možnosti porovnania výsledkov teoretickej stránky výpočtu a praktickej časti experimentu.

Za najväčší zdroj rázového budenia rámu šijacieho stroja je považovaný ihlový a niťový mechanizmus. Táto situácia nastáva z dôvodu nevyváženosti pohybujúcich sa hmôt daných mechanizmov. Pričom najväčší podiel má priamočiary vratný pohyb ihlovej tyče. Ihlová tyč má v krajných polohách (úvraťach) pomerne veľké hodnoty zrýchlenia (~ 400 $m.s^{-2}$) pri zdvihu 31,6 mm. Z tohto dôvodu boli namodelované oba mechanizmy v prostredí software Pro/Engineer, ktorý využíva objemové parametrické modelovanie.



Obr. 6.1.1 Výpočtový model pôvodného predného mechanizmu šijacieho stroja

Modely jednotlivých komponentov mechanizmov boli zhotovené podľa výkresovej dokumentácie dodanej výrobcom. Jednotlivým členom sa priradili odpovedajúce materiálové vlastnosti tak, aby odpovedali materiálom použitých na skutočnom mechanizme. Po namodelovaní jednotlivých členov sa oba

mechanizmy v prostredí software Pro/Engineer a modulu Assembly zložili do celkového modelu za pomoci logických väzieb. Nasledovne v prostredí modulu Pro/Mechanica boli nadefinované jednotlivé vzájomné kinematické väzby členov mechanizmu tak, aby mechanizmus mohol vykonávať požadovaný pohyb pri zachovaní kinematickej určitosti. Ako ďalší krok bolo prevedené nadefinovanie doby trvania výpočtu a požadovaný počet krokov na otáčku kľuky (výsledná presnosť výpočtu). Dobu trvania analýzy určíme zo vzťahov:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi 1250}{60} = 130{,}89 rad/s \qquad (6.1)$$

$$\varphi = \omega . t \Rightarrow \qquad t = \frac{\varphi}{\omega} = \frac{2\pi}{\omega} = 0{,}048 s \qquad (6.2)$$

kde:

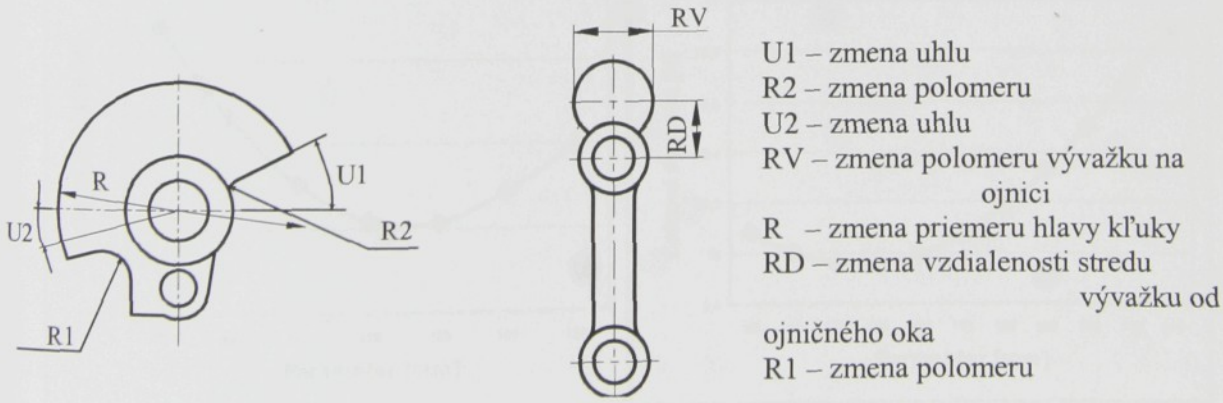
ω	...	uhľová rýchlosť hlavy kľuky.
φ	...	natočenie.
n	...	otáčky hlavného hriadeľa.
t	...	doba trvania jednej otáčky.

Pozn.: Výpočty prebiehali po dobu troch otáčok, aby sa predišlo chybe pri rozbehu mechanizmu.

Po splnení tejto podmienky bol mechanizmus (ako celok) pripravený na zadávanie výpočtových parametrov. Vyššie napísané platí pre získanie reakcií v uložení hlavy kľuky spoločnej pre oba mechanizmy. Ďalšou časťou bolo využitie modelu pre optimalizáciu ihlového a niťového mechanizmu. Aby sme znížili nepriaznivé účinky od priamočiareho vratného pohybu ihlovej tyče, musíme mechanizmus vyvážiť. S ohľadom na to že mechanizmus sa nedá úplne dynamicky vyvážiť, pristupujeme na vhodný (optimálny) kompromis. Aby sme vyvážili priamočiary vratný pohyb ihlovej tyče v jej úvraťach, museli by sme aplikovať dostatočne veľký vývažok na hlave kľuky. Tento vývažok by ale nasledovne musel byť

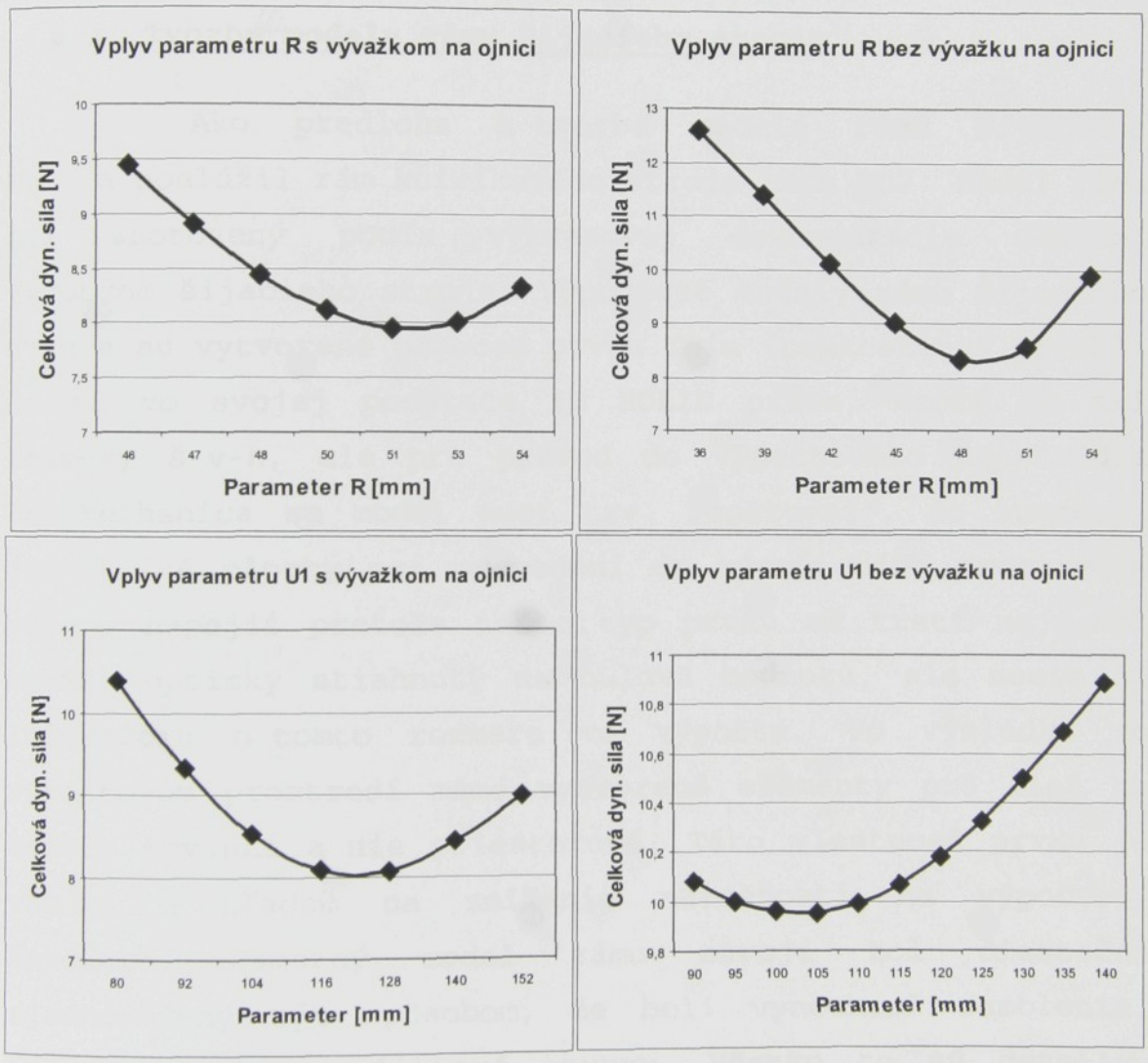
vyvážený primerane veľkým vývažkom na ojnici ihlového mechanizmu. Dôvod je prozaický. Pokiaľ sa ihlová tyč nenachádza v úvrati, tak jej vývažok na hlave kľuky by rozkmital rám šijacieho stroja vo vodorovnom smere. Preto musíme pristúpiť ku zmieňovanému kompromisu, kedy je vývažok na hlave kľuky a pridaný vývažok na ojnici ihlového mechanizmu (vyvažujúci pôsobenie vývažku hlavy kľuky v polohe mimo úvrať ihlovej tyče) v optimálnom pomere s ohľadom na požadované zníženie výslednice reakcií pôsobiacej v uložení hlavy kľuky zmieňovaného mechanizmu. Bolo potrebné zvoliť a nastaviť vhodné parametre optimalizácie (obr. 6.1.2). U mechanizmu bez vývažku na ojnici je oproti prvému rozdiel v rozmedzí parametru „R" a absencii parametrov „RV a RD".

Ako prvá bola spustená štúdia globálnej citlivosti s ohľadom na zvolené parametre. Výsledkom citlivostnej analýzy sú vplyvy jednotlivých parametrov geometrie na chovanie telesa, t.j. minimalizovanie strednej hodnoty výslednice v uložení hlavy kľuky. Na Obr. 6.1.3 sú vyobrazené priebehy vplyvu jednotlivých vybraných parametrov optimalizácie.



Obr. 6.1.2 Zvolené parametre optimalizácie prvého mechanizmu

Po citlivostnej analýze bola prevedená samotná optimalizácia vo výpočtovom prostredí Pro/Mechanica. Pre vlastnú optimalizáciu mechanizmu je potreba ustanoviť optimalizačnú podmienku. Cieľom optimalizácie bolo znížiť maximálnu hodnotu výslednej sily, ktorou pôsobí mechanizmus na rám, v uložení spoločného členu (kľuky ihlového a niťového mechanizmu). Výsledkom je tvar geometrie hlavy kľuky a prípadne vývažku na ojnici ihlového mechanizmu v závislosti na požadovanom cieli optimalizácie.



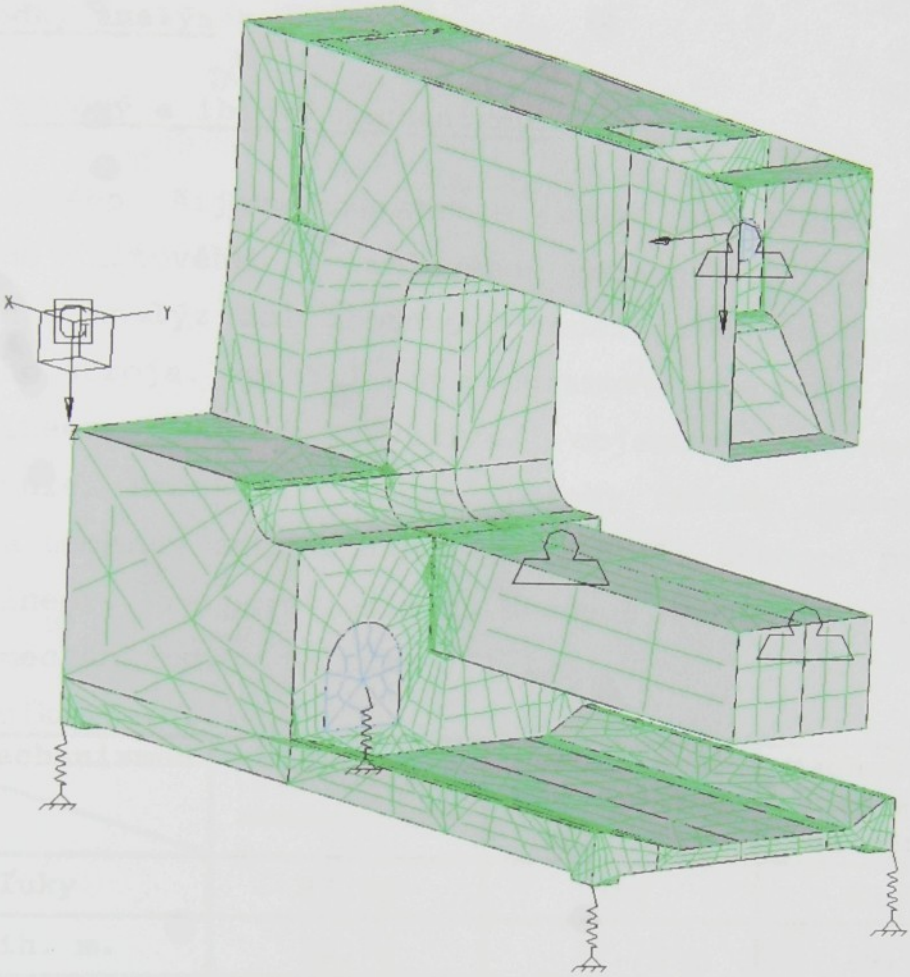
Obr. 6.1.3 Citlivostné funkcie vybraných parametrov optimalizácie

Na základe výsledkov z optimalizačného programu sme navrhli nové diely ihlového a niťového mechanizmu (viď. Kapitola 7.). Software Pro/Engineer a Pro/Mechanica majú tú podstatnú výhodu, že pracujú s reálnymi parametrami a po optimalizácii získame priamo „použiteľné" súčiastky pre výrobu oproti použitiu analytického riešenia, kde je výsledkom iba poloha a hmotnosť hmotného bodu a je potrebné nájsť príslušný tvar vývažku, ktorý má rovnaký statický a kvadratický moment ako tento bod.

6.2. Tvorba modelu rámu šijacieho stroja

Ako predloha k tvorbe modelu rámu šijacieho stroja poslúžil rám kufríkového stroja LADA 607. Model rámu bol zhotovený podľa výkresovej dokumentácie dodanej výrobcom šijacieho stroja. Výpočtové modely rámu šijacieho stroja sú vytvorené pomocou prvku Thin (tenkostenný prvok). Je to vo svojej podstate 2D SOLID prvok, ktorý má tri rozmery š-v-h, ale pre prevod do výpočtového prostredia Pro/Mechanica sa model musí tzv. „spárovať", čo znamená: jednotlivé plochy pri prevedení do výpočtového prostredia vhodne napojiť pretože tento typ prvku má tretí najmenší rozmer opticky stiahnutý na nulovú hodnotu, ale nesie si informáciu o tomto rozmere vo výpočte. Vo výsledku vo výpočtovom prostredí máme vytvorené elementy pre sieť na modely rovinné a nie priestorové. Táto vlastnosť prvku je vhodná s ohľadom na zníženie náročnosti na výpočtový hardware. Samotný model rámu stroja bol čiastočne zjednodušený tým spôsobom, že boli vynechané zaoblenia, zrazenia hrán a niektoré otvory. Všetko to sú detaily, ktoré majú vplyv na výsledok z pohľadu presnosti na výpočty minimálny, ale zbytočne zvyšujú nároky na hardware.

Po prevedení modelu do výpočtového prostredia Pro/Mechanica je potrebné ustanoviť okrajové podmienky (pomocou pružín, s primeranou tuhosťou nasimulovať pružné pryžové podložky v dolných rohoch základovej dosky). Šijací stroj, ako výpočtový model, je uložený na pružinách, čo presne neodpovedá skutočnosti. V skutočnosti uloženie stroja neodpovedá úplne pružinám a to z toho dôvodu, že ako pružina pôsobí uloženie iba v smere pôsobenia tiaže stroja, ale v opačnom smere už nieje stroj pridržaný, iba pôsobením vlastnej tiaže. Ale bohužiaľ modul Pro/Mechanica neumožňuje plnohodnotne nasimulovať tento stav, aby došlo k odskoku. Tento jav je čiastočne možné nahradiť nadefinovaním pružín pomocou funkcie, kedy by bola pružina odpovedala pružným pryžovým podložkám, ale pre naše potreby je vo svojej podstate nemožné získať všetky parametre potrebné k nadefinovaniu tohto stavu. Z dôvodu čistého laborovania s nastavením a pokusným nastavením hodnôt, bolo od tohto kroku ustúpené. V neposlednej rade nás nezaujíma stav odskoku, ale oblasť opačná. Ďalej je potreba doplniť hmotu v hornom ramene v podobe hlavného hriadeľa a náhrady elektromotoru (objemové prvky typu tetra) a hmotných bodov, ktoré sú umiestnené ako je patrné z Obr. 6.2.1: na konci hlavného hriadeľa 236g (simulácia hmotnosti ihlového a niťového mechanizmu) a na dvoch miestach spodného ramena po 150g (simulácia hmotnosti mechanizmu spodného podávania). Doplnenie hmotných bodov bolo prevedené s ohľadom na rozloženie hmoty tak, aby sa u výpočtového modelu blížila k skutočnosti a zároveň aby sa celková hmotnosť modelu priblížila skutočnej hmotnosti šijacieho stroja. Rozdiel činí o necelého pol kilogramu menej u výpočtového modelu. Ďalej je potrebné priradiť materiálové vlastnosti. Pre plošné elementy materiál Al 6061 a pre objemové elementy oceľ. Materiál Al 6061 približne odpovedá skutočnému



Obr. 6.2.1 Rozloženie hmôt u výpočtového modelu

materiálu rámu šijacieho stroja. Nasleduje vygenerovanie siete pomocou automatického generátora siete. Zjednodušene povedané je to rozbitie komplexného celku tvaru telesa na konečný počet malých jednoduchších telies, ktoré sa nazývajú elementy. Elementom je možné priradiť fyzikálne vlastnosti. Pre potreby výpočtov vlastných frekvencií tzv. modálnej frekvencii sú prevedené nastavenia dostačujúce. Pre potreby výpočtov vynútených tvarov kmitov je potrebné zadať ešte budenie rámu. Za hlavný zdroj budenia je považovaný ihlový a niťový mechanizmus a preto bolo budenie rámu zadané pomocou zložiek výslednej reakcie v uložení ihlového a niťového mechanizmu vo forme tabuľky. Takto je model pripravený na spustenie samotných výpočtov.

7. Výsledky analýz

7.1. Niťový a ihlový mechanizmus

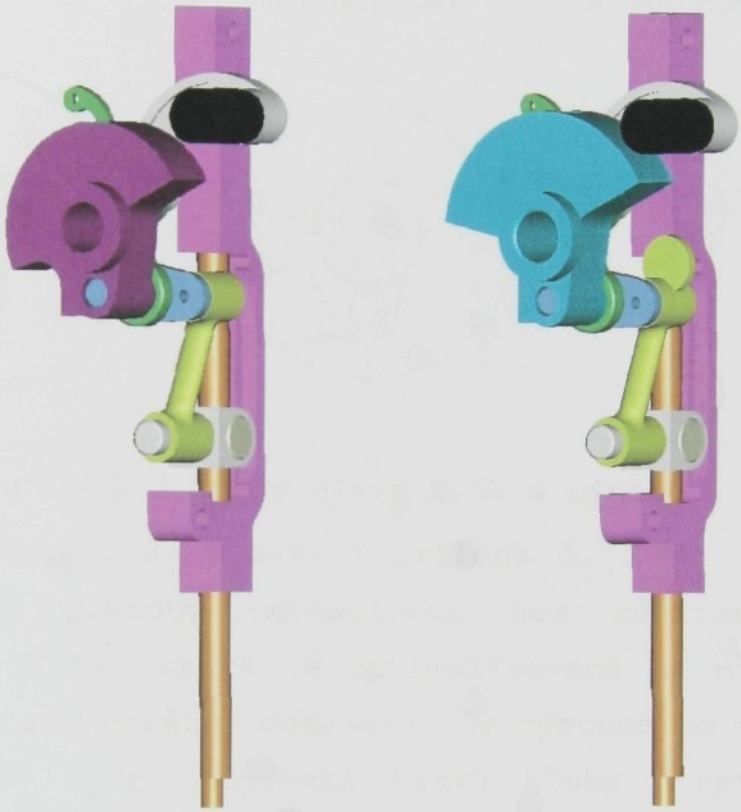
U daného šijacieho stroja bola prevedená analýza pôvodného niťového a ihlového mechanizmu. Za účelom prevedenia analýz bol zhotovený model predného mechanizmu šijacieho stroja. Použili sme programové vybavenie softwaru Pro/Engineer, ktorý využíva objemové parametrické modelovanie. Hmotné parametre, polohy ťažísk jednotlivých členov a momenty zotrvačnosti sme získali pomocou programu Pro/Engineer. Pre porovnanie sú uvedené hmotnosti vybraných členov mechanizmov v tabuľke 7.1.1.

Tabuľka 7.1.1.

Mechanizmus / Člen	Pôvodný mechanizmus	Mechanizmus bez vývažku na ojnici	Mechanizmus s vývažkom na ojnici
Hlava kľuky	83,7g	93g	85,5g
Ojnica ih. m.	12,7g	12,7g	14,8g
Ihlová tyč	27,3g	17,2g	17,2g
Niťová páka	11,8g	11,8g	11,8g
Vahadlo nit. m.	2g	2g	2g

Na obr. 7.1.1 je zobrazený model stávajúceho predného mechanizmu šijacieho stroje LADA 607 spolu s novým (optimalizovaným) mechanizmom s vývažkom na ojnici ihlového mechanizmu. U pôvodného mechanizmu bolo prevedené výrobcom vyváženie pôsobenia účinkov od ihlovej tyče vývažkom na hlave kľuky. Toto vyváženie je z hľadiska účinkov pôsobiacich na rameno šijacieho stroja s ohľadom na jeho chovanie nedostatočné. Stroje vyrábané pred už spomenutou odmlkou mali dutú ihlovú tyč. Súčasné stroje majú ihlovú tyč bez vyvŕtania, pretože výrobca uvažoval, že dutina nemá žiadny funkčný význam (vývažok na hlave kľuky nebol upravený vzhľadom k tejto skutočnosti). Preto bolo

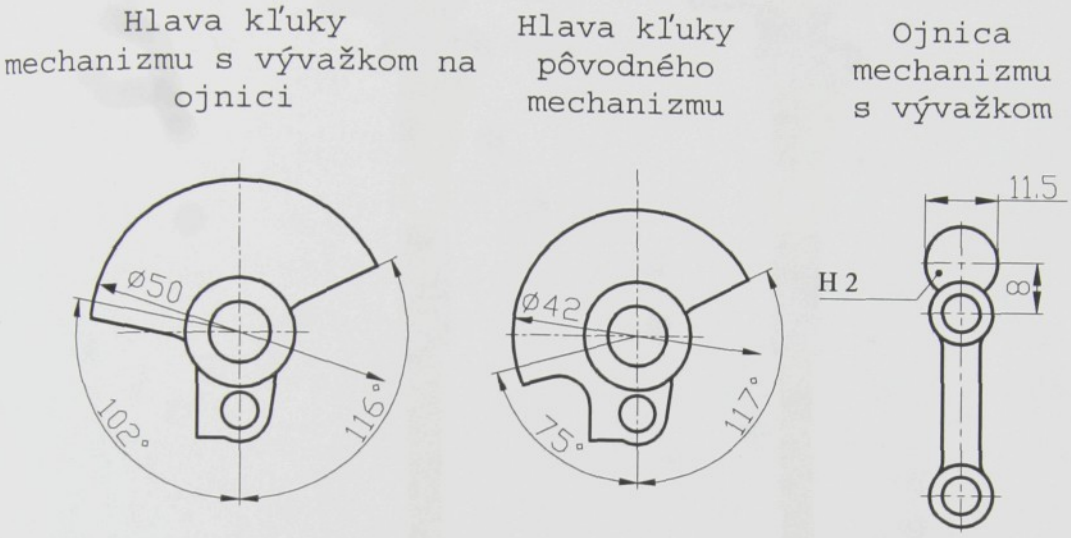
rozhodnuté z ekonomických dôvodov(veľká finančná a časová náročnosť) operáciu vyvŕtania ihlovej tyče z výrobného postupu vypustiť. S ohľadom na túto skutočnosť sa táto práca snaží poukázať na omyl výrobcu a uvádza možný smer nápravy problematiky vibrácií šijacieho stroja LADA 607.



Obr. 7.1.1 Pôvodný mechanizmus Optimalizovaný mechanizmus s vývažkom a ojnici

Výsledný tvar, rozmery hláv kľúk optimalizovaného s vývažkom na ojnici a pôvodného mechanizmu spolu s ojnicou optimalizovaného mechanizmu sa nachádzajú na obr. 7.1.2.
Na prvý pohľad je zrejmý rozdiel v tvare hláv kľúk pôvodného a „kompromisne" optimalizovaného mechanizmu. Tento tvar hlavy kľuky výrazne posunul ťažisko na pravú stranu pomyselnej roviny, ktorá prebieha osou rotácie hlavy kľuky a pozdĺžnou osou ihlovej tyče. U pôvodného mechanizmu bolo ťažisko na ľavej strane tejto roviny a bližšie k ose

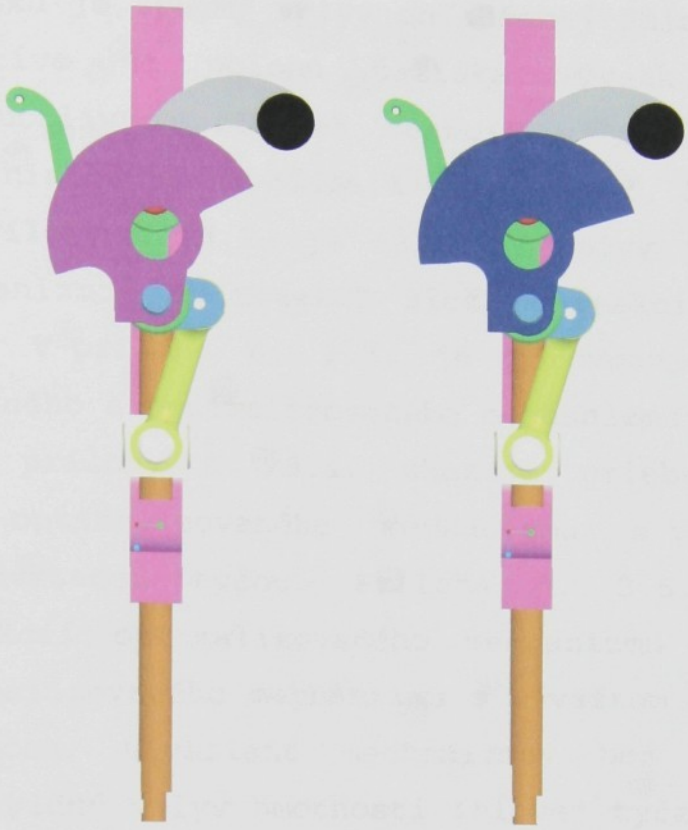
rotácie hlavy kľuky. Polohy ťažiska u jednotlivých variant mechanizmov sa nachádzajú v prílohe č. 2. Z polohy ťažísk jednotlivých úprav mechanizmov je viditeľný vplyv hmotnosti ihlovej tyče a vplyv niťového mechanizmu na samotnú polohu



Obr. 7.1.2 Tvary hlavy kľúk a ojnice

ťažiska. Na obr. 2.2. a 2.6. v prílohe č. 2 je zobrazený optimalizovaný pôvodný mechanizmus bez odvŕtanej tyče a jeho hlava kľuky, ktorá je optimalizovaná na neodvŕtanú ihlovú tyč. Tieto obrázky dokazujú, že výrobca po vynechaní vývrtu ihlovej tyče neupravil hlavu kľuky k nevyvŕtanej ihlovej tyči (viď. obr. 2.1. a 2.5 prílohy č. 2). Variant tohto mechanizmu má iba informačný charakter tzn. že nebol použitý na budenie ramena šijacieho stroja. Záporné znamienko u hodnoty uhlov (obr. 2.7. a 2.8. príloha č. 2) symbolizuje preklopenie polohy ťažiska za zvislú os.

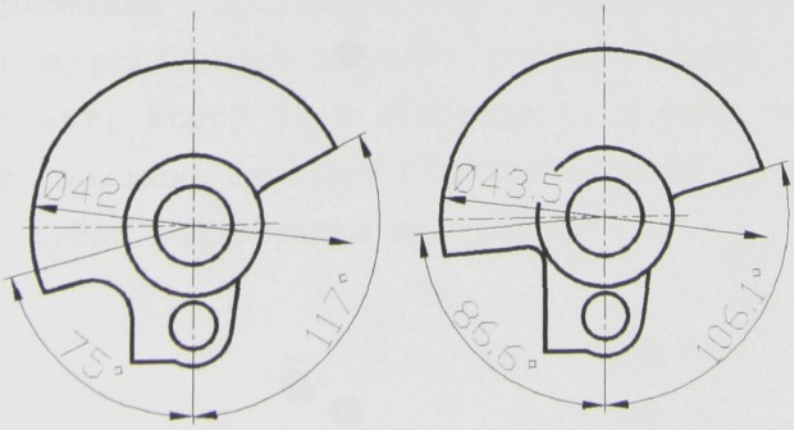
Na obr. 7.1.3 je zobrazený model stávajúceho predného mechanizmu šijacieho stroje LADA 607 spolu s novým (optimalizovaným) mechanizmom bez vývažku na ojnici ihlového mechanizmu. Optimalizovaný mechanizmus z obr. 7.1.3. zohľadňuje umiestnenie mechanizmu v ráme šijacieho stroja (jeho pracovný priestor). V nastavení optimalizačných parametrov tento ohľad na pracovný priestor



Obr. 7.1.3 Pôvodný mechanizmus Optimalizovaný mechanizmus

ovplyvnil maximálnu hodnotu parametru **R** Ø43,5 mm a absenciu parametrov **RV, RD** pre vývažok na ojnici ihlového mechanizmu (kapitola 6 Obr. 6.1.2.). Základné rozmery pôvodnej hlavy kľuky a hlavy kľuky optimalizovaného mechanizmu zohľadňujúceho pracovný priestor sú na obr. 7.1.4.

Hlava kľuky pôvodného mechanizmu Hlava kľuky mechanizmu bez vývažku na ojnici



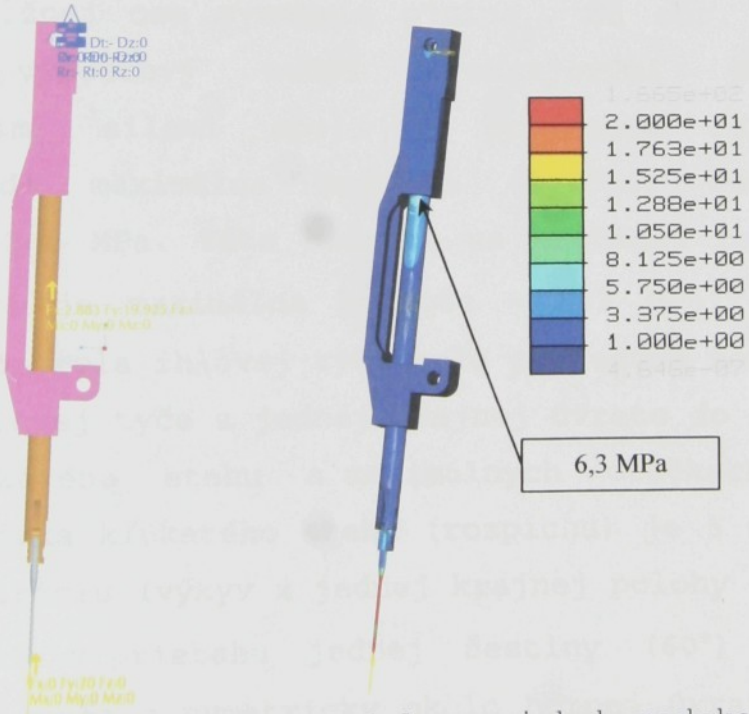
Obr. 7.1.4 Tvary hlavy kľúk

Z tohto obrázku je zrejmý vplyv odľahčenej ihlovej tyče na tvar respektíve na polohu ťažiska vývažku. Výsledné priebehy jednotlivých zložiek reakcií v uložení rôznych variant mechanizmov sa nachádzajú v prílohe č. 3. Z prílohy č. 3.1. a prílohy č. 3.2. je očividný vplyv jednotlivých variant mechanizmov na priebeh zložiek reakcií v uložení hlavy kľuky. V prílohe č. 3.3. je porovnanie priebehov reakcií pôvodného a optimalizovaného mechanizmu s odvŕtanou tyčou. List prílohy č. 3.4. ukazuje priebehy reakcií pôvodného a optimalizovaného mechanizmu s vývažkom na ojnici a odvŕtanou tyčou. Príloha č. 3.5. zobrazuje priebehy reakcií optimalizovaného mechanizmu s odvŕtanou tyčou a optimalizovaného mechanizmu s vývažkom na ojnici a odvŕtanou tyčou. U variant mechanizmov bez vývažku na ojnici je očividný vplyv hmotnosti ihlovej tyče na veľkosť špičiek reakcií a vplyv niťového mechanizmu na posunu špičiek mimo úvrate ihlovej tyči. Z priebehu kompromisne optimalizovaného mechanizmu je čitateľný jednoznačný vplyv vývažku na ojnici na odstránenie (plynulý prechod) výrazného skoku medzi hornou úvraťou a výraznou špičkou pred dolnou úvraťou.

Celkovo sa ako najvhodnejšia úprava javí kompromisne optimalizovaný mechanizmus. Jeho pôsobenie na rám je v porovnaní s ostatnými variantmi najpriaznivejšie. Ale s ohľadom na možnosť overenia teoretických výsledkov nebolo možné kompromisne optimalizovaný mechanizmus z vyššie spomenutých a popísaných dôvodov použiť v ráme šijacieho stroja LADA 607, ktorý je k dispozícii. Z toho dôvodu bol ako vhodný variant zvolený optimalizovaný mechanizmus s odvŕtanou tyčou bez vývažku na ojnici.

7.1.1. Pevnostná kontrola odvŕtanej ihlovej tyče

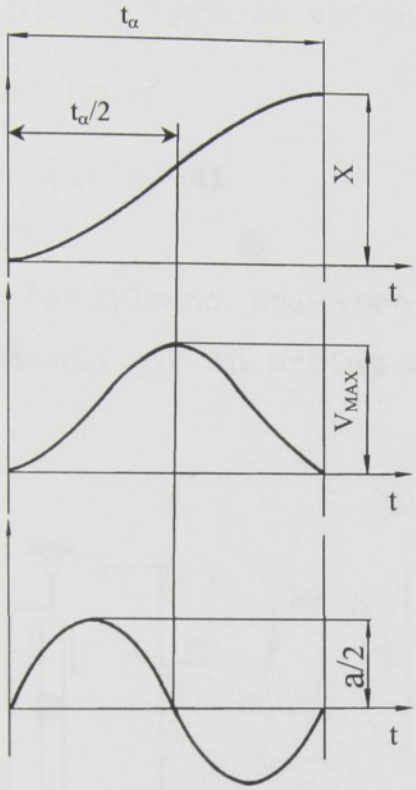
Navrhnutá odľahčená ihlová tyč bola podrobená kontrolnému pevnostnému výpočtu v dvoch stavoch. Ako prvý stav je uvažovaný okamžik vnikania ihly do diela a druhým zvoleným stavom je záťažový stav pri stranovom pohybe ihlovej tyče pri tvorbe cik-cak stehu. Kontroly boli prevedené z dôvodu, že navrhnutá ihlová tyč má hrúbku steny iba 1,15 mm a vonkajší priemer je Ø 6,3mm. Analýza bola nastavená nasledovne: ihlová tyč bola vyklonená oproti zvislej (základnej) polohe o 2,6°. Táto hodnota odpovedá krajnej polohe tyče pri tvorbe kľukatého stehu o maximálnej šírke 5 mm. Proti ihle pôsobila v smere jej pozdĺžnej osy sila, ktorá



Obr. 7.1.5. Výpočtový model a priebeh redukovaného napätia

symbolizovala silu priepichu a jej veľkosť bola 20N. Ako ďalšie zaťaženie, ktoré pôsobí na ihlovú tyč je sila, ktorej veľkosť je definovaná rozdielom dynamickej sily od ojnice ihlového mechanizmu a sily od priepichu materiálu v okamžiku vpichu hrotu ihly do diela a je zadaná vo forme zložiek. Uloženie modelu bolo navrhnuté nasledujúcim spôsobom: v hornej časti je väzba, ktorá odpovedá čapu a umožňuje rotáciu okolo pozdĺžnej osy čapu a na ihlovej tyči v mieste kde je uložený čap unášača je zamedzený pohyb v smere vodorovnej osy (kolmej na zvislú základnú osu ihlovej tyče v pomyselnej rovine obrázku. S ohľadom na zjednodušenie bola zanedbaná zotrvačná dynamická sila, ktorá by namáhala ihlovú tyč pri priepichu na vzper a prídavný ohyb od ojnice. Dôvod je prozaický: pomerne malá veľkosť sily pretože približne v tejto polohe ihlovej tyče pri vnikaní ihly do diela je hodnota zrýchlej minimálna (dochádza k zmene znamienka) a malé rameno od osy ihlovej tyče k pozdĺžnej ose symetrie ojnice,. Na obr. 7.1.5. je zobrazený výpočtový model s okrajovými podmienkami a zaťažujúcimi silami spolu s priebehom redukovaného napätia. Kde maximálna hodnota (špička) redukovaného napätia je 166 MPa. Táto hodnota sa nachádza na ihle. Na ihlovej tyči je maximálna hodnota ~ 6,3 MPa. Ako druhá pevnostná kontrola ihlovej tyče bola prevedená kontrola pri prechode ihlovej tyče z jednej krajnej úvrate do druhej pri tvorbe kľukatého stehu a maximálnych otáčkach stroja. Maximálna šírka kľukatého stehu (rozpichu) je 5 mm. Ihlová tyč túto operáciu (výkyv z jednej krajnej polohy do druhej) musí vykonať v priebehu jednej šestiny (60°) natočenia hlavného hriadeľa a symetricky okolo hornej úvrati ihlovej tyče. Z ohľadom na veľké zrýchlenie pri stranovom pohybe je predpoklad veľkého ohybového namáhania ihlovej tyče. Ako prvý krok bolo potreba určiť dynamický moment M_D, ktorý

zaťažuje ihlovú tyč (viď. obr.7.1.7.).Pre zjednodušenie výpočtu bol uvažovaný sínusový priebeh zrýchlenia. Skutočný priebeh zrýchlenia nie je známy z dôvodu, že výrobca nedodal charakteristiku trojbokej vačky, ktorá zabezpečuje



Obr. 7.1.6. Priebeh kinematických veličín stranového pohybu ihlovej tyče

stranový pohyb ihlovej tyče pri tvorbe kľukatého (cik-cak) stehu. Dá sa predpokladať, že skutočný priebeh zrýchlenia bude odpovedať približne sínusovej funkcii s prípadnou výdržou v maximálnej hodnote(viď. obr.7.1.6.).

$t = 0{,}048s$ -doba jednej otáčky pri n=1250ot./min. $\Rightarrow$ t_α pre 60°

$$t_\alpha = \frac{0{,}048 * 60}{360} = 0{,}008s \qquad (7.1.1)$$

čas t_α dosadíme do vzťahu pre výpočet zrýchlenia pre sínusový priebeh $a = \frac{2\pi.h}{t_\alpha^2} = 490\,\mathrm{m.s^{-2}}$ (7.1.2)

ďalej vypočítame uhlové zrýchlenie

$$\varepsilon = \frac{a}{l} = 4827{,}6 s^{-2} \qquad (7.1.3)$$

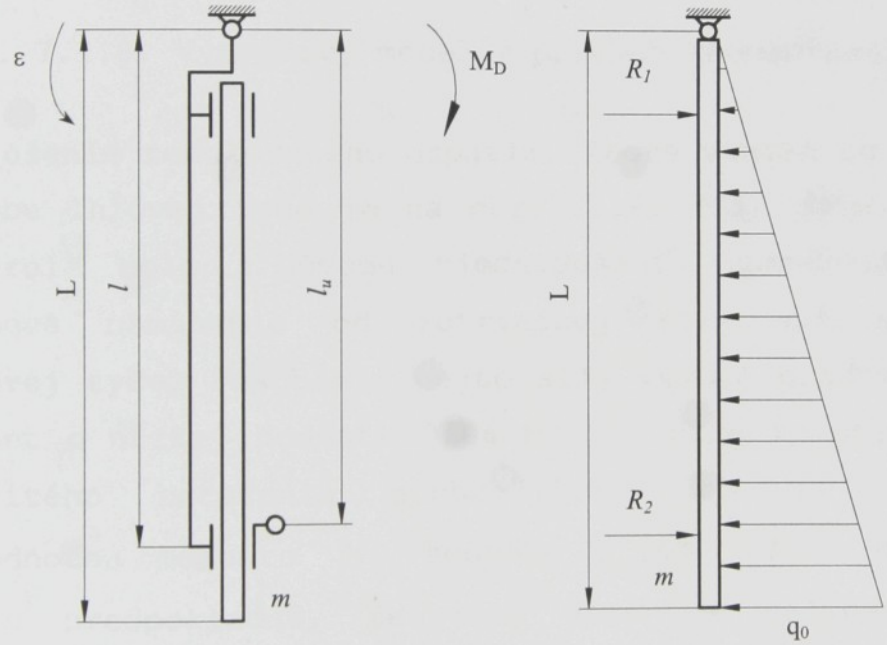
Po zisku uhlového zrýchlenia môžeme vypočítať moment zotrvačnosti ihlovej tyče zo vzťahu

$$I = \frac{1}{3} m.L^2 = 0{,}000083 \ \mathrm{kg.m^2} \qquad (7.1.4)$$

Pre výpočet momentu platí

$$M_D = I.\varepsilon = 0{,}4007 \,\mathrm{Nm} \qquad (7.1.5)$$

Pre určenie zaťažujúceho stavu potrebujeme vedieť hodnotu spojitého zaťaženia q_0. Tú určíme zo vzťahu

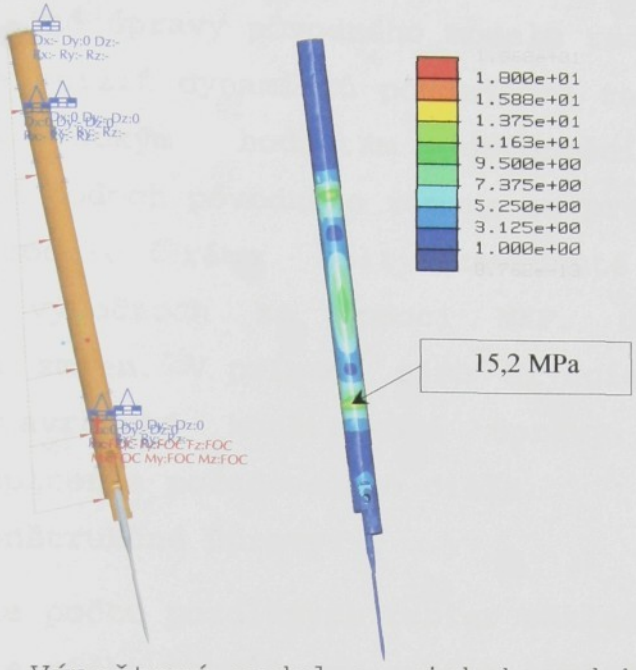


Obr. 7.1.7. Výpočtový model a priebeh spojitého zaťaženia

$$M_D = I.\varepsilon = \frac{1}{2} L^2 q_0 \Rightarrow q_0 = \frac{2.I.\varepsilon}{L^2} = 57{,}07 \,\mathrm{N.m^{-1}} \qquad (7.1.6)$$

Po nastavení okrajových podmienok predstavujúcich uloženie ihlovej tyče a zaťaženia výpočtového modelu ihlovej tyče spojitým zaťažením q_0 v prostredí software Pro/Mechanica

bola prevedená analýza, ktorej výsledok zobrazuje obr. 7.1.8.



Obr. 7.1.8. Výpočtový model a priebeh redukovaného napätia

Rozloženie redukovaného napätia, ktoré vzniká od stranového pohybu ihlovej tyče je na obr.7.1.8. Pri tejto pevnostnej kontrole bolo z dôvodu zjednodušenia zanedbané prídavné ohybové namáhanie od zotrvačnej sily v hornej úvrati ihlovej tyče. Pôsobenie tejto sily vyvolá prídavný ohybový moment o nízkej hodnote 0,06 Nm v rovine kolmej na rovinu spojitého zaťaženia s obr.7.1.8., čo je v porovnaní s hodnotou momentu M_D hodnota o rád nižšia a preto je možné predpokladať, že jeho absencia nespôsobí väčšiu chybu. Maximálna hodnota redukovaného napätia na ihlovej tyči od pôsobenia dynamického momentu je 15,2 MPa. Z výsledkov analýzy je možné usúdiť, že ihlovú tyč s hrúbkou steny 1,15mm je možné bez obáv použiť i pri zaťažení kombinovaným namáhaním od ohybového momentu, ktorý vzniká od pôsobenia ojnice ihlového mechanizmu a vzperu od priepichu materiálu spolu s namáhaním od ohybového momentu, ktorý vzniká od stranového pohybu ihlovej tyče.

7.2. Rám šijacieho stroja

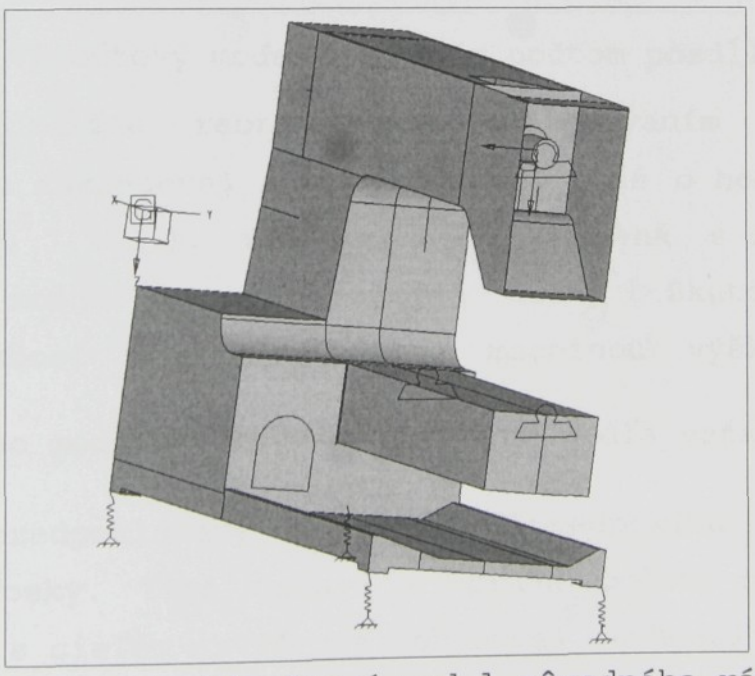
7.2.1. Konštrukčné úpravy ramena

Konštrukčné úpravy pôvodného modelu rámu sledujú jeden cieľ. Tým je znížiť dynamickú poddajnosť ramena ako celku. Vzhľadom k vysokým hodnotám deformácií a zrýchlení v sledovaných bodoch pôvodného ramena po prevedenej analýze pôvodného modelu rámu boli navrhnuté úpravy a po prevedených výpočtoch za pomoci MKP, určená vhodnosť jednotlivých zmien. V prípade rámu šijacieho stroja LADA 607 boli navrhnuté konštrukčné úpravy, u ktorých je predpoklad splnenia požadovaného cieľa.

Navrhnuté konštrukčné úpravy:

a) Zvýšenie počtu pozdĺžnych rebier základovej dosky
b) Zvýšenie výšky pozdĺžnych rebier základovej dosky
c) Posun úložných bodov z kraja do stredu základovej dosky

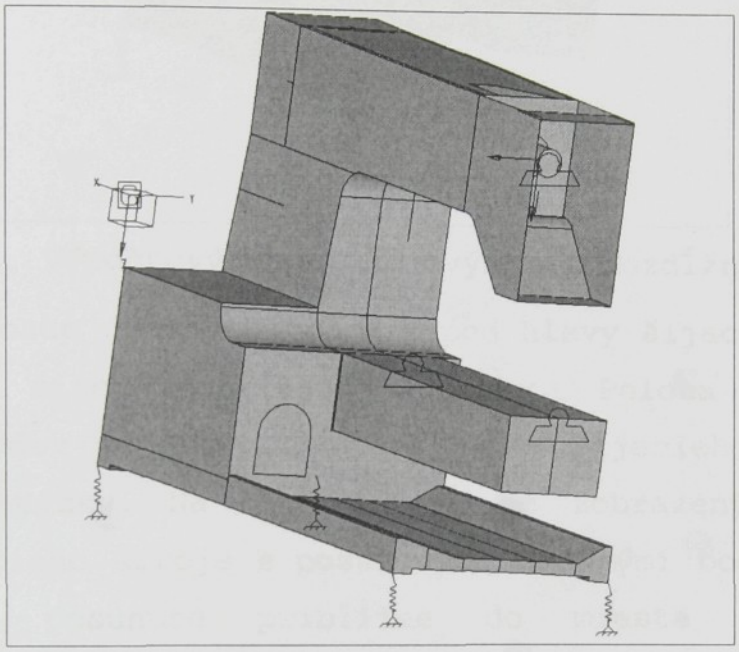
Pre každú konštrukčnú úpravu bol vytvorený výpočtový model.



Obr. 7.2.1. Výpočtový model pôvodného rámu

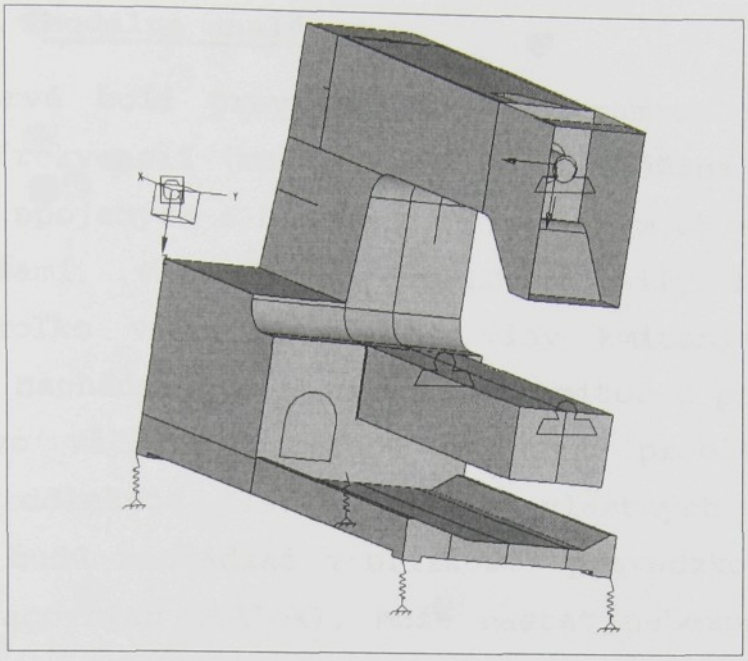
Na obr. 7.2.1. je model pôvodného rámu stroja

Ad a) Zmena počtu pozdĺžnych rebier základovej dosky spočinula v zvýšení počtu zo stávajúcich troch na päť rebier pri zachovaných rozmeroch. Úprava bola navrhnutá s predpokladom, že väčší počet stojato orientovaných pozdĺžnych rebier dostatočne zvýši ohybovú tuhosť. Na obr. 7.2.2. je zobrazený výpočtový model šijacieho stroja s vyšším počtom pozdĺžnych rebier základovej dosky.



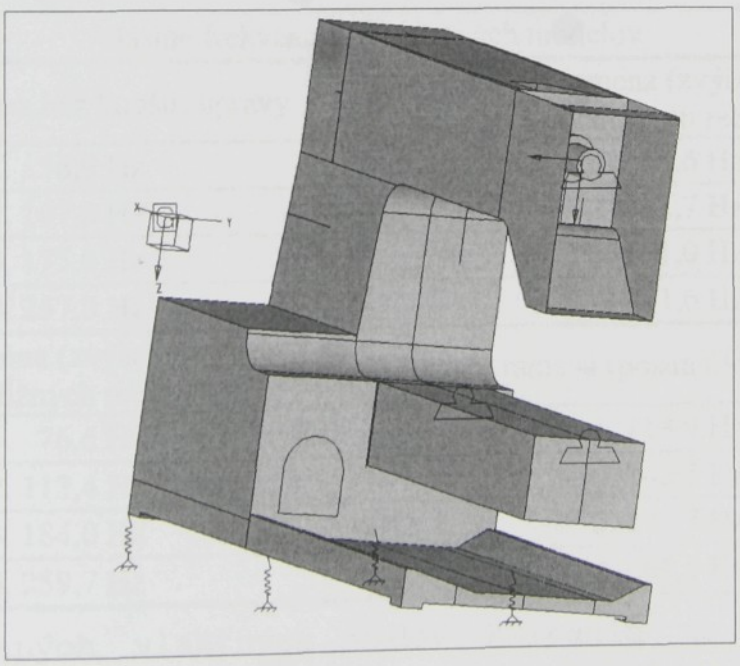
Obr. 7.2.2. Výpočtový model s vyšším počtom pozdĺžnych rebier

Ad b) Pozdĺžne rebrá spolu s olemovaním a priečnou prepážkou u základovej dosky, boli zvýšené o hodnotu 5 mm (viď. obr. 7.2.3.). Hodnota bola zvolená s ohľadom na maximálnu možnú úpravu tlakovej formy. Skutočnosť, že ohybová tuhosť rastie s druhou mocninou výšky profilu prierezového modulu v ohybe W_o obecne podľa vzťahu $\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$ je toto predpokladaný dostatočný predpoklad k zníženiu priehybu dosky. Táto úprava a úprava počtu rebier boli navrhnuté s cieľom zvýšenia ohybovej tuhosti v zvislom smere. Zaujímavá je aj priama konfrontácia oboch navrhovaných úprav.



Obr. 7.2.3. Výpočtový model so zvýšením pozdĺžnych rebier

Ad c) Posun úložných bodov s pod hlavy šijacieho stroja smerom do stredu základovej dosky. Poloha posunutých úložných bodov je 25mm smerom k hlave šijacieho stroja od zvislej prepážky. Na obr. 7.2.4. je zobrazený výpočtový model šijacieho stroja s posunutými úložnými bodmi. Úložné body boli posunuté približne do mieste s najväčším priehybom základovej dosky za účelom obmedzenia priehybu.



Obr. 7.2.4. Výpočtový model s posunutými úložnými bodmi

7.2.2. Modálna analýza

Ako prvé boli prevedené analýzy ramien na získanie vlastných frekvencií (modálna analýza). Väčšina praktických problémov, spojených s hlukom a mechanickým chvením, súvisí s rezonanciami, v ktorých prevádzkové sily budia jeden alebo niekoľko vidov kmitania. Vidy kmitania vlastných frekvencií nachádzajúce sa v oblasti kmitočtu prevádzkových síl, sú vo väčšine prípadov príčinou problému. Z toho dôvodu je dôležité zistiť hodnoty vlastných frekvencií. Pokiaľ sa budú nachádzať v blízkosti prevádzkových tvarov kmitov (pracovných otáčok), môže nastať nebezpečie, že by sa niektoré súčiastky mohli dostať do rezonancie a tým dôjsť k následnému poškodeniu. Preto je dôležité zvýšiť hodnotu prvej vlastnej frekvencie tak, aby sa pokiaľ možno čo najviac oddialila od hodnôt pracovných frekvencií a ich prípadných násobkov. Po prevedení analýz boli vypočítané vlastné frekvencie rámu stroja porovnané (modely s konštr. úpravami a bez konštr. úprav). Pre prehľadnosť sú uvedené hodnoty vlastných frekvencií v tabuľke 7.2.1.

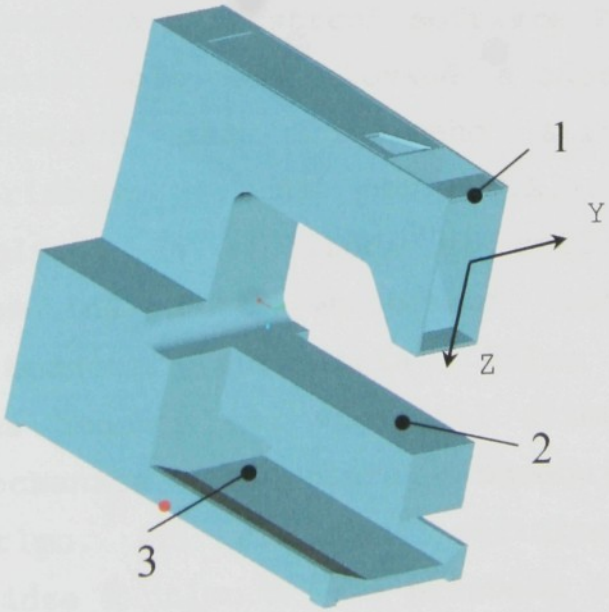
Tabuľka 7.2.1.

Vlastné frekvencie výpočtových modelov	
model ramena bez konštr. úpravy	model ramena (zvýšený počet pozdĺžnych rebier)
1. 56,9 Hz	1. 60,6 Hz
2. 107,8 Hz	2. 112,7 Hz
3. 175,0 Hz	3. 181,0 Hz
4. 257,0 Hz	4. 261,6 Hz
model ramena (zvýšenie výšky pozdĺžnych rebier)	model ramena (posun úložných bodov)
1. 76,6 Hz	1. 118,9 Hz
2. 113,4 Hz	2. 142,5 Hz
3. 184,0 Hz	3. 176,7 Hz
4. 259,7 Hz	4. 261,5 Hz

Tvary vybraných vlastných vidov kmitania sa nachádzajú v prílohe č. 4 (4.1 ÷ 4.8).

7.2.3. Vynútené tvary kmitov

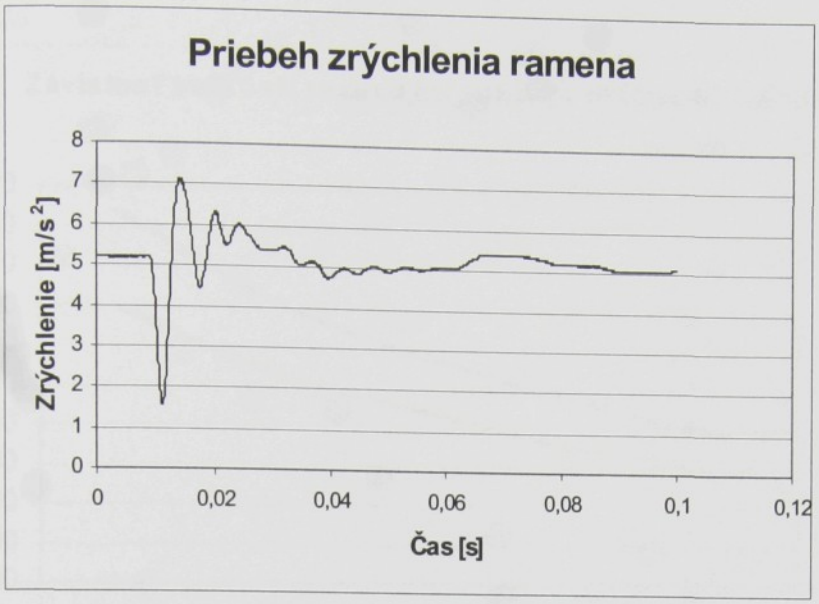
Výsledkom prevedených optimalizačných analýz mechanizmov okrem tvarov vývažkov hláv kľúk sú aj priebehy reakcií v uložení hláv kľúk jednotlivých mechanizmov do zložiek $\mathbf{F_y}$, $\mathbf{F_z}$. Tieto zložky reakcií poslúžili ako zdroj budenia výpočtového modelu rámu šijacieho stroja LADA 607 a jeho navrhovaných konštrukčných úprav. Týmto spôsobom budenia boli získané vynútené tvary kmitov pre jednotlivé konštrukčné úpravy. Priebehy deformácií a zrýchlení ramena v sledovaných bodoch jednotlivých variant sú v prílohe č. 5 (5.1 ÷ 5.24). Z jednotlivých priebehov je vidieť vplyv optimalizácie mechanizmov v kombinácii konštrukčnými úpravami. Za najvýhodnejšiu kombináciu konštrukčných úprav môžeme považovať úpravu posunutia úložných bodov z pod hlavy šijacieho stroja smerom k stredu základovej dosky. Výpočtová poloha posunutých úložných bodov je 25mm smerom k hlave šijacieho stroja od zvislej prepážky približne v mieste s najväčším priehybom základovej dosky za účelom obmedzenia priehybu. Na obr. 7.2.5. je inkriminované miesto označené červeným bodom. Z priebehov posunutí je vidieť, že



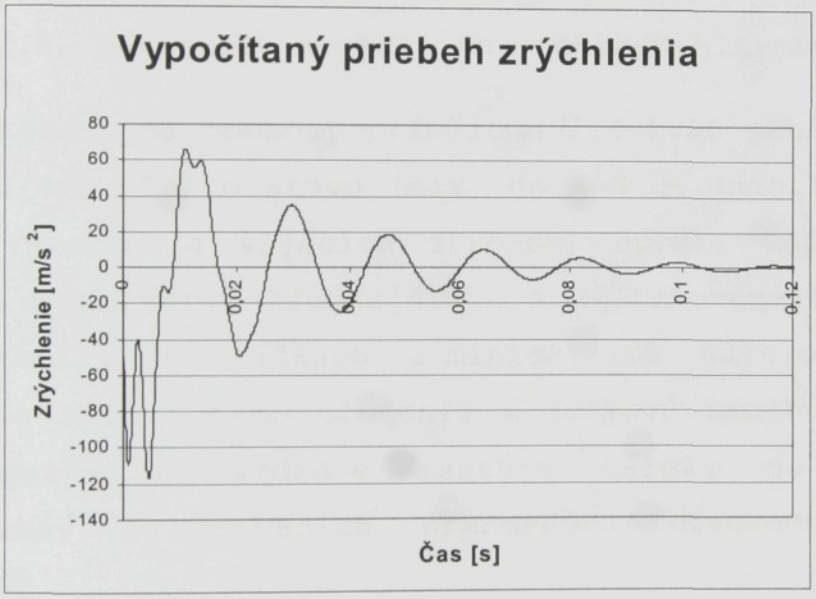
Obr. 7.2.5. Rozloženie sledovaných bodov

posunutie v smere osy Z je takmer „nulové", ale naskytla sa otázka, čo urobia s rámom minimálne hodnoty posunutí v ose Z a posuvy s výrazným zrýchlením v smere osy Y. Obdobného stavu sa s úspechom využíva pri vibračných dopravníkoch. Z uvedených príloh vyplýva, že rozhodujúci vplyv na kmitanie ramena v zvislom smere bude mať tuhosť základovej dosky. Priebehy zrýchlení a deformácií v zvislom smere pre sledované body 1 a 2 sú veľmi podobné, to poukazuje na to, že horné a spodné rameno kmitajú takmer spoločne ako celok a ich tuhosť je dostatočná. To potvrdzujú i experimentálne získané vlastné frekvencie a prevádzkové tvary kmitov.

Pri výpočte vibrácií rámu šijacieho stroja je potrebné zvoliť miesta, v ktorých budeme sledovať deformácie a zrýchlenia ramena. Poloha týchto bodov je na obr. 7.2.5. Do výpočtu vlastných a vynútených tvarov kmitov bol zahrnutý koeficient útlmu materiálu. Aby nedošlo k veľkým nepresnostiam, bol tento koeficient útlmu určený pomocou experimentu. Experiment spočíval v zistení odozvy rámu na poklep kladivka v mieste označenom ako bod 1 a zaznamenanom v mieste bodu 2 pomocou snímača zrýchlenia. Priebeh rýchlenia je na obr. 7.2.6. Odozva ramena šijacieho stroja bola rovnako sledovaná v prostredí software Pro/Mechanica. Impulzné zaťaženie bolo namodelované a odozva sledovaná v totožných miestach ako u reálneho stroja. Priebeh teoretického priebehu je na obr. 7.2.7. z uvedeného experimentu vyplýva, že amplitúda sa znižuje približne o 50% s ohľadom na túto skutočnosť bola nastavená odpovedajúca hodnota súčiniteľa útlmu v prostredí Pro/Mechanica na hodnotu 8%. Súčiniteľ útlmu v prostredí modulu Pro/Mechanica Structure označuje percento z kritického útlmu. Pri nastavení súčiniteľa útlmu na hodnotu 1% dochádza k útlmu o 6% v priebehu jednej periódy kmitu. Z tejto skutočnosti vyplynula hodnota 8%, aby sme sa

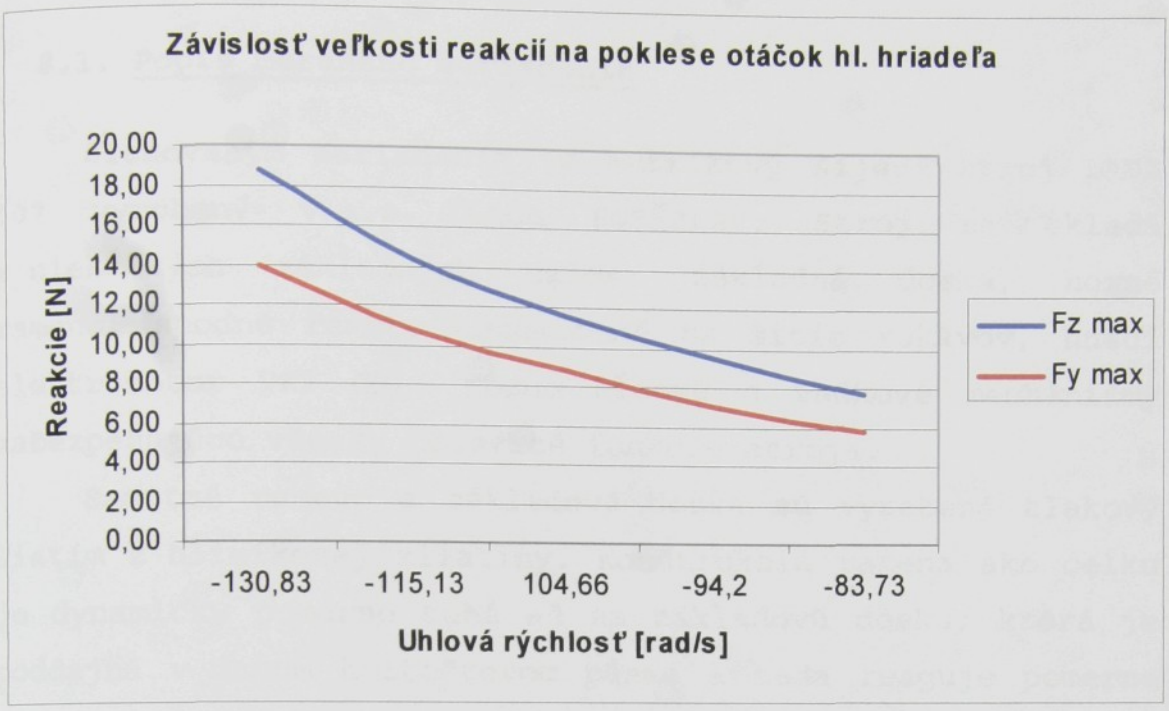


Obr. 7.2.6. Priebeh útlmu ramena (Experiment)



Obr. 7.2.7. Vypočítaný priebeh útlmu ramena

priblížili k hodnote 50%. Z obr. 7.2.7. je zrejmá nosná vlna o väčšej perióde, ktorá sa úplne presne nepodarila nasimulovať v prostredí Pro/Mechanica, ale z pohľadu útlmu je dôležitá doba, za ktorú dôjde približne k rovnakému poklesu útlmu u oboch variant. Veľmi zaujímavý výsledok podala analýza závislosti veľkosti reakcií na otáčkach hlavného hriadeľa. Obrázok 7.2.8. nám zobrazuje spomenutú závislosť. Ako je vidieť veľkosť reakcií pri 800 ot./min.



Obr. 7.2.8. Závislosť reakcií na otáčkach hlavného hriadeľa

(83,77 rad/s) má hodnoty približne 2,4-krát menšie ako pri 1200 ot./min. Tohto stavu (max. do 800 ot./min.) využívajú predný výrobcovia šijacích strojov, oproti LADA Soběslav a.s., k dosiahnutiu kľudnejšieho a kultivovanejšieho chodu pri maximálnych otáčkach a minimálnych nárokoch na rám šijacieho stroja jeho uloženie a celkovú hmotnosť. Naopak táto analýza potvrdzuje rastúce nároky na vyváženie mechanizmov pri vyšších pracovných otáčkach šijacích strojov.

8. Analýza vidov kmitov

8.1. Popis meraného zariadenia

Sledovaným zariadením je kufríkový šijací stroj LADA 607 vyrobený v a.s. LADA SOBĚSLAV. Stroj sa skladá z niekoľkých základných uzlov: základná doska, horné rameno, spodné rameno uspôsobené na šitie rukávov, hnací elektromotor VK2 G3L, rôzne kĺbové a vačkové mechanizmy zabezpečujúce všetky dôležité funkcie stroja.

Samotné rameno a základová doska sú vyrobené tlakový liatím z hliníkovej zliatiny. Konštrukcia ramena ako celku je dynamicky pomerne tuhá až na základovú dosku, ktorá je poddajná v danom kmitočtovom pásme a teda reaguje pomerne citlivo na budenie celej sústavy.

8.2. Meracia aparatúra

Pre prevedené merania boli použité akcelerometre (snímače zrýchlenia) a prístroje:

- dvojkanálový analyzátor Brüel&Kjaer 2148,
- rázové kladivko Brüel&Kjaer 8202,
- snímače zrýchlenia Brüel&Kjaer 4384 (ako referenčný) a 4393, ktoré boli upevnené na miestach merania pomocou tmelu (včelí vosk),
- pre počítačovú animáciu kmitania bol použitý software PTK view(Prevádzkové tvary kmitov) od firmy ADASH,
- software na spracovanie databáz.

8.3. Prevedené merania a analýzy (teória)

Merania boli dvojakého charakteru. Ako prvé bolo prevedené meranie vlastných frekvencií (modálna analýza) stroja a druhé bolo meranie prevádzkových tvarov kmitov. Väčšina praktických problémov, spojených s hlukom

a mechanickým chvením, súvisí s rezonanciami, v ktorých prevádzkové sily budia jeden alebo niekoľko vidov kmitania. Vidy kmitania vlastných frekvencií nachádzajúce sa v oblasti kmitočtu prevádzkových síl, môžu vždy byť príčinou problému.

Analýza vidov kmitania umožňuje zistenie ich parametrov. Parametre vidov kmitania sú:

- kmitočet vidu
- tlmenie vidu
- tvar vidu.

K zisteniu vlastných frekvencií kmitania sústavy je vhodné použiť rázového budenia za pomoci rázového kladivka a merať odozvy vybudené daným rázom. Mechanické rázy sú krátkodobé deje, v priebehu ktorých prebieha prenos pohybovej energie. Trvanie rázu a teda i tvar jeho spektra závisí na hmotnosti a tuhosti jak jeho zdroja tak budeného objektu. Pri tejto metóde boli použité dva snímače zrýchlenia, pre meranie chvenia. Jeden z nich je pripevnený pomocou tmelu (včelí vosk) a je považovaný za referenčný. Druhý snímač sa nachádza na rázovom kladivku. Meraním sa zisťujú odozvy prenesené systémom, medzi snímačmi (referenčným a snímačom na rázovom kladivku). Získané prenosové charakteristiky spracuje software PTK a na základe graficky znázornených výsledkov meraní, získame predstavu o pohyboch jednotlivých častí systému pri určitých hodnotách vlastných frekvencií. U daného merania je dôležité sledovať koherenciu, na základe ktorej je možné odhadnúť mieru lineárneho vzťahu medzi signálmi na vstupe a výstupe systému.

Účel merania chvenia za chodu stroja spočíva v zisteniu vynútených dynamických deformácií v oblasti

pracovných kmitočtov. Jedna z najjednoduchších a súčasne najpresnejších metód je založená na použití dvoch snímačov zrýchlenia. Jeden z nich je pevne prichytený (nepremiestňuje sa) na vhodnej pozícii a slúži ako referenčný. Druhý snímač sa postupne, po jednotlivých meraniach, premiestňuje do vopred vhodne zvolených sledovaných pozícií (bodov, viď. príloha č. 7.1.) v jednom alebo viacerých smeroch, v ktorých chceme aby meranie prebiehalo. Jedná sa o smery rovnobežné so súradným systémom. Pri stabilnej prevádzke skúmanej sústavy, meriame rozdiely amplitúd a fázy signálu od snímača, ktorý premiestňujeme a od snímača referenčného. Na základe graficky znázornených výsledkov rady meraní, opäť spracovaných za pomoci software PTK, získame predstavu o pohyboch jednotlivých častí systému a o dynamických deformáciách. U tohoto druhu merania je opätovne dôležité sledovať koherenciu, na základe ktorej je možné odhadnúť mieru lineárneho vzťahu medzi signálmi na vstupe a výstupe systému. Medzné hodnoty odpovedajú meraniu bez šumu (hodnota 1) a meranie iba šumu (hodnota 0). Takže koherenciu je možné chápať tak, že odpovedajúca funkcia udáva pre každú hodnotu kmitočtu ω stupeň lineárnej závislosti medzi signálmi merania na vstupe a výstupe systému.

8.4. Prevedené merania a analýzy (experimentálna časť)

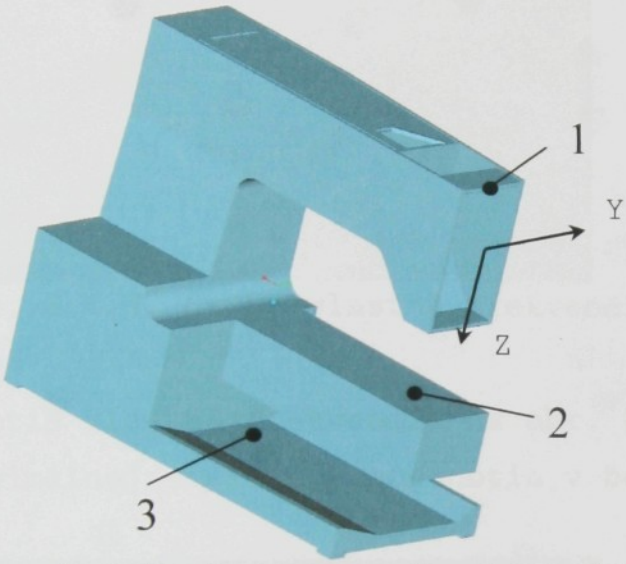
8.4.1. Modálna analýza

Merania boli prevádzané podľa vyššie uvedeného princípu. Ako prvé bolo prevedené meranie modálnej analýzy stroja. Z merania vyplynuli vlastné frekvencie, ktorých hodnoty sú uvedené v tabuľke 8.4.1.

Tabuľka 8.4.1.

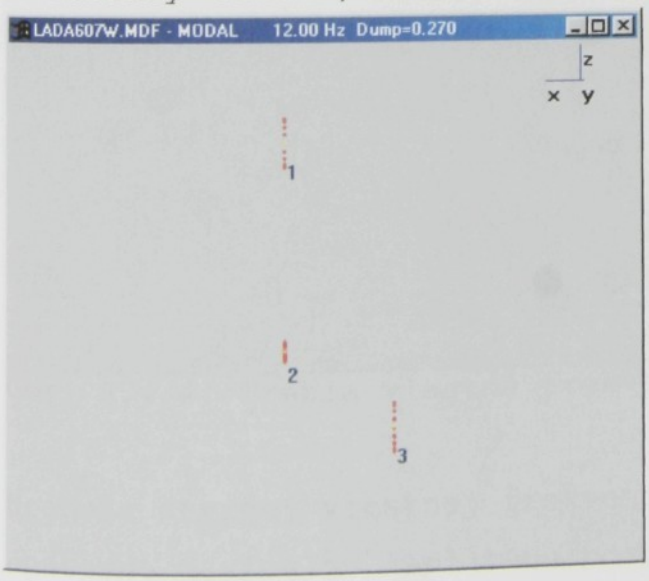
Hodnoty vlastných frekvencií	
Frekvencia	Hodnota [Hz]
Prvá	12
Druhá	22,5
Tretia	36
Štvrtá	52

Body, v ktorých bolo meranie vlastných frekvencií prevedené sú zobrazené na obr.8.4.1.



Obr. 8.4.1. Body merania vlastných frekvencií

U prvej vlastnej frekvencii je vidieť z obr. 8.4.2. a Tabuľky 8.4.2., že maximálna amplitúda posunutia je u bodov 1 a 3.

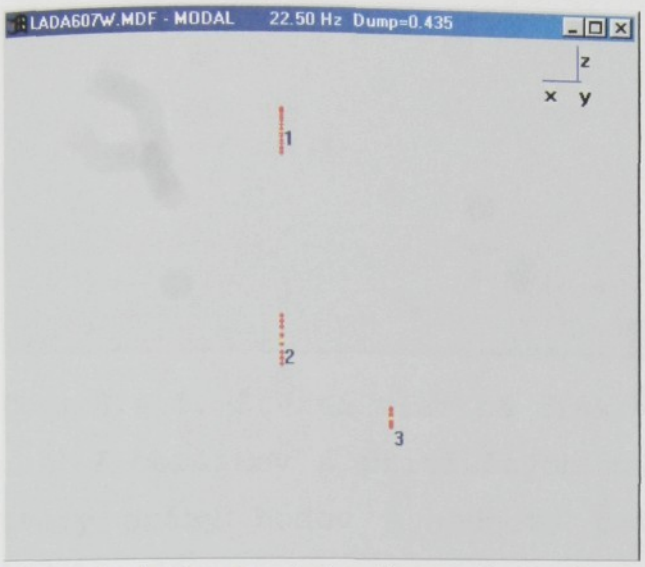


Tabuľka 8.4.2.

Bod	Amplitúda [μm]
1.	100,202
3.	98,984
2.	43,953

Obr. 8.4.2. Prvá vlastná frekvencia

U druhej vlastnej frekvencii na obr. 8.4.3. je hodnota maximálnej amplitúdy posunutia v bode 2.

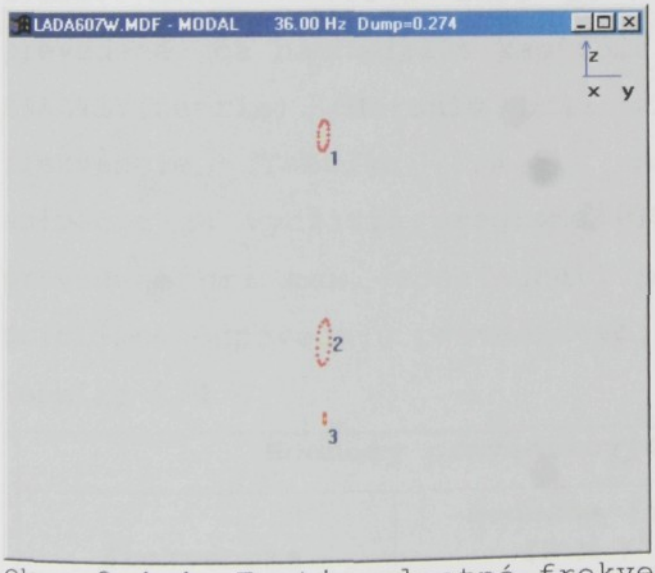


Obr. 8.4.3. Druhá vlastná frekvencia

Tabuľka 8.4.3.

Bod	Amplitúda [μm]
2.	127,850
1.	121,262
3.	53,363

Tretia vlastná frekvencia na obr. 8.4.4. má znovu hodnotu maximálnej amplitúdy posunutia v bode 2.

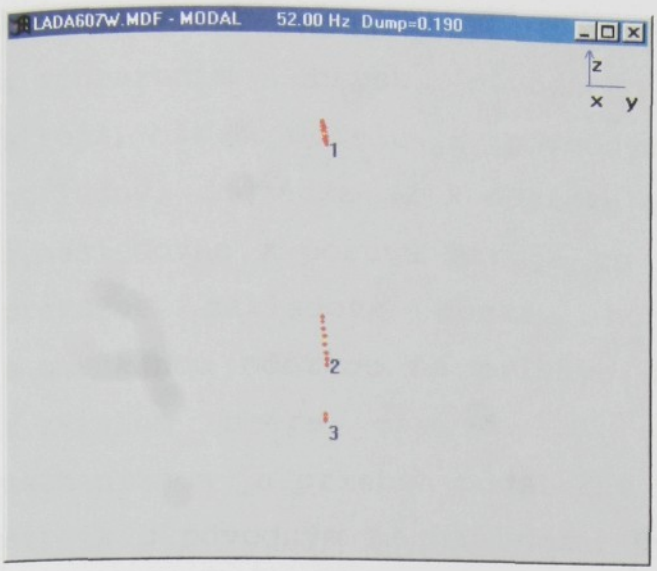


Obr. 8.4.4. Tretia vlastná frekvencia

Tabuľka 8.4.4.

Bod	Amplitúda [μm]
2.	108,571
1.	73,049
3.	22,645

Hodnota štvrtej vlastnej frekvencii na obr. 8.4.5. má opätovne maximálnu amplitúdu posunutia v bode 2.



Tabuľka 8.4.5.

Bod	Amplitúda [μm]
2.	54,276
1.	27,020
3.	7,654

Obr. 8.4.5. Štvrtá vlastná frekvencia

Z obrázkov a príslušných tabuliek je vidieť čiastočne tvary dráhy bodov a hodnoty posunutia. Dráhy sledovaných bodov nám u jednotlivých vlastných frekvencií zobrazujú vlastné tvary kmitov rámu šijacieho stroja.

8.4.2. Analýza prevádzkových tvarov kmitov

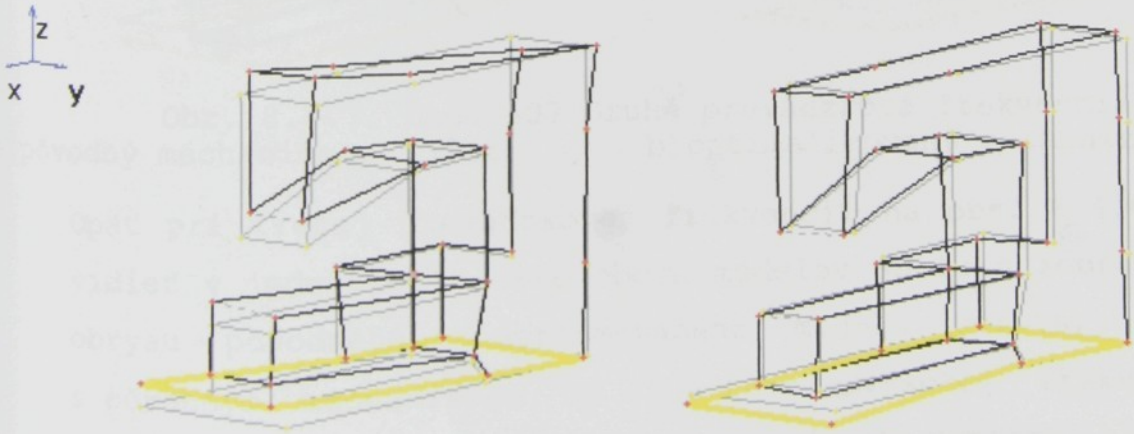
V poradí druhé bolo prevedené meranie prevádzkových tvarov kmitov stroja Lada 607. Popis merania, ako bolo prevedené, sa nachádza v kapitole 7.3 PREVEDENÉ MERANIA A ANALÝZY(teória). Meraním boli zistené určité prevádzkové frekvencie (Tabuľka 8.4.6), na ktorých sa previedla animácia za využitia programu PTK view. Merania boli vždy prevedené pri max. zošliapnutí pedálu stroja (max. otáčky približne odpovedajú prevádzkovej frekvencii).

Tabuľka 8.4.6

Hodnoty prevádzkových frekvencií		
Frekvencia	**Hodnota [Hz] (P.M.)[1]**	**Hodnota [Hz] (O.M.)[2]**
Prvá	18	17
Druhá	37	34
Tretia	55	50
Štvrtá	63	68

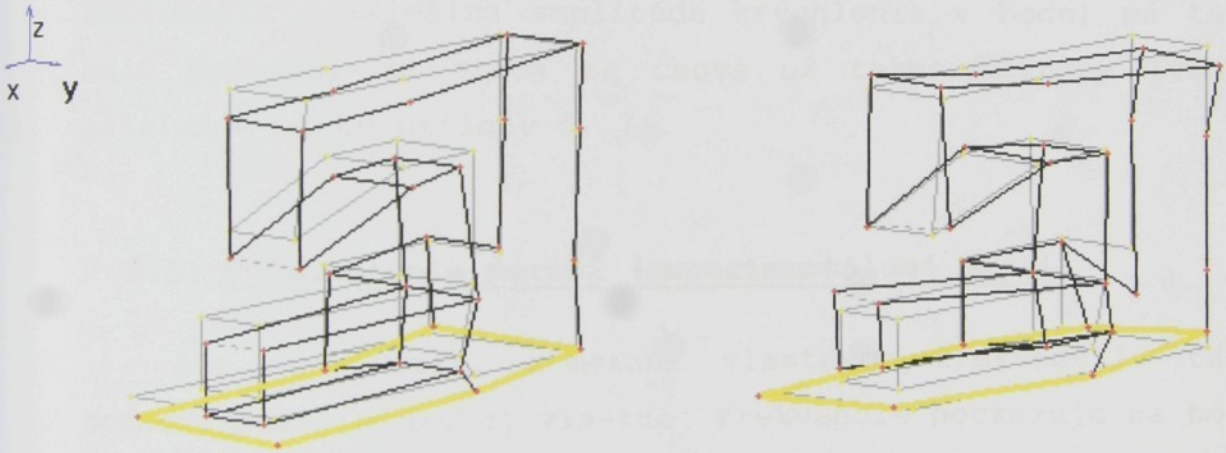
[1] P.M. - pôvodný mechanizmus
[2] O.M. - optimalizovaný bez vývažku na ojnici ihlového mechanizmu

Na obr. 8.4.6. je vidieť v jednotnej mierke oboch modelov a zobrazením obrysu pôvodného nedeformovaného modelu stroja, že u modelu s pôvodným mechanizmom je priebeh nekludný, dochádza až k odskoku uloženia pod hlavou stroja a nasledovne k posuvu stroja po doske stolu. Deformuje sa prevažne základová doska, horné a spodné rameno sa s omeškanou odozvou na priehyb dosky ohýbajú predovšetkým v zvislom smere osy z. U stroja s optimalizovaným mechanizmom je priebeh podstatne ustálenejší, oproti modelu stroja s pôvodným mechanizmom. Opäť sa deformuje prevažne základová doska uprostred, ale už približne s polovičnou amplitúdou výchylky (viď. listy prílohy č. 7). Podstatnou zmenou je, mimo popísanej skutočnosti, výsledný smer, ktorý sa odkláňa od zvislej osy z smerom k ose y. Tento stav nastáva vzhľadom na pôsobenie upraveného mechanizmu, u ktorého sa prejavil dôsledok vývažku ihlovej tyče a absencia vývažku na ojnici ihlového mechanizmu. Kde vývažok vyvažuje v úvrati priamočiary vratný pohyb ihlovej tyče, ale naopak nie je vyvažovaný mimo úvrati ihlovej tyče.



Obr. 8.4.6. Lada 607 Prvá prevádzková frekvencia
a) pôvodný mechanizmus (18Hz) b) optimalizovaný mechanizmus (17Hz)

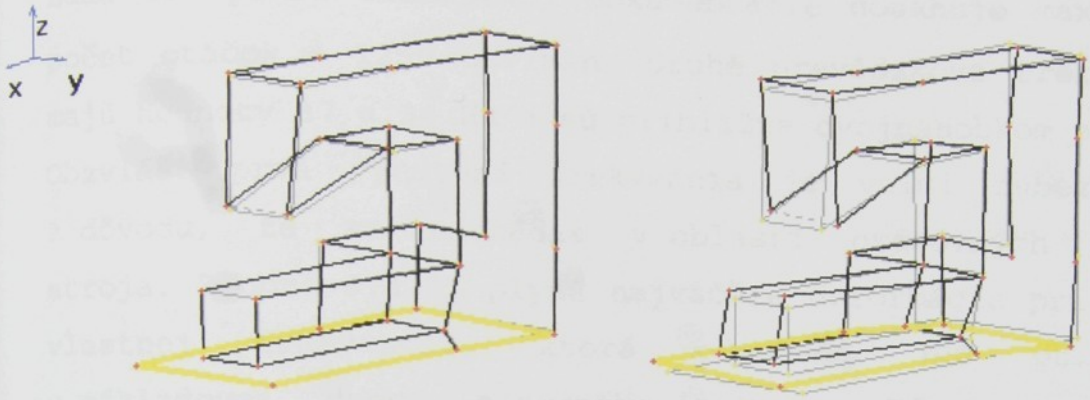
Pri druhej prevádzkovej frekvencii na obr. 8.4.7. je vidieť v jednotnej mierke oboch modelov a zobrazením obrysu pôvodného nedeformovaného modelu stroja, že u modelov oproti prvej prevádzkovej frekvencii došlo k poklesu amplitúd. Charakteristika prevádzkových tvarov kmitov u druhých frekvencií ostáva podobná ako u prvej prevádzkovej frekvencii. Deformácia sa odohráva opäť prevážne na základovej doska stroja i keď má model s pôvodným mechanizmom tendenciu sa ukľudňovať ako aj v posunutiach tak aj v zrýchleniach naopak model s optimalizovaným mechanizmom má tendenciu sa ukľudňovať v posunutiach (hodnoty amplitúd), ale v zrýchleniach, ktoré majú nízke hodnoty, je opačná tendencia (viď. listy prílohy č. 7).



Obr. 8.4.7. Lada 607 Druhá prevádzková frekvencia
a)pôvodný mechanizmus (37Hz) b)optimalizovaný mechanizmus (34Hz)

Opäť pri tretej prevádzkovej frekvencii na obr. 8.4.8. je vidieť v jednotnej mierke oboch modelov spolu s zobrazením obrysu pôvodného nedeformovaného modelu stroja, model s pôvodným mechanizmom sa i u tejto vysokej frekvencii ustaľuje natoľko, že stroj sa chová už pomerne kľudne. Model s optimalizovaným mechanizmom má už opäť pri tejto

frekvencii ustaľujúci sa charakter v hodnotách posunutí a aj v hodnotách zrýchlení.



Obr. 8.4.8. Lada 607 Tretia prevádzková frekvencia
a)pôvodný mechanizmus (55Hz) b)optimalizovaný mechanizmus (50Hz)

Pri štvrtej prevádzkovej frekvencii pokračuje trend ukľudňovania sa oboch modelov stroja a z toho vyplýva, že deformácia (maximálna amplitúda zrýchlenia v bode) má tak malú hodnotu, že stroj sa chová už takmer kľudne (viď. príslušné listy prílohy č. 7).

8.5. Vyhodnotenie meraní (experimentálnej časti)

Ako je vidieť, z meraní vlastných frekvencií, tak hodnoty prvej a druhej vlastnej frekvencie poukazujú na to, že druhá vlastná frekvencia je približne dvojnásobkom prvej. To by mohlo poukazovať na 2. harmonickú prvej frekvencii. U prevádzkových frekvencií hodnoty poukazujú opäť na to, že druhá prevádzková frekvencia je dvojnásobkom prvej z čoho opäť vyplýva skutočnosť, že druhá vynútená frekvencia by mala byť 2. harmonická prvej frekvencii. Aby bolo možné merania porovnávať, bol stroj spustený na maximálne otáčky (max. stlačenie pedálu), zvolený typ stehu 301 a dĺžka stehu 4 mm.

Prvá prevádzková frekvencia má hodnotu 18 a 17 Hz, čo približne odpovedá 1080 ot./min. respektíve 1020 ot./min. ustroja s mechanizmom bez vývažku na ojnici a šijací stroj Lada 607 podľa technickej dokumentácie dosahuje maximálny počet otáčok ~ 1250 ot./min. Druhé prevádzkové frekvencie majú hodnoty 37 a 34 Hz a sú približne dvojnásobkom prvých. Obzvlášť prvá vynútená frekvencia je veľmi nebezpečná, z dôvodu, že sa nachádza v oblasti pracovných otáčok stroja. Z obr. 8.4.2. plynú najväčšie deformácie pri prvej vlastnej frekvencii, ktorá odpovedá 720 ot./min., u základovej dosky a horného ramena. Táto skutočnosť poukazuje na dynamickú poddajnosť základovej dosky. Práve hodnota prvej vlastnej frekvencii potvrdzuje opodstatnenie riešenia problematiky vibrácií šijacieho stroja a zvýšiť tuhosť základovej dosky za účelom posunu hodnôt vlastných frekvencií rámu ako celku do vyšších hodnôt a tým znížiť riziko poškodenia. Je tu možné nebezpečie, že by sa niektoré súčiastky mohli dostať do rezonancie a tým dôjsť k následnému poškodeniu.

Ďalšie prevádzkové frekvencie (2., 3. a 4.) sa nachádzajú mimo oblasti pracovných otáčok šijacieho stroja Lada 607 a teda priamo neohrozujú chod stroja, ale môže nastať prípad, že by sa niektorá z vyšších harmonických frekvencií dostala s nimi do fázy a následne došlo k rezonancii. Podľa výsledkov merania prevádzkových tvarov kmitov je zrejmé, že táto sústava je vybudená od ihlovým mechanizmom. Vyplýva to z veľkej odozvy na dané pôsobenie spomenutého mechanizmu. Z toho vyplynie, že daná sústava nieje dostatočne dynamicky tuhá.

Ohľadom na to, že pri prvej a druhej prevádzkovej frekvencii je kmitavý pohyb prevážne zvislý, dá sa predpokladať, že vhodné riešenie tohoto problému spočíva v obmedzení zvislých zložiek kmitania. Jednou z možností je

vyváženie ihlového a niťového mechanizmu (odstránenie zdroja) a druhou zvýšenie tuhosti základovej dosky (odstránenie dôsledku), najlepšie medzi miestami s najväčším rozdielom výchyliek, kde kmitanie prebieha v protifáze. Dôsledkom zvýšenia tuhosti je zvýšenie hodnôt vlastných frekvencií, ktoré sa v ideálnom prípade už nebudú svojimi hodnotami nachádzať v oblasti pracovných otáčok šijacieho stroja. Najvhodnejšia bude kombinácia oboch možností.

Navrhované riešenie spočinuli v tom, že bola vhodne vystužená základová doska v kombinácii s optimalizovaným mechanizmom ihlovým a niťovým mechanizmom. Tým sa zvýšila tuhosť v ohybe základovej dosky a znížilo pôsobenie od ihlového a niťového mechanizmu, čo má v konečnom dôsledku za následok zníženie dynamickej poddajnosti sústavy.

9. Záver

V súčasnosti sa u domácich šijacích strojov neženú výrobcovia za vyššími otáčkami (vyšším počtom stehov). Väčšina domácich šijacích strojov nižšej a strednej triedy má maximálne otáčky hlavného hriadeľa ~ 800 ot./min. Je to dôsledok predovšetkým vyšších výrobných nákladov, ktoré vyplývajú zo zvýšenia nárokov na vyvažovanie niťových a ihlových mechanizmov, ich výrobnej presnosti, použitie kvalitnejších materiálov, vyššej tuhosti ramien strojov, znižovaniu hlučnosti a v konečnom dôsledku malej percentuálnej využiteľnosti maximálnych otáčok z celkového pracovného času. Navyše sú maximálne otáčky (väčšinou nad 800 ot./min.) u strojov nižšej a strednej triedy spojované so zvýšenou hlučnosťou a so zníženou optickou kvalitou a spoľahlivosťou stehu. Jedna z ciest predných výrobcov ako sa presadiť na dnešnom svetovom trhu je zavedenie rady strojov, ktorá je lacná, nenáročná na obsluhu, má príťažlivý design a v neposlednej rade má spoľahlivosť a životnosť na dostatočnej (uspokojivej) úrovni. To z dôvodu, aby prilákali a zároveň sa dostali do podvedomia širšej vrstvy zákazníkov.

Samotná práca je zameraná na problematiku vibrácií konkrétneho šijacieho stroja LADA 607 ako celku. S ohľadom na požiadavku od výrobcu znížiť celkové vibrácie tohto typu stroja boli prevedené analýzy a merania, ktorých cieľom bol rozbor súčasného stavu a návrh konštrukčných úprav tak, bolo dosiahnuté zníženie vibrácií šijacieho stroja.

Za dominantný zdroj budenia vibrácií stroja je právom považovaný práve ihlový a niťový mechanizmus. A to z dôvodu nepriaznivých účinkov od priamočiareho vratného pohybu ihlovej tyče, pretože zotrvačné účinky závisia vedľa kinematických pomerov na hmotnosti členov a jej rozloženiu.

Táto skutočnosť poukazuje na omyl, ktorého sa dopustil výrobca spomínaného stroja. Tým omylom bolo zrušenie vývrtu ihlovej tyče a neprispôsobenie vývažku hlavy kľuky k plnej tyči. Tým sa výrobca snažil znížiť výrobné náklady, aby sa mohol presadiť na trhu s nižšou cenou než konkurencia. Samotné výsledky dokazujú opodstatnenie vývrtu ihlovej tyče. Následkom vývrtu o rozmeroch ϕ4x100mm je zníženie hmotnosti tyče z 27,3g na 17,2g a to je pri priamočiarom vratnom pohybe ihlovej tyče podstatná úspora v hmotnosti, ktorá znižuje dynamické účinky. Výrobca by mohol poukazovať na vyššie finančné náklady na vývrt, ale naopak bola splnená požiadavka zadaná výrobcom samotným na zníženie vibrácií šijacieho stroja. Na obr. 2.1.,2.2.,2.5 a 2.6. prílohy č. 2, je zjavný rozdiel v polohe ťažiska u pôvodného mechanizmu s nevyvŕtanou tyčou a u mechanizmu v podstate pôvodného, ale s tým rozdielom, že bolo prevedené vyváženie na plnú ihlovú tyč. Je možné podotknúť, že rozdiel je malý, ale je potrebné si uvedomiť hodnoty maximálnych otáčok mechanizmu a zrýchlenia v úvrati ihlovej tyče(~ 400m.s^{-2}) pri zdvihu 31,6mm. Vplyv hmotnosti ihlovej tyče je zrejmý aj s obr. 2.3.,2.4.,2.7 a 2.8. prílohy č. 2, kde je vývrt ihlovej tyče zväčšený na 100mm. Priebehy reakcií v uložení hlavy kľuky (vývažku) rôznych navrhovaných riešení mechanizmov sú zobrazené na listoch prílohy č. 3.1, 3.2., 3.3, 3.4 a 3.5. Z pohľadu vplyvu na vyváženosť a najpriaznivejší priebeh reakcií je variant mechanizmu s vývažkom na ojnici ihlového mechanizmu najvhodnejší pre použitie v danom type šijacieho stroja v kombinácií s vhodnou konštrukčnou úpravou základovej dosky. Z priebehu kompromisne optimalizovaného mechanizmu je čitateľný jednoznačný vplyv vývažku na ojnici na odstránenie (plynulý prechod) výrazného skoku medzi hornou úvraťou a výraznou špičkou pred dolnou úvraťou. U variant

mechanizmov bez vývažku na ojnici je očividný vplyv

Tabuľka 9.1.

Priebeh Fz [N]	Pôvodný mechanizmus	Mechanizmus bez vývažku na ojnici	Mechanizmus s vývažkom na ojnici
MAX	18,7	11,01	11,62
MIN	-3,7	-6,4	-7,8

Tabuľka 9.2.

Priebeh Fy [N]	Pôvodný mechanizmus	Mechanizmus bez vývažku na ojnici	Mechanizmus s vývažkom na ojnici
MAX	13,9	11,1	9,37
MIN	-9,46	-6,98	-8,03

hmotnosti ihlovej tyče na veľkosť špičiek reakcií a vplyv niťového mechanizmu na posunu špičiek mimo úvrate ihlovej tyči. Rozdiel medzi MIN. a MAX. hodnotami priebehov zložiek reakcií F_y a F_z je pre orientáciu v tabuľke 9.1. 9.2.

Tieto výpočtom získané priebehy reakcií v uložení hlavy kľuky jednotlivých variantov boli použité ako budenie výpočtových modelov rámu zadané pomocou zložiek F_y a F_z výslednej reakcie v uložení hlavy kľuky ihlového a niťového mechanizmu. Hodnoty boli zadané formou tabuľky.

V prípade rámu šijacieho stroja LADA 607 boli navrhnuté konštrukčné úpravy, u ktorých je predpoklad splnenia požadovaného cieľa znížiť vibrácie šijacieho stroja.

Navrhnuté konštrukčné úpravy:

a) Zvýšenie počtu pozdĺžnych rebier základovej dosky
b) Zvýšenie výšky pozdĺžnych rebier základovej dosky
c) Posun úložných bodov z kraja do stredu základovej dosky

Ako prvé boli prevedené analýzy ramien (pôvodného a upraveného ramena) na získanie vlastných frekvencií (modálna analýza). Prvé a druhé vlastné tvary jednotlivých

konštrukčných úprav spolu s pôvodným ramenom sú obsahom listov prílohy č. 4. z týchto tvarov je vidieť slabý článok konštrukcie rámu (ramena) šijacieho stroja. Tým je základová doska, ktorá zvyšuje dynamickú poddajnosť stroja ako celku. Opäť z priebehov posunutí a zrýchlení v sledovaných bodoch, ktoré sa nachádzajú v listoch prílohy č. 5. je možné vysledovať vplyvy jednotlivých konštrukčných úprav. Najvhodnejšia úprava pre riešenie požiadavku výrobcu sa javí úprava optimalizovaného mechanizmu s vývažkom na ojnici ihlového mechanizmu v kombinácii s posunom úložných bodov smerom do stredu základovej dosky. Ale ako už bolo popísané v kapitole *6.1.Tvorba modelu ihlového a niťového mechanizmu* pre možnosť tento mechanizmus použiť je potrebný pomerne veľký zásah do konštrukcie horného ramena šijacieho stroja LADA 607. Z tohoto dôvodu a nasledovne z možnosti overenia výpočtov bol použitý mechanizmus bez vývažku na ojnici ihlového mechanizmu. Pre overenie výsledkov výpočtov bola vyrobená hlava kľuky mechanizmu bez vývažku na ojnici ihlového mechanizmu a dutá ihlová tyč nahradzujúca ihlovú tyč s vývrtom (rozmery viď. listy príloha č. 7). Rozdiel v hmotnosti dutej ihlovej tyči ako náhrady a navrhovanej s vývrtom ϕ4x100mm je 0,4g. Tento rozdiel je možné považovať za takmer zanedbateľný. Tieto vyrobené súčiastky boli použité v porovnávacom meraní na získanie prevádzkových tvarov kmitov. Ako je vidieť z výsledkov porovnávacieho merania (kapitola 8.4.2. Analýza prevádzkových tvarov kmitov) potvrdzuje meranie teoretické výpočty. Amplitúdy prevádzkových tvarov kmitov klesli približne o 40% pri „rovnakej" frekvencii. Celkovo sa šijací stroj stal kľudnejším pri chode oproti pôvodnému riešeniu. Predovšetkým by bola v obidvoch prípadoch rozhodujúca cena oboch úprav a tým pádom rozhodnutie prechádza na výrobcu samotného.

10. Literatúra

/1/ KONEČNÝ ,M.: Analýza vibrácií ramena šijacieho stroja Lada 607, Diplomová práca , TU Liberec ,1995/96.

/2/ KONEČNÝ, M.: Dynamics Analysis of Sewing-Machine Frame, Aplikovaná mechanika 2000, Liberec, Česká Republika, 2000, (pp 195-198), ISBN 80-7083-388-2

/3/ KONEČNÝ, M.: Dynamics Analysis of Sewing-Machine Frame, VIII. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Liberec, Česká Republika, 2000, (pp 321-326), ISBN 80-7083-418-8,

/4/ KONEČNÝ, M.: Dynamics Analysis of Sewing-Machine Frames, TRANSFER 2000, Trenčín, Slovensko, 2000, (pp 65-70), ISBN 88-88914-26-4,

/5/ KONEČNÝ, M.: Dynamics Analysis of Sewing-Machine Frame,. In. XIV Mezinárodní vědecké sympozium TU Dresden, TU Dresden, Německo, 2003, (pp. 198-203), 3-86005-371-X

/6/ KONEČNÝ, M.: Dynamic analysis of the arm of the sewing machine. In. V. Mezinárodná vedecká konferencia TRANSFER 2003 TU Trenčín, Trenčín, Slovensko (pp. 237-242), 80-8075-001-7

/7/ KONEČNÝ, M.: Vyvažování jehelního a niťového mechanizmu šicího stroje LADA 607, Applied mechanics 2004, STU Bratislava, Kočovce, 2004, (pp 139-144), ISBN 80-227-2030-5

/8/ KONEČNÝ, M.: Balancing of the needle and thread mechanism of sewing machine Lada 607 and subsequent application in the frame of the machine, IX. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms and II. CEACM Conference on Computational Mechanics, Liberec, Česká Republika, 2004, (pp 457 - 462), ISBN 80-7083-847-7,

/9/ KONEČNÝ, M.: Aplikace vyváženého jehelního a niťového mechanizmu v rámu šicího stroje, Applied mechanics 2005, Hrotovice, Česká Republika, 2005, (pp 57-59), ISBN 80-214-2373-0

/10/ MOTEJL, V.-TEPŘÍK, O.: Šicí stroje v oděvní výrobě. Praha , SNTL 1973.

/11/ STRYA, J.:Konstrukce a technologie výroby průmyslových šicích strojů II. Boskovice ,ČSVTS MINERVA ,1980.

/12/ JIRÁSKO , J.: Konstrukce a technologie výrob průmyslových šicích strojů I. Boskovice ,ČSVTS MINERVA ,1970.

/13/ KOLEKTIV AUTORŮ KTS: Textilní a oděvní stroje II. /Skriptum/ . Liberec , VŠST ,1991.

/14/ BROUSIL ,J.-SLAVÍK, J.-ZEMAN, V.: Dynamika. Praha , SNTL ,1989.

/15/ BRADSKÝ ,Z.-JÁČ ,V.: Mechanika II.- Kinematika . /Skriptum/ . Liberec , VŠST ,1983.

/16/ RUSEV ,R.: Analýza základních mechanizmů šicího stroje Lada 607 , Diplomová práce , TU Liberec ,1995/96.

/17/ SERGEVNIN ,I.V.-EPPEL ,C.C.: Osnovy projektirovania švejnych mašin . Moskva , GIZLEGPROM ,1946.

/18/ BRÜEL a KJAER: Zkoušení konstrukcií II. , DENMARK ,1989.

/19/ Výkresová dokumentácia , a.s. Lada Soběslav.

/20/ Manuál Pro/Engineer.

/21/ Manuál Pro/Mechanica.

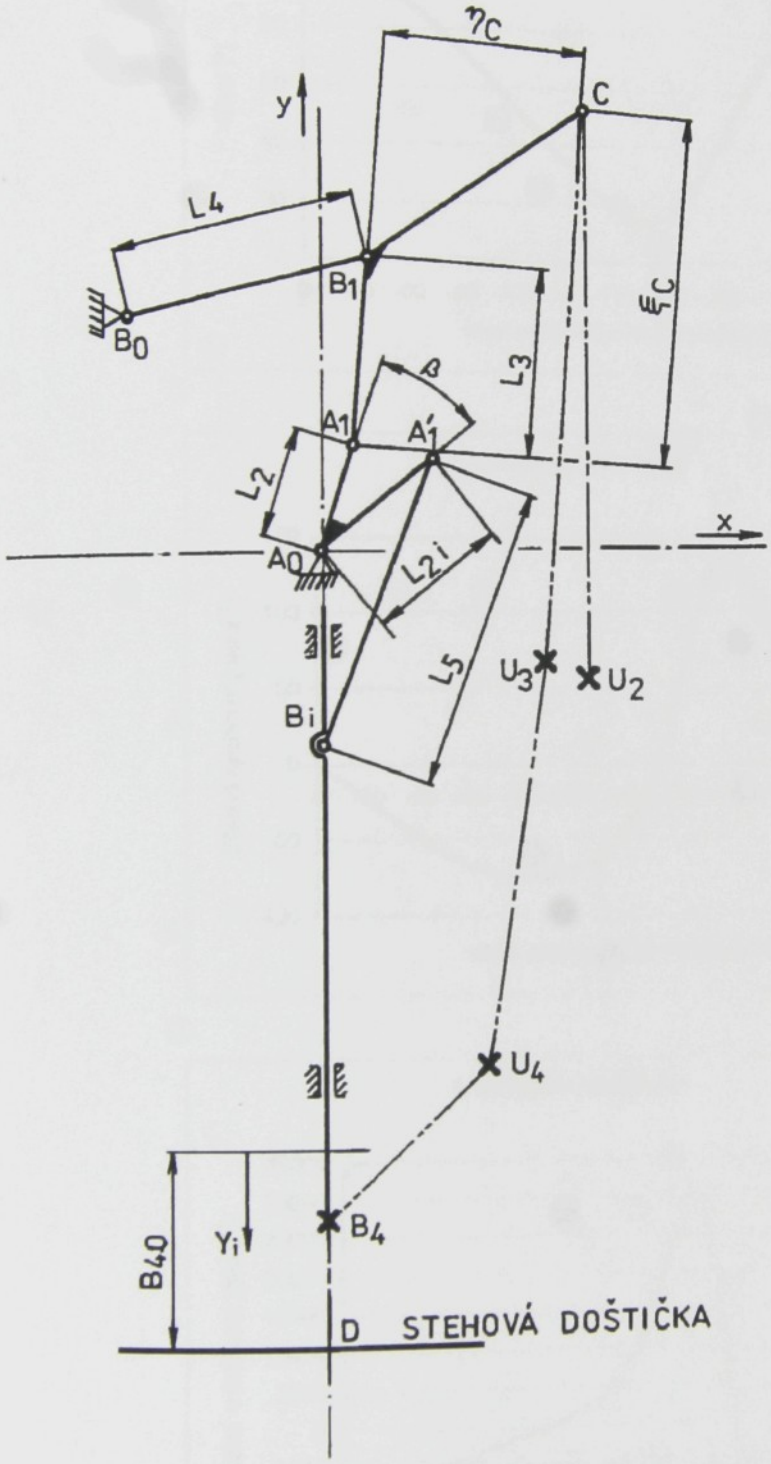
11. Zoznam použitých príloh

Príloha č.1	Kinematické veličiny
Príloha č.2	Polohy ťažísk a tvary hláv kľúk
Príloha č.3	Priebehy reakcií v uložení hláv kľúk
Príloha č.4	Vlastné tvary kmitov rámu šijacieho stroja
Príloha č.5	Priebehy posunutí a zrýchlení v sledovaných bodoch
Príloha č.6	Výkresová dokumentácia
Príloha č.7	Prevádzkové tvary kmitov

Prílohy

Príloha č.1

Kinematická schéma niťového a ihlového mechanizmu šijacieho stroja LADA 607



A_0 (0;0)

B_0 (-20,4;19,5)

U_2 (34,5;-39)

U_3 (30;-27,5)

U_4 (25;-71)

D (0;-131,6)

L_2= 13 mm

L_{2i}= 16 mm

L_3= 20 mm

L_4= 29,5 mm

L_5= 29 mm

B_{40}= 47,8 mm

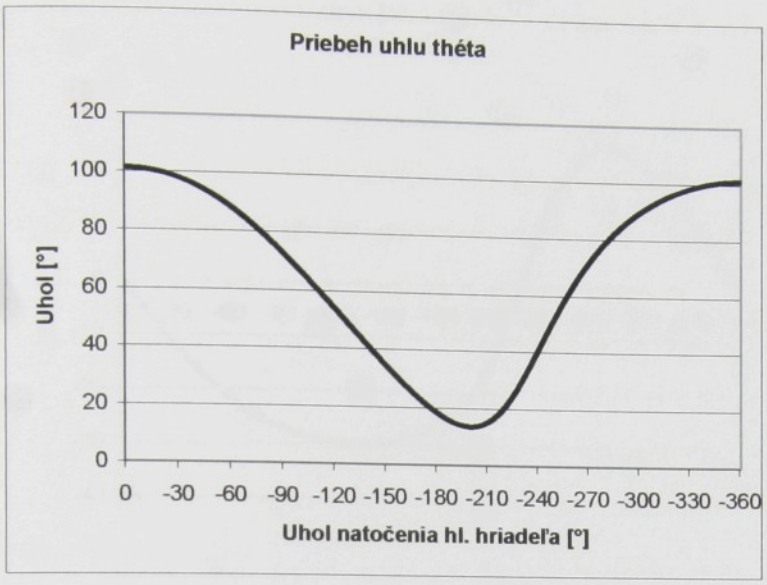
η_C= 26 mm

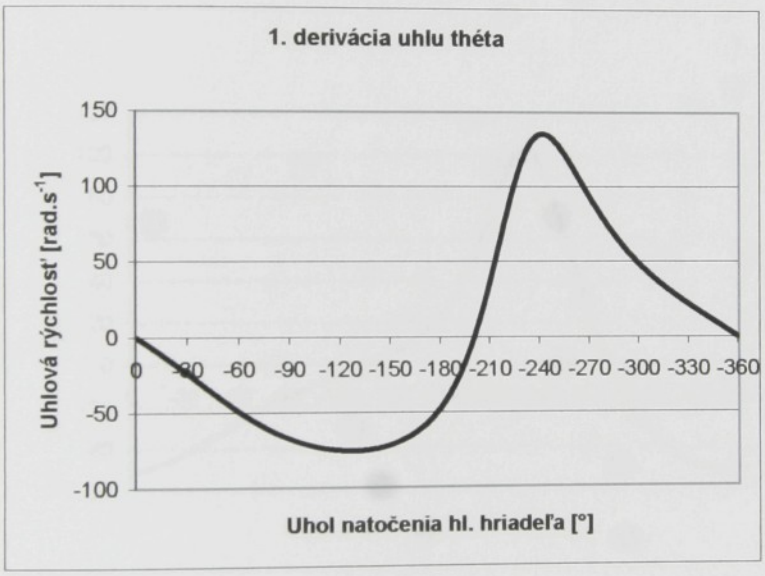
ξ_C= 38 mm

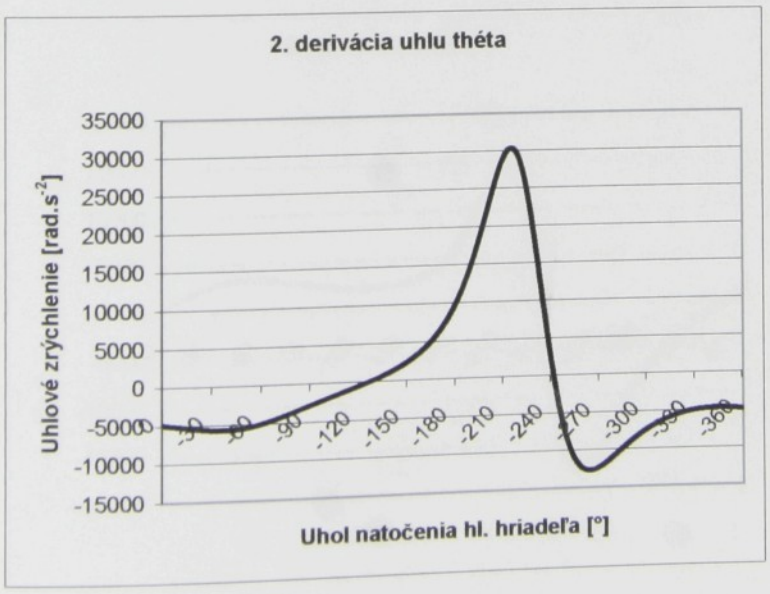
β= 31,57°

Body U_2,U_3 a U_4 sú pevné body navlečenia vrchnej nite.
Bod B_4 - bod navlečenia nite na ihlovú tyč.
Bod C - niťové očko.

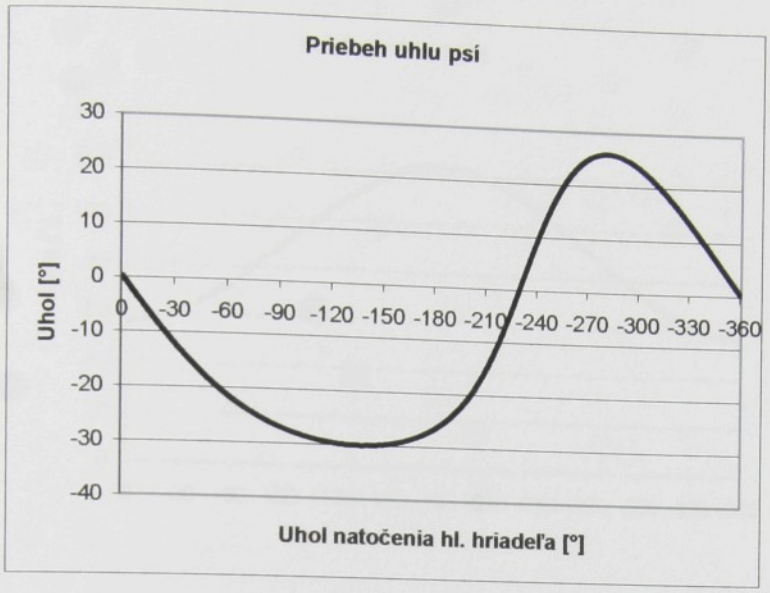
Kinematické veličiny členu 3

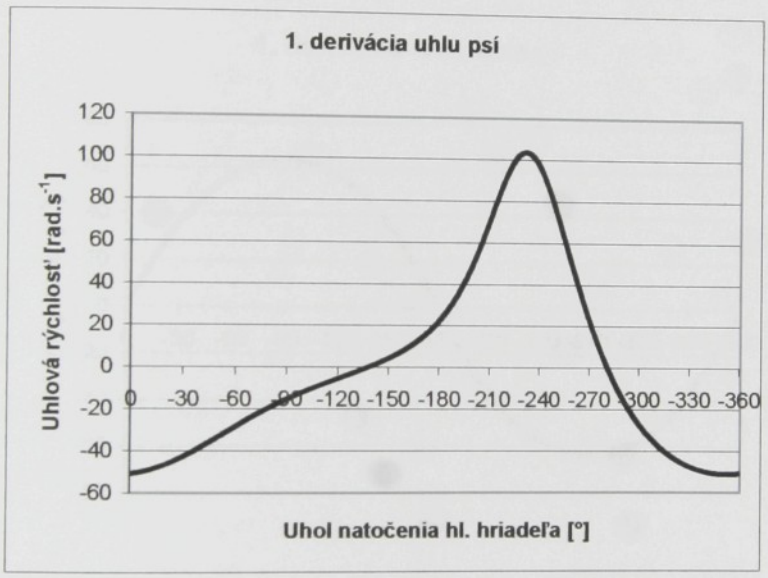


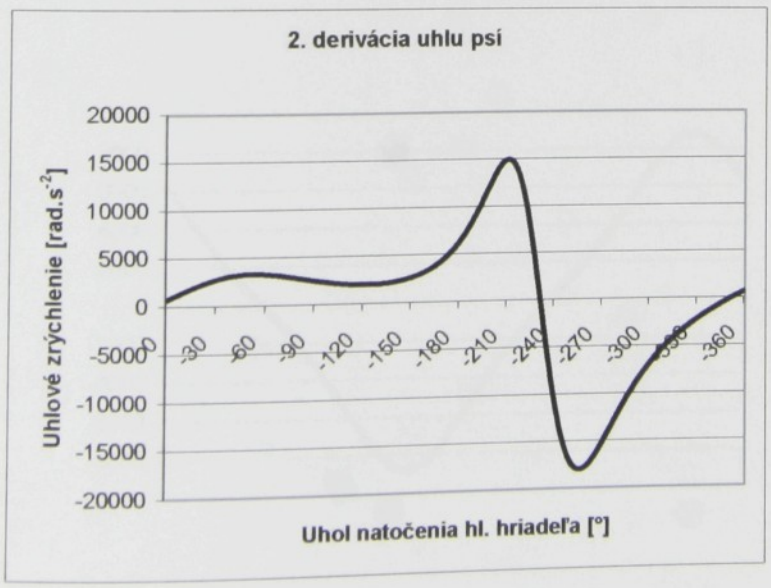




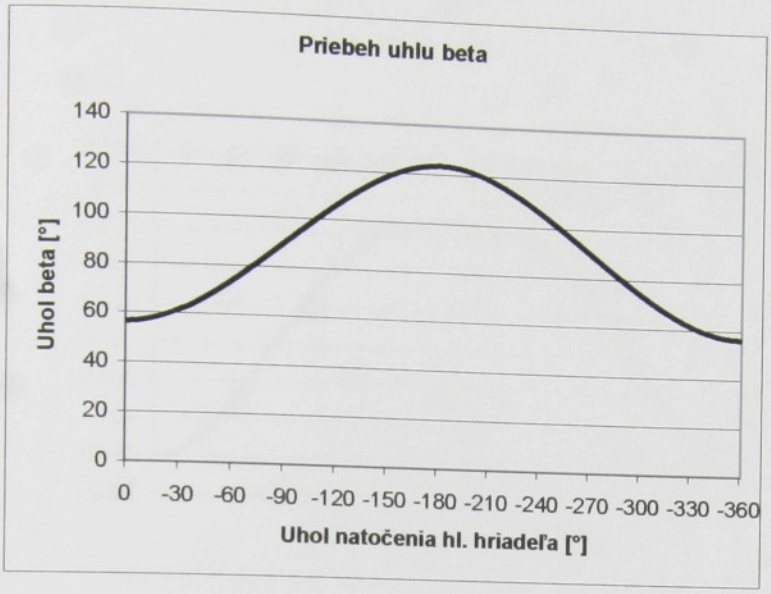
Kinematické veličiny členu 4

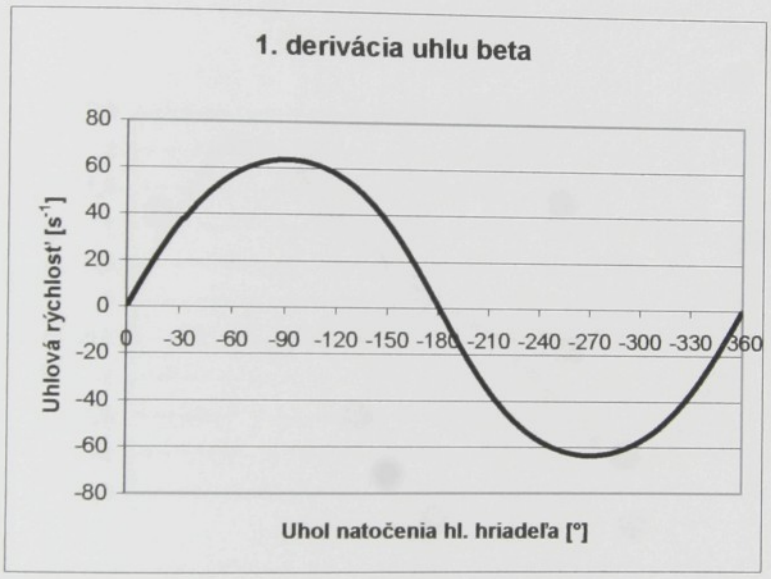


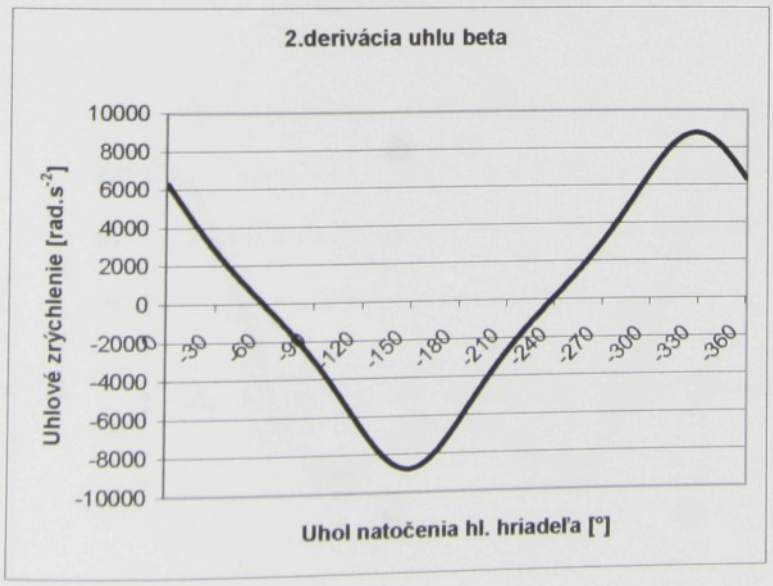




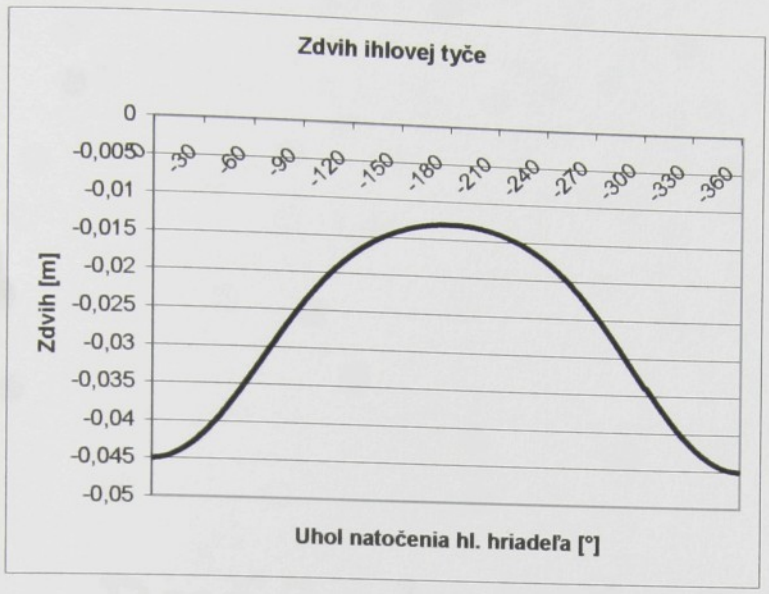
Kinematické veličiny členu 5

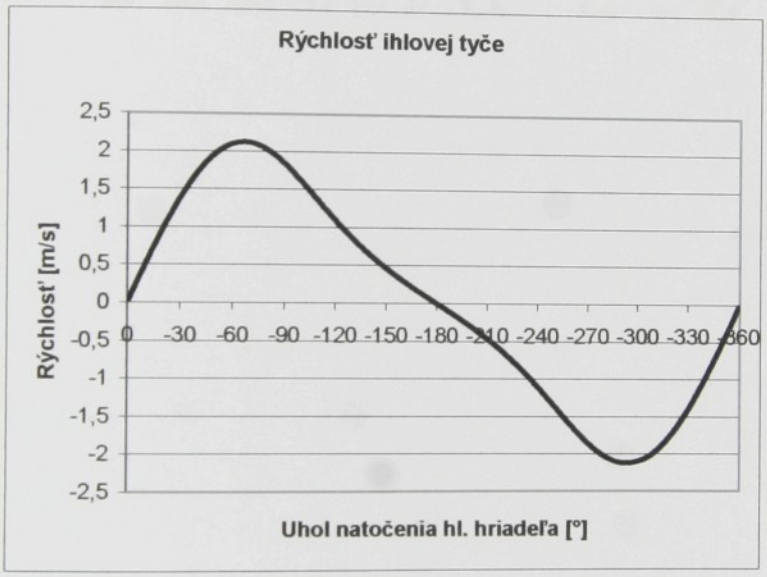


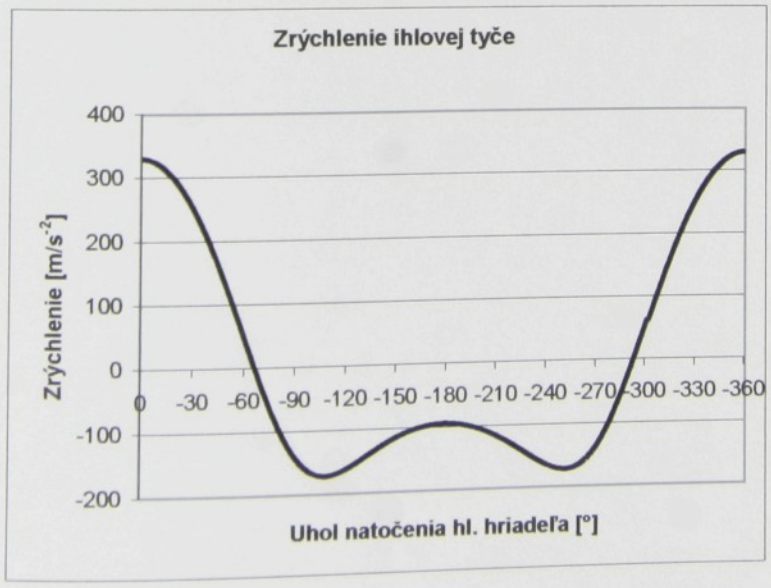




Kinematické veličiny členu 6

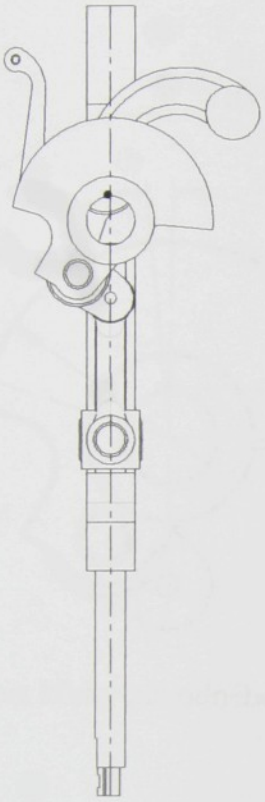




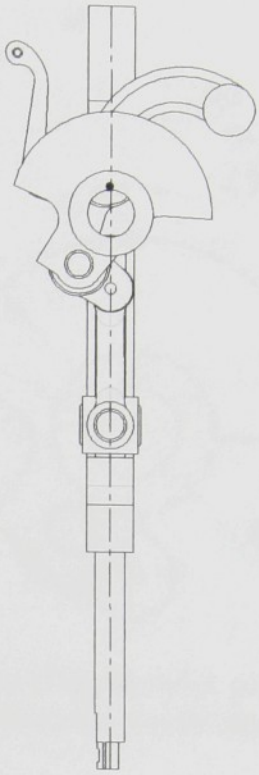


Príloha č.2

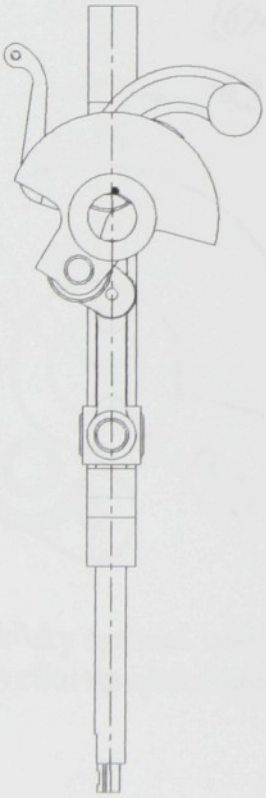
Polohy ťažísk



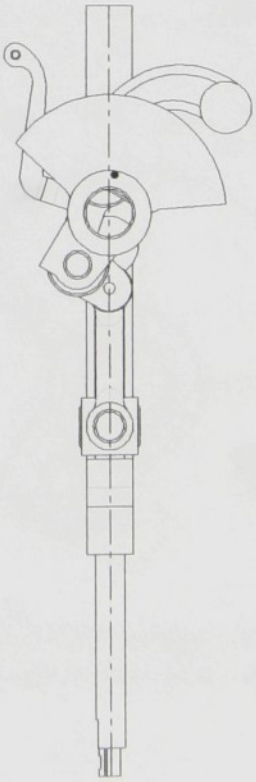
Obr. 2.1. Pôvodný mechanizmus



Obr. 2.2. Optimalizovaný pôvodný mechanizmus, neodvŕtaná tyč

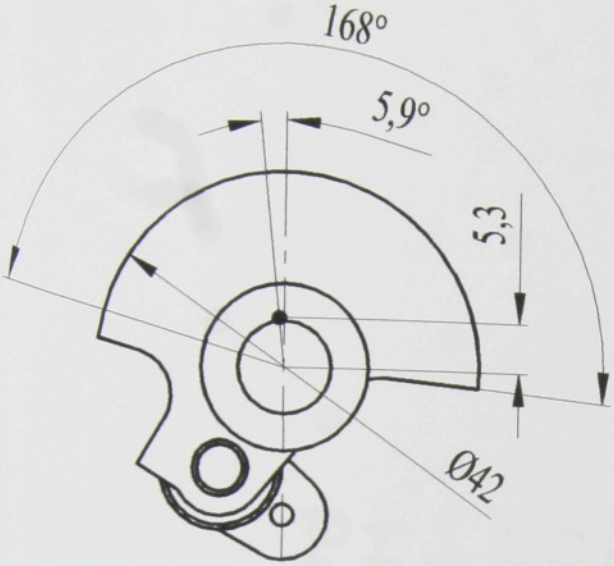


Obr. 2.3. Optimalizovaný mechanizmus, bez vývažku na ojnici, odvŕtaná tyč

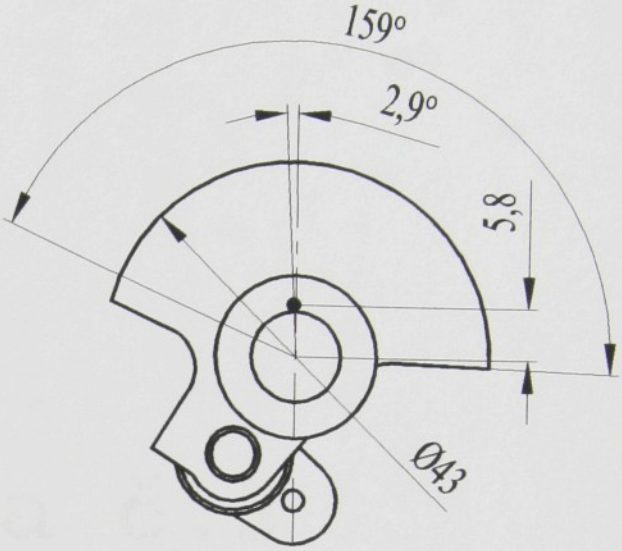


Obr. 2.4. Optimalizovaný mechanizmus, s vývažkom na ojnici, odvŕtaná tyč

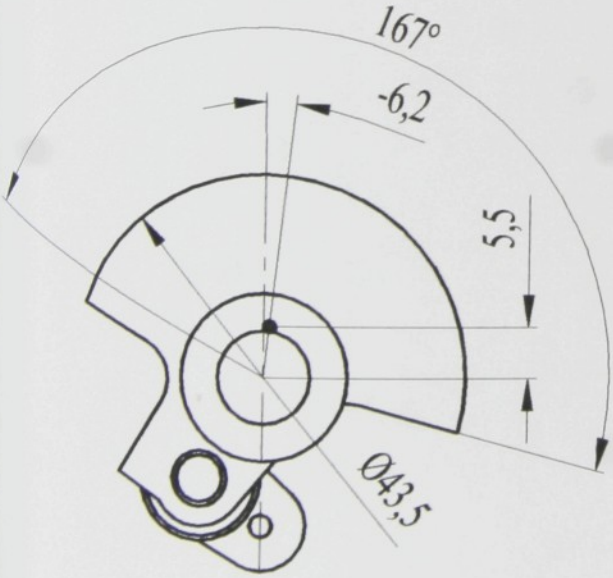
Tvary hláv kľúk



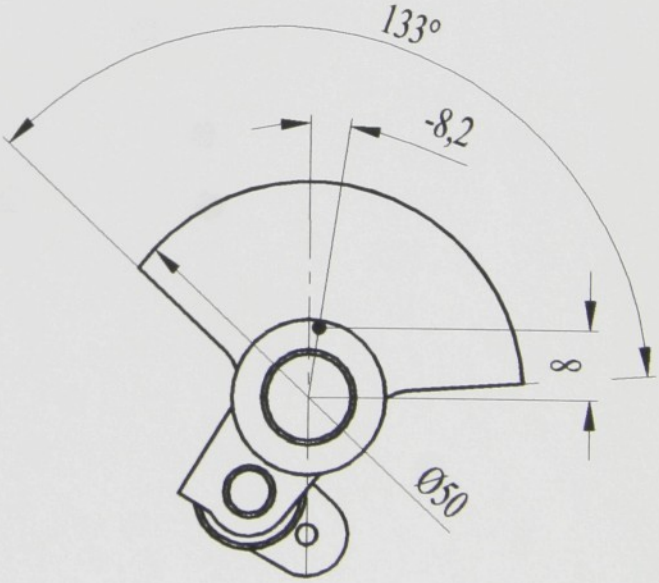
Obr. 2.5. Hlava kľuky pôvodného mechanizmu



Obr. 2.6. Hlava kľuky optimal. pôvodného mechanizmu, neodvŕtaná tyč

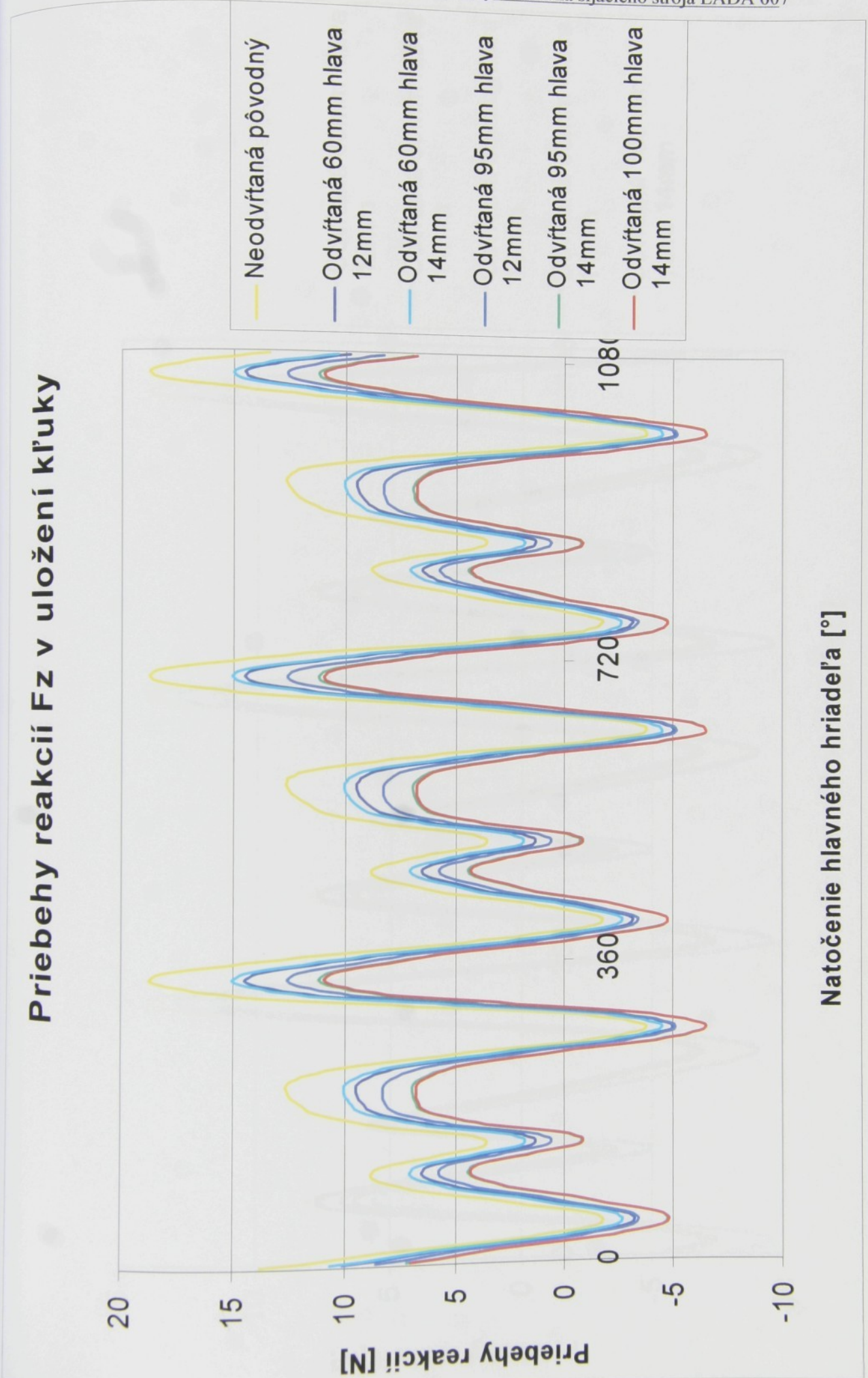


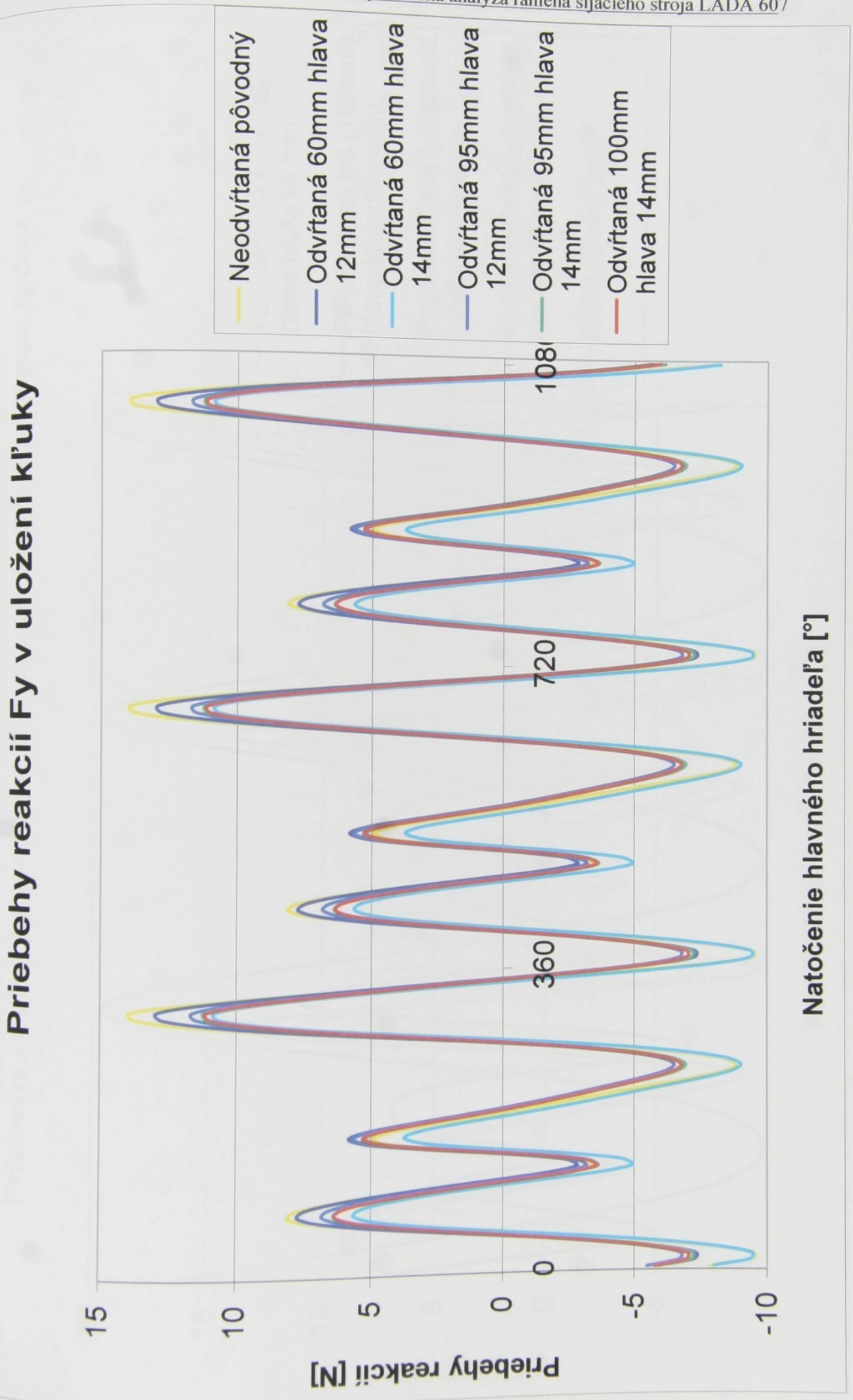
Obr. 2.7. Hlava kľuky optimal. mechanizmus bez vývažku na ojnici, odvŕtaná tyč

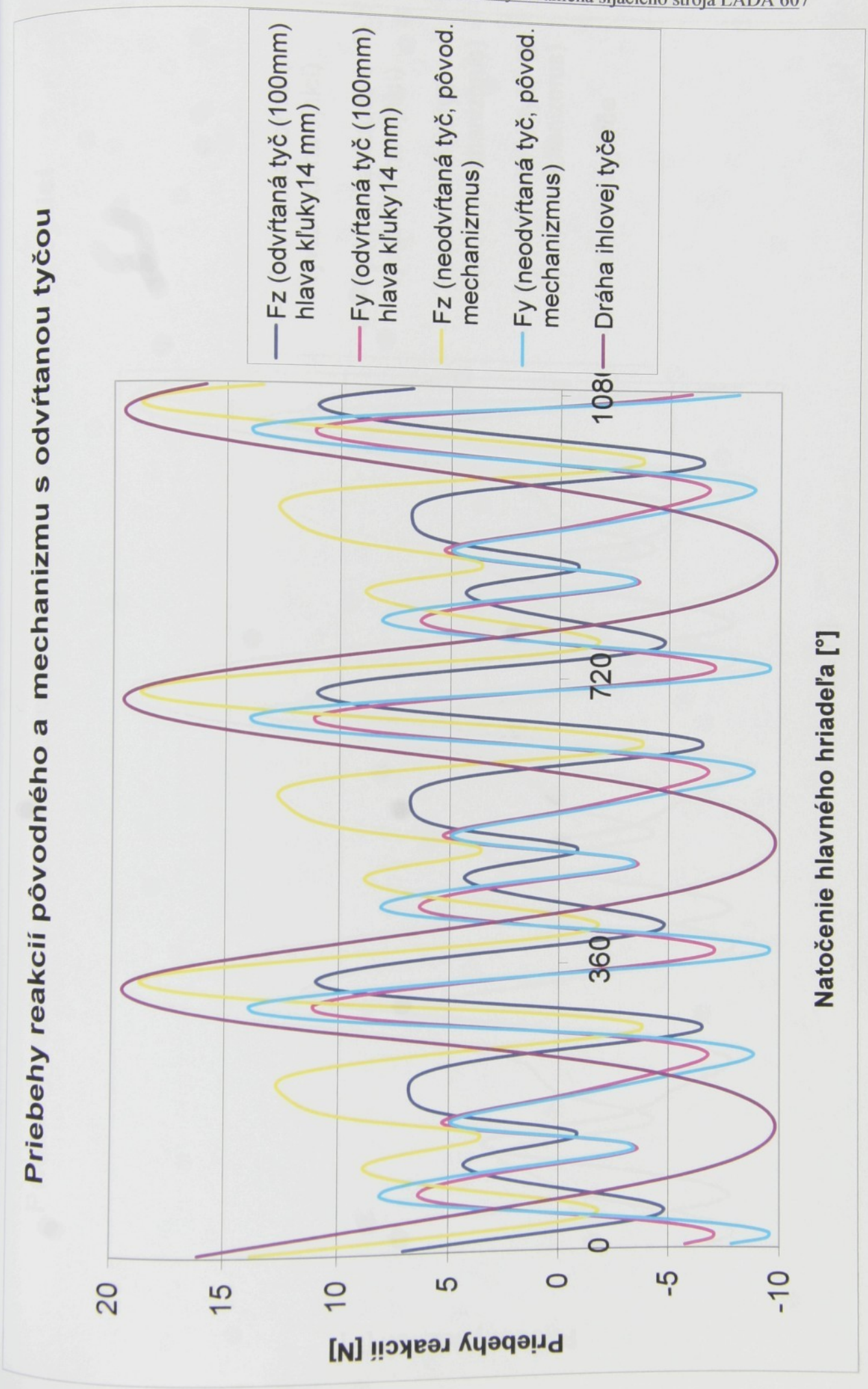


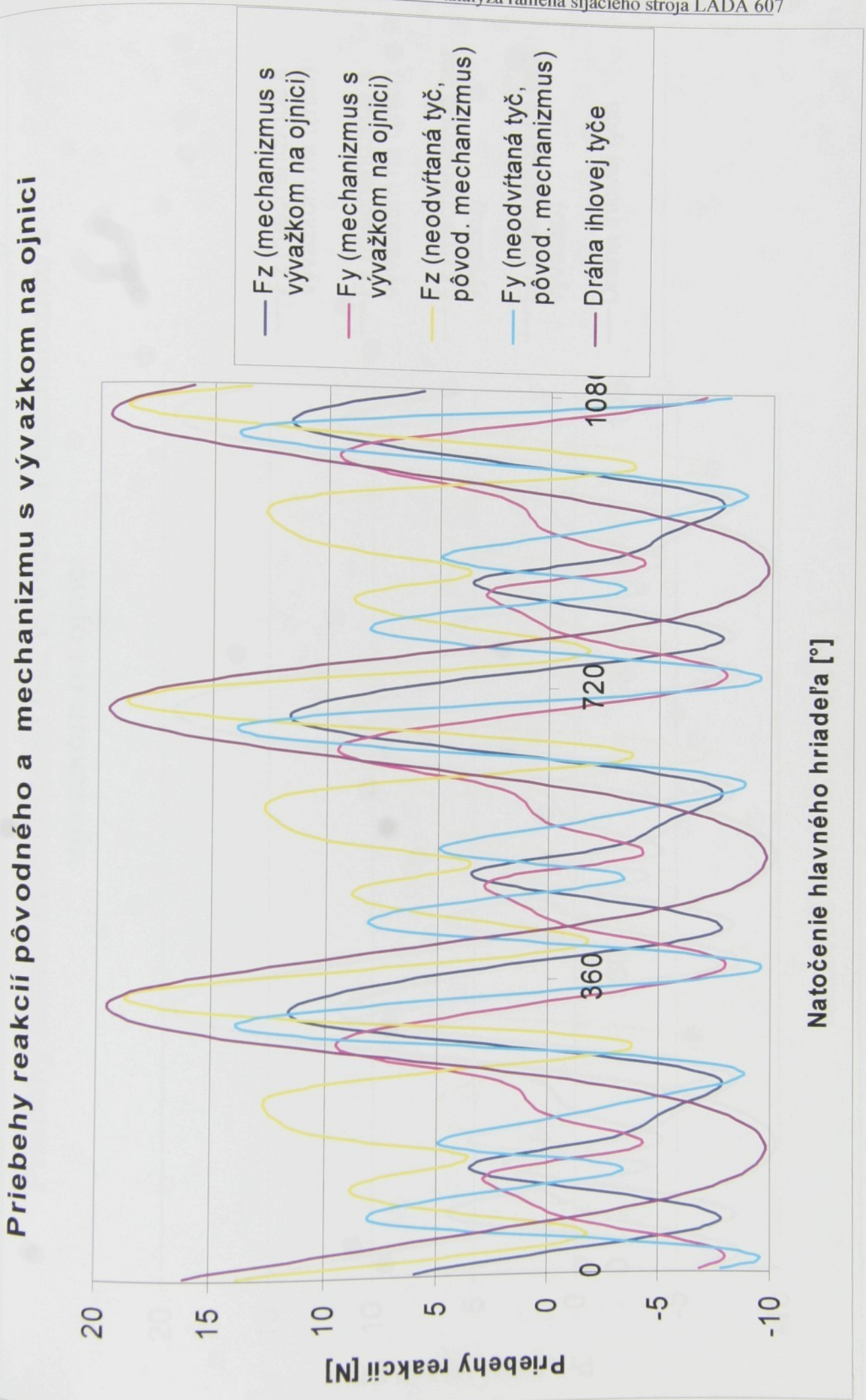
Obr. 2.8. Hlava kľuky optimal. mechanizmus s vývažkom na ojnici, odvŕtaná tyč

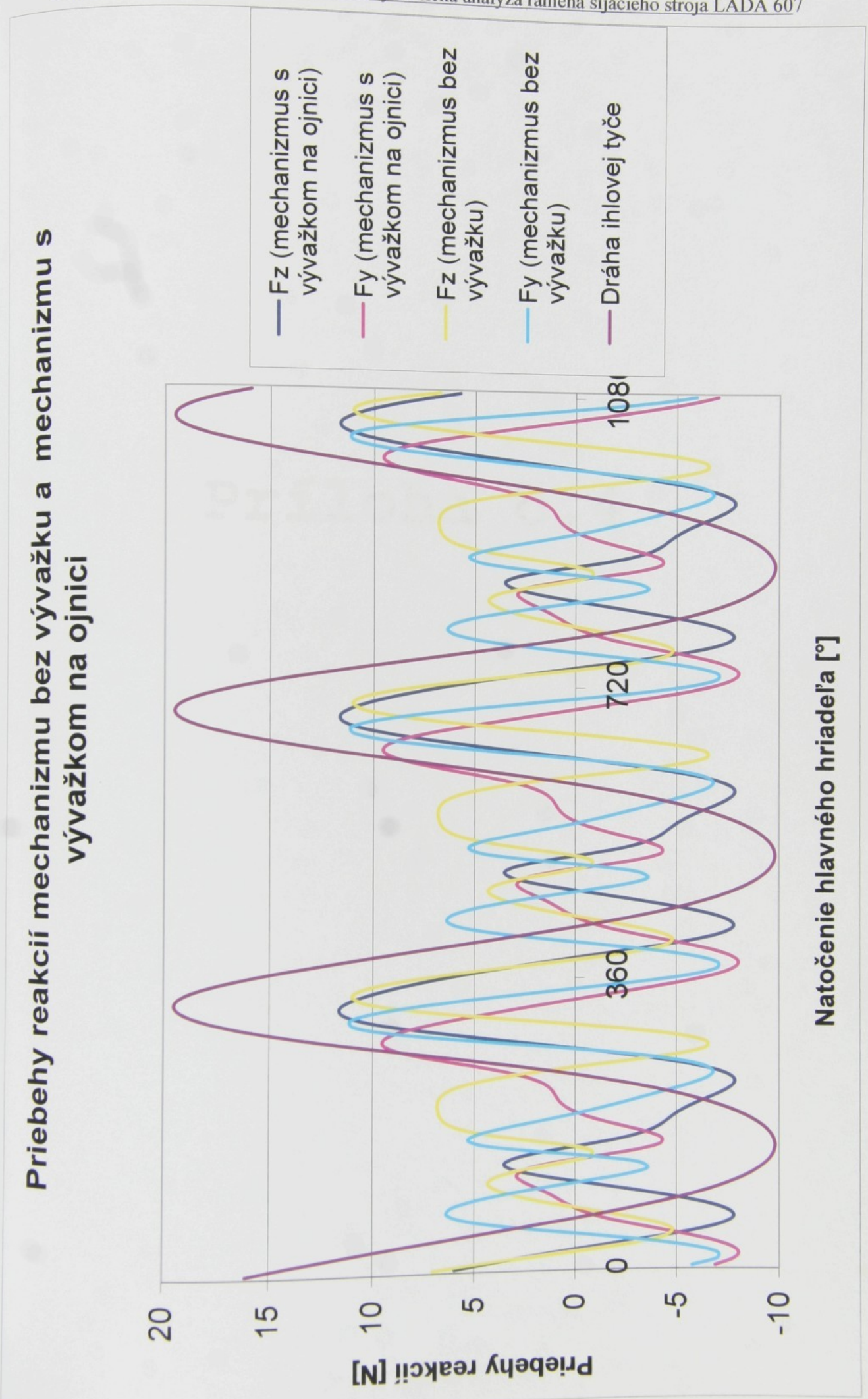
Príloha č.3


Priebehy reakcií Fz v uložení kľuky
Neodvŕtaná pôvodný
Odvŕtaná 60mm hlava 12mm
Odvŕtaná 60mm hlava 14mm
Odvŕtaná 95mm hlava 12mm
Odvŕtaná 95mm hlava 14mm
Odvŕtaná 100mm hlava 14mm
Priebehy reakcií [N]
20
15
10
5
0
-5
-10
0
360
720
1080
Natočenie hlavného hriadeľa [°]


Priebehy reakcií Fy v uložení kľuky
Neodvŕtaná pôvodný
Odvŕtaná 60mm hlava 12mm
Odvŕtaná 60mm hlava 14mm
Odvŕtaná 95mm hlava 12mm
Odvŕtaná 95mm hlava 14mm
Odvŕtaná 100mm hlava 14mm
15
10
5
0
-5
-10
0
360
720
1080
Priebehy reakcií [N]
Natočenie hlavného hriadeľa [°]

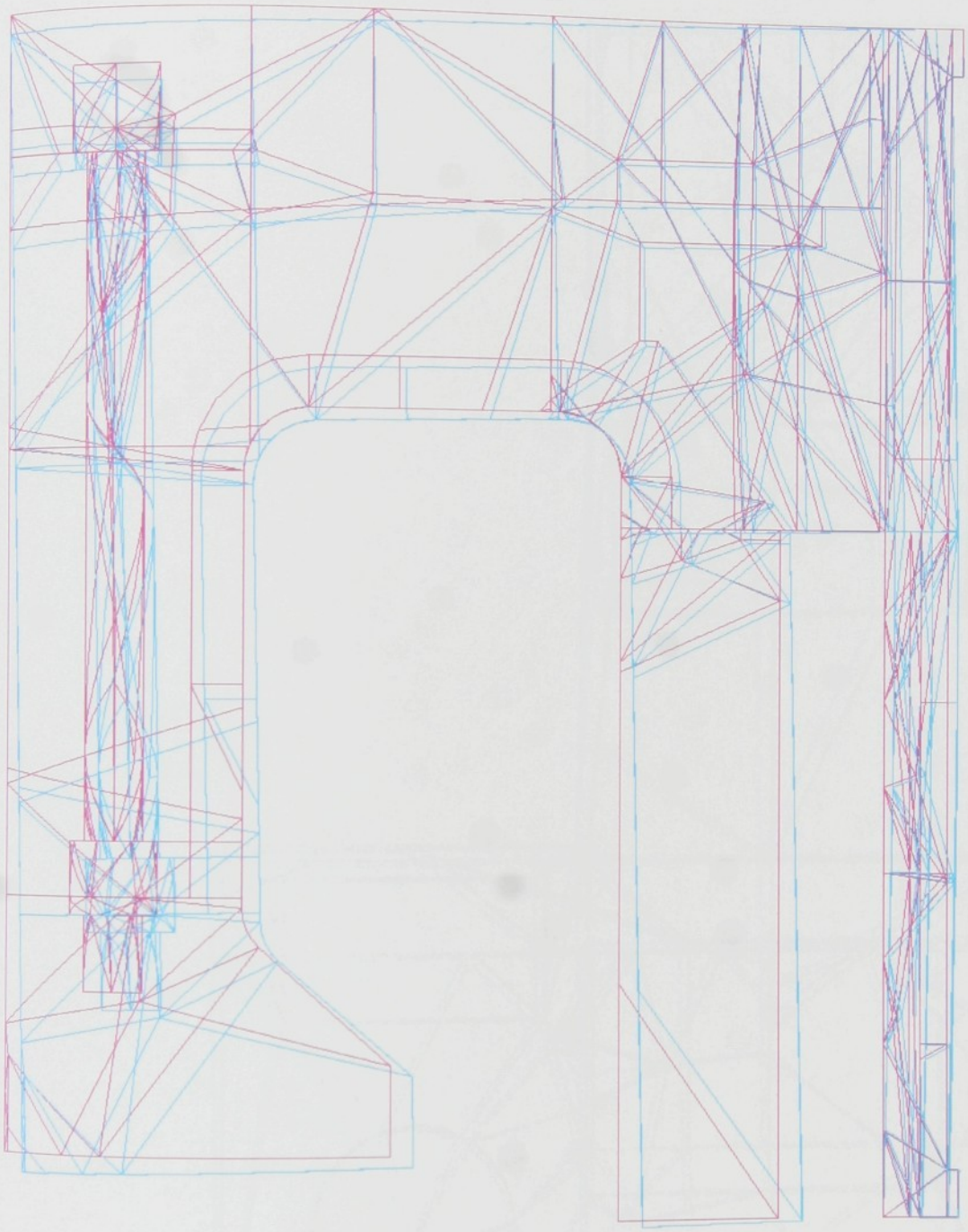

Priebehy reakcií pôvodného a mechanizmu s odvŕtanou tyčou
Fz (odvŕtaná tyč (100mm) hlava kľuky14 mm)
Fy (odvŕtaná tyč (100mm) hlava kľuky14 mm)
Fz (neodvŕtaná tyč, pôvod. mechanizmus)
Fy (neodvŕtaná tyč, pôvod. mechanizmus)
Dráha ihlovej tyče
Priebehy reakcií [N]
20
15
10
5
0
-5
-10
0
360
720
1080
Natočenie hlavného hriadeľa [°]


Priebehy reakcií pôvodného a mechanizmu s vývažkom na ojnici
Fz (mechanizmus s vývažkom na ojnici)
Fy (mechanizmus s vývažkom na ojnici)
Fz (neodvŕtaná tyč, pôvod. mechanizmus)
Fy (neodvŕtaná tyč, pôvod. mechanizmus)
Dráha ihlovej tyče
Priebehy reakcií [N]
20
15
10
5
0
-5
-10
0
360
720
1080
Natočenie hlavného hriadeľa [°]

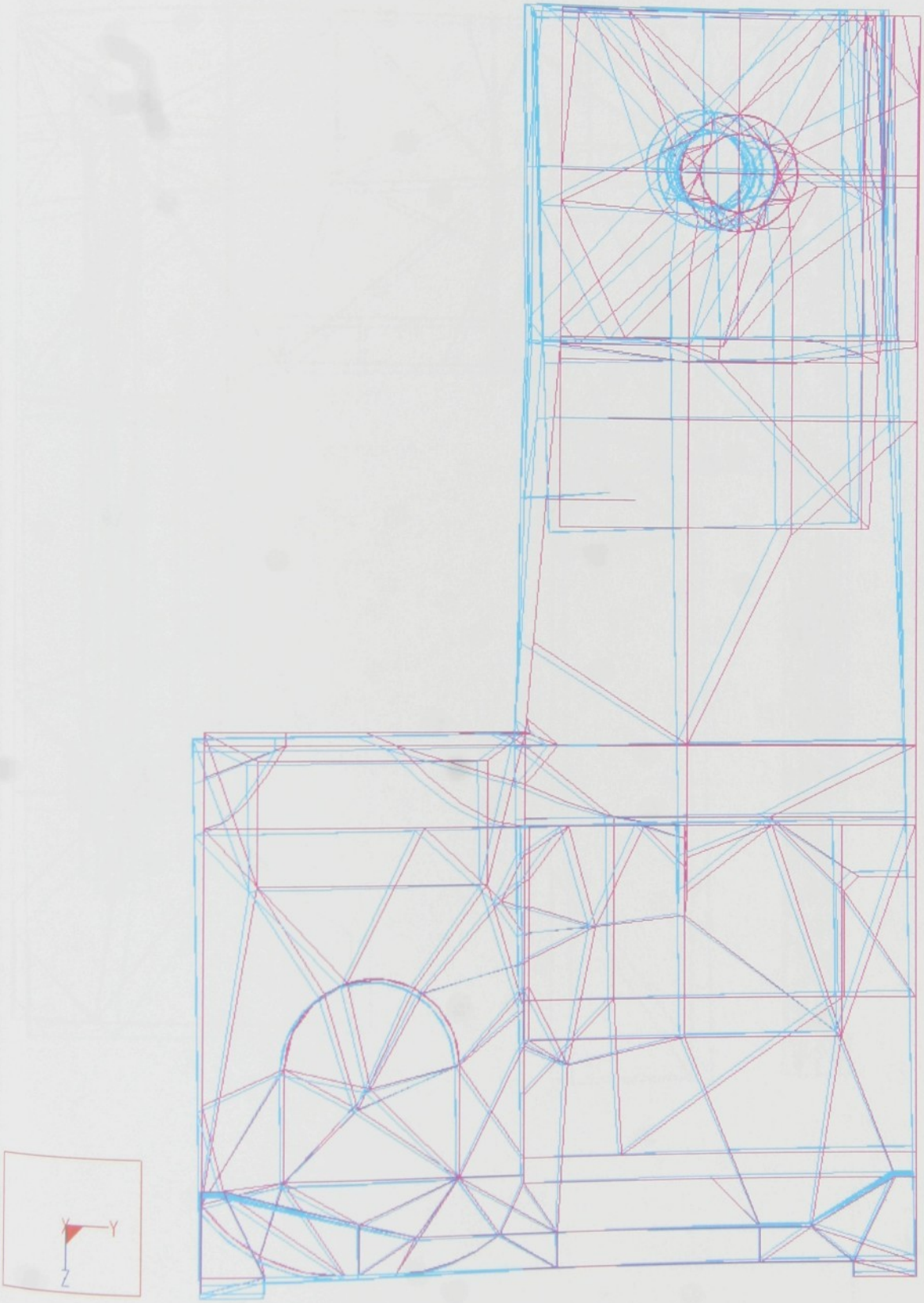

Priebehy reakcií mechanizmu bez vývažku a mechanizmu s vývažkom na ojnici
Fz (mechanizmus s vývažkom na ojnici)
Fy (mechanizmus s vývažkom na ojnici)
Fz (mechanizmus bez vývažku)
Fy (mechanizmus bez vývažku)
Dráha ihlovej tyče
Priebehy reakcií [N]
20
15
10
5
0
-5
-10
0
360
720
1080
Natočenie hlavného hriadeľa [°]

Príloha č.4

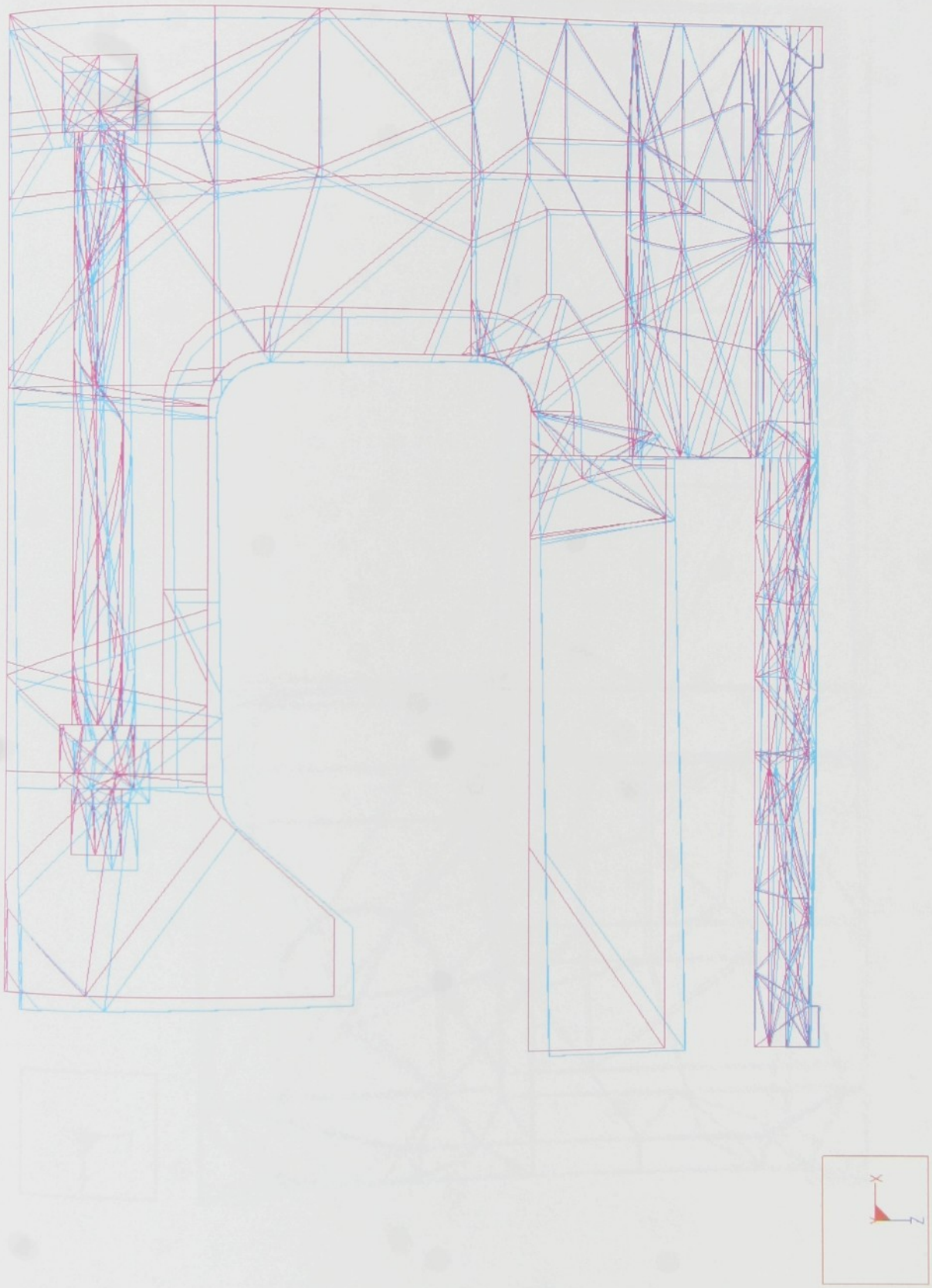
1. vlastný tvar pôvodného ramena (56,9 Hz)



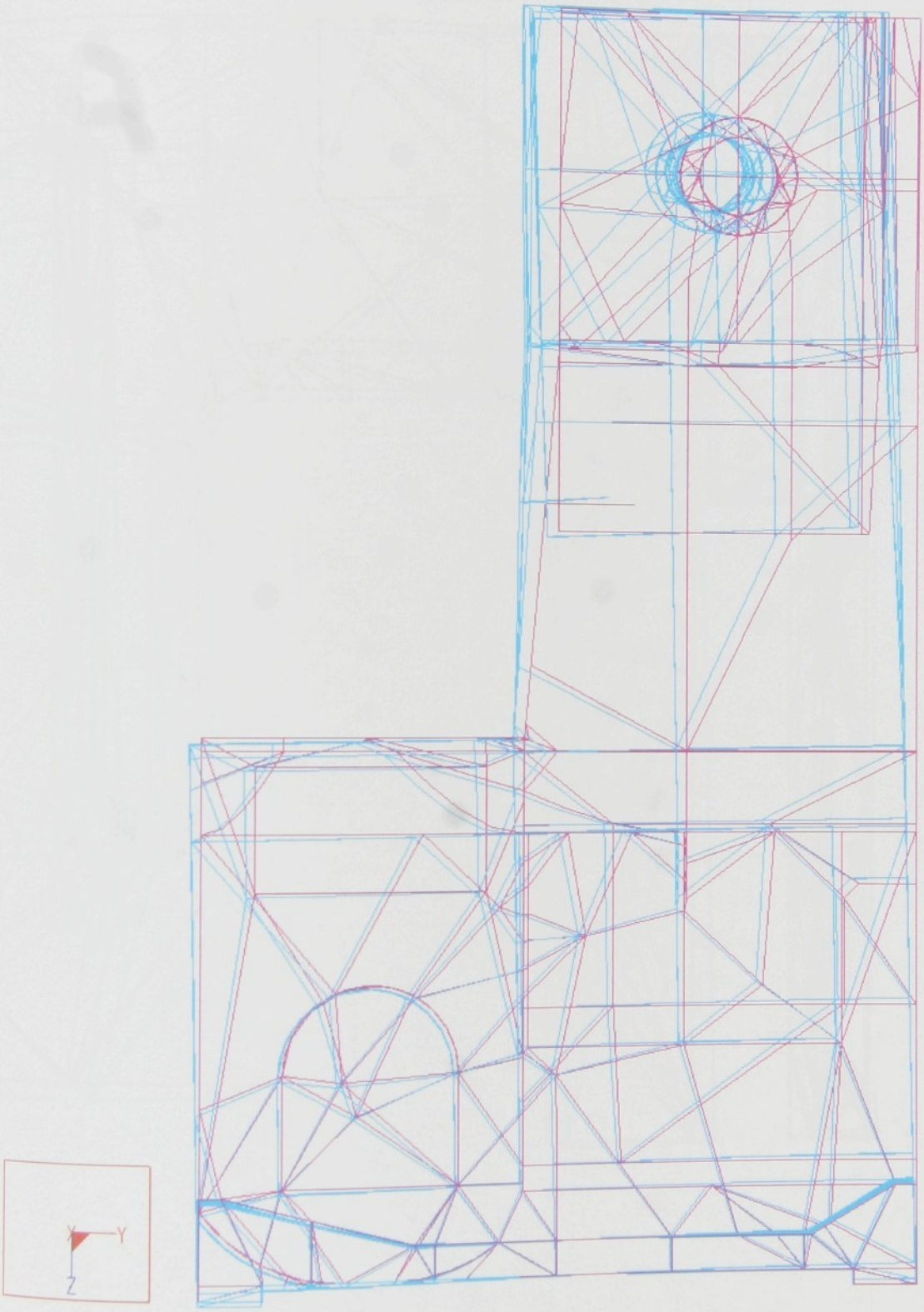
2. vlastný tvar pôvodného ramena (107,8 Hz)



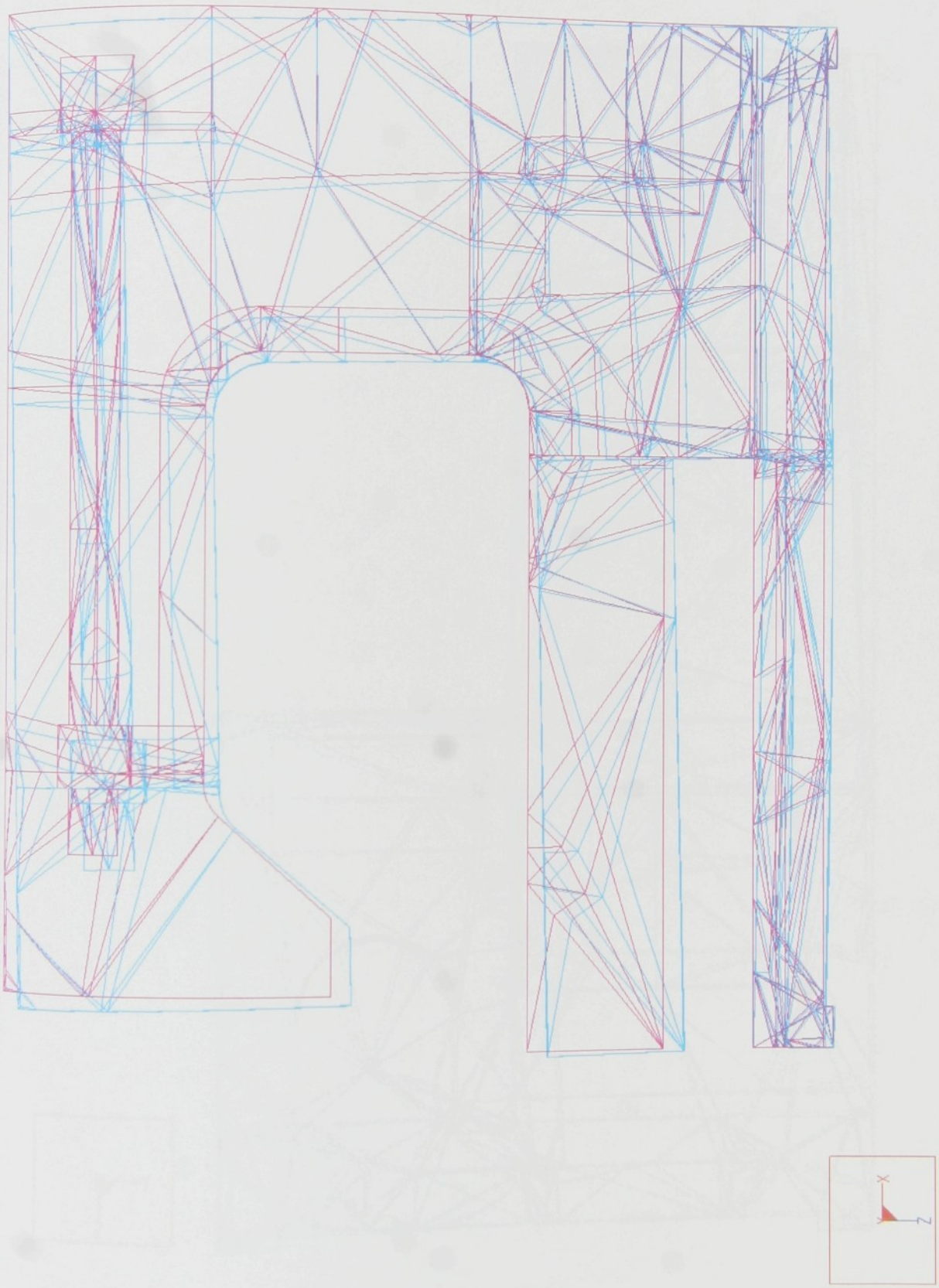
1. vlastný tvar ramena so zvýšeným počtom pozdĺžnych rebier (60,6 Hz)



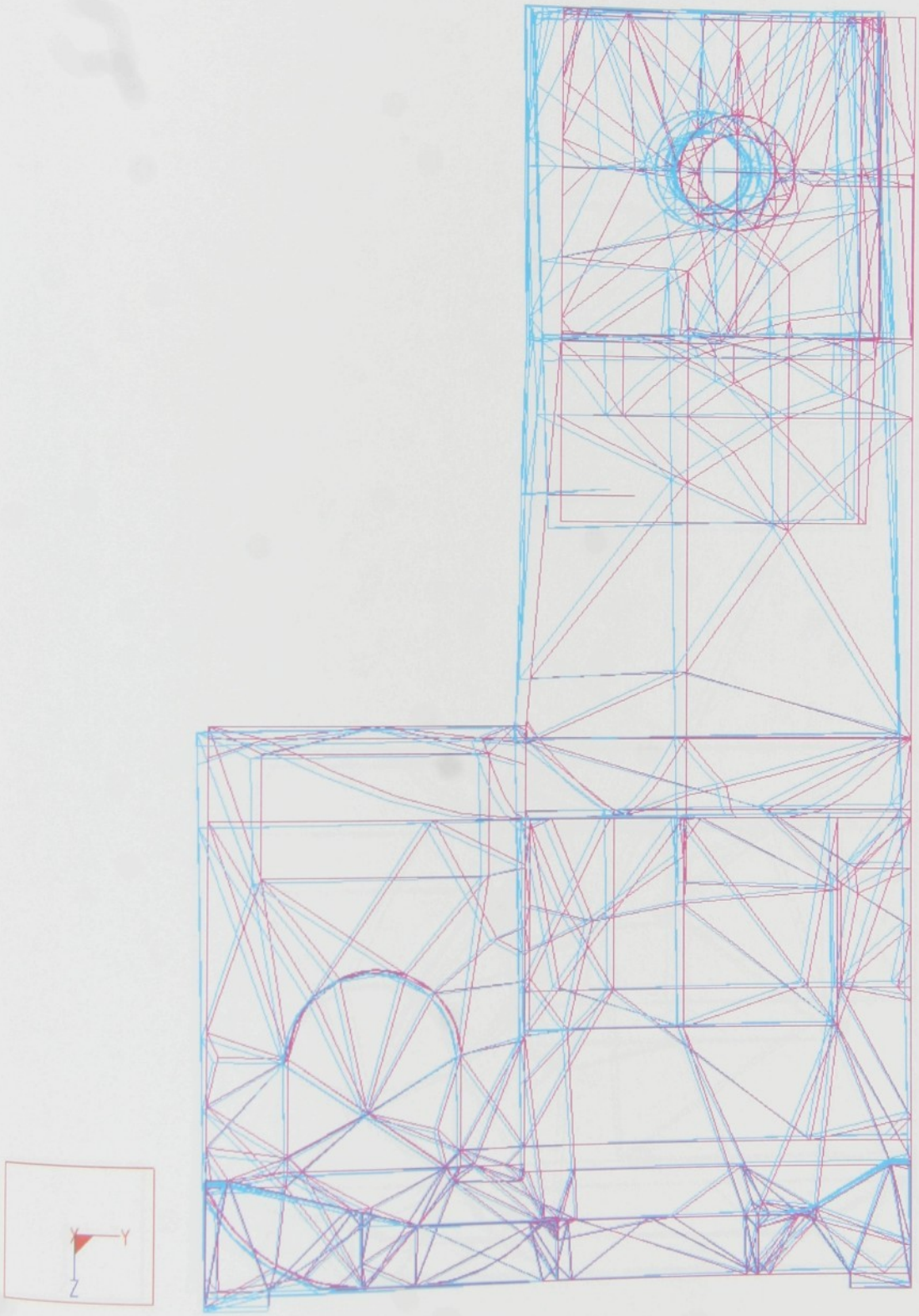
2. vlastný tvar ramena so zvýšeným počtom pozdĺžnych rebier (112,7 Hz)



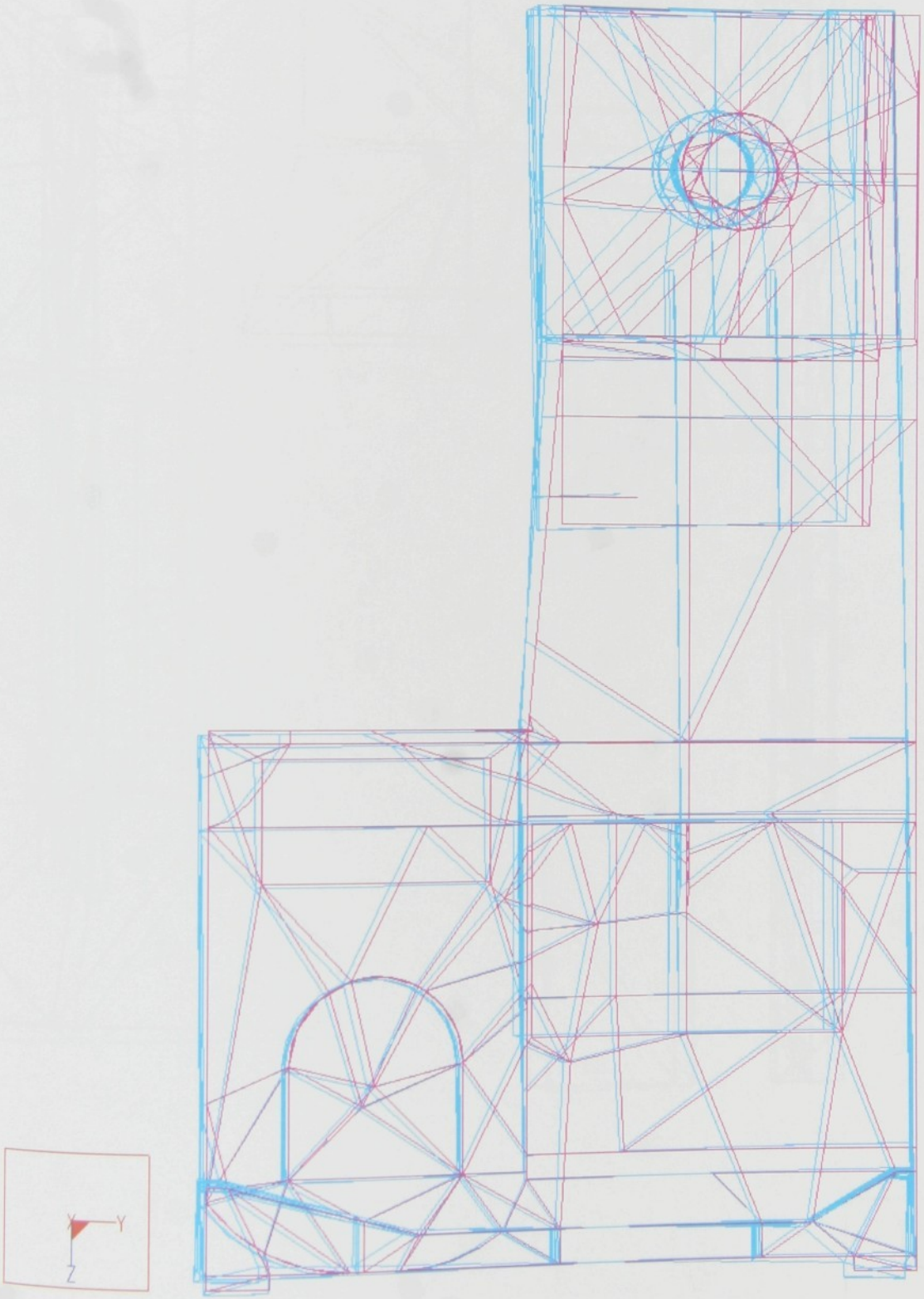
1. vlastný tvar ramena so zvýšením výšky pozdĺžnych rebier (76,6 Hz)



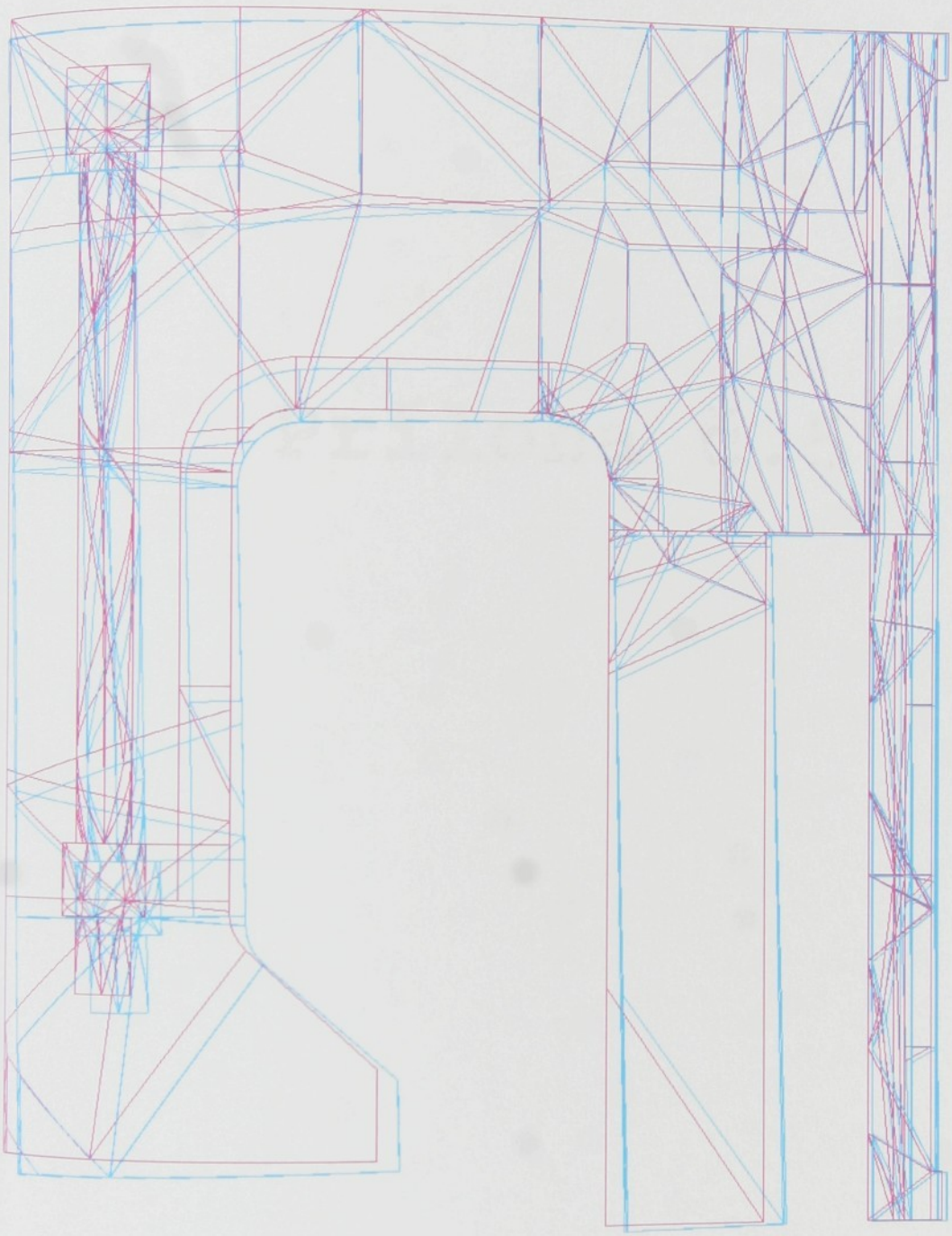
2. vlastný tvar ramena so zvýšením výšky pozdĺžnych rebier (113,4 Hz)



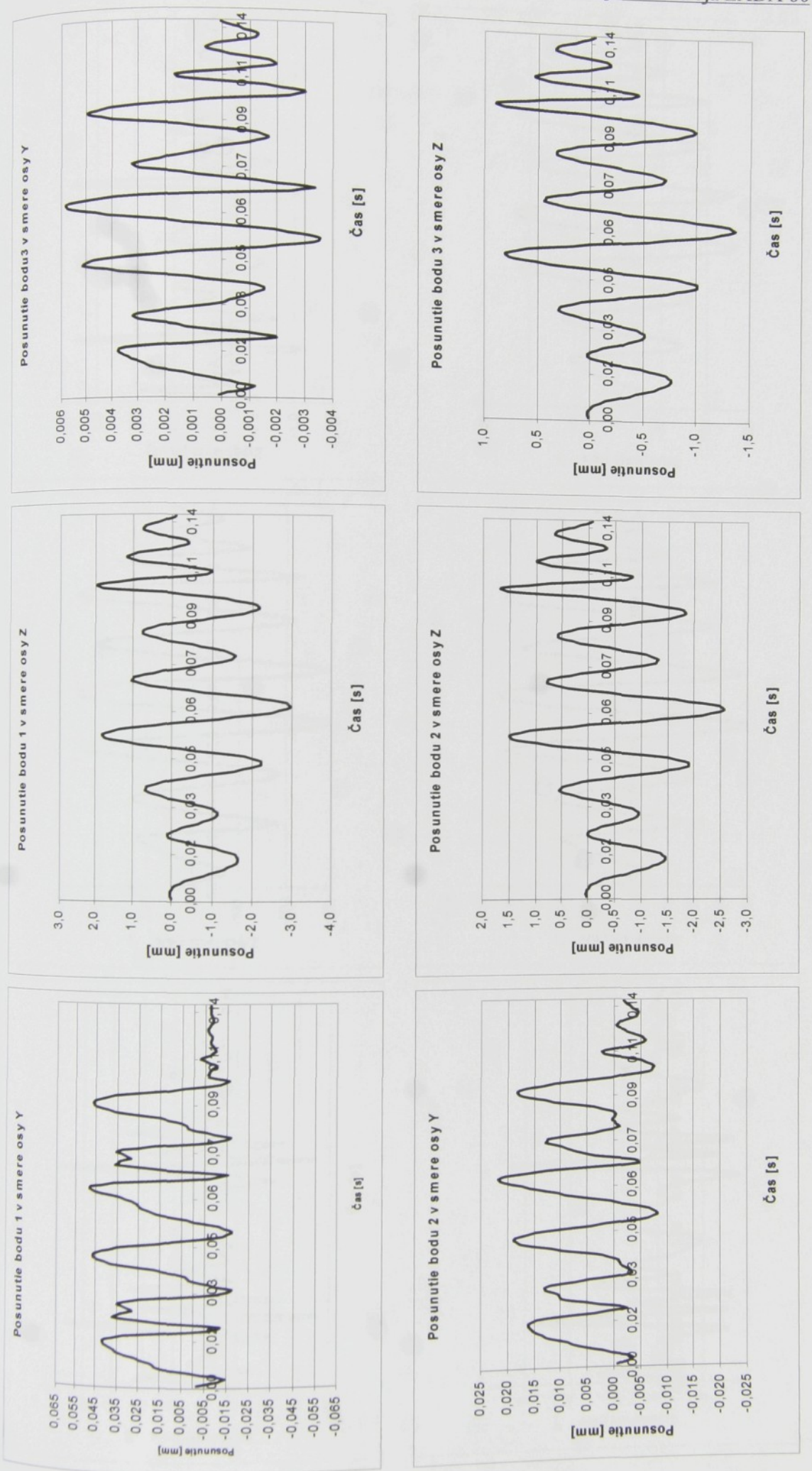
1. vlastný tvar ramena s posunutými úložnými bodmi (118,9 Hz)



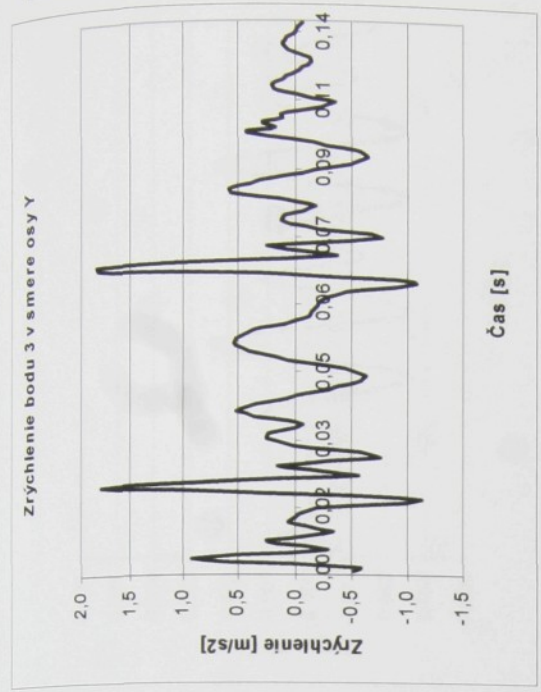
2. vlastný tvar ramena s posunutými úložnými bodmi (142,5 Hz)

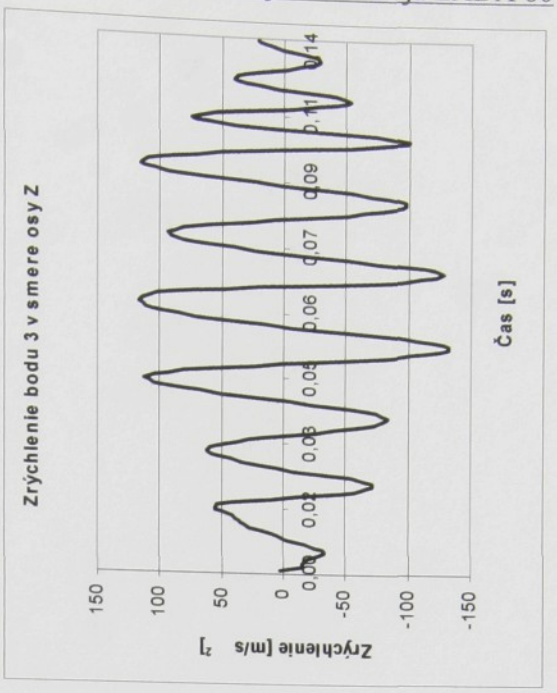


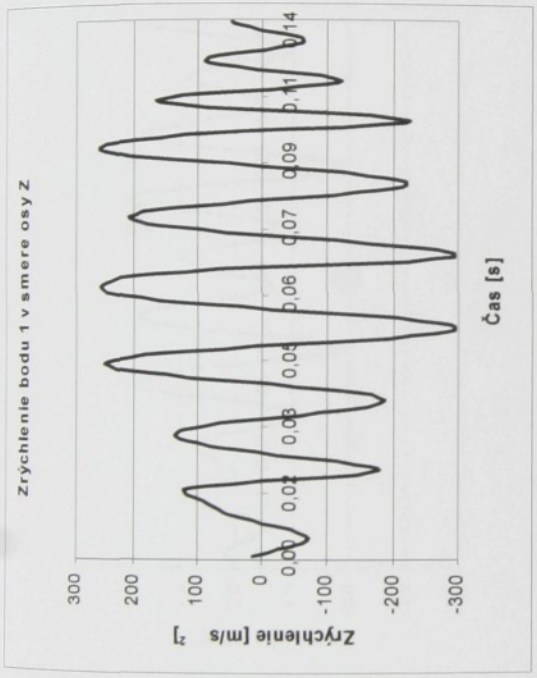
Príloha č.5

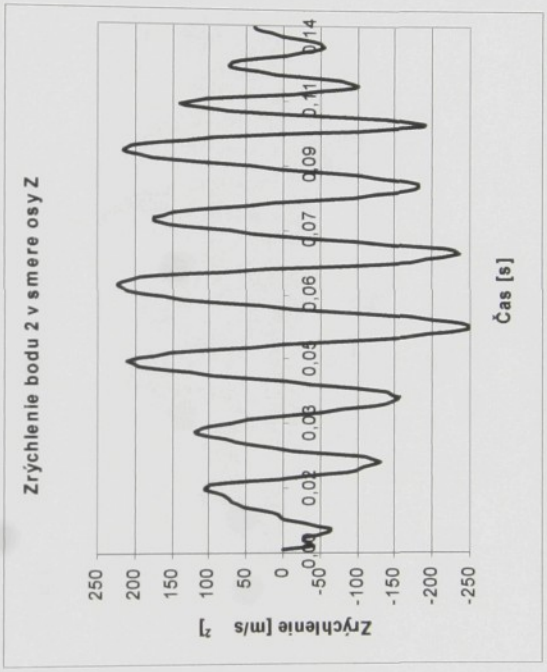


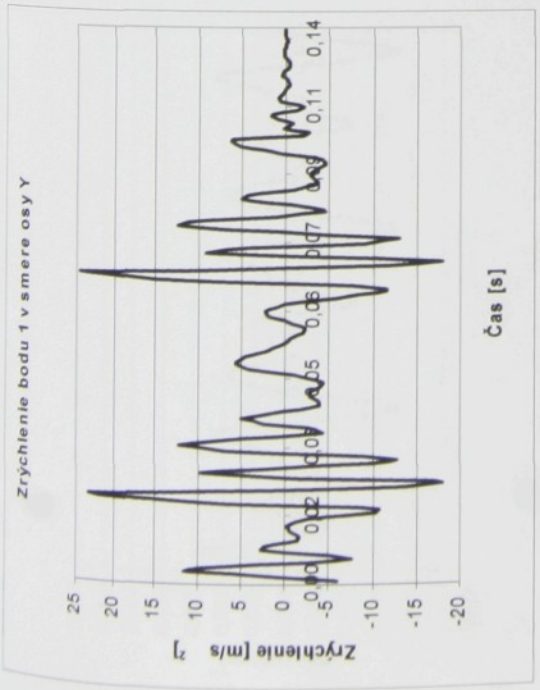
Posunutie bodov pôvodného ramena s pôvodným mechanizmom.

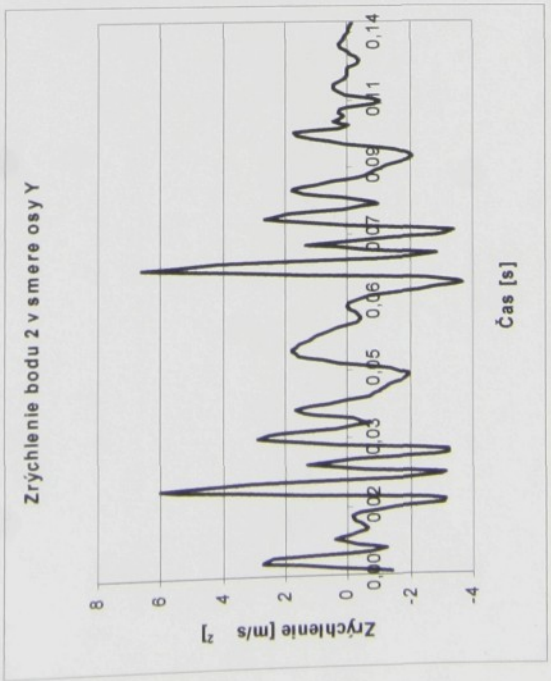




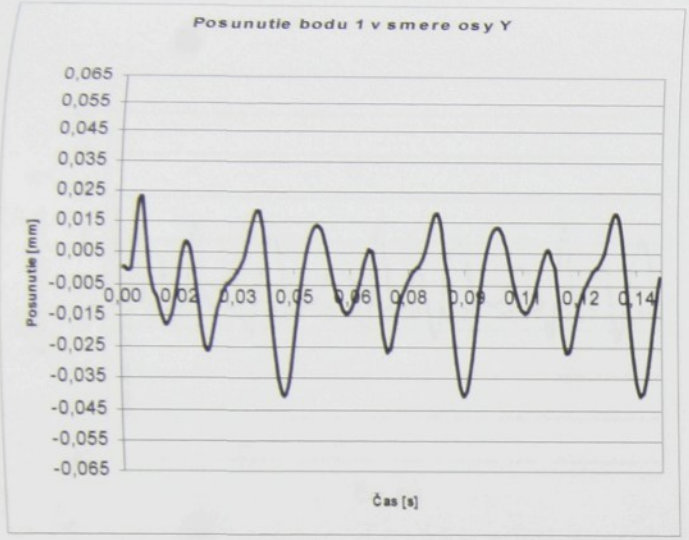


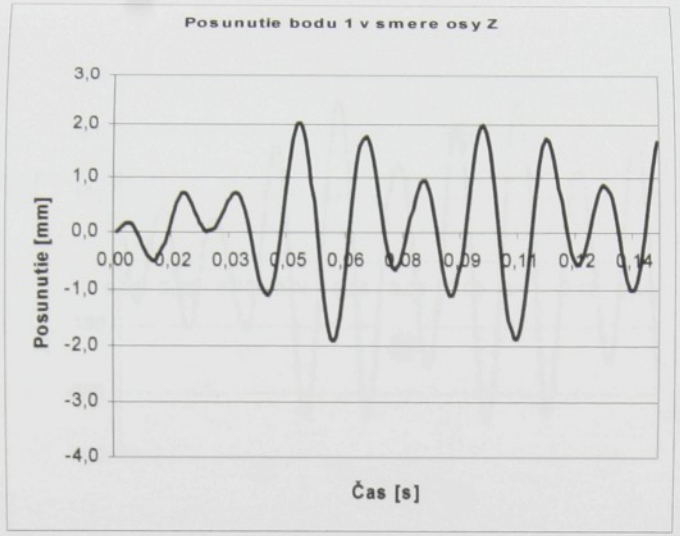


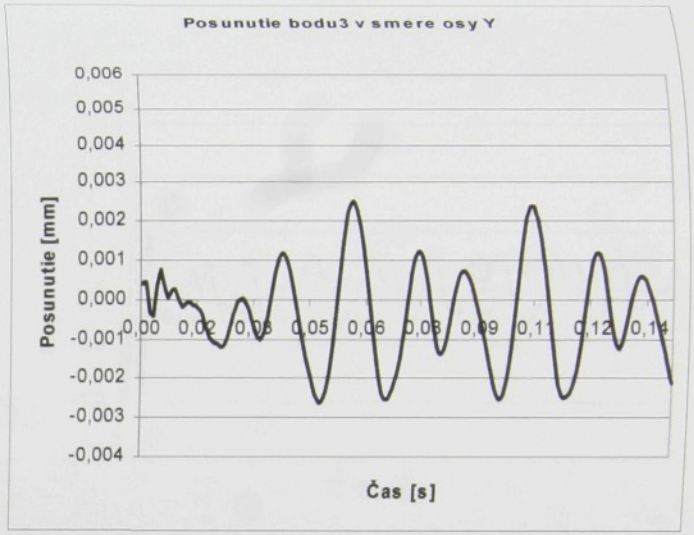


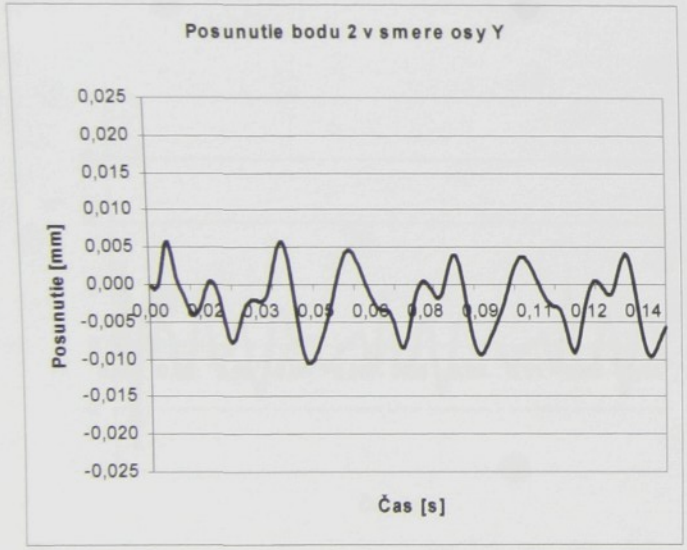


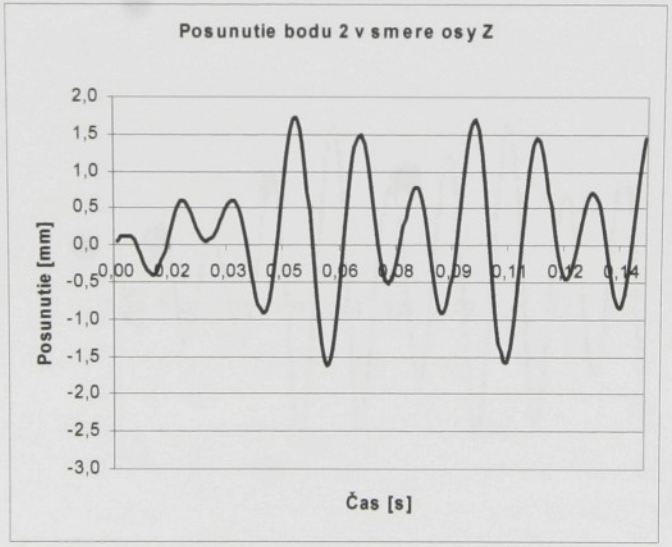
Zrýchlenie bodov pôvodného ramena s pôvodným mechanizmom

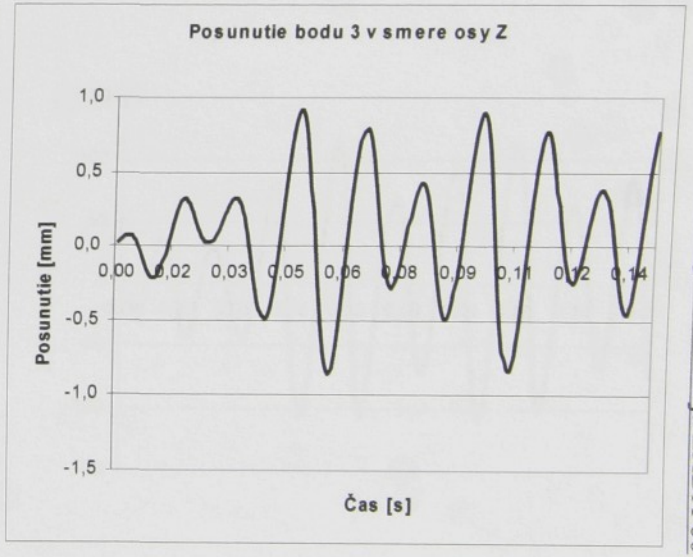




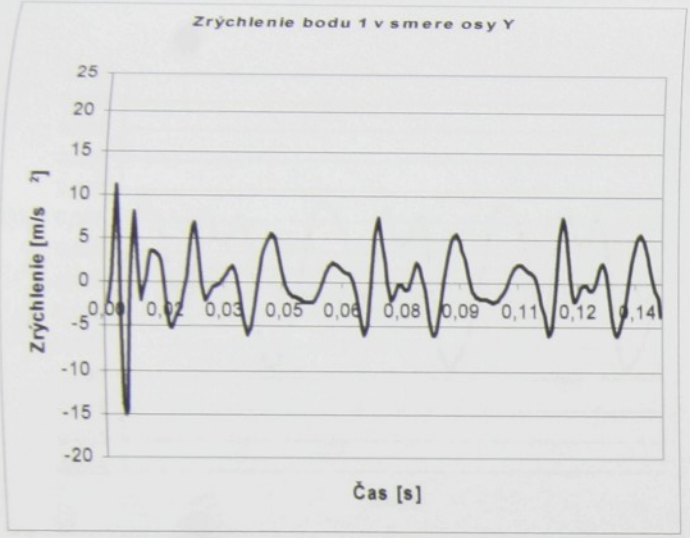


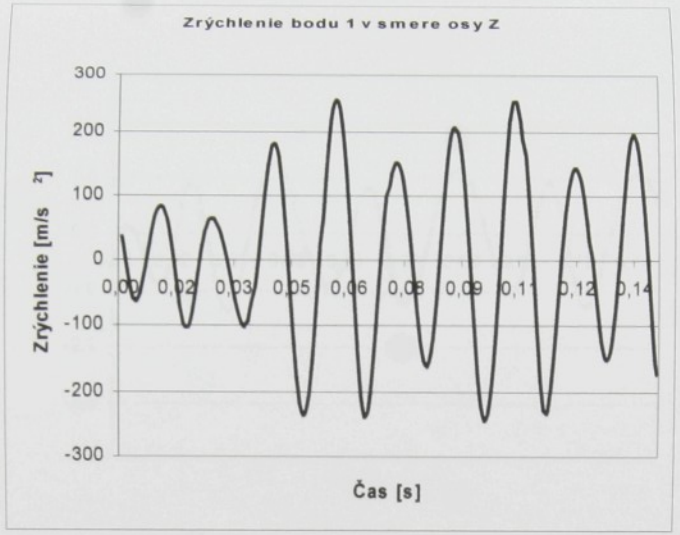


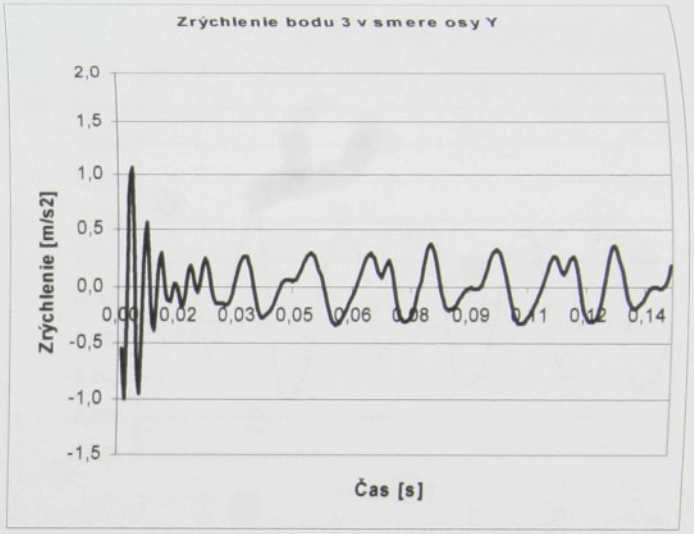


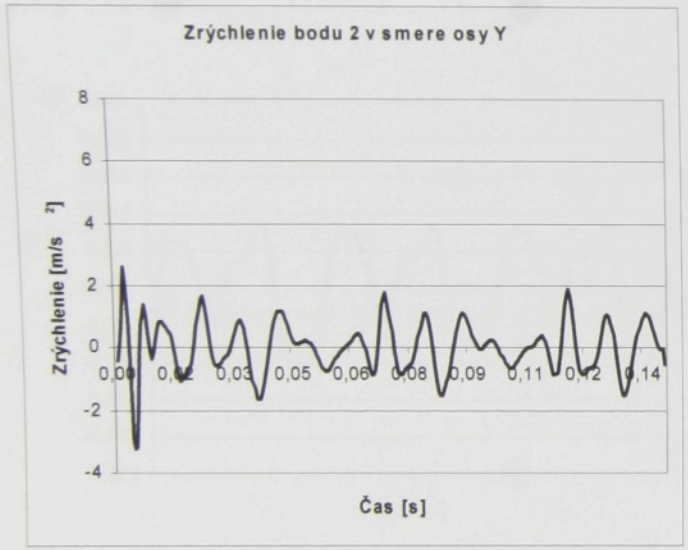


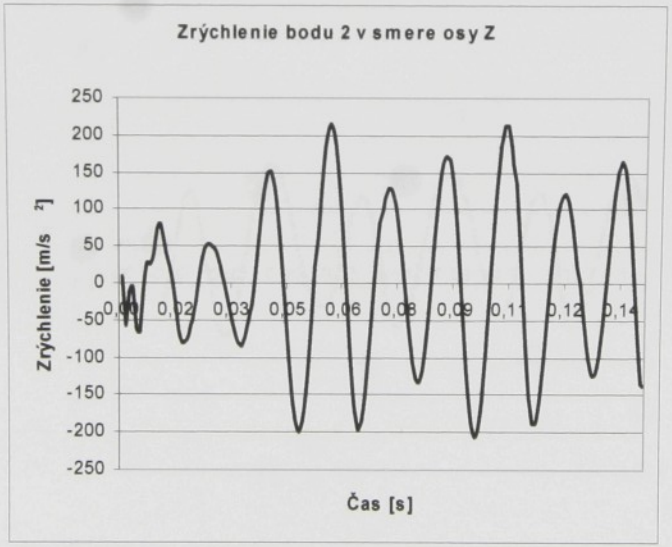
Posunutie bodov pôvodného ramena s optimalizovaným mechanizmom bez vývažku na ojnici.

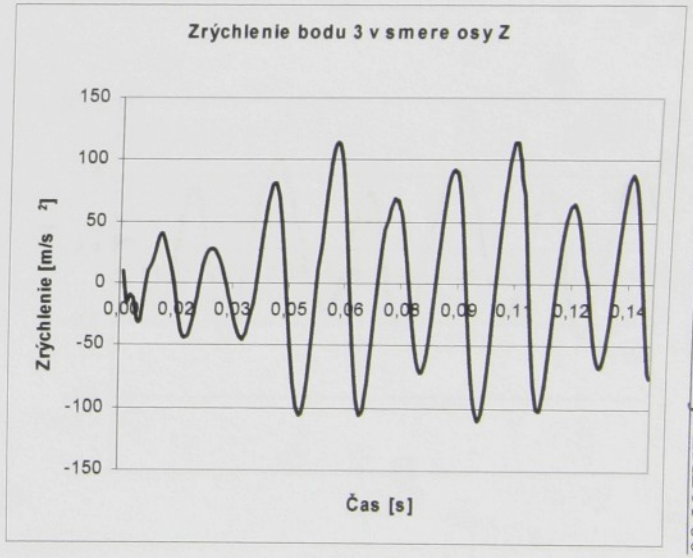




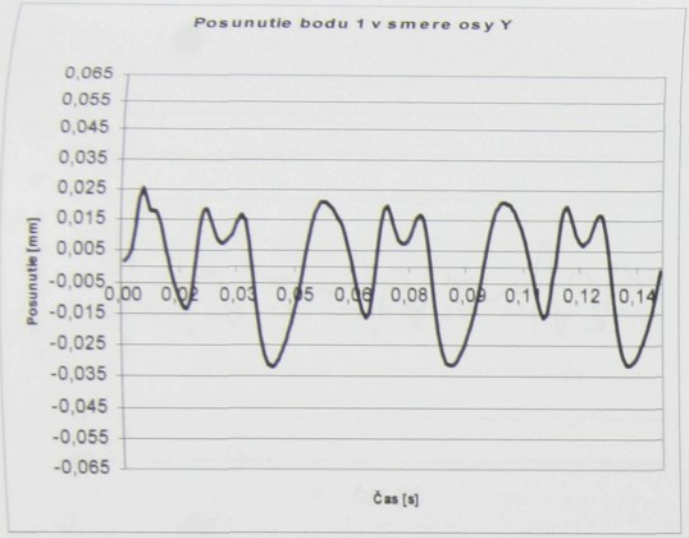


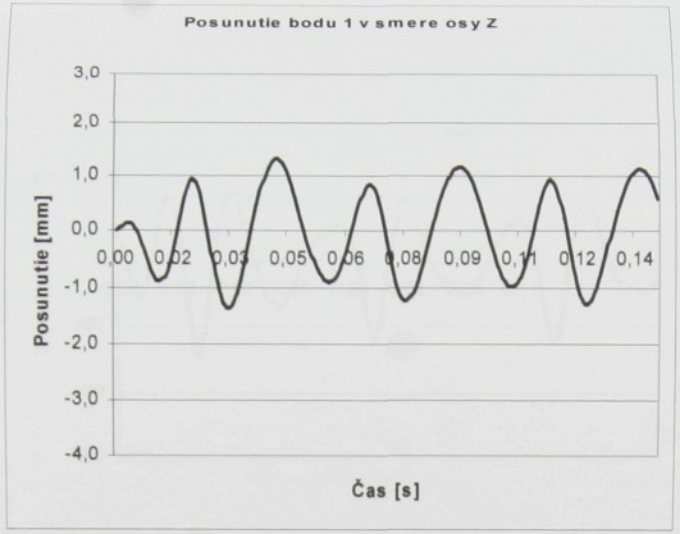


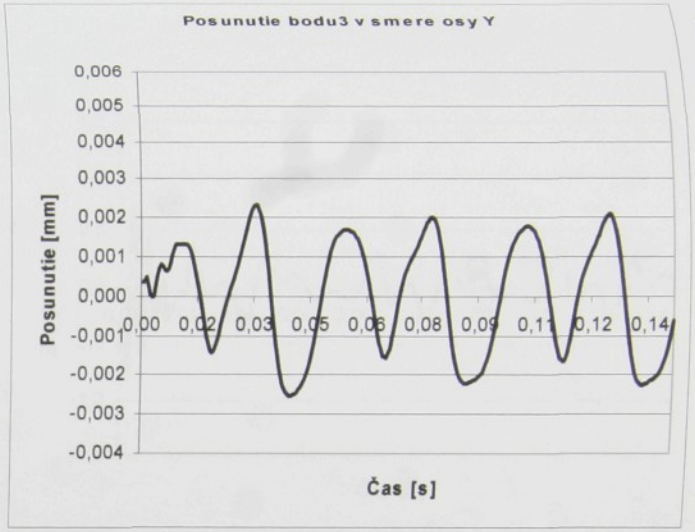


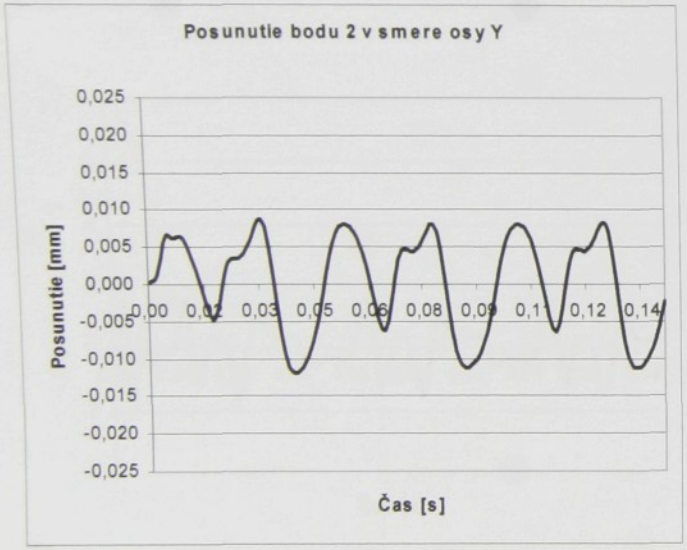


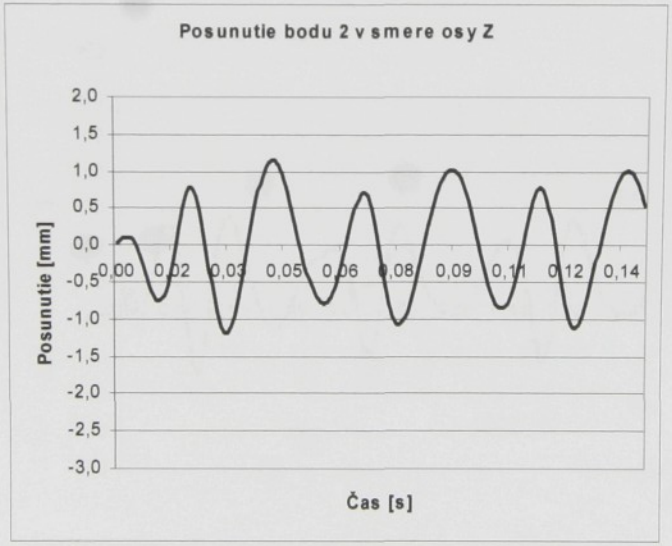
Zrýchlenie bodov pôvodného ramena s optimalizovaným mechanizmom bez vývažku na ojnici.

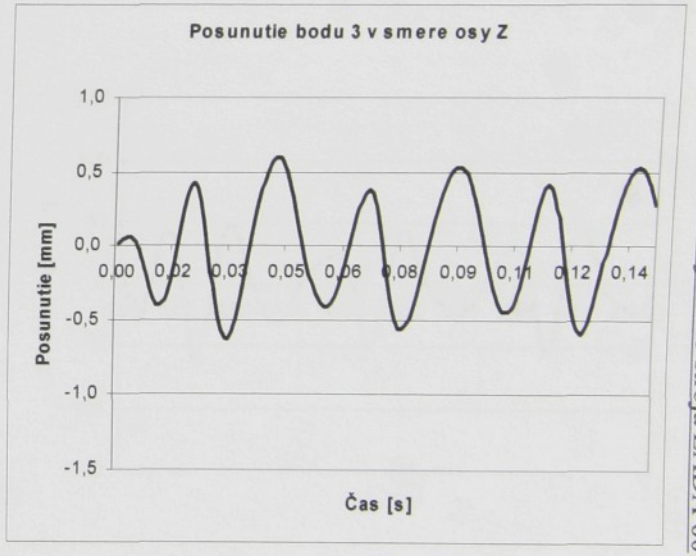




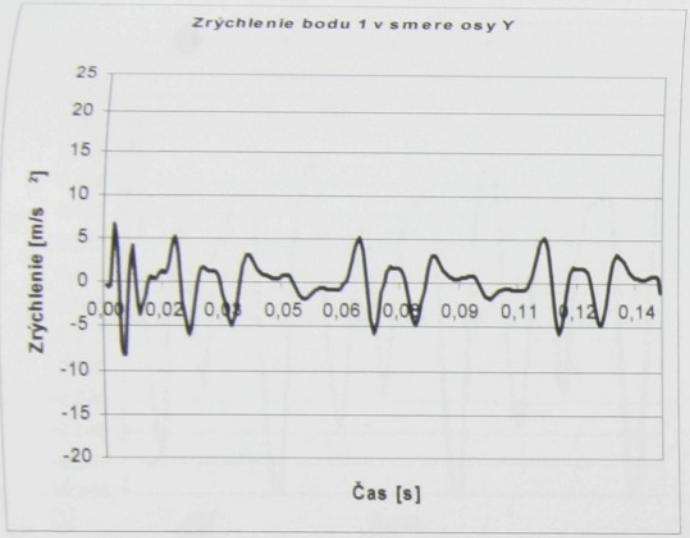


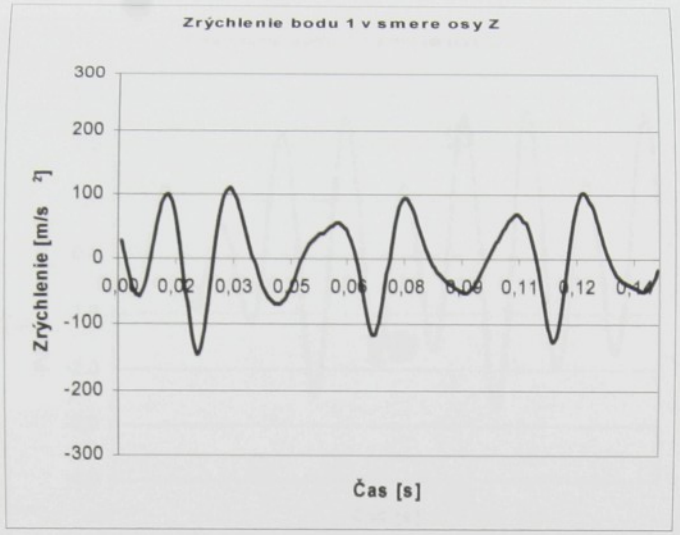


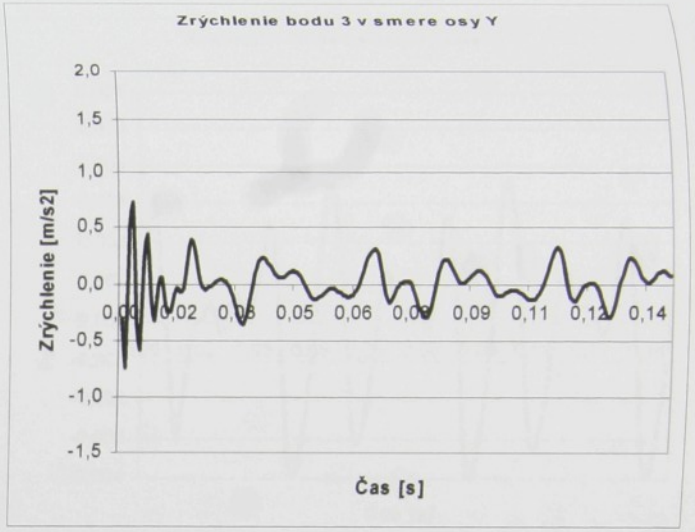


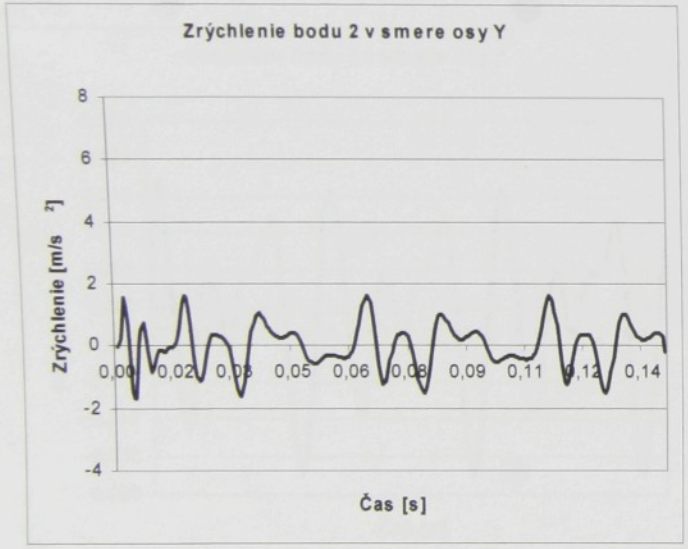


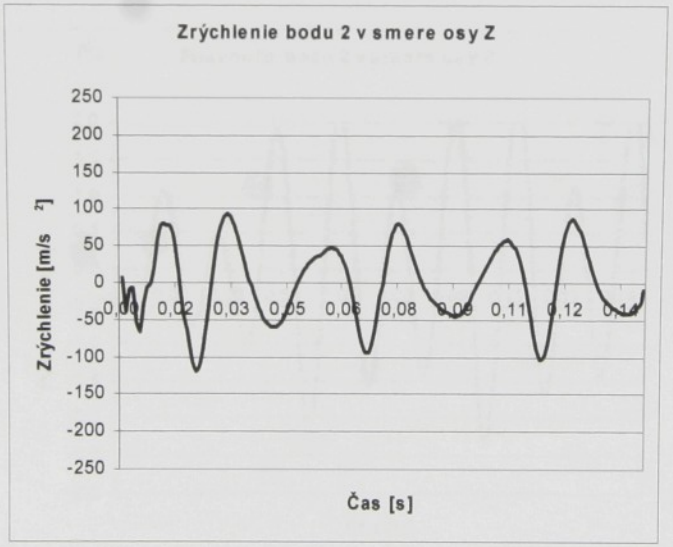
Posunutie bodov pôvodného ramena s optimalizovaným mechanizmom s vývažkom na ojnici.

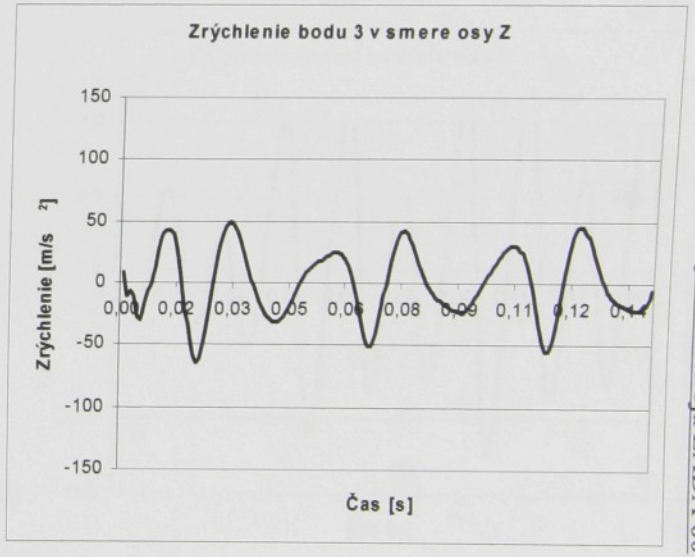




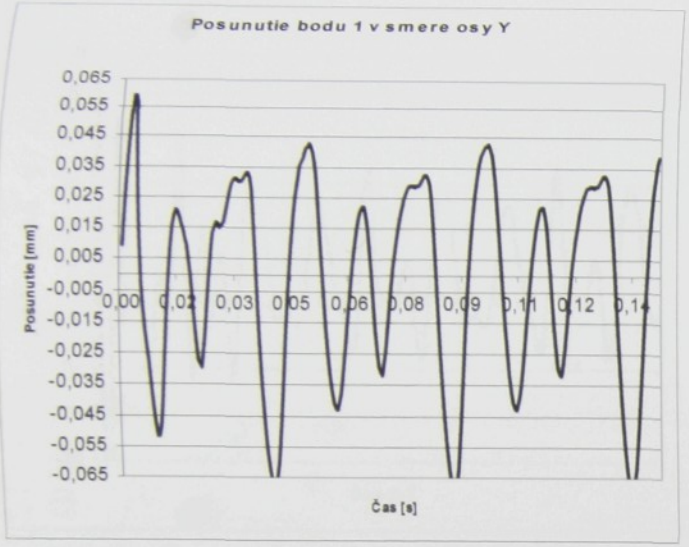


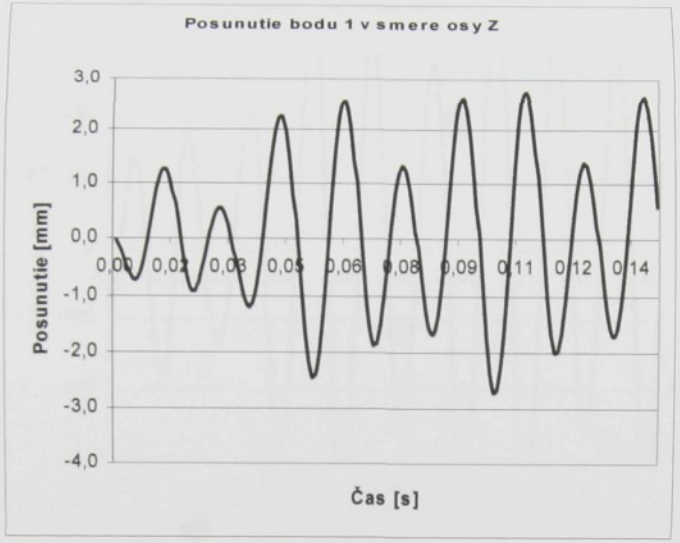


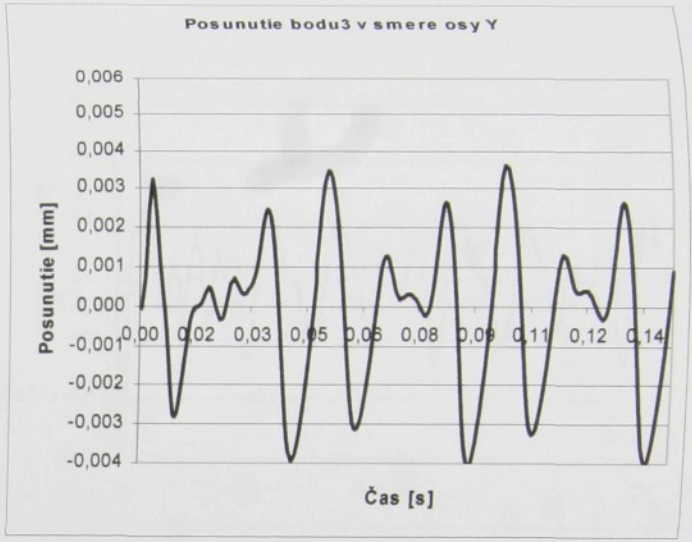


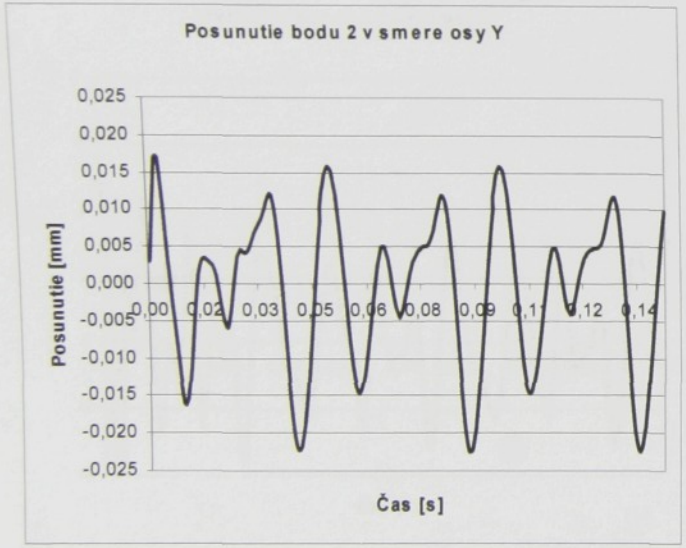


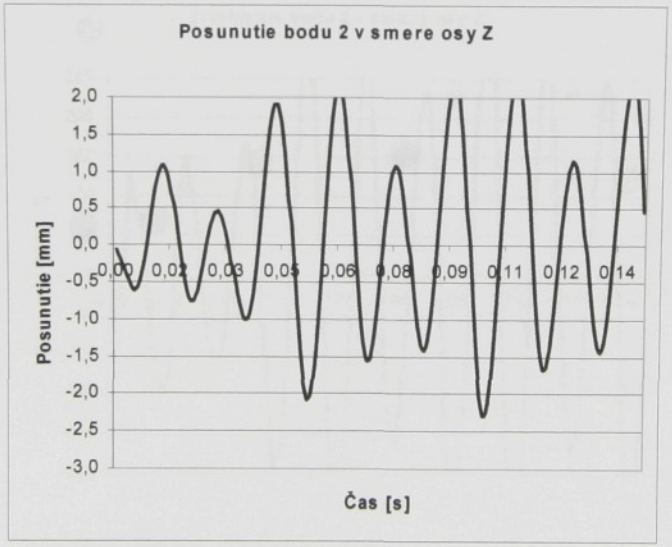
Zrýchlenie bodov pôvodného ramena s optimalizovaným mechanizmom s vývažkom na ojnici.

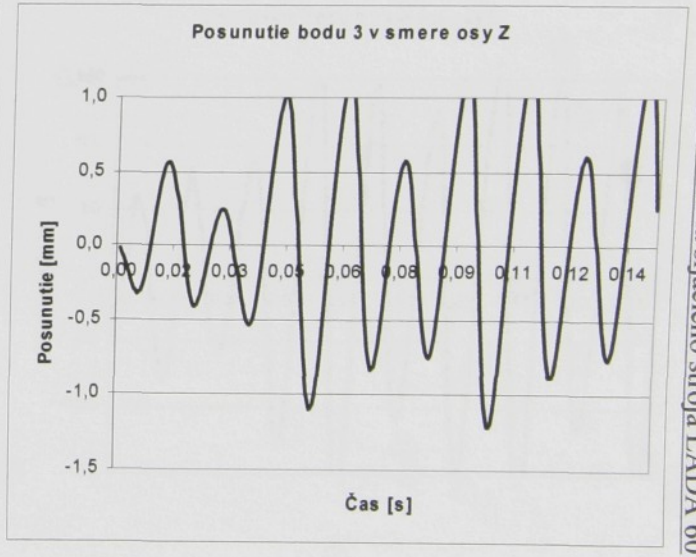




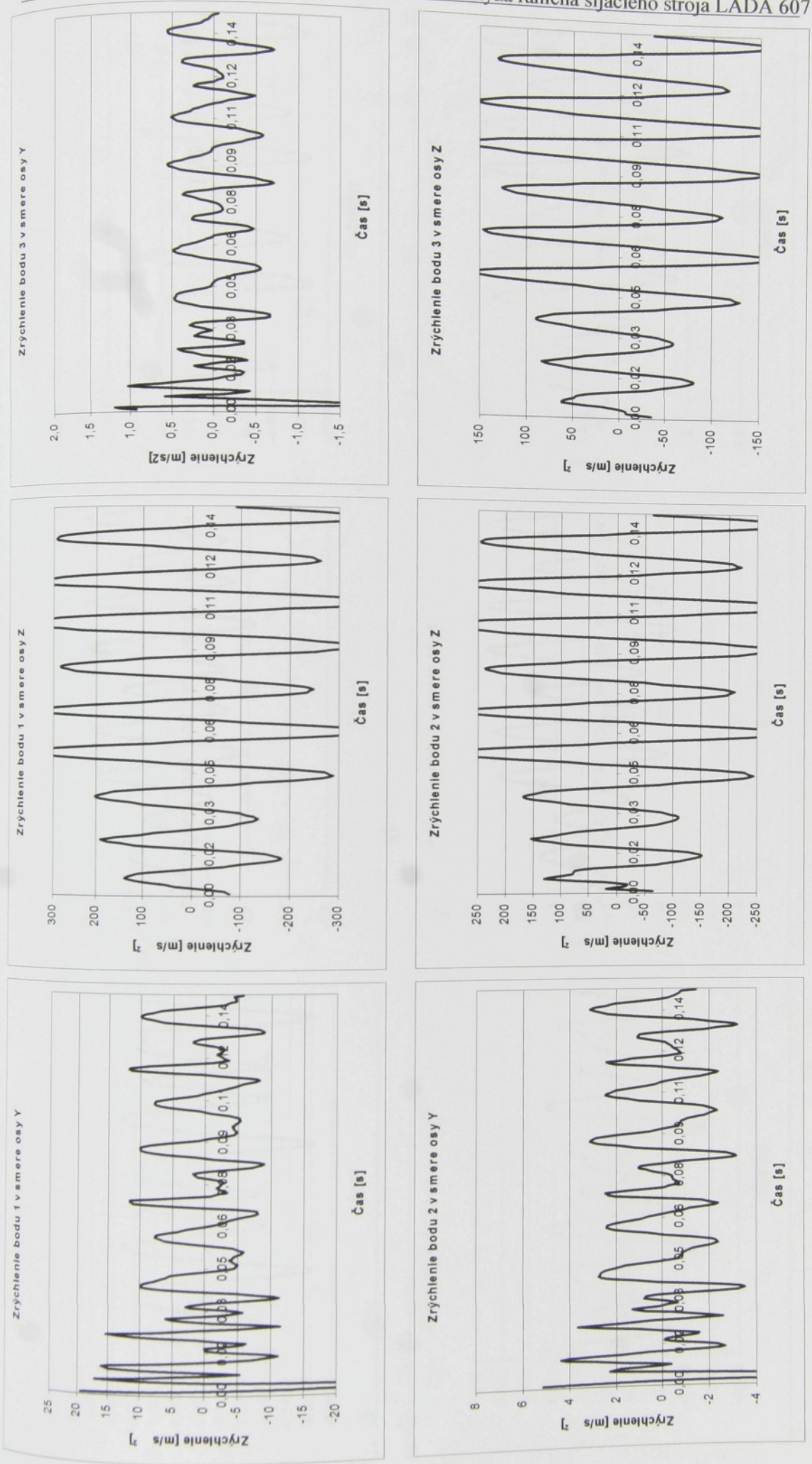




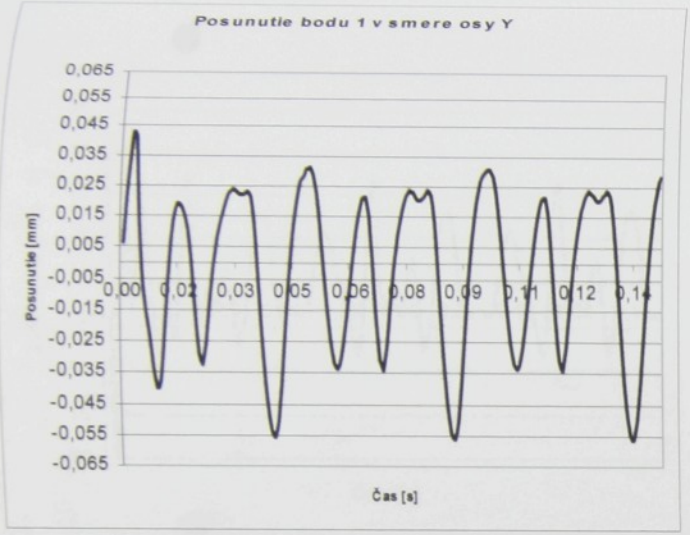


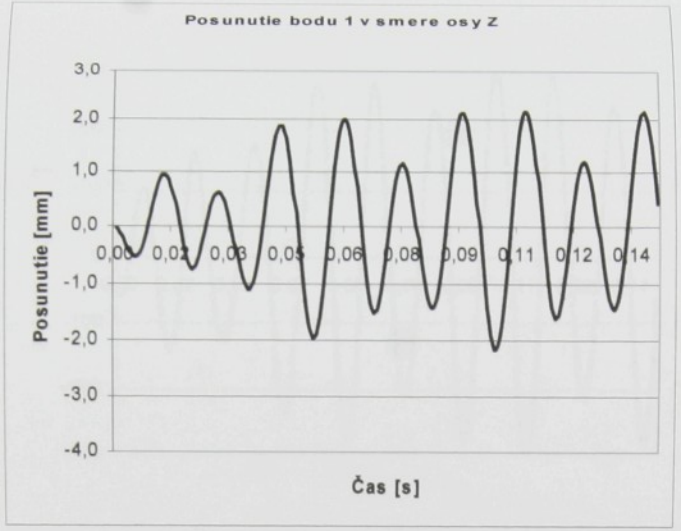


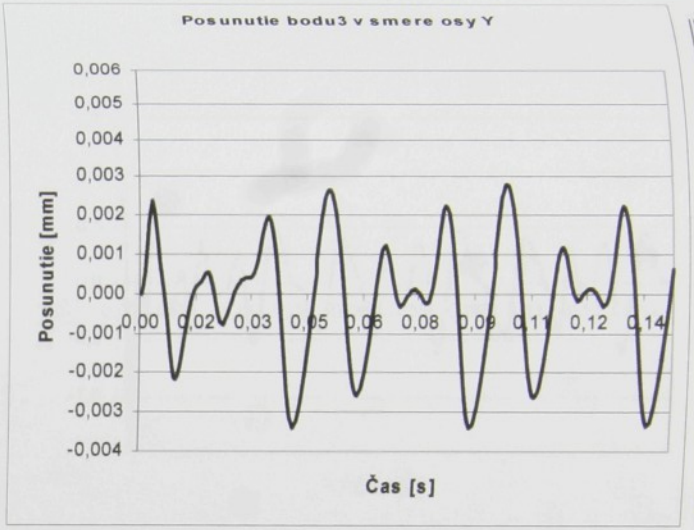
Posunutie bodov ramena so zvýšeným počtom pozdĺžnych rebier s pôvodným mechanizmom.

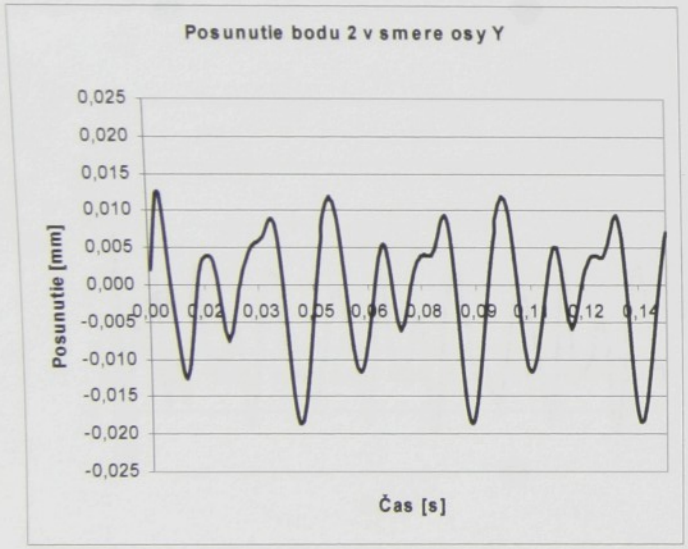


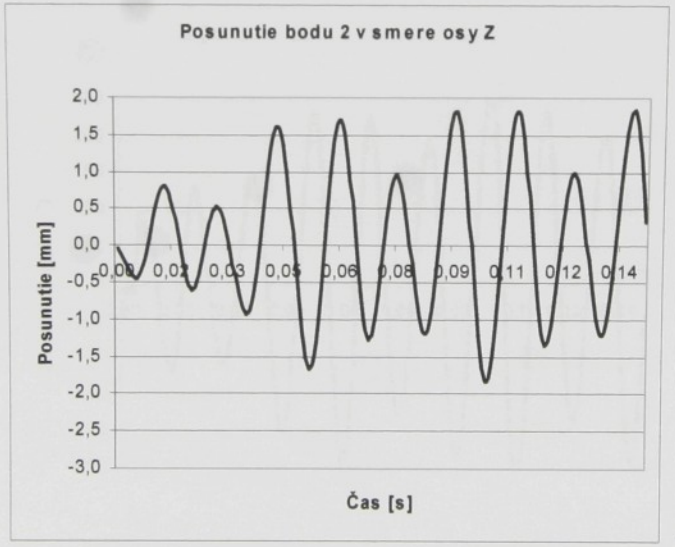
Zrýchlenie bodov ramena so zvýšeným počtom pozdĺžnych rebier s pôvodným mechanizmom.

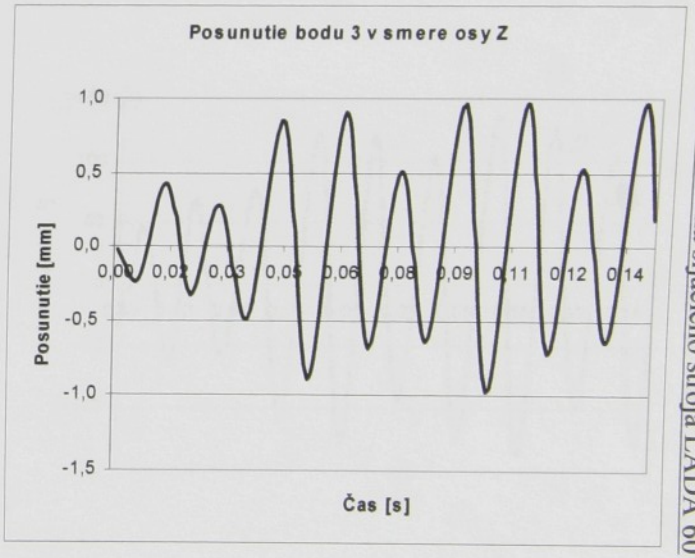




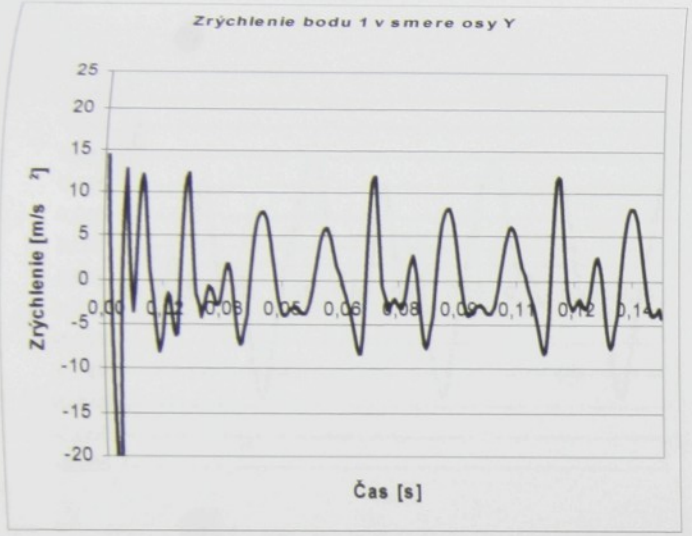


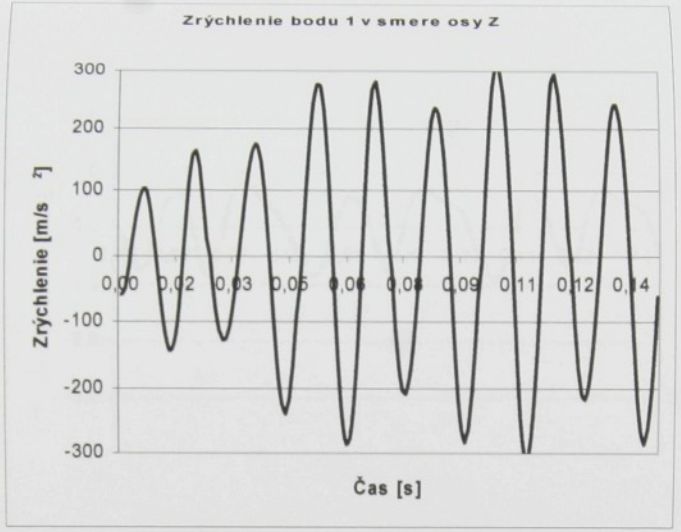


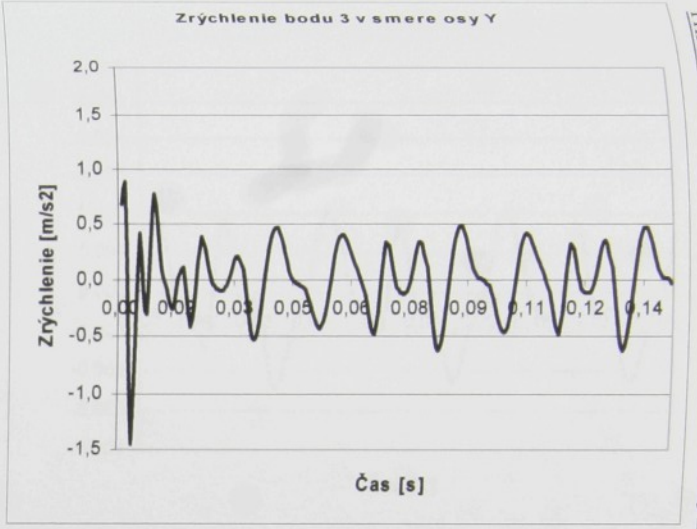


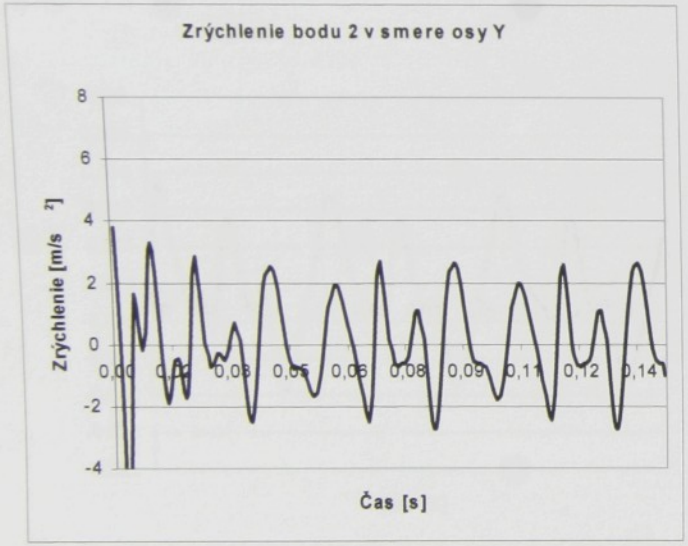


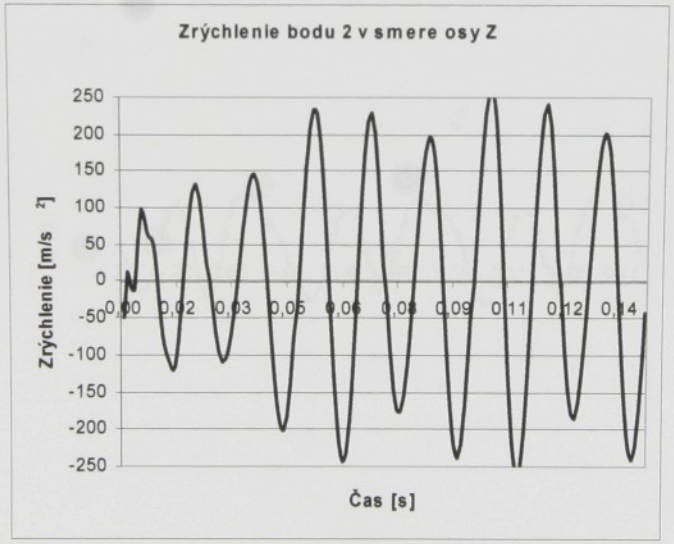
Posunutie bodov ramena so zvýšeným počtom pozdĺžnych rebier s optimalizovaným mechanizmom bez vývažku na ojnici.

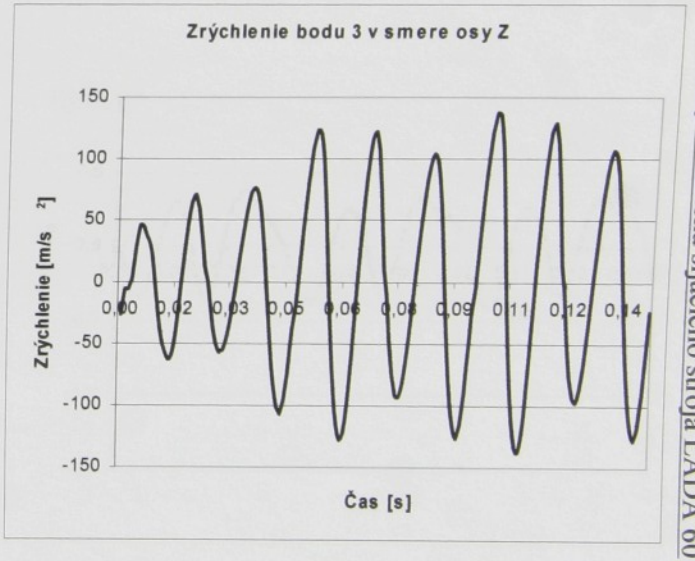




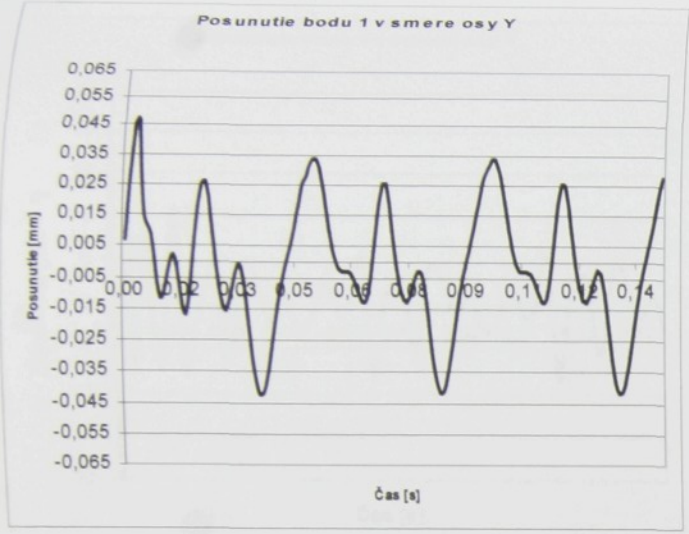


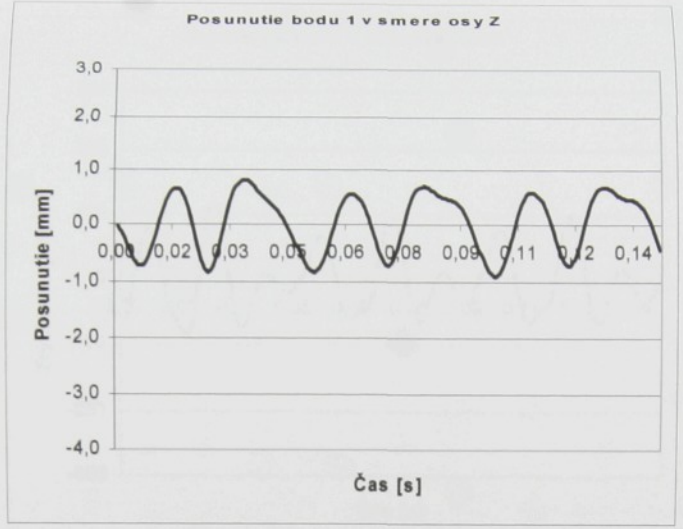


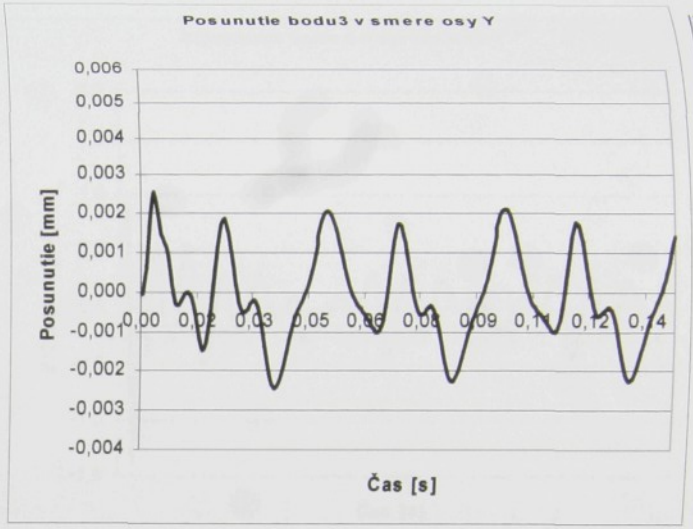


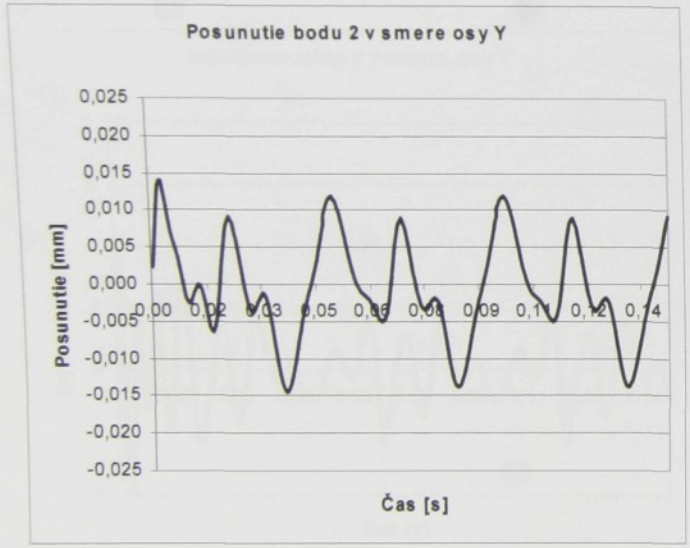


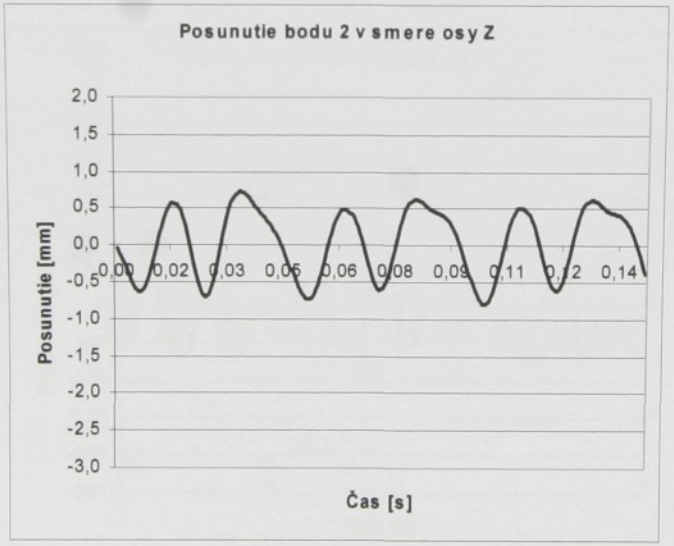
Zrýchlenie bodov ramena so zvýšeným počtom pozdĺžnych rebier s optimalizovaným mechanizmom bez vývažku na ojnici.

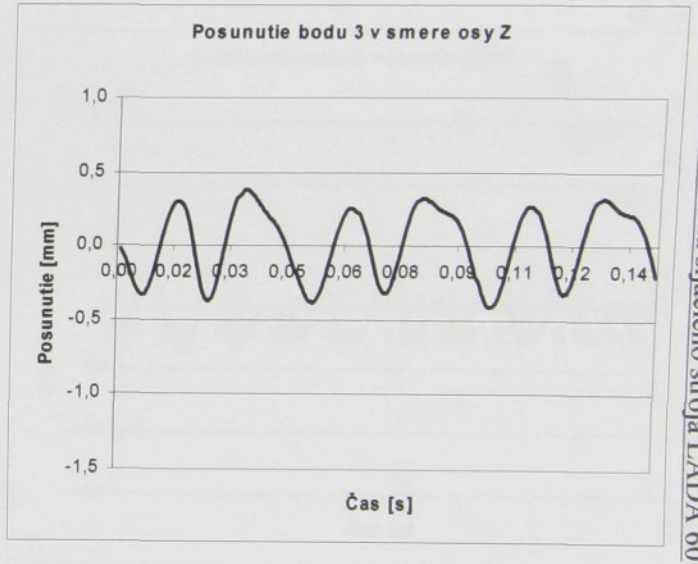




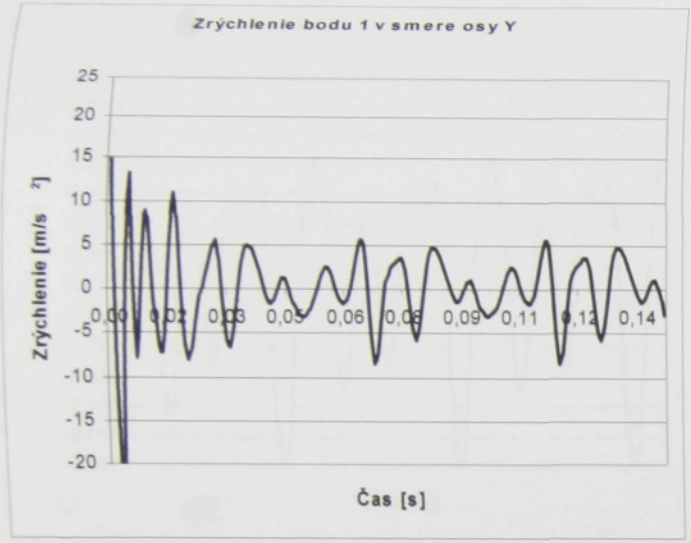


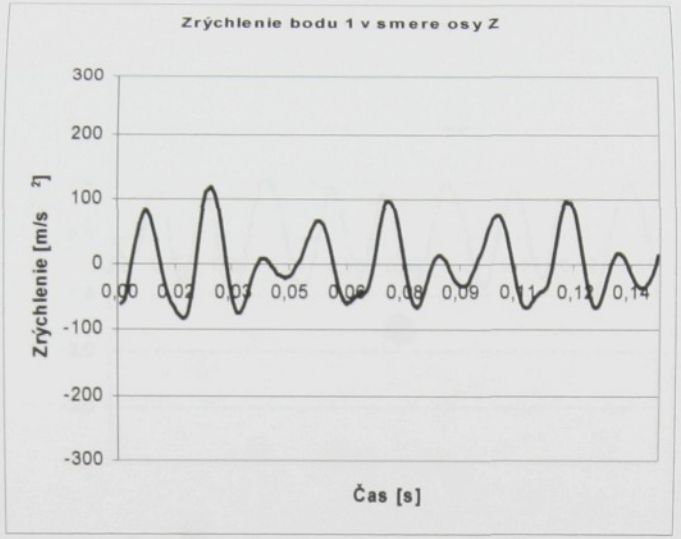


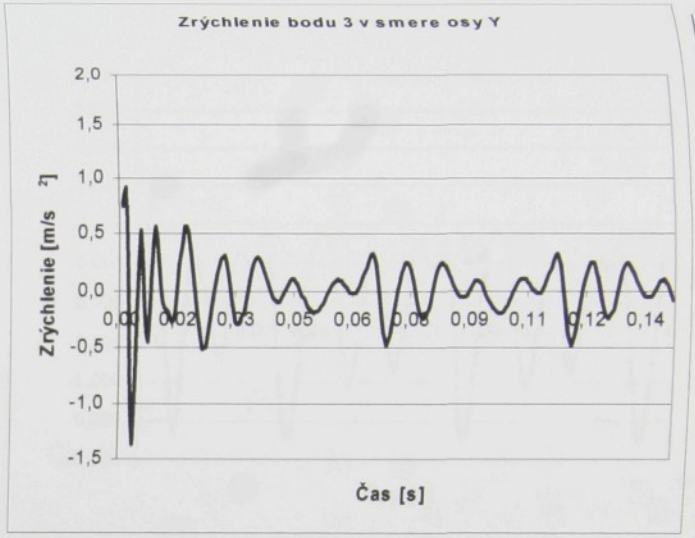


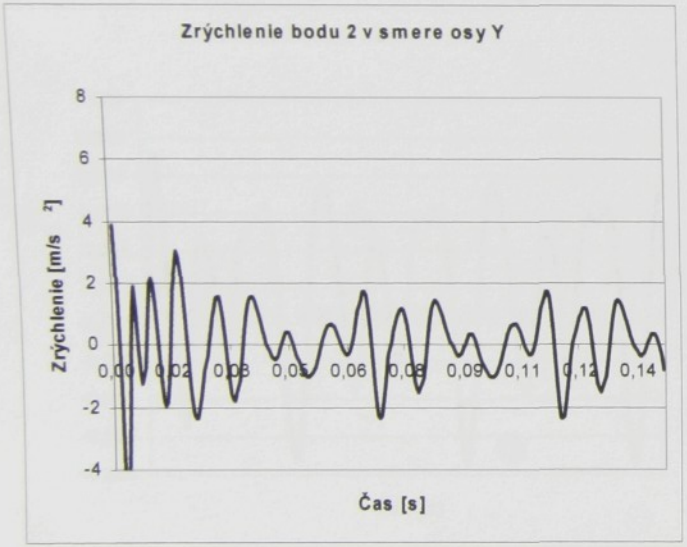


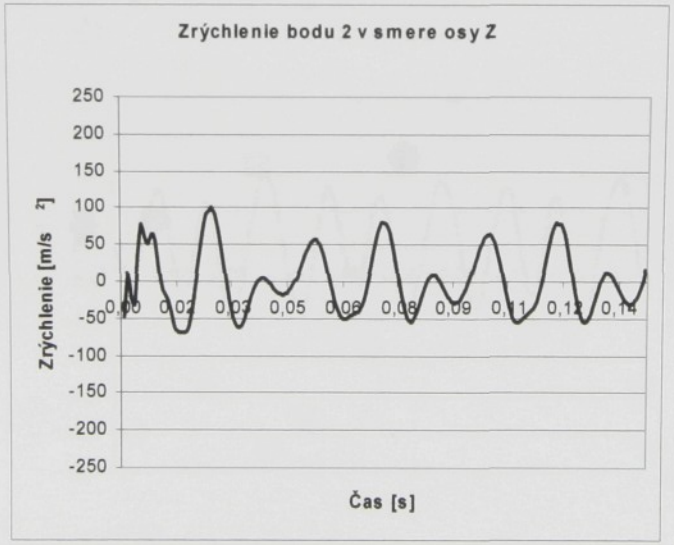
Posunutie bodov ramena so zvýšeným počtom pozdĺžnych rebier s optimalizovaným mechanizmom s vývažkom na ojnici.

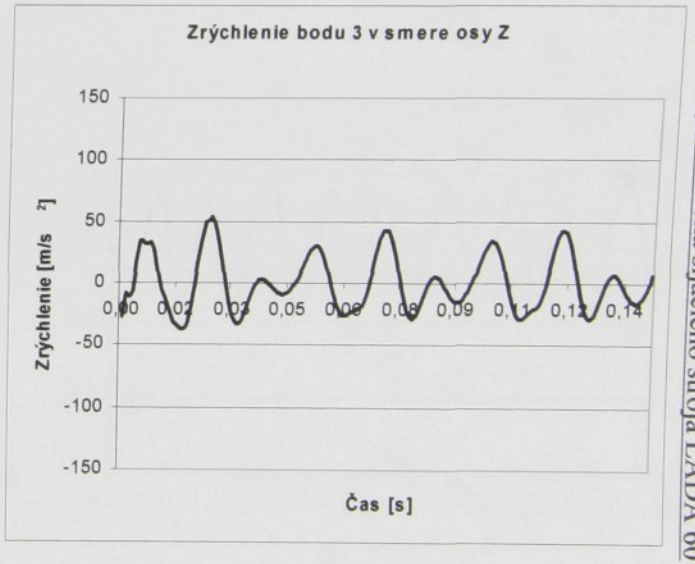




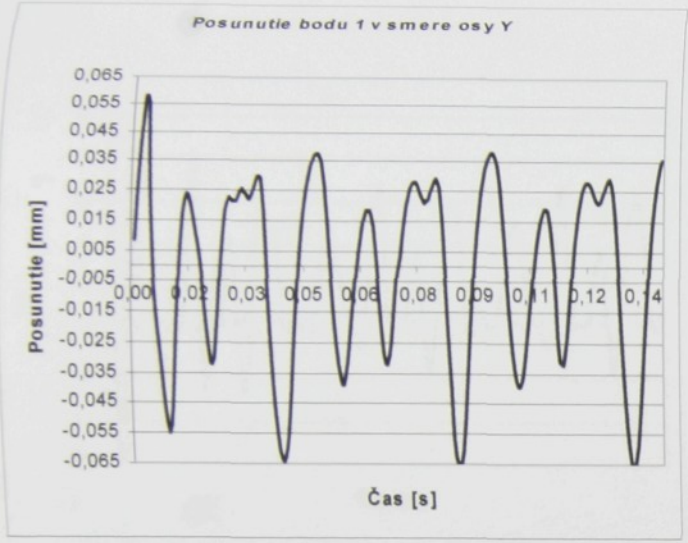


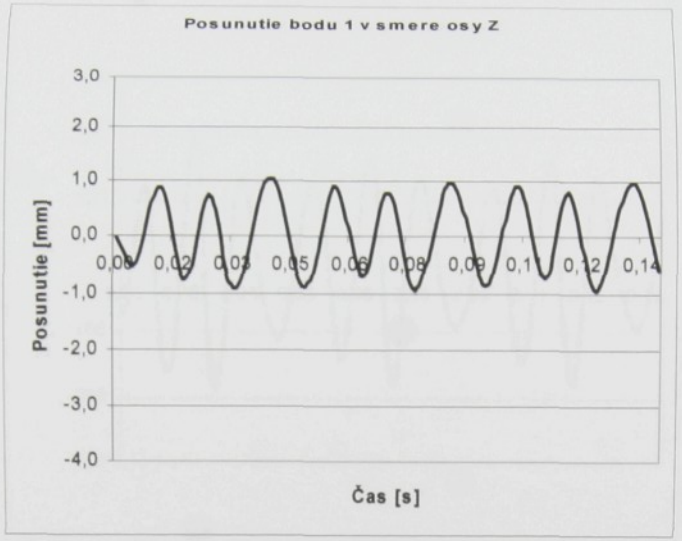


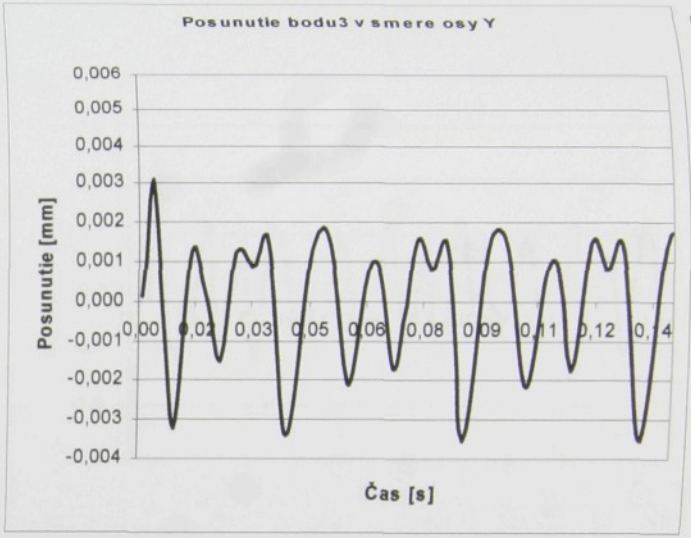


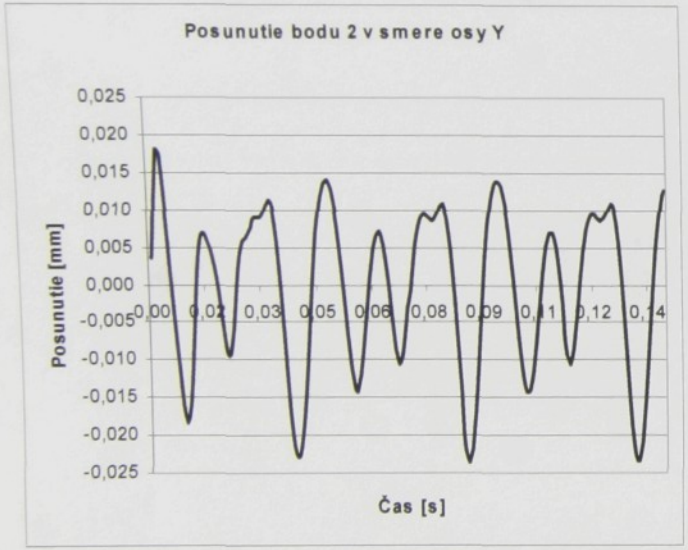


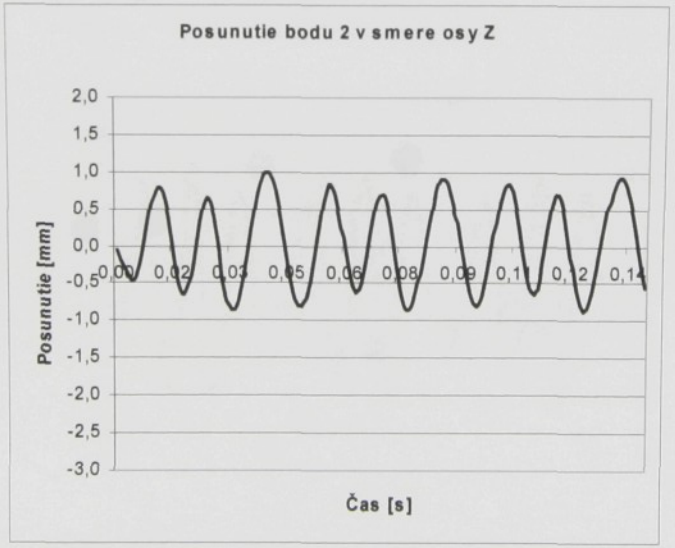
Zrýchlenie bodov ramena so zvýšeným počtom pozdĺžnych rebier s optimalizovaným mechanizmom s vývažkom na ojnici.

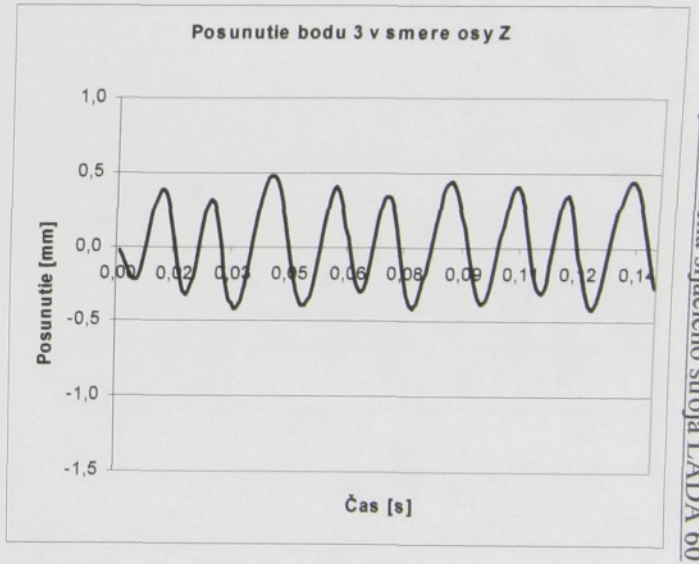




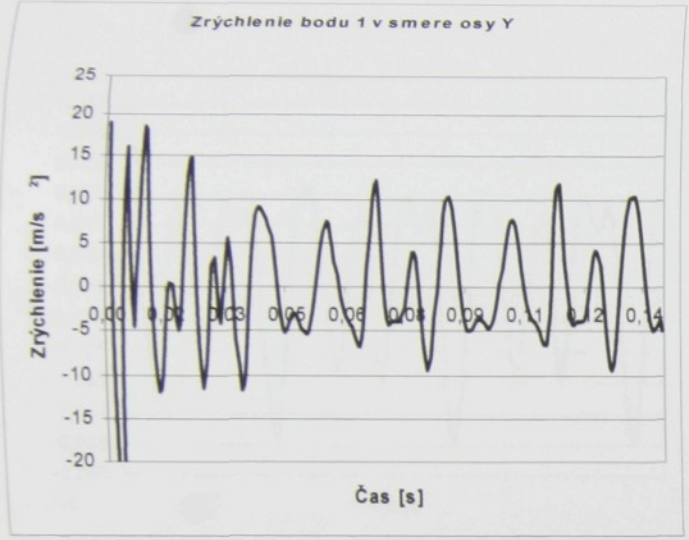


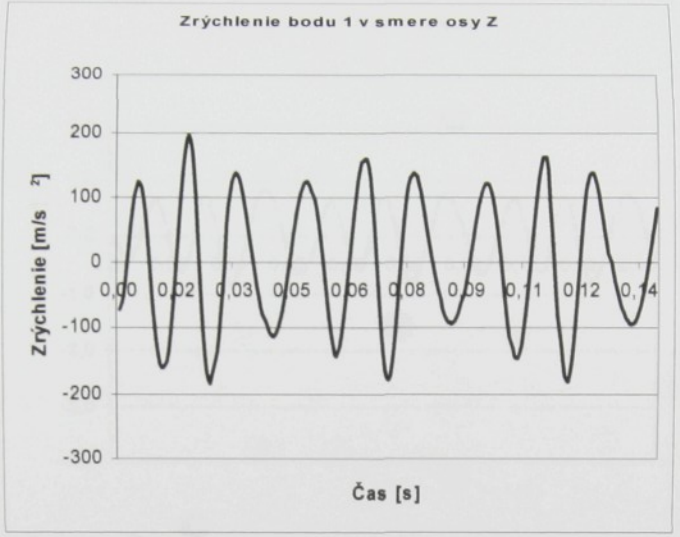


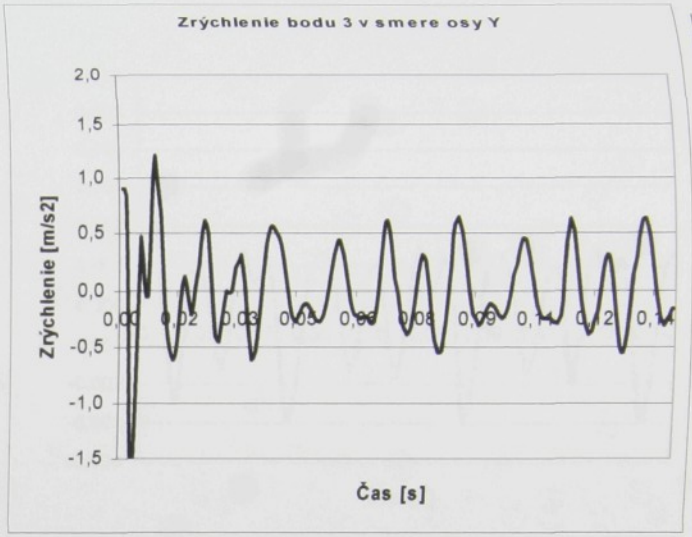


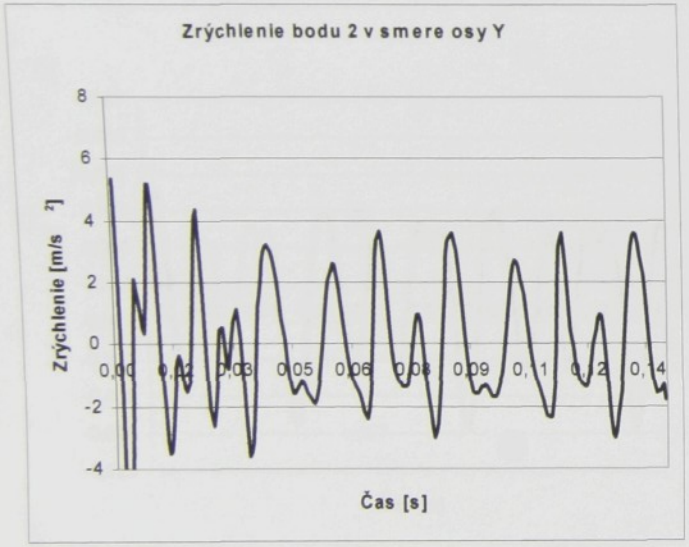


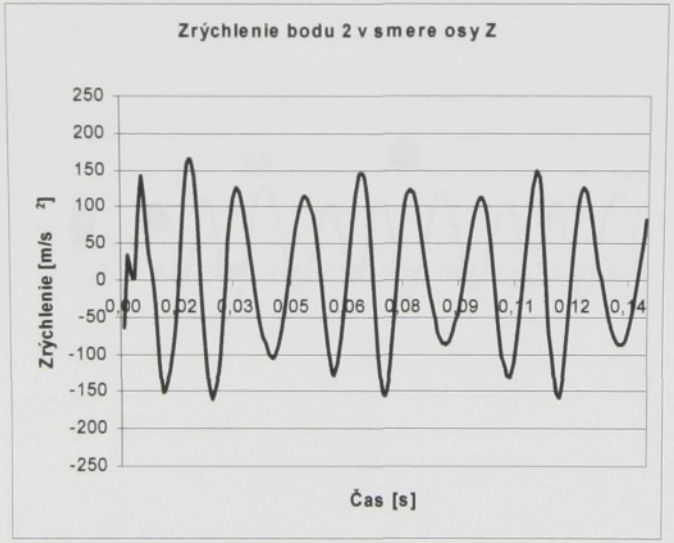
Posunutie bodov ramena so zvýšenou výškou pozdĺžnych rebier s pôvodným mechanizmom.

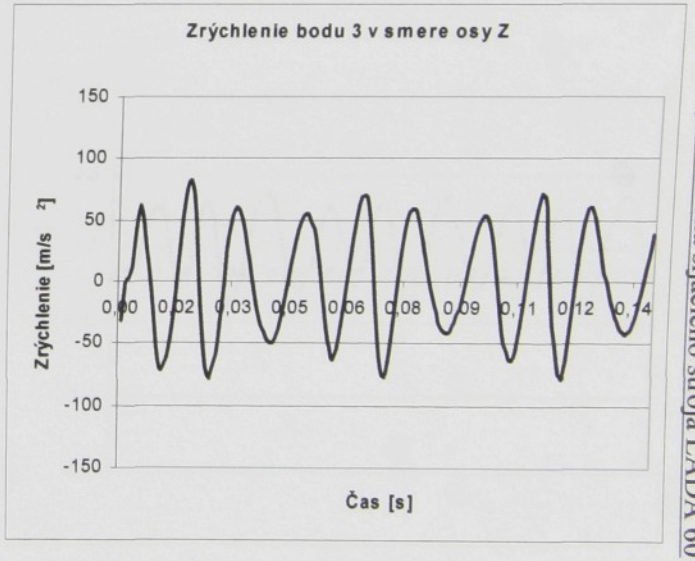




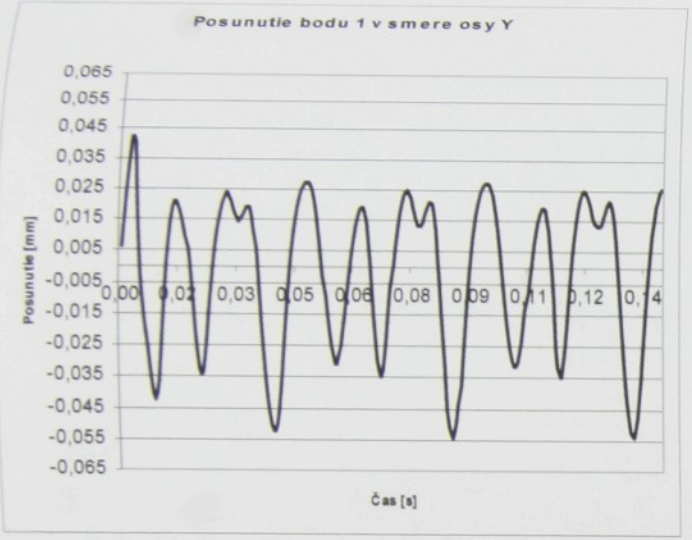


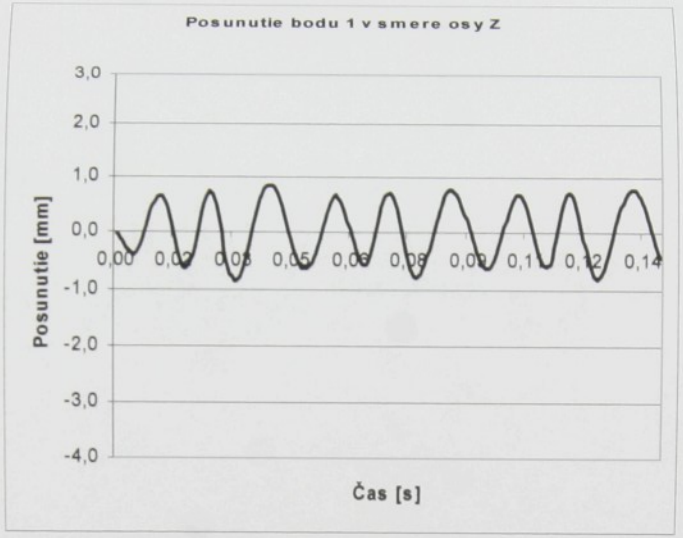


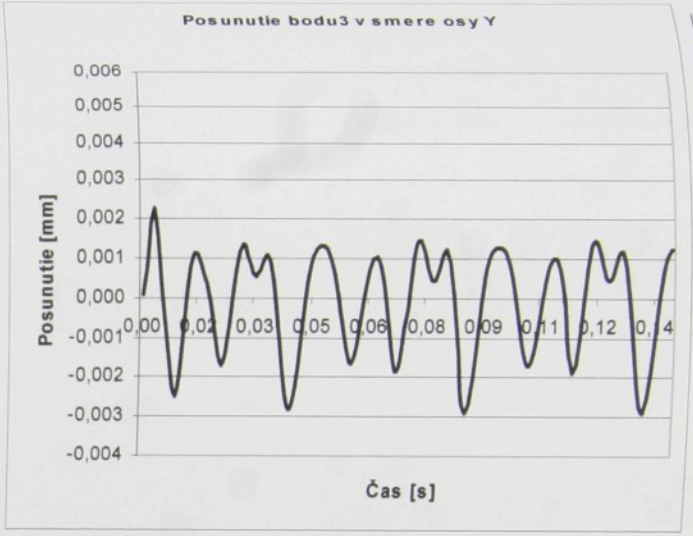


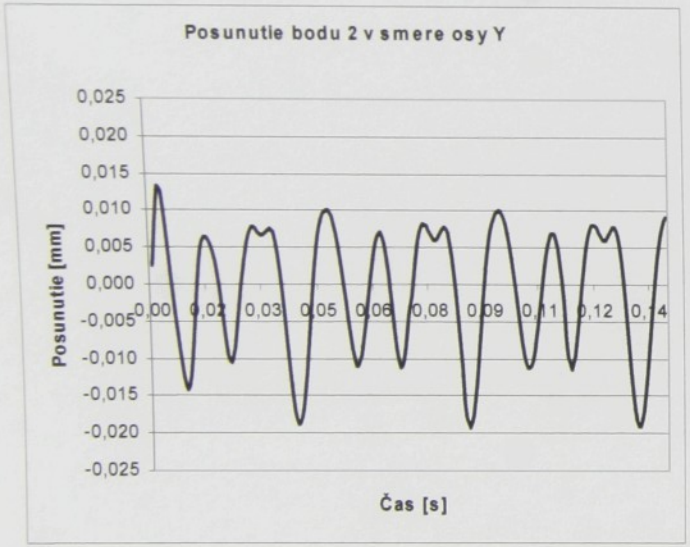


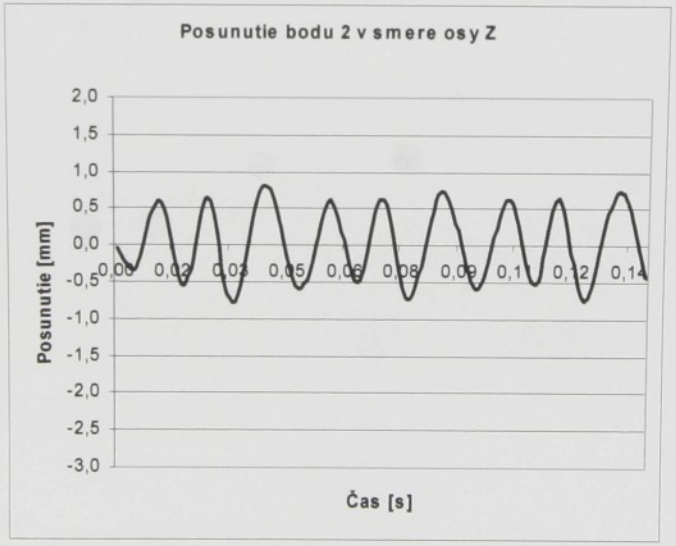
Zrýchlenie bodov ramena so zvýšenou výškou pozdĺžnych rebier s pôvodným mechanizmom.

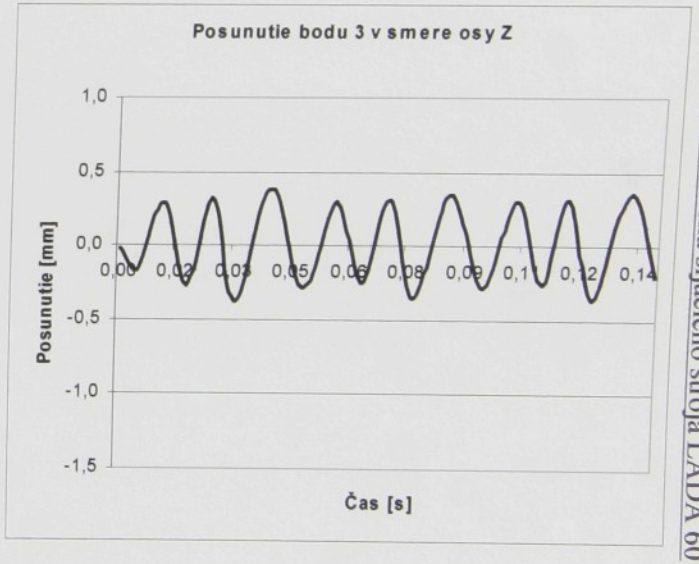




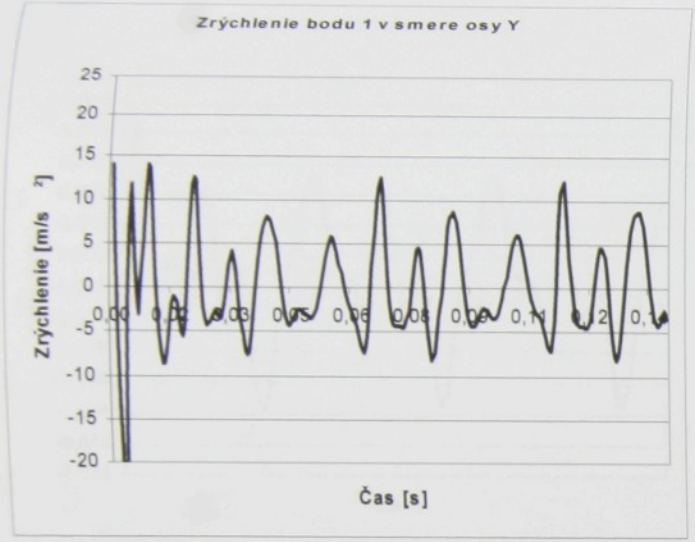


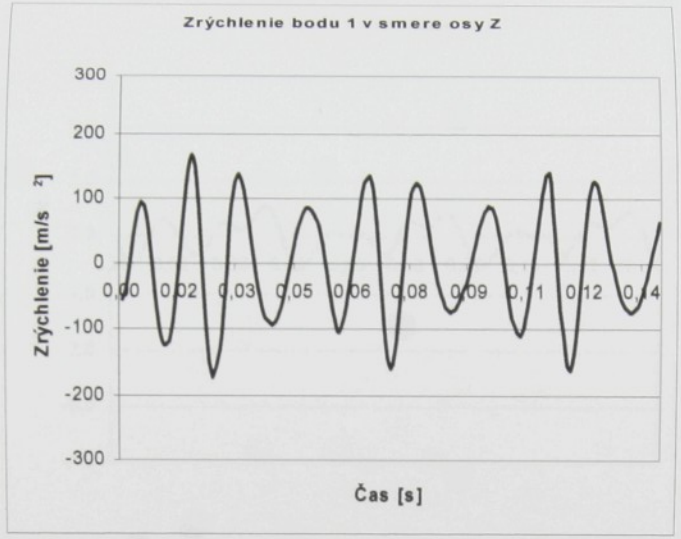


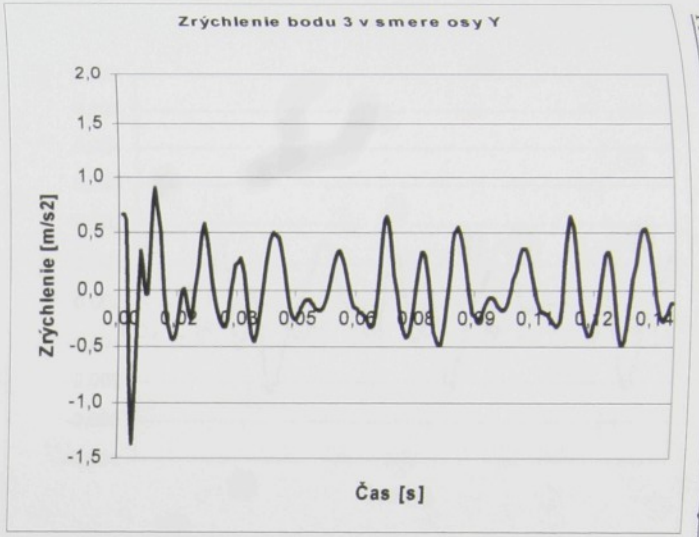


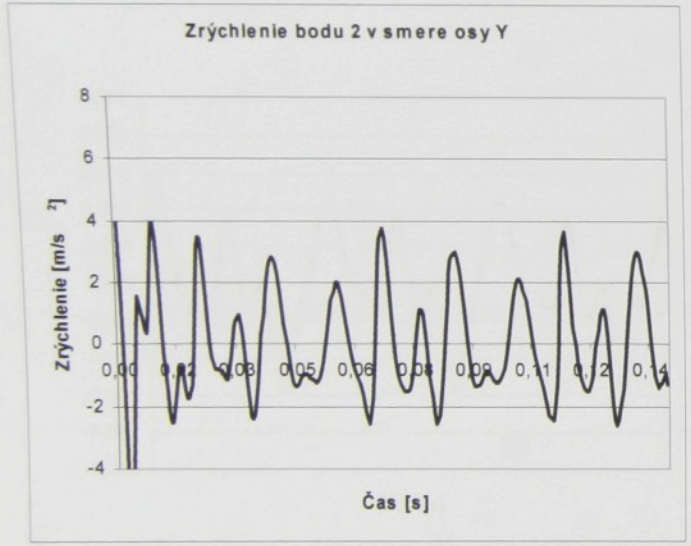


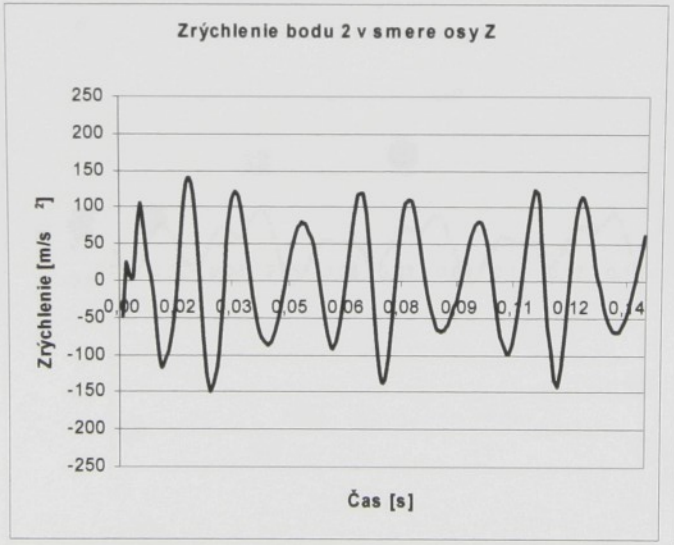
Posunutie bodov ramena so zvýšenou výškou pozdĺžnych rebier s optimalizovaným mechanizmom bez vývažku na ojnici.

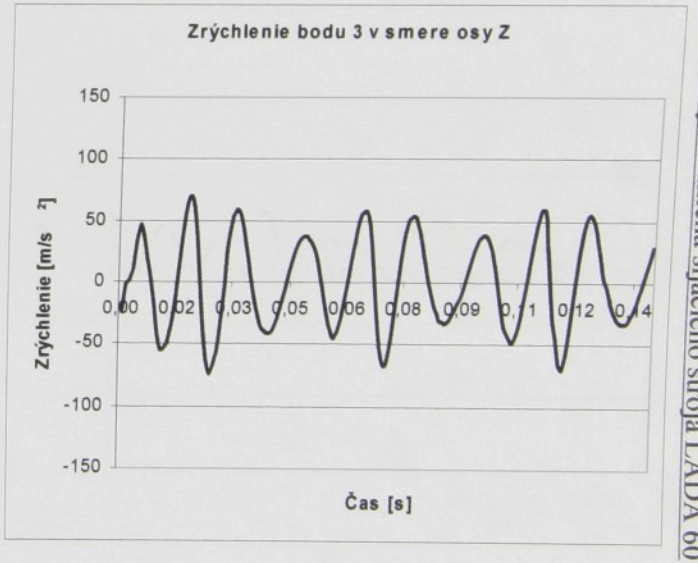




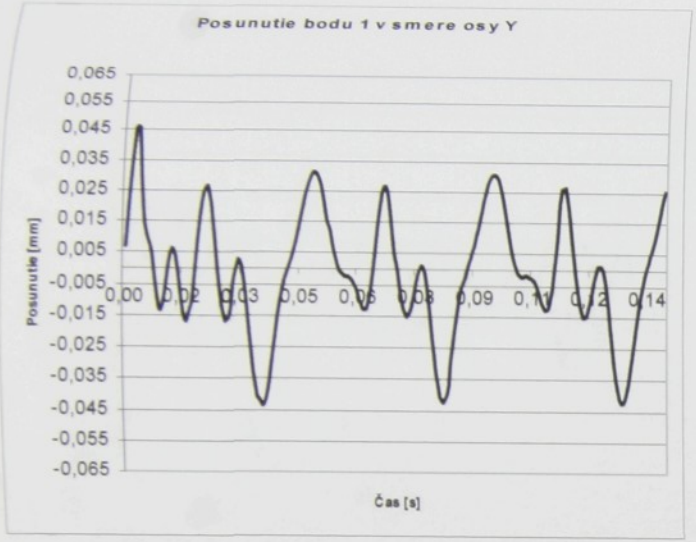


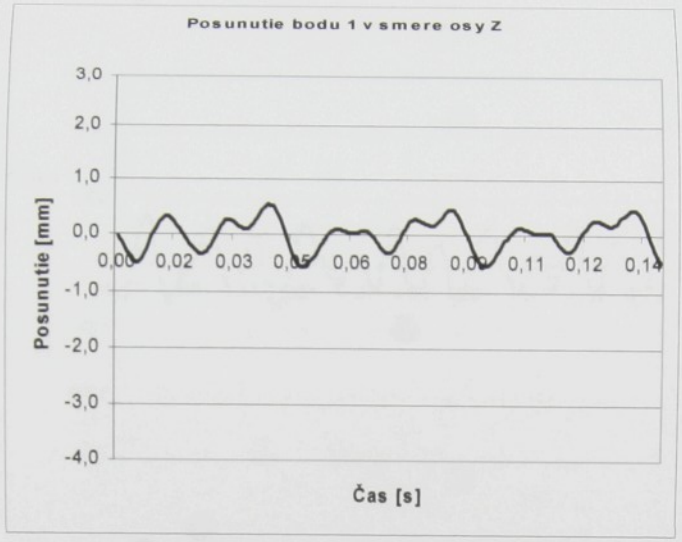


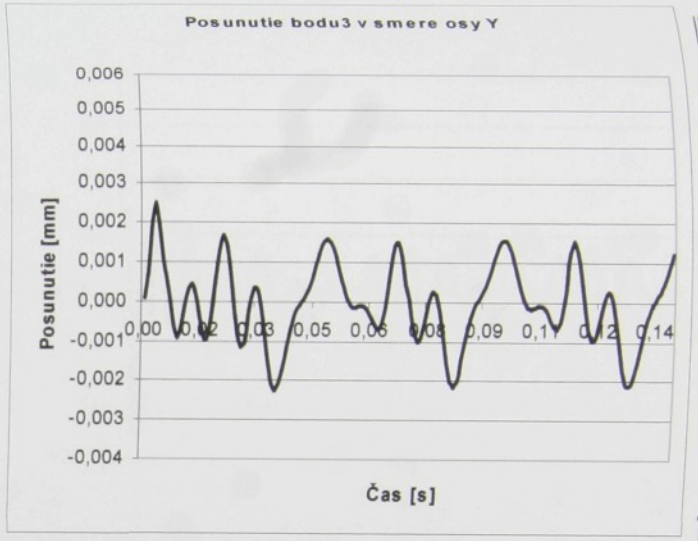


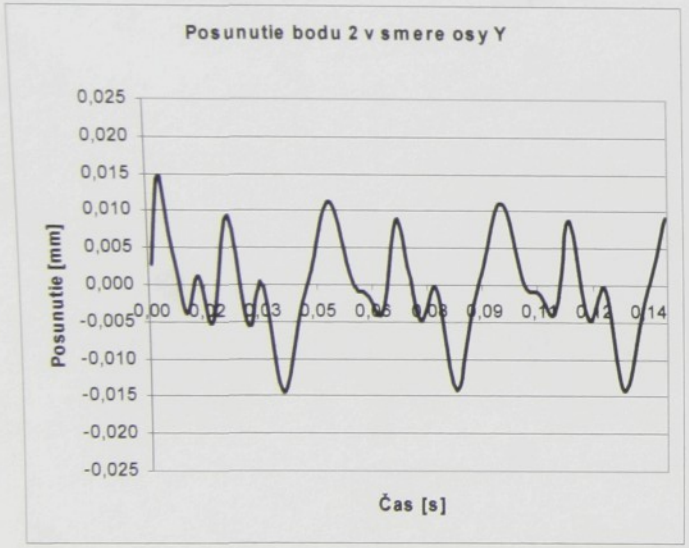


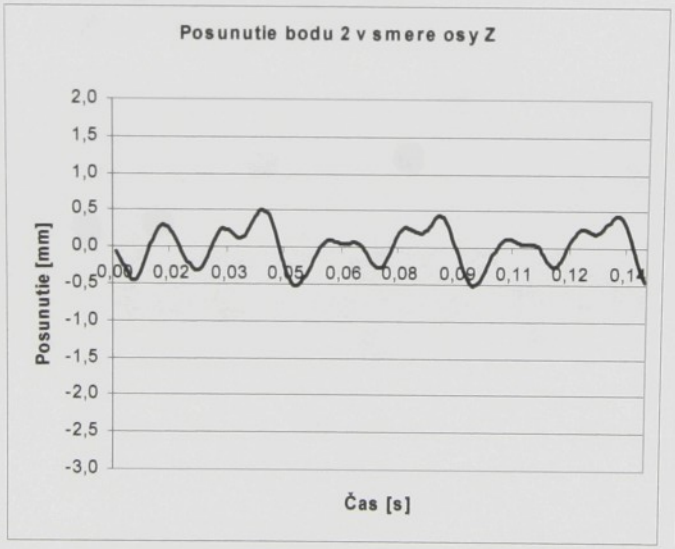
Zrýchlenie bodov ramena so zvýšenou výškou pozdĺžnych rebier s optimalizovaným mechanizmom bez vývažku na ojnici.

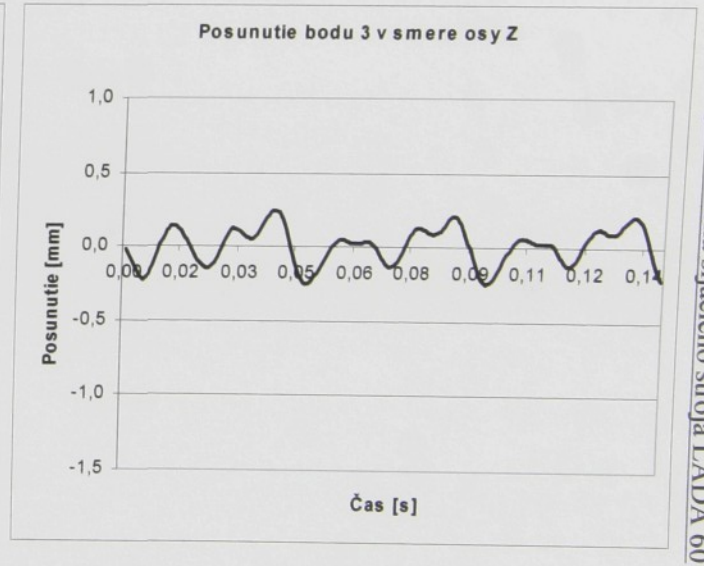




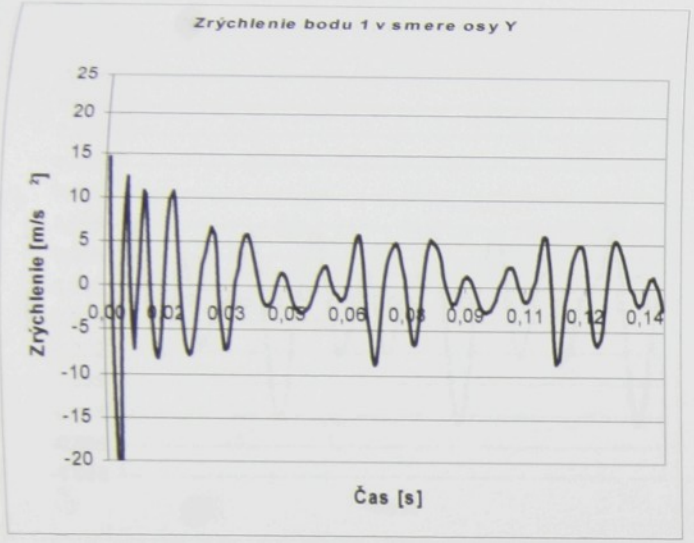


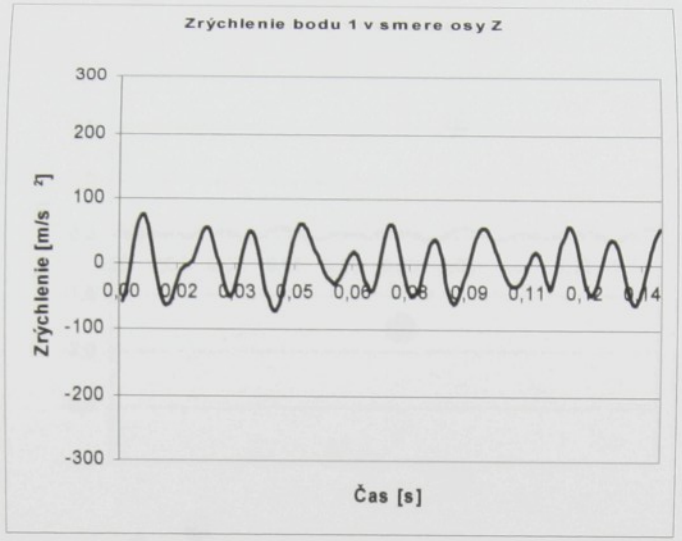


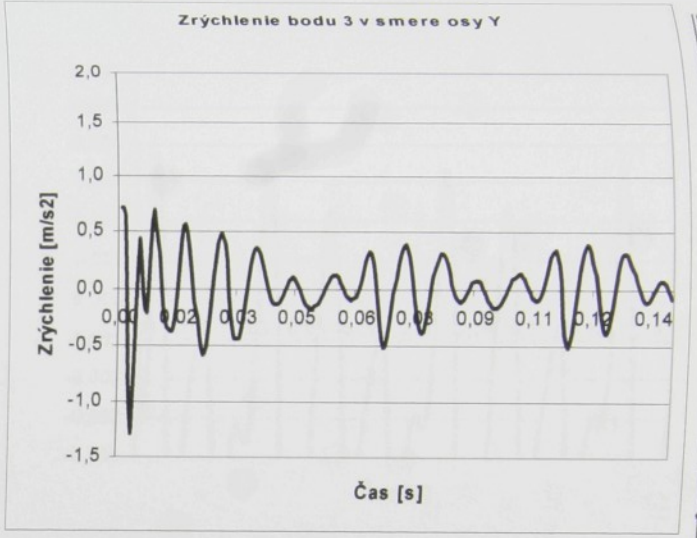


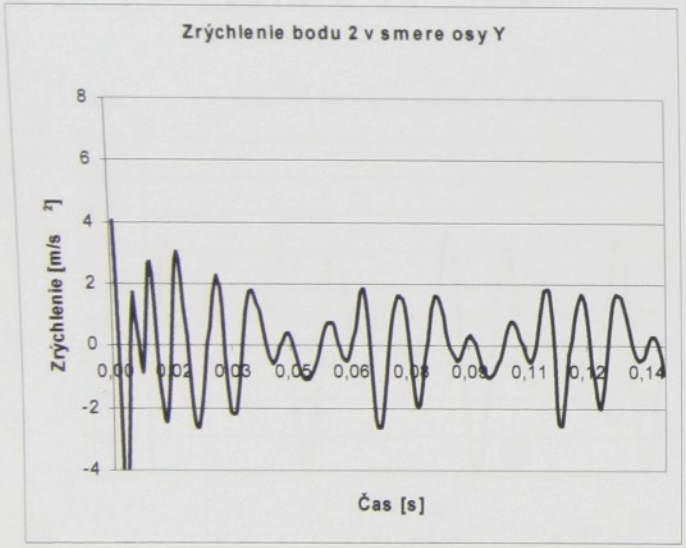


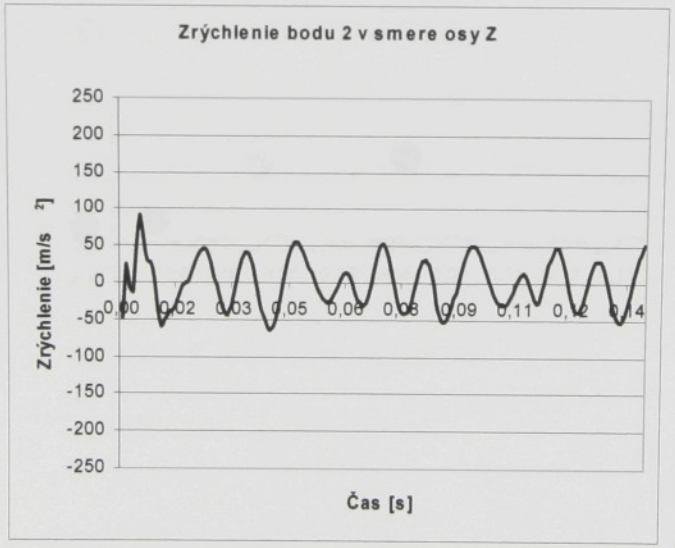
Posunutie bodov ramena so zvýšenou výškou pozdĺžnych rebier s optimalizovaným mechanizmom s vývažkom na ojnici.

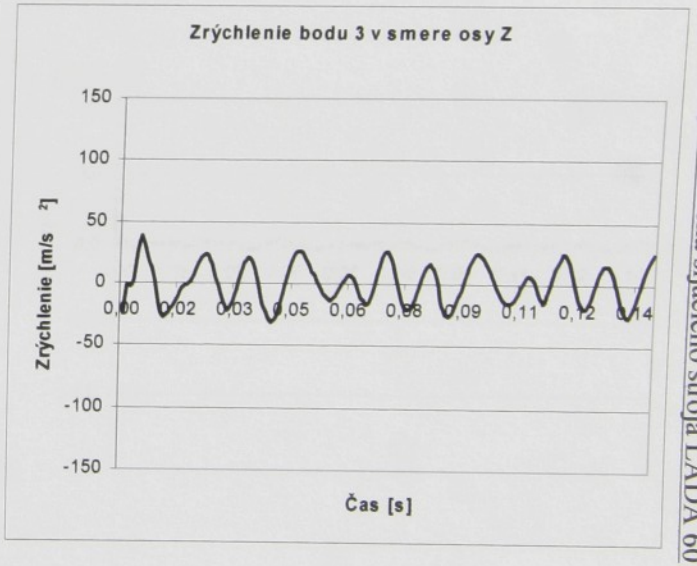




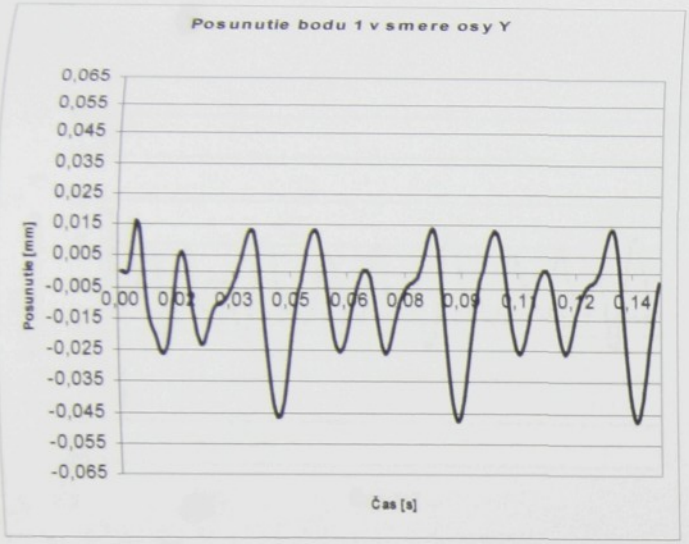


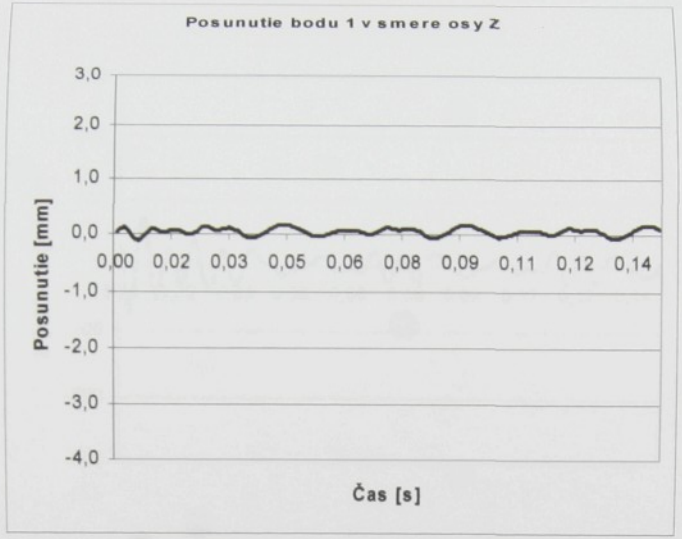


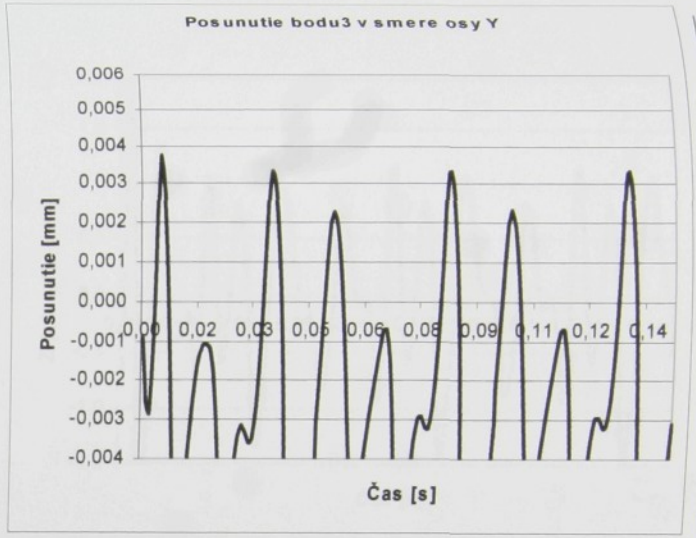


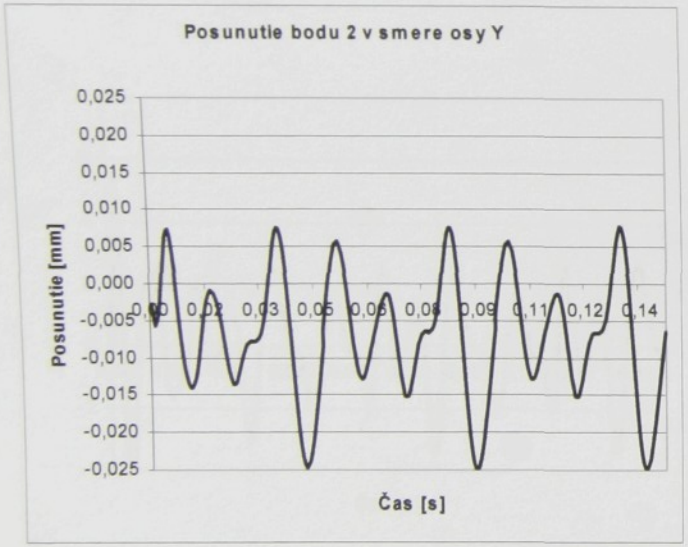


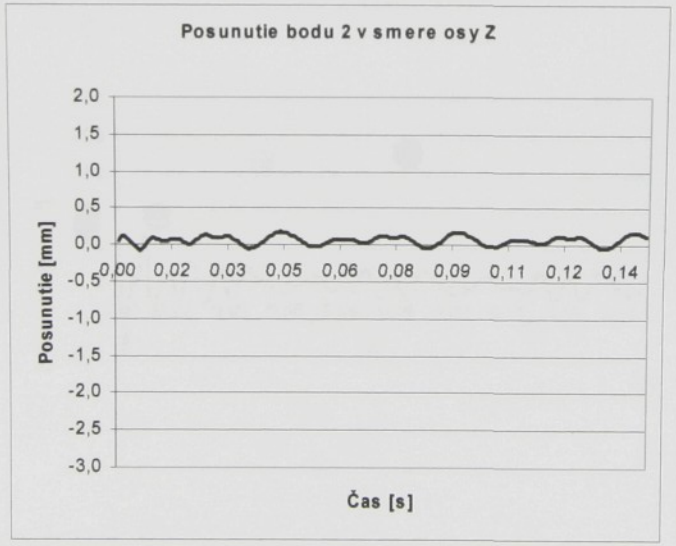
Zrýchlenie bodov ramena so zvýšenou výškou pozdĺžnych rebier s optimalizovaným mechanizmom s vývažkom na ojnici.

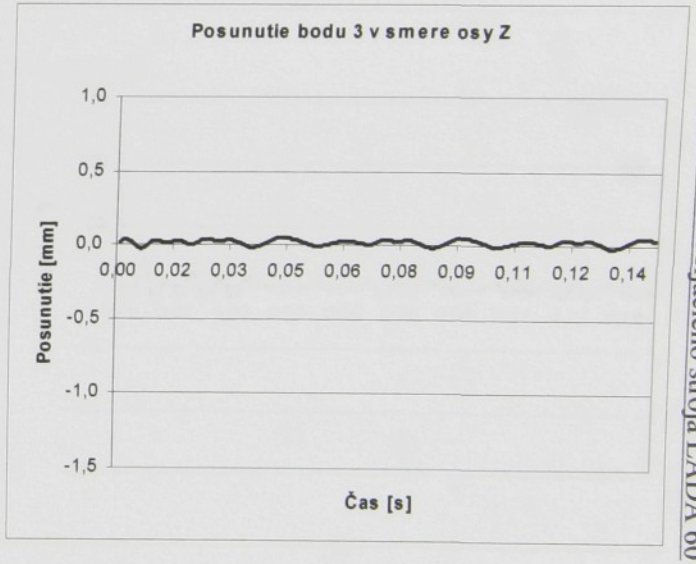




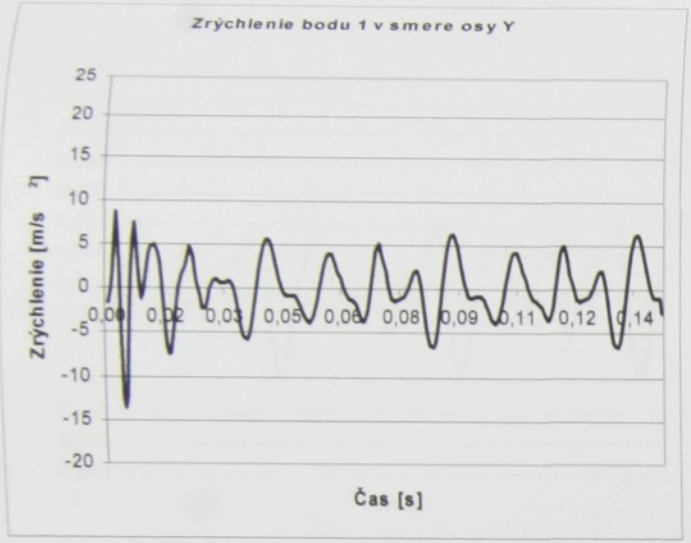


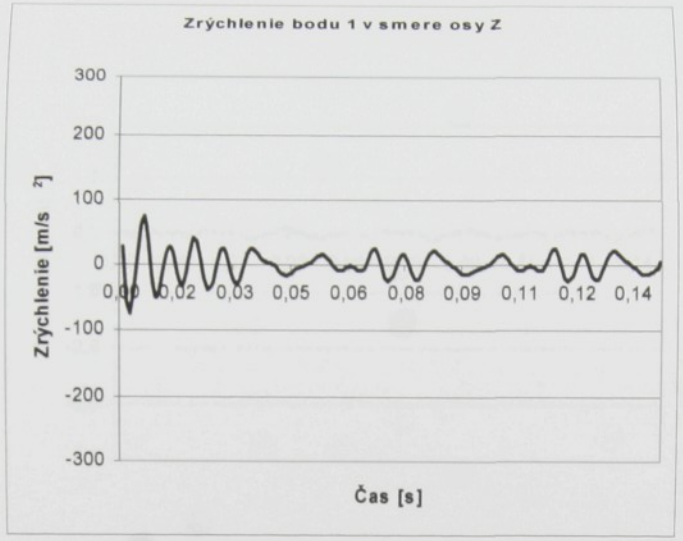


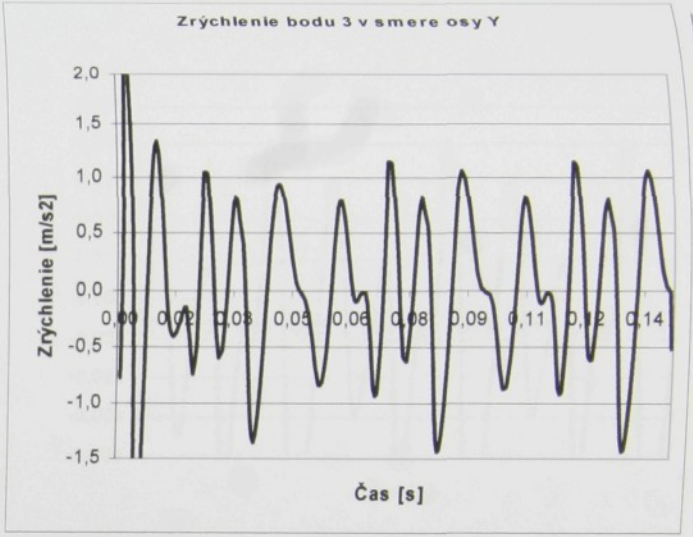


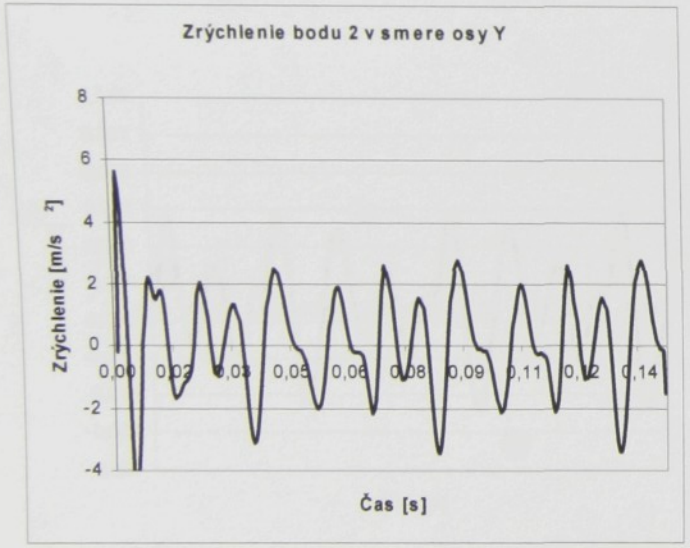


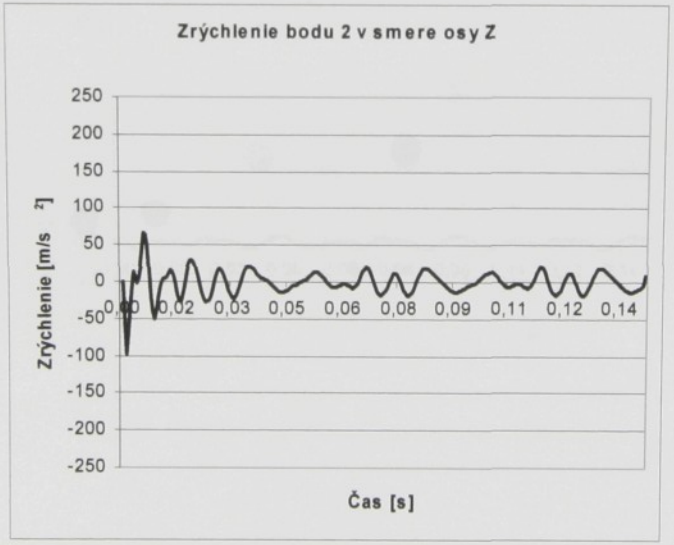
Posunutie bodov ramena s posunutými úložnými bodmi s pôvodným mechanizmom.

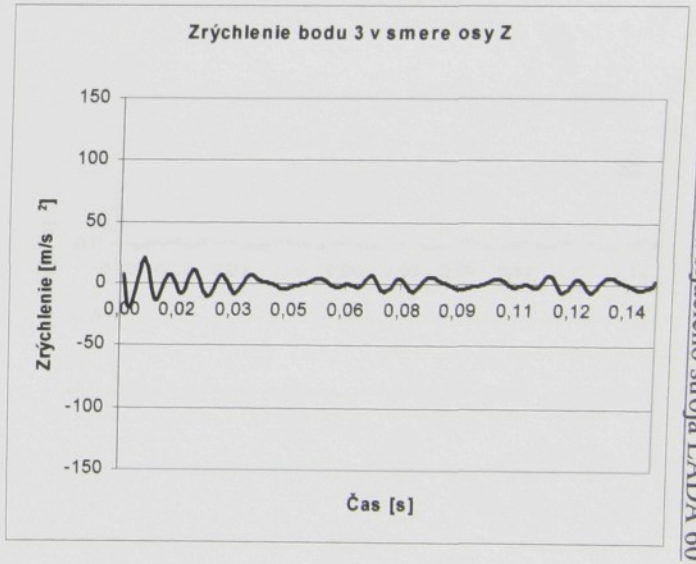




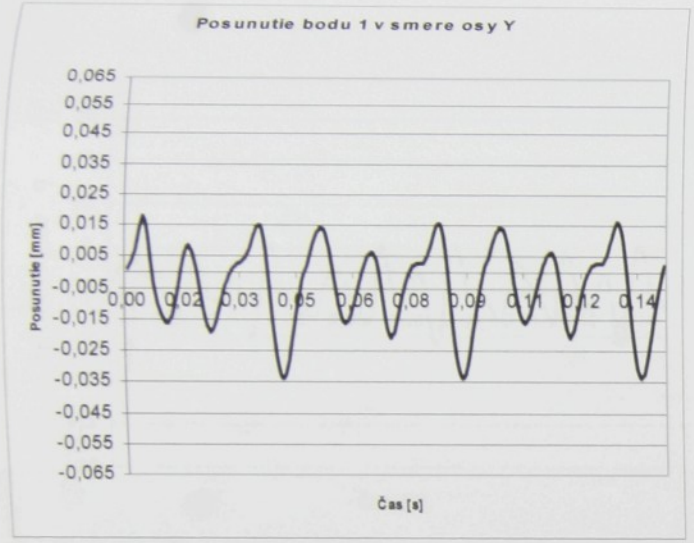


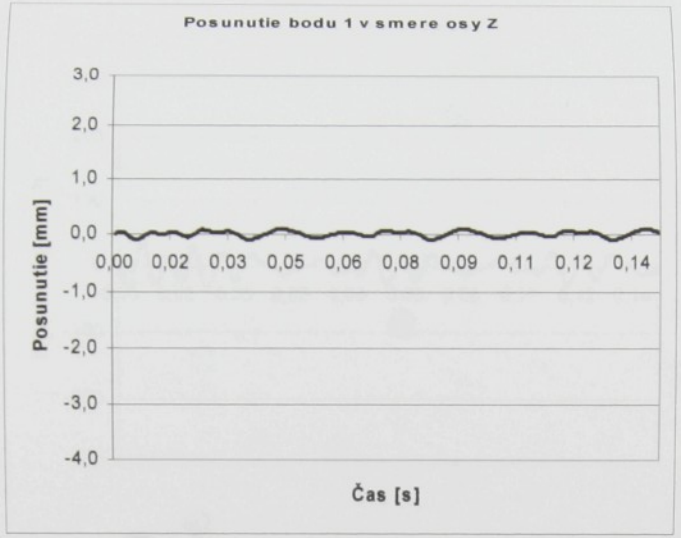


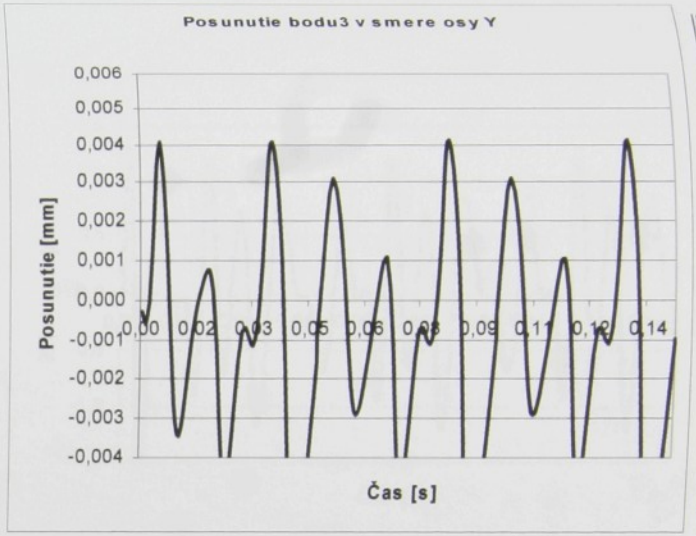


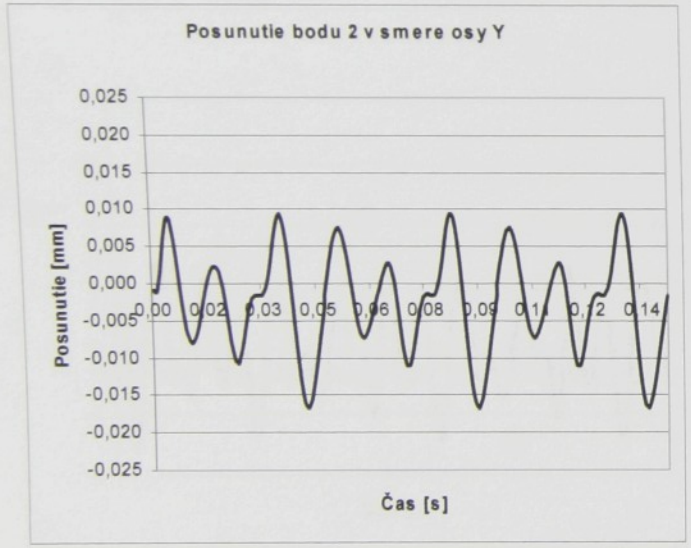


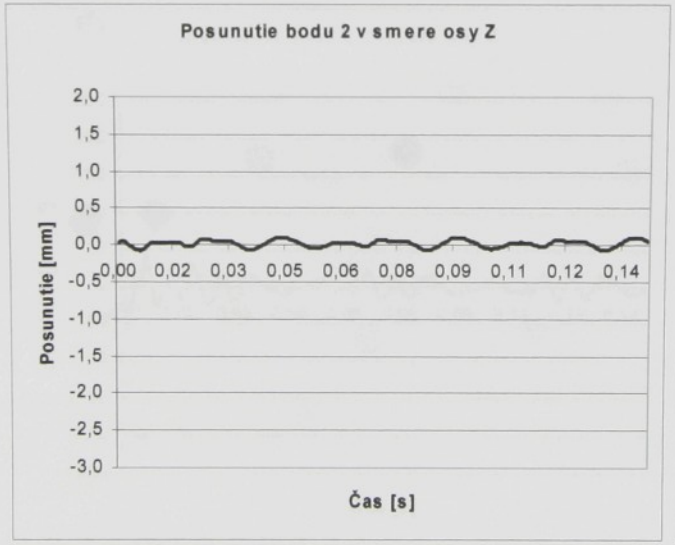
Zrýchlenie bodov ramena s posunutými úložnými bodmi s pôvodným mechanizmom.

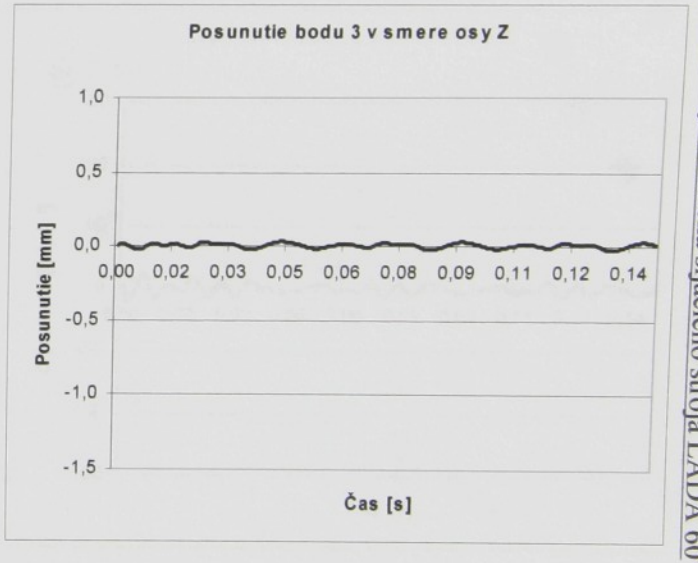




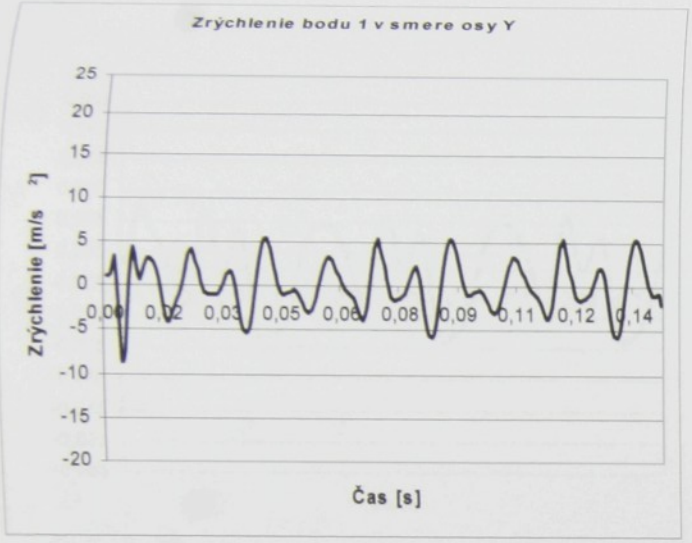


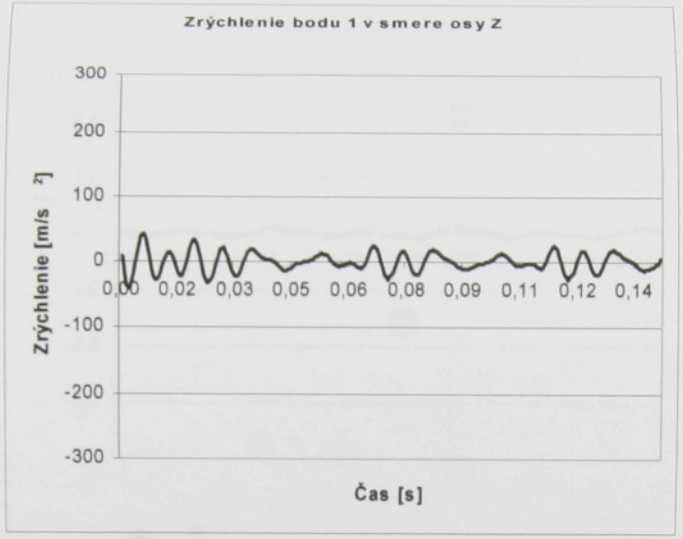


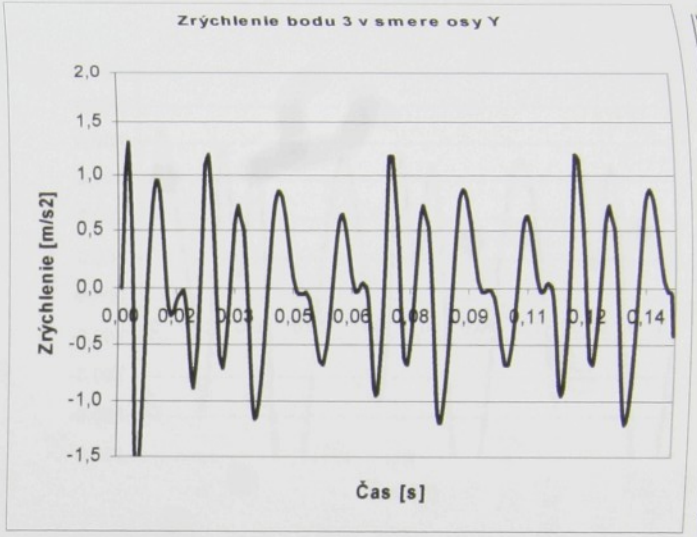


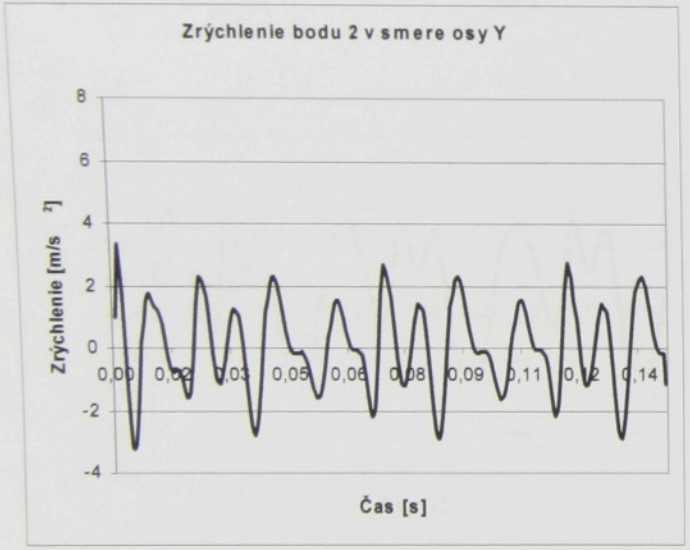


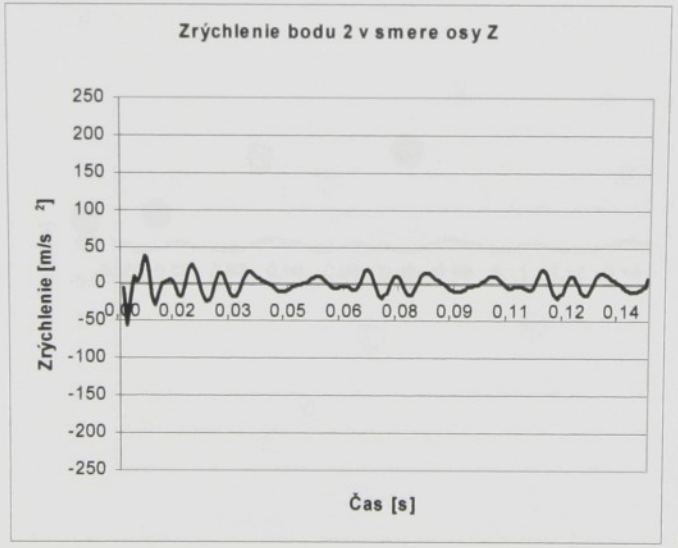
Posunutie bodov ramena s posunutými úložnými bodmi s optimalizovaným mechanizmom bez vývažku na ojnici.

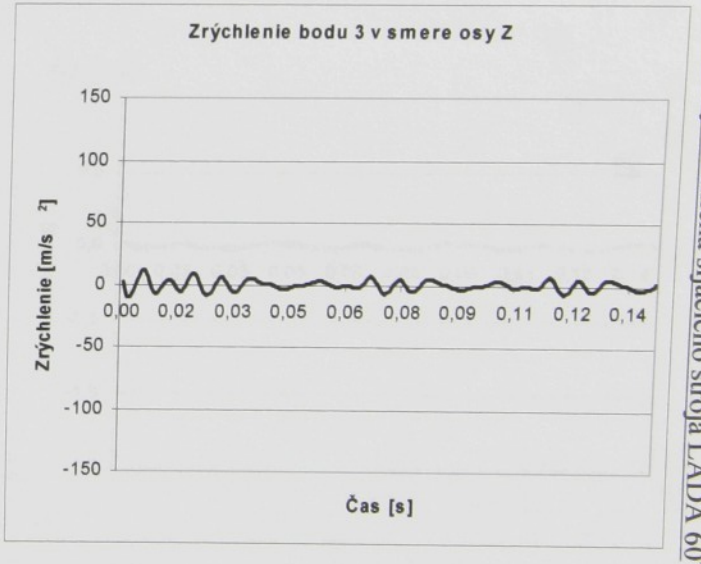




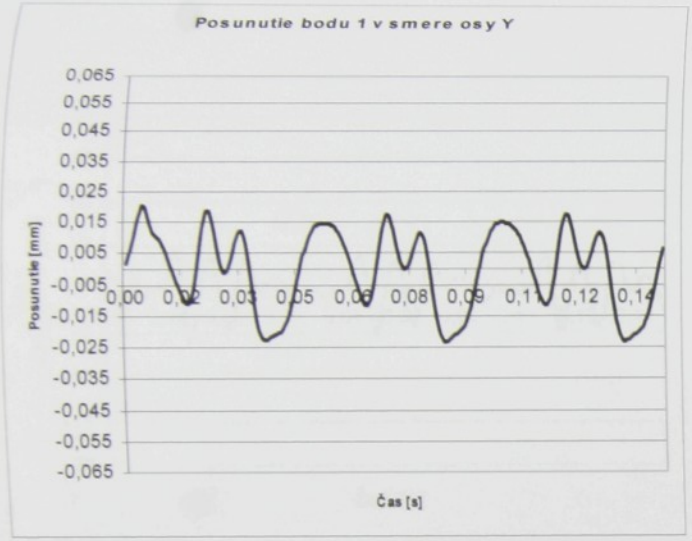


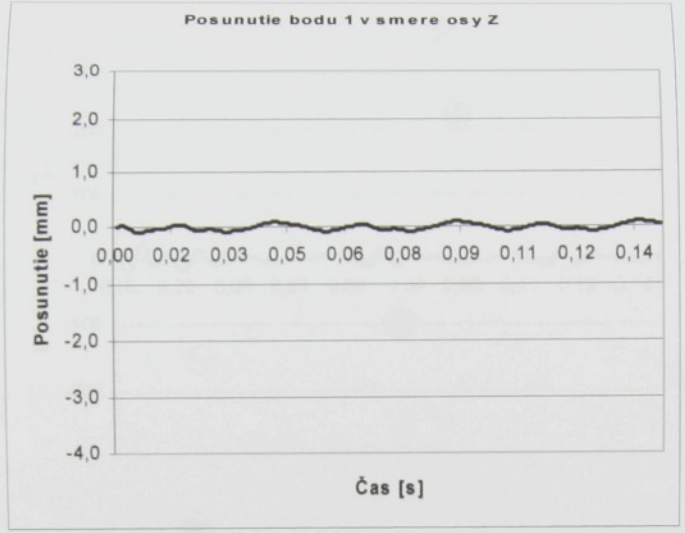


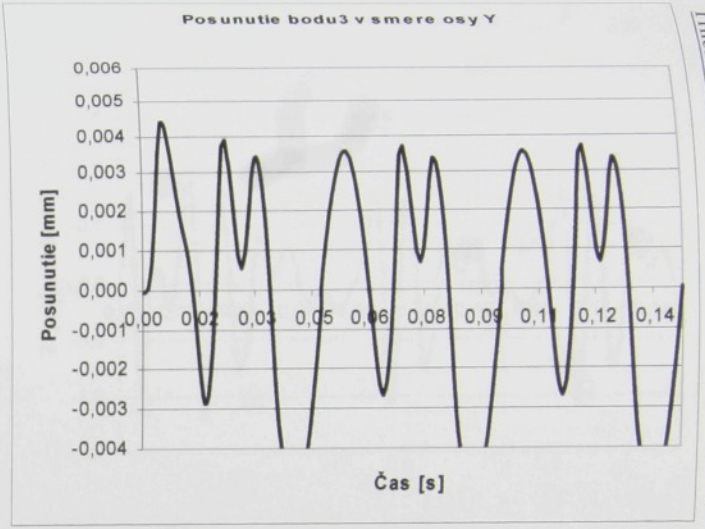


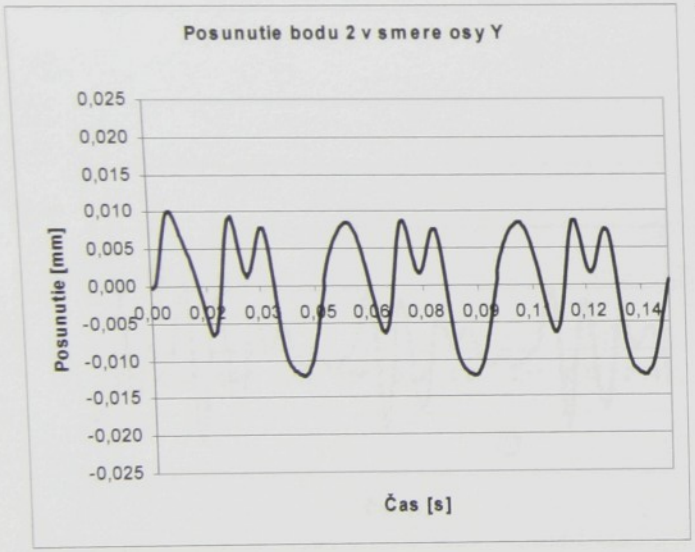


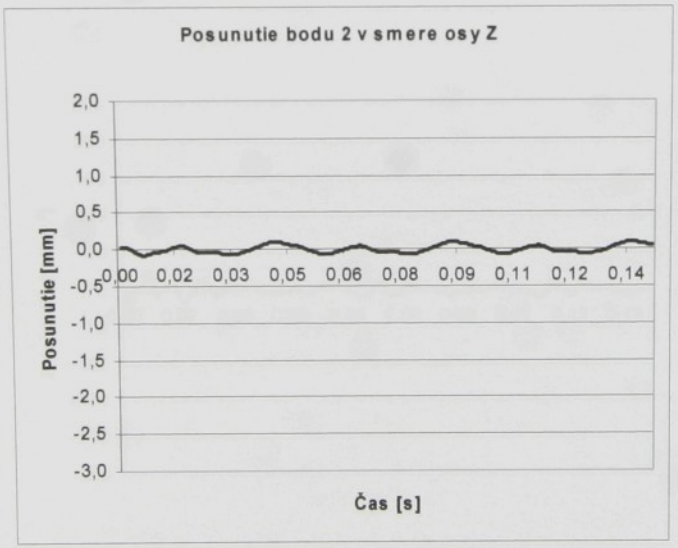
Zrýchlenie bodov ramena s posunutými úložnými bodmi s optimalizovaným mechanizmom bez vývažku na ojnici.

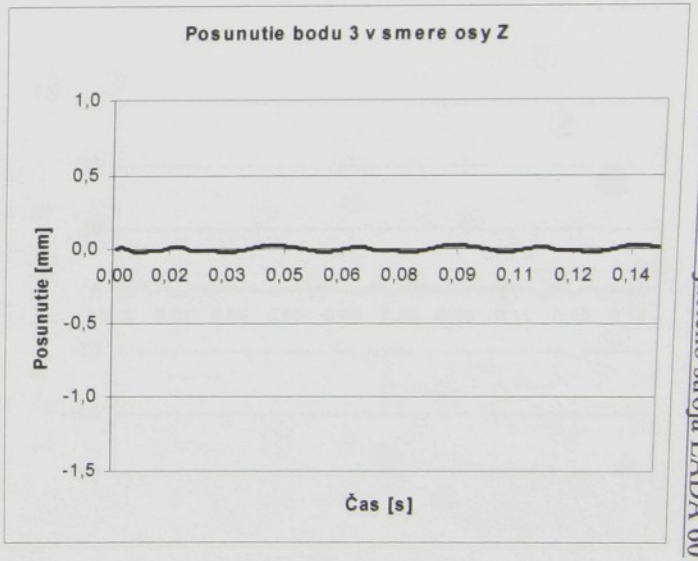




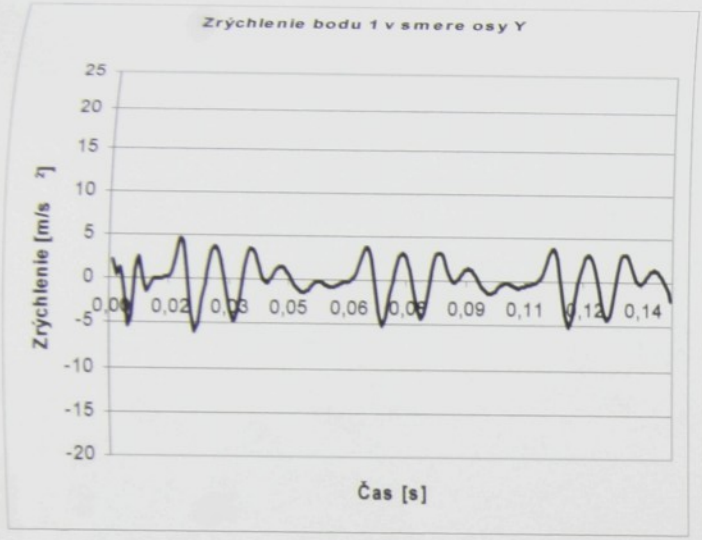


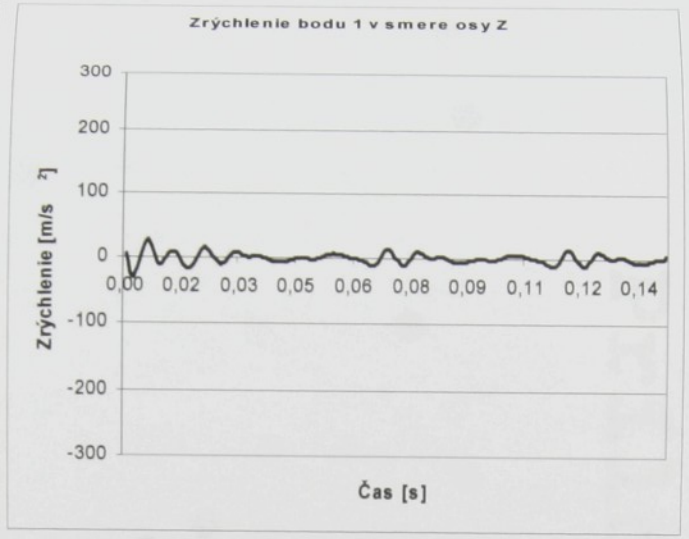


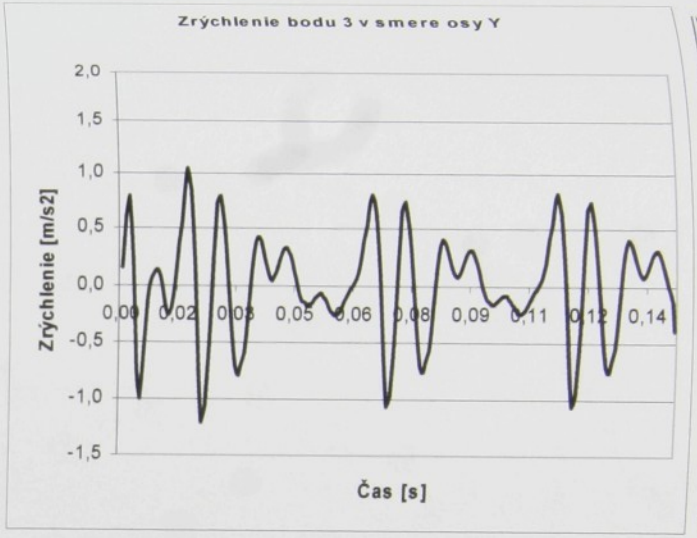


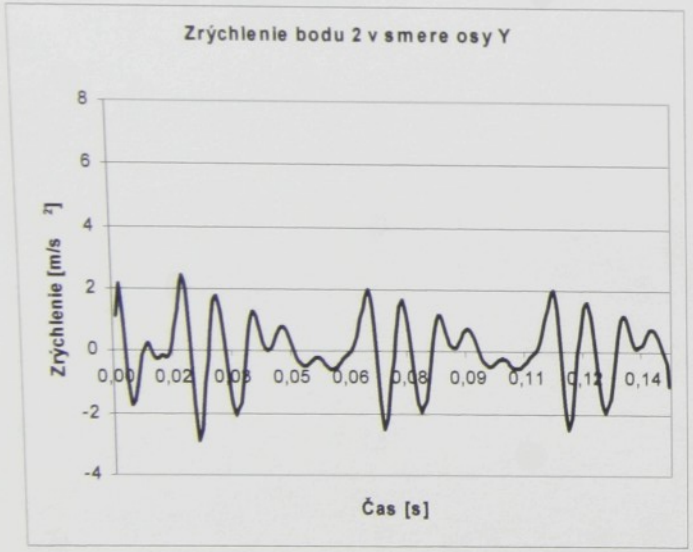


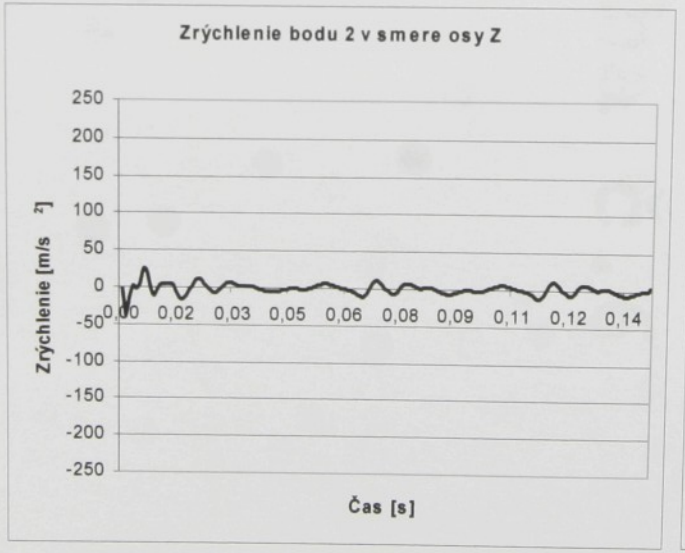
Posunutie bodov ramena s posunutými úložnými bodmi s optimalizovaným mechanizmom s vývažkom na ojnici.

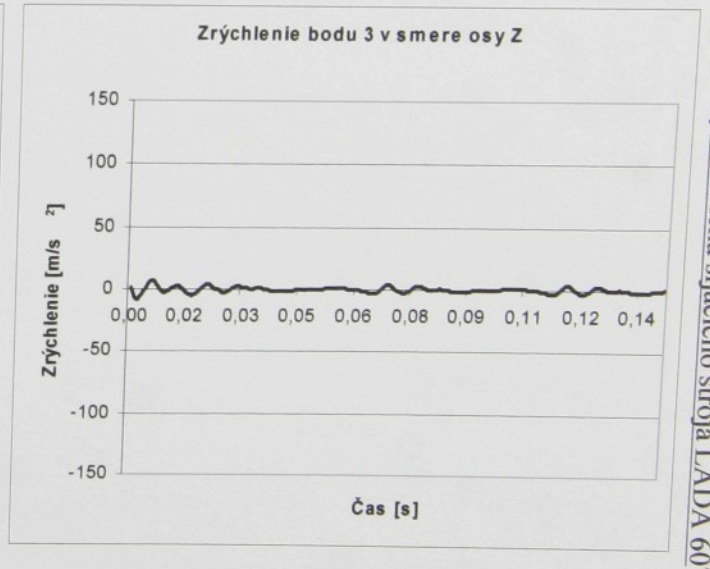






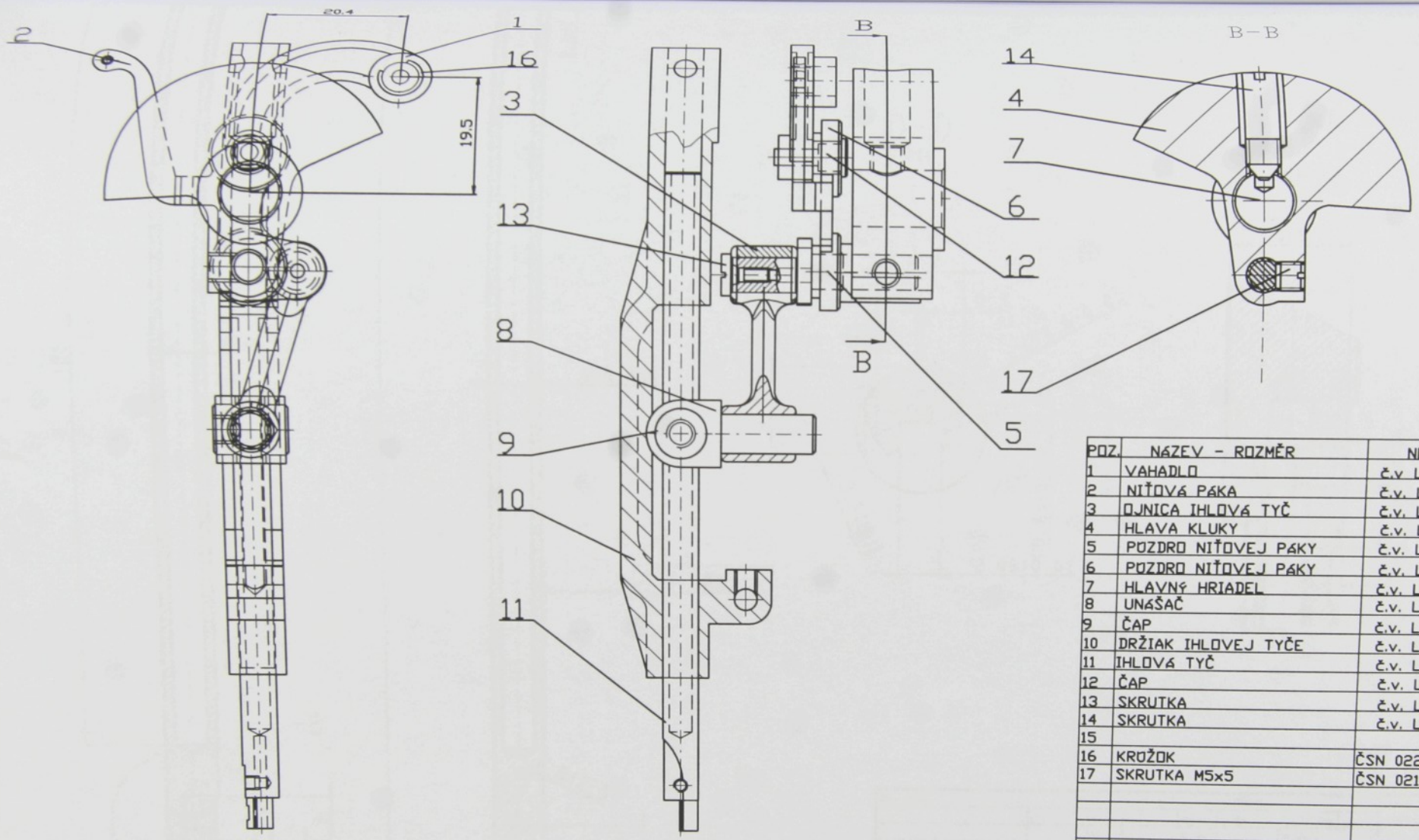






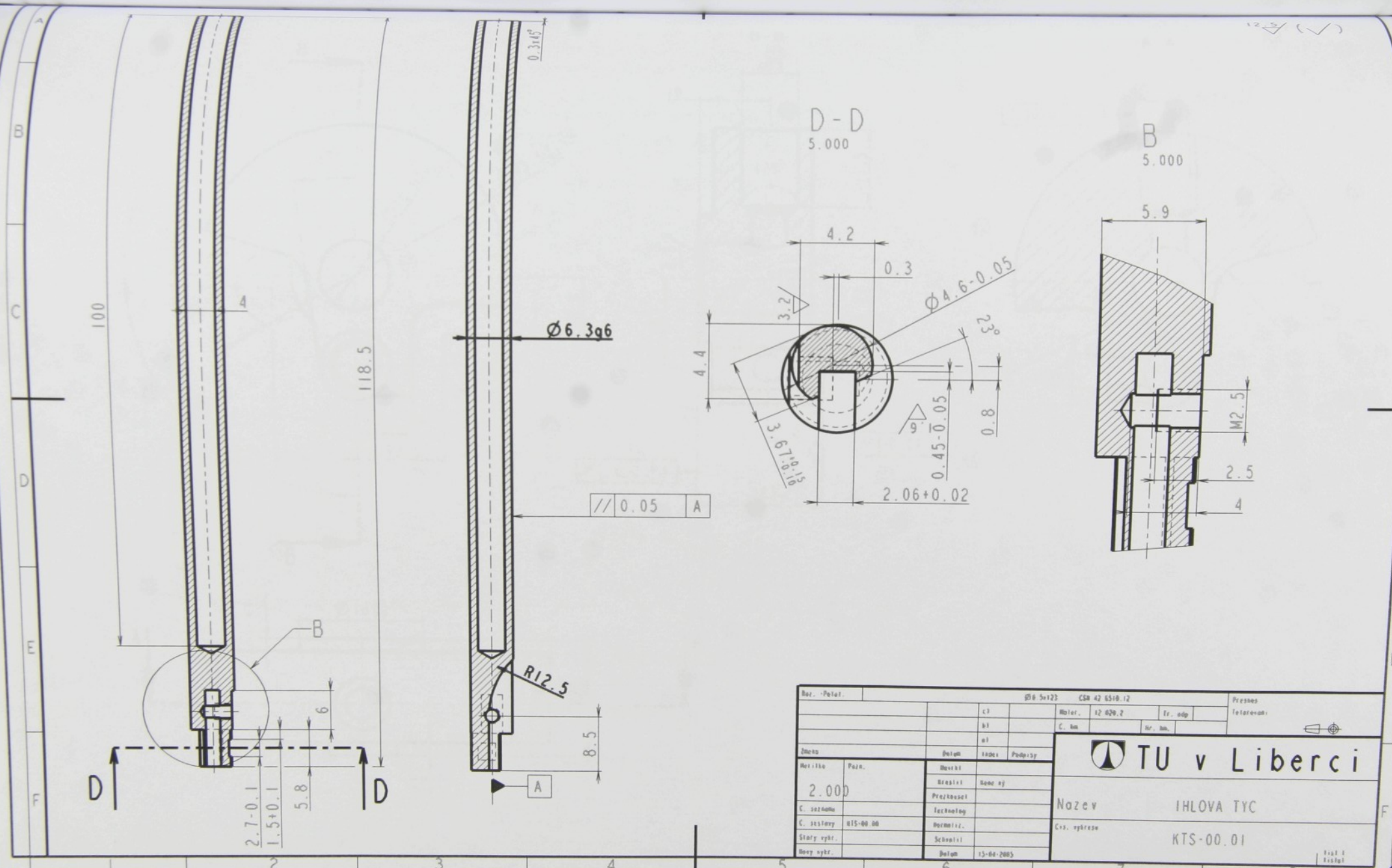
Zrýchlenie bodov ramena s posunutými úložnými bodmi s optimalizovaným mechanizmom s vývažkom na ojnici.

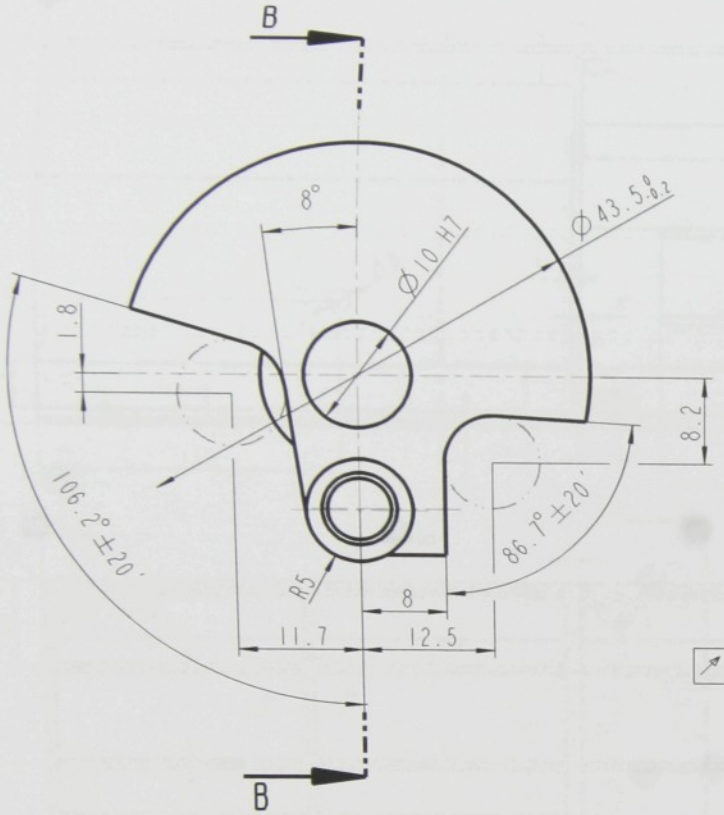
Príloha č.6

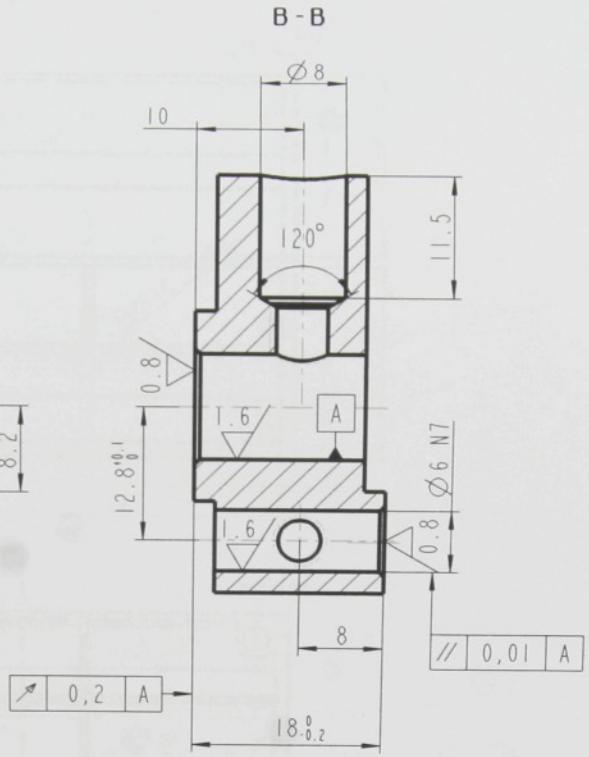


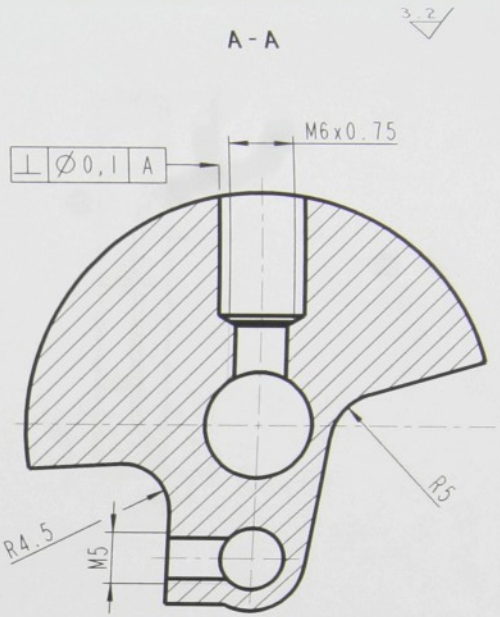
POZ.	NÁZEV - ROZMĚR	NORMA	MATER.
1	VAHADLO	Č.v. LADA	SILAMID
2	NIŤOVÁ PÁKA	Č.v. LADA	11321.21
3	OJNICA IHLOVÁ TYČ	Č.v. LADA	14220.3
4	HLAVA KLUKY	Č.v. LADA	422415
5	POZDRO NIŤOVEJ PÁKY	Č.v. LADA	11373.0
6	POZDRO NIŤOVEJ PÁKY	Č.v. LADA	11373.0
7	HLAVNÝ HRIADEL	Č.v. LADA	11373
8	UNÁŠAČ	Č.v. LADA	14220
9	ČAP	Č.v. LADA	11110.0
10	DRŽIAK IHLOVEJ TYČE	Č.v. LADA	
11	IHLOVÁ TYČ	Č.v. LADA	12020
12	ČAP	Č.v. LADA	11110.0
13	SKRUTKA	Č.v. LADA	
14	SKRUTKA	Č.v. LADA	
15			
16	KROŽOK	ČSN 022929.02	
17	SKRUTKA M5x5	ČSN 021181.20	

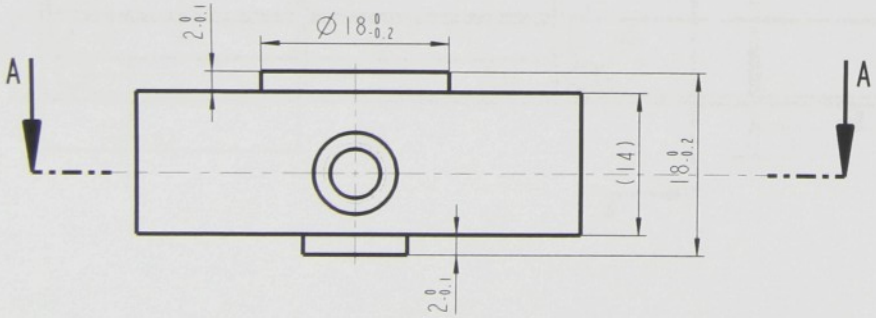
Rozm.–Polot.					PŘESNOST PŘESNOST
		c)		Mater.	Tř. odp. TŘ_OD TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		b)		Č. hm. kg Hr. hm. kg	PROMÍTÁNÍ
		a)			
Změna	Datum	Index	Podpisy		TU v Liberci
Měřítko 2:1	Pozn.	Navrhl			
		Kreslil	KONECNÝ	Název	ZOSTAVA
		Přezkoušel			
Č.seznamu		Technolog		Typ	
Č.sestavy		Normalizoval		Čís. výkresu	KTS–00.00
Starý výkr.		Schválil			
Nový výkr.		Datum			List


D - D
5.000
B
5.000
100
118.5
4
Ø6.3g6
0.3x45°
R12.5
8.5
6
5.8
2.7-0.1
1.5+0.1
D
D
B
A
// 0.05 A
4.2
0.3
Ø4.6-0.05
23°
3.2
4.4
3.67+0.15 -0.16
0.45-0.05
0.8
2.06+0.02
5.9
M2.5
2.5
4
TU v Liberci
Název
IHLOVA TYC
KTS-00.01
2.000
KTS-00.00
13-04-2005

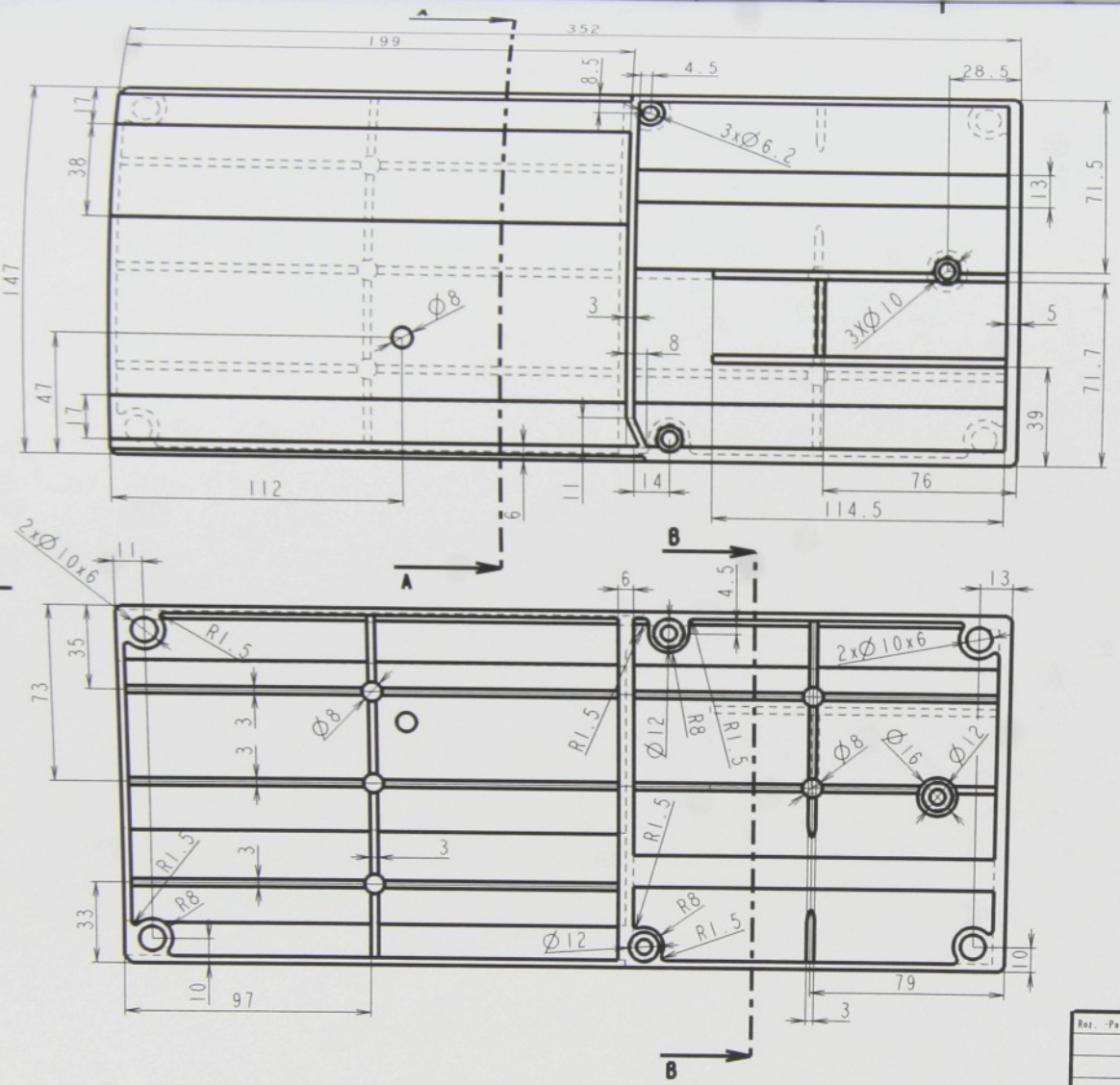


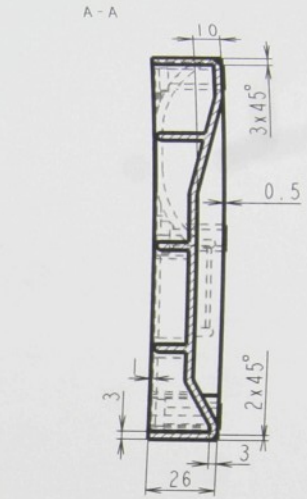


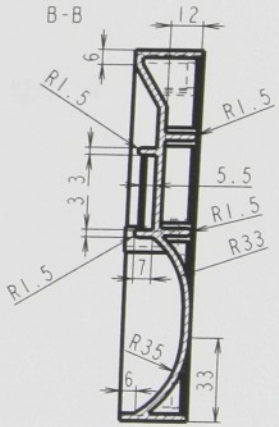




Roz. -Polot.		Odlietok					Presnos Tolerovani
		c)		Mater.	CSN 42 2415	Tr. odp	
		b)		C. km		Hr. km	
		a)					
Zmena		Datum	Index	Podpisy			
Meritko	Pozn.	Navrhl		TU v Liberci			
2:1		Kreslil	Konecny				
		Prezkousel					
C. seznamu		Technolog		Nazev	HLAVAKLIKY		
C. sestavy	KTS-00.00	Normaliz.					
Stary vykr.		Schvalil		Cis. vykresu	KTS-00.02		
Novy vykr.		Datum	15-04-2005				list 1 listu 1







Roz. -Polut.				Odlitek			Presnost Tolerovani
		c)		Mater.	42 4519	Tr. odp	
		b)		C. km		Hr. km	
		a)					
Zmena		Datum	Index	Podpisy			
Meritko	Pozn.	Navrhl					
0.500		Kreslil	Konecny				
C. seznamu		Prezkousel					
C. sestavy	KTS-00.00	Technolog					
Stary vykr.		Normaliz.					
Novy vykr.		Schvalil					
		Datum	15-04-2005				

TU v Liberci

ZAKLADNA DOSKA S KONSTR. UPRAVOU

Název

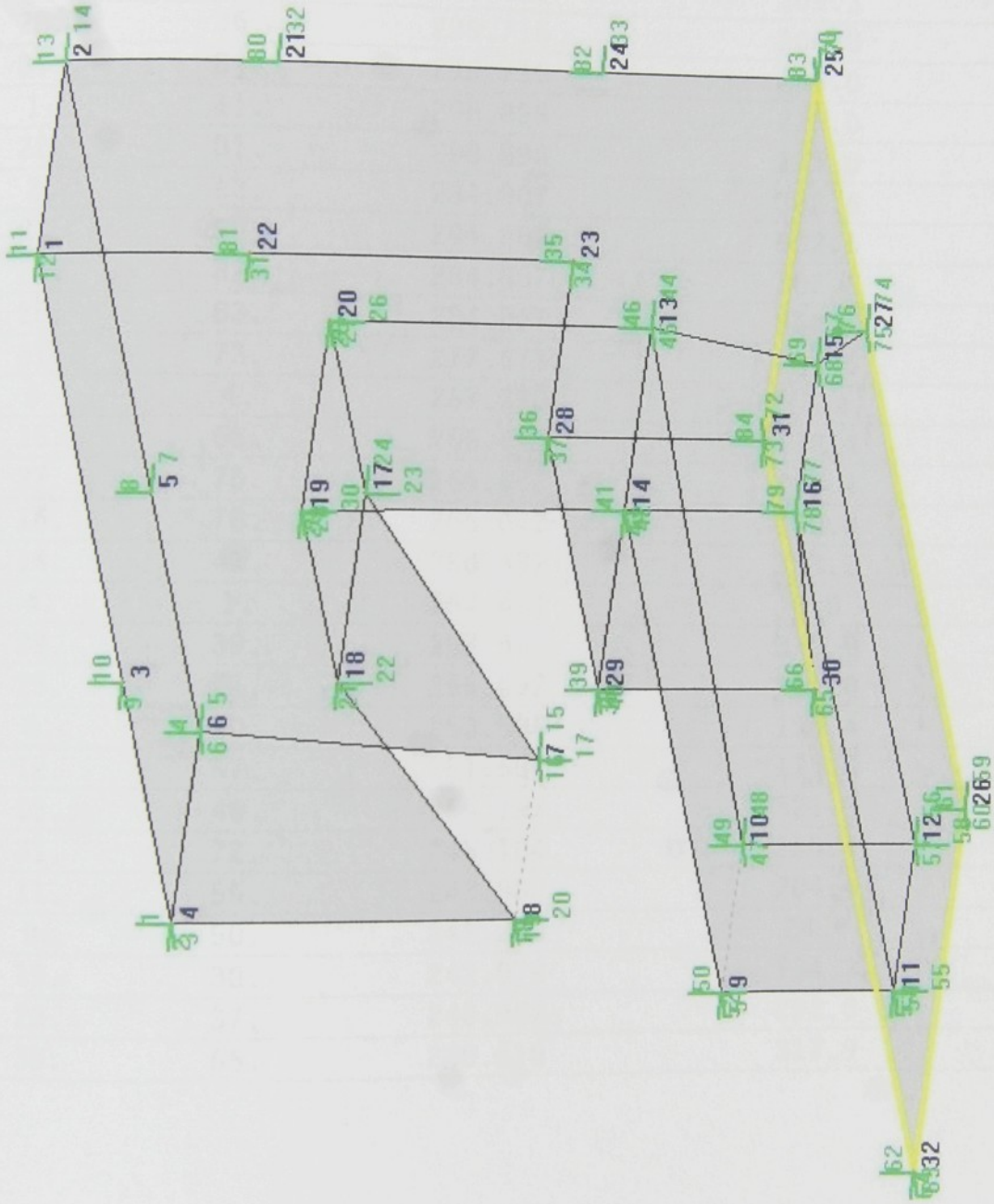
Cis. vykresu

KTS-00.03

Pocet listu

Príloha č.7

Body a smery merania prevádzkových tvarov kmitov



1 - body merania

1 - smery merania

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 18 Hz)

Bod	Smer	Amp.[um]	Fáza[°]
26.	60.	324.972	75.4
25.	70.	319.861	282.2
23.	35.	302.621	309.3
28.	36.	299.716	306.0
31.	84.	299.716	306.0
1.	11.	298.898	275.0
22.	81.	298.898	275.0
2.	13.	284.867	302.6
21.	80.	284.867	302.6
24.	82.	284.867	302.6
25.	83.	284.867	302.6
31.	73.	277.673	285.5
6.	4.	267.730	15.4
15.	68.	265.642	118.4
27.	75.	265.642	118.4
16.	78.	265.642	118.4
14.	41.	258.482	313.3
4.	1.	257.471	0.0
29.	39.	257.462	310.0
25.	71.	255.092	114.0
8.	20.	253.586	190.4
12.	57.	251.652	115.4
13.	46.	250.197	321.9
31.	72.	245.104	289.4
11.	55.	243.882	204.4
9.	50.	242.236	24.4
19.	30.	242.079	134.3
28.	37.	240.987	292.0
30.	66.	240.510	317.9

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 18 Hz)

23.	34.	238.205	299.5
11.	54.	237.239	119.5
12.	58.	236.765	208.1
15.	69.	236.645	319.1
27.	76.	236.645	319.1
16.	79.	236.645	319.1
26.	61.	236.512	25.3
10.	49.	236.464	338.6
18.	22.	235.766	147.7
32.	62.	235.026	24.1
20.	26.	234.750	137.8
2.	14.	223.917	80.1
7.	17.	223.211	200.1
1.	12.	218.720	251.9
32.	63.	216.801	116.7
9.	51.	211.175	120.0
13.	45.	210.705	125.1
22.	31.	210.636	302.9
21.	32.	209.748	120.2
10.	47.	205.459	127.7
24.	33.	202.969	123.2
17.	23.	202.832	143.3
3.	10.	200.226	320.7
14.	42.	199.734	126.1
14.	43.	196.218	295.5
19.	29.	193.047	285.6
5.	8.	191.383	326.9
29.	38.	187.547	297.0
13.	44.	181.855	111.0
15.	67.	176.997	102.9

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 18 Hz)

27.	74.	176.997	102.9
16.	77.	176.997	102.9
20.	25.	176.645	107.3
6.	5.	173.179	239.0
29.	40.	172.380	124.2
6.	6.	171.774	162.8
30.	65.	166.055	251.1
20.	27.	163.564	132.3
7.	16.	157.531	141.4
19.	28.	146.968	130.5
4.	3.	144.212	215.2
32.	64.	143.312	127.7
8.	19.	141.726	143.2
9.	52.	139.246	121.5
26.	59.	136.544	296.7
11.	53.	136.414	115.1
12.	56.	134.795	299.8
4.	2.	126.530	122.4
8.	18.	115.465	147.6
17.	24.	113.151	60.1
7.	15.	110.553	242.7
18.	21.	107.104	236.0
5.	7.	82.921	248.8
3.	9.	72.018	26.6
10.	48.	58.419	323.1

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 18 Hz)

Bod	Smer	Amp.[m/s^2]	Fáza[°]
26.	60.	4.157	75.4
25.	70.	4.091	282.2
23.	35.	3.871	309.3
28.	36.	3.834	306.0
31.	84.	3.834	306.0
1.	11.	3.823	275.0
22.	81.	3.823	275.0
2.	13.	3.644	302.6
21.	80.	3.644	302.6
24.	82.	3.644	302.6
25.	83.	3.644	302.6
31.	73.	3.552	285.5
6.	4.	3.425	15.4
15.	68.	3.398	118.4
27.	75.	3.398	118.4
16.	78.	3.398	118.4
14.	41.	3.306	313.3
4.	1.	3.293	0.0
29.	39.	3.293	310.0
25.	71.	3.263	114.0
8.	20.	3.244	190.4
12.	57.	3.219	115.4
13.	46.	3.200	321.9
31.	72.	3.135	289.4
11.	55.	3.119	204.4
9.	50.	3.098	24.4
19.	30.	3.096	134.3
28.	37.	3.082	292.0
30.	66.	3.076	317.9

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 18 Hz)

23.	34.	3.047	299.5
11.	54.	3.035	119.5
12.	58.	3.028	208.1
15.	69.	3.027	319.1
27.	76.	3.027	319.1
16.	79.	3.027	319.1
26.	61.	3.025	25.3
10.	49.	3.025	338.6
18.	22.	3.016	147.7
32.	62.	3.006	24.1
20.	26.	3.003	137.8
2.	14.	2.864	80.1
7.	17.	2.855	200.1
1.	12.	2.798	251.9
32.	63.	2.773	116.7
9.	51.	2.701	120.0
13.	45.	2.695	125.1
22.	31.	2.694	302.9
21.	32.	2.683	120.2
10.	47.	2.628	127.7
24.	33.	2.596	123.2
17.	23.	2.594	143.3
3.	10.	2.561	320.7
14.	42.	2.555	126.1
14.	43.	2.510	295.5
19.	29.	2.469	285.6
5.	8.	2.448	326.9
29.	38.	2.399	297.0
13.	44.	2.326	111.0
15.	67.	2.264	102.9

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 18 Hz)

27.	74.	2.264	102.9
16.	77.	2.264	102.9
20.	25.	2.259	107.3
6.	5.	2.215	239.0
29.	40.	2.205	124.2
6.	6.	2.197	162.8
30.	65.	2.124	251.1
20.	27.	2.092	132.3
7.	16.	2.015	141.4
19.	28.	1.880	130.5
4.	3.	1.845	215.2
32.	64.	1.833	127.7
8.	19.	1.813	143.2
9.	52.	1.781	121.5
26.	59.	1.747	296.7
11.	53.	1.745	115.1
12.	56.	1.724	299.8
4.	2.	1.618	122.4
8.	18.	1.477	147.6
17.	24.	1.447	60.1
7.	15.	1.414	242.7
18.	21.	1.370	236.0
5.	7.	1.061	248.8
3.	9.	0.921	26.6
10.	48.	0.747	323.1

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 37 Hz)

Bod	Smer	Amp.[um]	Fáza[°]
26.	61.	50.594	6.9
9.	50.	49.189	7.4
11.	55.	49.105	187.5
12.	58.	49.061	189.9
32.	62.	48.446	350.0
8.	20.	46.426	189.3
7.	17.	46.407	197.3
6.	4.	46.019	8.1
4.	1.	45.729	0.0
10.	49.	42.441	14.9
5.	8.	35.073	19.6
3.	10.	34.427	15.0
17.	23.	33.328	202.5
18.	22.	33.049	199.3
6.	6.	31.173	206.5
26.	60.	31.114	327.4
32.	63.	29.419	328.8
4.	3.	29.383	205.2
15.	68.	29.090	324.9
27.	75.	29.090	324.9
16.	78.	29.090	324.9
31.	72.	28.825	148.0
15.	69.	28.679	25.0
27.	76.	28.679	25.0
16.	79.	28.679	25.0
7.	15.	27.275	167.9
30.	66.	25.618	20.4
25.	70.	25.607	147.6
13.	46.	25.023	29.3

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 37 Hz)

20.	26.	24.757	210.0
11.	54.	24.749	325.0
12.	57.	24.225	322.5
19.	30.	24.177	209.9
10.	47.	21.199	320.7
4.	2.	20.303	5.6
9.	51.	20.039	317.8
28.	36.	19.636	147.1
31.	84.	19.636	147.1
23.	35.	19.536	145.9
14.	42.	19.331	316.3
29.	40.	18.765	317.4
14.	41.	18.763	31.8
8.	18.	18.703	346.0
13.	45.	17.829	311.9
20.	27.	17.267	223.9
19.	28.	17.147	223.7
2.	13.	16.712	129.1
21.	80.	16.712	129.1
24.	82.	16.712	129.1
25.	83.	16.712	129.1
8.	19.	16.506	227.6
29.	39.	16.393	33.0
7.	16.	16.308	234.4
17.	24.	15.042	208.6
6.	5.	14.995	213.5
1.	11.	14.812	126.6
22.	81.	14.812	126.6
5.	7.	14.750	216.2
1.	12.	14.602	42.8

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 37 Hz)

18.	21.	14.135	28.7
3.	9.	14.109	38.2
2.	14.	13.332	227.3
9.	52.	13.313	319.6
22.	31.	13.077	76.6
19.	29.	12.521	39.6
20.	25.	11.941	219.6
11.	53.	11.666	310.6
32.	64.	11.433	316.0
10.	48.	11.221	127.1
21.	32.	11.207	249.7
12.	56.	10.842	112.9
23.	34.	10.331	135.5
14.	43.	9.952	36.6
26.	59.	9.709	51.8
28.	37.	9.645	136.9
24.	33.	9.505	325.1
13.	44.	7.503	209.7
15.	67.	7.008	41.3
27.	74.	7.008	41.3
16.	77.	7.008	41.3
29.	38.	4.187	56.1
25.	71.	0.790	335.8
30.	65.	0.520	239.9
31.	73.	0.450	153.2

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 37 Hz)

Bod	Smer	Amp.[m/s^2]	Fáza[°]
26.	61.	2.734	6.9
9.	50.	2.658	7.4
11.	55.	2.654	187.5
12.	58.	2.652	189.9
32.	62.	2.618	350.0
8.	20.	2.509	189.3
7.	17.	2.508	197.3
6.	4.	2.487	8.1
4.	1.	2.471	0.0
10.	49.	2.294	14.9
5.	8.	1.896	19.6
3.	10.	1.861	15.0
17.	23.	1.801	202.5
18.	22.	1.786	199.3
6.	6.	1.685	206.5
26.	60.	1.682	327.4
32.	63.	1.590	328.8
4.	3.	1.588	205.2
15.	68.	1.572	324.9
27.	75.	1.572	324.9
16.	78.	1.572	324.9
31.	72.	1.558	148.0
15.	69.	1.550	25.0
27.	76.	1.550	25.0
16.	79.	1.550	25.0
7.	15.	1.474	167.9
30.	66.	1.385	20.4
25.	70.	1.384	147.6
13.	46.	1.352	29.3

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 37 Hz)

20.	26.	1.338	210.0
11.	54.	1.338	325.0
12.	57.	1.309	322.5
19.	30.	1.307	209.9
10.	47.	1.146	320.7
4.	2.	1.097	5.6
9.	51.	1.083	317.8
28.	36.	1.061	147.1
31.	84.	1.061	147.1
23.	35.	1.056	145.9
14.	42.	1.045	316.3
29.	40.	1.014	317.4
14.	41.	1.014	31.8
8.	18.	1.011	346.0
13.	45.	0.964	311.9
20.	27.	0.933	223.9
19.	28.	0.927	223.7
2.	13.	0.903	129.1
21.	80.	0.903	129.1
24.	82.	0.903	129.1
25.	83.	0.903	129.1
8.	19.	0.892	227.6
29.	39.	0.886	33.0
7.	16.	0.881	234.4
17.	24.	0.813	208.6
6.	5.	0.810	213.5
1.	11.	0.801	126.6
22.	81.	0.801	126.6
5.	7.	0.797	216.2
1.	12.	0.789	42.8

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, pôvodný mechanizmus, frekvencia 37 Hz)

18.	21.	0.764	28.7
3.	9.	0.763	38.2
2.	14.	0.721	227.3
9.	52.	0.720	319.6
22.	31.	0.707	76.6
19.	29.	0.677	39.6
20.	25.	0.645	219.6
11.	53.	0.631	310.6
32.	64.	0.618	316.0
10.	48.	0.606	127.1
21.	32.	0.606	249.7
12.	56.	0.586	112.9
23.	34.	0.558	135.5
14.	43.	0.538	36.6
26.	59.	0.525	51.8
28.	37.	0.521	136.9
24.	33.	0.514	325.1
13.	44.	0.406	209.7
15.	67.	0.379	41.3
27.	74.	0.379	41.3
16.	77.	0.379	41.3
29.	38.	0.226	56.1
25.	71.	0.043	335.8
30.	65.	0.028	239.9
31.	73.	0.024	153.2

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, , pôvodný mechanizmus, frekvencia 55 Hz)

Bod	Smer	Amp.[um]	Fáza[°]
17.	24.	4.183	122.4
20.	25.	3.235	31.1
28.	37.	2.818	144.8
6.	4.	2.810	344.8
22.	31.	2.795	143.1
7.	17.	2.786	188.3
8.	20.	2.736	186.7
4.	1.	2.729	0.0
6.	5.	2.606	140.0
13.	44.	2.270	324.7
5.	8.	2.218	8.0
18.	22.	2.190	208.5
4.	2.	2.175	322.6
4.	3.	2.160	201.2
24.	33.	2.132	317.1
7.	15.	2.078	148.7
19.	29.	2.061	166.6
3.	10.	2.049	23.8
23.	34.	1.965	137.3
6.	6.	1.933	207.4
1.	12.	1.899	137.4
14.	43.	1.853	142.1
29.	38.	1.801	142.4
8.	18.	1.759	315.0
20.	27.	1.750	290.7
8.	19.	1.732	254.1
21.	32.	1.673	315.0
5.	7.	1.653	153.0
10.	48.	1.640	124.2

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, , pôvodný mechanizmus, frekvencia 55 Hz)

20.	26.	1.575	214.8
13.	46.	1.543	39.7
1.	11.	1.456	77.4
22.	81.	1.456	77.4
13.	45.	1.446	309.2
2.	14.	1.387	313.5
2.	13.	1.378	107.4
21.	80.	1.378	107.4
24.	82.	1.378	107.4
25.	83.	1.378	107.4
3.	9.	1.330	316.0
29.	40.	1.320	135.0
18.	21.	1.113	319.3
7.	16.	1.091	307.0
19.	28.	1.078	220.2
17.	23.	1.029	174.4
23.	35.	0.879	146.1
15.	67.	0.864	161.5
27.	74.	0.864	161.5
16.	77.	0.864	161.5
19.	30.	0.761	213.2
14.	42.	0.684	140.8
11.	54.	0.644	225.0
30.	66.	0.628	76.7
12.	57.	0.627	283.3
28.	36.	0.609	149.6
31.	84.	0.609	149.6
14.	41.	0.559	58.9
10.	47.	0.531	247.8
29.	39.	0.484	126.4

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, , pôvodný mechanizmus, frekvencia 55 Hz)

32.	64.	0.456	225.0
10.	49.	0.373	114.1
15.	68.	0.372	245.9
27.	75.	0.372	245.9
16.	78.	0.372	245.9
32.	63.	0.368	172.2
32.	62.	0.345	22.2
9.	51.	0.322	232.2
26.	60.	0.304	250.5
9.	50.	0.288	18.4
25.	71.	0.274	205.2
15.	69.	0.253	132.9
27.	76.	0.253	132.9
16.	79.	0.253	132.9
26.	61.	0.235	26.6
9.	52.	0.235	248.6
11.	53.	0.209	229.6
31.	73.	0.186	196.8
30.	65.	0.169	146.2
31.	72.	0.154	163.0
12.	56.	0.152	141.5
25.	70.	0.146	159.1
26.	59.	0.141	139.1
11.	55.	0.140	177.1
12.	58.	0.136	171.4

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, , pôvodný mechanizmus, frekvencia 55 Hz)

Bod	Smer	Amp.[m/s^2]	Fáza[°]
17.	24.	0.500	122.4
20.	25.	0.386	31.1
28.	37.	0.337	144.8
6.	4.	0.336	344.8
22.	31.	0.334	143.1
7.	17.	0.333	188.3
8.	20.	0.327	186.7
4.	1.	0.326	0.0
6.	5.	0.311	140.0
13.	44.	0.271	324.7
5.	8.	0.265	8.0
18.	22.	0.262	208.5
4.	2.	0.260	322.6
4.	3.	0.258	201.2
24.	33.	0.255	317.1
7.	15.	0.248	148.7
19.	29.	0.246	166.6
3.	10.	0.245	23.8
23.	34.	0.235	137.3
6.	6.	0.231	207.4
1.	12.	0.227	137.4
14.	43.	0.221	142.1
29.	38.	0.215	142.4
8.	18.	0.210	315.0
20.	27.	0.209	290.7
8.	19.	0.207	254.1
21.	32.	0.200	315.0
5.	7.	0.197	153.0
10.	48.	0.196	124.2

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, , pôvodný mechanizmus, frekvencia 55 Hz)

20.	26.	0.188	214.8
13.	46.	0.184	39.7
1.	11.	0.174	77.4
22.	81.	0.174	77.4
13.	45.	0.173	309.2
2.	14.	0.166	313.5
2.	13.	0.165	107.4
21.	80.	0.165	107.4
24.	82.	0.165	107.4
25.	83.	0.165	107.4
3.	9.	0.159	316.0
29.	40.	0.158	135.0
18.	21.	0.133	319.3
7.	16.	0.130	307.0
19.	28.	0.129	220.2
17.	23.	0.123	174.4
23.	35.	0.105	146.1
15.	67.	0.103	161.5
27.	74.	0.103	161.5
16.	77.	0.103	161.5
19.	30.	0.091	213.2
14.	42.	0.082	140.8
11.	54.	0.077	225.0
30.	66.	0.075	76.7
12.	57.	0.075	283.3
28.	36.	0.073	149.6
31.	84.	0.073	149.6
14.	41.	0.067	58.9
10.	47.	0.063	247.8
29.	39.	0.058	126.4

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, , pôvodný mechanizmus, frekvencia 55 Hz)

32.	64.	0.054	225.0
10.	49.	0.044	114.1
15.	68.	0.044	245.9
27.	75.	0.044	245.9
16.	78.	0.044	245.9
32.	63.	0.044	172.2
32.	62.	0.041	22.2
9.	51.	0.038	232.2
26.	60.	0.036	250.5
9.	50.	0.034	18.4
25.	71.	0.033	205.2
15.	69.	0.030	132.9
27.	76.	0.030	132.9
16.	79.	0.030	132.9
26.	61.	0.028	26.6
9.	52.	0.028	248.6
11.	53.	0.025	229.6
31.	73.	0.022	196.8
30.	65.	0.020	146.2
31.	72.	0.018	163.0
12.	56.	0.018	141.5
25.	70.	0.017	159.1
26.	59.	0.017	139.1
11.	55.	0.017	177.1
12.	58.	0.016	171.4

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 17 Hz)

Bod	Smer	Amp.[um]	Fáza[°]
26.	61.	170.815	5.5
4.	2.	158.075	158.4
2.	14.	149.494	336.2
1.	12.	147.553	154.7
6.	5.	145.857	336.8
5.	7.	143.118	338.7
3.	9.	140.671	154.8
16.	77.	136.130	283.3
18.	21.	124.518	158.0
19.	29.	123.779	154.1
15.	68.	123.708	54.7
21.	32.	122.755	331.5
32.	62.	121.262	315.0
17.	24.	119.519	334.3
7.	15.	118.261	332.1
8.	18.	115.974	155.0
30.	66.	114.363	35.3
27.	74.	108.420	309.2
4.	3.	107.448	154.3
6.	6.	105.201	152.5
24.	33.	97.088	327.6
13.	44.	96.439	13.8
23.	34.	95.726	150.8
22.	31.	95.203	160.0
8.	20.	94.732	161.8
4.	1.	91.547	0.0
12.	56.	85.684	300.0
23.	35.	85.591	54.7
29.	39.	84.741	347.0

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 17 Hz)

28.	37.	82.033	151.7
28.	36.	81.367	347.0
19.	28.	79.819	141.6
8.	19.	79.013	138.8
7.	16.	76.175	142.9
12.	58.	73.105	162.5
3.	10.	72.647	9.8
29.	38.	71.085	152.0
10.	49.	70.046	54.7
7.	17.	59.630	206.7
13.	45.	59.396	131.3
20.	25.	55.938	206.6
9.	50.	55.297	1.5
2.	13.	53.348	153.2
6.	4.	48.993	29.7
14.	43.	48.911	148.5
10.	48.	47.946	323.7
11.	55.	46.422	193.4
29.	40.	44.412	143.3
20.	27.	42.786	139.8
15.	67.	42.535	324.5
18.	22.	41.114	210.0
9.	52.	41.071	147.9
14.	41.	39.392	21.4
22.	81.	38.173	45.0
31.	72.	36.608	298.6
16.	79.	35.705	3.4
14.	42.	33.828	128.1
26.	60.	33.694	121.8
25.	71.	33.682	305.2

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 17 Hz)

31.	73.	32.954	149.3
16.	78.	32.749	136.7
19.	30.	32.242	211.5
12.	57.	32.192	123.9
32.	63.	31.785	127.5
1.	11.	30.819	132.4
30.	65.	30.526	149.2
5.	8.	30.216	62.5
21.	80.	29.138	154.4
11.	53.	27.890	160.3
11.	54.	26.895	135.7
17.	23.	26.895	217.6
31.	84.	26.116	337.2
26.	59.	26.101	303.2
9.	51.	23.869	134.0
25.	70.	23.811	250.5
32.	64.	22.881	139.4
13.	46.	21.032	166.7
20.	26.	17.587	197.6
10.	47.	10.179	225.0
27.	76.	7.209	131.9
15.	69.	7.208	138.2
25.	83.	7.201	199.5
27.	75.	6.841	135.0
24.	82.	5.577	153.5

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 17 Hz)

Bod	Smer	Amp.[m/s^2]	Fáza[°]
26.	61.	1.949	5.5
4.	2.	1.804	158.4
2.	14.	1.706	336.2
1.	12.	1.683	154.7
6.	5.	1.664	336.8
5.	7.	1.633	338.7
3.	9.	1.605	154.8
16.	77.	1.553	283.3
18.	21.	1.421	158.0
19.	29.	1.412	154.1
15.	68.	1.411	54.7
21.	32.	1.401	331.5
32.	62.	1.384	315.0
17.	24.	1.364	334.3
7.	15.	1.349	332.1
8.	18.	1.323	155.0
30.	66.	1.305	35.3
27.	74.	1.237	309.2
4.	3.	1.226	154.3
6.	6.	1.200	152.5
24.	33.	1.108	327.6
13.	44.	1.100	13.8
23.	34.	1.092	150.8
22.	31.	1.086	160.0
8.	20.	1.081	161.8
4.	1.	1.044	0.0
12.	56.	0.978	300.0
23.	35.	0.977	54.7
29.	39.	0.967	347.0

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 17 Hz)

28.	37.	0.936	151.7
28.	36.	0.928	347.0
19.	28.	0.911	141.6
8.	19.	0.901	138.8
7.	16.	0.869	142.9
12.	58.	0.834	162.5
3.	10.	0.829	9.8
29.	38.	0.811	152.0
10.	49.	0.799	54.7
7.	17.	0.680	206.7
13.	45.	0.678	131.3
20.	25.	0.638	206.6
9.	50.	0.631	1.5
2.	13.	0.609	153.2
6.	4.	0.559	29.7
14.	43.	0.558	148.5
10.	48.	0.547	323.7
11.	55.	0.530	193.4
29.	40.	0.507	143.3
20.	27.	0.488	139.8
15.	67.	0.485	324.5
18.	22.	0.469	210.0
9.	52.	0.469	147.9
14.	41.	0.449	21.4
22.	81.	0.436	45.0
31.	72.	0.418	298.6
16.	79.	0.407	3.4
14.	42.	0.386	128.1
26.	60.	0.384	121.8
25.	71.	0.384	305.2

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 17 Hz)

31.	73.	0.376	149.3
16.	78.	0.374	136.7
19.	30.	0.368	211.5
12.	57.	0.367	123.9
32.	63.	0.363	127.5
1.	11.	0.352	132.4
30.	65.	0.348	149.2
5.	8.	0.345	62.5
21.	80.	0.332	154.4
11.	53.	0.318	160.3
11.	54.	0.307	135.7
17.	23.	0.307	217.6
31.	84.	0.298	337.2
26.	59.	0.298	303.2
9.	51.	0.272	134.0
25.	70.	0.272	250.5
32.	64.	0.261	139.4
13.	46.	0.240	166.7
20.	26.	0.201	197.6
10.	47.	0.116	225.0
27.	76.	0.082	131.9
15.	69.	0.082	138.2
25.	83.	0.082	199.5
27.	75.	0.078	135.0
24.	82.	0.064	153.5

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 34 Hz)

Bod	Smer	Amp.[um]	Fáza[°]
15.	68.	103.762	198.4
23.	35.	97.127	273.8
7.	15.	87.283	124.4
8.	20.	86.490	158.9
10.	49.	79.088	1.7
6.	4.	76.344	358.1
4.	1.	75.974	0.0
9.	50.	75.512	12.8
7.	17.	73.279	174.3
12.	58.	65.452	194.3
26.	61.	62.840	343.2
31.	73.	60.444	274.1
12.	56.	59.417	299.2
26.	59.	58.090	294.1
11.	55.	57.671	187.6
5.	8.	56.946	334.6
3.	10.	56.601	333.6
18.	22.	55.107	170.5
27.	76.	54.808	331.8
27.	74.	53.283	161.1
6.	6.	53.099	158.8
2.	13.	52.397	296.7
4.	3.	50.817	167.4
30.	66.	50.170	348.0
16.	79.	48.430	332.2
16.	77.	47.890	36.7
13.	46.	47.480	331.8
15.	69.	46.467	11.5
32.	62.	44.680	324.7

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 34 Hz)

19.	29.	44.306	294.4
20.	26.	42.092	152.7
1.	12.	41.189	299.0
17.	23.	40.928	169.0
27.	75.	40.086	60.0
10.	47.	39.043	126.3
25.	83.	38.927	39.9
1.	11.	38.895	299.6
7.	16.	38.750	153.5
31.	72.	37.569	141.5
10.	48.	36.769	238.9
21.	80.	36.735	318.8
3.	9.	36.372	233.1
19.	28.	36.212	170.5
17.	24.	35.607	49.6
32.	64.	34.237	131.2
19.	30.	34.094	141.7
31.	84.	33.668	344.1
9.	51.	33.589	136.1
5.	7.	33.577	33.6
8.	19.	32.648	151.9
2.	14.	32.459	73.8
24.	82.	32.206	298.7
25.	71.	30.678	148.1
26.	60.	25.353	135.0
4.	2.	22.060	153.2
22.	81.	20.840	319.6
32.	63.	20.033	131.4
18.	21.	14.002	169.4
23.	34.	12.428	225.0

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 34 Hz)

6.	5.	12.297	309.3
30.	65.	8.964	210.0
20.	27.	8.133	159.8
29.	39.	7.090	275.4
13.	44.	6.781	130.9
8.	18.	5.547	123.4
20.	25.	5.180	229.8
15.	67.	5.178	204.1
25.	70.	5.178	245.9
28.	36.	5.034	240.0
14.	41.	5.034	240.0
12.	57.	4.883	131.9
13.	45.	4.795	130.9
14.	43.	4.756	210.0
9.	52.	4.520	146.8
11.	53.	4.485	142.3
16.	78.	4.355	69.9
11.	54.	3.918	115.9
29.	40.	3.474	210.0
14.	42.	3.366	138.7
21.	32.	3.360	138.2
24.	33.	3.188	135.0
29.	38.	2.695	216.7
28.	37.	2.603	219.3
22.	31.	2.445	223.4

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 34 Hz)

Bod	Smer	Amp.[m/s^2]	Fáza[°]
15.	68.	4.735	198.4
23.	35.	4.433	273.8
7.	15.	3.983	124.4
8.	20.	3.947	158.9
10.	49.	3.609	1.7
6.	4.	3.484	358.1
4.	1.	3.467	0.0
9.	50.	3.446	12.8
7.	17.	3.344	174.3
12.	58.	2.987	194.3
26.	61.	2.868	343.2
31.	73.	2.758	274.1
12.	56.	2.712	299.2
26.	59.	2.651	294.1
11.	55.	2.632	187.6
5.	8.	2.599	334.6
3.	10.	2.583	333.6
18.	22.	2.515	170.5
27.	76.	2.501	331.8
27.	74.	2.432	161.1
6.	6.	2.423	158.8
2.	13.	2.391	296.7
4.	3.	2.319	167.4
30.	66.	2.290	348.0
16.	79.	2.210	332.2
16.	77.	2.186	36.7
13.	46.	2.167	331.8
15.	69.	2.121	11.5
32.	62.	2.039	324.7

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 34 Hz)

19.	29.	2.022	294.4
20.	26.	1.921	152.7
1.	12.	1.880	299.0
17.	23.	1.868	169.0
27.	75.	1.829	60.0
10.	47.	1.782	126.3
25.	83.	1.777	39.9
1.	11.	1.775	299.6
7.	16.	1.768	153.5
31.	72.	1.715	141.5
10.	48.	1.678	238.9
21.	80.	1.676	318.8
3.	9.	1.660	233.1
19.	28.	1.653	170.5
17.	24.	1.625	49.6
32.	64.	1.562	131.2
19.	30.	1.556	141.7
31.	84.	1.536	344.1
9.	51.	1.533	136.1
5.	7.	1.532	33.6
8.	19.	1.490	151.9
2.	14.	1.481	73.8
24.	82.	1.470	298.7
25.	71.	1.400	148.1
26.	60.	1.157	135.0
4.	2.	1.007	153.2
22.	81.	0.951	319.6
32.	63.	0.914	131.4
18.	21.	0.639	169.4
23.	34.	0.567	225.0

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 34 Hz)

6.	5.	0.561	309.3
30.	65.	0.409	210.0
20.	27.	0.371	159.8
29.	39.	0.324	275.4
13.	44.	0.309	130.9
8.	18.	0.253	123.4
20.	25.	0.236	229.8
15.	67.	0.236	204.1
25.	70.	0.236	245.9
28.	36.	0.230	240.0
14.	41.	0.230	240.0
12.	57.	0.223	131.9
13.	45.	0.219	130.9
14.	43.	0.217	210.0
9.	52.	0.206	146.8
11.	53.	0.205	142.3
16.	78.	0.199	69.9
11.	54.	0.179	115.9
29.	40.	0.159	210.0
14.	42.	0.154	138.7
21.	32.	0.153	138.2
24.	33.	0.146	135.0
29.	38.	0.123	216.7
28.	37.	0.119	219.3
22.	31.	0.112	223.4

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 50 Hz)

Bod	Smer	Amp.[um]	Fáza[°]
9.	52.	18.128	83.6
12.	56.	17.224	226.3
19.	29.	16.610	210.0
26.	59.	16.537	203.8
7.	15.	12.571	320.7
11.	53.	11.774	29.3
27.	74.	9.464	222.4
32.	64.	8.188	329.6
16.	77.	8.150	225.0
1.	12.	7.741	156.2
13.	44.	7.684	245.9
5.	7.	7.609	72.8
14.	43.	7.469	175.5
2.	14.	7.355	49.1
9.	51.	7.300	326.7
23.	35.	7.025	176.2
8.	20.	6.803	199.0
26.	60.	6.764	14.7
15.	68.	6.738	306.6
10.	48.	6.701	149.7
2.	13.	6.618	239.8
9.	50.	6.604	10.4
10.	49.	6.480	10.4
11.	55.	6.394	187.9
3.	9.	6.342	213.4
4.	1.	6.157	0.0
12.	58.	6.111	196.3
23.	34.	6.098	210.0
18.	21.	6.082	200.0

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 50 Hz)

30.	65.	6.046	43.5
31.	73.	5.643	120.0
25.	83.	5.206	201.0
32.	62.	5.131	344.7
24.	82.	5.090	199.5
4.	2.	5.048	312.7
32.	63.	5.004	27.9
6.	4.	4.992	328.6
11.	54.	4.962	24.1
7.	17.	4.925	218.4
15.	67.	4.547	210.9
8.	19.	4.492	148.0
6.	5.	4.395	133.5
17.	23.	4.308	147.1
31.	84.	4.164	210.7
26.	61.	4.149	12.4
16.	78.	4.125	39.9
6.	6.	4.112	162.0
13.	46.	3.973	124.6
25.	70.	3.966	146.1
17.	24.	3.859	327.4
22.	81.	3.857	214.7
13.	45.	3.841	135.0
21.	80.	3.810	208.8
8.	18.	3.787	150.6
27.	76.	3.765	52.9
12.	57.	3.716	324.0
25.	71.	3.652	222.3
4.	3.	3.594	140.6
10.	47.	3.554	229.1

Hodnoty amplitúd posunutí v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 50 Hz)

30.	66.	3.533	32.0
20.	26.	3.325	150.0
15.	69.	3.202	64.0
5.	8.	3.080	300.0
31.	72.	2.954	220.6
7.	16.	2.851	203.4
18.	22.	2.704	171.3
24.	33.	2.659	202.2
16.	79.	2.620	325.7
1.	11.	2.532	202.6
28.	36.	2.323	210.1
3.	10.	1.897	311.4
28.	37.	1.813	215.3
29.	40.	0.975	146.3
20.	27.	0.927	157.3
21.	32.	0.906	153.5
29.	38.	0.827	155.9
19.	28.	0.818	153.5
29.	39.	0.676	138.2
27.	75.	0.651	116.6
14.	41.	0.577	225.0
19.	30.	0.574	212.0
22.	31.	0.561	203.1
14.	42.	0.509	144.8
20.	25.	0.371	206.6

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 50 Hz)

Bod	Smer	Amp.[m/s^2]	Fáza[°]
9.	52.	1.789	83.6
12.	56.	1.700	226.3
19.	29.	1.639	210.0
26.	59.	1.632	203.8
7.	15.	1.241	320.7
11.	53.	1.162	29.3
27.	74.	0.934	222.4
32.	64.	0.808	329.6
16.	77.	0.804	225.0
1.	12.	0.764	156.2
13.	44.	0.758	245.9
5.	7.	0.751	72.8
14.	43.	0.737	175.5
2.	14.	0.726	49.1
9.	51.	0.720	326.7
23.	35.	0.693	176.2
8.	20.	0.671	199.0
26.	60.	0.668	14.7
15.	68.	0.665	306.6
10.	48.	0.661	149.7
2.	13.	0.653	239.8
9.	50.	0.652	10.4
10.	49.	0.640	10.4
11.	55.	0.631	187.9
3.	9.	0.626	213.4
4.	1.	0.608	0.0
12.	58.	0.603	196.3
23.	34.	0.602	210.0
18.	21.	0.600	200.0

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 50 Hz)

30.	65.	0.597	43.5
31.	73.	0.557	120.0
25.	83.	0.514	201.0
32.	62.	0.506	344.7
24.	82.	0.502	199.5
4.	2.	0.498	312.7
32.	63.	0.494	27.9
6.	4.	0.493	328.6
11.	54.	0.490	24.1
7.	17.	0.486	218.4
15.	67.	0.449	210.9
8.	19.	0.443	148.0
6.	5.	0.434	133.5
17.	23.	0.425	147.1
31.	84.	0.411	210.7
26.	61.	0.409	12.4
16.	78.	0.407	39.9
6.	6.	0.406	162.0
13.	46.	0.392	124.6
25.	70.	0.391	146.1
17.	24.	0.381	327.4
22.	81.	0.381	214.7
13.	45.	0.379	135.0
21.	80.	0.376	208.8
8.	18.	0.374	150.6
27.	76.	0.372	52.9
12.	57.	0.367	324.0
25.	71.	0.360	222.3
4.	3.	0.355	140.6
10.	47.	0.351	229.1

Hodnoty amplitúd zrýchlení v bodoch merania
(LADA 607, optimalizovaný mechanizmus, frekvencia 50 Hz)

30.	66.	0.349	32.0
20.	26.	0.328	150.0
15.	69.	0.316	64.0
5.	8.	0.304	300.0
31.	72.	0.292	220.6
7.	16.	0.281	203.4
18.	22.	0.267	171.3
24.	33.	0.262	202.2
16.	79.	0.259	325.7
1.	11.	0.250	202.6
28.	36.	0.229	210.1
3.	10.	0.187	311.4
28.	37.	0.179	215.3
29.	40.	0.096	146.3
20.	27.	0.091	157.3
21.	32.	0.089	153.5
29.	38.	0.082	155.9
19.	28.	0.081	153.5
29.	39.	0.067	138.2
27.	75.	0.064	116.6
14.	41.	0.057	225.0
19.	30.	0.057	212.0
22.	31.	0.055	203.1
14.	42.	0.050	144.8
20.	25.	0.037	206.6