

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra textilních a
oděvních strojů

Školní rok: 1991/92

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro **Tomas Kurklietis**

obor **23-21-8 Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a
spotřební průmysl**

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých
školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu:

Geometrická přesnost polohy jehel tkacího stroje UTAS-J

Zásady pro vypracování:

- 1) Proveďte rešerši mechanismů pro prohoz útku na jehlových tkacích strojích
- 2) Proveďte kinematickou a dynamickou analýzu prohozního mechanismu u jehlové nadstavby stroje UTAS-J s podporou osobního počítače
- 3) Vyšetřete geometrickou přesnost polohy jehel při předávání útku v závislosti na vybraných parametrech prohozního mechanismu
- 4) Navrhněte vhodná konstrukční opatření pro zkvalitnění funkce prohozního mechanismu

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENSKÁ 1
PSČ 461 17

✓ 118 / 93 S

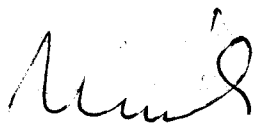
KTS/Ts

Rozsah grafických prací: - grafické závislosti kinematických
veličin
Rozsah průvodní zprávy: 20 stran strojopisu formátu A4
Seznam odborné literatury:

- 1/ KOLEKTIV autorů KTS: Nové principy prohozu a ověřování útku.
/Výzkumná zpráva/. Liberec, VŠST 1990.
- 2/ DUCHÁČKOVÁ, E.: Přesnost pohybu jehel tkacího stroje UTAS-J.
/Diplomová práce/. Liberec, VŠST 1991.

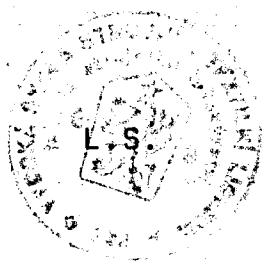
Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav B e r a n , CSc.
Konzultant:

Zadání diplomové práce: 31. 10. 1991
Termín odevzdání diplomové práce: 29. 05. 1992



Doc. Ing. Jiří Mrázek, CSc.

Vedoucí katedry



Prof. Ing. Jaroslav Exner, CSc.

Děkan

V Liberci

dne 31. 10. 19 91

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
Fakulta strojní
Katedra textilních a oděvních strojů

Obor 23-21-8
stroje pro chemický, potravinářský a spotřební průmysl
zaměření textilní stroje

Geometrická přesnost polohy jehel tkacího stroje UTAS-J

Tomas Kurklietis

Vedoucí práce : Ing. Jaroslav Beran, CSc., VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran: 31

Počet grafů: 29

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146075622

Liberec 1992

OBSAH PRÁCE

1. Jehlové tkací stroje
 - 1.1 Principy jehlových tkacích stavů
 - 1.2 Rozdělení jehlových tkacích strojů
 - 1.2.1 Podle druhu jehly
 - 1.2.2 Podle počtu jehel
 - 1.2.3 Podle umístění prohozního mechanismu
 - 1.2.4 Podle způsobu zanášení útku
 - 1.3 Provedení prohozných mechanismů jehlových tkacích strojů
 - 1.3.1 Stroj ACUTIS
 - 1.3.2 Stroj RŮTI
 - 1.3.3 Stroj SNOECK
 - 1.3.4 Stroj UTAS-I
2. Kinematika prohozního mechanismu tkacího stroje UTAS-I
 - 2.1 Schéma mechanismu
 - 2.2 Úhlové závislosti
 - 2.2.1 Závislosti rychlosti a zrychlení
 - 2.3 Mechanismus pro pohon jehly
 - 2.4 Výsledky kinetické analýzy mechanismu
3. Dynamika prohozního mechanismu tkacího stroje UTAS-I
 - 3.1 Popis diferenciálních rovnic
 - 3.2 Kinetická energie
 - 3.3 Potenciální energie
 - 3.4 Disipativní energie
 - 3.5 Postup řešení soustavy diferenciálních rovnic
 - 3.6 Odvození polohy, rychlostí a zrychlení jehly
 - 3.7 Výsledky dynamické analýzy mechanismu
4. Tabulka číselných hodnot prohozního mechanismu
5. Konstrukční opatření prohozního mechanismu
6. Závěr
7. Literatura
8. Programy

1 . JEHLOVÉ TKACÍ STROJE

1.1 Principy jehlových tkacích stavů

Jednou z bezčlunkových tkacích technik je technika zanášení útku zanášecí jehlou. Tyto stroje se nazývají jehlové tkací stroje.

Na jehlových tkacích strojích se útek zanáší do prošlupu jednou nebo dvěma jehlami, které odebírají útek z křížové cívky uložené pevně na straně stroje. Výhodou tohoto principu je pozvolný rozběh jehly, který téměř nenamáhá útek, tak že se mohou zpracovávat zvláště jemné příze nebo materiály.

1.2 Rozdělení jehlových tkacích strojů

1.2.1 Podle druhu jehly:

- a) jehly tuhé
- b) jehly ohebné

ad a) Jehly tuhé (rapiry) jsou tenkostěnné trubky o průřezu 10-15 mm, někdy také duté tyče obdélníkového průřezu. Tuhé jehly nemusí mít v osnově vedení, pouze jejich hlavice kloužou po osnově podepření lištou.

ad b) Jehly ohebné jsou pásy obdélníkového průřezu o rozměru cca 25x1 mm, vyrobené z pružinové oceli nebo z plastických hmot a uhlíkových vláken. Ohebné pásy musí mít pro větší pracovní šířky v osnově vedení z lamel. při vysunutí z osnovy se pásy na boku stroje navíjí na kolo nebo se ohýbají v půlkruhovém vedení tak že šířka stroje není velká.

1.2.2 Podle počtu jehel:

- a) s jednou jehlou
- b) s jehlami na obou stranách stroje

ad a) Jehla je umístěna pouze na jedné straně stroje a zajišťuje prohoz zatahováním (systém IWER, ANCET, FAYOLLE).

ad b) Se dvěma jehlami:

1. s předáním útku - koncem rovného útku uprostřed prošlupu s předávací a přejímací jehlou (systém Pewas, SACM)
- smyčkou ve tvaru vlásenky bez pevného držení a přejímací jehlou (systém GABLER, DRAPER)
2. s předáváním zanášečem (ACUTIS)
3. kombinace jehlového a pneumatického zanášení (systém ATIR - SSSR).

1.2.3 Podle umístění prohozního mechanismu:

- a) ústrojí nehybné na rámu stroje vyžaduje přesný klid paprsku v zadní krajní poloze po celou dobu zanášení útku
- b) ústrojí pohyblivé z bidlenu, což komplikuje prohozní mechanismus ve smyslu náhonu a dynamiku přírázového mechanismu.

1.2.4 Podle způsobu zanášení útku:

- a) zatahování rovného útku (systém DEWAS). Skřípec konec útku v hlavici pevně sevře a zatahuje do osnovy.
- b) zanášení smyčky do poloviny prošlupu a pak její rozvinutí. Útek není v hlavici pevně sevřený, ale pouze prochází jejími průvleky (systém GABLER).

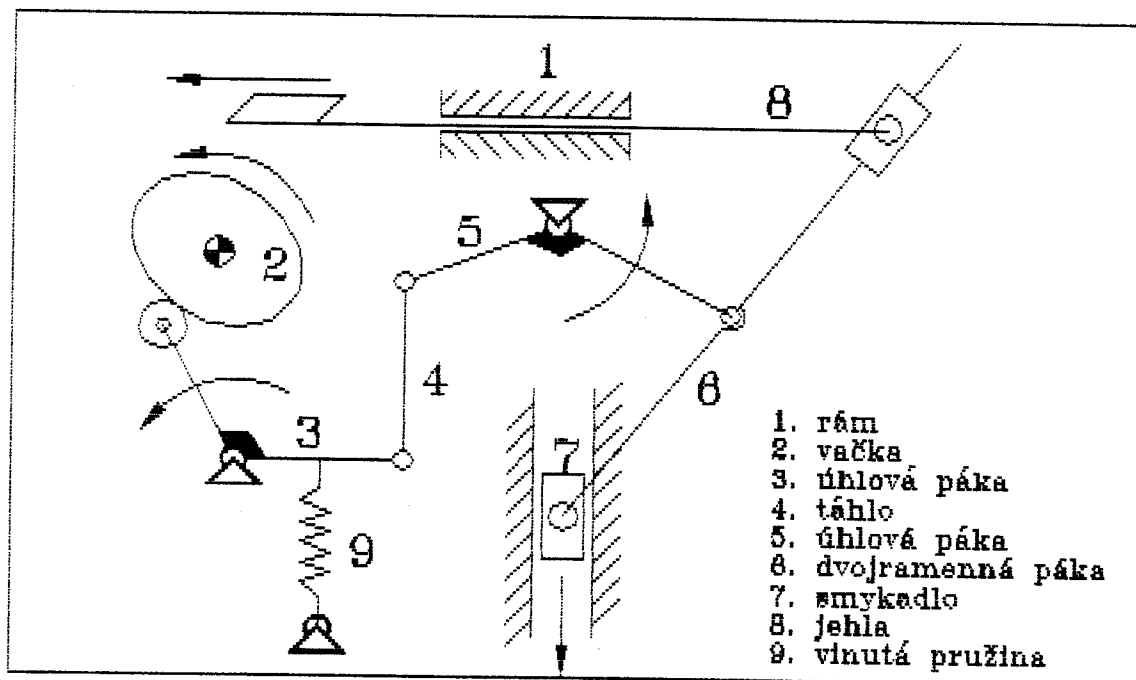
1.3 Provedení prohozných mechanismů jehlových tkacích strojů

1.3.1 Stroj ACUTIS

Zanášecí jehly jsou poháněny na obou stranách stroje prostorovým mechanismem obr.1, který převádí pomocí vačky a soustavy pák kruhový pohyb hlavního hřídele na rovinný vratný pohyb jehel, umožňující transport zanášeče prošlupem.

Pohybová dráha má dvě úvratě:

- vnější - jehla je mimo prošlup a má malou klidovou výdrž (1/6 otáčky hlavního hřídele)
- vnitřní - jehla je uvnitř prošlupu a přechází okamžitě z pohybu vpřed do pohybu vzad při současném převzetí zanášeče přejímací hlavicí levé jehly a předávací hlavicí pravé jehly.



Pohyb obou jehel je stejný, proto jsou stejné i prohozní vačky na obou stranách. Vačky jsou proti sobě natočeny o 5° tak, že levá vačka předbíhá pravou.

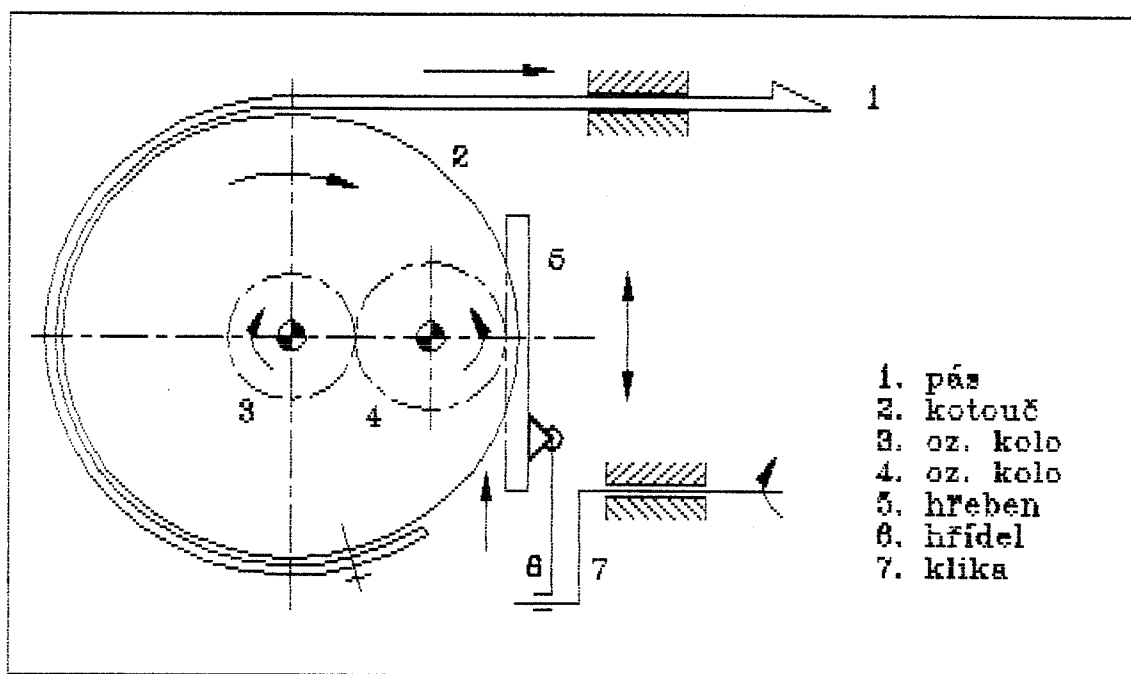
Proces zanášení útku do prošlupu začíná nabitím zanášeče do komůrky předávací hlavic v první zanášecí jehle. Tato funkce probíhá mezi 0° až 5° pootočení hlavního hřídele stroje. V tu dobu setrvává pravá zanášecí jehla již polovinu časové výdrže ve vnější úvratí.

Při pootočení hlavního hřídele se obě zanášecí jehly začnou pohybovat směrem do prošlupu. Při normální funkci se dokončí první fáze zanášení zastavením pohybu obou zanášecích jehel. Při 179° pootočení hlavního hřídele v jejich vnitřních úvratích.

Druhá fáze zanášení pokračuje návratem obou zanášecích jehel do jejich vnějších úvratí.

1.3.2 Stroj RÜTI

Zanášecí ústrojí jehlového tkacího stroje RÜTI je klikový mechanismus s křížákem obr 2.



Kliky /7/ umístěné na konci hlavního hřídele /6/ a hřebenu /5/, přes ozubený převod /4,3/ pohánějí kotouč /2/ na němž je šrouby upevněn pás /1/.

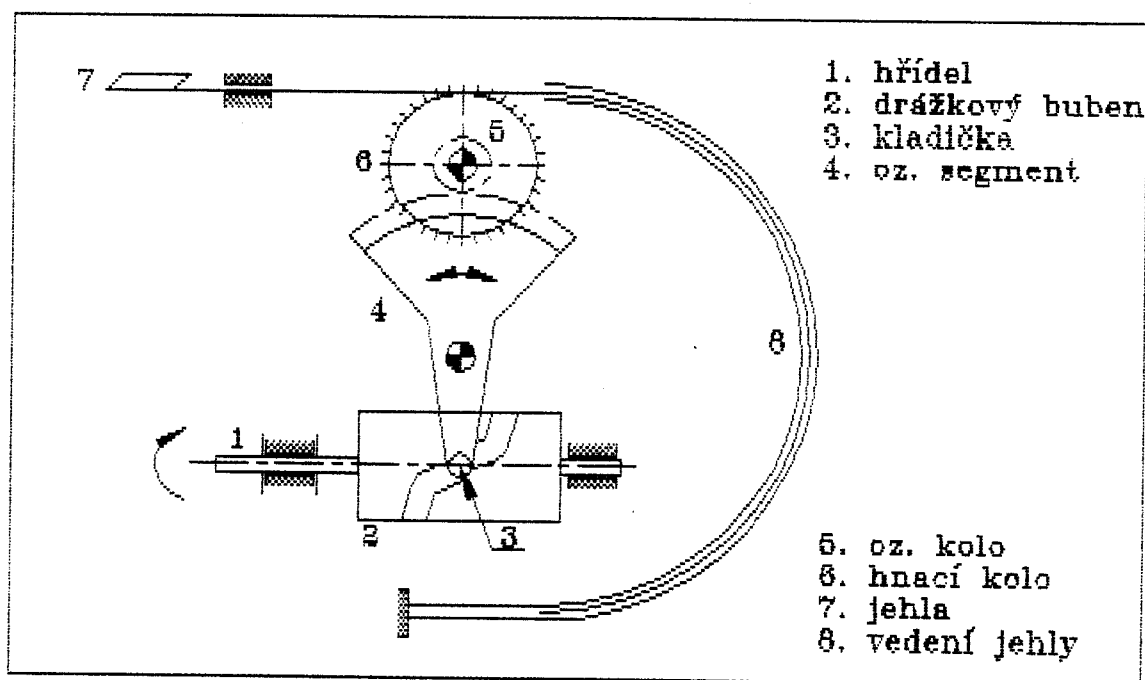
Prohozní mechanismus upevněn na rámu stroje, vyžaduje klidovou polohu paprsku v prohozní poloze. Délka dráhy jehel se seřizuje šroubem, kterým se mění délka kliky.

Zanášecí jehly poháněny mechanismem znázorněním na obr.2 nemají shodnou dráhu, Pravá jehla vykonává větší dráhu o 50 mm z toho důvodu, že uprostřed pracovní šíře stroje je útková kontrola. Není-li útek zanesen, stroj se zastaví.

Mechanismus pohonu jehly se skládá z klikového mechanismu s křížákem a ozubeného převodu, pomocí kterého je posuvný pohyb křížáku převeden na buben na něm je upevněna jehla.

1.3.3 Stroj SNOECK

Na jehlových strojích firmy SNOECK jsou dvě ohebné jehly, které si předávají uprostřed prošlupu konec útku. Jehly jsou poháněny mechanismem působením drážkové bubnové vačky. Schéma na obrázku 3 znázorňuje pohon pravé jehly.

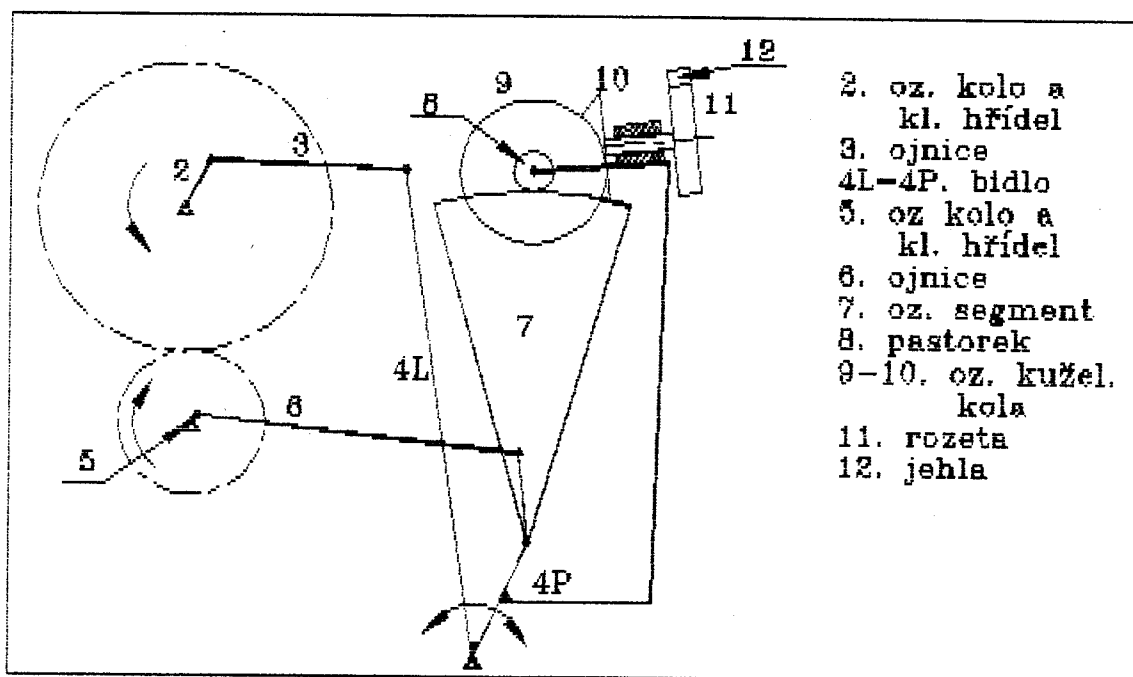


Na hřídeli /1/, který tvoří zároveň osu bidla je drážkový buben /2/. V drážce je kladička, která při otáčení bubnu výkivuje ozubeným segmentem /4/. V záběru s ozubeným segmentem natáčí i hnací kolo /5/, které koná otáčivý vratný pohyb. Spolu s ním se natáčí i hnací kolo /6/ jímž se posouvá pás jehly /7a/. Aby hnací kolo mohlo svými hroty zabírat s jehlou, je jehla perforovaná.

Pás jehly se v tunelu /8/ ohýbá a dále se ukládá do vedení pod strojem. Při zvětšování pracovní šíře stroje zůstává půdorysná šířka prohozního mechanismu beze změny. Pro zmenšení tření pásu /7a/ mohou být do kanálu namontovány válečky.

1.3.4 Stroj UTAS-I

Jehlový prohozní mechanismus stroje UTAS je tvořen nástavbou firmy INAPSA. Je konstruován jako čtyřkloubový mechanismus (obr. 4) jehož hnaní člen je uložen na bidle /4/ přírazového mechanismu a je poháněn klikou /5/, která má dvojnásobnou frekvenci otáčení vzhledem ke klice /2/ základního přírazového mechanismu.

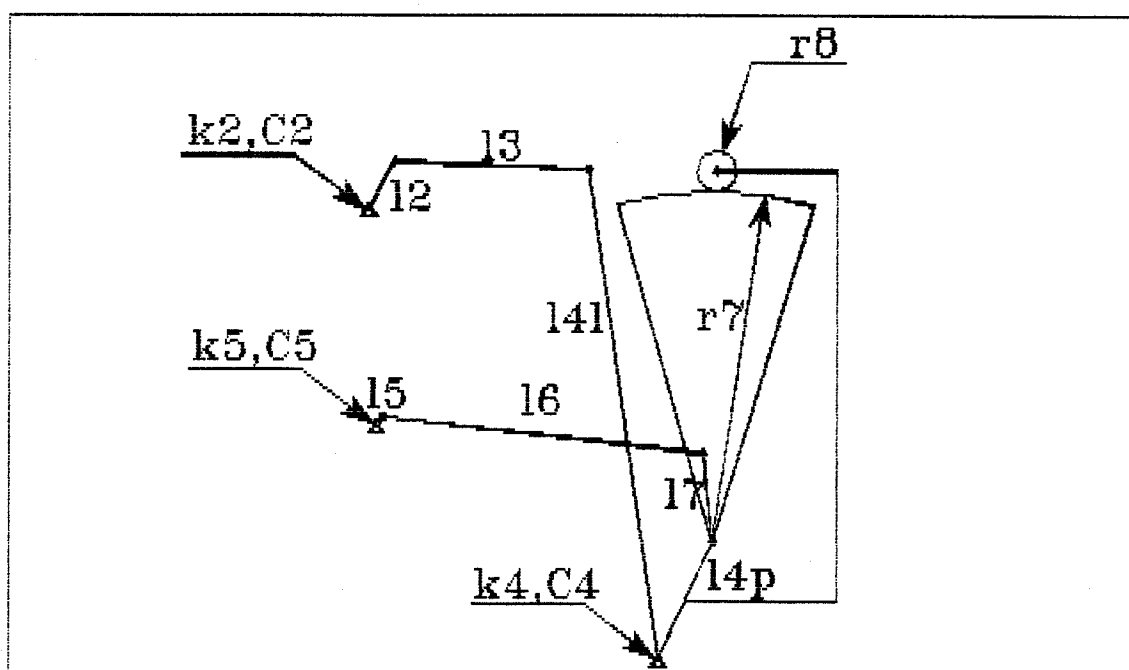


Vlastní rotační pohyb rozety, která pohání přímo pás se zanášecí hlavou jehly je odvozen od relativního pohybu segmentu /7/ vzhledem k bidlenu /4/ prostřednictvím pastorku /8/, který je s ním přímo v záběru.

2. KINEMATIKA PROHOZNÍHO MECHANISMU TKACÍHO STROJE UTAS - I

2.1 Schéma mechanismu

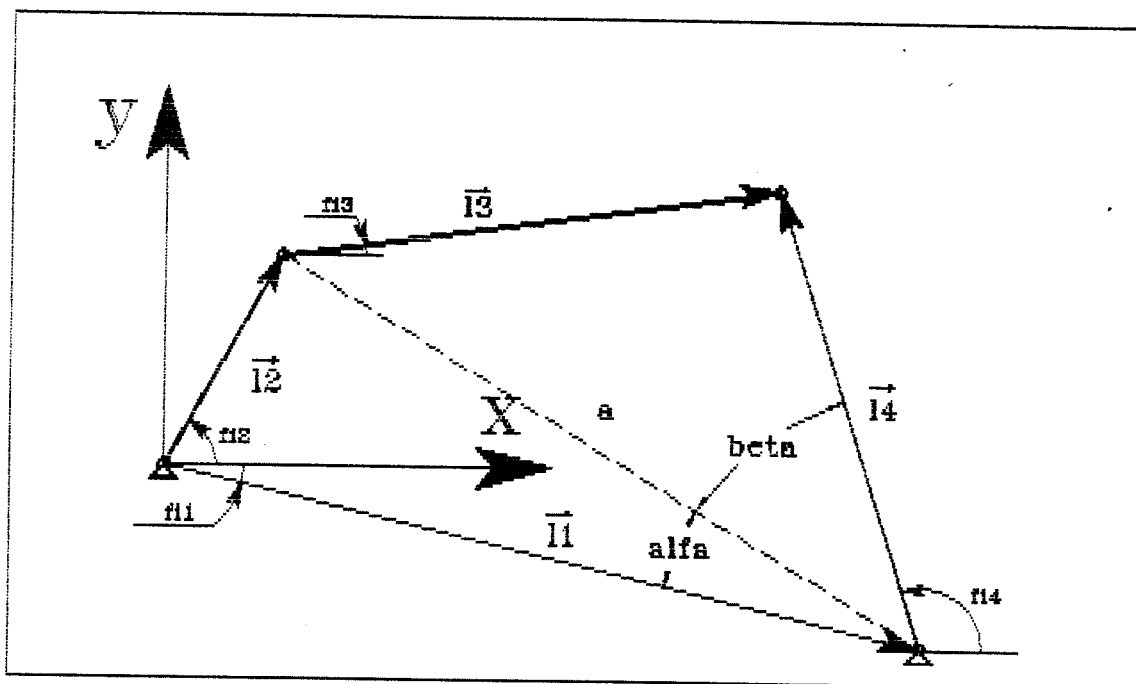
Prohozní mechanismus tkacího stroje UTAS (obr 4) lze schematicky nahradit dvěma čtyřkloubovými mechanismy (obr 5). První z nich /1,2,3,4I/ je klasický čtyřčlenný mechanismus, poháněný klikou /2/. Druhý čtyřčlenný mechanismus /1,5,6,7/, poháněný klikou /5/ má jeden pevný kloub na klice /5/, kloub na vahadle /7/ je na členu 4p a jeho poloha, rychlost a zrychlení závisí na poloze, rychlosti a zrychlení kliky /2/.



Kinematiku mechanismu řešíme tak, že nejprve spočítáme polohy, rychlosti a zrychlení I mechanismu, potom spočítáme vstupní hodnoty pro mechanismus II (úhel, rychlost a zrychlení kliky 5, polohu, rychlost a zrychlení kloubu na 1 členu II mechanismu) a na konec obdobným způsobem jak pro I mechanismus řešíme mechanismus II.

2.2 Úhlové závislosti

Úhlové závislosti čtyřkloubového mechanismu dostaneme pomocí pomocných trojúhelníků z obrázku 6. Druhá poloha mechanismu, nakreslená přerušenou čarou nemůže nastat.



$$l_1^2 = x^2 + y^2$$

$$fi_1 = \arctg \frac{x}{y}$$

$$a^2 = l_2^2 + l_1^2 - 2 \times l_2 \times l_1 \times \cos(fi_2 - fi_1)$$

$$\text{alfa} = \arccos \frac{a^2 + l_1^2 - l_2^2}{2 \times a \times l_1}$$

$$\text{beta} = \arccos \frac{a^2 + l_4^2 - l_3^2}{2 \times a \times l_4}$$

$$fi4 = 180^\circ + fi1 - \alpha - \beta$$

$$fi3 = \arccos \frac{x + l4 \cdot \cos(fi4) - l2 \cdot \cos(fi2)}{l3}$$

2.2 Závislosti rychlosti a zrychlení

Závislosti rychlosti a zrychlení dostaneme z vektorové rovnice

$$\begin{array}{c} - \quad - \quad - \quad - \\ l4 + l2 + l3 = l1 \end{array}$$

Po promítnutí vektoru do os bude:

$$\begin{aligned} l2 \cdot \cos(fi2) + l3 \cdot \cos(fi3) &= x1 + l4 \cdot \cos(fi4) \\ l2 \cdot \sin(fi2) + l3 \cdot \sin(fi3) &= y1 + l4 \cdot \sin(fi4) \end{aligned}$$

nebo:

$$\begin{aligned} l3 \cdot \cos(fi3) - l4 \cdot \cos(fi4) &= x1 - l2 \cdot \cos(fi2) & (1) \\ l3 \cdot \sin(fi3) - l4 \cdot \sin(fi4) &= y1 - l2 \cdot \sin(fi2) & (2) \end{aligned}$$

Derivací (1) a (2) dostaneme:

$$-l3 \cdot \sin(fi3) \cdot w3 + l4 \cdot \sin(fi4) \cdot w4 = v_x + l2 \cdot \sin(fi2) \cdot w2 \quad (1a)$$

$$l3 \cdot \cos(fi3) \cdot w3 - l4 \cdot \cos(fi4) \cdot w4 = v_y - l2 \cdot \cos(fi2) \cdot w2 \quad (2a)$$

S těchto rovnic můžeme spočítat uhlové rychlosti $w3$ a $w4$.
Pro I mechanismus platí:

$$v_x = 0 \text{ a } v_y = 0$$

Derivací (1a) a (2a) dostaneme:

$$\begin{aligned} -l3 \cdot \sin(fi3) \cdot e4 + l4 \cdot \sin(fi4) \cdot e4 &= a_x + w2^2 \cdot l2 \cdot \cos(fi2) + \\ &+ w3^2 \cdot l3 \cdot \cos(fi3) - w4^2 \cdot l4 \cdot \cos(fi4) \end{aligned} \quad (1b)$$

$$l_3 \times \cos(f_{i3}) \times e_4 - l_4 \times \cos(f_{i4}) \times e_4 = a_y + w_2^2 \times l_2 \times \sin(f_{i2}) + \\ + w_3^2 \times l_3 \times \sin(f_{i3}) - w_4^2 \times l_4 \times \cos(f_{i4}) \quad (2b)$$

S těchto rovnic můžeme spočítat uhlové zrychlení e_3 a e_4 .
Pro I mechanismus platí:

$$e_x = 0 \text{ a } e_y = 0$$

Úhly, rychlosti a zrychlení pro mechanismus II spočítáme stejným postupem. Souřadnice x a y druhého kloubu členu 1 spočítáme z rovnice:

$$x_2 = x_1 - x_2 + l_{4p} \times \cos(f_{i4p}) \\ y_2 = y_1 + l_{4p} \times \sin(f_{i4p})$$

Rychlosti pak budou:

$$v_x = -w_4 \times l_{4p} \times \sin(f_{i4p}) \\ v_y = w_4 \times l_{4p} \times \cos(f_{i4p})$$

Zrychlení:

$$a_x = -e_4 \times l_{4p} \times \sin(f_{i4p}) - w_4^2 \times l_{4p} \times \cos(f_{i4p}) \\ a_y = e_4 \times l_{4p} \times \cos(f_{i4p}) - w_4^2 \times l_{4p} \times \cos(f_{i4p})$$

Hnací člen 5 je poháněn členem 2 (obr. 5) pomocí ozubeného kola s převodem 2.

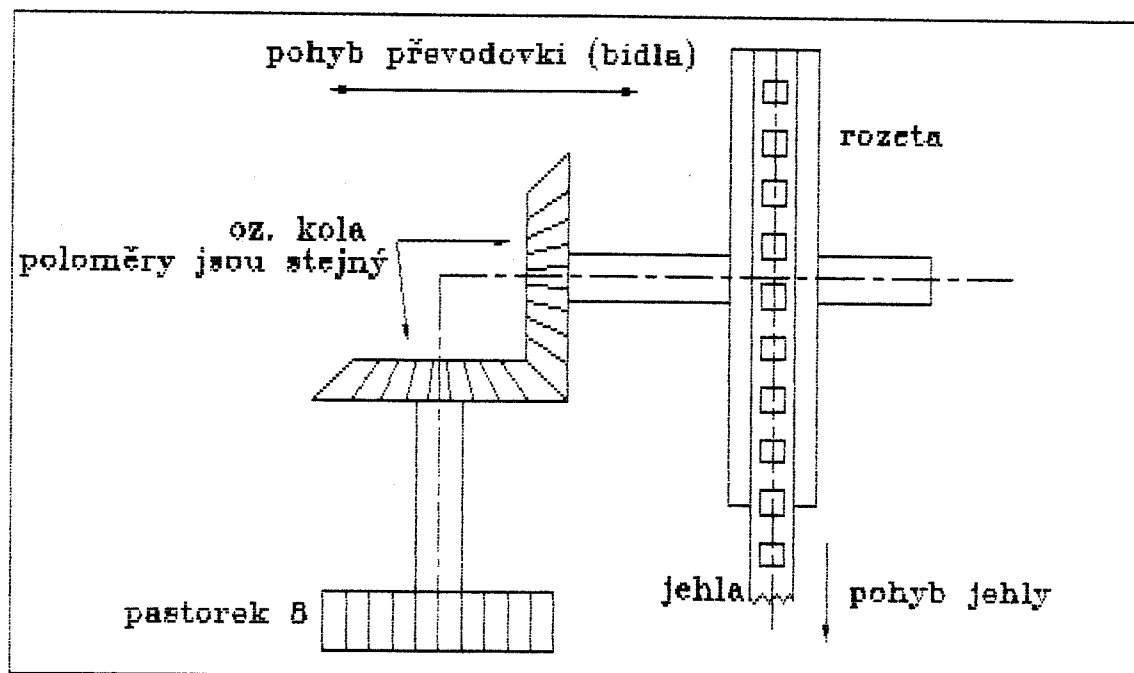
Proto můžeme psát:

$$f_{i5} = f_{i50} - 2 \times f_{i2} \\ w_5 = -2 \times w_2 \\ e_5 = -2 \times e_2$$

kde f_{i50} je úhel nastavení mechanismu I a II (úhel kliky 5 když úhel kliky 2 je 0°) a je 22.5°

2.3 Mechanismus pro pohon jehly

Výše popsáný 2xčtyřkloubový mechanismus pohání pastorek /8/ obr 7. Pastorek je upevněn na členu 4 a je v záběru s ozubeným segmentem /7/. V podstatě se jedná o diferenciální převod.



Úhel pastorku spočítáme:

$$f_{i8} = f_{i4} - \frac{r_8}{r_7} \times (f_{i7} - f_{i4} - f_{i740})$$

kde f_{i740} - úhel mezi 4 a 7 v době prošlupu.

Rychlost pastorku bude derivace úhlu:

$$w_8 = w_4 - \frac{r_8}{r_7} \times (w_7 - w_4)$$

Zrychlení je derivace rychlosti:

$$e_8 = e_4 - \frac{r_8}{r_7} \times (e_7 - e_4)$$

Pastorek /8/ přes převodovku pohání ozubenou rozetu /11/, která zabírá do jehly /12/ obr 7. Převodovka se skládá s dvou kuželových kol /9/ a /10/ stejného poloměru.

Poloha jehly potom bude:

$$x_{12} = (f_{18} - f_{14}) \times r_{11}$$

$$v_{12} = (w_8 - w_4) \times r_{11}$$

$$a_{12} = (e_8 - e_4) \times r_{11}$$

2.4 Výsledky kinetické analýzy mechanismu

Kinetické závislosti jsou potřebné pro porovnávání se závislostmi, které jsem získal z dynamických rovnic, a také pro vlastní řešení soustavy pružných těles.

Pozoruhodné jsou grafy těchto veličin:

- závislost polohy 4, 7, 12 členů na čase
- závislost rychlosti 4, 7, 12 členů na čase
- závislost zrychlení 4, 7, 12 členů na čase

3. DYNAMIKA PROHOZNÍHO MECHANISMU TKACÍHO STROJE UTAS - I

3.1 Popis diferenciálních rovnic

Dynamickou analýzu mechanismu jsem provedl pomocí Lagrangeových rovnic II řadu. Zobecněná forma těchto rovnic pro i-tý člen :

$$\frac{d}{dt} \frac{\delta K}{\delta \dot{q}_i} - \frac{\delta K}{\delta q_i} = - \frac{\delta U}{\delta q_i} - \frac{\delta R}{\delta \dot{q}_i} + M_i$$

Kde: K - kinetická energie mechanismu
 q_i - zobecněná poloha i-tého členu
 $\dot{q}_i$ - zobecněná rychlost i-tého členu
 R - disipativní energie soustavy
 U - potenciální energie soustavy
 M - moment, působící na i-tý člen

Napsal jsem 3 Lagrangeovy rovnice pro členy 2, 4 a 5. Tyto členy jsem počítal za pružné s těchto důvodů:

- člen 2 a 5 jsou ozubená kola na dost dlouhých hřídelích. (Délky hřídelí jsou řádově 1 metr.)
- člen 4 je rám, složený ze dvou klik 4_p a 4_i dlouhých 0.7m, dole spojených hřídelí, nahoře profilem.

Ostatní členy jsem považoval za pevné s těchto důvodů:

- členy 3 a 6 jsou namáhány ve větší míře tlakem nebo tahem a na tuto napjatost mají dost velkou tuhost.
- člen 7 je segment, a svou geometrií zaručuje dostatečnou tuhost.
- členy 8 a 9 jsou ozubená kola, spojená hřídelí, ale kvůli malé délce hřídele počítám toto spojení za tuhé.
- členy 10 a 11 totéž jako členy 8 a 9.
- člen 12 (jehla) je namáhána tahem, a má v tahu velkou tuhost.

3 Lagrangeovy rovnice jsem spojil do soustavy diferenciálních rovnic a řešením této soustavy jsem dostal polohy, rychlosti a zrychlení členů 2, 4, 5. Toto stačilo na určení polohy, rychlosti a zrychlení ostatních členů (kinetickou cestou), a také i jehly.

Ve výpočtu jsem také mohl určit i silové momenty na členech 2, 4, 5. Pozorováním závislosti momentu na členu 4 a zavedením konstrukčních změn, by se dala odstranit nebezpečnost lomu 4 členu.

3.2 Kinetická energie

Kinetická energie soustavy je součet kinetických energií jednotlivých členů:

$$K = \sum K_i = K_{2L} + K_{2P} + K_3 + K_{4L} + K_{4P} + K_{5L} + K_{5P} + K_6 + K_7 + K_8 + K_9 + K_{10} + K_{11} + K_{12}$$

Jednotlivé kinetické energie jsou:

$$K_{2L} = \frac{I_{2L} \times \omega_{2L}^2}{2}$$

$$K_{2P} = \frac{I_{2P} \times \omega_{2P}^2}{2}$$

$$K_3 = \frac{I_3 \times \omega_3^2}{2} \quad \text{ale kvůli malému } \omega_3 \quad K_3 = 0$$

$$K_{4L} = \frac{I_{4L} \times \omega_{4L}^2}{2}$$

$$K_{4P} = \frac{I_{4P} \times \omega_{4P}^2}{2}$$

$$K_{5L} = \frac{I_{5L} \times w_{5L}^2}{2}$$

$$K_{5L} = \frac{I_{5P} \times w_{5P}^2}{2}$$

$$K_6 = \frac{I_6 \times w_6^2}{2} \quad \text{ale kvůli malému } w_6 \quad K_6 = 0$$

$$K_7 = \frac{I_7 \times w_7^2}{2} + \frac{m_7 \times v_7^2}{2} \quad \text{ale kvůli malému } v_7 \text{ počítám } K_7 = \frac{I_7 \times w_7^2}{2}$$

$$K_8 = \frac{I_8 \times w_8^2}{2} + \frac{m_8 \times v_8^2}{2}$$

$$K_9 = \frac{I_9 \times w_9^2}{2} + \frac{m_9 \times v_9^2}{2}$$

$$K_{10} = \frac{I_{10z} \times w_{10z}^2}{2} + \frac{I_{10} \times w_{10}^2}{2} + \frac{m_{10} \times v_{10}^2}{2}$$

S $\frac{I_{10z} \times w_{10z}^2}{2}$ nepočítáme proto, že $w_{10z} = w_{4L}$ a tato část kinetické energie je zanedbatelně malá.

$$K_{11} = \frac{I_{112} \times w_{112}^2}{2} + \frac{I_{11} \times w_{11}^2}{2} + \frac{m_{11} \times v_{11}^2}{2}$$

S $\frac{I_{112} \times w_{112}^2}{2}$ nepočítáme proto, že $w_{112} = w_{4L}$ a tato část kinetické energie je zanedbatelně malá.

$$K_{12} = \frac{I_{122} \times w_{122}^2}{2} + \frac{m_{12} \times v_{122}^2}{2} + \frac{m_{12} \times v_{12}^2}{2}$$

S $\frac{I_{122} \times w_{122}^2}{2}$ nepočítáme proto, že $v_{122} = v_{4L}$ a tato část kinetické energie je zanedbatelně malá.

3.3 Potenciální energie

Potenciální energie je:

$$U = \frac{1}{2} \times C_2 \times (\delta f_{i2})^2 + \frac{1}{2} \times C_4 \times (\delta f_{i4})^2 + \frac{1}{2} \times C_5 \times (\delta f_{i5})^2$$

kde δf_{i1} je rozdíl mezi úhlem spočítaným kinetickou cestou a úhlem, spočítaným dynamickou cestou, a C_i je tuhost.

Tuhosti C_2 a C_5 jsou spočítané ze vzorce:

$$C = G \times I_K / l_0$$

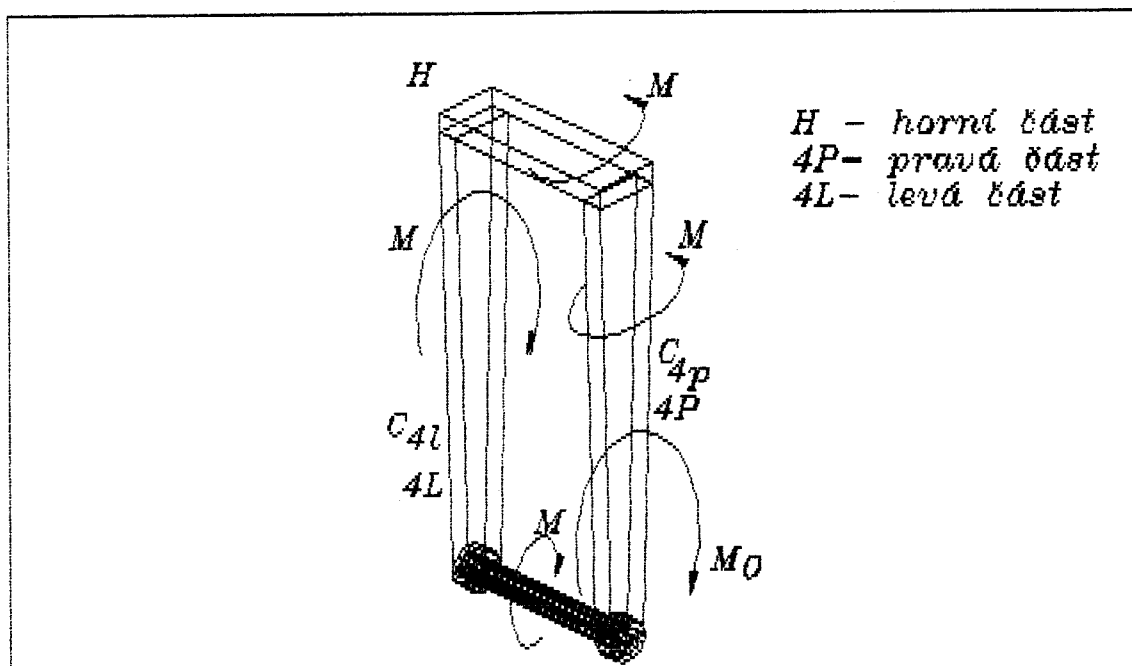
kde : G - modul pružnosti

I_K - moment setrvačnosti v krutu

l_0 - délka hřídele

Tuhost C_4 se spočítá jako tuhost rámu obr 8.

$$C_4 = \frac{C_{4L} \times C_{4P}}{C_{4L} + C_{4P}} + C_4'$$



příčemž:

$$C_{4L} = \frac{3 \times E \times I_{4L}}{l_{4L}}$$

$$C_{4P} = \frac{3 \times E \times I_{4P}}{l_{4P}}$$

kde E - modul pružnosti v ohybu

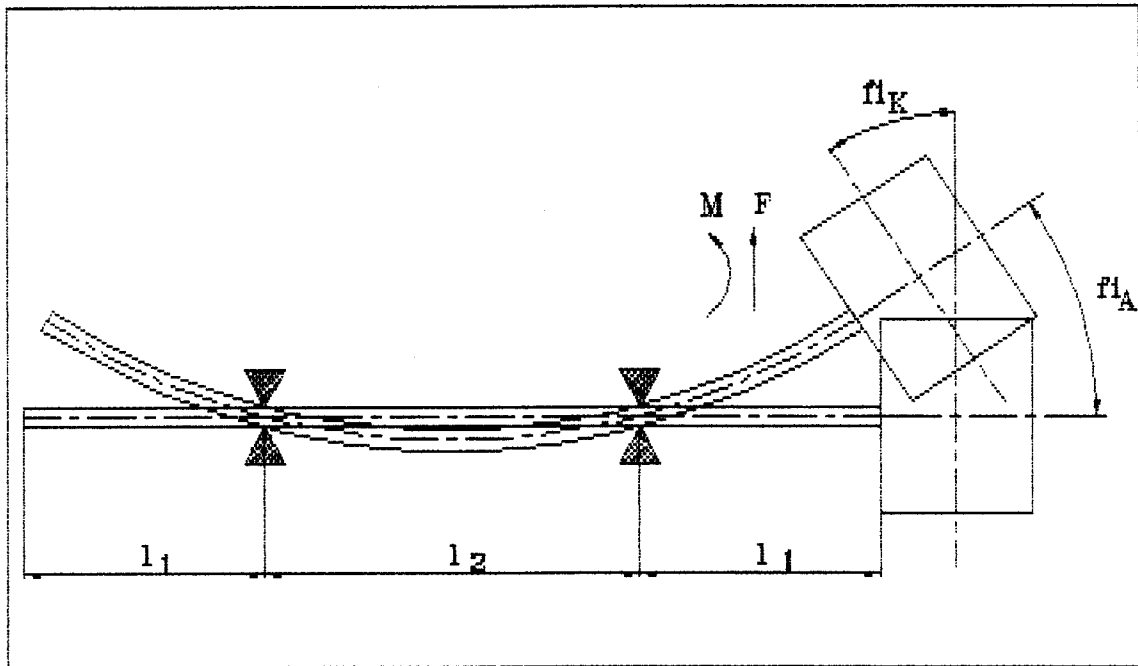
I - moment setrvačnosti v ohybu

l - délky pák

C_4' se odvodí se vzorce $f_{iH}=f_{ik}$

kde f_{iH} - úhel ohybu profilu H

f_{ik} - úhel zkroucení nohy 41



$$f_{iH} = \frac{1}{E \times I} \times \left[F \times \left[\frac{l_1 \times l_2}{2} + \frac{l_1^2}{2} \right] - M \times \left[l_1 + \frac{l_2}{2} \right] \right]$$

kde:

F - nahrazená síla

M - nahrazený moment

E - modul pružnosti v ohybu

I - moment setrvačnosti v ohybu

l_i - délky z obrázku

pak platí:

$$F = - \frac{M_0}{l_4} = \frac{C_4' \times f_{i4P}}{l_4} \quad [11]$$

kde:

M_0 - moment ohybu na noze 4p

f_{i4P} - úhel ohybu nohy 4p

$$M = f_{iK} \times C_K = f_{iH} \times C_K \quad [2]$$

kde :

C_K - tuhost v ohybu nohy 4p

$$f_{iH} = f_{i4P} \times l_4 / l_1 \quad [3]$$

Pomocí vzorce [1], [2] a [3] dostaneme:

$$C_4' = \frac{l_4^2 \times \left[E \times I + C_K \times (l_1 + l_2 / 2) \right]}{l_1 \times \left[\frac{l_1 \times l_2}{2} + \frac{l_1^2}{2} \right]}$$

3.4 Disipativní energie

Disipativní energie je:

$$R = \frac{1}{2} \times k_2 \times (\delta w_2)^2 + \frac{1}{2} \times k_4 \times (\delta w_4)^2 + \frac{1}{2} \times k_5 \times (\delta w_5)^2$$

kde δw_i je rozdíl mezi rychlostí, spočítanou kinetickou cestou a rychlostí, spočítanou dynamickou cestou, a k_i je konstanta tlumení.

3.5 Postup řešení soustavy diferenciálních rovnic

V řešení soustavy diferenciálních rovnic je mnoho derivování, které není složité, ale zabírá hodně místa, proto neukážu celý průběh ale rozdělím tento proces do několik kroků, a uvedu pouze průběžné výsledky.

Krok 1. - dosažení rychlosti:

$$W_{4L} = \mu_{24} \times W_{2P}$$

$$W_{5L} = \mu_{25} \times W_{2L}$$

$$W_7 = \mu_{57} \times W_{5P} + \mu_{47} \times W_{4P}$$

$$W_8 = W_9 = \mu_{78} \times W_7 + \mu_{48} \times W_{4P} + \mu_{78} \times \mu_{57} \times W_5 + \mu_{78} \times \mu_{47} \times W_{4P} + \mu_{48} \times W_{4P}$$

$$W_{10} = W_{11} = \mu_{79} \times (W_7 - W_{4P})$$

$$V_8 = V_9 = V_{10} = V_{11} = V_{12} = W_{4P} \times r_S$$

$$V_{122} = W_9 \times r_{11}$$

Krok 2. - zjištění derivací

$$\frac{\delta K}{\delta \dot{q}_2}, \frac{\delta K}{\delta \dot{q}_4} \text{ a } \frac{\delta K}{\delta \dot{q}_5}.$$

Krok 3. - zjištění derivací

$$\frac{d}{dt} \frac{\delta K}{\delta \dot{q}_2}, \frac{d}{dt} \frac{\delta K}{\delta \dot{q}_4} \text{ a } \frac{d}{dt} \frac{\delta K}{\delta \dot{q}_5}.$$

Krok 4. - zjištění derivací

$$\frac{\delta U}{\delta q_2}, \frac{\delta U}{\delta q_4} \text{ a } \frac{\delta U}{\delta q_5}.$$

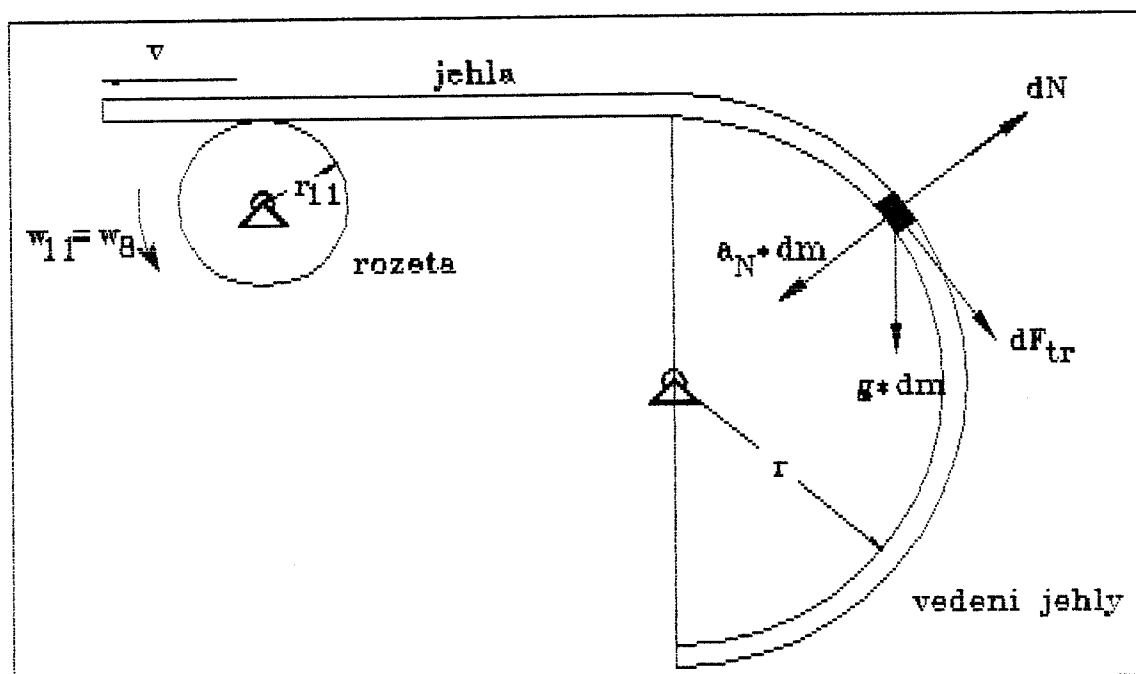
Krok 5. - zjištění derivací

$$\frac{\delta R}{\delta \dot{q}_2}, \frac{\delta R}{\delta \dot{q}_4} \text{ a } \frac{\delta R}{\delta \dot{q}_5}.$$

Krok 6. - zjištění vnějších momentů M_2 , M_4 , M_5 .

$$M_2 = M_5 = 0$$

M_4 je brzdící moment od tření jehly



Tento moment se počítá z třecí síly jehly.

$$F_{TR} = \int_{(R)} f \times dR = f \times \int_{(m)} [a_N \times dm + g \times \cos(\phi) \times dm] = f \times \int_{(m)} [v^2/r + g \times \cos(\phi)] \times dm$$

$v^2/r \gg g \times \cos(\phi)$ proto:

$$F_{TR} = f \times \int_{(m)} v^2/r \times dm = f/r \times \int_0^1 v^2 \times \tau \times dl$$

$$F_{TR} = f \times \tau \times w g^2 \times r_{11}^2 / r \times (\pi \times r - x_{10} - 0)$$

kde f - koeficient tření
 τ - hustota (měrná hmotnost) jehly
 x_{10-0} - počáteční poloha jehly

potom $M_4 = F_{TR} \times \mu_{84}$

Krok 7. - dosazení všech hodnot do soustavy diferenciálních rovnic.

Krok 8. - vyjádření diferenciálních rovnic ve tvaru:

$$\begin{aligned} f_{i2P}'' &= \dots\dots\dots \\ f_{i4P}'' &= \dots\dots\dots \\ f_{i5P}'' &= \dots\dots\dots \end{aligned}$$

Tímto je soustava připravená ke zpracování numerickou metodou.

Krok 9. - vlastní řešení soustavy numerickou metodou.

Použil jsem metodu Runge-Kuta. Výsledkem tohoto řešení jsou tabulkové funkce:

$$\begin{aligned} f_{i2P} &= f(t), & f_{i2P}' &= f(t) \text{ a } f_{i2P}'' = f(t) \\ f_{i4P} &= f(t), & f_{i4P}' &= f(t) \text{ a } f_{i4P}'' = f(t) \\ f_{i5P} &= f(t), & f_{i5P}' &= f(t) \text{ a } f_{i5P}'' = f(t) \end{aligned}$$

3.6 Odvození polohy, rychlostí a zrychlení jehly

Odvození polohy, rychlostí a zrychlení jehly jsem docílil použitím vztahů s převodem μ_{11-8} a s polohou, rychlostí a zrychlením členu 8 ze článku 2.3.

Nyní jsou známe tyto závislosti:

$$\begin{aligned} f_{i2P} &= f(t), & f_{i2P}' &= f(t) \text{ a } f_{i2P}'' = f(t) \\ f_{i4P} &= f(t), & f_{i4P}' &= f(t) \text{ a } f_{i4P}'' = f(t) \\ f_{i5P} &= f(t), & f_{i5P}' &= f(t) \text{ a } f_{i5P}'' = f(t) \\ f_{i11} &= f(t), & f_{i11}' &= f(t) \text{ a } f_{i11}'' = f(t) \end{aligned}$$

3.7 Výsledky dynamické analýzy mechanismu

Výsledky z kinematické a dynamické analýzy ukázaly následující:

- Skutečné hodnoty (spočítané pomocí Lagrangeových rovnic) kmitají kolem teoretických (spočítaných kinematickou cestou). Zejména toto je vidět u zrychlení, méně u polohy.

- Amplituda skutečných hodnot zrychlení, a tím i síly (momentu), působící na daný člen je občas dva krát větší než teoretická hodnota.

- Podle spočítaných hodnot můžeme spočítat očekávané hodnoty nepřesnosti polohy jehly v prohozu. Jsou to hodnoty do 3 cm.

- Přesnost polohy jehly více nebo méně závisí na konstrukčních parametrech mechanismu. Dají se vybrat parametry, které mají podstatný vliv na přesnost polohy jehly, a vhodnou změnou těchto parametrů můžeme zlepšit přesnost. Tato konstrukční opatření jsou probraná v kapitole 4.

4. TABULKA ČÍSELNÝCH HODNOT PROHOZNÍHO MECHANISMU

V řešení daného mechanismu jsem použil číselné hodnoty z literatury [5] a z výrobních výkresů. Následuje tabulka těchto hodnot.

Jméno proměnné	Číselná hodnota	Poznámka
l ₂	0.072 m	délka kliky 2
l ₃	0.250 m	délka ojnice 3
l _{4L}	0.673 m	délka levé části bidla 4
l _P	0.174 m	délka pravé části bidla 4
l ₅	0.013 m	délka kliky 5
l ₆	0.429 m	délka ojnice 6
l ₇	0.122 m	délka mezi klouby na segmentu 7

Jméno proměnné	Číselná hodnota	Poznámka
x ₁	0.385 m	vodorovná vzdálenost mezi hřídlem 2 a hřídlem 4
x ₂	0.010 m	vodorovná vzdálenost mezi hřídlem 5 a hřídlem 4
y ₁	0.612 m	svislá vzdálenost mezi hřídlem 2 a hřídlem 4
y ₂	0.319 m	svislá vzdálenost mezi hřídlem 5 a hřídlem 4
R ₇	0.477 m	poloměr segmentu 7
R ₈	0.027 m	poloměr pastorku 8
R ₉	0.107 m	poloměr rozety 9
alfa	32.13 rad	úhel mezi levou a pravou částí bidla 4
f ₁₂₅	22.5 rad	úhel pootočení hřídele 5 při nulovém úhlu pootočení hřídele 2
C ₂	4e4 Nm/rad	tuhost hřídele 2
C ₄	3e5 Nm/rad	tuhost hřídele 4
C ₅	3e4 Nm/rad	tuhost hřídele 5
k ₂	počítá se	tlumení na hřídeli 2
k ₄	počítá se	tlumení na hřídeli 4
k ₅	počítá se	tlumení na hřídeli 5
v ₂	0.2 mm	vůle v ložisku 2
v ₄	0.2 mm	vůle v ložisku 4
v ₅	0.2 mm	vůle v ložisku 5
I ₂	0.02 kg×m ²	moment setrvačnosti kliky 2
I _{4L}	1.25 kg×m ²	moment setrvačnosti levé části bidla 4
I _{4P}	3.75 kg×m ²	moment setrvačnosti pravé části bidla 4
I ₅	0.018 kg×m ²	moment setrvačnosti kliky 5
I ₇	0.13 kg×m ²	moment setrvačnosti segmentu 7
I ₈	4.3e-4 kg×m ²	moment setrvačnosti pastorku a oz. kola 9
I ₉	1.5e-3 kg×m ²	moment setrvačnosti oz. kola 10 a rozety
m ₇	4.63 kg	hmotnost segmentu 7
m ₈	1.03 kg	hmotnost pastorku a oz. kola 9
m ₉	0.877 kg	hmotnost oz. kola 10 a rozety
m ₁₀	0.236 kg	hmotnost jehly
v ₂	200 ot/min	otáčky kliky 2

Toto jsou základní číselné hodnoty, které jsem použil ve svých výpočtech grafů, pokud v grafech nejsou uvedeny jinak.

5. KONSTRUKČNÍ OPATŘENÍ PROHOZNÍHO MECHANISMU

Pomocí dynamické a kinematické analýzy můžeme sledovat vliv jednotlivých parametrů na přesnost polohy jehly a momenty. Nejhorší místo z pohledu pevnosti je člen 4. Proto společně se sledováním polohy jehly jsem sledoval i moment na tomto členu. Měnil jsem tyto konstrukční parametry: tuhosti členů 2, 4, 5, vůle v kloubech 2, 4, 5, hmotností parametry členů 4L (moment setrvačnosti), 4P (moment setrvačnosti), 7 (moment setrvačnosti a hmotnost), 8 (hmotnost) a jehly (hmotnost). Tyto parametry jsem měnil od 30% do 300% skutečné hodnoty a sledoval jsem maximální moment na členu 4, a maximální odchylku polohy jehly.

Maximální moment na členu 4 závisí velice málo na tuhosti kliky 5, na tuhosti kliky 2 více, nejvíce závisí na tuhosti členu 4. Existuje nějaká optimální tuhost, kde moment je minimální. Pro člen 2 je to 1×10^5 Nm/rad, pro člen 4 - 6×10^5 Nm/rad, pro člen 5 - 5×10^4 Nm/rad.

Maximální odchylka polohy jehly závisí velice málo na tuhosti klik 2 a 5, na tuhosti členu závisí obráceně proporcionálně - čím větší tuhost, tím menší jsou odchylky. Na vůli v kloubu 2 maximální moment skoro nezávisí, na vůli v kloubu 5 závisí obráceně, ale málo, na vůli v kloubu 4 hodně - čím větší vůle, tím větší moment.

Geometrická přesnost polohy jehly skoro nezávisí na vůlích v kloubech 2 a 5, a klesá když vůle v kloubu 4 roste.

Přesnost polohy jehly je nezávislá, nebo závislá velice málo na těchto hmotnostních parametrech:

- na hmotnosti členu 8;
- na hmotnosti členu 7;
- na momentu setrvačnosti členu 7;
- na momentu setrvačnosti členu 4L.

Tato přesnost závisí na hmotnosti jehly (čím větší hmotnost, tím větší jsou odchylky), a na momentu setrvačnosti členu 4L (čím větší moment, tím větší odchylka).

Obecně platí, že největší vliv na sledované parametry má tuhost jednotlivých členů, pak vůle, menší význam mají hmotnostní parametry.

Pořadí vlivu jednotlivých členů na sledované parametry je: největší vliv má člen 4L a 4P, pak jehla a 7, nejmenší vliv mají kliky 2 a 5.

Pro zlepšení pracovních parametrů bych navrhoval:

1. Kliky 2

- vůle v kloubu 2 skoro nemá vliv, přesnost 0.2 mm je optimální
- skutečná tuhost 6×10^4 je optimální

2. Kliky 5

- zvětšením vůle z 0.2 mm na 0.34 by se dal zmenšit maximální moment na členu 4 o 10%-15%
- skutečná tuhost 3×10^4 je optimální

3. Jehla

- dala by se o 10% zvětšit přesnost polohy, ale hmotnost jehly by měla být zmenšená z 0.236 kg na 0.15 kg, což je těžko dosažitelné

4. Pastorek a oz. kolo

- hmotnost těchto členů nemá podstatný vliv

5. Segment 7

- hmotnost a moment setrvačnosti tohoto členu nemají podstatný vliv

6. Bidlo 4. Má největší vliv

- vůle na tomto kloubu by se měla co nejvíc vymežit. Navrhuji zde používat ložiska s nejmenší tolerancí
- moment setrvačnosti levé části nemá podstatný vliv,
- hodnota momentu setrvačnosti pravé části je blízko od optimální hodnoty, těžko by se dala zmenšit bez ztráty tuhosti

- zvětšením tuhosti by se daly výrazně zlepšit jak silové parametry, tak i přesnost. Nemělo by to být těžké proto, že bidlo je rám. Vhodnou změnou konstrukci tohoto rámu by se dala výrazně zvětšit tuhost bez výrazného zvýšení hmotností. Přitom hmotnost a moment setrvačnosti má menší vliv než tuhost.

6. ZÁVĚR

V diplomové práci byla provedená krátká rešerše jehlových tkacích strojů, kinematická a dynamická analýza prohozního mechanismu stroje UTAS-I.

Kinematická analýza byla provedena klasickou vektorovou metodou a dynamická, řešením soustavy Lagrangeových rovnic II řádu.

Bylo přijato několik zjednodušení, jsou neuvažované některé hmotnosti, počítal jsem pouze se třemi pružnými členy, vůle jsem uvažoval také u třech členů.

Výsledkem kinematického a dynamického řešení byly tabulkové funkce polohy, rychlostí a zrychlení, a také momentů na některých členech. Změnou některých hmotnostních parametrů, tuhostí, vůlí a pozorováním odchylek polohy jehly a maximálních momentů jsem mohl navrhnout konstrukční změny v daném mechanismu. Za odchylku polohy jehly jsem počítal rozdíl mezi teoretickou hodnotou, vypočítanou hodnotou z kinematických rovnic a skutečnou hodnotou, vypočítanou ze soustavy diferenciálních rovnic.

8. Literatura:

1. Charvát J. : Mechanika II (Kinematika), VŠST Liberec 1981
2. Bradský Z. - Jáč V. : Mechanika II (Kinematika), VŠST Liberec 1979
3. Bradský Z. - Vrzala R : Mechanika III (Dynamika), VŠST Liberec 1980
4. Kolektiv autorů KTS : Nové principy prohozu a ověřování útku (Výzkumná zpráva), Liberec 1990
5. Ducháčková E. : Přesnost pohybu jehel tkacího stroje UTAS-J (Diplomová práce), Liberec 1991
6. Vondráček K. : Mechanismus pohybu jehly člunkového tkacího stroje UTAS s jehlovou nástavbou (Diplomová práce), Liberec 1987

9. Programy:

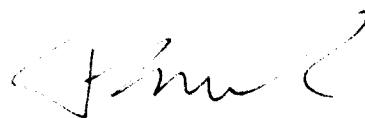
1. Programovací jazyk TURBO PASCAL ver. 6.0
2. Tekstový editor T602 ver. 2.0
3. Tabulkový procesor LOTUS
4. Grafický editor ACAD ver. 11

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Jaroslavovi Beranovi, CSc., VŠST Liberec za odborné vedení a poskytnutí informací, které byly k vypracování této diplomové práce potřebné.

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

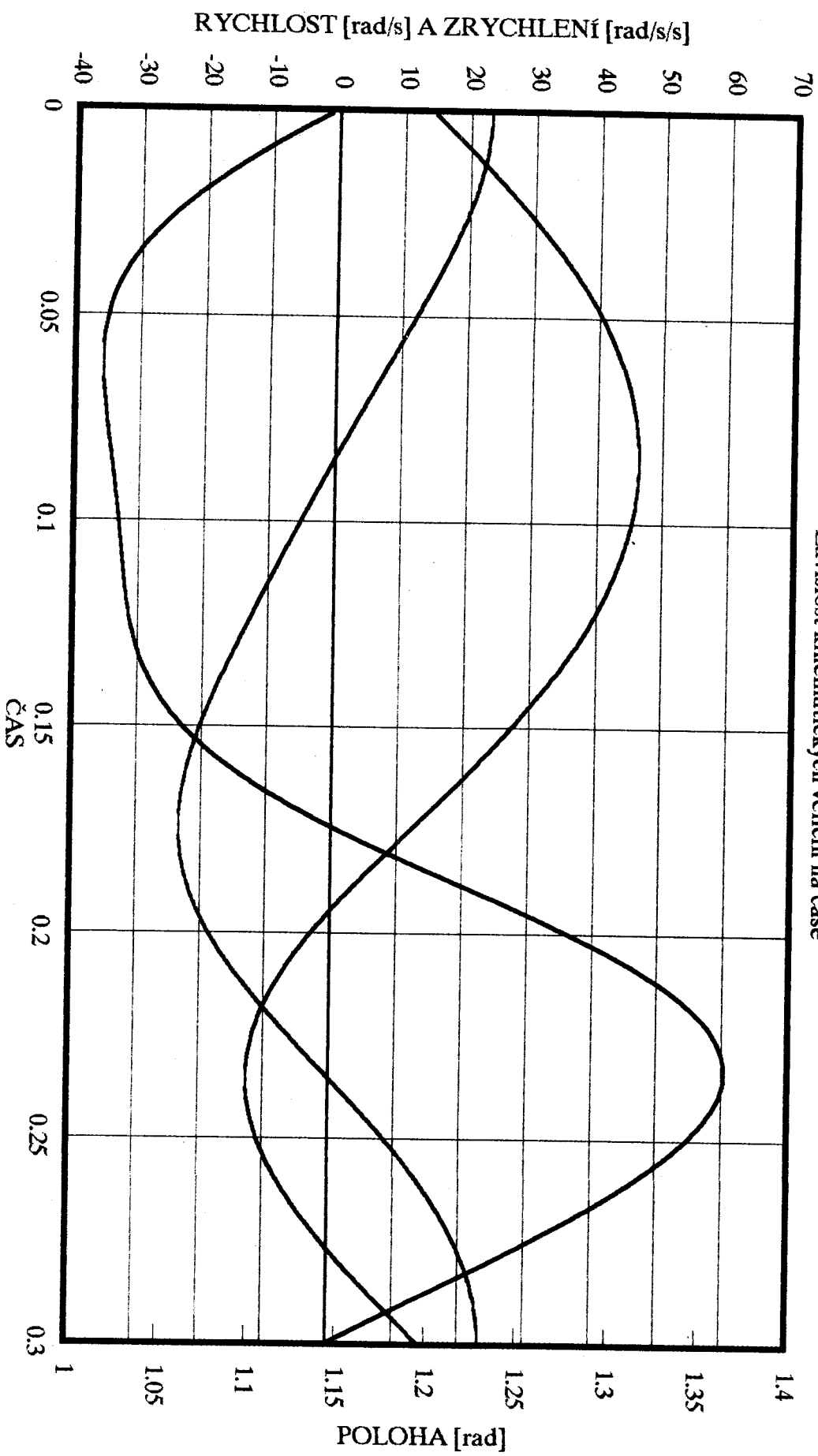
Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

A handwritten signature in dark ink, appearing to be 'J. M. C.', is written over the printed text.

V Liberci 10 listopadu 1992

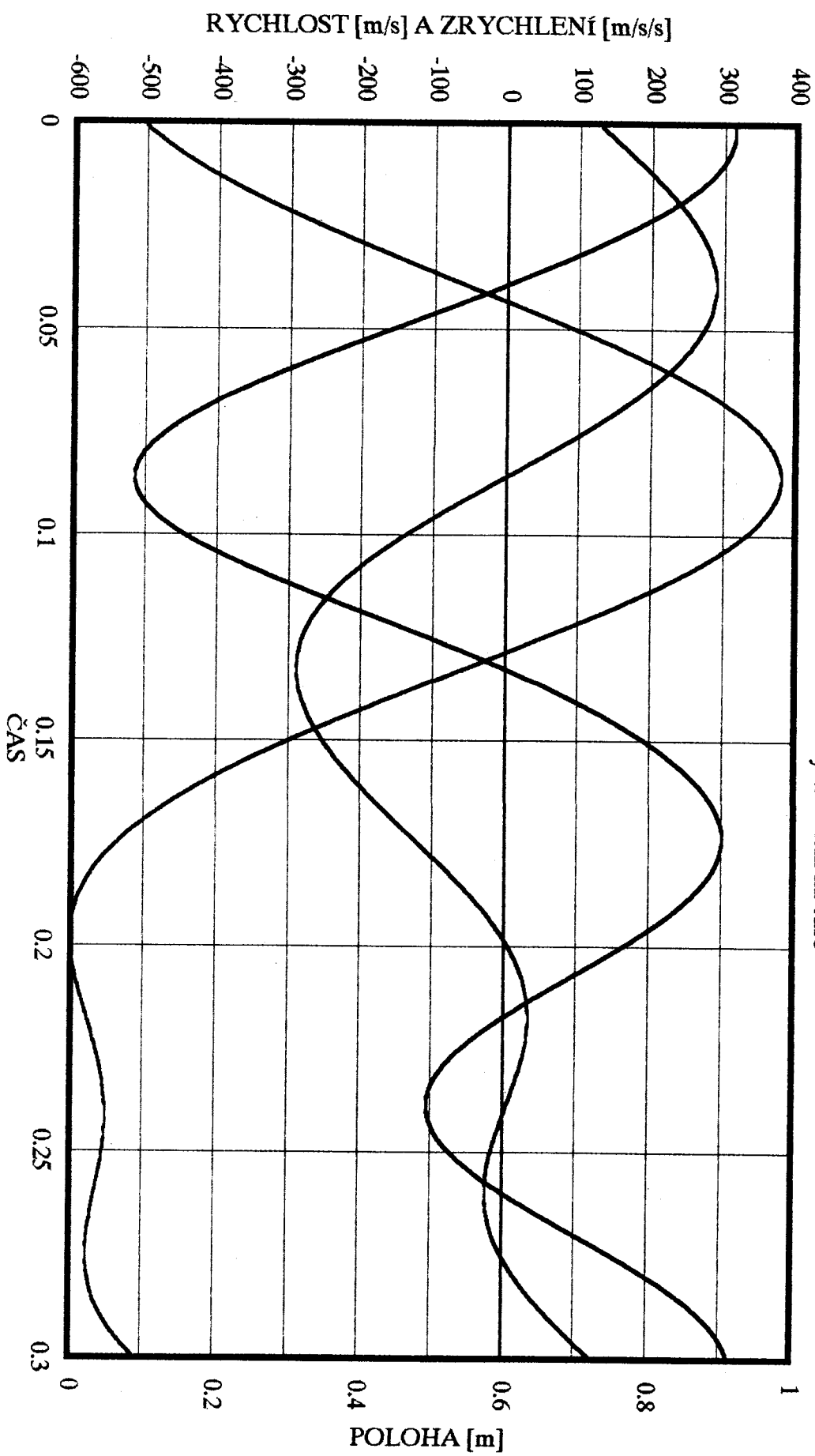
KINEMATIKA ČLENU 4

Závislost kinematických veličin na čase



KINEMATIKA JEHLY

Závislost kinematických veličin na čase

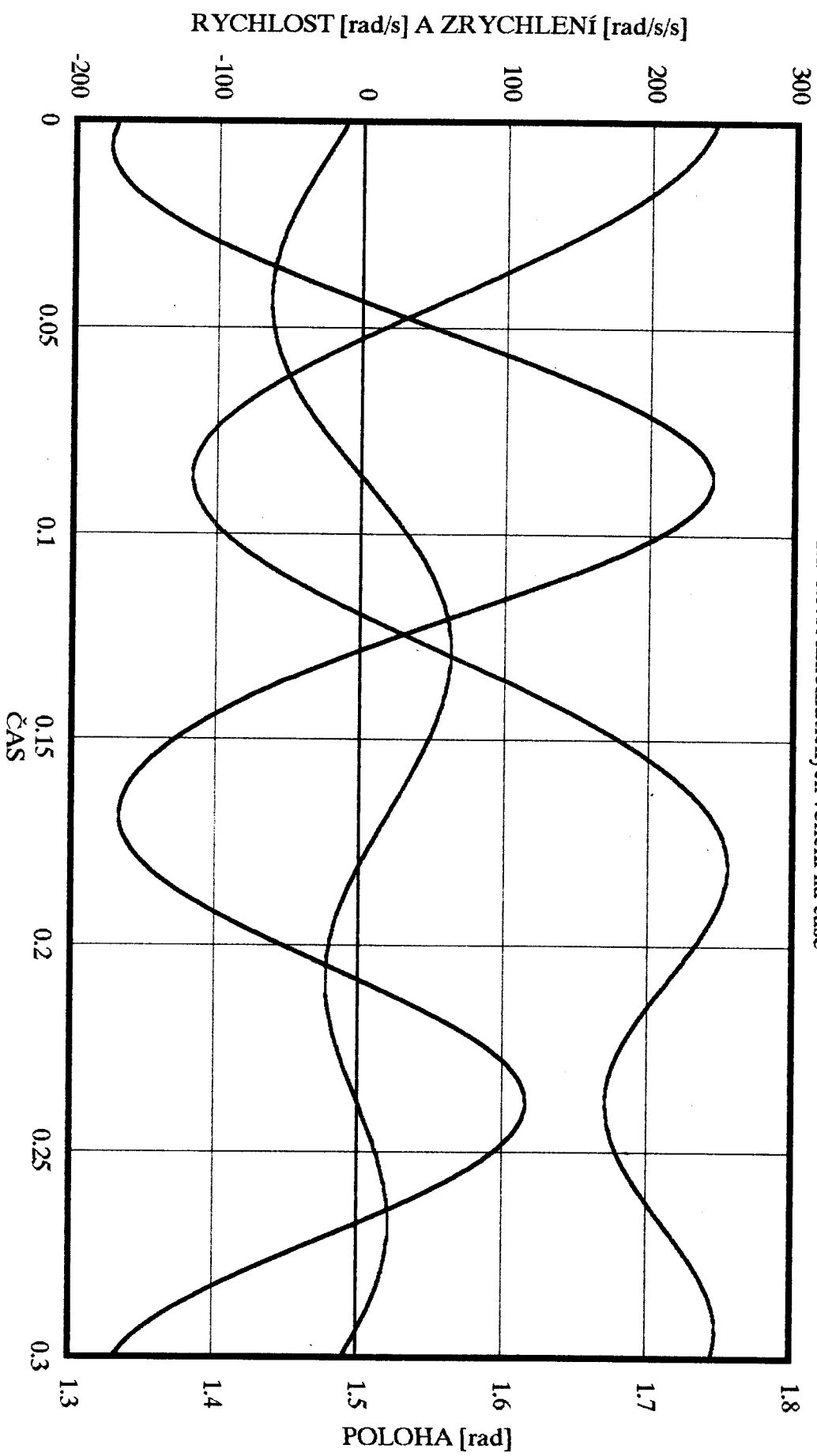


měřítko pro rychlost $m=20$

— Poloha — Rychlost — Zrychlení

KINEMATIKA ČLENŮ 7

Závislost kinematických veličin na čase

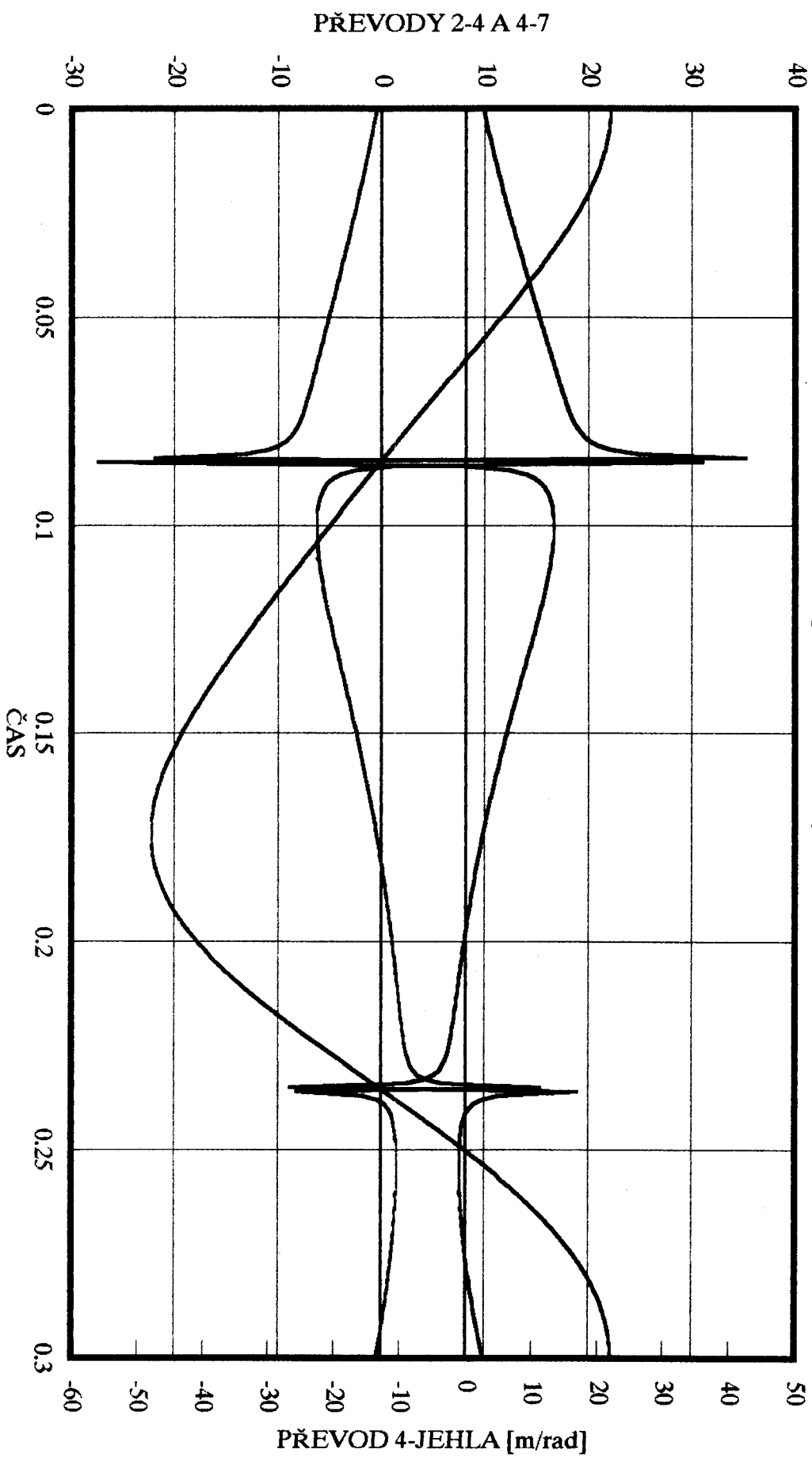


měřtko pro rychlost $m=10$

— Poloha — Rychlost — Zrychlení

PŘEVODY

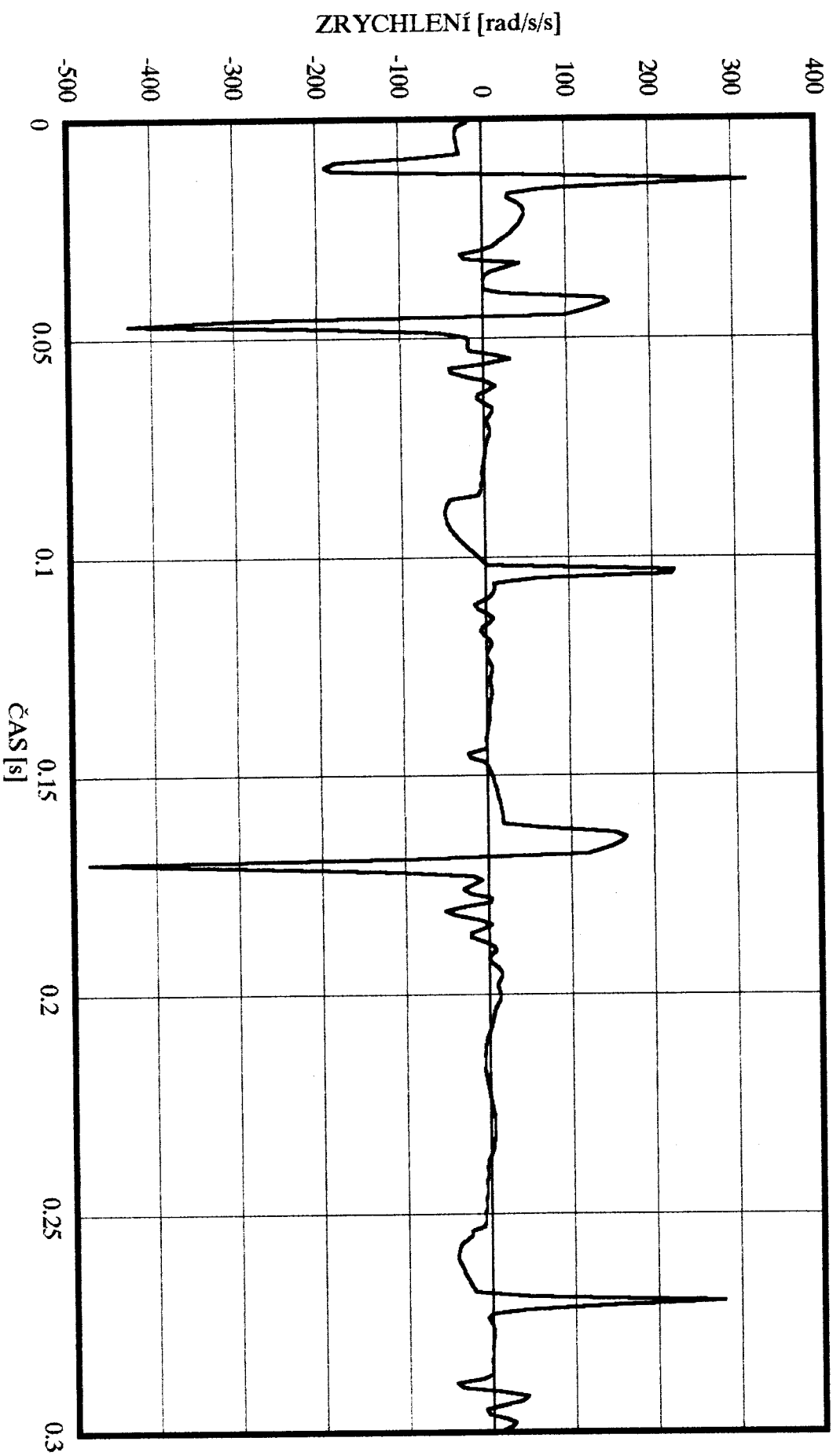
Závislosti převodů 2-4, 4-7, 4-jehla na čase



měřátko pro převod 2-4 $m=200$

DYNAMIKA ČLENU 2

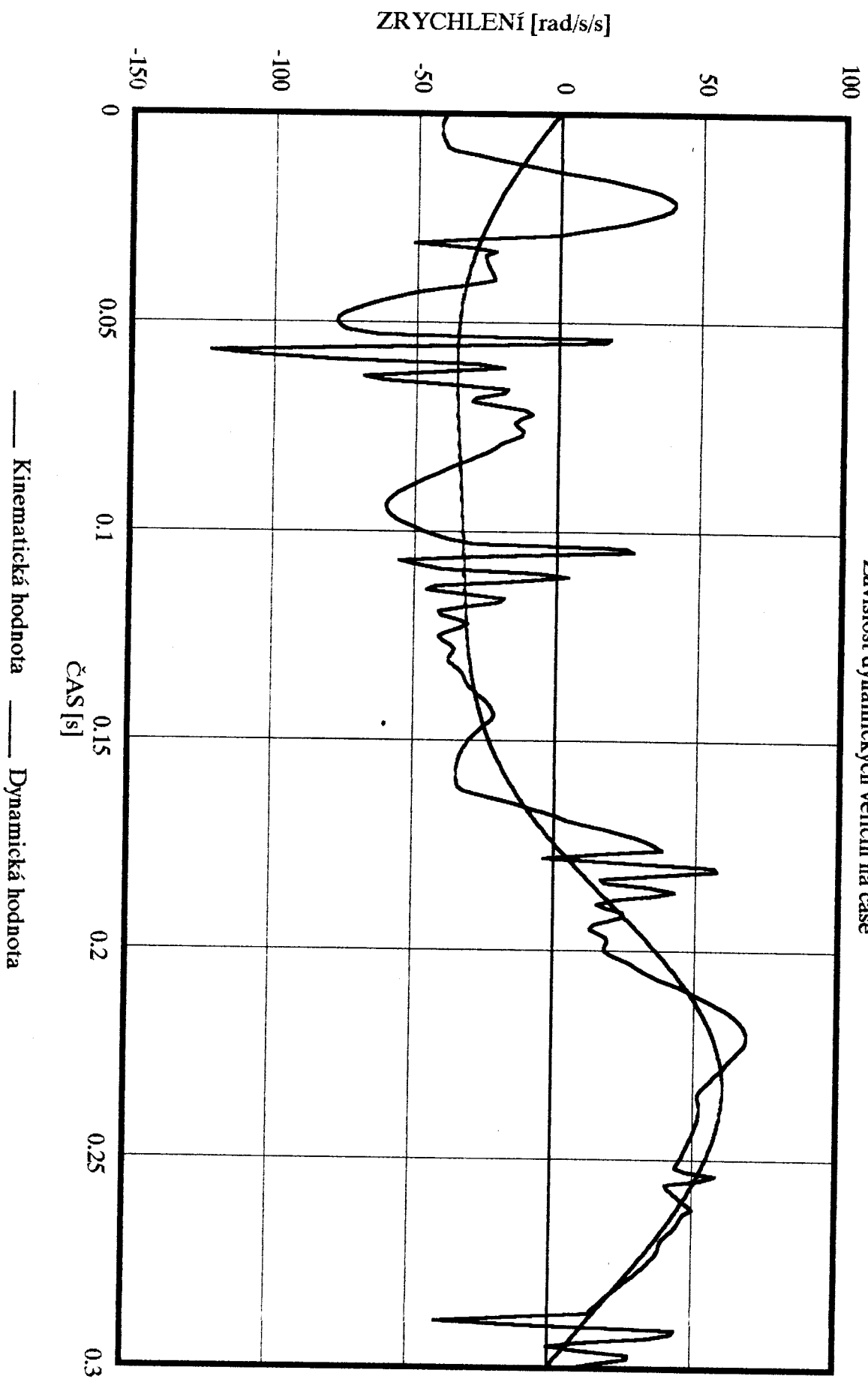
Závislost dynamických veličin na čase



— Kinematická hodnota — Dynamická hodnota

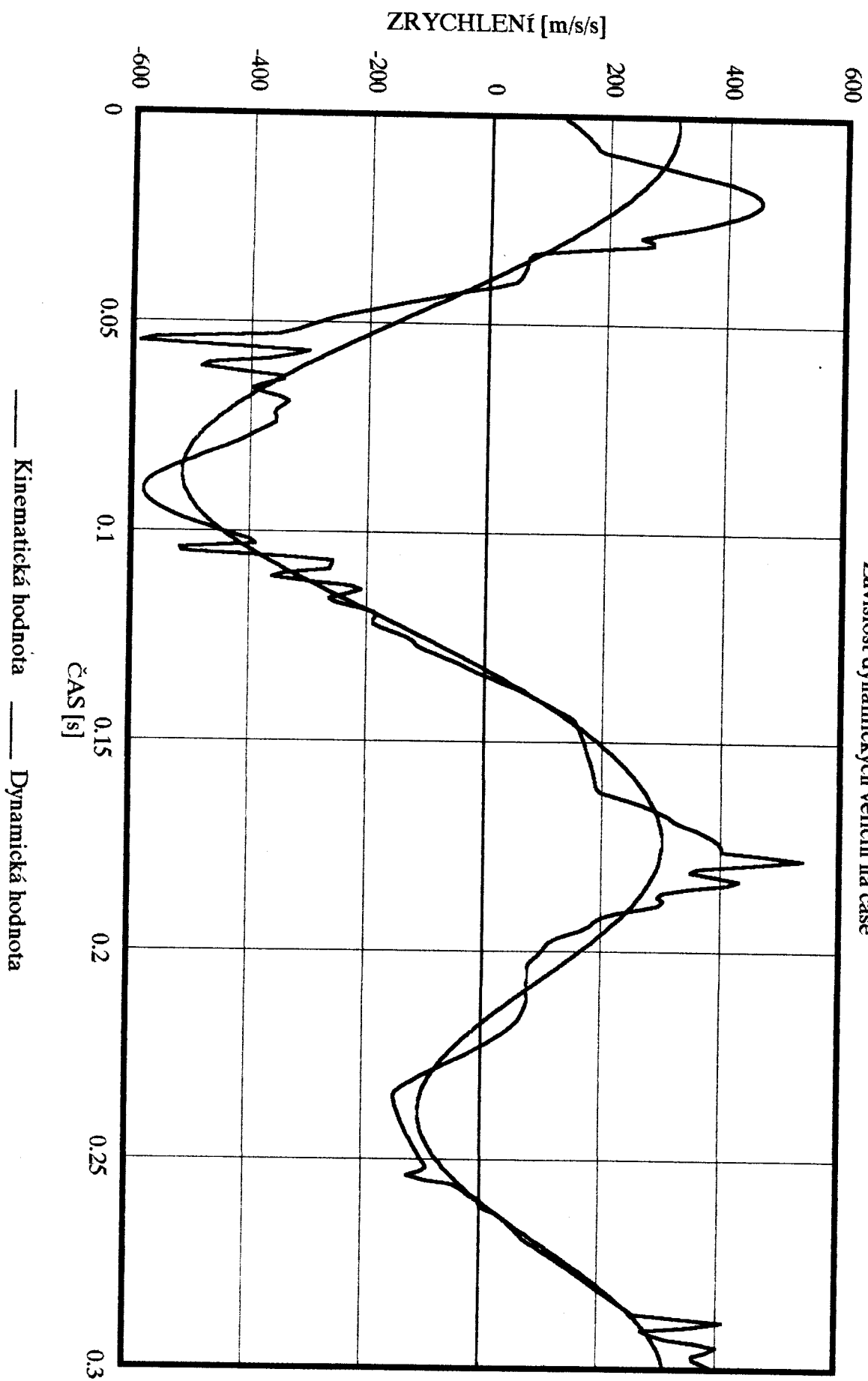
DYNAMIKA ČLENU 4

Závislost dynamických veličin na čase



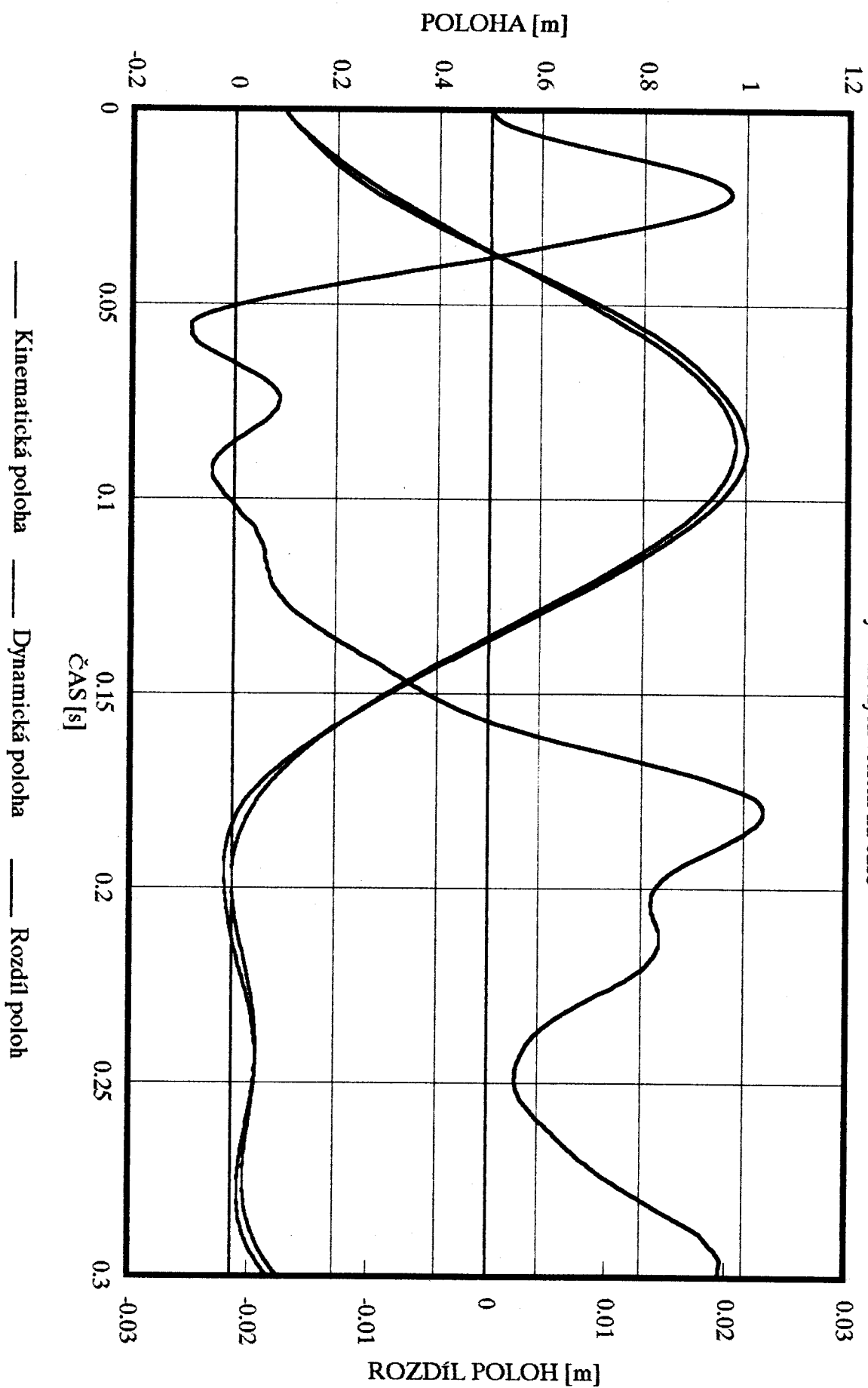
DYNAMIKA JEHLY

Závislost dynamických veličin na čase

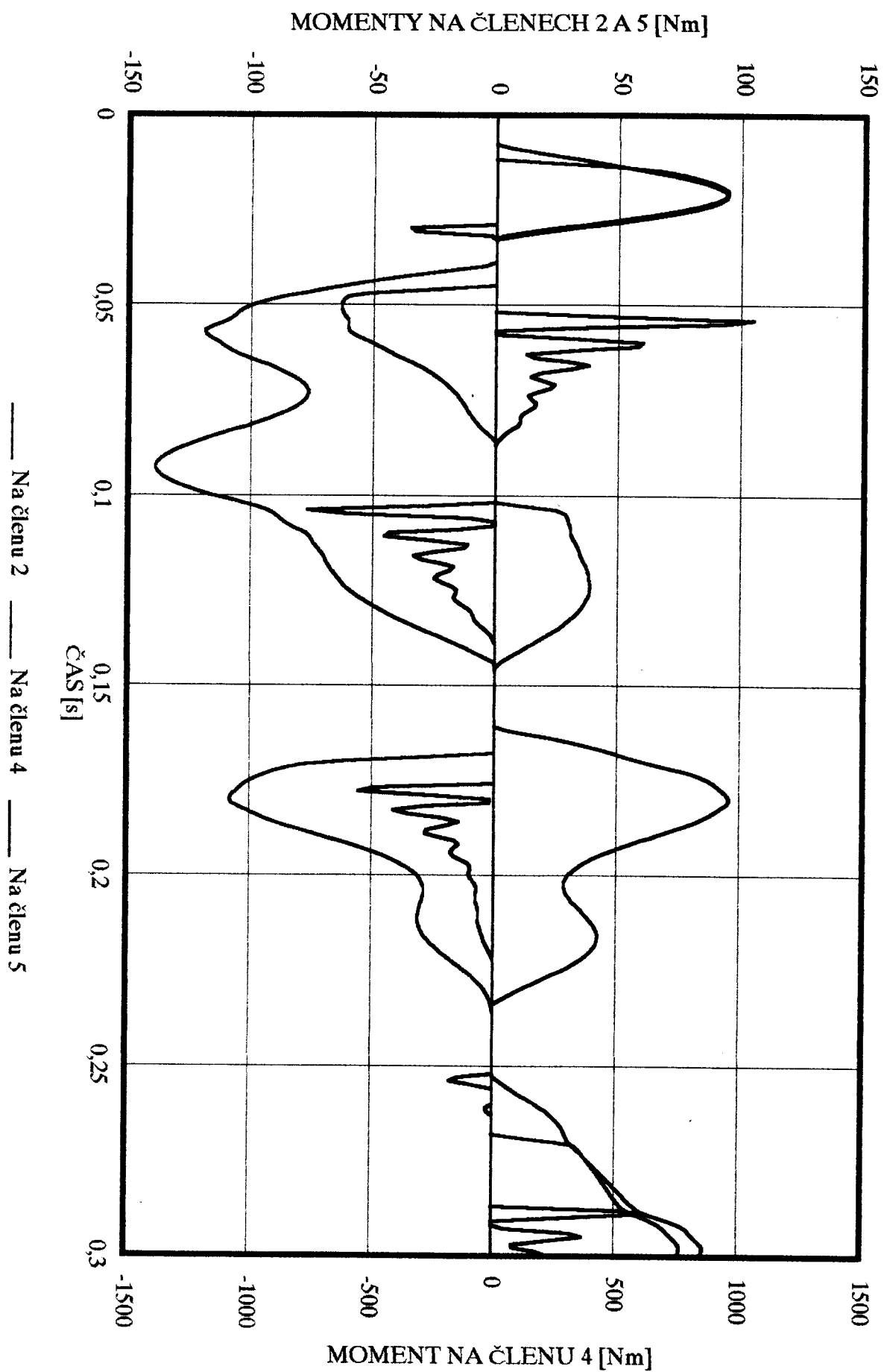


DYNAMIKA JEHLY

Závislost dynamických veličin na čase

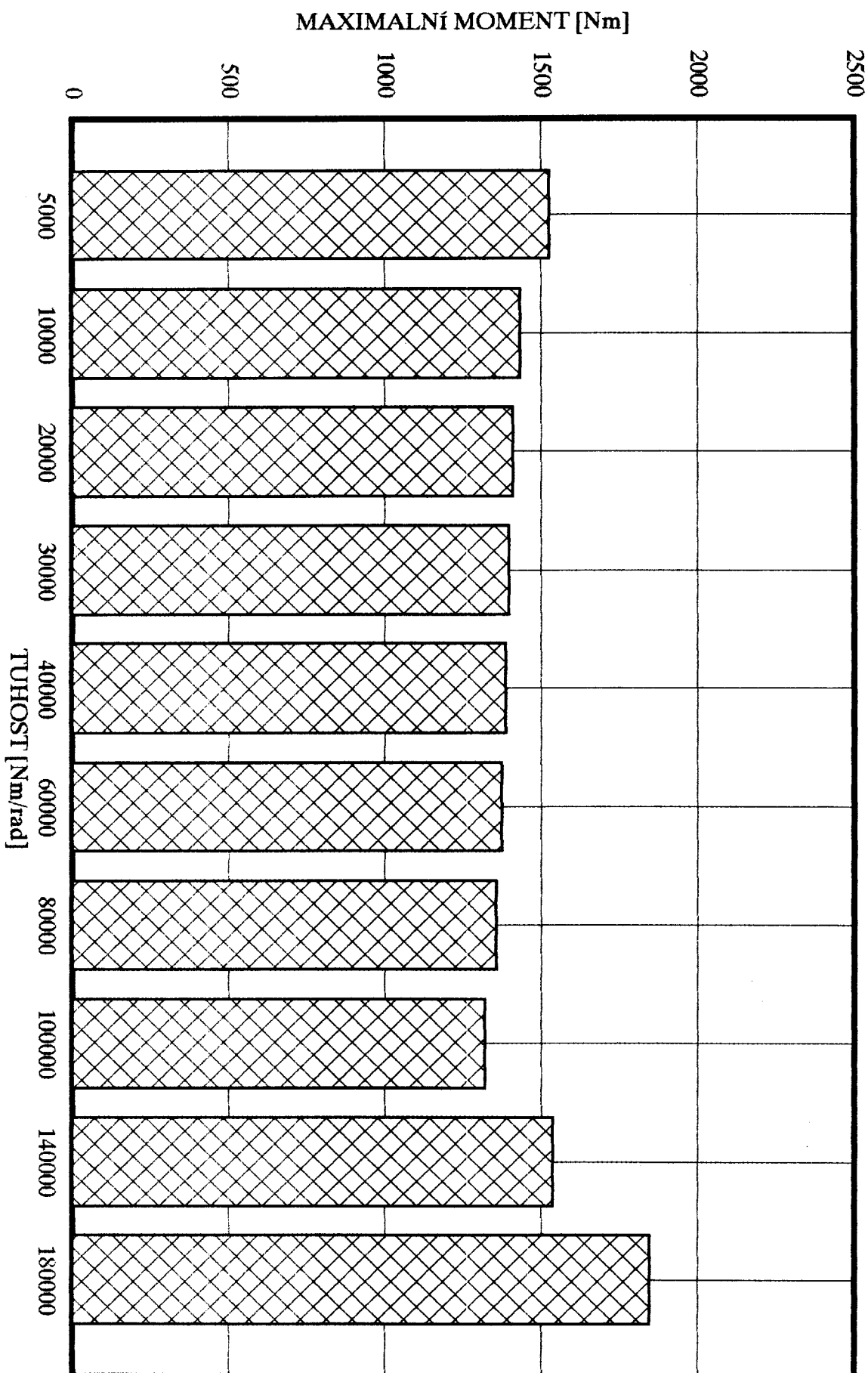


MOMENTY



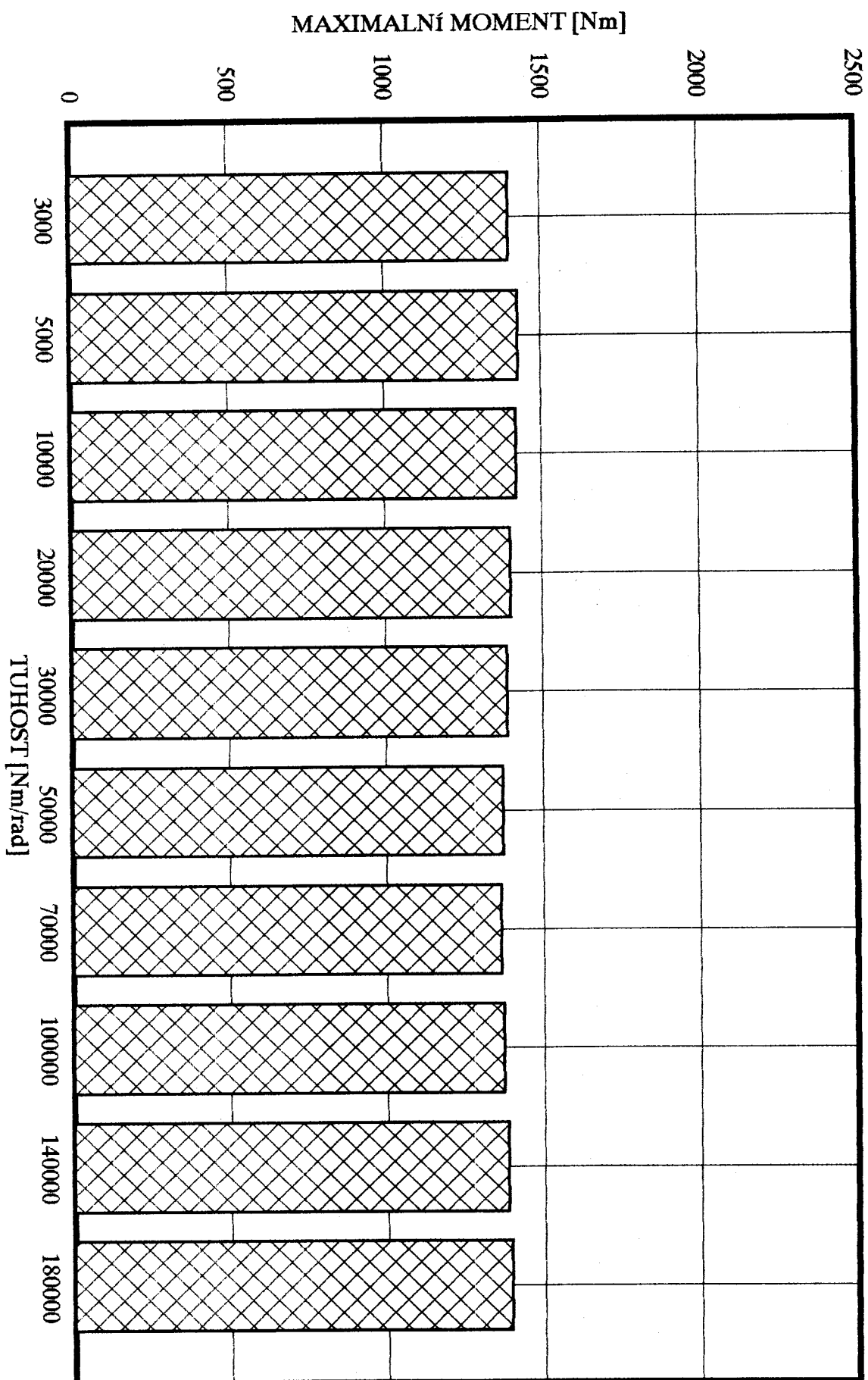
MOMENT NA ČLENU 4

Závislost maximálních momentů na tuhosti členu 2



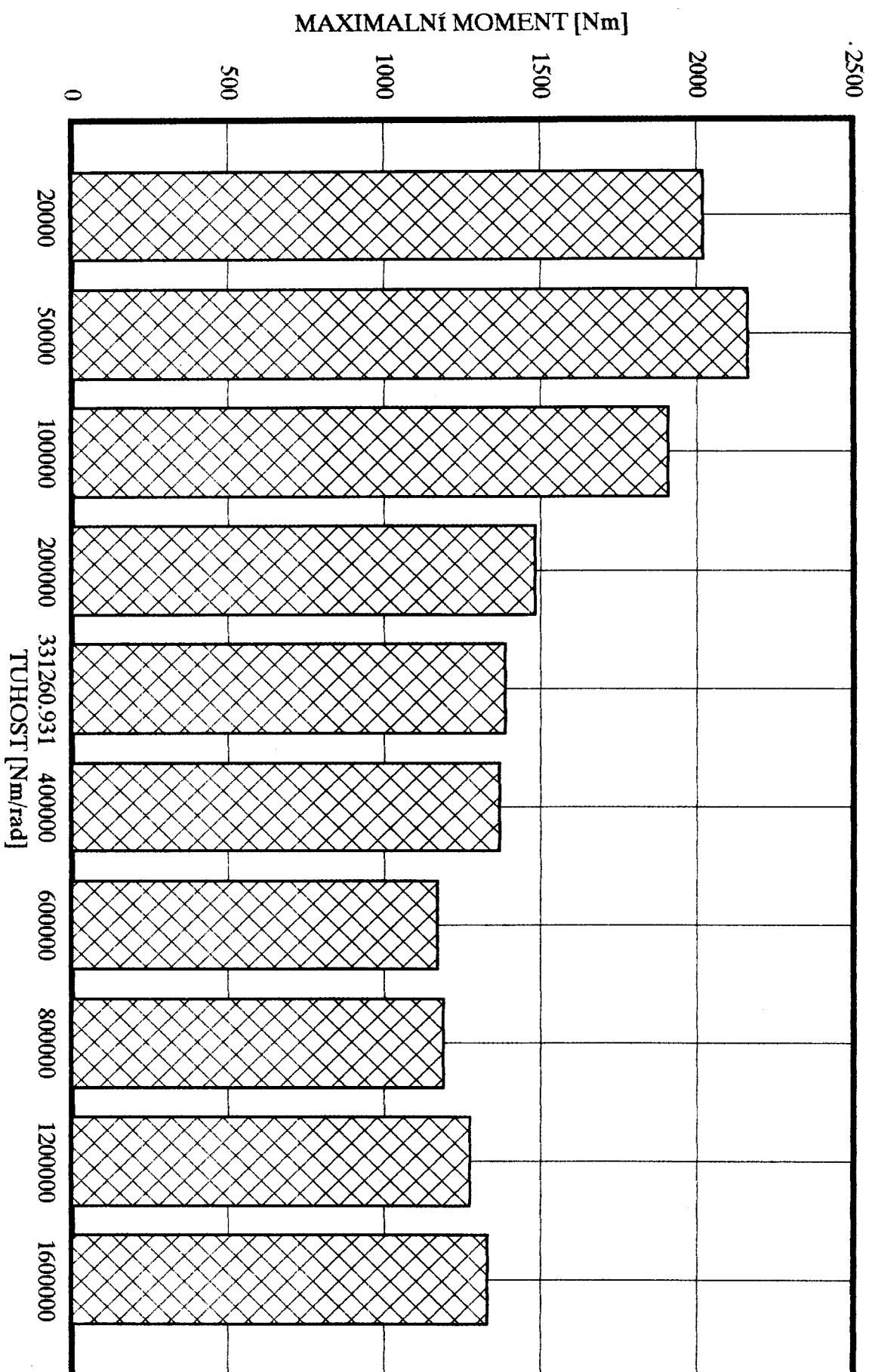
MOMENT NA ČLENU 4

Závislost maximálních momentů na tuhosti členu 5



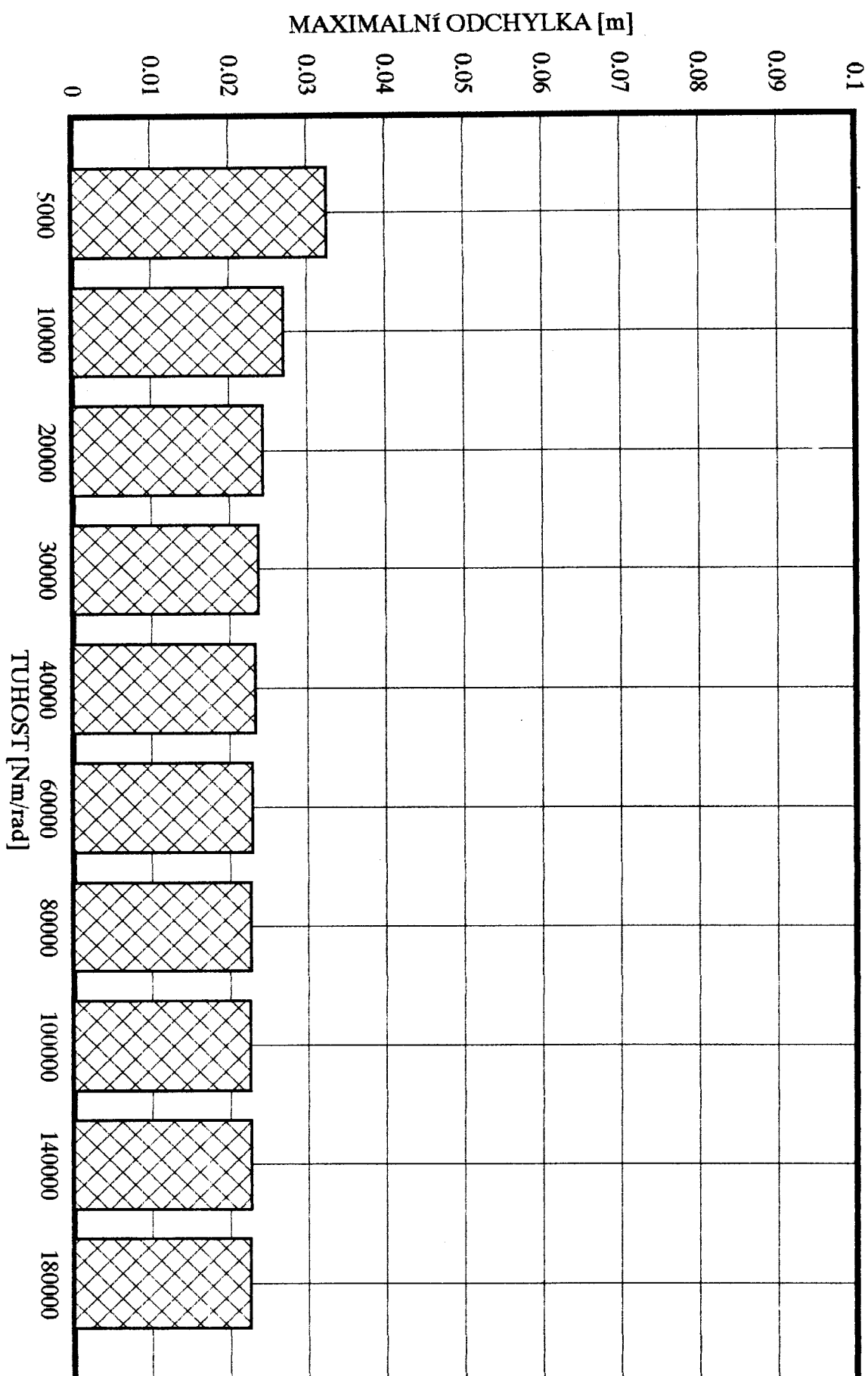
MOMENT NA ČLENU 4

Závislost maximálních momentů na tuhosti členu 4



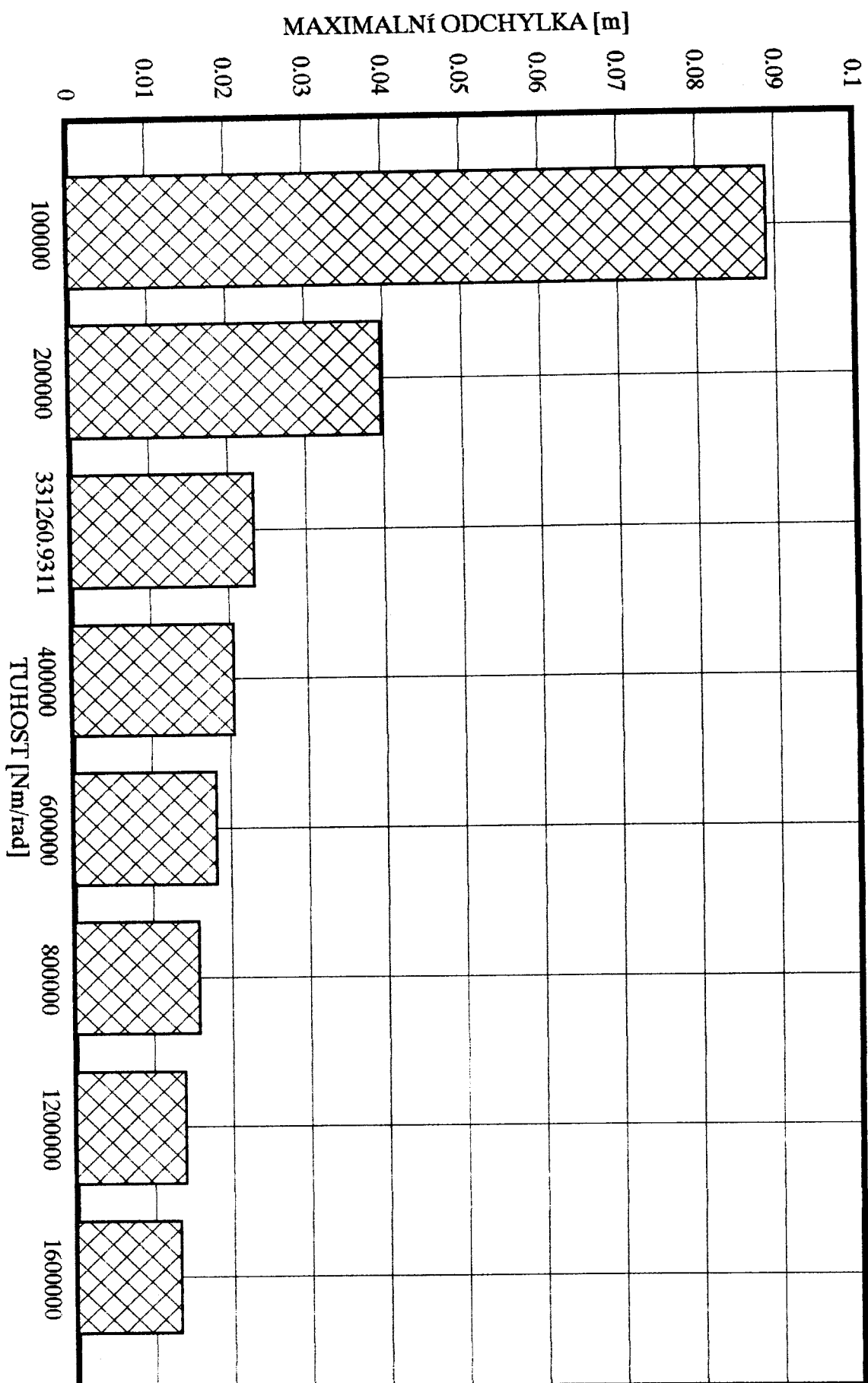
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy jehly na tuhosti členu 2



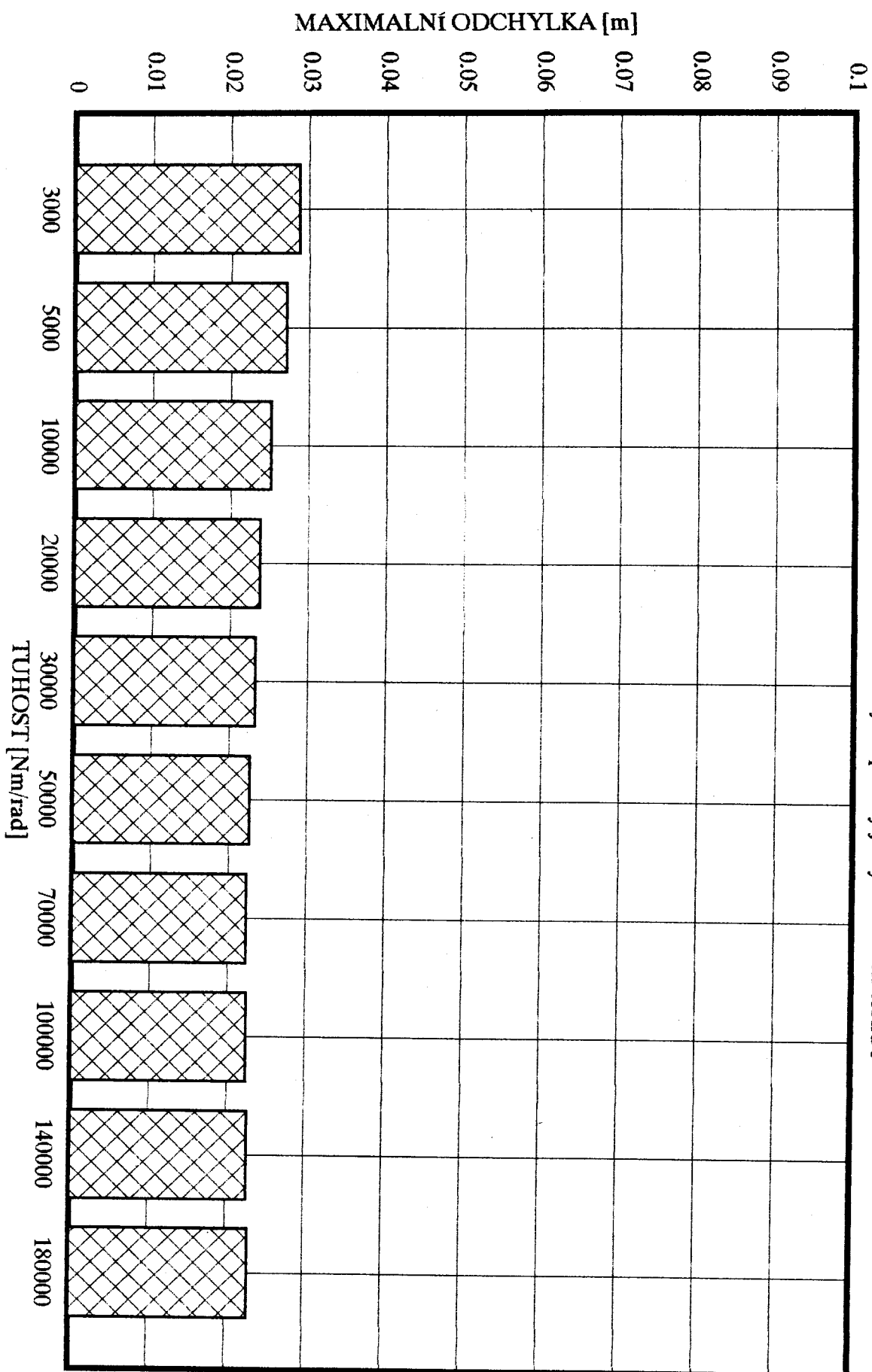
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy na tuhosti členu 4



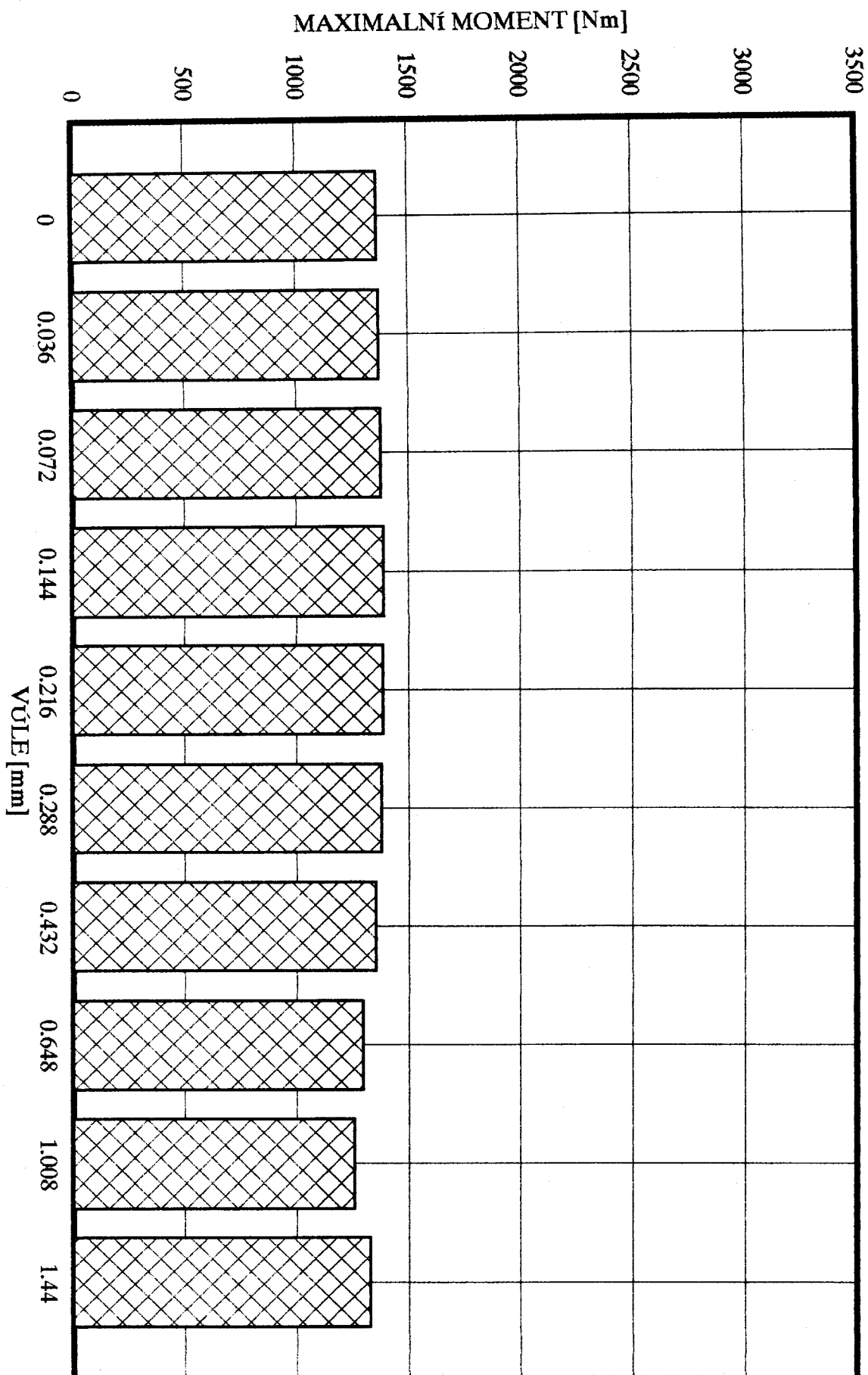
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy jehly na tuhosti členu 5



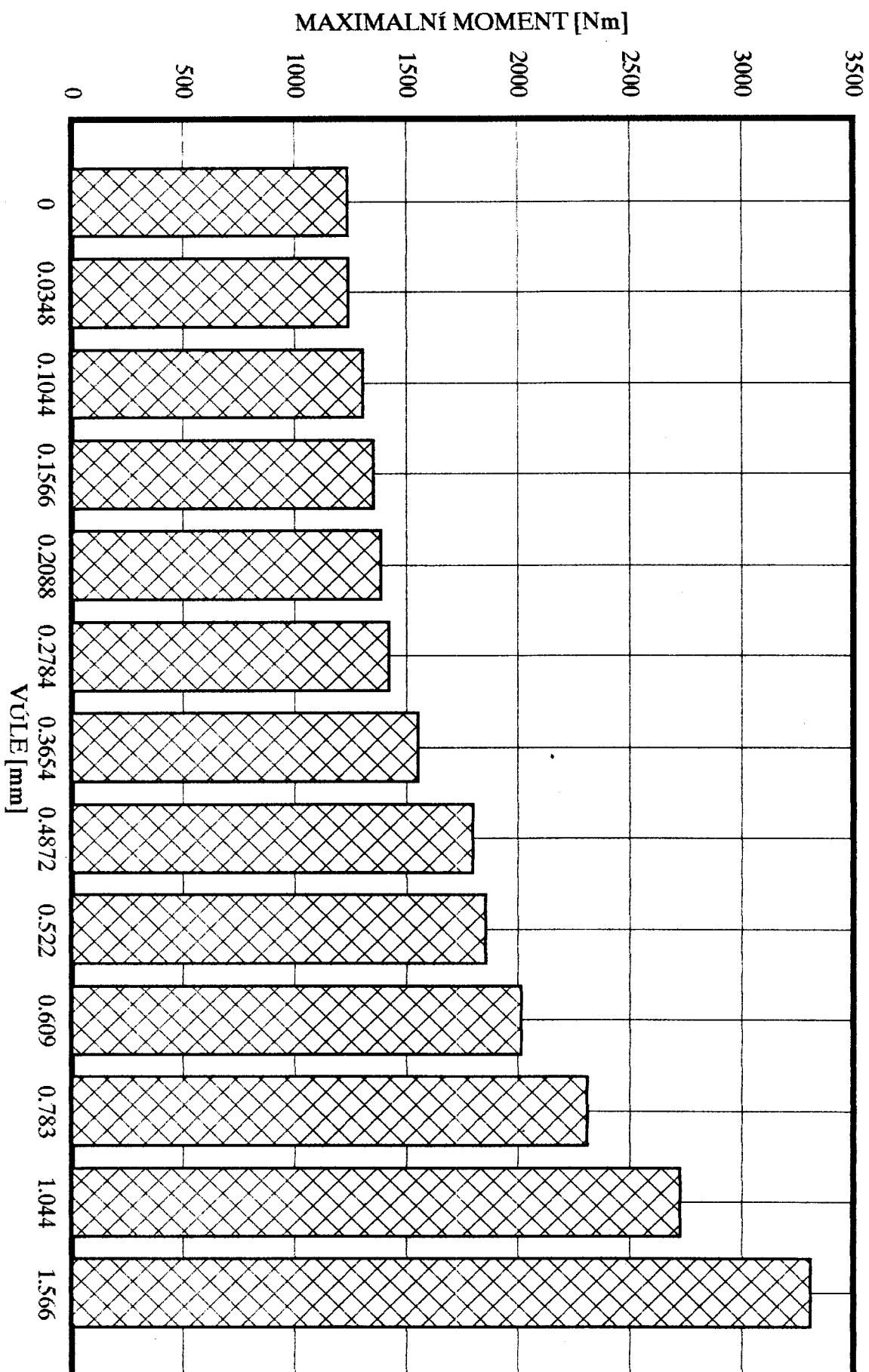
MOMENT NA ČLENU 4

Závislost maximálních momentů na vůli členu 2



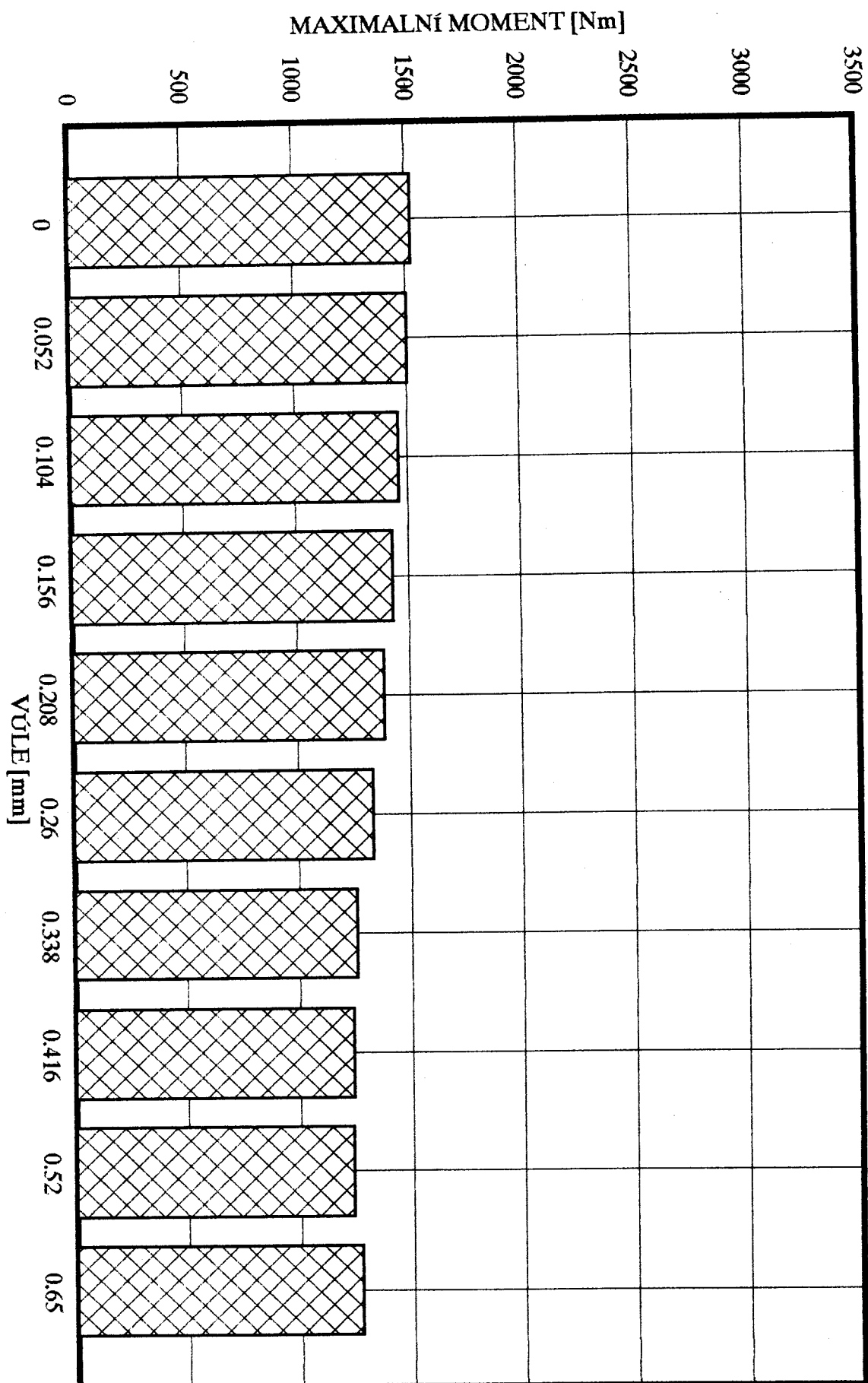
MOMENT NA ČLENU 4

Závislost maximálních momentů na vůli členu 4



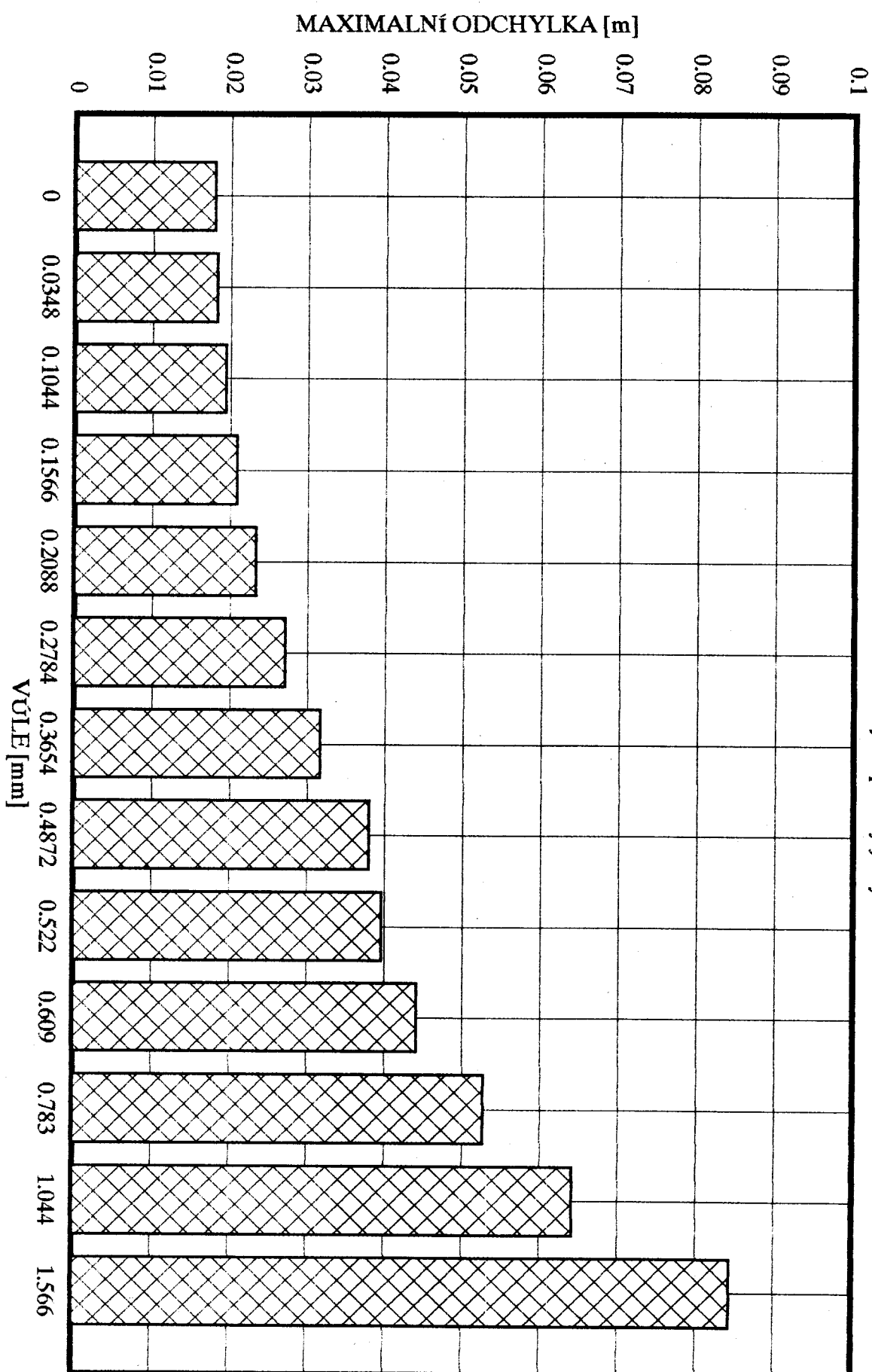
MOMENT NA ČLENU 4

Závislost maximálních momentů na vůli členu 5



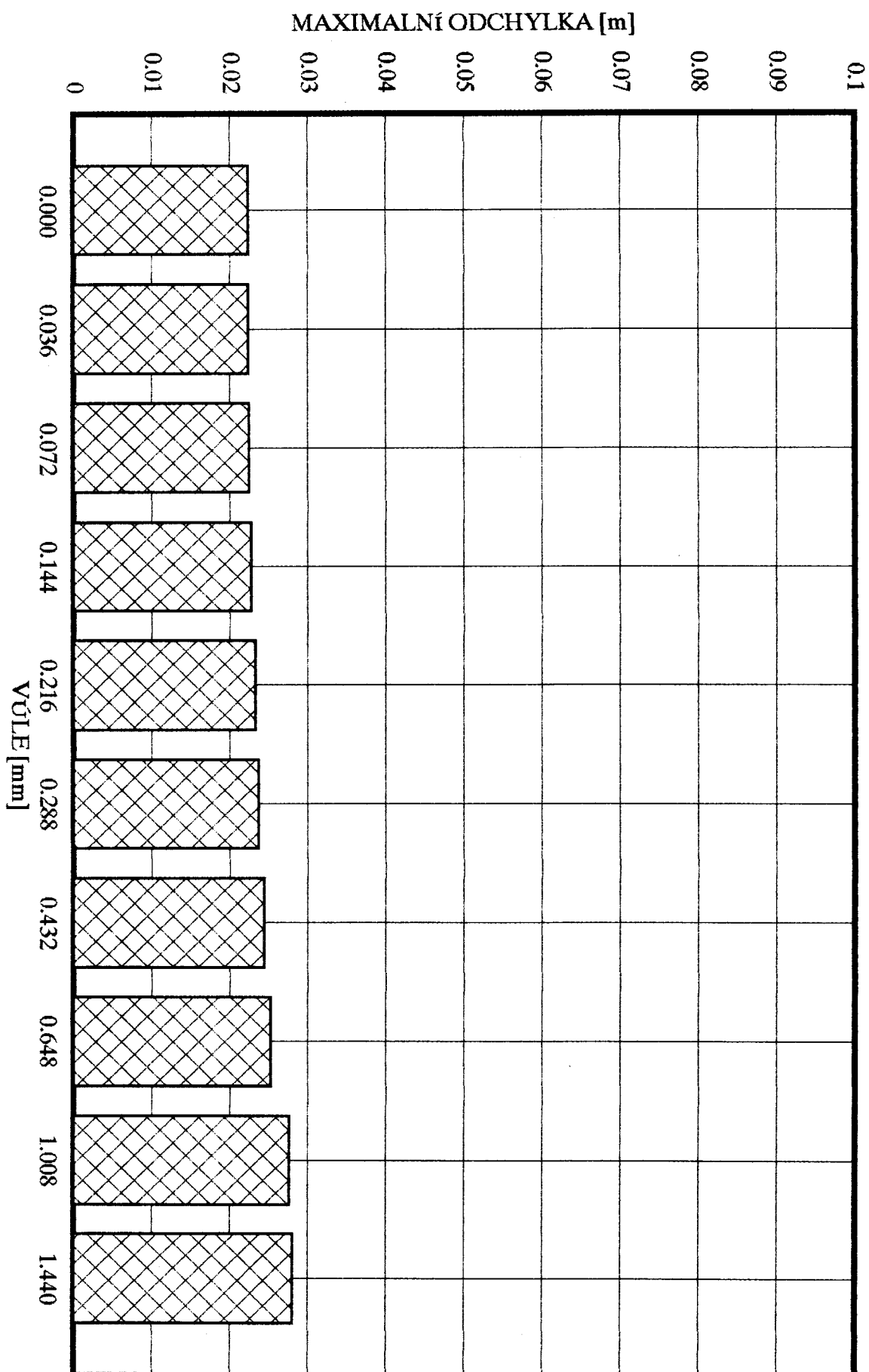
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy jehly na vůli členu 4



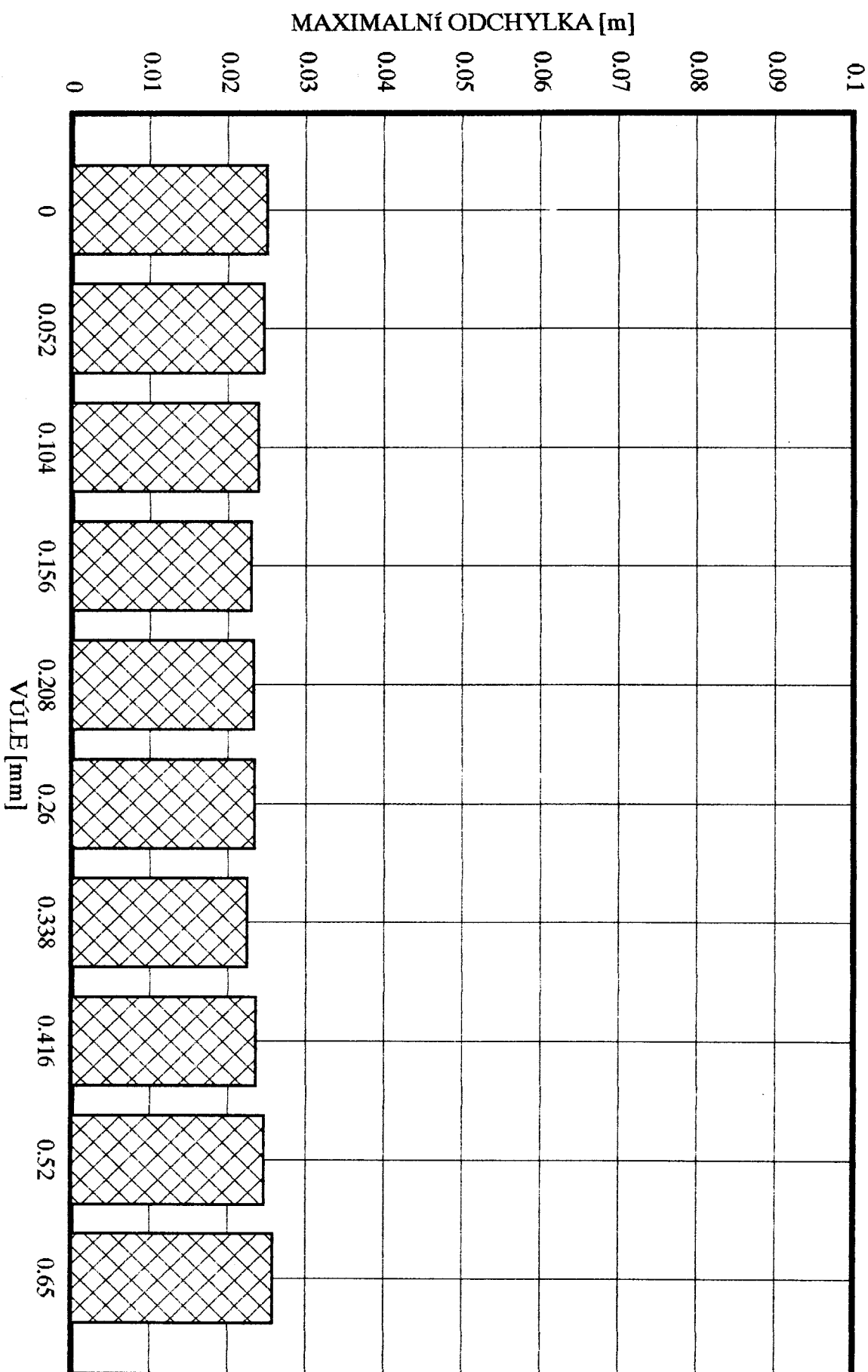
GOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy jehly na vůli členu 2



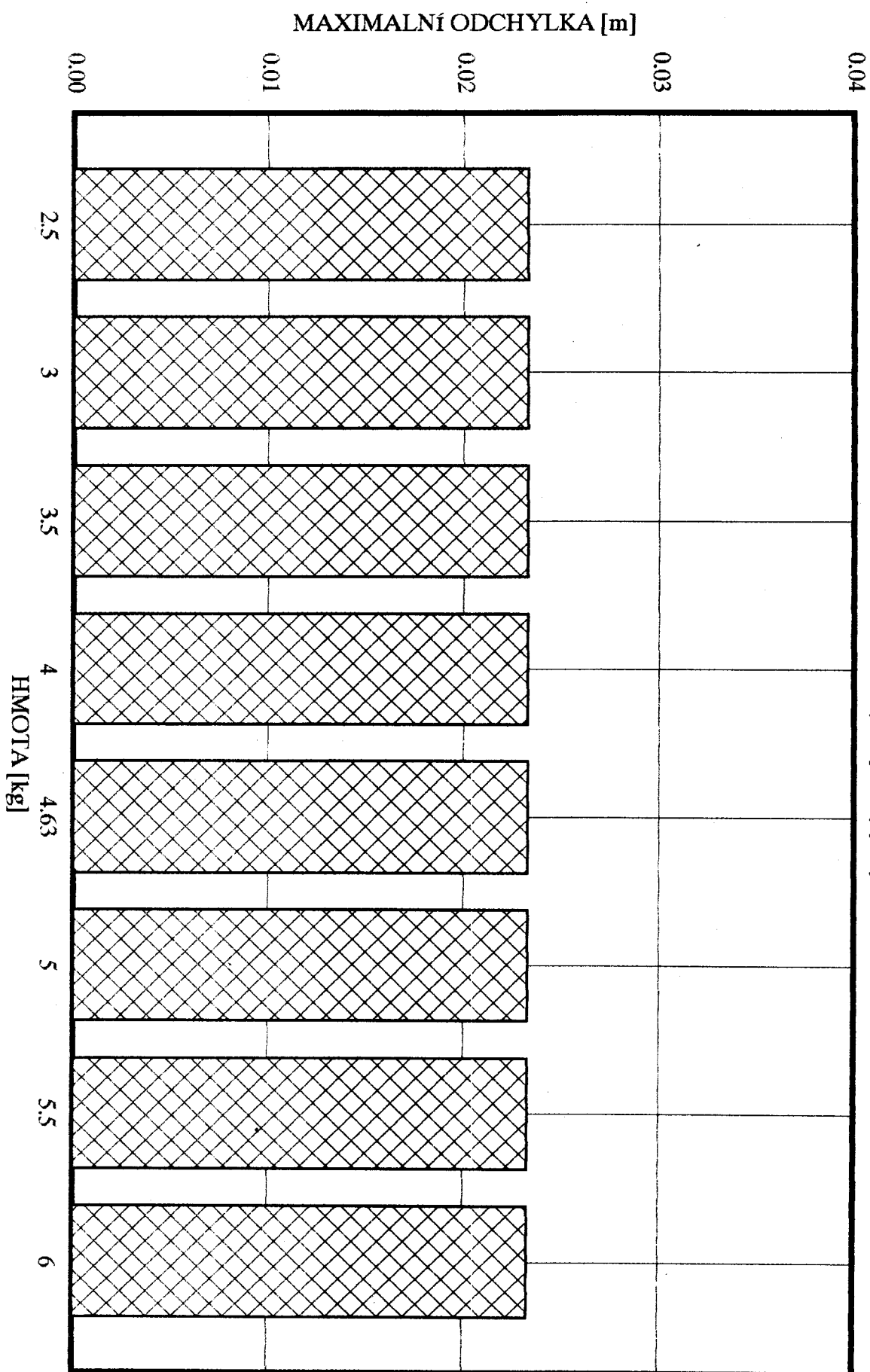
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy jehly na vůli členu 5



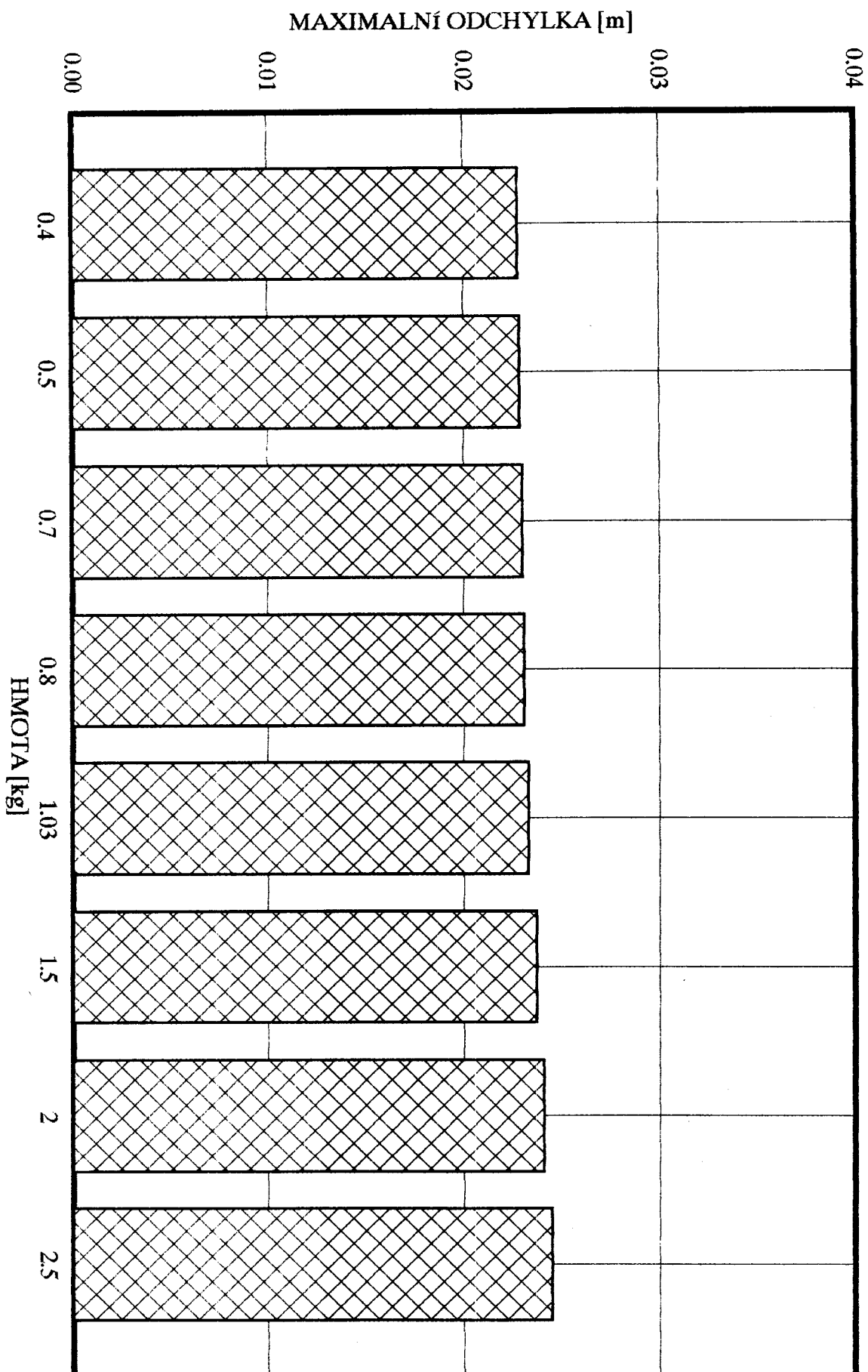
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy jehly na hmotě členu 7



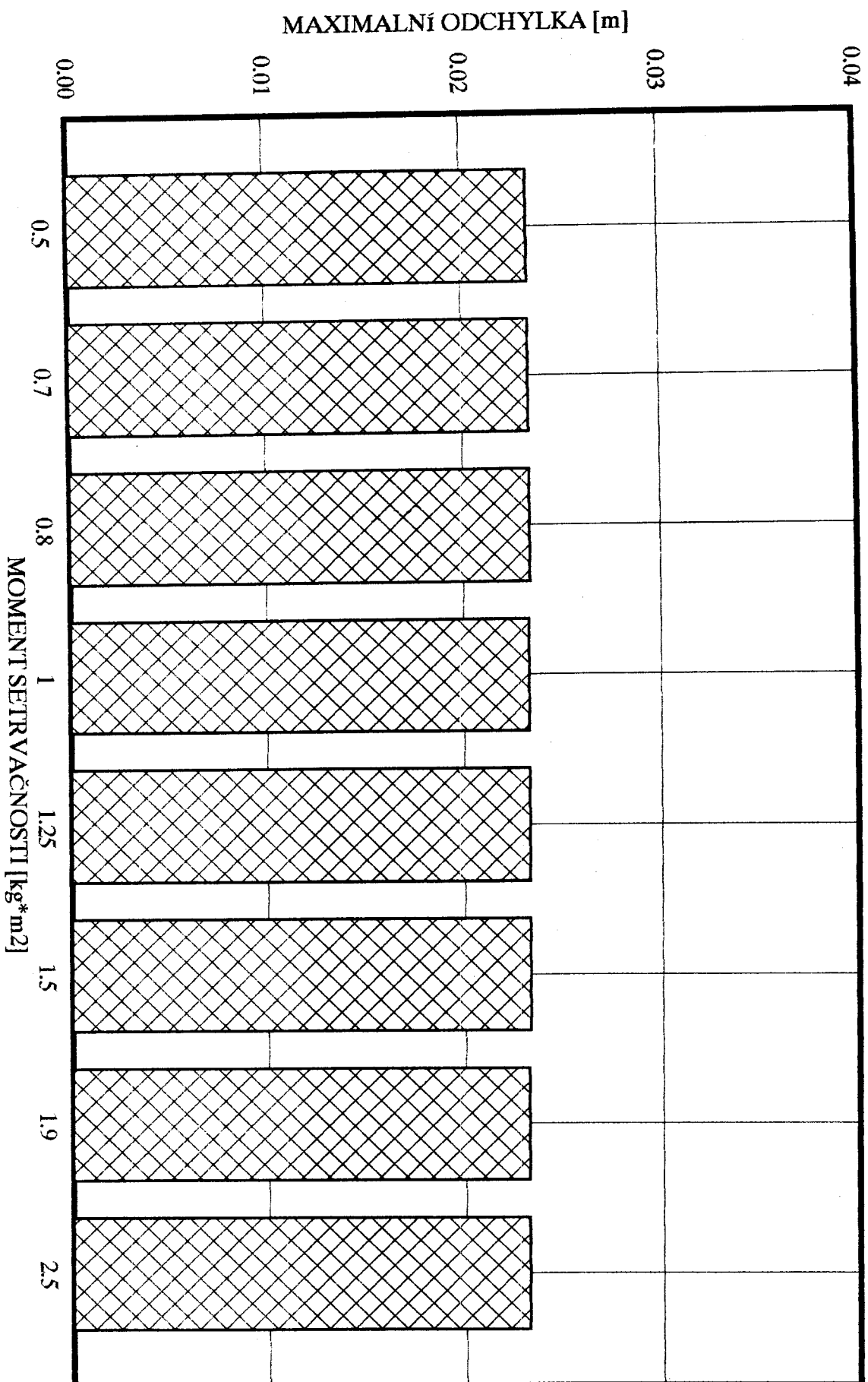
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy jehly na hmotě členu 8



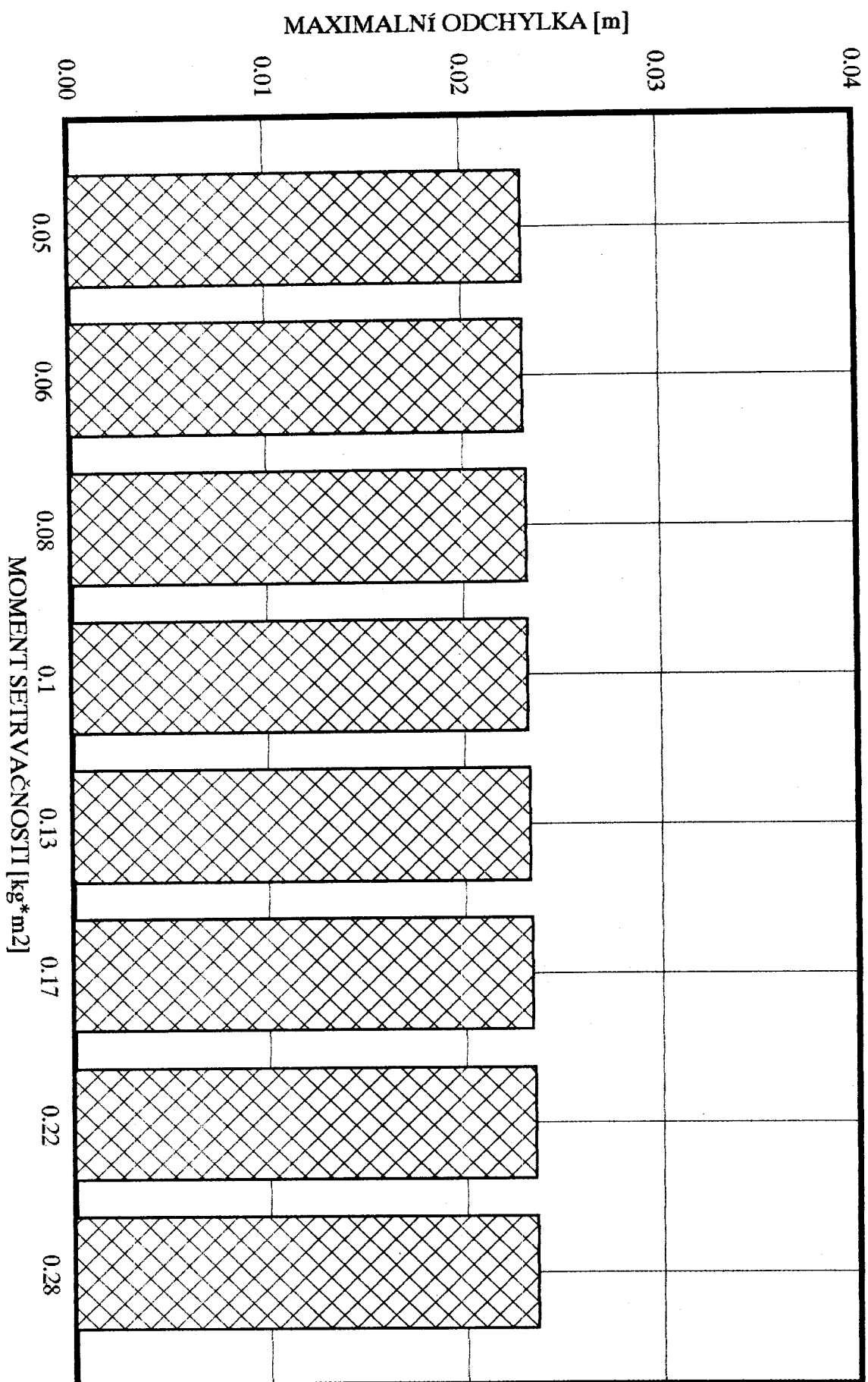
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy jehly na momentu setrvačnosti členu 4L



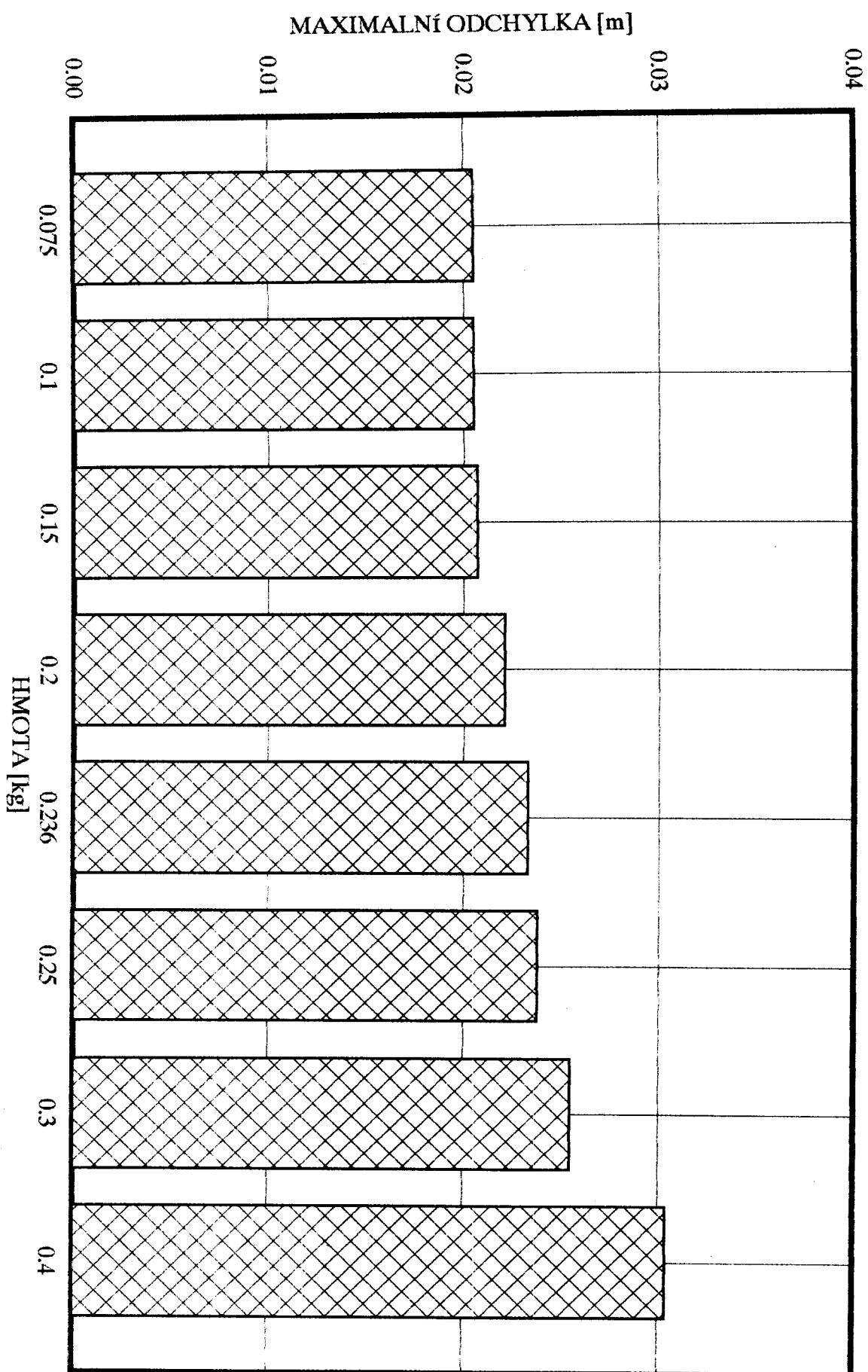
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy na momentu setrvačnosti členu 7



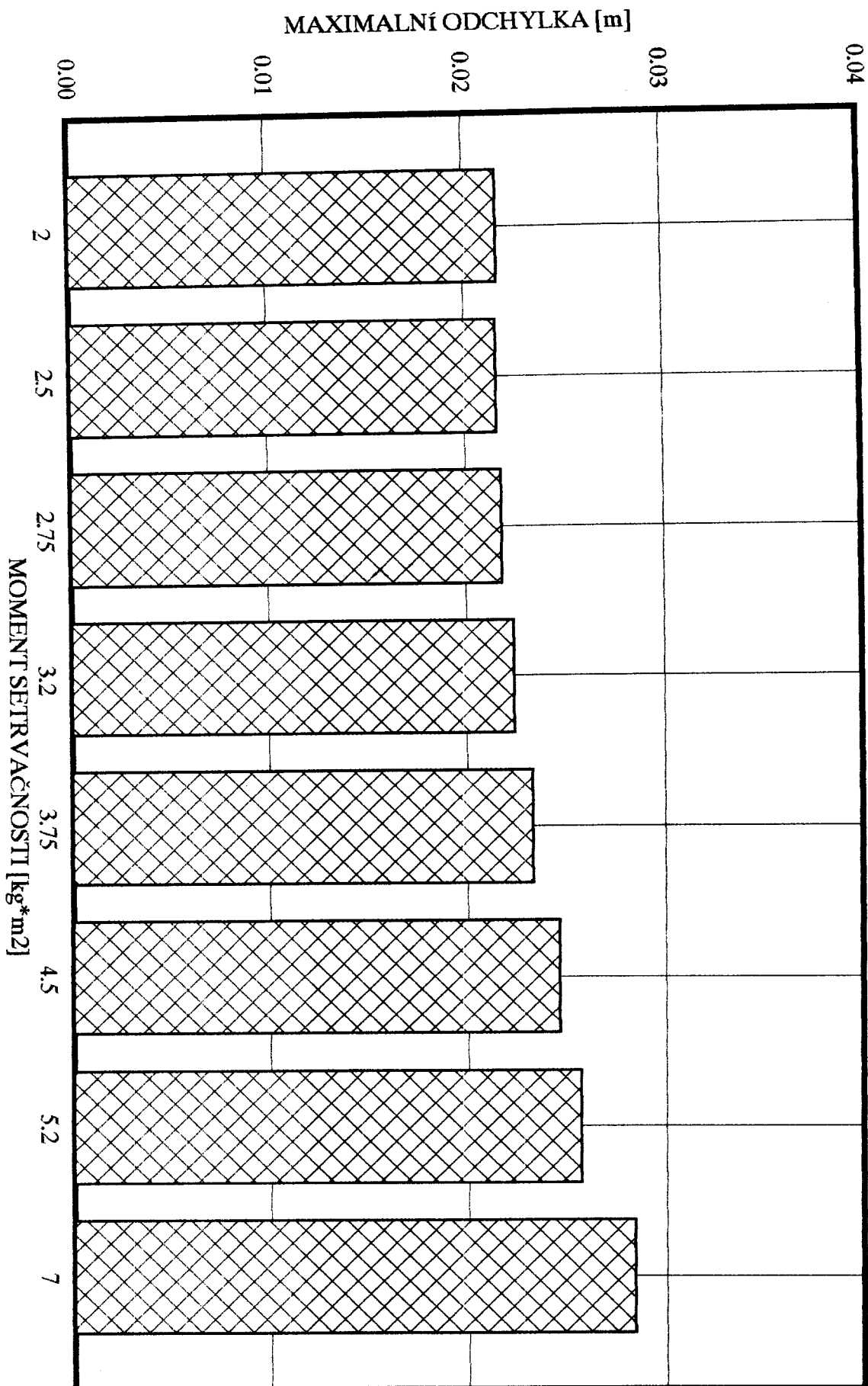
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy na hmotě jehly



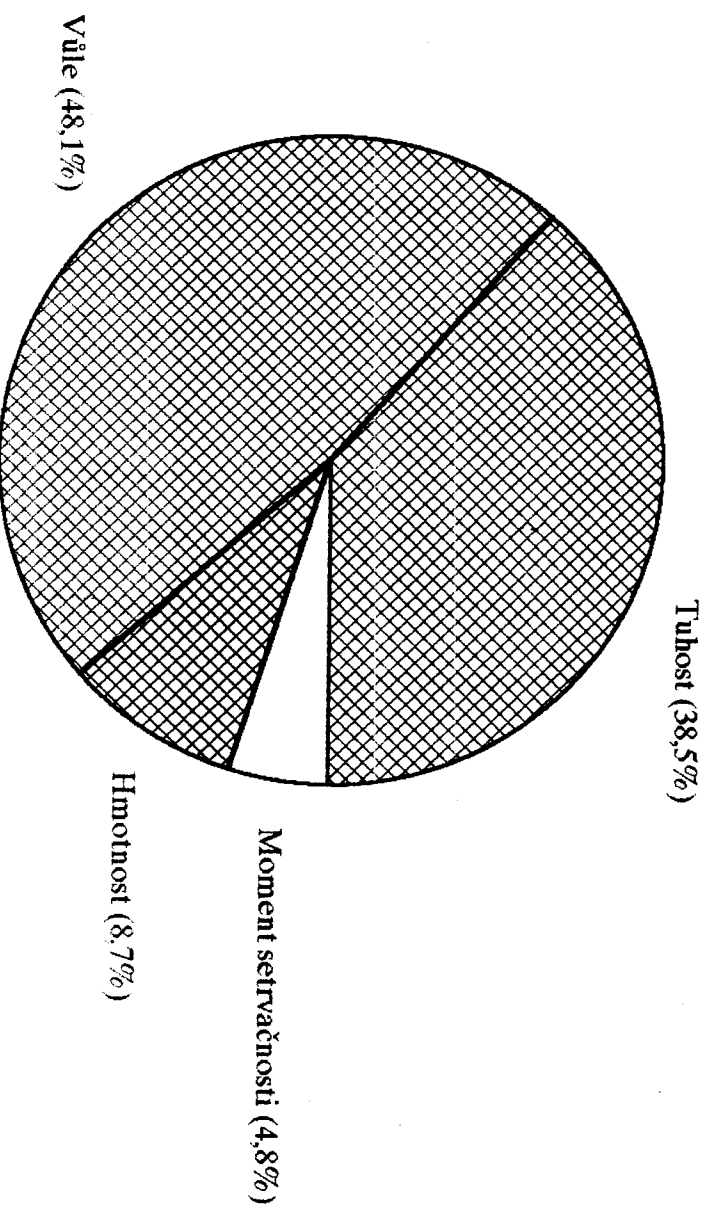
GEOMETRICKÁ PŘESNOST POLOHY JEHLY

Závislost maximálních odchylek polohy jehly na momentu setrvačnosti členu 4P



VLIV JEDNOTLIVÝCH PARAMETRŮ NA DYNAMIKU MECHANIZMU

Vliv na geometrickou přesnost polohy jehly a moment na bidle



VLIV JEDNOTLIVÝCH ČLENŮ NA DYNAMIKU MECHANIZMU

Vliv na geometrickou přesnost polohy jehly a moment na bidle

