

Vysoká škola: strojní a textilní

Fakulta: strojní

Katedra: obrábění a montáže

Školní rok: 1986/87

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Roman Weiss

obor 23-07-8 strojírenská technologie

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Modelování dynamických vlastností dynamometru
pomocí počítače

Zásady pro vypracování:

1. Vypracovat rešerši
2. Zpracovat program pro simulaci dynamického chování dynamometru na plošné broušení pro počítač DMD 85
3. Optimalizovat návrh dynamometru, zpracovat výrobní dokumentaci, navrhnout cejchovací přípravek
4. Experimentálně ověřit modelové chování dynamických vlastností dynamometru

V 320 1875

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIEBEKOVICKÁ 8
FSC 461 17

Rozsah grafických prací: 15

Rozsah průvodní zprávy: 30

Seznam odborné literatury:

Přikryl: Teorie obrábění. SNTL Praha

2. Buda: Teoretické základy obrábění kovů. ALFA

3. Časopisy CIRP ANALS

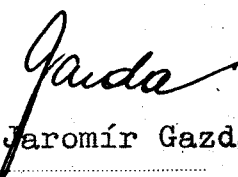
Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Burian

Konzultant: Ing. Oldřich Musil

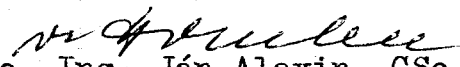
Datum zadání diplomové práce: 6. 10. 1986

Termín odevzdání diplomové práce: 11. 5. 1987

L.S.


Doc. Ing. Jaromír Gazda, CSc.

Vedoucí katedry


Doc. Ing. Ján Alaxin, CSc.

Děkan

v Liberci dne 30. 9. 1986

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci

nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra obrábění a montáže

Obor 23 - 07 - 8 - strojírenská technologie

Zaměření obrábění a montáž

Modelování dynamických vlastností dynamometru pomocí počítače

KOM - OM - 498

ROMAN WEISS

Vedoucí diplomové práce : Ing. Jiří Burian VŠST Liberec

Konzultant: Ing. Oldřich Musil VŠST Liberec

Počet stran47

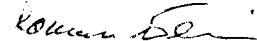
Počet příloh a výkresů.....17

Počet obrázků.....11

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

V Liberci, dne 11.5.1987

Roman Weiss



Obsah

1.	Úvod	8
2.	Rozdělení dynamometrů	10
2.1	Elektrické vybavení	14
2.2	Požadavky na dynamometr	16
3.	Výpočet deformačního tlámenu	17
3.1	Radiální složka řezné síly	19
3.2	Tangenciální složka řezné síly	22
4.	Minimální měřitelná deformace	25
4.1	Rozsah měřitelnosti	26
5.	Čejchovací zařízení	28
5.1	Výpočet siloměru	28
6.	Dynamické vlastnosti	32
7.	Ověřování vlastností dynamometru	35
7.1	Měření tuhostí	35
7.2	Měření vlastních frekvencí	37
7.3	Charakteristiky	40
8.	Program	44
9.	Optimalizovaný návrh	46
10.	Závěr	47

Seznam příloh:

- 1... Program pro výpočet siloměru
- 2... Program pro výpočet dynamických vlastností
- 3... Výpočet vlastností zkoušeného dynamometru
- 4... Výpočet optimalizovaného návrhu dynamometru
- 5... Frekvenční charakteristika pro směr z
- 6... Amplitudová charakteristika pro směr z
- 7... Frekvenční charakteristika pro směr y
- 8... Amplitudová charakteristika pro směr y
- 9... KOM -498-01 Dynamometr
- 10... KOM -498-02 Cejchovací klec
- 11... KOM -498-03 Siloměr
- 12... KOM -498-04 Cejchovací zařízení
- 13... KOM -498-01-01 Upínací hlava
- 14... KOM -498-01-02 Kryt
- 15... KOM -498-01-03 Deformační těmen
- 16... KOM -498-01-04 Kryt
- 17... KOM -498-01-05 Deska

Seznam použitých symbolů

a.... vzdálenost působíště zátěžné síly od těžiště
B.... šířka deformačního těmenu
 C_y, C_z ... tuhost
D.... průměr otvorů
E.... modul pružnosti
 F_y, F_z ... zátěžná síla
f.... vlastní frekvence
H.... šířka oblouku
I.... moment setrvačnosti
 k_y, k_z ... útlumová konstanta
l.... délka
M.... moment zátěžné síly
m.... hmotnost
N.... tlumicí frekvence
R.... ohmický odpor vodiče
S.... průřez vodiče
t.... čas
x.... průhyb
 φ úhel
 ω budící frekvence
 Ω vlastní kruhová frekvence
 Q specifický odpor materiálu
 μ Poissonova konstanta materiálu
 σ napětí
 κ převodní konstanta siloměru

1. Úvod.

Klíčovou úlohu v sociálně ekonomickém rozvoji naší společnosti má vědeckotechnický rozvoj se svými výstupy do výrobního procesu a užití výrobků. Na realizaci výsledků vědeckotechnického rozvoje se podílí ve vzrůstající míře strojírenství, elektrotechnika a metrologické zabezpečení výroby, které komplexně působí na zvyšování jakosti výrobků. Jakost výrobků přímo ovlivňuje kvalitu našeho života, harmonický růst každého jednotlivce. Nutno zdůraznit, že růst hmotné a kulturní úrovně vyžaduje aktivní účast všech pracujících na tvorbě společného bohatství.

XVII.sjezd KSČ vytýčil pro československé strojírenství a elektrotechniku náročný úkol - zvýšit výrobu své produkce v letech 1986 až 1990 o 30 procent. V současných podmínkách, kdy rozvoj strojírenské a elektrotechnické výroby a poptávky po jejich produkci vede k prudkému nárůstu nomenklatury výrobků, k jejich konstrukční složitosti a spolu s tím i k požadavkům na urychlené uvádění těchto výrobků na trh, není možné počítat s tím že tyto úkoly lze splnit se stávajícím technologickým vybavením našich strojírenských a elektrotechnických podniků. Nově vzniklé požadavky vyvolávají totiž u dnes klasického technologického vybavení neustálé zkracování intervalů jeho obnovování, což vede k nárůstu požadavků na investice a k velkým časovým a ekonomickým ztrátám při přestavbě technologie.

Jednou z cest jak uvedené problémy řešit se jeví použití výpočetní techniky v technologickém procesu.

Nové druhy obráběných, a různé změny stávajících součástí staví výrobce v okamžiku plánování nových investic do složité pozice. Také geometrická různorodost v budoucnu vyráběných a obráběných součástí je pouze jeden aspekt budoucí výroby, kde je nutno řešit problém i malých sérií a kusové výroby.

Proto znalost spojitosti řezných sil při obrábění přispívá ve svém důsledku i k úspoře materiálové a energetické náročnosti u jednotlivých výrobků. Tento aspekt v neposlední míře přispěje i ke zkrácení doby přestavby zařízení na výrobu nových součástí, k pružnosti výrobních systémů.

Tato diplomová práce řeší jeden z těchto aspektů pokud se týká projektování dynamometru pro plošné broušení a ověřování jeho statických i dynamických vlastností pomocí počítače.

2. Rozdělení dynamometrů podle metod měření řezné síly.

Dynamometr je přístroj na měření sil. Bývá konstruován jako držák nástroje nebo obrobku jehož tuhost je snížena tak, aby deformace vzniklé od zatěžujících sil byly měřitelné, ale aby zároveň příliš neovlivňovali proces obrábění. Deformace pružných členů mohou být snímány a přenášeny k vyhodnocovacím nebo zapisovacím zařízením. To lze uskutečnit pomocí mechanických, hydraulických, pneumatických nebo elektrických převodů.

Dynamometry s mechanickým převodem měřené veličiny:

Deformace pružných elementů se přenášejí přímo nebo mechanickými převody. Měřicím zařízením jsou číselníkové úchylkoměry, mikrometry, optometry a pod.

Velikost řezné síly je úměrná deformaci siloměrných prvků (třmenů, nosníků, membrán).

Výhody mechanického převodu: jednoduchost, spolehlivost, stálost údajů, přesnost měření se pohybuje mezi (1-2)% u etalonových měřičů až 0,5%.

Neužhody mechanického převodu: velká setrvačnost jednotlivých dílů, celkově velmi nízká vlastní frekvence (2-10) Hz. To vylučuje dynamometry s mechanickým převodem měřené veličiny pro dynamické měření.

Dynamometry s hydraulickým převodem měřené veličiny:

V závislosti pohybu (deformace) nastává změna tlaku v hydraulickém obvodu. Tuto změnu můžeme registrovat kapilární nebo přesným manometrem.

Výhody hydraulického převodu: jednoduchost konstrukce, velikost hydraulického převodu.

Nevýhody hydraulického převodu: malá citlivost, nutnost těsnění (hlavně proti vzduchu), velká setrvačnost. Proto nejsou použitelné pro dynamická měření řezných sil.

Dynamometry s pneumatickým převodem měřené veličiny:

Pneumatický převod pracuje na principu měření tlaku nebo změny průtočného objemu.

Výhody pneumatického převodu: jednoduchost, snadná údržba, spolehlivost, velká citlivost, převodový poměr 1:10000 až 1:100000, při použití diferenciálního uspořádání zesilovačů 1:200000.

Nevýhody pneumatického převodu: vyžadují stálý zdroj tlakového vzduchu, zařízení na stabilizaci tlaku, odpovídající čistotu přiváděného média.

Dynamometry s tímto převodem se nepoužívají (nestačí frekvenčně požadavkům pro dynamické měření sil).

Dynamometry s elektrickým převodem měřené veličiny:

Dynamometry s elektrickým převodem jsou nejpoužívanější.

Výhody: dálkový přenos signálů

možnost úpravy signálů
malé nároky na přístupnost
možnost zviditelnění a registrace signálů
miniaturizace měřicích elementů
snadno dostupné napájecí zdroje
čistota provozu

Podstata metody:

Převod měřené informace na vhodný elektrický signál - jedná se tedy o mechanicko-elektrickou transformaci.

Podle způsobu převodu deformace na el. signál rozlišujeme metody měření:

- 1) Parametrické - u průběhu měření dochází ke změně parametrů elektrického obvodu.
- 2) Generátorové - při působení síly na deformační element dochází ke vzniku napětí nebo proudu.

V praxi jsou nejpoužívanější snímače kapacitní, indukční, piezoelektrické a odporové.

Odporové snímače:

Podstatnou část odporových snímačů tvoří elektrické tenzometry. Snímače jsou nalepeny na deformačních elementech. Deformace vyvolá změnu odporu tenzometru. Tato změna se vyhodnotí na měřicím zařízení.

Vztah mezi poměrnou deformací ϵ a poměrnou odporovou změnou tenzometru $\Delta R/R = f(\epsilon)$, kde $R = \rho \cdot l/S$ (1), (2)

$$\text{Celková změna odporu : } \frac{\Delta R}{R} = \frac{\rho \cdot S \cdot dl + l \cdot S \cdot d\rho + \rho \cdot l \cdot dS}{S^2} \quad (3)$$

Po úpravě a vyjádření změny délky a průřezu poměrným prodloužením ϵ obdržíme pro poměrnou odporovou změnu vzhledem:

$$\frac{\Delta R}{R} = \left(1 - \mu_d + \frac{\rho}{E}\right) \cdot \epsilon \quad (4)$$

Výraz u závorce nazýváme deformačním součinitelem [k-faktorem]; tedy můžeme napsat vztah:

$$k \cdot \epsilon = \frac{\Delta R}{R} \quad (5)$$

Pro měření je žádoucí, aby tenzometrická aparatura měla co největší citlivost. S použitím Hookeova zákona lze vyjádřit vztah mezi napětím a změnou odporu:

$$\sigma = \frac{\Delta R \cdot E}{R \cdot k} \quad (6)$$

Z rovnice plyne, že pro malé napětí musí být $\Delta R/R$ velmi malé, E malé, k velké.

$\Delta R/R$ je dáno citlivostí aparatury.

2.1. Elektrické vybavení dynamometru:

Deformace deformačního členu jsou snímány pomocí tenzometrů. Tenzometry jsou navzájem propojeny dráty a přes konektor a kabel jsou napojeny na měřicí aparaturu.

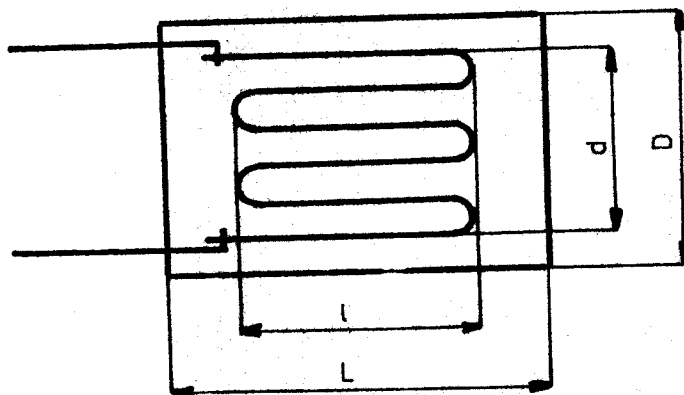
Tenzometry:

Existuje celá řada typů odporových tenzometrů.

Polovodičové tenzometry:

Vyznačují se vysokou hodnotou odporu a vysokou deformační citlivostí [$k=200$]. To umožňuje použít vysokého napájecího napětí a dosáhnout bez použití tenzometrické aparatury dostatečné napěťové citlivosti. Přes uvedené přednosti se v praxi mnoho nepoužívají pro velkou závislost odporu na teplotě a vlhkosti.

Nejpoužívanější jsou drátkové tenzometry (viz obr.1).



Obr.1

V ČSSR jsou vyráběny tenzometry z konstantanového drátku uloženého ve smyčkách na papírové podložce (výrobce n.p. Mikrotechna). Na konce odporového drátku jsou připevněny vodiče většího průřezu

V tabulce jsou uvedeny některé typy drátkových tenzometrů:

Typ	R [ohm]	L [mm]	B [mm]	l [mm]	d [mm]	Ø drátku [mm]
SM 120	120	9	4	4	1,5	0,014
M 120	120	17	7	9	3	0,02
C 120	120	35	10	19	3	0,03
A 120	120	55	15	27	5	0,03
A 600	600	45	15	27	8	0,02

Fóliové tenzometry:

Od drátkových se liší jen tím, že místo drátku je k papíru přilepena fólie, z níž se leptáním dostane vhodný tvar. Materiál snímačů je stejný jako u drátkových, tj. převážně konstantan pro běžné teploty a nichrom pro vyšší teploty. Tloušťka fólie je různá podle velikosti snímače, 0,001 až 0,01 mm. Velkou výhodou těchto snímačů je velké proudové zatížení, které snesou díky velké ochlazovací ploše. Další výhodou je to, že u nich lze dosáhnout vhodným tvarem necitlivosti ke stranovým namáháním.

Tenzometry jsou konstruovány většinou tak, že umožňují snímat deformace pouze v jednom - podélném - směru. Pro víceosé namáhání se používají různé typy tenzometrických rózic. Ty jsou tvořeny ze dvou nebo více jednoduchých vinutí různě orientovaných, upevněných na společné podložce.

2.2. Požadavky kladené na konstrukci dynamometru.

Síly vzniklé v procesu obrábění se projevují deformací členů, které jsou umístěny v silovém toku soustavy SPID. Dynamometr se instaluje jako měřicí člen do silového toku obráběcího stroje. Aby výsledky měření odpovídaly co nejpřesněji skutečnosti, je třeba, aby dynamometr splňoval celou řadu podmínek jako například:

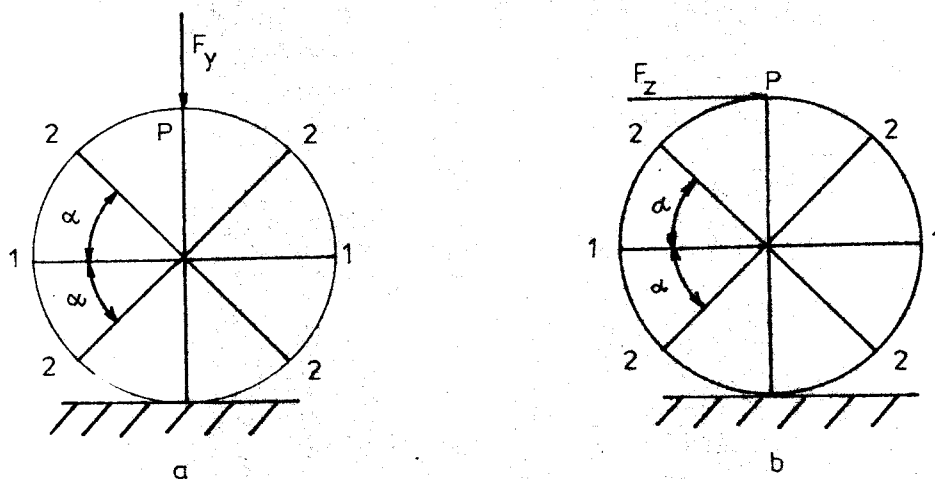
- Dostatečná citlivost, velká tuhost.
To jsou dva protikladné požadavky, které musíme řešit kompromisem. Tuhost měřicího elementu nemá snižovat souhrnnou tuhost v silovém toku.
- Všechny významné pohyby umožnit pomocí bezkloubového zařízení, přenos sil bez použití pohyblivých součástí a bodových dotyků.
- Co nejjednodušší konstrukce.
- Deformační elementy nesmějí během měření měnit své fyzikální a mechanické vlastnosti.
- Co nejmenší vzájemné ovlivňování jednotlivých složek řezné síly.
- Optimální zvolení vlastní frekvence dynamometru.
- Použití takové měřicí metody, která by byla dostatečně přesná.
- Čejchovací křivka by měla být v celém rozsahu lineární.

3. Výpočet deformačního členu

Pro výpočet byl uvažován deformační člen tvaru osmihranu s unitárními deformačními kroužky / viz KOM - 01 - 03 /. Tyto elementy se používaly už dříve jako silové měřicí elementy pro statické a dynamické měření. Jejich výhodou je vysoká tuhost při současně dobré měřicí citlivosti. Další výhodou těchto těmenů je vysoká bezpečnost proti lomu.

U kruhových elementů se provádí měření síly přes deformaci, ke které je daná síla proporcionální. Největší předností při měření roztažnosti na měřicím elementu daného tvaru je možnost jednoduchým způsobem oddělit dva na sebe kolmé směry řezné síly.

Tomu odpovídá obr.2



Obr.2

Pro zatížení kroužku v bodě P / obr.2a,b / můžeme na jeho obvodu rozlišit dvě skupiny charakteristických bodů.

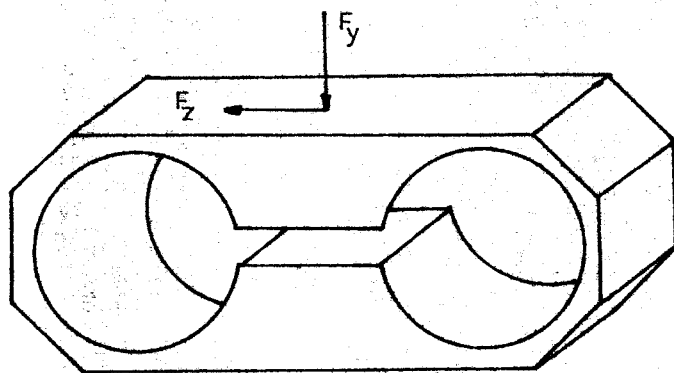
Bod 1 na obr. 2a leží na vodorovné symetrické ose kroužku a vyznačuje se maximální roztažností pro ryze radiální zatížení v bodě P a nulovou roztažností pro čistě tangenciální zatížení v bodě P.

Obrácené poměry jsou pro bod 2 z obr. 2b. Tyto body leží pod úhlem α směrem dolů a nahoru od vodorovné osy kroužku a vyznačují se maximální roztažností při tangenciálním zatížení v bodě P a nulovou roztažností pro radiální zatížení kroužku v bodě P.

Čistě radiální zatížení kroužku v bodě P mohou být měřena tedy jen v bodech 1, čistě tangenciální zatížení mohou být měřena pouze v bodech 2.

Libovolně směřovaná zatížení v bodě P lze tedy určit v jeho radiálních a tangenciálních složkách oddělenými tenzometry v bodech 1 a 2, čímž je zatížení určeno jednoznačně.

Protože těleso dynamometru je symetrické a souměrně zatížené / viz obr. 3 /, lze při výpočtu uvažovat pouze polovinu tělesa.

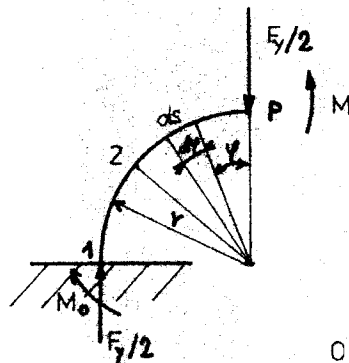


Obr.3

Pro zjednodušení lze při výpočtu předpokládat, že příčnky jsou oproti deformačním polokroužkům velmi tuhé, čímž se výpočet podstatně zjednoduší.

3.1. Namáhání od složky řezné síly F_y

Při výpočtu budeme uvažovat pouze 1/4 kroužku a zavedeme pro rovnováhu momentovou dvojici a reakci / obr. 4 /.



Obr. 4

$$\text{Rovnováha momentů} : M_0 = -0,5 \cdot F_y \cdot r \cdot \sin \varphi + M \quad (7)$$

Deformační podmínka: $\Delta \varphi = 0$

$$\Delta \varphi = \frac{1}{EJ} \int_P^1 M_0 ds = 0 \quad (8)$$

Po integraci a dosazení mezi:

$$\Delta\varphi = \frac{1}{EJ} \left(\frac{-F_y}{2} r^2 + M \cdot r \cdot \frac{\pi}{2} \right) = 0 \quad (9)$$

Z toho : $M = \frac{F_y}{2} \cdot r \cdot \frac{2}{\pi}$ (10)

Po dosazení do (7):

$$M_0 = \frac{1}{2} F_y \cdot r \cdot \left(\sin\varphi + \frac{2}{\pi} \right) \quad \text{kde } \varphi = 39^\circ 30' \quad (11)$$

Z průběhu momentu plyne, že tenzometr je nutno nalepit těžištěm přesně v místě 1 a jeho část nesmí přesáhnout přes místo 2.

Velikost deformace určíme ze vztahu:

$$\epsilon_y = \frac{\sigma}{E} = \frac{M_0}{W_0 E} = \frac{\frac{F_y}{2} \cdot r \cdot \left(\frac{2}{\pi} + \sin\varphi \right)}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2 \cdot E} \quad (12)$$

V bodě 1 je velikost deformace dána vztahem:

$$\epsilon_{1y} = 0,545 \frac{F_y \cdot r}{E \cdot b \cdot h^2} \quad (13)$$

V bodě 2 je ohybový moment nulový, deformace je tedy též nulová.

$$\epsilon_{y2} = 0 \quad (14)$$

Výpočet radiálního prohnutí kroužku ovlivem zatížení silou F_y :
Pohyb volného konce 1/4 kroužku ve vztahu k uetknutí určuje
1/2 celkového statického stlačení x v kroužku :

$$x_y = \frac{\frac{F_y}{2} \cdot r \cdot \left(\frac{2}{\pi} - \sin\varphi\right) \cdot r \cdot \cos\varphi \cdot r \cdot d\varphi}{2EJ} \quad (15)$$

Po integraci a dosazení mezi : $x_y = 0,284 \cdot \frac{F_y \cdot r^3}{EJ}$ (16)

Popřípadě vzorec : $x_y = 3,409 \cdot \frac{F_y \cdot r^3}{Ebh^3}$ (17)

V posledním případě lze určit tuhost kroužku v radiálním směru:

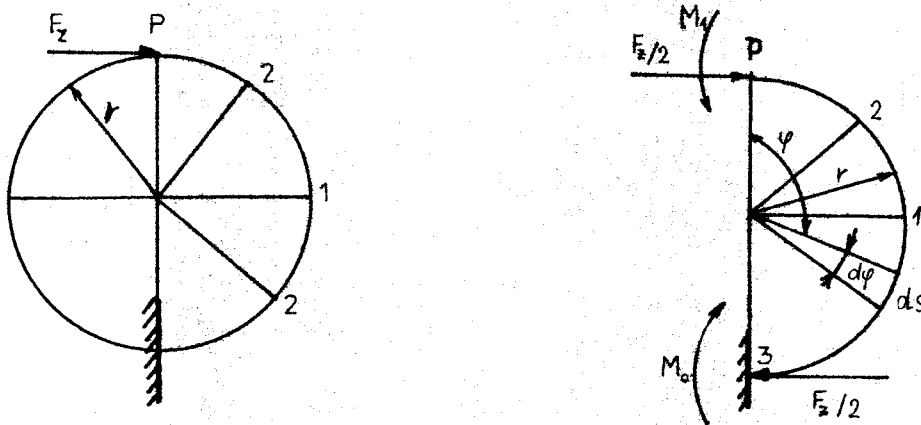
$$C_y = \frac{F_y}{x_y} = \frac{Ebh^3}{3,409 \cdot r^3} \quad (18)$$

3.2. Namáhání od složky řezné síly F_z

Deformační těleso / obr. 3 / můžeme nahradit dvěma polokroužky s omezením, že v místě vetknutí nedojde ke změně směru tečny. Analogicky k předešlému odvození se dají vypočítat závislosti pro zatížení silou F .

Deformační podmínka pro bod P je $\Delta\varphi = 0$.

Deformační člen má jednu osu symetrie, proto můžeme počítat jen s 1/2 kroužku.



Obr. 5

$$\text{Rovnováha momentů : } M_0 = \frac{F_z}{2} \cdot r \cdot (1 - \cos\varphi) - M_1 \quad (19)$$

$$\text{Deformační podmínka : } \Delta\varphi = 0 \quad (20)$$

$$\Delta\varphi = \frac{1}{EJ} \cdot \int_0^{\pi} \left[\frac{1}{2} F_z \cdot r \cdot (1 - \cos\varphi) - M_1 \right] \cdot r \cdot d\varphi = 0 \quad (21)$$

Po integraci a dosazení mezi :

$$\Delta\varphi = \frac{1}{EJ} \cdot \left(\frac{F_z}{2} \cdot r \cdot \pi - M_1 \cdot \pi \right) = 0 \quad (22)$$

$$\text{Z toho : } M_1 = \frac{F_z}{2} \cdot r \quad (23)$$

$$\text{Dosazením do (19) a po úpravě : } M_0 = - \frac{F_z}{2} \cdot r \cdot \cos\varphi \quad (24)$$

Momentová plocha má maxima u bodech P,3. Nulou prochází u bodě 1. Tenzometr bude tedy nalepen u místě 2, kde je minimálně namáhán zatížením od radiální složky řezné síly, a zároveň maximálně namáhán od tangenciální složky řezné síly.

$$\text{Velikost deformace : } \varepsilon_2 = \frac{\sigma}{E} = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot r \cdot \cos\varphi}{\frac{1}{6} b h^2 E} \quad (25)$$

V bodě 1 je ohybový moment nulový, deformace je též nulová.

$$\epsilon_{z1} = 0 \quad (26)$$

V bodě 2 je velikost deformace dána vztahem :

$$\epsilon_{z2} = \frac{3F_z \cdot r \cdot \cos \varphi}{2 \cdot b \cdot h^2 \cdot E} \quad \text{kde } = 39^\circ 38' \quad (27)$$

Tangenciální posunutí kroužku vypočteme ze vztahu :

$$x_z = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\frac{F_z}{2} \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot r \cdot d\varphi}{2EJ} \quad (28)$$

Po integraci :

$$x_z = 0,297 \cdot \frac{F_z \cdot r^3}{E \cdot J} \quad (29)$$

$$\text{Úpravou : } x_z = 3,57 \frac{F_z \cdot r^3}{E \cdot b \cdot h^2} \quad (30)$$

Tuhost kroužku v tangenciálním směru určíme ze vztahu :

$$C_z = \frac{\frac{F_z}{2}}{x_z} = \frac{b \cdot h^2 \cdot E}{7,04 \cdot r^3} \quad (31)$$

4. Stanovení minimální měřitelné deformace:

Při výpočtech deformačních členů určujeme minimální zatěžující sílu, kterou může čidlo daných rozměrů zaznamenat. Do pevnostních rovnic je proto nutno dosadit za ϵ z rovnice:

$$\epsilon_p = \left(\frac{\Delta R}{R}\right)_{\min} \cdot \frac{1}{k} \quad (32)$$

kde ϵ_p - minimální prodloužení, které je daná aparatura schopna zaznamenat.

Za předpokladu použití aparatury TDA - 3 kde je $(\Delta R/R)_{\min} = 0,00001$ a při použití konstantanových tenzometrů, kde $k = 2$, bude pro zapojení se čtyřmi aktivními tenzometry minimální měřitelné prodloužení :

$$\epsilon_{p4} = \frac{m \cdot \Delta R}{n \cdot R} \cdot \frac{1}{k} \quad (33)$$

Kde m - počet tenzometrů
 n - počet aktivních tenzometrů.

po dosazení : $\epsilon_{p4} = 5 \cdot 10^{-6}$

4.1. Určení rozsahu měřitelnosti jednotlivých složek řezné síly.

Při výpočtu rozsahu měřitelnosti řezné síly v jednotlivých složkách se vychází z předpokladu že:

1. Minimální měřitelná síla odpovídá minimální měřitelné deformaci ε , která je určena vztahem (33).
2. Maximální měřitelná síla odpovídá maximálnímu dovolenému napětí na mezi úměrnosti.

Materiál deformačního členu by měl být zvolen tak, aby hystereze byla co nejmenší při určité dostupnosti materiálu.

S ohledem na tento požadavek lze doporučit ocel 11600.1

Pro tento materiál je hodnota meze kluzu $\sigma_k = 304$ MPa, mez úměrnosti je určena vztahem $\sigma_k = 0,85 \cdot \sigma_k = 255$ MPa.

Rozsah pro složku F_y

Minimální měřitelná síla:

$$\varepsilon_{\min} = \varepsilon_{p_4} = 5 \cdot 10^{-6}$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma_0}{E} = \frac{M_0}{W_0 E}$$

příčemž $W_0 = \frac{1}{6} b \cdot h^2$

Dosazením za M_0 ze vztahu (11) a úpravou získáme vztah:

$$F_{y\min} = \frac{2 \cdot \varepsilon_{\min} \cdot b h^2 E}{3 \cdot r \cdot \left(\frac{2}{\pi} - \sin \varphi\right)} \quad (34)$$

Kde $\varphi = 90^\circ$

Pro výpočet maximální hodnoty platí vztah:

$$F_{y\max} = \frac{2 \cdot b \cdot h^2 \cdot G_0}{3 \cdot r \cdot \left(\frac{2}{\pi} - 1\right)} \quad (35)$$

Rozsah pro složku F_z

Minimální měřitelná síla :

Obdobně jako v předchozím případě dosazením za M_0 ze vztahu (23) a po úpravě dostaneme :

$$F_{z\min} = \frac{2 \epsilon_{\min} \cdot b \cdot h^2 \cdot E}{3 \cdot r \cdot \cos \varphi} \quad (36)$$

kde $\varphi = 35^\circ 30'$

Maximální měřitelná síla je určena z podmínky :

$$F_{z\max} = \frac{2 \cdot b \cdot h^2 \cdot G_0}{3 \cdot r \cdot \cos \varphi} \quad (37)$$

5. CEJCHOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Nezbytně nutnou součástí příslušenství dynamometru je cejchovací zařízení. Není-li cejchovací zařízení k dispozici, musíme mít alespoň možnost vyvodit pomocí nějakého jiného zařízení přesně známé síly co do velikosti i směru.

Přesné cejchování dynamometru jako celku je základním předpokladem pro získání seriózních výsledků při měření řezných sil. Jednou ze základních podmínek přesného cejchování je nutnost dodržet při cejchování jednotlivých snímačů pro složky řezné síly totožný směr cejchovací síly se směrem příslušné složky řezné síly. Znamená to vyvodit cejchovací síly ve směrech na sebe přesně kolmých.

Jedním z možných způsobů cejchování je vyvození cejchovní síly pomocí šroubu přes Amsterovu siloměr.

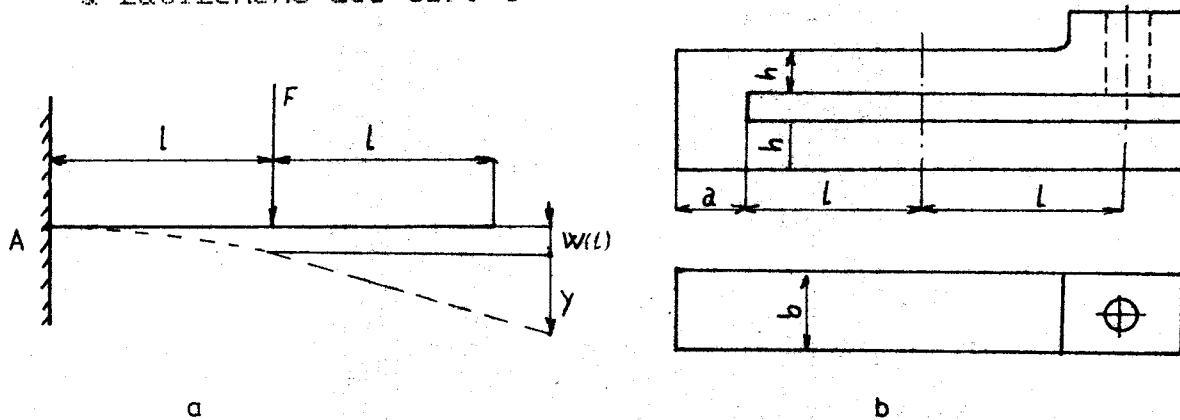
Konstrukční provedení je patrné z přiložené výkresové dokumentace. Konstrukce se připevní ke stolu dynamometru, požadovaná cejchovní síla se vyvodí utahováním šroubů v kleci. Mezi šroub a klec se vloží předem ocejchovaný třmenový siloměr a připojí se číselníkový úchylkoměr. Podle údajů úchylkoměru vyvodíme řadu sil utahováním šroubu a sestrojíme cejchovní křivku závislosti: $m\Delta = f(F)$ siloměru. Pro navrhování zařízení je možné použít třmenového provedení siloměru. Rozměry a tvar siloměru viz KOM - 498 - 03. Materiál je ušlechtilá pružinová ocel 14260 zušlechtnutá. Zatěžování siloměru se bude provádět přes kuličky opřené do dříků.

5.1. Výpočet siloměru

Při výpočtu je nutno určit konstantu siloměru γ , která vyjadřuje kolik [N] je zapotřebí k přiblížení konců ramen siloměru k sobě navzájem o 0,001 [mm]. K přesnému zjištění této konstanty je nutné provést ocejchování pomocí úředně

ocejchovaného trhacího stroje, protože při výpočtu je použita hodnota modulu pružnosti a tato hodnota není pro daný materiál přesně známa, což vede k rozdílu mezi teoretickým výpočtem konstanty siloměru a její skutečnou hodnotou. Za směrodatnou konstantu je nutno považovat hodnotu získanou cejchováním.

Vlastní výpočet siloměru vychází z průběhu nosníku vetknutého a zatíženého dle obr. 6



Obr.6

Průběh nosníku je dán vztahem : $w(l) = \frac{F \cdot l^3}{3EI}$ (38)

E - modul pružnosti materiálu [MPa]

l - rameno působící síly [m]

I - moment setrvačnosti [m⁴]

$$I = \frac{b h^3}{12} \quad (39)$$

b, l, h - rozměry podle obrázku 6b

Směrnice průhybu ramene u místě působící síly F :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F \cdot L^3}{2EI} \quad (40)$$

$$\text{Snížení nezatiženého konce : } y = l \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (41)$$

$$\text{Celkový průhyb : } w = w(l) + y \quad (42)$$

Protože se prohnu obě ramena třmenového siloměru, je pro výpočet konstanty nutno užit dvojnásobnou hodnotu w .

$$w_c = 2w \quad (43)$$

$$\gamma = \frac{F}{w_c} \quad (44)$$

Výchylka 0,001mm zaregistrovaná číselníkovým úchylkoměrem představuje sílu 0,001 N.

Kontrola kritického průřezu

Nebezpečný bude průřez u místě A podle obr. 6. Maximální ohybové napětí v tomto průřezu je dáno vztahem :

$$\sigma_{\max} = \frac{M_0}{w_0} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (45)$$

M_0 - ohybový moment od maximální cejchovací síly [Nm]

w_0 - průřezový modul u ohybu [m^3]

$$M_0 = F \cdot l \quad (46)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max} \cdot l \cdot 6}{b \cdot h^2} \quad (47)$$

$$\text{bezpečnost : } k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{\max}} \quad (48)$$

Bezpečnost volíme zhruba 1,5.

Pro určení optimálních rozměrů siloměru byl vytvořen program (viz příloha č.1). Při sestavení programu byly použity vztahy (38) až (47).

Výpočet siloměru z materiálu 14260 při uvažovaném maximálním zatížení silou 300 [N]:

Šířka b	=	15	[mm]
Výška h	=	5	[mm]
Rameno působící síly l	=	50	[mm]
Snížení nezátíženého konce y	=	0,5714	[mm]
Celkový průhyb nosníku w	=	0,9523	[mm]
Celkový průhyb siloměru w_c	=	1,9047	[mm]
Převodní konstanta	=	157,5	[N/mm]
Maximální ohybové napětí	=	240	[MPa]
Bezpečnost k	=	3	

To znamená, že výchylka 1 mm, kterou naměříme na číselníkovém úchylkoměru bude představovat sílu 157,5 N.

Siloměr s těmito rozměry - viz výkres KOM - 498 - 03.

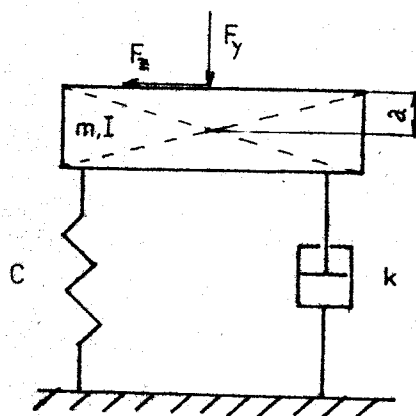
5. Modelování dynamických vlastností dynamometru.

Proces řezání s rovnoměrným řezným pohybem lze považovat za dynamický proces v setrvačném stavu. Setrvačný, relativně klidový stav se může porušit pouze působením určité, periodicky působící síly. Tato síla vyvolá pak kmitání pružného, tlumeného systému stroj-nástroj-obrobek.

Kmitání systému je běžným průvodním jevem při práci na obráběcích strojích a může být příčinou značného zhoršení ekonomických a kvalitativních parametrů procesu obrábění.

Teoretické vyjádření dynamického chování dynamometru v procesu obrábění je složité. Dynamometr je složitý kmitající systém se spojitě velmi nerovnoměrně rozloženými hmotami a rozdílnou tuhostí v jeho jednotlivých směrech. Má proto velký počet stupňů volnosti.

Při modelování jeho dynamických vlastností je nutné vycházet ze zjednodušených představ a dynamometr nahradit systémem nespojitých hmot a pružin viz obr.9.



Obr.9

Model dynamometru obsahuje konečný počet n_0 hmotných bodů celkově o n stupních volnosti, přičemž $n_0 \leq n$. Pro dynamickou analýzu pak ztotožňujeme matematický model dynamometru s lineární pohybovou rovnicí vynuceného kmitání v maticovém tvaru :

$$M \cdot \ddot{u} + R \cdot \dot{u} + K \cdot u = f \quad (48)$$

Kde M, R, K - jsou čtvercové matice dimenze n a zobrazují setrvačné účinky (hmotnost), viskozni tlumení a tuhost.

u - je vektor vynucených výchylek.

f - je vektor buzení.

Tečkami jsou označeny derivace podle času.

Dosazením do (48) dostaneme :

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\varphi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_z & 0 & 0 \\ 0 & k_y & 0 \\ 0 & 0 & k_\varphi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z} \\ \dot{y} \\ \dot{\varphi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_z & 0 & c_{z\varphi} \\ 0 & c_y & 0 \\ 0 & 0 & c_\varphi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ y \\ \varphi \end{Bmatrix} = F \begin{bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \\ a \cdot \cos \omega t \end{bmatrix}$$

Neboli:

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{z} + k_z \cdot \dot{z} + c_z \cdot z + c_{z\varphi} \cdot \dot{\varphi} &= F_z \cdot \cos \omega t \\ m \cdot \ddot{y} + k_y \cdot \dot{y} + c_y \cdot y &= F_y \cdot \sin \omega t \\ I \cdot \ddot{\varphi} + k_\varphi \cdot \dot{\varphi} + c_\varphi \cdot \varphi &= F_z \cdot a \cdot \cos \omega t \end{aligned}$$

Po úpravě:

$$\ddot{z} + 2N.\dot{z} + \Omega^2.z + \frac{c_{sp}}{m}.\varphi = \frac{F_x}{m}.\cos\omega t \quad (49)$$

$$\ddot{y} + 2N.\dot{y} + \Omega^2.y = \frac{F_y}{m}.\sin\omega t \quad (50)$$

$$\ddot{\varphi} + 2N.\dot{\varphi} + \Omega^2.\varphi = \frac{F_x}{m}.a.\cos\omega t \quad (51)$$

kde Ω = vlastní frekvence systému (bez tlumení)
N = tlumicí frekvence

Určení konstant tlumení.

Pro určení konstant tlumení musíme určit kritický součinitel tlumení. Kritická hodnota tlumení, při které pohyb ztratí kmitavý charakter, je dána vztahem:

$$k_{krit} = 2.\sqrt{c.m} \quad (52)$$

Při určení skutečných konstant tlumení uvažujeme přibližně :

$$k = 0,2.k_{krit} \quad (53)$$

Uvedené vztahy byly zpracovány v programu pro simulování dynamických vlastností dynamometru.

Výpis programu - viz příloha č.2.

Popis programu - viz kapitola č.8

7. Experimentální ověření vlastností dynamometru

7.1. Ověření tuhostí dynamometru.

Tuhosti dynamometru byly měřeny ve dvou směrech - ve směrech tangenciální a radiální složky řezné síly.

Pro použitý Amsterov siloměr platí : 1mm = 125,6 N.

Měření ve směru tangenciální složky řezné síly.

číslo měření	SILOMĚR Průhyb		DYNAMOMETR průhyb		Tuhost [N/mm]
	[mm]	[N]	dílky	[μ m]	
1	0.5	62.8	14	1.40	44857.143
2	1.0	125.6	27.5	2.75	45672.727
3	1.5	188.4	41.5	4.15	45397.598
4	2.0	251.2	55.5	5.55	45526.856
5	2.5	314.8	69.5	9.95	45179.856
				Σ	226368.578
				$\bar{\varnothing}$	45273.715

Tuhost pro směr z : $C_z = 45273715$ [N/m]

Vypočtená tuhost : $C_z = 48172840$ [N/m]

Měření ve směru radiální složky řezné síly

číslo měření	SILOMĚR Průhyb		DYNAMOMETR průhyb		Tuhost [N/mm]
	[mm]	[N]	dílky	[μ m]	
1	0.5	62.8	7.0	0.70	89714.285
2	1.0	125.6	14.0	1.40	89714.285
3	1.5	188.4	20.5	2.05	91902.439
4	2.0	251.2	27.5	2.75	91345.454
5	2.5	314.0	35.5	3.55	88450.704
				Σ	451127.869
				\bar{a}	90225.438

Tuhost ve směru y : $C_y = 90225438$ [N/m].

Vypočtená tuhost : $C_y = 10092813$ [N/m].

Určení hmotností dynamometru.

Hmotnosti určíme vážením. Dynamometr je rozdělen na několik částí, každou část zvažíme:

Hmotnost měřicího členu :	m = 7070 [g]
Hmotnost krytu :	m = 280 [g]
Hmotnost upínací hlavy :	m = 600 [g]
Hmotnost vzorku :	m = 505 [g]

celková hmotnost :	m = 8455 [g]

Pro určení hmotnosti kmitající části dynamometru musíme uvažovat jen polovinu hmotnosti měřicího členu.

Hmotnost kmitající části: m = 4900 [g]

7.2. Určení vlastních frekvencí.

Vlastní frekvence jsou jedním z ukazatelů pro určení kvality dynamometru.

Pro jejich zjištění existuje několik způsobů. Lze je vypočítat ze vztahu (48) při dosazení nulového vektoru buzení. Jednodušší a rychlejší způsob je výpočet podle vzorce:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} \quad (54)$$

Při tomto výpočtu se vychází také ze vztahů (18) a (31).

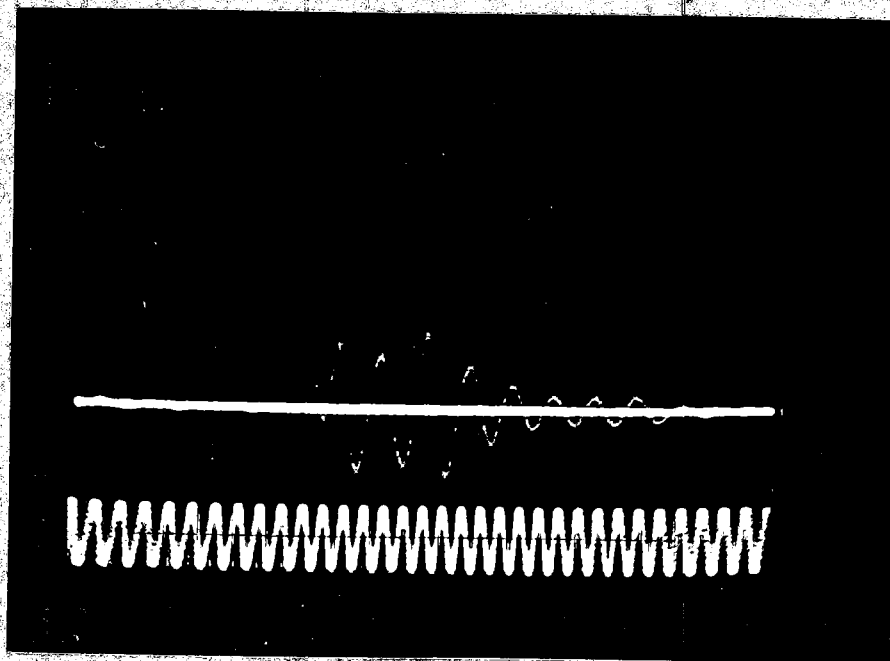
Frekvence ve směru tangenciální složky : $f_x = 167,5$ [Hz].

Frekvence ve směru radiální složky : $f_y = 242,5$ [Hz].

Ověření vlastních frekvencí na osciloskopu:

Pro zjištění vlastních frekvencí ve směrech sil F_x a F_y byl dynamometr zupnut na elektromagnet brusky a buzen pomocí lehkých úderů kladiva. Průběh kmitů byl zobrazen na osciloskopu. Pro určení frekvence byla do osciloskopu zavedena srovnávací frekvence 500 Hz.

Na obr. 7 je ukázka vlastních kmitů pro směry:



Obr. 7

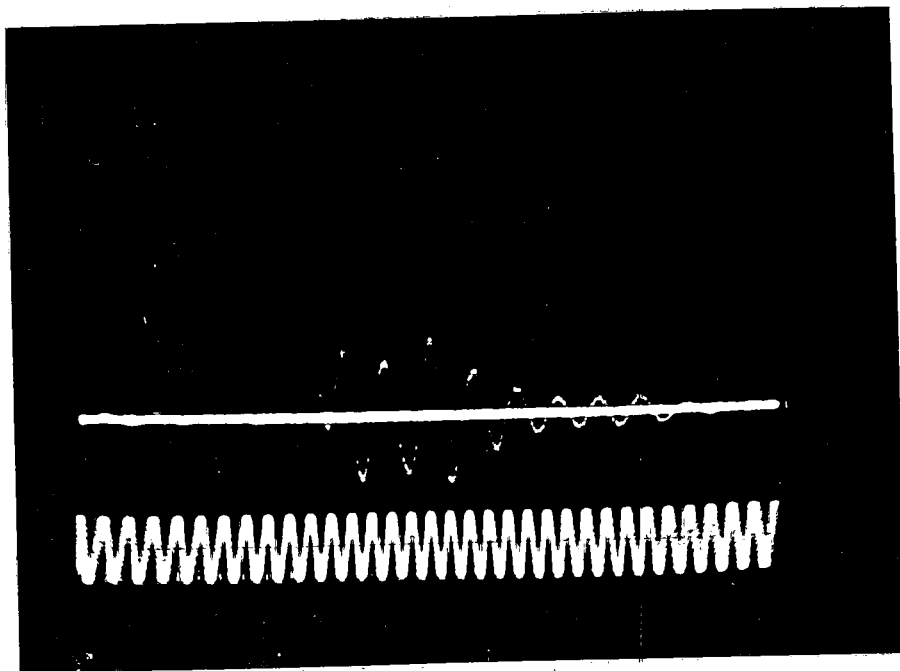
Frekvence ve směru tangenciální složky : $f_x = 167,5$ [Hz].

Frekvence ve směru radiální složky : $f_y = 242,5$ [Hz].

Ověření vlastních frekvencí na osciloskopu:

Pro zjištění vlastních frekvencí ve směrech sil F_x a F_y byl dynamometr upnut na elektromagnet brusky a buzen pomocí lehkých úderů kladiwa. Průběh kmitů byl zobrazen na osciloskopu. Pro určení frekvence byla do osciloskopu zavedena srovnávací frekvence 500 Hz.

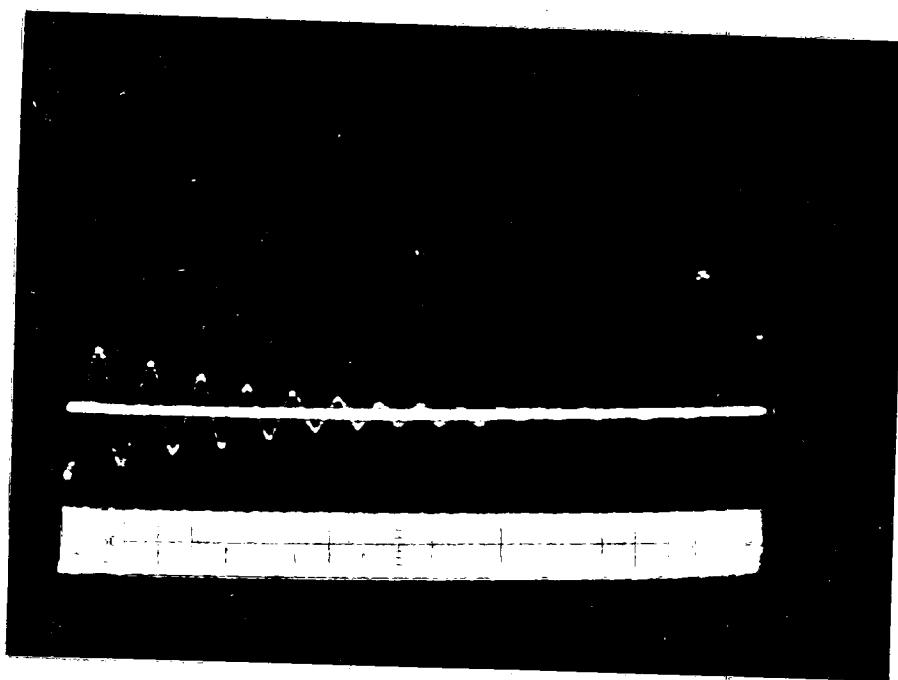
Na obr.7 je ukázka vlastních kmitů pro směr y:



Obr.7

Změřená vlastní frekvence (z obr.7) : $f_y = 240$ [Hz].

Na obr.8 je ukázka vlastních kmitů pro směr z:

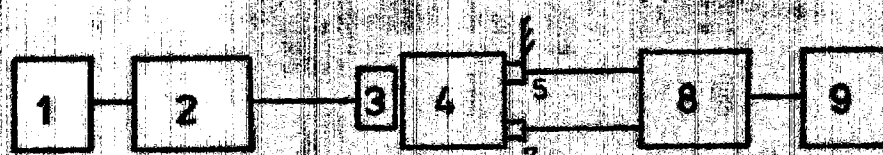


Obr.8

Změřená vlastní frekvence (z obr.8) : $f_z = 196$ [Hz]

7.3. Určení frekvenčních a amplitudových charakteristik.

Při měření byl dynamometr buzen v jednotlivých směrech elektromagnetem. Byly měřeny velikosti budících a výstupních amplitud. Blokové schéma měření je na obr. 10.



Obr. 10

- 1... oscilátor
- 2... zesilovač
- 3... elektromagnet
- 4... dynamometr
- 5... piezoelektrický snímač budící síly
- 7... snímač reakce dynamometru
- 8... RFT - měřič chvění
- 9... osciloskop

Měření ve směru tangenciální složky řezné síly.

č. měř.	[Hz]	buzení		dynamometr		$\frac{\omega}{\Omega}$	$\frac{z}{z_0}$
		dílky	[μm]	dílky	[μm]		
1	60	26	1.92	14	2.24	0.39	1.16
2	80	28	2.12	17	2.72	0.50	1.28
3	100	16	2.00	20	3.20	0.63	1.60
4	120	24	1.80	20	3.20	0.76	1.77
5	130	25	1.85	21	3.36	0.82	1.82
6	140	25	1.85	22	3.52	0.89	1.90
7	145	31	2.34	30	4.80	0.92	2.05
8	150	37	2.70	40	6.40	0.95	2.30
9	155	67	5.00	75	12.0	0.99	2.40
10	157	78	5.82	88	14.1	1.00	2.42
11	158	53	3.90	60	9.60	1.01	2.41
12	160	27	2.01	30	4.80	1.02	2.40
13	165	23	1.60	25	4.00	1.05	2.38
14	170	20	1.48	22	3.52	1.08	2.37
15	180	13	0.93	12	1.92	1.15	2.05
16	190	11	0.82	10	1.60	1.21	1.95

Pro dynamometr platí : 50 dílků = 8 μm .

pro buzení platí : 50 dílků = 3,7 μm .

Frekvenční charakteristika pro směr z viz příloha (5).

Amplitudová charakteristika pro směr z viz příloha č.(6).

Měření ve směru radiální složky křezné síly

č. měř.	[Hz]	buzení		dynamometr		$\frac{\omega}{\Omega}$	$\frac{Y}{Y_0}$
		dílky	[μm]	dílky	[μm]		
1	100	9	0.69	7	0.84	0.48	1.21
2	120	8	0.64	8	0.96	0.57	1.50
3	140	8	0.64	9	1.08	0.67	1.60
4	160	8	0.64	10	1.20	0.76	1.80
5	180	7	0.58	10	1.20	0.86	2.10
6	190	7	0.58	11	1.26	0.90	2.15
7	200	11	0.85	16	1.92	0.95	2.25
8	205	12	0.90	18	2.16	0.98	2.40
9	206	13	0.98	20	2.40	0.98	2.45
10	207	14	1.07	22	2.64	0.98	2.46
11	208	20	1.54	32	3.84	0.99	2.50
12	209	31	2.35	50	6.00	0.99	2.55
13	210	43	3.26	70	8.40	1.00	2.58
14	211	35	2.59	55	6.60	1.00	2.55
15	212	27	2.04	43	5.16	1.01	2.52
16	213	25	1.91	40	4.80	1.01	2.51
17	214	21	1.58	33	3.96	1.02	2.50
18	215	19	1.45	30	3.60	1.02	2.48
19	218	12	0.98	18	2.16	1.04	2.47
20	220	10	0.73	15	1.80	1.05	2.45
21	225	8	0.64	13	1.56	1.07	2.53
22	230	5	0.45	9	1.08	1.10	2.40

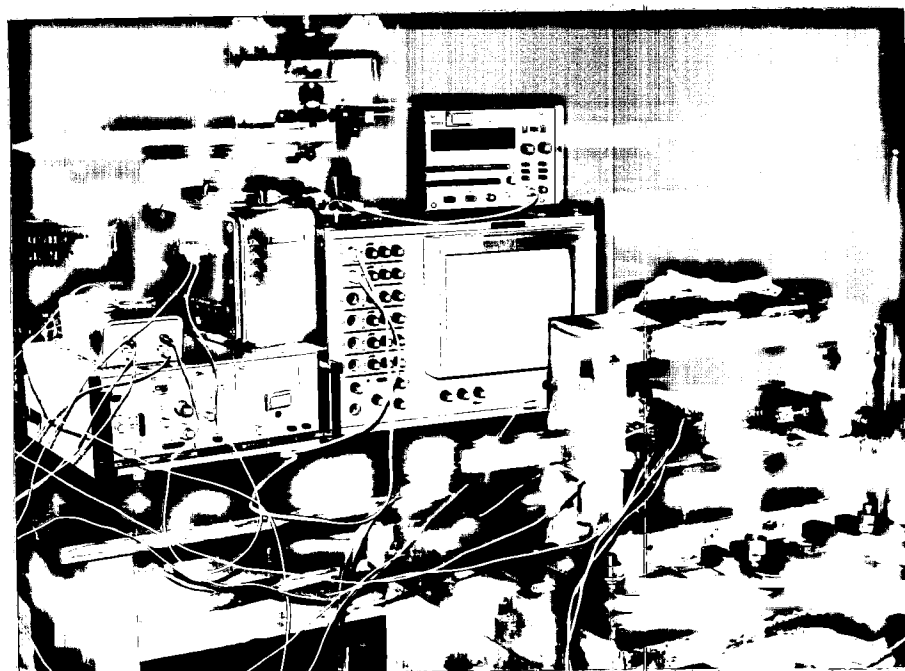
Pro dynamometr platí : 50 dílků = 6 μm .

Pro buzení platí : 50 dílků = 3.85 μm .

Frekvenční charakteristika pro směr y viz příloha č.(7).

Amplitudová charakteristika pro směr y viz příloha č.(8).

Na obr. 11 je pracoviště s dynamometrem a elektromagnetem při měření frekvenčních a amplitudových charakteristik dynamometru.



Obr. 11

8. Program pro výpočet a simulaci vlastností dynamometru.

Seznam a popis znaků:

ACI...definovaná funkce
B...šířka deformačního členu
CX...tuhost ve směru x
CY...tuhost ve směru y
E...modul pružnosti
FX...síla ve směru x
FY...síla ve směru y
H...tloušťka deformačního členu
M...hmotnost kmitající části
IY...úhelní pro nulový moment ve směru y
IZ...úhelní pro nulový moment ve směru x
KX...kritická konstanta tlumení ve směru x
KY...kritická konstanta tlumení ve směru y
L...délka deformačního těmenu
MX...moment od tangenciální složky řezné síly
MY...moment od radiální složky řezné síly
OX...vlastní kruhová frekvence ve směru x
OY...vlastní kruhová frekvence ve směru y
PX...zvětšení na ose x
PY...zvětšení na ose y
R...poloměr otvoru deformačního členu
T...čas
X0...průhyb ve směru x
XF...vlastní frekvence dynamometru ve směru x
Y0...průhyb ve směru y
YF...vlastní frekvence dynamometru ve směru y

8. Program pro výpočet a simulaci vlastností dynamometru.

Seznam a popis znaků:

FK(i) definovaná funkce
B...šířka deformačního členu
CX...tuhost ve směru z
cy...tuhost ve směru y
E...modul pružnosti
FX...síla ve směru z
FY...síla ve směru y
H...tloušťka deformačního členu
HM...hmotnost kmitající části
II...úhel pro nulový moment ve směru y
IJ...úhel pro nulový moment ve směru z
KX...kritická konstanta tlumení ve směru z
KY...kritická konstanta tlumení ve směru y
L...délka deformačního třmenu
MX...moment od tangenciální složky řezné síly
My...moment od radiální složky řezné síly
OX...vlastní kruhová frekvence ve směru z
OY...vlastní kruhová frekvence ve směru y
PX...zvětšení na ose x
PY...zvětšení na ose y
R...poloměr otvoru deformačního členu
T...čas
XB...průhyb ve směru z
XF...vlastní frekvence dynamometru ve směru z
YB...průhyb ve směru y
YF...vlastní frekvence dynamometru ve směru y

Řídící klávesy

SPACE, RETURN...pokračování běhu programu
C.....přetisknout obsah obrazovky na tiskárnu
D.....nakreslit tvar deformačního členu + kóty
G.....změna měřítka os grafu
Z.....změna rozměrů deformačního těmenu

Upozornění

Řídící klávesy je možno použít kdykoli při běhu programu, ale účinnosti nabývají až po zaplnění obrazovky!

Hlavní části programu:

Řádek	Popis
15-310.....	statický výpočet deformačního těmenu.
505-700.....	modelování dynamických vlastností.
5000-5065.....	kontrola vlastních frekvencí.
9900-11030.....	nakreslí tvar deformačního těmenu.
12000-12240.....	úvodní hlavička programu.

9. Optimalizovaný návrh dynamometru

Při optimalizování návrhu dynamometru bylo vycházeno ze vztahů v předchozích kapitolách.

Pro optimalizování návrhu byl použit program - viz příloha 2.

Optimální rozměry dynamometru byly určeny:

šířka třmenu	B = 40 mm
délka třmenu	L = 160 mm
poloměr otvoru	R = 25 mm
tloušťka oblouku	H = 4 mm
výška třmenu	V = 60 mm

Pro tyto rozměry byly vypočteny hodnoty:

Tuhost :

$C_z = 4817284 \text{ N/m}$

$C_y = 18892813 \text{ N/m}$

Vlastní frekvence :

$f_z = 187 \text{ Hz}$

$f_y = 278 \text{ Hz}$

Ostatní vypočtené hodnoty dynamometru - viz příloha č.4

18. Závěr

Tato diplomová práce řešila problém modelování dynamických vlastností dynamometru pro plošné broušení na počítači. Byl vypsáván a odladěn program, který byl porovnán s hodnotami změřenými na skutečném dynamometru. Porovnáním bylo zjištěno, že statické hodnoty (tuhosti) jsou ve skutečnosti nižší než hodnoty vypočtené. Tento rozdíl je způsoben jednak zjednodušením výpočtů, jednak nepřesným určením vlastností materiálu (modulu pružnosti). Dynamické parametry jsou ve skutečnosti také nižší, než vlastnosti modelované. Tento rozdíl je způsoben například zjednodušením výpočtů. Dalším důvodem odchylek je nepřesnost měření, která byla způsobena především malou tuhostí klece, do níž byl upnut elektromagnet. Pokud se týká rozdílu mezi vlastními frekvencemi naměřenými při buzení elektromagnetem a kladivem, zde se projeví i to, že kladivem nelze vyvodit přesně definovaný ráz.

Navržený dynamometr má oproti zkoušenému vyšší vlastní frekvence v jednotlivých směrech. Tuhost a citlivost zůstala zachována.

Program, který obsahuje tato diplomová práce, je použitelný pro navrhování dynamometrů pro plošné broušení. Jeho část lze po úpravě použít pro výpočet jiných druhů dynamometrů (například soustružnických), ale pouze pro statické výpočty. Úprava spočívá v tom, že zrušíme řádek 14 a na řádek 505 napíšeme povel STOP.

Poděkování.

Na tomto místě bych chtěl poděkovat všem, kteří radou nebo pomocí přispěli k zpracování této diplomové práce. Zvláště bych chtěl poděkovat Ing. J. Burianovi za podnětné připomínky a odbornou pomoc. Dále bych chtěl poděkovat zaměstnancům dílen KDM, kde mi bylo umožněno diplomovou práci změřit.

Seznam použité literatury

- [1] Maslov, J.N.: Teorie broušení kovů. Praha, SNTL 1979.
- [2] Páikryl, Z.-Musílková, R.: Teorie obrábění. Praha, SNTL 1982.
- [3] Bradský, Z.-Vrzala, R.: Mechanika III /dynamika/. Skripta VŠST Liberec, 1986.
- [4] Stáříž, B.: Pružnost a pevnost - II díl. Skripta VŠST Liberec 1986.
- [5] Navrátil, M.-Pluhař, O.: Měření a analýza mechanického kmitání. Praha, SNTL 1986.
- [6] Němec, J.: Odporové tenzometry v praxi. Praha, SNTL 1986.
- [7] Komaanduri, R.-Stewart, V.A.-Brown, R.H.: Dynamic Calibration of Dynamometers. Annals of the C.I.R.P., 1978, č.15, s.53/54 až 53/6.
- [8] Koloušek, V.-Hořejší, J.: Úvod do teorie kmitání. Praha, NADAS 1965.
- [9] Zehnula, K.: Snímače neelektrických veličin. Praha, SNTL 1983.
- [10] Buliner, A.-Sydow, W.: Praktische Auslesung eines schnittkraftmessers für schleiftechnische Untersuchungen. Werkstatttechnik 1965, č.11, s.37 až 40.

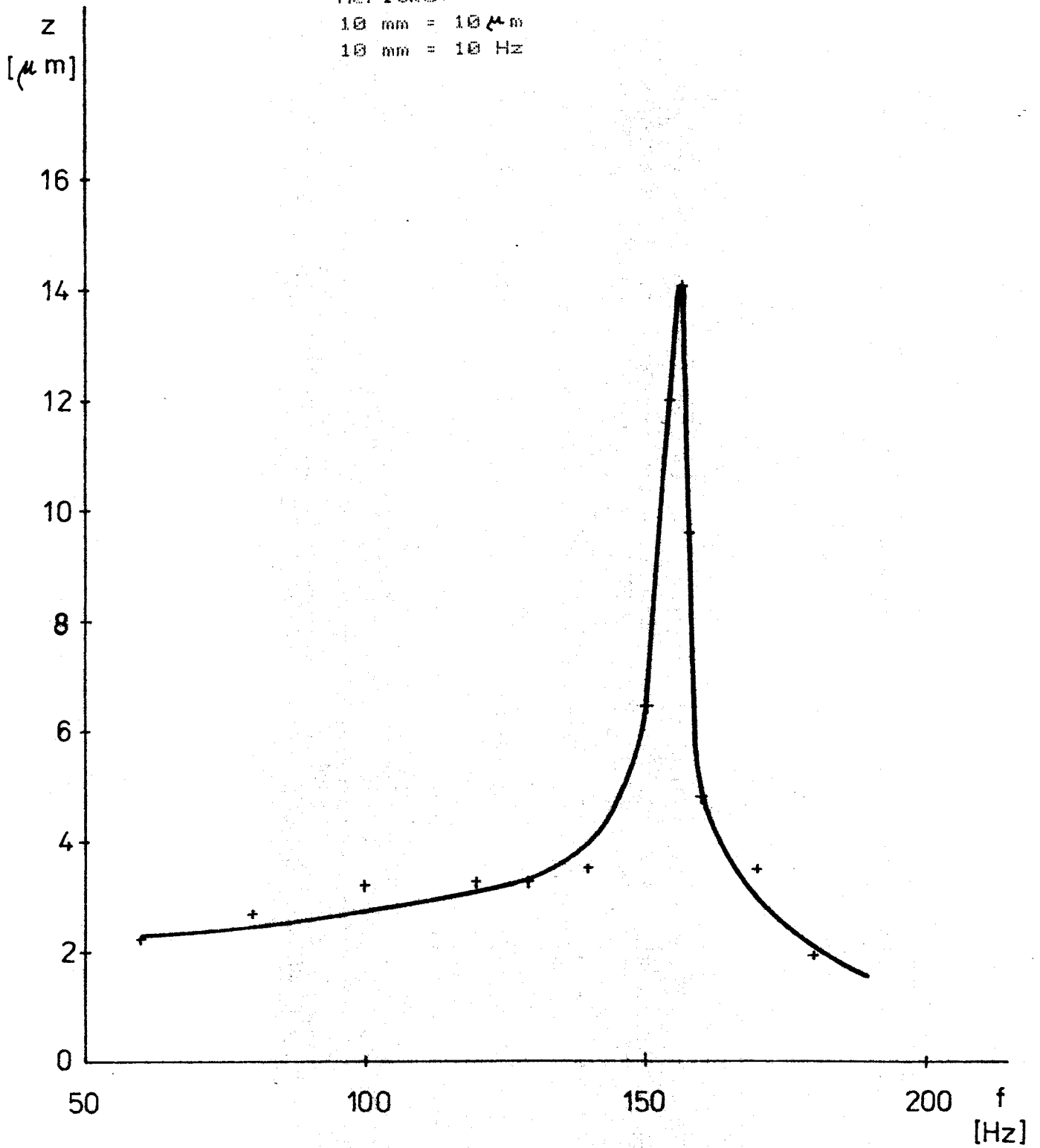
Příloha č.5

Frekvenční charakteristika pro směr z.

Měřítko:

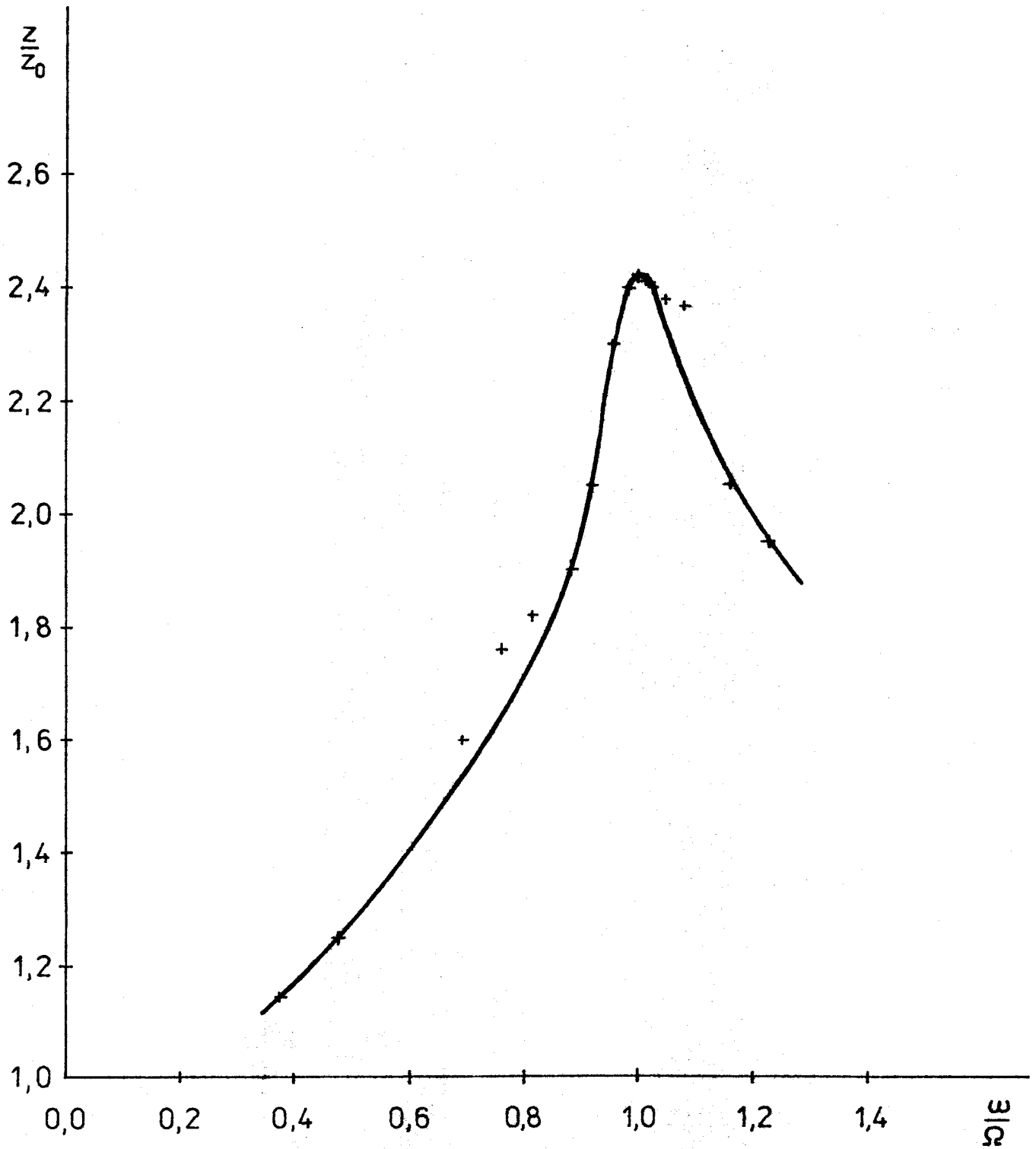
10 mm = 10 μ m

10 mm = 10 Hz



Příloha č.6

Amplitudová charakteristika pro směr z.



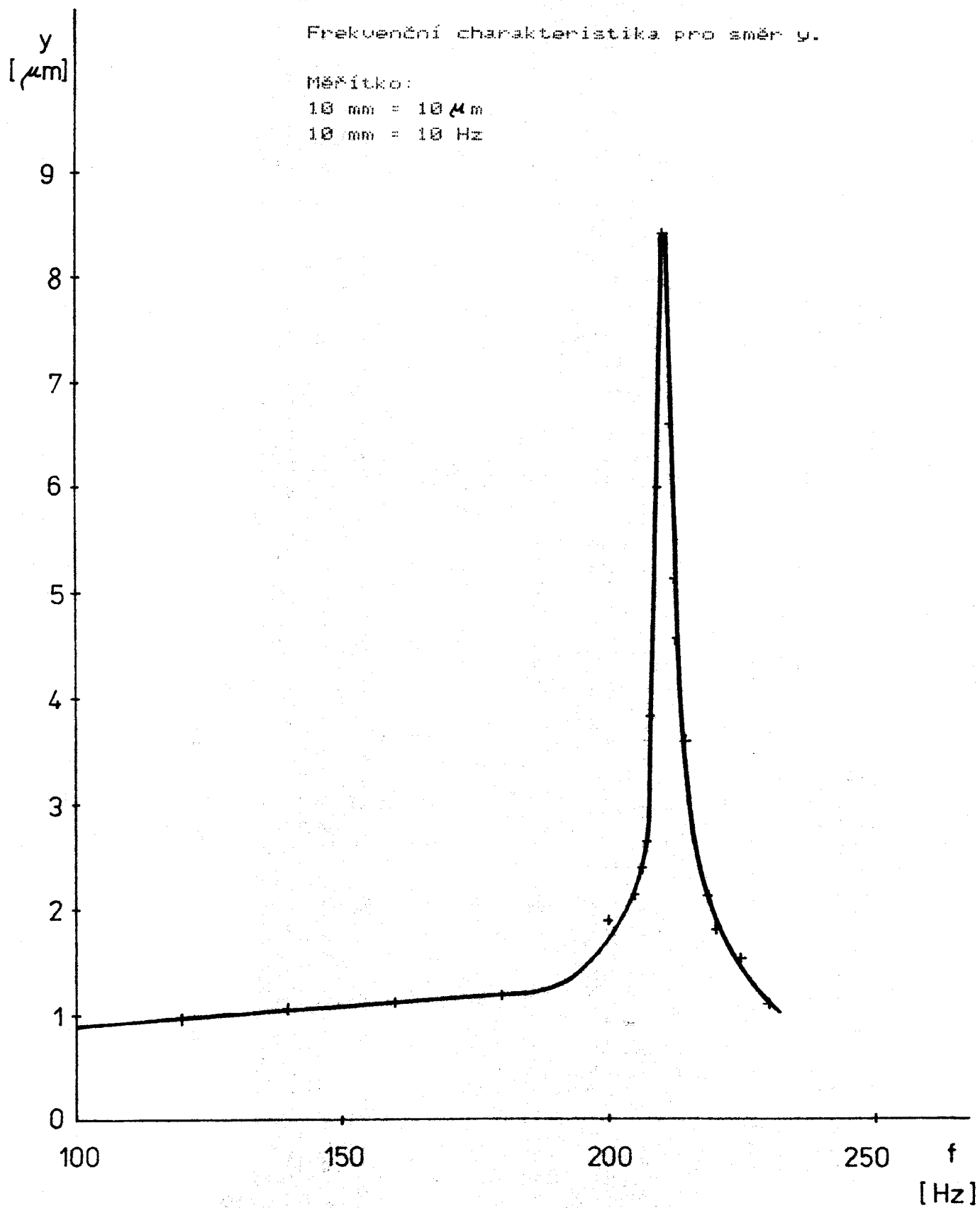
Příloha č.7

Frekvenční charakteristika pro směr y.

Měřítko:

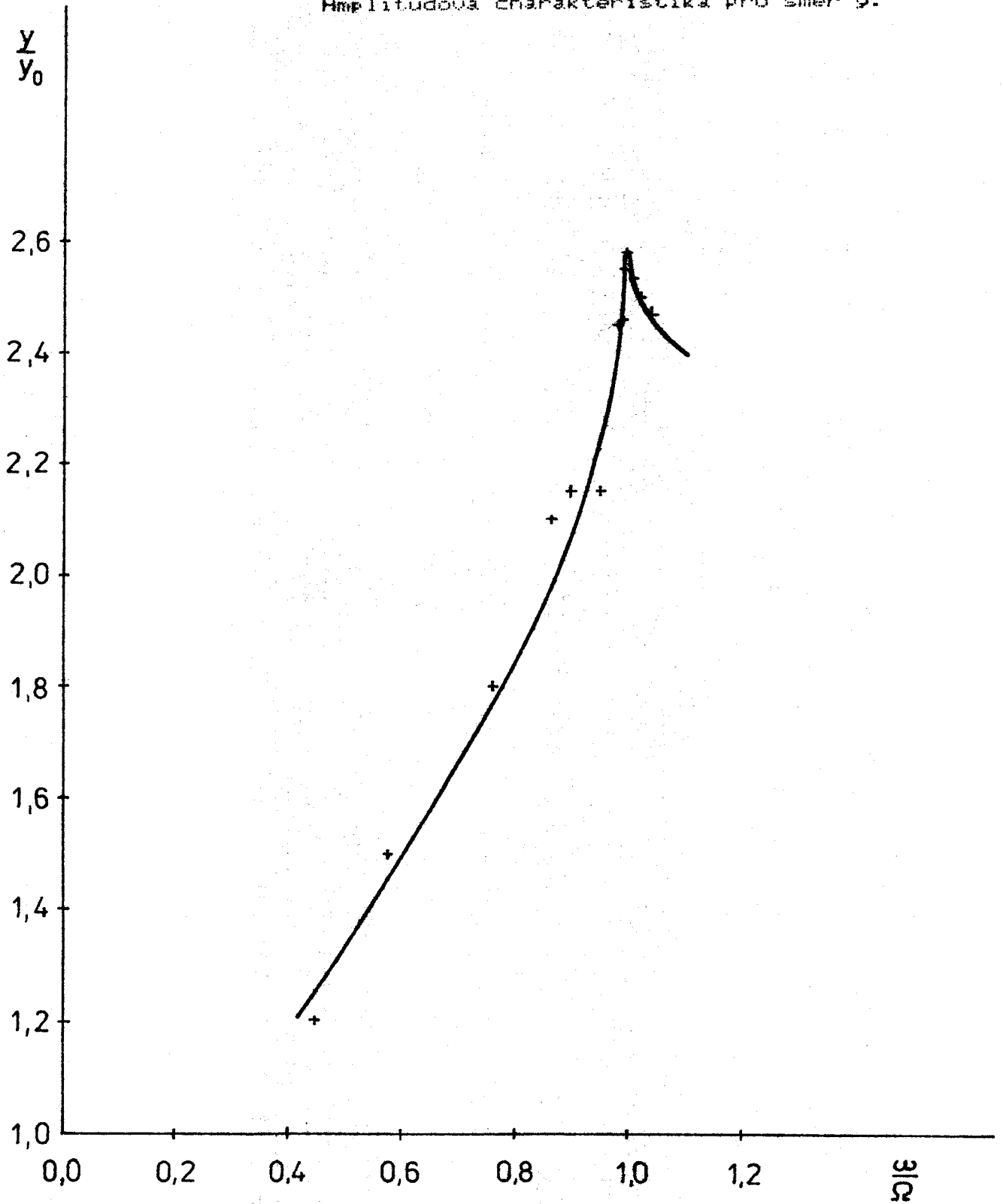
10 mm = 10 μ m

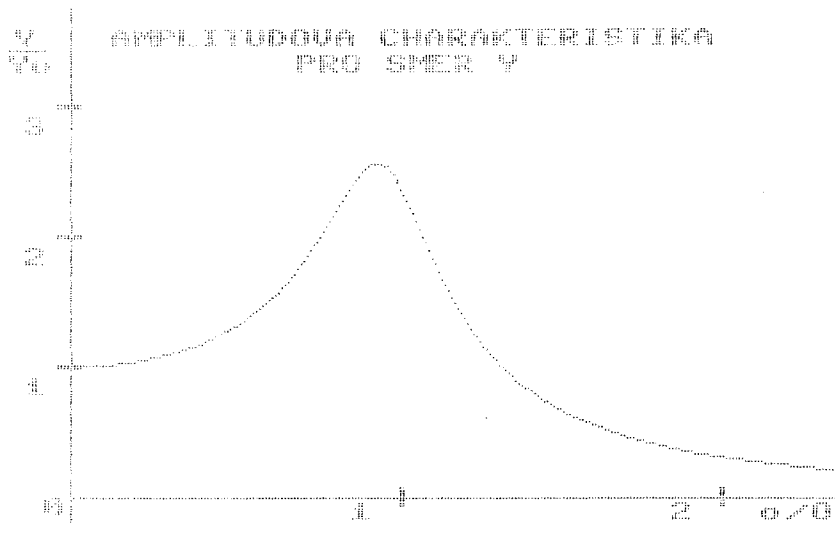
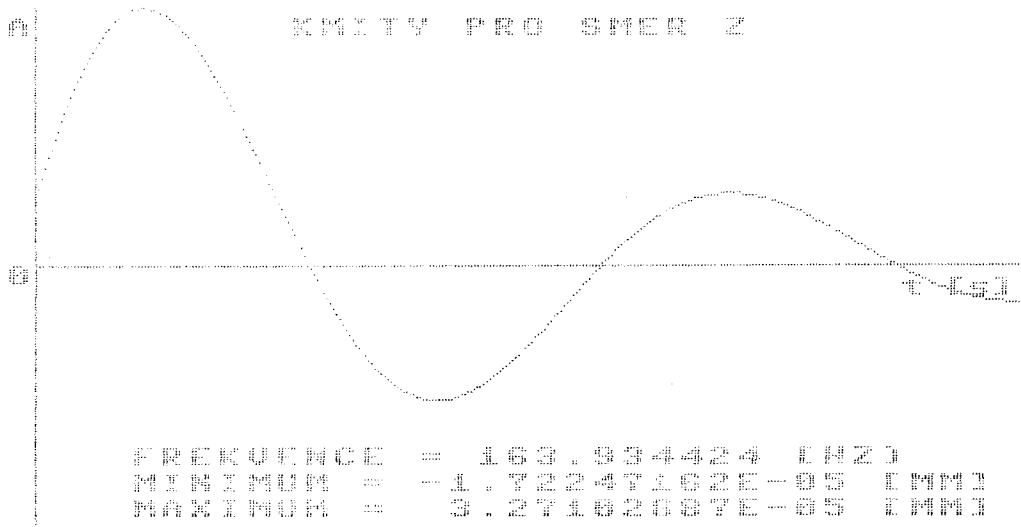
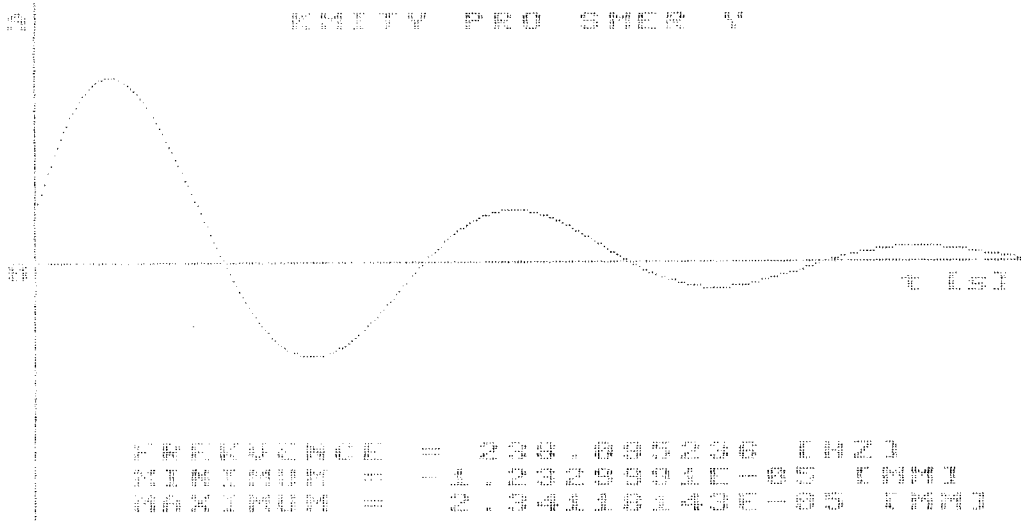
10 mm = 10 Hz

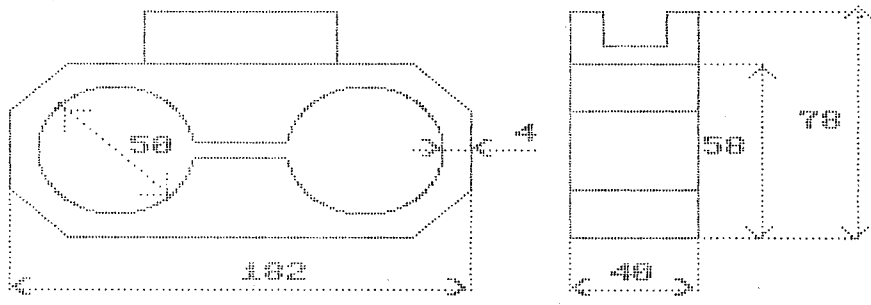
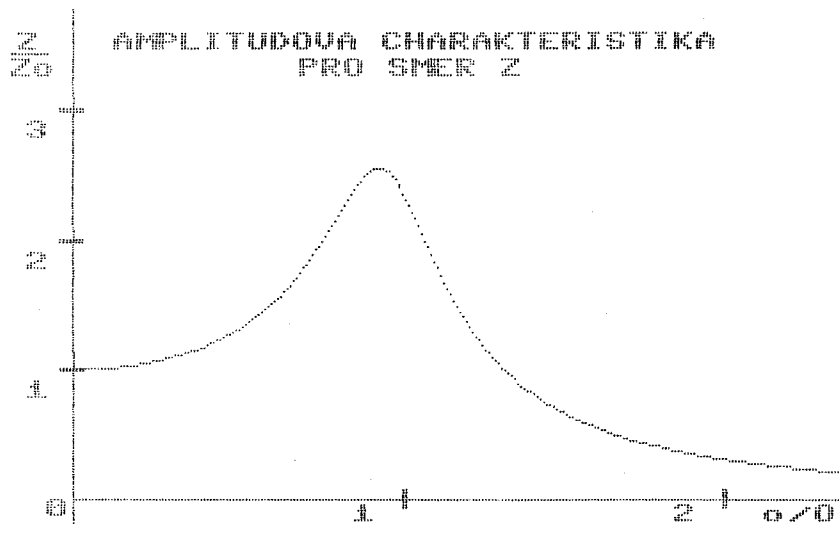


Příloha č.8

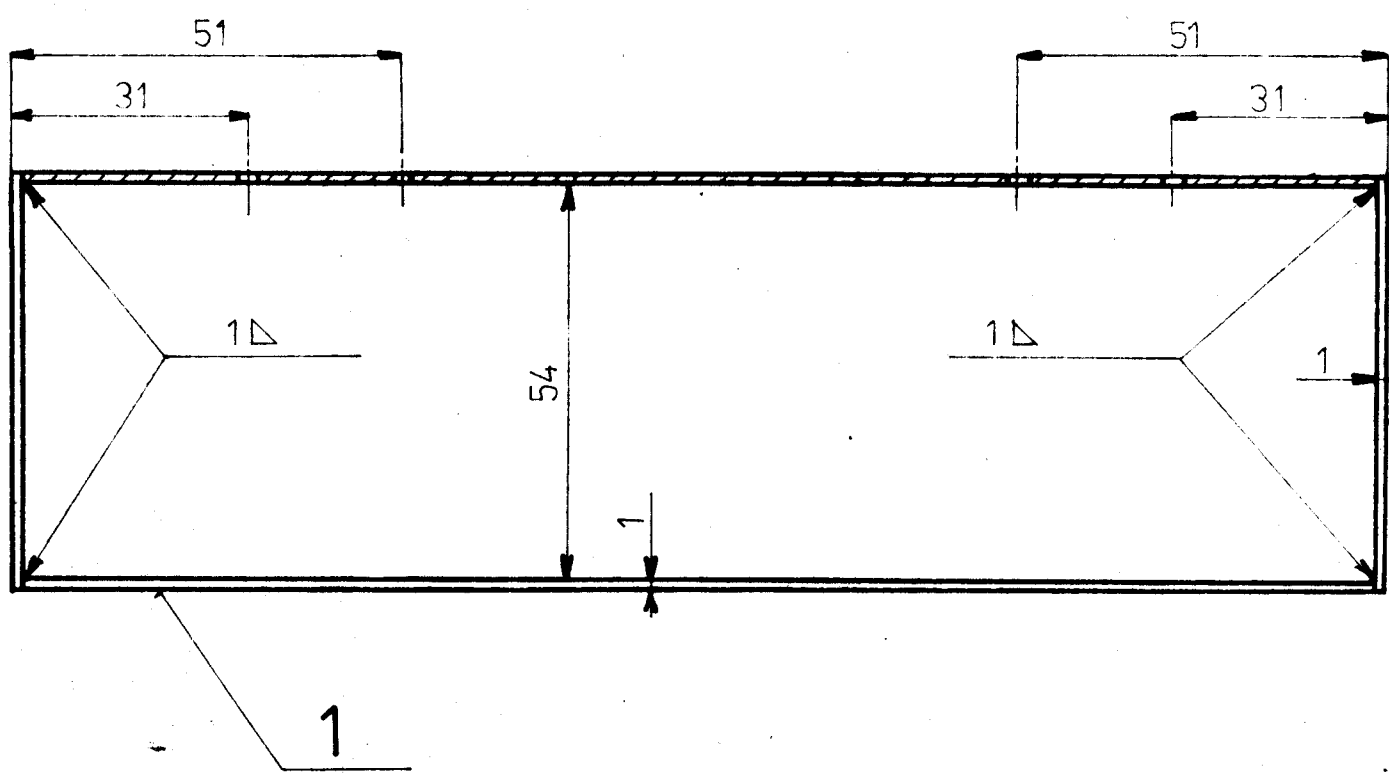
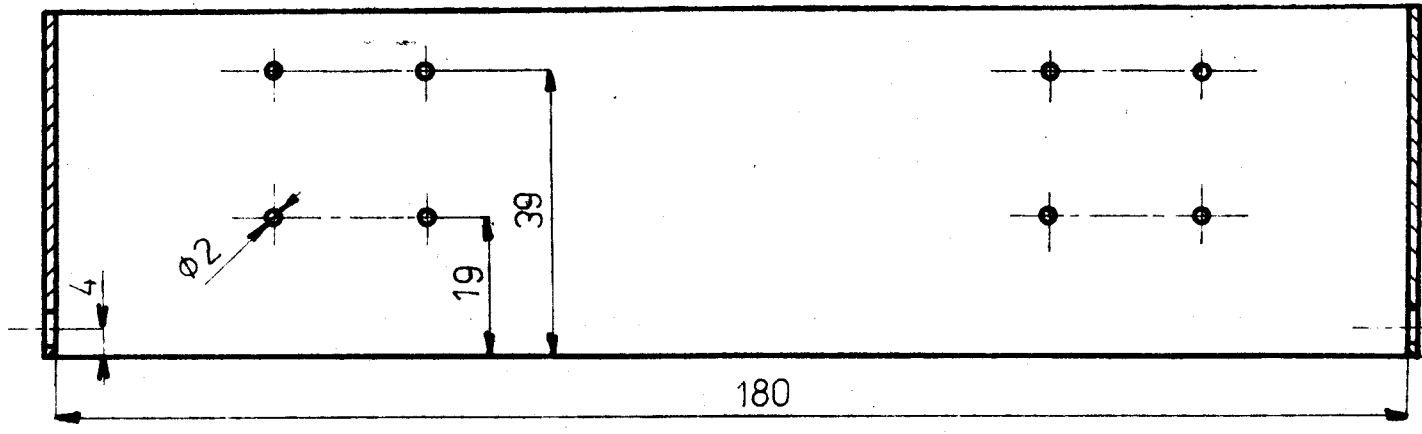
Amplitudová charakteristika pro směr y .

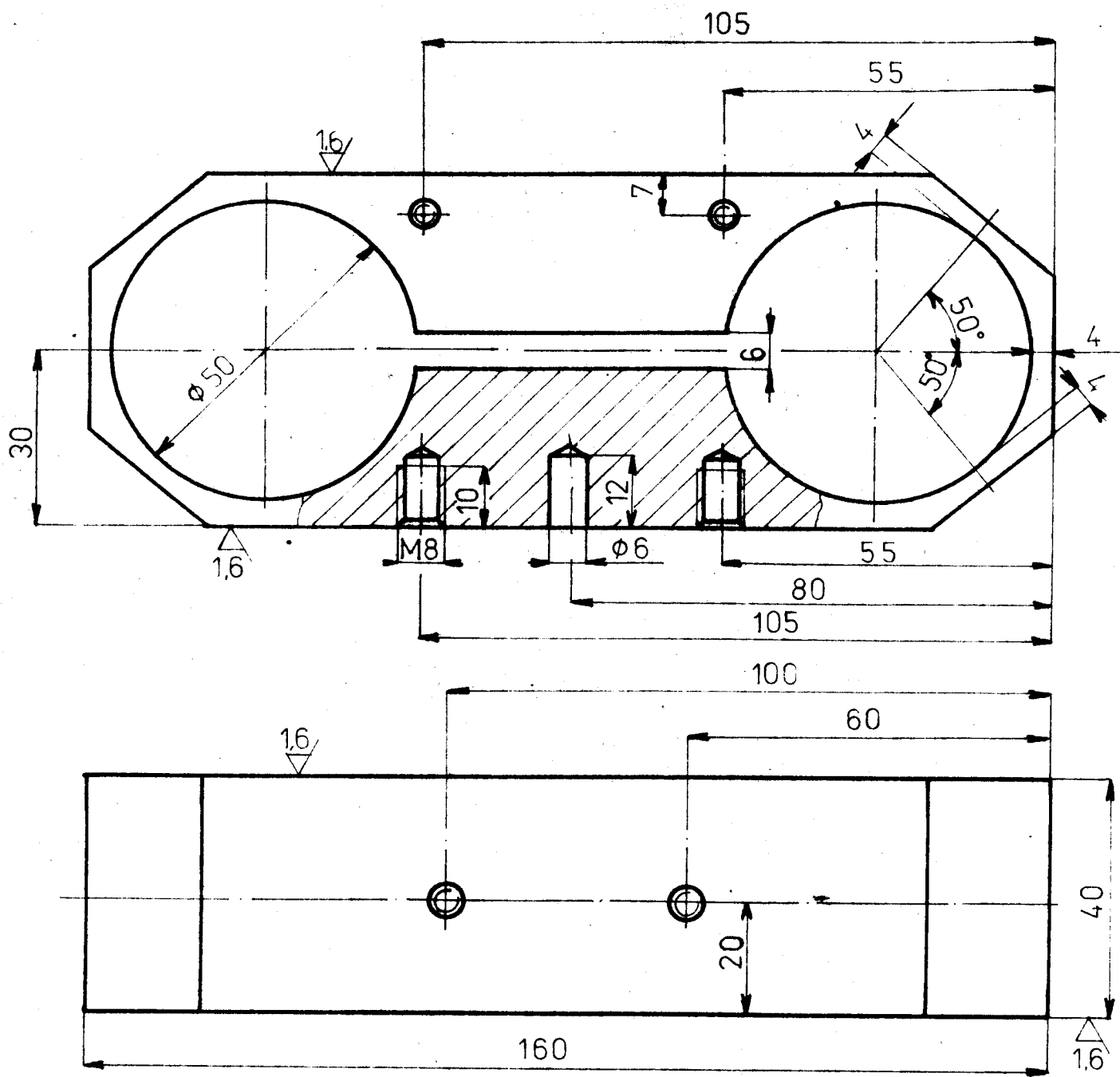


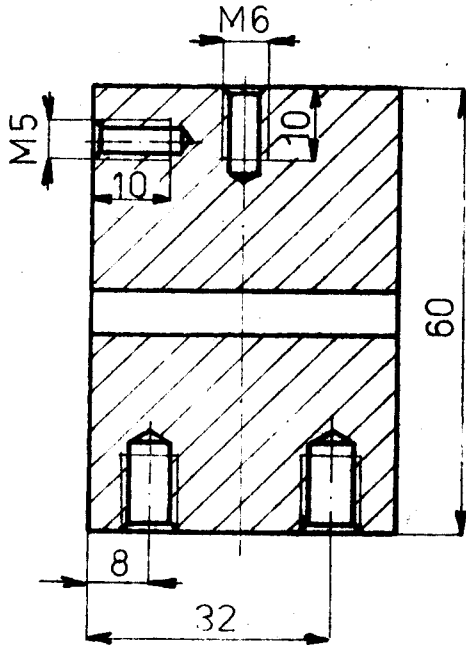




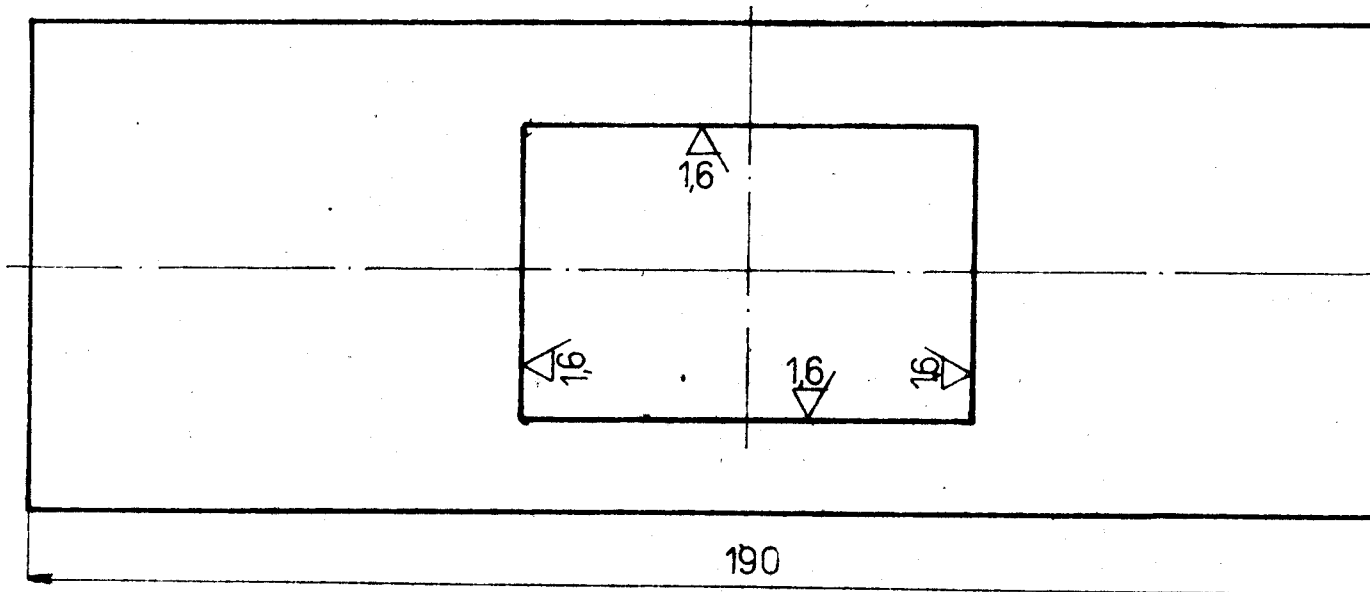
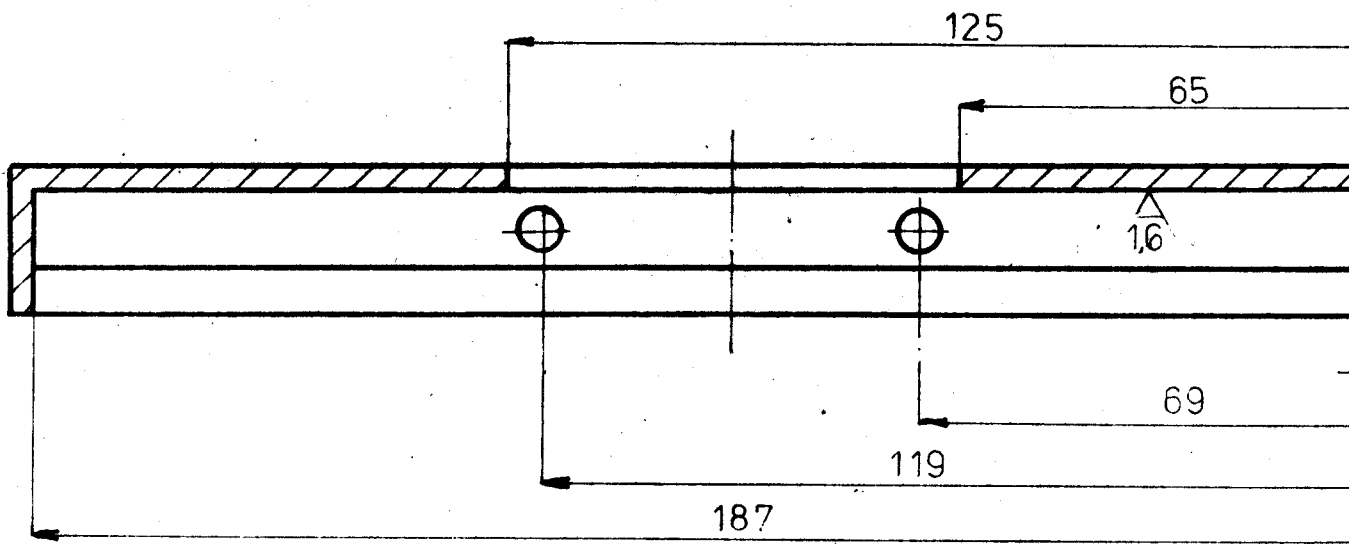
MADREON TISKOPIS

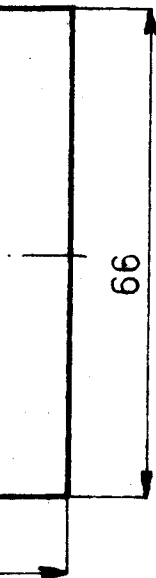
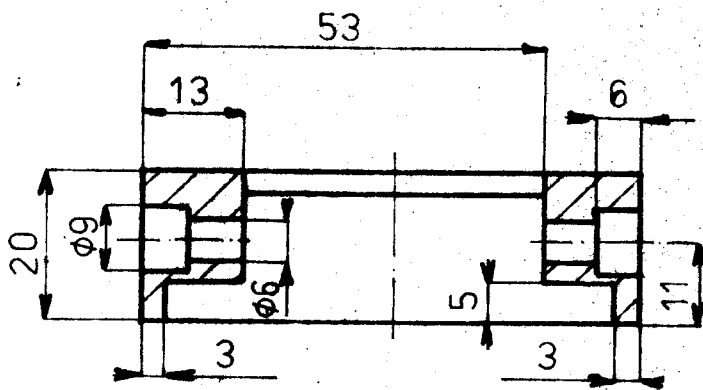
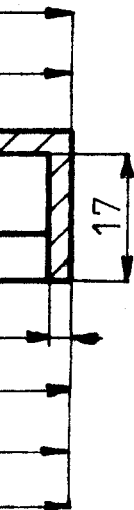




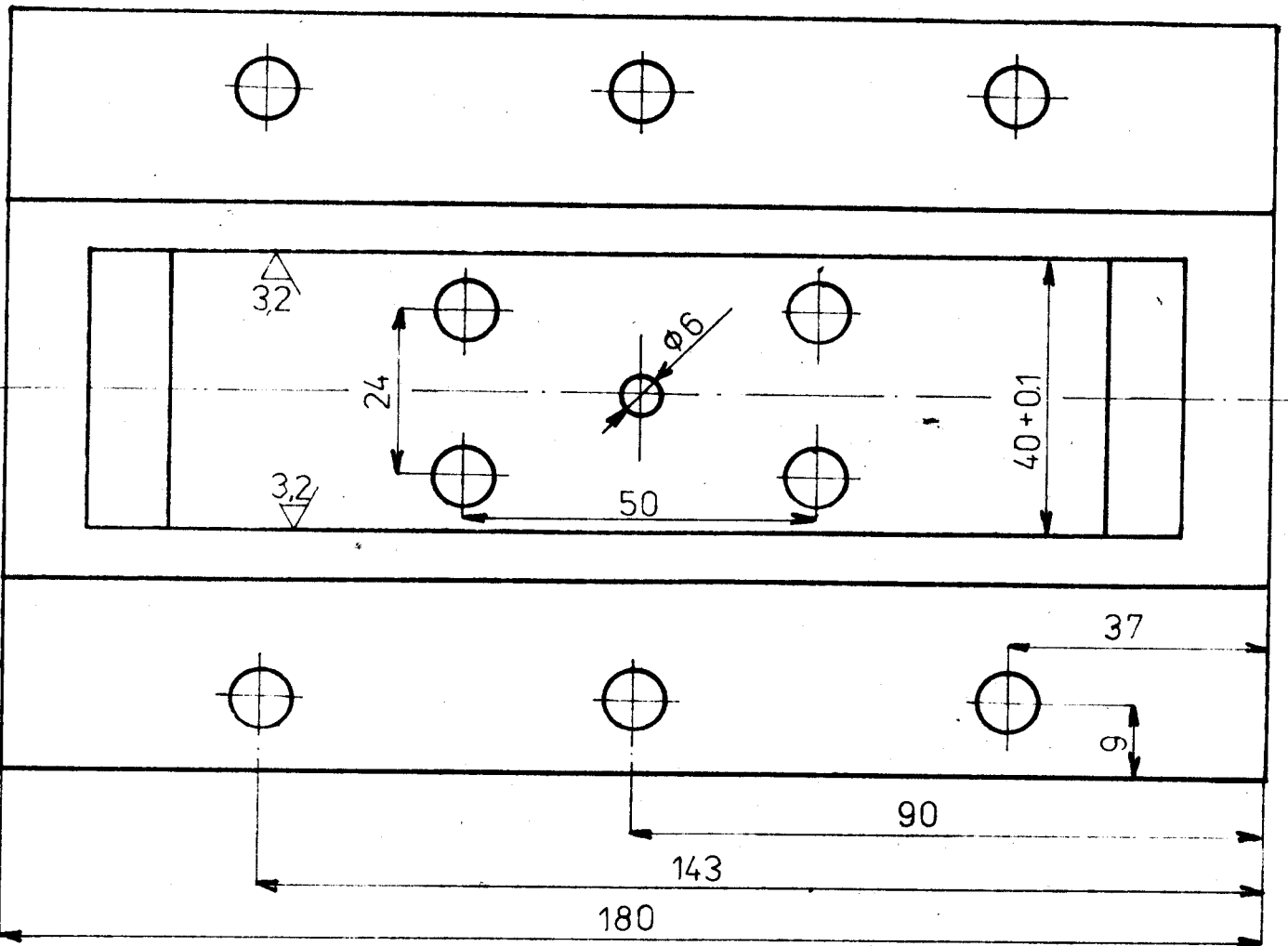
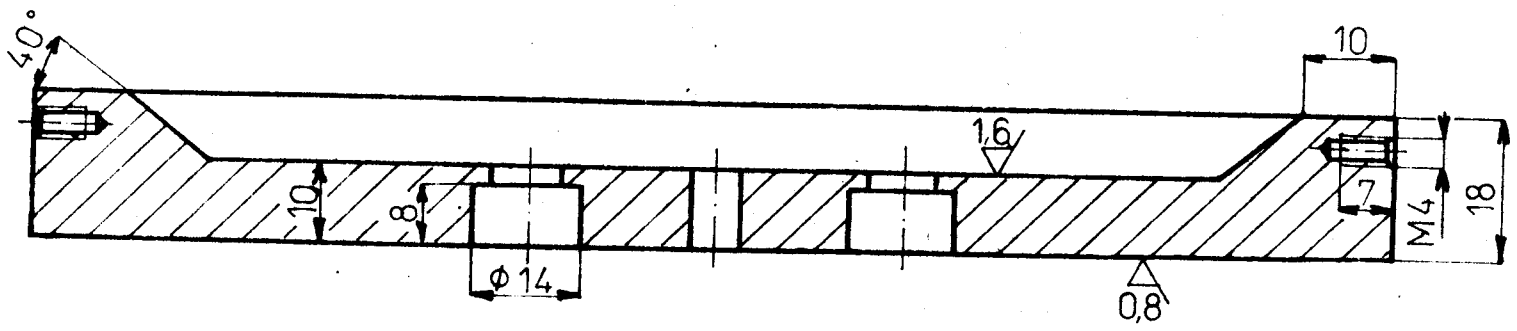


1	±70×50-165	ČSN 425522	11600.1						
1:1		<i>W. Z. Roman</i>							
DEFORMAČNÍ TRMEN			KOM-498-01-03						

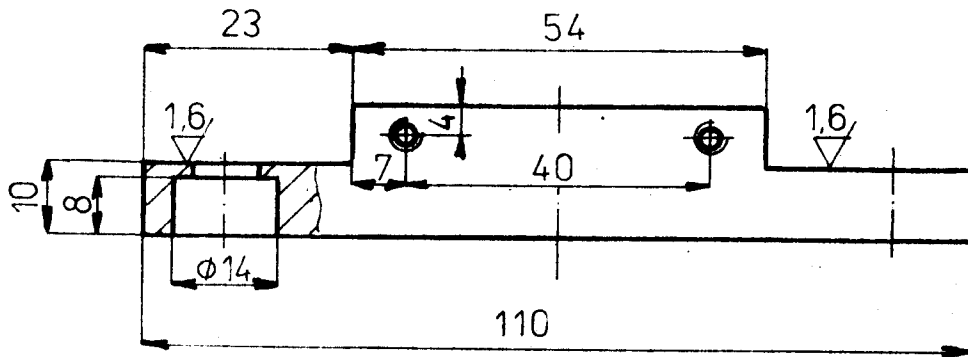




1	≠ 70x20-195	ČSN 427624	424005								
1:1	<i>Weiss Zemer</i>										
KRYT			KOM-498-01-04								



6.3 (▽)



NEOZNAČENÉ DÍRY $\phi 9$

1	#180x18	ČSN 42 5524	11 375						
1:1		<i>Wiro Roman</i>							
DESKA			KOM-498-01-05						

