

U 192

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Ing. Karel F l i e g e l

ANALÝZA VENTILOVÉHO ROZVODU SPALOVACÍCH MOTORU
kandidátská disertační práce

Číslo a název vědního oboru
23-01-9 Části strojů a mechanismů

Školitel : Prof. RNDr Bohuslav Stříž, CSc

Mladá Boleslav 1985

O B S A H

str.

Přehled základního označení a příslušných zákonů jednotek	4
1. Úvod	6
2. Možnosti řešení ventilového mechanismu	9
3. Základní úvahy při volbě náhradního modelu	12
3.1. Možné způsoby navrhování tvaru vaček	14
3.2. Možné způsoby náhrady hmotností a tuhostí	16
3.3. Určení vstupních parametrů modelu rozvodu	17
3.4. Vliv kmitání ventilové pružiny a její náhrada .	20
3.5. Pasivní odpory a vliv vůle rozvodu	21
4. Náhradní model ventilového rozvodu	23
4.1. Volba způsobu řešení náhradního modelu	26
4.2. Pohybové rovnice náhradního modelu	27
4.3. Pohybové rovnice neřízeného ventilu při rozpojení mechanismu rozvodu	31
5. Výpočet sil dotyku mezi vačkou a zdvihátkem ...	34
6. Výpočet sil dotyku mezi tyčkou a vahadlem	36
7. Řešení pohybové rovnice kmitání závitů ventilové pružiny	37
8. Výpočet namáhání závitů ventilové pružiny s uvažováním dynamického kmitání závitů	47
9. Výpočet hydrodynamického tření ve stykové ploše vačka-zdvihátko	48
10. Metodika navrhování zdvihových funkcí	50
10.1. Profily vaček používané v současné době	51

10.2.	Hlavní příčiny hluku ventilového rozvodu	52
10.3.	Návrh metodiky výpočtu "n" harmonických zdvihových funkcí vaček	53
11.	Experimentální měření dynamických vlastností ventilových rozvodů	60
11.1.	Měření průběhu zrychlení ventilu a zdvihátka ..	61
11.2.	Záznam měřeného signálu zrychlení	65
11.3.	Rozbor naměřených a vypočítaných průběhů zrychlení vačkového hřídele	67
11.4.	Měření průběhu vyzařovaného hluku ventilovým rozvodem v závislosti na úhlu otáčení vačkového hřídele	70
12.	Porovnání výsledků výpočtu a měření zrychlení .	73
13.	Využití výsledků práce při vývoji nového motoru	76
13.1.	Vliv konstrukce ventilové pružiny na dynamiku rozvodu	76
14.	Závěr	79
	Seznam použité literatury	83
	Seznam příloh	89

Přehled základního označení a příslušných zákon. jednotek

AV	- rameno vahadla na straně rozvodové tyčky	m
BV	- rameno vahadla na straně ventilu	m
D	- průměr ventilové pružiny	m
D _{1..7}	- koeficienty tlumení částí rozvodu	Nsm ⁻¹
D _T	- koeficient tlumení rozvodové tyčky	Nsm ⁻¹
D _V	- koeficient tlumení vačkového hřídele	Nsm ⁻¹
E	- modul pružnosti v tahu	Nm ⁻²
F _C	- síla dotyku ve stykové ploše vačka-zdvihátko	N
F _{TV}	- síla dotyku ve stykové ploše tyčka-vahadlo	N
F _P	- síla předpětí pružiny	N
F _{pp}	- síla vyvinutá pružinou	N
G	- modul pružnosti ve smyku	Nm ⁻²
H _{min}	- minimální tloušťka olejového filmu	m
J _S	- moment setrvačnosti vahadla k ose	kgm ²
K ₁	- tuhost vahadla a uložení čepu vahadel	Nm ⁻¹
K ₂	- tuhost díku ventilu	Nm ⁻¹
K ₃	- statická tuhost ventilové pružiny	Nm ⁻¹
K _T	- tuhost rozvodové tyčky	Nm ⁻¹
K _V	- tuhost vačkového hřídele s uložení	Nm ⁻¹
L	- délka rozvodové tyčky	m
m ₀	- hmotnost zdvihátka a částí rozv. tyčky	kg
m ₁	- hmotnost částí rozv. tyčky a částí vahadla	kg
m ₂	- hmotnost částí vahadla a ventilu	kg
m ₃	- hmotnost hlavy ventilu a částí díku	kg
m _V	- hmotnost vačkového hřídele reduková	kg
m _S	- hmotnost šroubku vahadla	kg

m_C	- hmotnost činných závitů ventilové pružiny	kg
m_D	- hmotnost dříku ventilu	kg
m_K	- hmotnost klínku ventilu	kg
m_H	- hmotnost hlavy ventilu	kg
m_m	- hmotnost matice šroubku vahadla	kg
m_U	- hmotnost misky ventilu	kg
m_T	- hmotnost rozvodové tyčky	kg
m_Z	- hmotnost zdvihátka	kg
R	- redukovaný poloměr vačky	m
d	- průměr drátu ventilové pružiny	m
l	- délka drátu činných závitů ventil.pružiny	m
n_z	- počet činných závitů ventilové pružiny	-
s	- šířka palce vačky	m
x_0	- souřadnice zdvíhu zdvihátka / hmoty m_0 /	m
x_1	- souřadnice zdvíhu hmoty m_1	m
x_2	- souřadnice zdvíhu hmoty m_2	m
x_3	- souřadnice zdvíhu ventilu / hmoty m_3 /	m
x'_0	- souřadnice rychlosti pohybu zdvihátka	ms ⁻¹
x''_0	- souřadnice zrychlení pohybu zdvihátka	ms ⁻¹
$\alpha(\varphi)$	- převodová funkce mechanismu rozvodu	
α_t	- tlakový koeficient viskozity	MPa ⁻¹
ϱ	- měrná hmotnost materiálu ventil.pružiny	kgm ⁻³
φ	- úhel natočení vačkového hřídele	rad
ω	- frekvence otáčení vačkového hřídele	rad ⁻¹
ξ	- diferenciální změna souřadnice délky pružiny	m
η_0	- dynamická viskozita motorového oleje	Pas

1. ÚVOD

Cílem disertační kandidátské práce bylo vypracování metodiky analýzy dynamických vlastností mechanických soustav ventilových rozvodů rychloběžných spalovacích motorů s rozvodem OHV a OHC.

Při tom byl sledován vždy záměr praktické aplikace především pro možnost zlepšení dynamických vlastností ventilového rozvodu motoru Škoda o obsahu 1300 cm^3 , vyvíjeného v AZNP Mladá Boleslav.

Po obsahové stránce je práce rozdělena na část teoretickou a na část věnovanou metodice měření.

Teoretický rozbor dynamických vlastností mechanických soustav ventilových rozvodů je proveden pomocí matematického řešení náhradní dynamické soustavy, složené z diskrétních hmot redukovaných částí rozvodu, spojených navzájem lineárními tuhostmi. Teoretické řešení umožňuje sledovat vlivy jednotlivých parametrů náhradního modelu na jeho dynamické vlastnosti. S rozvojem moderní výpočetní techniky se pro řešení vědecko-technických problémů začínají i v oblasti dynamiky lineárních soustav stále častěji používat netradiční metody řešení. Při řešení kmitání mechanických soustav s periodickým, případně i neperiodickým buzením se stále častěji setkáváme v odborné literatuře s metodou Fourierovy, případně diskrétní Fourierovy transformace.

Právě s ohledem na jednoduchost, kterou poskytuje uvedená metoda při rozboru soustav diferenciálních rovnic, kde se v transformovaných rovnicích přímo vyskytuje úhlová rychlost otáčení ω , umožňuje tato metoda v aplikaci na model

ventilového rozvodu rozšíření problematiky zahrnutím dalších parametrů, jako například nerovnoměrnost otáčení vačkových hřídelů, které zapříčiňuje neperiodické buzení soustavy.

Vzhledem k tomu, že soustava ventilového rozvodu je po dynamické stránce značně složitá a matematické řešení poskytuje jen přibližné výsledky, bylo hlavním cílem práce vypracování metodiky měření základních parametrů soustavy rozvodu a především stanovení takových kritérií těchto parametrů, které by umožňovaly jednoznačné stanovení vlivu použité úpravy rozvodu na jeho vlastnosti. Z mnoha parametrů, ovlivňujících soustavu ventilového rozvodu byly pro možnost charakteristiky soustavy rozvodu zvoleny zrychlení na ventilu a vačce, hluk vyzařovaný rozvodem, přenosová funkce soustavy rozvodu. Zlepšení dynamických vlastností ventilového rozvodu pak lze hodnotit například sníženým hlukem, sníženými hodnotami zrychlení ventilu v oblasti záporných zrychlení a rázového zrychlení při dopadu ventilu do sedla. Schématické zobrazení rozvodu OHV je na obr. 1.

Při sledování dynamických vlastností ventilového rozvodu bylo především využito možností paměťového analyzátoru signálu SM 2100. Pomocí tohoto přístroje lze provádět veškeré vyhodnocení časového signálu s možností dvoukanálové synchronizace.

Výsledkem teoretických i praktických prací je návrh metodiky měření a výpočtu ventilového rozvodu s cílem stanovení kritérií pro vyhodnocení chování ventilového rozvodu,

V této souvislosti považují za velmi cenné především

experimentální práce provedené v AZNP s. Ing. Fidrnučem a s. Neubauserem. Výsledky těchto prací sloužily jako podklad pro vypracování nové metodiky měření zkoušek.

Rovněž bych chtěl poděkovat svému školiteli Doc. RNDR. Bohuslavu Střížovi, CSc. za odborné a metodické vedení ve vědecké přípravě.

2. Možnosti řešení ventilového mechanismu

V současné době se u spalovacích motorů používá ve většině případů dvou základních typů ventilového rozvodu OHV a OHC.

Rozvod OHV umožňuje výhodnější konstrukční uspořádání kompresního prostoru a jednodušší řešení pohonu vačkového hřídele. Motory s uvedeným uspořádáním rozvodu mají nižší nároky na výšku motorového prostoru a vykazují nižší hladinu hluku. Nevýhodou je vyšší poddajnost celého mechanismu rozvodu. Rozvod tohoto typu je používán na motorech Škoda.

Rozvod OHC je řešen uložením vačkového hřídele v hlavě válců. Rozvod je jednoduché konstrukce, celkově tužší než rozvody OHV. Ovládání ventilů lze řešit přímo nebo s použitím vahadla. Vzhledem k současným požadavkům na vysoké provozní otáčky motorů převládá použití rozvodů této konstrukce.

Přesto lze při použití moderních výpočetních a měřicích metod navrhovat rozvody typu OHV, které vyhovují požadavkům současných motorů. Zde se pak dostávají do popředí přednosti rozvodů OHV - nižší výška motoru, nižší hlučnost rozvodu, jednoduchost řešení pohonu vačkového hřídele.

Při řešení náhradního matematického modelu ventilového rozvodu se setkáme v literatuře s různými metodami, které se liší zejména složitostí dynamického modelu.

Řešení převážné většiny autorů přistupuje k náhradě skutečného mechanismu rozvodu pomocí modelu, respektujícího poddajnost jednotlivých částí rozvodu. Poddajnost mechanismu je zvláště výrazná u rozvodů typu OHV, které mají malou tuhost.

Volba a složitost náhradního modelu závisí na záměrech řešitele a možnostech výpočetní techniky. Aplikace samočinných počítačů dává možnost řešit poměrně složité modely s uvažováním řady vlivů.

Nejčastěji je při řešení dynamických vlastností rozvodu používán jednohmotový matematický model. Jsou to například práce Rothbarta [1], Thorena [2], Kurze [3], Kotoče [4], Honců [5], Hanaoka [6].

Běžným způsobem řešení modelu rozvodu s uvažováním podajnosti mechanismu je metoda známá pod názvem "POLYDYN". Cílem řešení této metody je stanovit profil vačky tak, aby se dosáhlo pohybu ventilu podle předem stanovené zdvihové křivky s plynulým průběhem zrychlení bez rušivých kmitů a odskoků při dosedání ventilu. Metoda výpočtu je uvedena například v Dudley [7], Deniss [8], Nourse [9].

Některé prameny, jako například Hundal [10], jsou doplněny porovnáním s experimentem. Výsledky ukazují značné odchylky zejména v oblasti odskoků.

Jednohmotné modely lze doplnit zahrnutím dalších vnějších vlivů na dynamiku soustavy jako tření a disipující energie. Metodu navrhl Crutcher [11]. Řešení zahrnující hysterezní vlastnosti materiálu je publikováno v Kanesaky [12] pod názvem metody "HYSDYNE". Uvedená metoda je doplněna srovnáním s metodou návrhu zdvihové funkce pomocí Fourierových řad, případně polynomicou funkcí. Metoda vykazuje plynulejší průběh zrychlení ventilu.

Použitím vícehmotového náhradního modelu není v literatuře časté. Souvisí to jednak s narůstající složitostí matematického řešení, jednak s problematikou stanovení vstupních

parametrů modelu. Jednotlivé díly rozvodu jsou vyjádřeny nejčastěji jednou hmotou a redukovanou tuhostí. Vliv kmitání ventilové pružiny je modelován různým počtem diskrétních hmotností. Například Johnson [13] publikoval řešení modelu, složeného z 8 hmot. Zanedbává vůli v rozvodu, náhradu ventilové pružiny uvažuje pomocí 5 hmotných bodů. Model umožňuje řešit proměnnost převodu vahadla a možnost odskoku. Jiný model navrhuje používat Gerlach [14], Bébr [15]. Uvažují vůli rozvodu a vliv sedla ventilu. Řešení ventilového rozvodu pomocí analogového počítače publikoval Šubrt [16]. Řešení jednohmotového modelu rozvodu pomocí metody Fourierovy transformace pohybové rovnice publikoval Fukumura [17]. Model řeší výpočet rozvodu s uvažováním poddajnosti rozvodu. Zdvihová funkce je vyjádřena pomocí Fourierovy řady. Průchod soustavou je vyjádřen pomocí komplexní přenosové funkce.

Je zřejmé, že přesnému popisu mechanismu by nejlépe vyhovoval nelineární model se spojitě rozloženými parametry. Zde je však značně problematické určování vstupních parametrů modelu a matematické řešení. S ohledem na to, že dynamické vlivy nejvíce působí na ventilovou pružinu, kdy kmitání závitů a vlastní frekvence pružiny ovlivňuje chování celé soustavy, bylo použito kombinace řešení lineárního modelu mechanismu rozvodu a náhradního modelu ventilové pružiny, kde kmitání ventilové pružiny je popsáno parciální diferenciální rovnicí kmitání.

Při rozboru experimentálních metod vyhodnocování dynamických vlastností rozvodu se setkáváme především s měřením pohybu ventilu pomocí rychlostní kamery [2,3]. Protože výpo-

Čet průběhu zrychlení ze zdvíhu je komplikovaný a zatížený chybou, bylo v AZNP použito snímání přímo zrychlení pohybu ventilu snímačem BaK s dalším vyhodnocením pomocí analyzátoru signálu SM 2100 IWATSU. Tento přístroj umožňuje dvoukanálový synchronní záznam časového signálu a následné statistické vyhodnocení.

3. Základní úvahy při volbě náhradního modelu

Při návrhu náhradního matematického modelu ventilového rozvodu je zřejmé, že nelze popsat chování skutečného mechanismu absolutně přesně. Náhradou spojitě rozložených hmot

dílů mechanismu pomocí hmotných bodů propojených lineárními tuhostmi se dopouštíme určité chyby. Při volbě náhradního modelu s větším počtem hmotností se sice zpočátku zvyšuje přesnost výpočtu vlivem přesnější náhrady mechanismu, ovšem se zvětšováním počtu hmot roste i počet stupňů volnosti náhradní soustavy rovnic a tím obtížnost a náročnost řešení a zpracování výsledků. Současně roste složitost určování konkrétních výpočtových konstant pro zadání výpočtu daného modelu. Přitom určení těchto parametrů představuje poměrně složitou záležitost a přesnost určení těchto vstupních hodnot určuje zároveň i shodu výpočtu a měření.

Určení vstupních parametrů vyžaduje v počátečním stadiu provedení měření na skutečném rozvodu. Proto při výpočtu vycházíme vždy z nějakého skutečného provedení rozvodu a nové řešení je srovnáním s původním. V této práci byl zvolen za výchozí případ ventilový rozvod stávajícího motoru Š 742.12, pro který byly stanoveny základní vstupní hodnoty

matematického řešení.

Rovněž pro volbu složitosti náhradního modelu není jednotný názor. Jak vyplývá z odborných publikací i z výsledků práce [18], kde bylo provedeno porovnání jednohmotového a šestihmotového modelu, lze dosáhnout uspokojivé shody výpočtu a měření zrychlení již při použití jednohmotového modelu. Ovšem takový model vzhledem ke své jednoduchosti neumožňuje získat další informace o průběhu dynamických sil a pohybů uvnitř soustavy.

Vzhledem k jednoduchosti a přehlednosti řešení vícehmotových soustav převedením diferenciálních pohybových rovnic na soustavy lineární a použitím přenosových funkcí pro určení závislosti mezi vstupem a výstupem soustavy umožňuje metoda Fourierovy transformace snadno řešit složité mechanizmy bez většího nároku na strojový čas a operační paměť počítače. Z důvodů snazšího stanovení vstupních parametrů matematického modelu byl náhradní model zvolen 6-hmotový. Přičemž složitý kmitavý pohyb ventilové pružiny je nahrazen členem proměnné tuhosti, popsané parciální diferenciální rovnicí kmitání závitů ventilové pružiny. Tento model umožňuje určit základní údaje o činnosti mechanismu rozvodu jako pohyby jednotlivých členů soustavy, okamžiky možného rozpojení mechanismu, silové působení mezi jednotlivými členy rozvodu apod.

Výpočty matematického modelu rozvodu byly prováděny na počítači EC 1040 a ADT 4500 v AZNP. Programová náročnost řešení představuje na počítači EC 1040 požadavek na operační paměť 140 KB. Výpočet jedné varianty řešení trvá asi 10 minut. Vzhledem k tomu, že hlavní počítač AZNP není vybaven plottrem,

umožňujícím grafickou formu výsledků, byla operativnost celého řešení omezena časovou náročností na ruční zpracování. Proto byla část programů převedena na počítač ADT 4500 v Technickém úseku, kde je možnost grafického výstupu.

3.1. Možné způsoby navrhování tvaru vaček

Při návrhu zdvihového tvaru vačky pro daný ventilový rozvod lze postupovat následujícím způsobem

A/ zvolí se zákon pohybu ventilu a pomocí výpočtu náhradního modelu se odvodí zdvih na vačce, případně jeho další derivace. Potom se stanoví průběh dynamického namáhání jednotlivých dílů rozvodu a dále se provede kontrola z hlediska namáhání dotykových ploch na kontaktní napětí a výpočet mazacích poměrů v místech styku.

B/ navrhne se tvar vačky, přičemž bok vačky může obecně sestávat z kruhových oblouků, úseček, parabolických oblouků, mocninových křivek, křivek popsaných členy Fourierovy řady apod. Stanoví se zdvih na vačce a ventilu, průběh vyšších derivací a rozvod se překontroluje podobně jako v bodu A/.

C/ zvolí se průběh zrychlení na vačce. Tvar průběhu zrychlení může být konstantní, parabolický, parabolický na boku a sinusový na vrcholu vačky, sinusový, cosinusový. Rozvod se dále kontroluje jako v bodu A/.

D/ eliminuje se vliv kmitů rozvodového ústrojí při daných otáčkách vačkového hřídele.

E/ navrhne se zdvihový tvar funkce vačky tak, aby její průběh pokud možno eliminoval negativní vlivy skutečné hmotnosti a tuhosti členů rozvodového ústrojí. Příkladem postupu

dle bodu E/ je známý způsob návrhu vaček typu "POLYDYN". Nevýhodou je však z metody vyplývající omezení na nejjednodušší jednohmotový model a dále, že výpočet platí pouze pro jedny výpočtové otáčky. Uvedený způsob návrhu vaček si lze zaručuje do jisté míry kompenzací nepříznivých dynamických jevů pro určité zvolené otáčky, ale v ostatních režimech otáček může vyvolat výrazně horší dynamické vlivy. Nedostatků lze zmírnit opakováním uvedeného postupu pro několik různých otáček motoru a provedením váhového součtu pak vytvořit výslednou složenou křivku. Jednoduchost uvedené metody se výrazně projeví při návrhu vhodných zdvihových funkcí pro daný rozvodový mechanismus. Zdvihová funkce se uvažuje ve tvaru polynomu o 5 členech. Metodou náhodného výběru se provádí dosazování exponátů do polynomu a ze známých vzorců této metody se vypočítají koeficienty při jednotlivých členech polynomu. Při zadání maximální hodnoty exponentu polynomu lze ze zadaných okrajových podmínek propočítat ve velmi krátkém čase množství různých křivek a výběrem vhodných kritérií zvolit vhodný polynom zdvihové funkce vačky.

Předložená práce se zabývá výpočtem náhradního modelu ventilového rozvodu a návrhem vhodného tvaru zdvihové funkce postupem dle bodu A/ a B/. Pro výpočet a dodržení zadaného tvaru zdvihu ventilu, pro zamezení odskoků ventilu s následným rázovým dopadem neřízeného ventilu do sedla je výhodnější postup popsán v bodu A/.

3.2. Možné způsoby náhrady hmotností a tuhostí

Při sestavování náhradního modelu ventilového rozvodu je nutno uskutečnit nahrazení spojitě rozložených hmot [] a tuhostí jednotlivých částí rozvodu pomocí diskrétních hmotných bodů, navzájem propojených tuhostmi a tlumením.

Při této náhradě je samozřejmě nezbytné postupovat podle určitých kritérií, abychom zachovali pokud možno co nejvíce vlastností původního mechanismu. Většinou vycházíme z požadavku na zachování hmotnosti skutečné části rozvodu a náhradní hmotnosti tuto část rozvodu představující. V případě nahrazení jednoho dílu více hmotnými body přistupuje ještě požadavek na zachování momentu setrvačnosti. Například při náhradě vahadla pomocí 3 náhradních hmot.

Vzhledem k tomu, že určení vstupních parametrů tuhosti náhradní soustavy je značně obtížné pomocí výpočtů a v některých případech nemožné /například určení tuhosti uložení vahadla vzhledem k hlavě válců/ bylo provedeno statistické měření tuhosti celého rozvodového mechanismu. Měření bylo provedeno v ÚVMV Praha na maketě motoru Š 742. Při zatížení rozvodu silovým působením byly měřeny posuvy jednotlivých měřících míst a velikost zatěžovací síly. Výpočtem byla stanovena tuhost jednotlivých částí měřeného mechanismu. Vzhledem k tomu, že se jedná pouze o statická měření, kdy nejsou v mechanismu zahrnuty dynamické vlivy, tuhosti mazacího filmu mezi dotykovými plochami je nutno uvažovat takto naměřené veličiny pouze jako orientační. Z těchto důvodů byla ze vstupních hodnot náhradního modelu vypočítána jeho vlastní frekvence,

která je dobře známa a určena z experimentálních měření. Z vy-
počítaných přenosových funkcí /obr. 5,6/ je patrná poměrně
dobrá shoda výpočtu a měření.

3.3. Určení vstupních parametrů modelu

Dynamický výpočet ventilového rozvodu s uvažováním kmité-
ní ventilové pružiny vychází z působení setrvačných sil jed-
notlivých částí mechanismu. Vahadlo, které je součástí rozvo-
dů OHV a OHC ovlivňuje svým charakterem rotačního pohybu vzá-
jemnou závislost mezi souřadnicemi na jedné straně a druhé stra-
ně vahadla. Vzhledem k proměnnému úhlu natočení vahadla za do-
bu jedné otáčky vačkového hřídele dochází k tomu, že hodnota
převodového poměru není konstantní.

Při sestavování náhradního modelu je proto nutné přepo-
čítat skutečný mechanismus tak, abychom zachovali skutečné pod-
mínky činnosti jednotlivých dílů rozvodu. Redukce hmotnosti,
případně tuhosti částí rozvodu na ventil nebo vačku vychází
přítom z požadavku, aby celková potenciální a kinetická ener-
gie skutečného rozvodového ústrojí se rovnala celkové energii
redukovaného mechanismu. V případě náhrady skutečného rozvodu
motoru OHV pomocí matematického modelu dle obr. 3 jsou hmoty
a tuhosti jednotlivých dílů rozvodu redukovány na zdvi-
hátko /vačku/. S ohledem na to je tedy nutno uskutečnit reduk-
ci ventilu a všech dílů rozvodu, které se nacházejí mezi venti-
lem a ramenem vahadla k ventilu.

Okamžitá kinetická energie částí ventilového ústrojí
se rovná

$$\frac{m \cdot \dot{x}^2}{2} = \frac{m_r \cdot \dot{x}_r^2}{2} \quad /3.3.1/$$

Okamžití potenciální energie téže části rozvodu se rovná

$$\frac{k \cdot x^2}{2} = \frac{k_r \cdot x_r^2}{2} \quad /3.3.2/$$

kde obecně

m - hmotnost na straně ventilu, kterou nutno redukovat na stranu vačky

k - tuhost na straně ventilu, kterou nutno redukovat na stranu vačky

m_r, k_r - výsledné hodnoty redukované hmotnosti a tuhosti

Vzhledem k tomu, že platí mezi souřadnicemi na straně ventilu a vačky vztah

$$\frac{x_r}{x} = \frac{\dot{x}_r}{\dot{x}} = \alpha(\varphi) \quad /3.3.3/$$

kde

$$\alpha(\varphi) = \frac{BV}{AV} \quad /3.3.4/$$

je převodová funkce vahadla.

Dosazením vztahu /3.3.4/ do /3.3.1/ a /3.3.2/ plyne

$$m = \frac{m}{\alpha(\varphi)} \quad k = \frac{k}{\alpha(\varphi)} \quad /3.3.5/$$

V případě redukce části vahadla na straně ventilu provedeme náhradu pomocí 2 hmotných bodů. Požadavky na náhrad-

ní soustavu doplníme požadavkem na zachování momentu setrvačnosti jako původní část vahadla.

$$m \cdot AV^2 + m \cdot BV^2 = J_S \quad /3.3.6/$$

odkud

$$m = \frac{J_S}{(AV + BV)^2} \quad /3.3.7/$$

Hmotnost na straně ventilu m redukuje na stranu vačky pomocí vztahu /3.3.5/.

Pro případ použitého náhradního matematického modelu dle obr. 3 platí pro jednotlivé členy náhradní soustavy následující vztahy

$$M_0 = M_Z + \frac{M_I}{2}$$

$$M_{11} = \frac{M_I}{2}$$

$$M_{12} = \frac{J_S}{AV^2}$$

/3.3.6/

$$M_{21} = \frac{J_S}{BV^2}$$

$$M_{22} = \frac{M_D}{2} + M_S + M_U + M_K$$

$$M_3 = M_H + \frac{M_D}{2}$$

Pro hodnoty parametrů modelu ventilového rozvodu použité v rovnici / 3.3.6 / jsou vzaty vypočtené a naměřené veličiny uvedené v TAB.I .

3.4. Vliv kmitání ventilové pružiny a její náhrada

V literatuře [19,34] se vyskytuje názor, že kmitání ventilové pružiny je vzhledem k její srovnatelně malé tuhosti nevýrazné a na kmitání mechanismu rozvodu nemá podstatný vliv. Jiní autoři naopak považují vliv pružiny za podstatný a uvádějí, že při řešení dynamiky ventilového rozvodu jej nelze zanedbat. Příklady takových řešení jsou uvedeny v [20,23,48]. Proto byla v AZNP v rámci této práce celá řada měření vlivu typu ventilové pružiny na průběh zrychlení ventilu a na průběh vyzařovaného hluku. Z dřívějších měření je uvedeno sledování vlivu ventilové pružiny, jejího předpětí a vlastní frekvence na hladinu akustického tlaku, vyzařovaného rozvodem. Na obr. 6 jsou znázorněny příklady vlivu ventilové pružiny na hladinu akustického tlaku a na obr. 7,8,9 je vliv různých typů pružin několika výrobců na průběh zrychlení ventilu. Nejlepších výsledků lze dosáhnout s pružinami s vysokou frekvencí, například s progresivní tuhostní charakteristikou.

Ve většině případů se u jednoduchých modelů provádí náhrada ventilové pružiny přímo její ekvivalentní lineární tuhostí. U složitějších modelů se náhrada provádí pomocí několika hmot, propojených ekvivalentními tuhostmi. Náhrada tímto způsobem sice umožňuje zahrnout do modelu některé vlivy pružiny, jako například setrvačné síly působící v závitech pružiny, ale model se stává značně složitější. Rovněž stanovení vstupních parametrů modelu je obtížnější a je zatíženo chybou.

Proto bylo v kandidátské práci použito nového způsobu náhrady ventilové pružiny v dynamickém modelu. Pohybový zákon kmitání závitů ventilové pružiny je popsán pomocí parciální diferenciální rovnice 2 řádu. Tato náhrada umožňuje řešit kmitání jednotlivých elementů pružiny při daných počátečních podmínkách a určení výsledné dynamické síly, kterou pružina působí na rozvod. Tato metoda náhrady umožňuje sledovat namáhání pružiny v libovolném bodě, stanovit možnosti dotyku jednotlivých závitů, proměnnost síly pružiny v závislosti na otáčkách.

3.5. Pasivní odpory mechanismu a vliv vůle rozvodu

Ve výpočtech rozvodových mechanismů jsou pasivní odpory většinou autorů respektovány. Náhrada skutečných značně složitých fyzikálních procesů tření a ztrát energie bývá realizována suchým třením, viskozním třením, úměrným rychlosti pohybu hmot, viskozním třením, úměrným kvadrátu rychlosti nebo relativní rychlosti mezi hmotami.

Určení pasivních odporů experimentálním způsobem je značně složité. Zejména stanovení hodnot vnitřního tlumení materiálu, tlumení v dotykových plochách atd. Při volbě vstupních parametrů náhradního modelu proto nutno vycházet pouze z orientačních údajů v dostupné literatuře. Případné zpřesnění hodnot pasivních odporů vyžaduje provedení náročných experimentálních prací /například dle metodiky[24]/ a bude předmětem dalších prací laboratorních pracovišť AZNP.

Vůle ventilového rozvodu je zaprovozu velice těžko

určitelná, neboť se mění a nepravidelně rozděluje v závislosti na kmitání a otáčkách motoru, teplotě samotného mechanismu, teplotě mazacího oleje. Při měření rozvodu byla proto provedena serie měření na ověření vlivu ventilové vůle na průběh zrychlení ventilu. Měření byla uskutečněna pro hodnoty výkresové vůle, se zvětšenou vůlí a se stálým předpětím mechanismu rozvodu.

Výsledky měření pro seriový motor jsou na obr. 10. Z měření je zřejmé, že vliv vůle rozvodu se projevuje především rázovým nárůstem zrychlení v okamžiku dopadu ventilu do sedla. Průběh zrychlení v celém průběhu otáčky se vcelku shoduje bez ohledu na velikost provozní vůle rozvodu. Protože cílem matematického řešení nebylo dosažení absolutní shody výpočtu a měření, ale pouze stanovení zásadních charakteristických vlastností rozvodu, lze model rozvodu uvažovat bez vůle. Tím se řešení modelu značně zjednoduší, neboť není nutno uvažovat nelinearitu, kterou vůle mechanismu představuje. V programu se omezíme poze na sledování možnosti rozpojování mechanismu a vliv odskoků ventilu od sedla. Na konci zdvihu před dosednutím ventilu do sedla vyvolávají tyto odskoky neřízený dosed ventilu, kdy ventil není na sestupu brzděn bokem vačky a dosedá velkou rychlostí do sedla. Měření rozvodu pomocí analyzátoru signálu SM 2100 potvrdila, že neřízený pohyb ventilu na dosedu při otáčkách za hranici krytí rozvodu a při zvětšené vůli rozvodu vyvolá rázová zrychlení 10^4 ms^{-2} . Rozvod v této fázi vyzařuje zvýšenou úroveň hluku. Projevuje se zde vliv tuhosti sedla ventilu, tuhost a tvar hlavy ventilu, nerovnoměrnost dosedání hlavy ventilu do sedla. Určit vstupní

hodnoty pro možnost sestavení matematického modelu tohoto jevu je značně komplikované a jedinou objektivní metodou sledování daného jevu odskoku od sedla je experimentální měření.

Vzhledem k tomu, že ventilový rozvod je pružná soustava, dochází ke kmitání rozvodu a ventil nesleduje při svém pohybu teoreticky zadanou zdvihovou křivku. Velmi nepříznivě působí na průběh pohybu ventilu skoky v průběhu druhé derivace zdvihové funkce vačky. Odtud plyne potřeba náhrady nespojitých obloukových a polynomičtých vaček, mnohdy ještě v konstrukci strojů používaných, zdvihovými závislostmi se spojitým průběhem do vyšších řádů derivací. Kmity ventilového rozvodu působí na pohyb jeho součástí a vyvolávají přidavná namáhání v mechanismu, únavové poruchy na dosedacích plochách, zejména mezi vačkou a zdvihátkem. Rovněž výrobní odchylky skutečného a teoretického profilu křivky povrchu vačky způsobují vnášení přidavných budících kmitů do mechanismu a vyvolávají zvýšené namáhání a hlučnost. Vyhodnocení těchto vlivů je náročné na dlouhodobé sledování.

4. Náhradní model ventilového rozvodu

Přesnému modelu složité soustavy ventilového rozvodu nejlépe odpovídá nelineární model se spojitě rozloženou hmotností, tuhostí a tlumením.

Vzhledem k tomu, že takový model je nejen velmi složitý po stránce matematického řešení, ale rovněž určování vstupních parametrů takového přesného modelu naráží na značné po-

tíže. Protože při určování těchto vstupních parametrů se dopouštíme nepřesnosti a určitého stupně přiblížení, ztrácí přesný model význam.

Proto se také všeobecně setkáváme s náhradním modelem jednodušším s lineární charakteristikou. Náhrada spojitých hmot částí ventilového rozvodu se provádí pomocí určitého počtu diskrétních hmotných bodů, propojených tuhostmi. Složitost náhradní soustavy a s tím související složitost řešení je pak dána pouze počtem hmot a požadavky na sledování jednotlivých dějů v mechanismu.

Jako nejjednodušší náhradní model je velmi často používána jednohmotová soustava např. [1,2,3,4,5,18]. Na základě provedeného rozboru v [18] je zřejmé, že pokud je cílem matematického řešení pouze stanovení průběhu zdvihových funkcí na výstupu ze soustavy při zadané závislosti na vstupu, je takový model vyhovující. V případě použití tohoto modelu při výběru vhodných zdvihových funkcí například dle metody kap. 2.1. je pak tento model plně vyhovující.

V případě, že cílem je sledování dalších charakteristických vlastností mechanismu, je nutno uvažovat modely složitější. Zde však dochází ke skutečnosti, že se zvyšováním počtu náhradních hmot se odchylky matematického řešení od naměřených veličin nebudou výrazně zpřesňovat. Je to způsobeno chybou spojenou s určováním vstupních parametrů modelu. Například měření tuhostí částí rozvodu lze provádět pouze staticky a to ještě při určitých zjednodušeních. Z téhož důvodu provedení náhrady jedné spojitě rozložené hmoty pomocí

několika diskrétních nepřinese žádného zpřesnění výpočtu právě vzhledem k počáteční nepřesnosti v určení tuhosti jednotlivých částí rozvodu. Dále je nutno uvažovat výrobní odchylky zhotovení součástí mechanismu. Reprodukovatelnost měření na rozvodech stejného typu není vždy možné. Faktorů ovlivňujících činnost rozvodového mechanismu je celá řada. Proto lze výpočet vždy považovat pouze za orientační řešení, které sice umožňuje získat rychle a ekonomicky přehled o základních funkcích rozvodu a sledovat vlivy navržených úprav, přesto hlavní součást řešení tak složitých mechanismů motoru, jako je ventilový rozvod zůstane experimentální měření.

Lze tedy konstatovat, že docilování absolutní shody výpočtu s měřením a přizpůsobování parametrů modelu není rozhodně opodstatněné a rovněž nebylo cílem této práce. Dosažení shodnosti výpočtu a měření lze docílit přizpůsobením modelu k jednomu předloženému měření, ovšem vzhledem k odlišnosti jednotlivých opakovaných měření ztratí celé složitě řešení význam.

Proto byl záměr práce vypracovat jednoduché matematické řešení umožňující sledování základních dynamických vlastností rozvodu s možností stanovit základní směry technického řešení mechanismu rozvodu. Jako model byl vzat jednoduchý 6- hmotový model, kde lze náhradu spojitých hmotných bodů provést přirozeným způsobem. Celý mechanismus je redukován na vačkový hřídel. Model umožňuje stanovit průběhy zdvihu, rychlosti, a zrychlení všech členů mechanismu. Matematické řešení je založeno na metodě výpočtu přenosových funkcí metodou Fourierovy transformace. Dále model řeší průběhy zatížení dotykových

ploch, výpočet kontaktního namáhání a mazací hydrodynamický výpočet olejové vrstvy v dotykových plochách. Nahrazení ventilové pružiny pomocí parciální rovnice popisující kmitání ventilové pružiny dovoluje stanovit průběh pohybu jednotlivých závitů v závislosti na natočení vačkového hřídele, vliv vlastní frekvence pružiny a namáhání jednotlivých závitů.

K řešení parciální rovnice je použito metody sítí.

4.1. Volba způsobu řešení náhradního modelu

Jestliže budeme uvažovat náhradní dynamický model skutečného mechanismu rozvodu složený z několika hmotných bodů, lze chování této soustavy popsat známým způsobem pomocí soustavy pohybových rovnic diferenciálních druhého stupně. Soustavu diferenciálních rovnic lze řešit několika způsoby. Přímým řešením napočítači lze stanovit souřadnice pohybu všech členů modelu. V případě, kdy není možné provádět grafický výstup řešení, je zpracování výsledků vícehmotové soustavy značně obtížné. Přitom kontrola správnosti výsledků je problematická. Z těchto důvodů byl zvolen systém řešení soustav diferenciálních rovnic pomocí Fourierovy transformace. Tento způsob není příliš rozšířen při řešení modelů ventilových rozvodů. Byl nalezen pouze jeden pramen, kde bylo provedeno řešení mechanismu rozvodu touto metodou. Jedná se však o jednoduchý jednohmotový model. Způsob řešení náhradního modelu ve spojení s náhradou ventilové pružiny parciální rovnicí nebyl dosud nalezen. Jednoduchost řešení soustavy spočívá v tom, že při řešení dochází k převedení diferenciálních rovnic na rovnice lineární.

Výsledným řešením je komplexní přenosová funkce, vyjadřující vzájemný vztah mezi vstupem a výstupem soustavy. Největší výhodou je přehlednost, jednoduchost programování a možnost kontroly správnosti řešení.

4.2. Pohybové rovnice náhradního modelu

Pro sestavení soustavy diferenciálních rovnic popisujících chování náhradního dynamického modelu ventilového rozvodu použijeme metodu uvolňování, která je obecnou metodikou dynamického řešení soustav těles.

Pro soustavu na obr. 3 platí následující soustava diferenciálních rovnic

$$\begin{aligned}
 -M_V \ddot{x}_V &= F_C - K_V \cdot x_V - D_V \cdot \dot{x}_V \\
 M_0 \ddot{x}_0 &= F_C - F_P - K_T(x_0 - x_1) - D_T(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - D_7 \cdot \dot{x}_0 \\
 M_1 \ddot{x}_1 &= K_T(x_0 - x_1) + D_T(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - K_1(x_1 - x_2) - D_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - D_5 \cdot \dot{x}_1 \\
 M_2 \ddot{x}_2 &= K_1(x_1 - x_2) + D_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - K_2(x_2 - x_3) - D_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - \quad /4.2.1/ \\
 &\quad D_6 \cdot \dot{x}_2 - (F_P + K_3 \cdot \frac{\omega}{\alpha} \cdot \gamma(N, \varphi)) \\
 M_3 \ddot{x}_3 &= K_2(x_2 - x_3) + D_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)
 \end{aligned}$$

Pro řešení uvedené soustavy /4.2.1/ použijeme metody Fourierovy transformace. Obdržíme novou soustavu lineárních rovnic.

$$\begin{aligned}
 -\omega^2 M_V x_V &= F_C - (K_V + i\omega D_V) \cdot x_V \\
 -\omega^2 M_0 x_0 &= F_C - F_P - (K_T + i\omega D_T) \cdot x_0 + (K_T + i\omega D_T) \cdot x_1 - i\omega D_7 x_1 \\
 -\omega^2 M_1 x_1 &= (K_T + i\omega D_T) \cdot x_0 - (K_T + i\omega D_T) \cdot x_1 - (K_1 + i\omega D_1) \cdot x_1 + \\
 &\quad (K_1 + i\omega D_1) \cdot x_2 - i\omega D_5 x_1
 \end{aligned}$$

$$-\omega^2 M_2 x_2 = (K_1 + i\omega D_1) \cdot x_1 - (K_1 + i\omega D_1) \cdot x_2 - (K_2 + i\omega D_2) \cdot x_2 + \\ (K_2 + i\omega D_2) \cdot x_3 - i\omega D_6 \cdot x_2 - (F_p + K_3 \frac{\omega}{a} \cdot \eta(N, \varphi))$$

$$-\omega^2 M_3 x_3 = (K_2 + i\omega D_2) x_2 - (K_2 + i\omega D_2) x_3$$

Ze soustavy rovnic /4.2.2/ vyjádříme komplexní přenosové funkce, určující vztah deformace mezi jednotlivými členy soustavy.

$$\underline{m2 - m1}$$

$$P_{21}(i\omega) = \frac{K_1 + i\omega D_1}{-\omega^2 M_2 + K_1 + K_2 + i\omega(D_1 + D_2 + D_6) - A + B} \quad /4.2.3/$$

$$A = \frac{(K_2 + i\omega D_2)^2}{-\omega^2 M_3 + K_2 + i\omega D_2}, \quad B = \frac{F_p + K_3 \frac{\omega}{a} \cdot \eta(N, \varphi)}{x_2}$$

$$\underline{m3 - m2}$$

$$P_{32}(i\omega) = \frac{K_2 + i\omega D_2}{-\omega^2 M_3 + K_2 + i\omega D_2} \quad /4.2.4/$$

$$\underline{m3 - m1}$$

$$P_{31}(i\omega) = \frac{K_2 + i\omega D_2}{-\omega^2 M_3 + K_2 + i\omega D_2} \cdot P_{21}(i\omega) \quad /4.2.5/$$

$$\underline{m1 - m0}$$

$$P_{10}(i\omega) = \frac{K_T + i\omega D_T}{-\omega^2 M_1 + K_T + K_1 + i\omega(D_T + D_1 + D_5) - (K_1 + i\omega D_1) \cdot P_{21}(i\omega)} \quad /4.2.6/$$

$$\underline{m3 - m0}$$

$$P_{30}(i\omega) = P_{31}(i\omega) \cdot P_{10}(i\omega) \quad /4.2.7/$$

Z přenosových funkcí je zřejmý přínos použitého řešení. Vzhledem k tomu, že přenosové funkce soustavy vyjadřuje amplitudu deformace soustavy a tuhost členů náhradního

modelu je relativně vysoká bude hodnota přenosové funkce rovna přibližně 1. V oblasti rezonančního kmitání bude výrazné maximum. Při uvažování vnitřního tlumení soustavy se v imaginární složce přenosové funkce objeví fázový posun různý od nuly. Z přenosové funkce lze tedy určit vlastní frekvenci určité příslušné části mechanismu rozvodu. Průběh přenosové funkce mezi vstupem a výstupem soustavy, tj. mezi hmotami m_0 - m_3 je znázorněn pro dva různé režimy otáček na obr. 4 a 5.

Pro řešení pohybového zákona jednotlivých částí modelu zavedeme na vstupu do soustavy požadovaný zákon pohybu. Například zdvihovou funkcí pohybu zdvihátka nebo ventilu. Funkci vyjádříme pomocí členů Fourierovy řady. Pro pohyb ventilu zadáme například následující funkci

$$x_3 = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N [a_n \cdot \cos(n\omega t) + b_n \cdot \sin(n\omega t)] \quad /4.2.8/$$

Vzhledem k tomu, že funkce pro x_3 je spojitá v intervalu $/0; 2\pi /$, lze uvedenou funkci derivovat.

Pro funkci rychlosti bude platit

$$\dot{x}_3 = \sum \omega \cdot n [-a_n \cdot \sin(n\omega t) + b_n \cdot \cos(n\omega t)] \quad /4.2.9/$$

Pro funkci zrychlení platí

$$\ddot{x}_3 = \sum (\omega n)^2 [-a_n \cdot \cos(n\omega t) - b_n \cdot \sin(n\omega t)] \quad /4.2.10/$$

Zdvihovou funkci na výstupu, v daném případě na zdvihátku vyjádříme rovněž pomocí členů Fourierovy řady

$$x_0 = A_0 + \sum_{n=1}^N [A_n \cos(n\omega t - \phi_n) + B_n \sin(n\omega t - \phi_n)] \quad /4.2.11/$$

V případě zavedení na vstupu do soustavy zákon pohybu ventilu vyjadřuje vztah /4.2.11/ zdvihovou závislost zdvihátka.

Derivace vztahu /4.2.11/ pro vyjádření funkce rychlosti a zrychlení se provádí podobně jako /4.2.9/ a /4.2.10/.

Pro jednotlivé členy Fourierovy řady dle /4.2.11/ platí při použití komplexních přenosových funkcí následující vztahy

$$A_0 = \frac{a_0}{2} \cdot |P_{30}(0)|^{-1}$$

$$A_n = a_n \cdot |P_{30}(i\omega)|^{-1} \quad B_n = b_n \cdot |P_{30}(i\omega)|^{-1}$$

$$\phi_n = \arctg\left(\frac{\operatorname{Im} P_{30}(i\omega)}{\operatorname{Re} P_{30}(i\omega)}\right)$$

Uvedené vztahy platí pouze pro určité otáčky vačkového hřídele. Proto je nutné při výpočtech zdvihových závislostí provádět výpočet vždy pro několik zvolených frekvencí otáčení vačkového hřídele a výslednou závislost pak stanovit pomocí váhového součtu jednotlivých dílčích funkcí. Při tom postupujeme následujícím způsobem. Z celého intervalu provozních otáček motoru zvolíme několik hodnot $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots$. Počet volíme 5-10. Pro takto vybrané frekvence je nutno přiřadit váhové faktory označíme $k_1, k_2, k_3, \dots$. Tyto faktory vyjadřují důležitost jednotlivých provozních režimů, například z hle-

diska četnosti výskytu daných provozních otáček.

Výslednou křivku závislosti potom představuje váhový součet podle následujícího vztahu

$$x_0 = \frac{1}{\sum_{q=1}^m k_q} \cdot \sum_{i=1}^m k_i \left[A_{0i} + \sum_{n=1}^N [A_{ni} \cos(n\omega t - \Phi_{ni}) + B_{ni} \sin(n\omega t - \Phi_{ni})] \right] \quad /4.2.12/$$

4.3. Pohybové rovnice neřízeného ventilu při rozpojení mechanismu rozvodu

Vzhledem k tomu, že mechanismus ventilového rozvodu je tvořen jednotlivými díly navzájem pevně nespojenými, může za určitých podmínek dojít k porušení spojitosti celé soustavy. Část rozvodu, oddělená od vačkového hřídele se pak dále pohybuje samostatně jiným zákonem pohybu než určuje průběh zdvihové funkce profilu vačky.

Soustava se v daném případě rozpadne na několik /minimálně 2/ nezávislých soustav diferenciálních rovnic, které je nutno dále řešit samostatně.

Proto je nutno při řešení základní soustavy pohybových rovnic soustavy /4.2.1/ provádět kontrolu silového zatížení stykových ploch a v případě rozpojení mechanismu přejít na řešení nových soustav. Cílem řešení profilu vačky je vždy nalezení takového tvaru vačky, omezujícího rozpojení mechanismu do určité hodnoty otáček motoru, která je vyšší než otáčky maximální.

Význam řešení soustavy rovnic neřízeného ventilu je důležitý pro řešení zákona pohybu ventilu, kdy vlivem prudkých

dopadů ventilu do sedla dochází k vyvolávání rázů a zvýšení hladiny vyzařovaného hluku rozvodu.

Pro případ, kdy dojde k rozpojení rozvodu v místě styku ventil-vahadlo řešíme následující dvě soustavy rovnic. První soustava popisuje pohyb členů mechanismu, které jsou nadále ve styku s vačkou

$$-M_V \ddot{x}_V = F_C - K_V \cdot x_V - D_V \cdot \dot{x}_V$$

$$M_0 \ddot{x}_0 = F_C - F_P - K_T \cdot (x_0 - x_1) - D_T \cdot (\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - D_7 \cdot \dot{x}_0$$

$$M_1 \ddot{x}_1 = K_T (x_0 - x_1) + D_T (\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - K_1 (x_1 - x_2) - D_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - D_5 \dot{x}_1 \quad /4.3.1/$$

$$M_{22} \ddot{x}_2 = K_1 (x_1 - x_2) + D_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$$

Pro pohyb ventilu a sním spojených dílů platí soustava rovnic

$$M_{22} \ddot{x}_2 = -K_2 (x_2 - x_3) - D_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - D_6 \dot{x}_2 - (F_P + K_3 \frac{\omega}{\alpha} \cdot \eta(N,)) \quad /4.3.2/$$

$$M_3 \ddot{x}_3 = K_2 (x_2 - x_3) + D_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3)$$

Náhradní matematický model mechanismu rozvodu při rozpojení v místě styku ventil-vahadlo je znázorněn na obr. 4.

Řešení soustavy rovnic /4.3.1/ provedeme stejným způsobem jako v kapitole 4.2. Stanovíme přenosové funkce následujícím způsobem

Komplexní přenosová funkce mezi hmotami

M21 - M1

$$P_{211}(i\omega) = \frac{K_1 + i\omega D_1}{-\omega^2 M_{21} + K_1 + i\omega D_1} \quad /4.3.3/$$

M1 - M0

$$P_{11}(i\omega) = \frac{K_T + i\omega D_T}{-\omega^2 M_1 + K_T + K_1 + i\omega(D_1 + D_5) - (K_1 + i\omega D_1) \cdot P_{21}(i\omega)} \quad /4.3.4/$$

M21 - M0

$$P_{20}(i\omega) = P_{21}(i\omega) \cdot P_{10}(i\omega) \quad /4.3.5/$$

Na základě známé funkce pohybu zdvihátka lze řešit zákon pohybu posledního členu soustavy hmoty M21, představující část vahadla na straně ventilu. Pro řešení soustavy /4.3.2/ použijeme rovněž metodu Fourierovy transformace

$$\begin{aligned} -\omega^2 M_{22} x_2 &= -(K_2 + i\omega D_2) \cdot x_2 + (K_2 + i\omega D_2) \cdot x_3 - i\omega D_6 \cdot x_2 - \\ &\quad (F_p + K_3 \cdot \frac{\omega}{\alpha} \cdot \eta(N, \varphi)) \quad /4.3.6/ \\ -\omega^2 M_3 \cdot x_3 &= (K_2 + i\omega D_2) \cdot x_2 - (K_2 + i\omega D_2) \cdot x_3 \end{aligned}$$

Z první rovnice soustavy /4.3.6/ vyjádříme vztah mezi souřadnicemi x_3 a x_2 .

$$x_3 = \frac{K_2 + i\omega D_2}{-\omega^2 M_3 + K_2 + i\omega D_2} \cdot x_2 = P_{32}(i\omega) \cdot x_2 \quad /4.3.7/$$

Dosadíme do druhé rovnice a dostaneme

$$-\omega^2 M_{22} x_2 = (K_2 + i\omega D_2) \cdot (P_{32}(i\omega) - 1) \cdot x_2 - i\omega D_6 x_2 - F_p - K_3 \frac{\omega}{\alpha} \eta(N, \varphi)$$

Upravíme na tvar pro výpočet souřadnice pohybu ventilu x_2 .

$$x_2 = \frac{F_p + K_3 \frac{\omega}{\alpha} \eta(N, \varphi)}{\omega^2 M_{22} + (K_2 + i\omega D_2) \cdot (P_{32}(i\omega) - 1) - i\omega D_6} \quad /4.3.8/$$

V případě, že zadáním pro řešení rozvodu je zdvihová

funkce pohybu ventilu, je čitatel rovnice /4.3.8/ určený a lze vypočítat průběh volného pohybu ventilu x_2 a x_3 .

V závislosti na zadané funkci na vstupu soustavy provádíme výpočet souřadnice x_2 pomocí rovnice /4.3.5/ nebo /4.3.9/ a současně porovnáváme s řešením soustavy pro spojitý rozvodový mechanismus bez odskoků dle /4.2.1/. Po dosednutí hmoty m_{22} na hmotu m_{21} přejde výpočet na řešení původní soustavy.

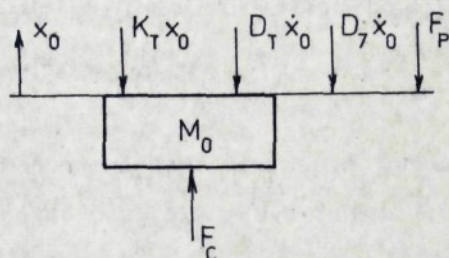
K rozpojení mechanismu rozvodu může rovněž docházet v místech dotyku vačka- zdvihátko a rozvodová tyčka-vahadlo. Řešení rovň vzniklých soustav rovnic provádíme obdobným způsobem jako uvedený příklad. V programu, vypracovaném na řešení dynamického chování soustavy ventilového rozvodu je zpracováno hlídání průběhu síly dotyku ve všech místech styku členů modelu a je tak zajištěno správné členění programu.

5. Výpočet síly dotyku mezi vačkou a zdvihátkem

Pro správnou funkci rozvodového mechanismu je nutno zajistit stálý styk všech jeho částí v celém rozsahu provozních otáček motoru, případně dle požadavků na hodnocení motoru o obsahu 1300 cm^3 do otáček + 10% otáček maximálního výkonu. V případě porušení spojitosti částí rozvodu dochází k neřízenému pohybu jeho jednotlivých dílů a při opětovném dotyku vznikají v mechanismu rázy. S tím souvisí zvýšené namáhání dotykových ploch a zvýšená intenzita vyzařovaného hluku rozvodu.

Proto byl program na výpočet náhradního matematického modelu sestaven takovým způsobem, aby umožňoval kontrolu

činnosti mechanismu z hlediska dotykových sil. Umožňuje tak lépe stanovit potřebnou charakteristiku ventilové pružiny pro zajištění spojitosti rozvodu v celém intervalu otáček.



Dle uvedeného schématu odvodíme vztah pro výpočet průběhu síly dotyku mezi vačkou a zdvihátkem.

$$M_0 \ddot{x}_0 = -K_T (x_0 - x_1) - D_T (\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - D_7 \dot{x}_0 - F_P + F_C \quad / 5.1 /$$

Po úpravě platí pro sílu F_C

$$F_C = F_P - \omega^2 M_0 x_0 + K_T (x_0 - x_1) + i\omega D_T (x_0 - x_1) + i\omega D_7 x_0 \quad / 5.2 /$$

Vzhledem k tomu, že dále platí

$$x_1 = P_{10}(i\omega) \cdot x_0$$

lze rovnici / 5.2 / upravit na tvar

$$F_C = F_P - (\omega^2 M_0 + (K_T + i\omega D_T) \cdot (1 - P_{10}(i\omega)) + i\omega D_7) \cdot x_0 \quad / 5.3 /$$

Výraz v závorce označíme $R(i\omega)$. Za souřadnici x_0 dosadíme výraz / 4.2.11 / a dostaneme výslednou rovnici pro výpočet průběhu zatížení dotykové plochy

$$F_C = F_P + A_0 |R(0)| + \sum |R(i\omega)| [A_n \cos(n\omega t - \Phi_n + \Phi_q) + B_n \sin(n\omega t - \Phi_n + \Phi_q)] \quad / 5.4 /$$

kde koeficienty Fourierovy řady lze vyjádřit pomocí vztahů

$$\phi_n = \arctg \left[\frac{\operatorname{Im} P_{10}(i\omega)}{\operatorname{Re} P_{10}(i\omega)} \right] ; \quad \phi_q = \arctg \left[\frac{\operatorname{Im} R(i\omega)}{\operatorname{Re} R(i\omega)} \right]$$

$$|R(i\omega)| = \sqrt{[\operatorname{Re} R(i\omega)]^2 + [\operatorname{Im} R(i\omega)]^2}$$

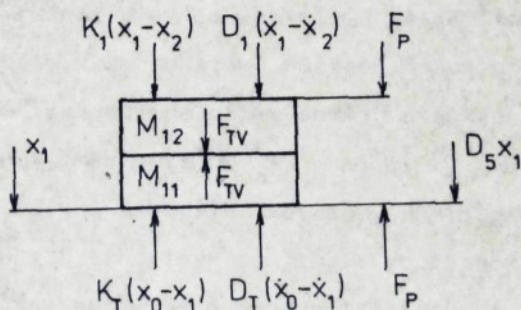
kde

$\operatorname{Im} R(i\omega)$ – imaginární část přenosové funkce $R(i\omega)$

$\operatorname{Re} R(i\omega)$ – reálná část přenosové funkce $R(i\omega)$

6. Výpočet sil dotyku mezi rozvod. tyčkou a vahadlem

Sílu dotyku mezi tyčkou a vahadlem označíme F_{TV} . Podobně jako v předcházející kapitole provedeme odvození pohybové rovnice pro sílu F_{TV} . Schéma silového zatížení je následující.



Pohybové rovnice bude vyjádřena ve tvaru

$$F_{TV} = -M_{11}\ddot{x}_1 - K_T(x_0 - x_1) - D_T(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - D_5\dot{x}_1 \quad / 6.1 /$$

a pomocí Fourierovy transformace obdržíme

$$F_{TV} = \omega \cdot M_{11}x_1 + (K_T + i\omega D_T) \cdot x_0 - (K_T + i\omega D_T) \cdot x_1 - i\omega D_5 x_1 \quad / 6.2 /$$

Pomocí komplexní přenosové funkce P_{1T} provedeme náhradu souřadnice x_1 za x_0 .

$$F_{TV} = [\omega^2 M_{11} P_{10}(i\omega) + (1 - P_{10}(i\omega)) \cdot (K_T + i\omega D_T) - i\omega D_5 P_{10}(i\omega)] \cdot x_0 \quad / 6.3 /$$

Komplexní přenosovou funkci pro výpočet síly F_{TV} označíme

$$R(i\omega) = \omega^2 M_{11} P_{10}(i\omega) + (1 - P_{10}(i\omega)) \cdot (K_T + i\omega D_T) - i\omega D_5 P_{10}(i\omega) \quad / 6.4 /$$

Dosazením za souřadnici x_0 výraz / 4.2.11 / dostaneme výslednou rovnici pro výpočet průběhu zatížení plochy dotyku mezi tyčkou a vahadlem ve tvaru

$$F_{TV} = F_P + A_0 |R(0)| + \sum |R(i\omega)| [A_n \cos(n\omega t - \Phi_n + \Phi_q) + B_n \sin(n\omega t - \Phi_n + \Phi_q)] \quad / 6.5 /$$

7. Řešení pohybové rovnice kmitání ventilové pružiny

Použitý náhradní model ventilové pružiny umožňuje matematické řešení dynamických vlivů při kmitání závitů válcových pružin. Jak dokazují některé práce provedené v AZLK Moskvě [20] má pružina při vysokých otáčkách vliv na celkovou životnost mechanismu.

Při řešení parciální rovnice, popisující zákon pohybu kmitání závitů ventilové pružiny a použité jako náhrada skutečné pružiny se za proměnnou veličinu, určující souřadnici pohybu jednotlivých závitů podél její osy uvažuje úhel natočení váčkového hřídele φ . Změna souřadnice osy pružiny / stlačení / je označeno ξ . Velikost vnitřního tlumení pružiny je uvažováno proporcionální rychlosti kmitání závitů. Vzhledem k obtížnosti experimentálního stanovení této veličiny byly při výpočtu použity výsledky práce [20].

Pro podélné kmitání závitů válcových pružin platí následující rovnice

$$\frac{\partial^2 x}{\partial \varphi^2} + \frac{2D_3}{\omega} \cdot \frac{\partial x}{\partial \varphi} = \frac{a^2}{\omega^2} \cdot \frac{\partial^2 x}{\partial \xi^2} \quad / 7.1 /$$

kde pro koeficient a^2 platí vztah

$$a^2 = \frac{G \cdot d^2}{2 \cdot \rho \cdot D^3 \cdot \pi \cdot n} \quad / 7.2 /$$

Pro řešení uvedené rovnice druhého řádu / 7.1 / je nutno stanovit okrajové podmínky. Pro podélnou souřadnici pružiny $= 0$ / vetknutý konec / bude platit

$$x(0,0) = 0 \quad \frac{\partial x}{\partial \varphi}(0,\varphi) = 0 \quad / 7.3 /$$

Pohyb volného konce pružiny bude záviset na funkci pohybu ventilu, který je zadán tvarem $x_3 = f(\varphi)$. Pro pohyb konce pružiny / volného / o souřadnici x_2 lze odvodit následující vztah

$$x_2 = x_3 \cdot P_{32}(i\omega) \quad / 7.4 /$$

kde $P_{32}(i\omega)$ je přenosová funkce pohybu, vyjadřující vztah mezi hmotami m_3 a m_2 . Pro okrajové podmínky volného konce pružiny tedy bude platit

$$x(1,0) = x_2(0) \quad \frac{\partial x}{\partial \varphi}(1,\varphi) = \dot{x}_2(\varphi) \quad / 7.5 /$$

Počáteční podmínky řešení parciální dif. rovnice / 7.1 /

$$x(\xi,0), \quad \frac{\partial x}{\partial \xi}(\xi,0) \quad \text{jsou zatím neznámé.}$$

Síla pružiny bude mít v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele proměnnou hodnotu a bude určena vztahem

$$F_{PP}(\xi,\varphi) = F_P + K_3 \frac{\partial x}{\partial \xi}(\xi,\varphi) \quad / 7.6 /$$

Tuto rovnici lze odvodit následujícím způsobem [40]. Pro statickou tuhost pružiny platí

$$K_3 = \frac{\pi \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot l \cdot D^2} \quad / 7.7 /$$

Konstanta tuhosti drátu jednotkové délky bude vyjádřena vztahem

$$K_0 = \frac{\pi \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^2} \quad / 7.8 /$$

Hmotnost drátu jednotkové délky bude

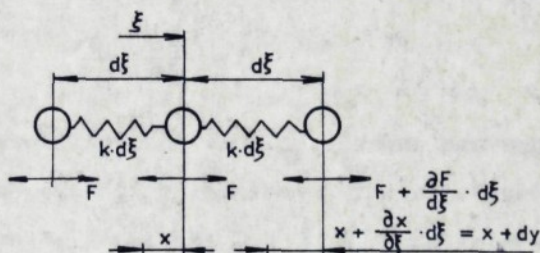
$$m_0 = \frac{\pi \cdot \rho \cdot d^2}{4} \quad / 7.9 /$$

Rozdělíme pružinu na malé úseky $d\xi$, kde na okrajích těchto úseků jsou hmotné body $dm = m_0 \cdot d\xi$, které jsou propojeny tuhostmi $k_d = K_0 / d\xi$.

V místě ξ působí na element dm výsledná síla

$$\frac{\partial F}{\partial \xi} d\xi = m_0 \cdot d\xi \cdot \frac{dx}{dt} \quad / 7.10 /$$

Schématicky lze pružinu znázornit následujícím způsobem



Síla F_{PP} vyvolá v místě x deformaci pružiny ξ . Vzhledem k tomu, že stlačení pružiny je úměrné síle

$$dy = \frac{F_{PP}}{K_0/d\xi} = \frac{\partial x}{\partial \xi} \cdot d\xi \quad / 7.11 /$$

dostaneme po úpravě rovnici

$$F_{PP} = K_0 \cdot \frac{\partial x}{\partial \xi} \quad / 7.12 /$$

Pro možnost řešení partiální rovnice musí být dány počáteční podmínky řešení

$$x(\xi, 0) \quad , \quad \frac{\partial x}{\partial \varphi}(\xi, 0) \quad / 7.13 /$$

které jsou však dosud neznámé.

Proto budeme úlohu řešit vhodnou numerickou metodou při zadání libovolných počátečních podmínek. Je vhodné zadat tyto podmínky nulové. To znamená, že musíme nalézt řešení rovnice / 7.1 / vyhovující okrajovým podmínkám / 7.3 / a / 7.5 /.

Převědeme rovnici druhého řádu na soustavu dvou rovnic 1. řádu. Zavedeme nové proměnné

$$\zeta = \frac{\partial x}{\partial \varphi} \quad \eta = \frac{a}{\omega} \cdot \frac{\partial x}{\partial \xi} \quad / 7.14 /$$

Vzhledem k tomu, že se v rovnici vyskytuje člen

$$\frac{\partial x}{\partial \xi} (\xi, \varphi)$$

obdržíme soustavu

$$\begin{aligned} \frac{\partial \zeta}{\partial \varphi} - \frac{a}{\omega} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial \xi} &= -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \cdot \zeta \\ \frac{\partial \eta}{\partial \varphi} - \frac{a}{\omega} \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial \xi} &= 0 \end{aligned} \quad / 7.15 /$$

Jedná se o kvazilineární rovnice. Řešení provedeme metodou sítí. Nejprve stanovíme rovnice charakteristické soustavy. Jestliže v některé oblasti $\xi, \varphi, \zeta, \eta$ jsou kořeny rovnice φ_1 a φ_2 reálné a různé navzájem, nazývají se rovnicemi hyperbolického typu v této oblasti. Řešení kvazilineární hyperbolické soustavy lze převést na integraci rovnic charakteristik. Pro soustavu / 7.16 / platí, že kořeny φ_1 a φ_2 jsou řešením této soustavy

$$\begin{vmatrix} 0 - \varphi_1 & -\frac{a}{\omega} - 0 \\ -\frac{a}{\omega} - \varphi_1 \cdot 0 & -\varphi_1 \end{vmatrix} = 0 \quad / 7.16 /$$

Vypočteme

$$\varphi_1^2 - \left[-\frac{a}{\omega} \cdot \left(-\frac{a}{\omega} \right) \right] = 0 \quad / 7.17 /$$

Rovnice charakteristik mají tvar

$$\varrho_{12} = \pm \frac{a}{\omega}$$

kde

$$\varphi = \frac{d\xi}{d\psi}$$

řešení soustavy provedeme dle metodiky [25] .

$$d\xi = \frac{a}{\omega} \cdot d\varphi$$

$$(E + A \cdot \frac{a}{\omega}) d\zeta + D \cdot d\eta + M \cdot d\varphi + N \cdot d\xi = 0 \quad / 7.18 /$$

$$d\xi = - \frac{a}{\omega} \cdot d\varphi$$

$$(E + A \cdot (-\frac{a}{\omega})) d\zeta + D \cdot d\eta + M \cdot d\varphi + N \cdot d\xi = 0$$

kde

$$E = \begin{vmatrix} -\frac{a}{\omega} & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} = 0 \quad D = \begin{vmatrix} -\frac{a}{\omega} & 0 \\ 0 & 1 \end{vmatrix} = -\frac{a}{\omega}$$

$$A = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{vmatrix} = 1 \quad M = \begin{vmatrix} -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \zeta & -\frac{a}{\omega} \\ 0 & 0 \end{vmatrix} = 0 \quad / 7.19 /$$

$$N = \begin{vmatrix} 0 & -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \zeta \\ 1 & 0 \end{vmatrix} = 2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \zeta$$

Potom platí podél " charakteristiky " první soustavy

$$\frac{a}{\omega} \cdot d\zeta - \frac{a}{\omega} \cdot d\eta + 2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \zeta d\xi = 0 / : d\varphi \quad / 7.20 /$$

podél " charakteristiky " druhé soustavy

$$- \frac{a}{\omega} \cdot d\zeta - \frac{a}{\omega} \cdot d\eta + 2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \zeta d\xi = 0 / : d\varphi \quad / 7.21 /$$

Řešení soustavy rovnic / 7.20 / a / 7.21 / budeme hledat v rovině (ξ, φ) . Interval $(\varphi, 0)$ jedné otáčky vačkového hřídele rozdělíme na " m " dílků délky $\Delta = \frac{1}{m}$. Určíme tak dělicí body o souřadnicích

$$\varphi_i = i \cdot \Delta \varphi \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots, m$$

Přirůstek ve směru osy ξ zvolíme tak, aby byla splněna podmínka

$$\frac{\Delta \xi}{\Delta \varphi} \geq \frac{a}{\omega}$$

Z této podmínky řešitelnosti soustavy platí pro počet dělení na ose pružiny

$$n = \frac{\omega}{a \cdot \Delta \varphi}$$

Uvedený zlomek představuje obecně necelé číslo. Proto provedeme zaokrouhlení a zpětně vypočteme hodnotu činných závitů ventilové pružiny n_z , který je obsažen ve vzorci / 7.2 /. Dělicím bodům na ose pružiny jsou přiřazeny souřadnice

$$\xi_j = j \cdot \Delta \xi \quad j = 0, 1, 2, 3, \dots, n$$

Uzlovými body sítě jsou body o souřadnicích (ξ_i, φ_j) , kde pro i a j platí $i = 0, 1, 2, 3, \dots$, $j = 0, 1, 2, 3, \dots$. Hodnotu řešení v určitém bodě sítě označíme (η_{ij}, z_{ij}) . Touto hodnotou pak budeme aproximovat přesné řešení. Rovnice / 7.20 / a / 7.21 / napíšeme ve tvaru

$$\frac{a}{\omega} \cdot \frac{dz}{d\varphi} - \frac{a}{\omega} \cdot \frac{d\eta}{d\varphi} = -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \cdot z \cdot \frac{d\xi}{d\varphi} \quad / 7.22 /$$

$$- \frac{a}{\omega} \cdot \frac{dz}{d\varphi} - \frac{a}{\omega} \cdot \frac{d\eta}{d\varphi} = -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \cdot z \cdot \frac{d\xi}{d\varphi} \quad / 7.23 /$$

$$\frac{dz}{d\varphi} - \frac{d\eta}{d\varphi} = -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \cdot z \quad / 7.24 /$$

$$- \frac{dz}{d\varphi} - \frac{d\eta}{d\varphi} = -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \cdot z \quad / 7.25 /$$

Diferenciální vztahy / 7.24 / a / 7.25 / nahradíme diferen-
cem a obdržíme pro body z_{ij} , η_{ij} podmínku / 7.26 / a / 7.27/.

$$\frac{a}{\omega} \cdot (z_{ij} - z_1) - (-\frac{a}{\omega}) \cdot (\eta_{ij} - \eta_1) + 2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \cdot (\frac{z_1 + z_{ij}}{2}) \cdot (\xi_i - \xi_1) = 0 \quad /7.26/$$

$$- \frac{a}{\omega} (z_{ij} - z_2) - (-\frac{a}{\omega}) \cdot (\eta_{ij} - \eta_2) + 2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \cdot (\frac{z_2 + z_{ij}}{2}) \cdot (\xi_i - \xi_2) = 0 \quad /7.27/$$

Předpokládáme, že známe v bodech 1 a 2 roviny (ξ, φ) řešení
souřadnic těchto bodů $(\xi_1, \varphi_1, z_1, \eta_1)$; $(\xi_2, \varphi_2, z_2, \eta_2)$
Řešení bodu (i, j) určíme jako průsečík přímek procházejících
známými body 1 a 2 týmiž směry jako mají příslušné charak-
teristiky.

$$\xi_i - \xi_1 = \frac{a}{\omega} \cdot (z_j - z_1)$$

$$\xi_i - \xi_2 = -\frac{a}{\omega} \cdot (z_j - z_2)$$

Řešením rovnic / 7.26 / a / 7.27 / obdržíme tedy řešení no-
vého bodu $(\xi_i, \varphi_j, z_{ij}, \eta_{ij})$, kde

$$\varphi_j = \frac{-\frac{a}{\omega} \cdot \varphi_2 - \frac{a}{\omega} \cdot \varphi_1 - \xi_2 + \xi_1}{-\frac{a}{\omega} - \frac{a}{\omega}}, \quad \xi_i = \xi_1 + \frac{a}{\omega} (\varphi_j - \varphi_1)$$

Pro řešení bodů na úrovni $j=0$ platí

$$\xi_j = 0 \quad \varphi_j = 0 \quad \xi_2 = 2 \cdot \Delta \xi \quad \varphi_2 = 0$$

$$\varphi_{j=1} = \frac{-2 \cdot \Delta \xi}{-2 \cdot \frac{a}{\omega}} - \frac{\omega}{a} \cdot \Delta \xi$$

$$\xi_{j=1} = \frac{a}{\omega} \cdot (\frac{\omega}{a} \cdot \Delta \xi - 0) = \Delta \xi$$

Předpokládáme obecně znalost řešení dvou bodů

$$(\xi_{i-1}, \varphi_{j-1}, z_{i-1, j-1}, \eta_{i-1, j-1})$$

$$(\xi_{i-1}, \varphi_{j-1}, z_{i-1, j-1}, \eta_{i-1, j-1})$$

pak pro řešení bodu (i,j) lze napsat rovnice

$$Z_{i,j} - \eta_{i,j} - Z_{i-1,j-1} + \eta_{i-1,j-1} = -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \int_{(i-1,j-1)}^{(i,j)} Z(\xi, \varphi) \cdot d\varphi \quad / 7.28 /$$

$$Z_{i,j} + \eta_{i,j} - Z_{i+1,j-1} - \eta_{i+1,j-1} = -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \int_{(i+1,j-1)}^{(i,j)} Z(\xi, \varphi) \cdot d\varphi \quad / 7.29 /$$

Při řešení této soustavy rovnic lze při známém řešení bodů na úrovni $j-1$ odvodit řešení všech vnitřních bodů na j -té úrovni. Při dostatečně malém kroku sítě můžeme nahradit integrál následujícím způsobem pomocí součtu

$$-2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \int_{(i-1,j-1)}^{(i,j)} Z(\xi, \varphi) \cdot d\varphi = -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \left(\frac{Z_{i-1,j-1} + Z_{i,j}}{2} \right) \cdot \Delta\varphi$$

$$-2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \int_{(i+1,j-1)}^{(i,j)} Z(\xi, \varphi) \cdot d\varphi = -2 \cdot \frac{D_3}{\omega} \left(\frac{Z_{i+1,j-1} + Z_{i,j}}{2} \right) \cdot \Delta\varphi$$

Dosazením do výrazu / 7.28 / a / 7.29 / vytvoříme nové rovnice, které neobsahují integrály. To je výhodné při iterační metodě řešení sítě.

$$Z_{i,j} \left(1 + \frac{D_3}{\omega} \Delta\varphi \right) - \eta_{i,j} - Z_{i-1,j-1} \left(1 - \frac{D_3}{\omega} \Delta\varphi \right) + \eta_{i-1,j-1} = 0$$

$$Z_{i,j} \left(1 + \frac{D_3}{\omega} \Delta\varphi \right) + \eta_{i,j} - Z_{i+1,j-1} \left(1 - \frac{D_3}{\omega} \Delta\varphi \right) - \eta_{i+1,j-1} = 0 \quad / 7.30 /$$

$$Z_{i,j} = \frac{1 - \frac{D_3}{\omega} \Delta\varphi}{2 \left(1 + \frac{D_3}{\omega} \Delta\varphi \right)} (Z_{i-1,j-1} + Z_{i+1,j-1}) - \frac{1}{2 \left(1 - \frac{D_3}{\omega} \Delta\varphi \right)} (\eta_{i-1,j-1} - \eta_{i+1,j-1})$$

$$\eta_{i,j} = \frac{1 - \frac{D_3}{\omega} \Delta\varphi}{2} (Z_{i-1,j-1} - Z_{i+1,j-1}) + \frac{1}{2} (\eta_{i-1,j-1} + \eta_{i+1,j-1})$$

Pro krajní závity pružiny platí / pohyblivý konec / společně s okrajovou podmínkou $x(1,0) = x_2(0)$, $\frac{\partial x}{\partial \varphi}(1,\varphi) = x_2(\varphi)$ rovnice " charakteristiky " podél první soustavy / 7.28 /

$$\begin{aligned} z_{N,j} &= \dot{x}_2 \\ \eta_{N,j} &= \eta_{N-1,j-1} - \left(1 - \frac{D_3}{\omega} \cdot \Delta\varphi\right) \cdot z_{N-1,j-1} + \left(1 + \frac{D_3}{\omega} \cdot \Delta\varphi\right) \cdot z_{N,j} \end{aligned} \quad / 7.31 /$$

kde $\eta_{N-1,j-1}$ vypočteme při řešení soustavy parciálních rovnic v předcházejícím iteračním kroku. Na vetknutém konci pružiny můžeme s ohledem na okrajové podmínky $x(0,0) = 0$, $\frac{\partial x}{\partial \varphi}(0,\varphi) = 0$ použít rovnici / 7.29 / podél " charakteristiky " druhé soustavy.

$$\begin{aligned} z_{0,j} &= 0 \\ \eta_{0,j} &= \eta_{1,j-1} - \left(1 - \frac{D_3}{\omega} \cdot \Delta\varphi\right) \cdot z_{1,j-1} \end{aligned} \quad / 7.32 /$$

Řešení rovnice kmitání pružiny / 7.1 / lze obdržet pouze tehdy, známe-li souřadnice zdvihu ventilu x_3 , respektive jeho 1. derivaci.

V soustavě diferenciálních rovnic / 4.2.2 / je obsažena neznámá funkce $\frac{\partial x}{\partial \xi}(1,\varphi)$. Za tuto funkci budeme pro každý úhel φ natočení vačkového hřídele dosazovat vypočtenou hodnotu

$$\frac{\partial x}{\partial \xi}(1,\varphi) = \frac{\omega}{\alpha} \cdot \eta(1,\varphi) \quad / 7.33 /$$

Pro daný úhel φ je tedy daná soustava rovnic / 4.2.2 / plně určena a lze ji řešit. Znamená to, že pro každý úhel φ je nutno vypočítat přenosovou funkci $P_{30}(i\omega)$ a pomocí vztahu pro x_0 vypočítat hodnotu zdvihu vačky.

Výpočet posuvů jednotlivých bodů závitů ventilové pružiny při určité poloze vačkového hřídele provedeme integrací změn posuvů závitů podle vztahu

$$x(\xi,\varphi) = \frac{\omega}{\alpha} \cdot \int_0^\xi \eta(\xi,\varphi) \cdot d\varphi \quad / 7.34 /$$

kde ξ je souřadnice vzdálenosti po ose pružiny od vetknutého

konce. Vzhledem k tomu, že při řešení kmitání ventilové pružiny byly zvoleny počáteční podmínky jako nulové, dostaneme po ukončení řešení jednoho cyklu výpočtu, tj. jedné otáčky vačkového hřídele závislost výsledného pohybu konce pružiny a jednotlivých bodů sítě po ose pružiny. Jak bylo zjištěno praktickým ověřováním při výpočtech, nedojde vlivem tlumení uvažované při výpočtu k úplnému rozkmitání sítě. Výpočet je proto nutno provádět opakovaně s použitím vždy předcházejícího řešení tak dlouho, až dosáhneme určité předem zvolené shody na začátku a na konci řešení jednoho cyklu. To je v úrovních řešení pro $j = 0$ a $j = 2\pi$. Z praktických výsledků je počet cyklů většinou dostatečný pro 5-10 opakování. Na základě řešení jednotlivých uzlových bodů sítě lze pak řešit libovolnou souřadnici pružiny a stanovit tak zákon pohybu v libovolném místě pružiny. Rovněž bylo zjištěno, že při vysokých otáčkách dochází k případům vzájemného dotyku jednotlivých závitů, které se však v řešení sítě projevovali jako překrytí uzlových bodů. Proto byl program dále upraven doplněním podmínky pro omezení posuvu závitů proti sobě z fyzikálního hlediska. Při překrytí uzlových bodů sítě dojde k výpočtu krajní polohy bodů a takto opravené řešení na j -té úrovni je vztato za výchozí pro řešení v následujícím kroku.

8. Výpočet namáhání závitů ventilové pružiny s uvažováním dynamického vlivu kmitání závitů

Řešení posuvů jednotlivých bodů sítě při kmitání závitů ventilové pružiny umožňuje současně stanovit průběh namáhání ventilové pružiny v libovolném místě pružiny. Pro stanovení velikosti namáhání v daném místě / souřadnici / ventilové pružiny budeme uvažovat úsek mezi dvěma uzlovými body sítě x_3^{i+1} a x_3^i . Pro tyto body je z řešení sítě známa velikost vzájemného posuvu těchto bodů. Přitom lze vyjádřit tuhost úseku mezi těmito body sítě, která je dána vztahem

$$K_u = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n_z \cdot D^3} \cdot n$$

Pro velikost namáhání úseku lze napsat rovnici

$$\tau = \frac{G \cdot d}{\pi \cdot n_z \cdot D^2} \cdot K_s \cdot (x_3^{i+1} - x_3^i) \quad / 8.1 /$$

kde K_s je opravný koeficient, pro který platí

$$K_s = \frac{4m-1}{4m+4} + \frac{0.615}{m}, \quad m = \frac{D}{d}$$

Pomocí vztahu / 8.1 / lze stanovit průběh namáhání zvoleného místa ventilové pružiny v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele φ . Na obr. 17 je znázorněn vypočítaný průběh namáhání krajních závitů pohyblivého a vetknutého konce pružiny v porovnání se statickým průběhem namáhání bez uvažování vlivu kmitání jednotlivých závitů pružiny.

Na základě výsledků výpočtu pomocí řešení kmitání ventilové pružiny lze tak stanovit hodnotu maximálního namáhání závitů pružiny, která je vyšší než hodnota statického výpočtu. Přitom v místě vetknutého konce dochází často ke zlomu pružiny.

9. Výpočet hydrodynamického tření ve styku vačka-zdvihátko

Při vývoji nového motoru Škoda 1300 byl sledován vedle požadavku výkonu rovněž požadavek na snížení spotřeby paliva. Při měření různých tvarů profilu vaček byl ověřován současně i vliv vaček s poměrně malým úhlem rozevření 226° . Při zužování profilu vačky však dochází vedle působení zvýšených hodnot zrychlení také ke zmenšování poloměru křivosti na vrcholu vačky. To má za následek zhoršené podmínky v oblasti hydrodynamického tření mezi dotykovými plochami dílů rozvodu. Vzhledem k tomu, že nebyl k dispozici program na matematické řešení tohoto problému ani možnost experimentálního měření třecích poměrů v dotykových plochách, byl v rámci řešení matematického modelu ventilového rozvodu program doplněn o řešení průběhu tloušťky mazacího filmu mezi třecími plochami jednotlivých dílů rozvodu. Přestože se jedná o poměrně známou teorii, v literatuře nebyl nalezen záznam o existenci takového programu v ČSSR. Při řešení se tak podařilo získat s návrhem nového profilu vačky i názorný přehled o vlivu na třecí poměry v mechanismu. Vzhledem k tomu, že není dosud v AZNP vypracována metodika experimentálního sledování, byly výsledky výpočtu brány především jako porovnávací se známým řešením seriového vačkového hřídele, který po stránce životnosti je vyhovující. Otázka ověření vzájemného vztahu mezi výpočtem a experimentem je přitom předmětem dlouhodobého sledování. Přesto je nutno při návrhu nových tvarů vaček znát hraniční možnosti daného ventilového mechanismu.

Pro odvození výpočtu tloušťky mazacího filmu v dotyko-

vé ploše použijeme známého vztahu odvozeného v literatuře [26] pro obecný případ odvalování dvou válcovitých těles pomocí teorie EHD. Tato teorie je především používána při výpočtu valivých ložisek. Relativně přesné vyjádření uvedeného vztahu je

$$H_{\min} = 1,6 \cdot R \cdot \frac{G^{0,6} \cdot U^{0,7}}{W^{0,13}} \quad / 9.1 /$$

Pro jednotlivé parametry ve vzorci / 9.1 / platí dále

$$R = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \quad / 9.2 /$$

kde R je redukovaný poloměr křivosti v místě okamžitého styku vačky a zdvihátka / v daném případě / . Pro parametr zatížení platí

$$W = \frac{F}{s \cdot E' \cdot R} \quad / 9.3 /$$

kde s - šířka palce profilu vačky / mm /

E' - redukovaný modul pružnosti třecí dvojice / Nm^{-2} /

Platí

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \quad / 9.4 /$$

Parametr rychlosti U vyjádříme pomocí vztahu

$$U = \frac{\eta_0 \cdot u}{E' \cdot R} \quad / 9.5 /$$

kde η_0 je dynamická viskozita při nulovém tlaku a dané teplotě oleje. Parametr Q charakterizuje vlastnosti materiálu

$$Q = \alpha \cdot E' \quad / 9.6 /$$

Pro tlakový koeficient α byla pro motorový olej vzhledem k tomu, že se nepodařilo zjistit podrobnější údaje pro olej Super Mogul uvažována hodnota $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-2} \text{ MPa}^{-1}$ uvedená v [26]. Jako výchozí výpočet pro další porovnání byl proveden výpočet

profilu vačkového hřídele seriového motoru Š 742.12. U tohoto motoru je z hlediska životnosti vačkového hřídele a třecí dvojice vačka- zdvihátko vyhovující stav. Výsledek výpočtu pro různé teploty oleje a otáčky motoru je uveden na obr. 15 . Snahou při řešení nového profilu vačkového hřídele pak byla snaha o získání takových profilů, které by vyhovovaly především z hlediska dynamických vlastností, ale současně byly srovnatelné z hlediska hodnot mazání se seriovým vačkovým hřídelem.

Pro možnost porovnání je na obr. 15 uvedeno řešení mazacích poměrů jednoho ze zkušebních vačkových hřídelů nového motoru Š 1300. Je zřejmé, že i po stránce třecích a mazacích vlastností vyhovuje navrhovaný profil vačky .

10. Metodika navrhování zdvihových funkcí vaček

Při návrhu nového tvaru profilu vačky je nutno brát v úvahu správnou funkci celého rozvodového mechanismu, pohyb ventilu zejména v oblasti jeho dosedání do sedla, kdy dochází ke zvýšené hlučnosti rozvodu, dále požadavky na životnost a odolnost proti opotřebení rozvodového ústrojí. Hluk vytvářený mechanickou soustavou vačky a ventilu představuje značný podíl na celkové hlučnosti kinematického mechanismu rozvodu.

Studie možnosti matematického řešení návrhu vhodného zdvihového profilu vačky vychází především ze známé skutečnosti, že při použití jednoduchých polynomiálních, případně jiných goniometrických funkcí dochází v místě napojování profilu k nespojitostem vyšších řádů.

Tyto nespojitosti jsou zdrojem dynamických kmitů soustavy a mají za následek náchylnost mechanismu ke kmitání, případně odskokům jednotlivých částí .

Cílem řešení ventilového rozvodu z hlediska jeho dynamických vlastností je navrhnout profil vačky takovým způsobem, aby umožňoval kontrolu nebo úplné odstranění těchto dynamických jevů, které jsou zdrojem nepravidelného chodu rozvodového mechanismu a zvýšené hladiny vyzařovaného hluku rozvodu, které se významně podílí na celkové hlučnosti motoru. Přitom z hlediska připravovaných požadavků na spalovací motory bude mít hodnota vyřazovaného hluku stále rostoucí význam.

10.1. Hlavní příčiny hluku rozvodového mechanismu

Při rozboru výsledků měření závislosti průběhu hladiny hluku na čase za jednu otáčku vačkového hřídele lze příčiny hlučnosti mechanismu rozvodu rozdělit do několika faktorů:

- A/ Náraz ventilu na sedlo v okamžiku uzavření ventilu.
- B/ Nárazy boku vačky na dotykovou plochu zdvihátka v okamžiku otevírání ventilu.
- C/ Kovový styk mezi vačkou a zdvihátkem v okamžiku minimální tloušťky mazací vrstvy oleje, kdy tato může být menší než celkový součet drsností povrchů vačky a zdvihátka.
- D/ Rezonance rozvodového ústrojí a zvláště ventilové pružiny s kmitočty buzenými vačkou. Vznik silných podélných vibrací v závitech pružiny pak vytváří poruchy, které narušují funkci samotné pružiny.

Vibrace se projevují silným drnčením rozvodu a prudkým nárůstem hodnot zrychlení až několika násobně v porovnání s normálními podmínkami činnosti rozvodu.

E/ Hluk rozvodového řetězu.

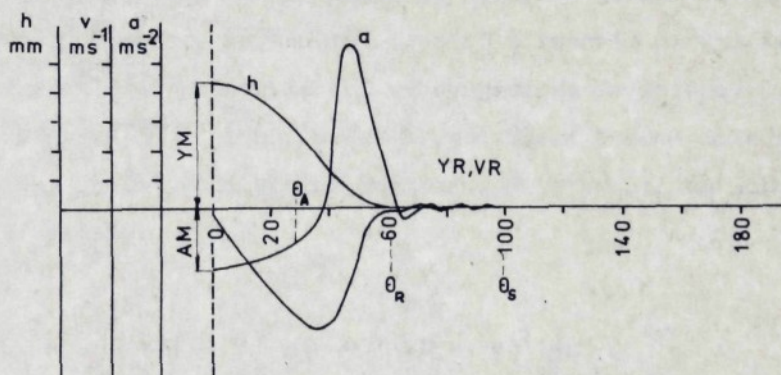
Při rozboru libovolného záznamu měření závislosti hluku na úhlu natočení vačkového hřídele lze zřetelně pozorovat jednotlivé fáze činnosti rozvodu. Při měřeních celkové hladiny hluku, vyzařované rozvodem v závislosti na průběhu otáček klikového hřídele lze nalézt určitá rezonanční pásma hluku. Bez podrobného měření vibrací jednotlivých částí rozvodového mechanismu je však těžké stanovit příčiny rezonancí v jednotlivých frekvenčních pásmech. Při návrhu profilu vačky pomocí harmonické Fourierovy řady lze však vhodnou metodikou tyto frekvence ze zdvihové funkce profilu vačky vylučovat. Jedna z metodik pomocí omezeného počtu harmonických je uvedena v kapitole 10.3.

10.2. Profily vaček používané v současné době

Výsledné profily vaček používané v současné době výrobci automobilů jsou dle literatury charakterizovány funkcemi, v nichž je průběh zrychlení bez nespojitostí. K těmto profilům patří například často používané vačky s polynomickým vyjádřením zdvihové funkce [1,5,7]. Jejich modifikací je pak známá metoda návrhu vaček "POLYDYN". Jejich široké užití je odůvodněno možností provádět úpravy profilu vačky pomocí dynamické analýzy ventilového mechanismu jako celku.

AM	- maximální zrychlení vačky	/ mm/rad ² /
K	- redukovaná tuhost rozvodu	/ N/mm /
M	- redukovaná hmotnost rozvodu	/ kg /
P	- síla ventilové pružiny	/ N /
Θ_R	- úhel rozevření zdvihové části vačky	/ rad /
Θ_S	- úhel náběhové části vačky	/ rad /
Θ_A	- úhel záporného zrychlení	/ rad /

Požadované parametry zdvihové funkce vačky, které je nutno při řešení funkce splnit lze vyjádřit graficky



Pro zdvihovou funkci použijeme rovnice Fourierova rozvoje o "n" prvních členech součtu

$$Y = \frac{A}{2} + \sum_{n=1}^N [A_n \cos(n\omega t) + B_n \sin(n\omega t)] \quad / 10.3.1 /$$

Pro další zjednodušení použité funkce budeme nadále uvažovat pouze symetrické profily vaček. Získáme tak periodickou funkci sudou, kde platí pro každou souřadnici úhlu ωt výraz $F(\omega t) = F(-\omega t)$. Lze jednoduše dokázat, že v takovém

případě budou členy, obsahující $\sin(n\omega t)$ nulové a vyjádření dané funkce / 10.3.1 / lze napsat ve tvaru

$$Y = \sum A_n \cos(n\omega t) \quad / 10.3.2 /$$

Dále platí pro první derivaci, což představuje rychlost zdvihové funkce rovnice

$$\dot{Y} = -\sum n \cdot A_n \sin(n\omega t) \quad / 10.3.3 /$$

Pro druhou derivaci zrychlení lze napsat

$$\ddot{Y} = -\sum n^2 \cdot A_n \cos(n\omega t) \quad / 10.3.4 /$$

Vzhledem na požadavek maximálního přiblížení řešené funkce k zadaným parametrům lze vyjádřit odchylky jednotlivých hodnot pomocí metody nejmenších čtverců a řešením minima této funkce nalézt vhodnou funkci vyhovující daným požadavkům. Označíme velikost okolí bodu δ , pro které budeme požadovat splnění daných počátečních podmínek, Pro jednotlivé odchylky platí vztah

$$\begin{aligned} \Phi = & \int_0^\delta (Y_M - Y)^2 \cdot d\varphi + \int_{\theta_R}^{\theta_R + \delta} (Y_R - Y)^2 \cdot d\varphi + \\ & \int_{\theta_S}^{\theta_S + \delta} (0 - Y)^2 \cdot d\varphi + \int_{\theta_S}^{180^\circ} (0 - Y)^2 \cdot d\varphi + \\ & \int_{\theta_R}^{\theta_R + \delta} (-V_R - \dot{Y})^2 \cdot d\varphi + \int_{\theta_S}^{\theta_S + \delta} (0 - \dot{Y})^2 \cdot d\varphi + \\ & \int_0^{\theta_A} (-A_M \cdot \cos(\nu) - \ddot{Y})^2 \cdot d\varphi \end{aligned}$$

kde pro úhel ωt použijeme označení $\omega t = \varphi$.

Po dosazení rovnic / 10.3.3 / a / 10.3.4 / a / 10.3.5 / můžeme pro zvolenou hodnotu okolí daného bodu provést zjednodušení funkce Φ při uvažování vztahu $\cos(n\delta) \approx 1$ $\sin(n\delta) \approx n$.

$$\begin{aligned} \Phi = & \delta \cdot (YM - \sum A)^2 + \delta \cdot (YR - \sum A_n \cos(n\theta_R))^2 + \\ & \delta \cdot (\sum A_n \cos(n\theta_S))^2 + \int_{\theta_S}^{\pi} (\sum A_n \cos(n\varphi))^2 d\varphi + \\ & \delta \cdot (-VR + \sum n A_n \sin(n\theta_R))^2 + \delta \cdot (\sum n A_n \sin(n\theta_S))^2 + \\ & \int_0^{\theta_A} (-AM \cos(\varphi) + \sum n^2 A_n \cos(n\varphi))^2 d\varphi \end{aligned} \quad / 10.3.6 /$$

Pro řešení zdvihové funkce vačky podle rovnice / 10.3.2 / je nutno nalézt minimum funkce Φ . Platí přitom podmínka $\frac{\partial \Phi}{\partial A_n} = 0$. Výraz $\frac{\partial \Phi}{\partial A_n} = 0$ představuje soustavu lineárních nehomogenních rovnic, které získáme provedením naznačených derivací. Jako příklad je uvedeno řešení dané rovnice Φ pro derivaci podle koeficientu A_1 .

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi}{\partial A_1} = & 2 \cdot \delta \cdot (A_1 + \sum_{\substack{h=0 \\ h \neq 1}}^N A_h - YM) + 2 \cdot \delta \cdot (A_1 \cos^2(1 \cdot \theta_R) + \\ & \sum_{\substack{h=0 \\ h \neq 1}}^N A_h \cos(1 \cdot \theta_R) \cdot \cos(n \cdot \theta_R)) - YR \cdot \cos(1 \cdot \theta_R) + \\ & 2 \cdot \delta \cdot (A_1 \cos^2(1 \cdot \theta_S) - \sum_{\substack{h=0 \\ h \neq 1}}^N A_h \cos(1 \cdot \theta_S) \cdot \cos(n \cdot \theta_S) + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 2 \cdot \left[\left(\frac{A_1}{1} \cdot \frac{(1 \cdot \varphi - \sin(1 \cdot \varphi) \cdot \cos(1 \cdot \varphi))}{2} \right) \right]_{\Theta_S}^{180^\circ} + \\
& \left(\sum_{\substack{h=0 \\ h \neq 1}}^N A_h \cdot \frac{1}{h^2 - 1^2} \cdot (h \cdot \cos(1 \cdot \varphi) \cdot \sin(n \cdot \varphi) - \right. \\
& \left. 1 \cdot \sin(1 \cdot \varphi) \cdot \cos(h \cdot \varphi)) \right) \Big|_{\Theta_S}^{180^\circ} + 2 \cdot \delta \cdot (1^2 \cdot A_1 \sin^2(1 \cdot \Theta_R) + \\
& \sum_{\substack{h=0 \\ h \neq 1}}^N h \cdot 1 \cdot A_h \sin(1 \cdot \Theta_R) \cdot \sin(h \cdot \Theta_R) - V_R \cdot 1 \cdot \sin(1 \cdot \Theta_R)) + \\
& 2 \cdot \delta \cdot (1^2 \cdot A_1 \sin^2(1 \cdot \Theta_S) + \sum_{\substack{h=0 \\ h \neq 1}}^N 1 \cdot h \cdot A_h \sin(1 \cdot \Theta_S) \cdot \sin(h \cdot \Theta_S) + \\
& 2 \cdot \left[\left(1^3 \cdot A_1 \cdot \frac{1 \cdot \varphi + \sin(1 \cdot \varphi) \cdot \cos(1 \cdot \varphi)}{2} \right) \right]_{\Theta_A}^{0} + \left(\sum_{\substack{h=0 \\ h \neq 1}}^N (1 \cdot h)^2 \cdot \right. \\
& \left. A_h \cdot \frac{1}{1^2 - h^2} \cdot (h \cdot \cos(1 \cdot \varphi) \cdot \sin(h \cdot \varphi) - 1 \cdot \sin(1 \cdot \varphi) \cdot \cos(h \cdot \varphi)) \right) \Big|_{\Theta_A}^{0} - \\
& \left(\frac{A_M \cdot 1^2}{v^2 - 1^2} \cdot (v \cdot \cos(1 \cdot \varphi) \cdot \sin(v \cdot \varphi) - 1 \cdot \sin(1 \cdot \varphi) \cdot \cos(v \cdot \varphi)) \right) \Big|_{\Theta_A}^{0} \Big]
\end{aligned}$$

Z uvedeného příkladu řešení rovnice vzniklé derivací podle jediného prvku A_1 je zřejmé, že se jedná o značně složitou soustavu, která se s počtem koeficientů Fourierova rozvoje značně zvětšuje a roste a prodlužuje se operační doba na počítači. Proto byla při volbě počtu harmonických volena varianta omezeného počtu harmonických 12 a při nalezení vhodné funkce z hlediska průběhu zrychlení se provádí přepočty na vyšší počet koeficientů pro možnost přesnějšího matematického vyjádření souřadnic zdvihu při výrobě děrné pásky NC frézy.

Uvedená metoda navrhování zdvihových funkcí vaček se zadanými vlastnostmi pomocí aproximace metodou nejmenších čtverců na základě zadaných okrajových podmínek je řešena programem na samočinném počítači ADT 4500.1 v AZNP. Výpočet je doplněn grafickým výstupem průběhu zdvihové funkce a jeho derivací- rychlosti a zrychlení.

Pro získání přehledu o vlastnostech zdvihových funkcí, navržených touto metodou a zejména o vlivu volby jednotlivých počátečních parametrů, byla provedena celá řada různých řešení zdvihových funkcí. Například na obr. 58 je znázorněn vliv volby různých hodnot úhlu rotevení vačky na průběh zdvíhu a jeho derivací. Výsledky výpočtu ukázaly na nutnost doplnit matematické řešení o možnost volby přesnější aproximace pouze některých parametrů. To umožňuje zavedení váhových koeficientů, příslušných jednotlivým parametrům. Jejich vhodnou volbou a kombinací lze navrhovat zdvihové funkce, jejichž průběhy jsou v některých bodech několikanásobně přesnější. Na obr.59 je uveden příklad použití vlivu váhového koeficientu pro zpřesnění vytvoření zdvihové funkce pro podmínku nulového zrychlení v okamžiku přechodu na základní kružnici. Tímto způsobem lze ovlivňovat průběhy zdvihové funkce a jejich derivací v libovolném bodě profilu vačky.

Příklad řešení konkrétní zdvihové funkce sací vačky a porovnání s průběhem funkce sací vačky nového motoru je na obr. 60 . Z porovnání je zřejmý příznivý poměr maximálních hodnot kladného zrychlení. Zdvihová funkce je vytvořena

harmonickou Fourierovou řadou sestávající z 12 členů.

Je zřejmé, že vliv konkrétních tvarů zdvihových funkcí z hlediska vlivu na dynamické vlastnosti mechanismu ventilového rozvodu musí být experimentálně ověřen vyrobením celé řady profilů vaček a měřením na zkušebním stavu. Náročnost úkolu spočívá jednak v nutnosti ověření vysokého počtu vlivů volby základních parametrů jednak omezenou výrobní kapacitou výrobních dílen zkušebny AZNP. Přesto však byly již některé vačky, navržené pomocí metodiky nejmenších čtverců vyrobeny a odzkoušeny. Vzhledem k dosud probíhajícímu vývoji nového motoru mohou být uvedeny po skončení celé etapy vývoje.

11. Experimentální měření dynamických vlastností ventilových rozvodů

Při návrhu profilu vačky a při novém konstrukčním řešení mechanismu ventilového rozvodu je pro ověření správnosti navržené konstrukce výhodné použití náhradního matematického modelu. Použití matematického řešení je rovněž výhodné při vzájemném porovnání různých alternativ a sledování vlivu jednotlivých úprav dílů rozvodu. Přitom v závislosti na složitosti matematického modelu lze provádět analýzu dynamických vlastností ventilového mechanismu z různých hledisek. Přestože některé firmy mají vypracovány značně složité modely pro výpočet ventilového rozvodu / např. firma Ricardo vlastní program HYVAL, zahrnující rovněž komplikované řešení ventilové pružiny [27] / je vždy nejdůležitější etapou experimentální ověření na skutečném motoru, případně maketě motoru, kde lze napodobit skutečné podmínky provozu motoru.

Proto bylo nutno při vypracování metodiky sledování dynamických vlastností mechanismu rozvodu věnovat pozornost především vyřešení možností a způsobů měření a vyhodnocení základních parametrů mechanické soustavy rozvodu. Byla proto rozšířena základní metoda měření průběhu zrychlení ventilu pomocí snímačů zrychlení B & K, používaná v AZNP. Bylo provedeno měření zrychlení současně na ventilu a na zdvihátku. Tento nový způsob umožnil rozšířit informace o vlastnostech dynamické soustavy, zejména možnost stanovení přenosových funkcí, vzájemných spektrálních hustot, atd. Pro možnost sledování hlukových vlivů ventilového rozvodu byla navržena a ověřena metodika měření

průběhu zrychlení a vyzařovaného hluku za jednu otáčku vačkového hřídele. Měření je prováděno pomocí analyzátoru signálu SM 2100. Vyhodnocení pomocí tohoto přístroje umožňuje sledovat vzájemné vazby mezi hladinou vyzařovaného hluku a průběhem zrychlení na ventilu, případně na vačce.

Při měření provedených v AZNP byla ověřena celá řada jednak vačkových hřídelů, jednak úprav jednotlivých dílů rozvodu. Například sledování vlivu změny hmotností zdvihátka, změny nastavení vůle ventilového mechanismu, vlivy konstrukce ventilových pružin. Vzhledem k tomu, že se jednalo o práce prováděné na nově vyvíjeném motoru v rámci státního úkolu, byla v kandidátské práci použita pouze některá měření, zaměřená zejména na řešení vlastní metodiky vyhodnocení naměřených veličin.

11.1. Měření průběhu zrychlení ventilu a zdvihátka

Pro možnost zhodnocení chování ventilového mechanismu z hlediska jeho dynamických vlastností se provádí měření následujících veličin: měření průběhu zrychlení ventilu a zdvihátka za otáčku vačkového hřídele, měření průběhu vyzařovaného hluku v intervalu otáčky vačkového hřídele. Dále měření hladiny hluku celkové v celém intervalu provozních otáček motoru.

Měření průběhu zrychlení lze uskutečnit různým způsobem. Jak bylo uvedeno v kapitole 2 navrhuji někteří autoři [2,3] způsob nepřímého měření pomocí snímaného průběhu zdvihu ventilu. Přitom je na misce ventilové pružiny umístěno milimetrové pravítko a jeho poloha je snímána rychlostní kamerou. Tento

způsob měření je však značně náročný na mechanické provedení a na vyhodnocení záznamů jednotlivých snímků, které je zatíženo chybou. Při výpočtu zrychlení pomocí takto získaného průběhu zdvihu je výsledný průběh značně odlišný od skutečnosti. Z těchto důvodů byl proto v AZNP použit jednoduchý způsob měření zrychlení pomocí snímačů zrychlení fy BaK typu 4374.[28]. Tyto snímače mají velice nízkou vlastní hmotnost a umožňují měřit zrychlení řádově $10^3 - 10^4 \text{ ms}^{-2}$. Umístění snímače bylo zpočátku řešeno na misce ventilové pružiny. Vzhledem k tomu, že při pohybu ventilu dochází k naklápění misky, bylo měření zatěžováno chybou. Proto je v současné době snímač umístěn na povrchu hlavy ventilu. V poslední době se zkouší nový typ držáku snímače s uchycením přívodního kabelu snímače, který byl častým zdrojem poruch a zničení snímače.

Vlastní měření se provádí na maketě motoru Š 742.13, vyvinuté pracovníky vývojového střediska AZNP. Motor je kompletně smontován, pouze pro snížení třecích ztrát na otáčení klikového hřídele jsou vymontovány písty a ojnice. Ojnice jsou nahrazeny pouze jejich hlavami pro zakrytí mazacích kanálků klikového hřídele. Na maketě je zachován celý mazací systém motoru. Pro lepší simulaci zkoušek je po dobu měření nahříván mazací olej ve speciální vaně na provozní teplotu $50-60^\circ \text{C}$. Tato teplota je poněkud nižší, než je skutečná teplota za provozu motoru, její hranice je však dána tepelnou odolností snímačů zrychlení. Maketa motoru je poháněna synchronním elektromotorem s plynulou regulací otáček pomocí tyristorů. Výkon motoru je 3,8 kW. Regulace otáček umožňuje plynulou změnu otáček od 0 do 6000 ot/min. Měřicí zařízení bylo v průběhu vývoje

metodiky doplněno o programátor, který umožňuje plynulou regulaci otáček od zvoleného minima do zvoleného maxima s možností volby strmosti přírůstku otáček v čase. Pohon vačkového hřídele se uskutečňuje pomocí řemenice klikového hřídele přes rozvodový řetěz. To umožňuje dokonalejší simulaci skutečného průběhu otáčení vačkového hřídele s uvažováním vlivu nerovnoměrnosti otáčení způsobeného rozvodovým řetězem. Při měření zrychlení však tato nerovnoměrnost způsobuje kolísání signálu. Proto byly provedeny měření zrychlení s využitím možnosti záznamu průměrování zvoleného počtu průběhů. Výsledné záznamy průměrovaného a neprůměrovaného průběhu zrychlení jsou na obr. 27-30. Z měření je patrné vyhlazení signálu při průměrování, kdy vlivem časových posuvů jednotlivých bodů vačky dochází ke snížení hodnot zejména časově krátkých špičkových zrychlení. Z těchto důvodů bylo například měření pro sledování chování ventilu při dopadu do sedla prováděno výhradně bez průměrování.

Celkové schéma zapojení přístrojů na měření a vyhodnocení signálu je na obr. 22 .

Přehled použitých přístrojů:

- snímač zrychlení B & K typ 4374
- upravující zesilovač B & K typ 2626
- analyzátor signálu IWATSU typ SM 2100
- vlečený filtr B & K typ 1623
- X-Y zapisovač RS typ ZSK 2
- měřič otáček a frekvence Tesla PC 01
- oscilograf Tektronix typ 5113
- programátor zkoušky, výroba zkušebna AZNP
- tvárovací signálu, výroba AZNP

generátor kmitočtu

hlukoměr B a K

Základním přístrojem celého měření je vyhodnocovač signálu SM 2100. Tento přístroj umožňuje nejen zaznamenávat snímaný signál průběhu zrychlení, ale rovněž provádět libovolné statistické operace pomocí rychlých naprogramovaných funkcí, vestavěných přímo v přístroji. Pomocí minidiskové jednotky lze uchovávat naměřený signál i jeho vyhodnocené průběhy na pružné disky. Takto lze naměřené signály znovu reprodukovat.

Uvedený analyzátor signálu nahradil dosavadní způsob měření, kdy se prováděl zápis měřeného záznamu na měřicí magnetofon. Signál se dále převáděl pomocí A/D převodníku do digitální formy a statistické vyhodnocení se provádělo na počítači PDP 11/70 v ÚVMV Praha pomocí systému SAKO. Popis metody měření je uveden například v [15, 29].

Analyzátor umožňuje současný záznam dvou signálů do paměti přístroje. Činnost analyzátoru jak při vlastním měření tak při statistickém vyhodnocení lze naprogramovat pomocí jazyka BASIC. Veškeré programové vybavení na řízení a vyhodnocení zkoušek dynamiky ventilového rozvodu bylo vypracováno autorem v rámci řešení zadání disertační práce. Způsob programovaného měření umožnil mnoho činností analyzátoru plně automatizovat a především při vyhodnocení měření s následným grafickým výstupem podstatně zrychlit. Programování rovněž umožnilo plně využít možností analyzátoru. Programy

jsou uchovány na pružném disku a lze je využívat nejen pro měření dynamických vlastností ventilových rozvodů, ale například při měření přenosových funkcí náprav, řízení atd.

Pro grafický výstup byl použit souřadnicový zapisovač RS typ ZSK 2. Nevýhodou je pomalá rychlost záznamu.

11.2. Záznam měřeného signálu zrychlení

Měření průběhu zrychlení, případně hladiny hluku se provádí pomocí přístrojů zapojených dle schéma obr. 22. Záznam frekvenční stopy měření byl zpočátku prováděn pomocí zabudovaného v analyzátoru frekvenčního oscilátoru. Volený kmitočet byl 10 kHz. Vzhledem ke konstrukčním vlastnostem analyzátoru, kdy záznam měření je ukládán do paměťových bloků pevné délky 0,5 KB, 1 KB, 2 KB, 4 KB nastavuje se kmitočet časové základny ve zcela pevné hodnotě, která udává délku trvání záznamu. Například při zvolené frekvenci 10 kHz a délce bloku 1 KByte je délka trvání záznamu 25 ms. Tento systém nastavení časové základny však způsoboval, že se pro různé otáčky vačkového hřídele ukládal do paměťového bloku nestejný úhlový interval průběhu zrychlení profilu vačky. Například pro otáčky vačkového hřídele 2000 ot/min je doba jedné otáčky vačky 60 ms. Do bloku se tedy ukládala pouze 25/60 -tina průběhu zrychlení. Při dalším statistickém vyhodnocení neúplného záznamu, kdy není záznam v trvání jedné periody/ případně celých násobků/ nelze provádět operace založené na FFT. Příklady záznamů pomocí pevné časové základny jsou uvedeny v příloze na obr. 24 až 26. Je zřejmé proměnlivost délky záznamu ve vztahu k úhlovému vyjádření profilu vačky. Zatímco v případě záznamu pro 2000 ot/min

Je záznam vyjádřený úhlem profilu vačky 150° a pro otáčky 5000 ot/min je délka záznamu 375° profilu vačky. Záznam je tedy o 15° delší než jedna perioda. Vliv záznamu o délce odlišné od celé periody na vyhodnocení průběhu rychlosti ventilu pomocí vnitřní funkce je znázorněn na obr. 32. Načítáním integrační chyby se záznam odchyluje od nulové osy. Pro možnost vyhodnocení i těchto záznamů byl vypracován program na úpravu jednotlivých souřadnic bloku takto chybných průběhů. Přesto je požadavek na volbu kmitočtu časové základny v závislosti na otáčkách motoru zřejmý. Přitom je nutno dále dodržet požadavek konstrukčního řešení analyzátoru, kdy kmitočet vnějšího zdroje musí být 4- násobek frekvence bloku. Pro záznam frekvencí, které jsou vyšší než vlastní frekvence rozvodového mechanismu je nutné, aby vzorkovací frekvence byla vyšší než zaznamenávané. Pro výpočet hodnoty frekvence byl sestaven následující vztah

$$f_{\text{č.z.}} = \frac{\text{velikost bloku / Kb /}}{4 \times \text{doba záznamu / ms /}} \quad / 11.2.1 /$$

kde doba trvání záznamu platí pro frekvenci otáčení vačkového hřídele. Přitom

$$\text{doba záznamu} = \frac{60}{\text{ot/min}} \quad / 11.2.2 /$$

Délka bloku je volitelná pro hodnoty 0,5 ; 1 ; 2 ; 4 kByte. Lze tedy pro zvolenou délku bloku vypočítat v závislosti na měřených otáčkách motoru požadovanou frekvenci vnějšího zdroje. Například pro délku bloku 1 kByte a otáčky 2000 ot/min vypočteme frekvenci 4,17 KHz .

Velice progresivní je nově zavedený systém měření a vyhodnocení zkoušek v " BASIC MODU" tj. pomocí programů v tomto

jazyce. V režimu činnosti analyzátoru "BASIC" lze naprogramovat nastavení všech parametrů analyzátoru i provádět řízení průběhu zkoušky měření, včetně zobrazení záznamu, uložení na disk, další zpracování atd. Příklad jednoho programu na měření průběhu zrychlení ventilu, který provádí nastavení analyzátoru, výpočet vnějšího zdroje časové základny, volbu paměťových bloků, zobrazení naměřeného signálu, uložení na disk pod zadaným názvem je na obr. 23. Přitom takový program je součástí jednotného systému, který je uložen na každém disku a umožňuje jednoduchou a rychlou manipulaci s programy.

Přehled programů v jazyce BASIC je uveden v [30].

11.3. Rozbor naměřených a vypočítaných průběhů zrychlení vačkového hřídele

Jako příklad měření a výpočtu zrychlení ventilu vačkového mechanismu je použito měření vačkového hřídele nového motoru o obsahu 1300 cm^3 .

Při řešení způsobu měření zrychlení pohybu ventilu byly sledovány důležité vlastnosti měření, jako například reprodukovatelnost a opakovatelnost měření. Byla proto provedena celá řada porovnávacích měření při stejné sestavě zkušební makety motoru, tj. vačka, nastavení vůlí rozvodu, teplota oleje atd. Byla sledována časová nezávislost měření, které bylo opakováno po několika dnech. Výsledky opakovaných měření jsou uvedeny v obr. 31. Je patrná celkem dobrá shoda získaného průběhu zrychlení ventilu. Rozdílnost průběhu zrychlení v oblasti dosedu ventilu do sedla je dána rozdílným nastavením vůle rozvodu,

..která se u motoru mění v závislosti na teplotě a je velmi obtížné její nastavení. Ověření vlivu ventilové vůle, provedené na maketě je uvedeno na obr. 10.

Současně bylo provedeno porovnání vypočteného a naměřeného průběhu zrychlení ventilu pro posouzení správnosti volby náhradního modelu a matematického řešení. Porovnání je uvedeno na obr. 12 až 14. Přitom vstupem do programu bylo matematické vyjádření zdvihové funkce profilu sací vačky uvedeného vačkového hřídele.

Pro posouzení dynamických vlastností dané mechanické soustavy rozvodu je možné provádět řadu dalších vyhodnocení naměřeného průběhu zrychlení.

A/ Pomocí funkce na integraci záznamu provádět výpočet rychlosti a zdvihu ventilu, případně 3 derivaci v literatuře nazývanou "jerk".

B/ Výpočet spektrální výkonové hustoty

Tato funkce nazývaná také výkonové spektrum udává pro jednotlivé frekvenční intervaly příslušné hodnoty dílčích rozptylů. Vzájemné porovnání těchto hodnot umožňuje stanovit význam jednotlivých frekvenčních intervalů v uvažovaném signálu. Lze například určit vlastní frekvenci soustavy, podíl vlastní frekvence ventilových pružin, sledování vlivu dopadu ventilu do sedla apod.

C/ Výpočet frekvenční charakteristiky

Frekvenční charakteristika jinak v literatuře nazývaná přenosová funkce soustavy udává poměr amplitudy signálu na výstupu k amplitudě na vstupu lineárního systému pro danou frekvenci. Vzhledem k tlumenému kmitání daného reálného systému je

frekvenční charakteristika v komplexním tvaru, kde vedle amplitudové charakteristiky lze vyjádřit fázové zpoždění harmonického časového signálu na výstupu oproti signálu na vstupu systému. Při praktických výpočtech je neoddelitelnou platností vztahů pro přenosovou funkci koherentní funkce.

D/ Výpočet koherentní funkce

Význam koherentní funkce při statistickém vyhodnocování měření určuje stupeň nelinearity daného systému. Pro ideální lineární systém a pro danou frekvenci je koherentní funkce rovna jedničce. Skutečné systémy však jsou v podstatě vždy nelineární. Jestliže hodnota koherentní funkce pro danou frekvenci není blízká k jedné, lze z toho usuzovat, že

- procesy na vstupu, respektive na výstupu systému obsahují značně rušivé vlivy a šумы.

- proces na výstupu není určen pouze vstupním signálem, ale i dalšími vstupy.

- uvažovaný reálný systém nelze pro danou hodnotu frekvence aproximovat lineárním systémem, neboť je v podstatě silně nelineární.

- koherentní funkce je blízká k 0 jestliže procesy na vstupu a výstupu nejsou korelovány. Potom nelze pro daný systém stanovit frekvenční charakteristiku / její reálnou a imaginární část, případně amplitudovou charakteristiku a fázové zpoždění /.

E/ Analýza průběhu signálu pomocí FFT

Výpočet harmonické analýzy daného signálu vyjadřuje poměr jednotlivých frekvencí, zastoupených v signálu.

F/ Autokorelační funkce daného signálu

Autokorelační funkce pro danou soustavu a danou hodnotu časového úseku záznamu udává míru statistické závislosti mezi souřadnicemi náhodného procesu, které jsou od sebe vzdáleny o časový úsek t . Průběh autokorelační funkce představuje kritérium pro stacionaritu a ergodicitu náhodného procesu, kdy od určité hodnoty t_0 osciluje vypočtený průběh autokorelační funkce kolem osy t . Přitom důležitá vlastnost stacionárního náhodného procesu ergodického je, že pro stanovení jeho charakteristik postačuje znalost jedné realizace procesu a nezáleží na okamžiku, kdy jsme uvažovaný proces počali sledovat. Jak vyplývá z provedených záznamů autokorelačních funkcí na základě měřeného signálu zrychlení na vstupu a výstupu ze systému daného mechanismem ventilového rozvodu, jedná se o stacionární ergodický náhodný proces. Lze tedy provádět statistické vyhodnocení signálu na základě znalosti jednoho průběhu zrychlení ventilu. Přitom při výpočtu frekvenčních charakteristik dané soustavy ventilového rozvodu ze znalosti průběhu zrychlení ventilu a zdvihátka bylo na základě výpočtu koherentní funkce mezi vstupním a výstupním signálem dokázáno, že oba naměřené signály jsou navzájem korelovány a lze mezi nimi stanovit frekvenční charakteristiky. Přitom lze pozorovat narůstající vlivy nelinearity systému rozvodu pro oblast vysokých frekvencí.

11.4. Měření průběhu vyzařovaného hluku ventilovým rozvodem v závislosti na úhlu otáčení vačkového hřídele

Při návrhu profilu vačky a dále při hodnocení dynamických vlastností mechanismu rozvodu je nutné sledovat nejen chování ventilu z hlediska průběhu zrychlení, ale rovněž

další parametry rozvodu. Jedním ze sledovaných vlastností rozvodu pro stanovení jeho funkční schopnosti je hladina vyzařovaného hluku rozvodovým mechanismem, který se významnou měrou podílí na celkové hladině vyzařovaného hluku motoru. Proto byly práce při řešení metodiky měření a hodnocení ventilového rozvodu zaměřeny vedle sledování mechanismu rozvodu z hlediska dynamiky také na řešení způsobu hodnocení a měření rozvodu z hlediska vyzařovaného hluku. Cílem měření bylo vypracování způsobu měření, které by umožňovalo vzájemné porovnání jednotlivých variant rozvodu z hlediska vazby zrychlení-hluk.

Měření bylo provedeno na stejné maketě motoru jako při záznamu zrychlení. Schéma zapojení přístrojů je doplněno o měřící mikrofon a hlukoměr B a K. Jako nejvhodnější poloha mikrofonu bylo stanoveno umístění přímo v sacím kanále 4.sacího ventilu. Přitom bylo zjištěno, že poloha mikrofonu má velký vliv na intenzitu naměřeného signálu. Vzhledem k tomu, že bylo měření prováděno v AZNP poprvé, bylo nutno provést řadu základních měření pro získání informací o správnosti použitého postupu a o významu získaných výsledků. Například se jedná o měření vlivu vůle ventilového rozvodu na hladinu hluku. Přitom byla ventilová vůle měřena z nulové hodnoty / stále nadzdvížený ventil / na hodnotu předepsané vůle a nakonec zvětšené vůle na 0.4 mm. Na obr. 50 a 51 je patrný vliv vůle v rozdílné hladině hluku. Byly rovněž provedeny zkoušky měření pro stanovení vlivu sousedních mechanismů na průběh hladiny hluku měřeného mechanismu. Proto byla v tomto případě měřena hladina hluku kompletně smontovaného motoru s předepsanou vůlí na všech mechanismech viz obr. 48. Dále bylo provedeno měření varianty s rozvodem

měřeným nastaveným na předepsanou vůli a ostatní mechanizmy nastavené na nulové vůle. Potom byla zkouška provedena s tím, že kromě měřeného rozvodu byly ostatní mechanizmy vymontovány. Výsledky měření jednotlivých variant jsou na obr. 48 až 51. Na základě provedených měření lze říci, že vliv sousedních rozvodů částečně ovlivňuje průběh měřeného signálu hladiny hluku vyzařovaného rozvodem. Proto je pro objektivní porovnání měření jednotlivých variant nutno provádět měření pouze na sledovaném mechanismu. Pro vyjádření vzájemné vazby mezi vyzařovaným hlukem a průběhem zrychlení bylo provedeno měření současně snímačem zrychlení, umístěným na ventilu / příp. zdvihátku / a průběhu hladiny hluku rozvodu měřicím hlukoměrem. Z charakteru průběhu zrychlení a hluku rozvodu je zřejmé, že mechanický hluk rozvodu vzniká především v oblasti náběhové křivky vačky, kdy dochází ke spojení vačky a zdvihátka a dále v oblasti druhé kladné vlny zrychlení na sestupném boku vačky. Při porovnání měření hladiny hluku, vyzařovaného rozvodem je zřejmé, že při měření hluku všech mechanismů rozvodu motoru je celková úroveň hluku vyjádřená ve spektrální výkonové hustotě o 5 dB vyšší než při měření pouze sledovaného mechanismu, kdy ostatní jsou nadzdvíženy. Při vyjmutí ostatních mechanismů a ponechání na maketě pouze měřený rozvod je pokles hladiny hluku oproti kompletnímu rozvodu nižší již o 10 dB. Přitom při měření hladiny hluku rozvodu při nadzdvíženém ventilu se ve spektru nevyskytuje frekvenční pásmo kolem 1700 Hz. Pásmo o kmitočtu kolem 980 Hz je nadále dominantní. Vzhledem k tomu, že při nadzdvíženém ventilu je zabráněno dopadům do sedla, lze usuzovat na to, že frekvenční pásmo 1700 Hz bylo vyvoláno

rezonancí sedla ventilu, případně dalšími vazbami. Hlukové maximum v pásmu 980 Hz je vyvoláno vlastní frekvencí rozvodu.

Na základě vypracované metodiky sledování průběhu hladiny vyzařovaného hluku v závislosti na průběhu zrychlení lze tedy porovnávat jednotlivá řešení dynamických vlastností ventilového mechanismu i z hlediska hlučnosti rozvodu.

12. Porovnání výsledků výpočtu a měření zrychlení

Na obr. 12 až 14 je uveden příklad vzájemného porovnání výpočtu a měření průběhu zrychlení a rychlosti ventilu sací vačky nového motoru Škoda 1300 cm³. Porovnání je uvedeno pro otáčky 4000, 5000 a 5500 ot/min.

Cílem provedeného porovnání výpočtu a měření je ověření správnosti řešení zvoleného matematického modelu ventilového rozvodu a zadaných vstupních parametrů výpočtu. Z porovnání je zřejmé určité zjednodušení vypočítaného průběhu zrychlení oproti měření. Celkový charakter teoretické funkce zrychlení a měřené závislosti je však plně zachován. Z porovnání lze usuzovat na poměrně dobrou shodu měření a výpočtu zejména v oblasti maximálního kladného zrychlení. Poněkud větší odchylky jsou v oblasti vrcholu vačky.

Příčiny rozdílného průběhu zrychlení a rychlosti matematického řešení a měřeného signálu lze rozdělit na dvě hlavní části:

- chyby zúsobebené matematickým modelem
- chyby vzniklé při měření

Přítom zjednodušení problematiky řešení dynamického kmitání mechanismu rozvodu přinejmenším již ve fázi sestavení náhradního

modelu, kdy nahrazujeme v podstatě reálný nelineární systém lineárním modelem s diskrétně rozloženými hmotami a tuhostmi. Jak bylo dokázáno vyhodnocením koherentních funkcí z měřeného průběhu zrychlení ventilu a zdvihátka lze považovat soustavu ventilového rozvodu za lineární systém i v oblasti vysokých kmitočtů. Při zadání základních vstupních parametrů modelu nelze stanovit jejich hodnoty zcela přesně. Způsob volby a vytvoření modelu je popsán v kapitole 2. Určení parametrů modelu bylo provedeno částečně měřením a částečně výpočtem. Přitom byly v průběhu zpracovávání výsledků měření, použitých v disertační kandidátské práci získány nové hodnoty tuhosti jednotlivých dílů mechanismu rozvodu, stanovené na základě zahraniční technické spolupráce s firmou RICARDO / viz. [34] /. Přestože byly tyto hodnoty stanoveny v AZNP výpočtem a ne příliš složitým měřením byly získané hodnoty ve velice dobré shodě s výsledky prací uvedené firmy.

Přitom je třeba si uvědomit, že cílem matematického modelování ventilového rozvodu není získání přesných výsledků, což ani není možné, ale pouze přibližné řešení dynamických vlastností mechanismu. Složitým modelem a volbou parametrů lze dosáhnout dobré shody výpočtu s daným průběhem měření, ovšem za cenu složitého a náročného výpočtu. Přitom se však projevuje i rozdílnost měření při opakování záznamu. Řešení dynamiky rozvodu pomocí výpočtu musí tedy především umožnit jednoduché a rychlé získání potřebných podkladů pro možnost porovnání několika navržených konstrukčních řešení. Těžiště celého řešení nového ventilového mechanismu, případně profilu vačky pak musí nezbytně vycházet z výsledků experimentálních měření. Jedině

tak lze zahrnout všechny vlivy, působící na mechanismus ventilového rozvodu. Jako například výrobní nepřesnosti, způsob mazání dotykových ploch členů mechanismu.

Chyby měření mohou vznikat jednak citlivostí měřících přístrojů, jednak chybami při snímání záznamu. Bylo dokázáno, že velký význam má při snímání signálu zrychlení nerovnoměrnost otáčení vačkového hřídele. Tato problematika byla sledována při měření průběhu zrychlení ventilu metodou průměrování měřeného signálu a záznamem jednotlivých průběhů. Vzhledem k možnostem analyzátoru signálu SM 2100 lze provádět záznam jednotlivých průběhů zrychlení celkem 8 po sobě následujících. Příklad takových dvou po sobě následujících měření je uveden na obr. 31.

. Ze záznamů je zřejmá rozdílnost získaných průběhů zrychlení. Proto je nutno považovat i experimentálně zjištěný průběh zrychlení za přibližný a pro další vyhodnocení je nutno provádět vždy celou řadu měření.

Z výsledků porovnání měření a výpočtu průběhu zrychlení a rychlosti ventilu vyplývá správnost volby vstupních parametrů matematického modelu, který umožňuje stanovit základní vlastnosti dynamické soustavy ventilového rozvodu. Přitom z výše uvedených výsledků měření průběhu zrychlení ventilu je vzhledem k odlišnosti jednotlivých záznamů zřejmé, že cílem matematického řešení není absolutní shoda záznamu a výpočtu. Matematické řešení musí sloužit pouze jako aparát k rychlému porovnání několika navržených řešení za stejných vnějších podmínek.

13. Využití výsledků práce při vývoji nového motoru

Záměrem kandidátské disertační práce bylo především vypracování matematického řešení a systému měření základních dynamických parametrů mechanismu ventilového rozvodu pro možnost přímého použití při vývojových pracích v AZNP Mladá Boleslav.

Jak vyplynulo z výsledků prací provedených ve vývojové základně AZNP tak i na základě technické spolupráce se zahraniční firmou RICARDO bylo nutno při vývoji nového motoru Škoda 1300 řešit celou řadu konstrukčních změn, týkajících se mechanismu ventilového mechanismu OHV. Vzhledem k malé celkové tuhosti mechanismu rozvodu, která neodpovídá srovnatelným hodnotám motorů stejného obsahu / viz. výsledky měření firmy Ricardo [31] / je nutno řešit dynamické vlastnosti ventilového rozvodu a zejména krytí mechanismu pomocí zdvihových funkcí profilů vaček s poměrně nízkými hodnotami kladného zrychlení. Byl prokázán rovněž významný vliv konstrukce ventilové pružiny na dynamiku rozvodu. Vzhledem k tomu, že nebyly prováděny zkoušky vlivu výrobního procesu zhotovení matičních šablon pomocí NC frézy byla část prací zaměřena na zjištění vlivu výroby na dynamické chování mechanismu při vstupní zdvihové funkci navržené různým matematickým postupem.

13.1. Vliv konstrukce ventilové pružiny na dynamiku rozvodu

Na základě provedených prací zahraničních firem a na základě vlastních měření a výpočtů byl prokázán významný vliv konstrukčního řešení ventilové pružiny na dynamiku rozvodu,

zejména na průběh zrychlení a hranici krytí mechanismu. V příloze je uvedeno pouze několik výsledků měření zrychlení ventilu na obr. 7 až 9. Jsou uvedeny průběhy zrychlení ventilu pro otáčky na hranici krytí rozvodu 5800 a 6000 otáček za minutu. Tato měření, provedená v AZNP dokazují vliv konstrukčního provedení ventilové pružiny na průběh zrychlení. Působení pružiny lze pozorovat zejména v oblasti druhé kladné vlny zrychlení na sestupném boku vačky a v okamžiku dosedání ventilu do sedla. Z porovnání řady vzorků pružin konstrukce AZNP i zahraničních pružin je zřejmé, že jako optimální varianta pružiny ventilu pro rozvod OHV motoru Škoda je použití progresivní pružiny od fy STUMPP SCHULE. Tato pružina vykazuje rovnoměrný vyhlazený průběh záporného zrychlení v oblasti vrcholu vačky, nejnižší hodnotu druhé kladné vlny a minimální rázová zrychlení při dosedu ventilu do sedla. Prakticky rovnocenná se jeví kombinace pružiny Cooper a seriové pružiny vnitřní. Tato sestava pružin vykazuje větší přitlačnou sílu než pružiny v seriovém provedení. Nevýhodou je nárůst hmotnosti. Dosud používané řešení ventilových pružin dle alternativy 1 / lze na základě provedených měření hodnotit jako nevhodné.

Na uvedeném příkladu praktického řešení zadaného úkolu na řešení konstrukce ventilové pružiny lze dokumentovat možnosti uvedeného způsobu měření a hodnocení rozvodu po stránce vlivu změny daného prvku na průběh zrychlení. Na základě výsledků uvedeného úkolu probíhají v současné době náročné zkoušky životnosti rozvodu s uvedenou progresivní pružinou.

Protože při řešení úkolu vývoje nového motoru Š 781 o obsahu 1300 cm^3 bylo nezbytně nutné zlepšit i stávající dynamické vlastnosti rozvodového mechanismu, bylo provedeno ověření řady ventilových pružin různých konstrukcí pro ověření možnosti zlepšení stávajícího stavu pomocí použité jiné ventilové pružiny.

Celkem bylo provedeno porovnání 8 variant konstrukcí ventilové pružiny včetně zahraničních vzorků:

- 1 - seriová pružina vnější č.d. 441.O.5055-395.6
vnitřní č.d. 441.O.5055-347.6
- 2 - jednoduchá pružina č.d. 441.O.5055-458.6
- 3 - pružina BMW
- 4 - pružina Cooper
- 5 - pružina Stump Schüle s progresivním stoupáním
závitů ϕ drátu 3.5 mm
- 6 - jednoduchá pružina č.d. 441.O.5055-458.6
serie vnitřní č.d. 441.O.5055-347.6
- 7 - pružina BMW
serie vnitřní č.d. 441.O.5055-347.6
- 8 - pružina Cooper
serie vnitřní č.d. 441.O.5055-347.6

Měření bylo provedeno pomocí programového vybavení zpracovávajícího pro řízení zkoušek analyzátoru SM 2100. Přitom měření zrychlení bylo snímáno od 2000 ot/min do otáček hranice krytí rozvodu po 500 otáčkách. Pro možnost dalšího zpracování jednotlivých variant bylo měření uloženo na minifloppy disk.

14. Závěr

Požadavek na řešení dynamických vlastností ventilového rozvodu vznikl v rámci úkolu na zabezpečení základních technických parametrů výkonu a spotřeby nového motoru Škoda 1300 dle státního úkolu P-19-124-264 na vývoj nového osobního vozu s předním pohonem.

Součástí tohoto úkolu bylo i zadání na konstrukční řešení nového spalovacího motoru o obsahu 1300 cm^3 . Pro splnění náročných požadavků na konstrukci nového motoru bylo nutno provést i konstrukční změny v řešení stávajícího mechanismu ventilového mechanismu OHV. Jednalo se zejména o výzkum a zkoušky řady nových profilů vaček s vyšší plností. Byl sledován vliv zdvihových funkcí vaček na dynamické vlastnosti mechanismu rozvodu, vliv jednotlivých konstrukčních úprav částí rozvodu, například odlehčená tyčka, vylehčené zdvihátko, změny tvaru hlavy ventilu, vliv konstrukčního provedení ventilových pružin. Bylo provedeno ověření řady profilů vaček s cílem dosažení maximální hodnoty plnosti při současném dodržení požadavku na krytí rozvodu do otáček 5800-6000 ot/min.

Z tohoto důvodu bylo hlavním záměrem a cílem všech provedených vývojových prací v oblasti řešení dynamiky rozvodu vypracování jednak vhodného matematického modelu, jednak metodiky měření a vyhodnocování dynamických vlastností daného mechanismu. Vypracování způsobu matematického řešení soustavy ventilového rozvodu má značný význam při rychlém srovnávacím posouzení konstrukčních změn na rozvodu při dodržení stejných okrajových podmínek. Toto při experimentálním měření není zcela možné a může vést k nesprávným závěrům. Vzhledem k tomu byl

vytvořen matematický model dostatečně složitý tak, aby umožňoval sledovat chování jednotlivých částí mechanismu rozvodu. Metoda řešení pohybových rovnic pomocí Fourierovy transformace pak umožnila převedením soustavy diferenciálních rovnic druhého stupně na soustavu lineárních rovnic jednoduché a přehledné řešení. Z provedených porovnání výsledků výpočtu a měření průběhu zrychlení vyplývá správnost volby daného modelu i jeho vstupních parametrů. Měření provedené v rámci zahraniční technické spolupráce s firmou Ricardo, kde součástí kontraktu bylo i provedení prací na určení tuhostí jednotlivých dílů mechanismu rozvodu hodnoty používané v AZNP plně potvrdila. Závěry tohoto měření u dané firmy jsou uvedeny ve zprávě [31,27].

Systém experimentálního měření je založen na přímém záznamu průběhu zrychlení, které je snímáno pomocí snímačů firmy B & K. Způsob měření, vyvinutý v AZNP byl především doplněn o způsob řízení časové základny záznamu pomocí vnější frekvence. To umožnilo provádět záznam signálu do paměťového bloku analyzátoru o předem zvolené časové délce bez ohledu na otáčky vačkového hřídele. Analyzátor signálu SM 2100 byl dále vybaven vlastním softwarovým systémem, umožňujícím programovatelné řízení zkoušek měření signálu zrychlení i jeho následné statistické vyhodnocení. Programový systém umožňuje automaticky ovládat jednotlivé činnosti jak vnitřních funkcí analyzátoru, tak minifloppy diskové jednotky, kterou je analyzátor vybaven. Soubor programů a popis jeho činnosti je uveden ve výzkumné zprávě [30]. Protože se jednalo o nové metody měření a vyhodnocení, byla provedena celá řada cvičovacích měření. Například

zkoušky opakovaných měření, měření signálu pomocí průměrování na ověření vlivu nerovnoměrností otáčení vačkového hřídele, ověření vlivu nastavení ventilové vůle ventilového rozvodu a další. Doplněním způsobu měření o možnost současného záznamu zrychlení ventilu a zdvihátka byla značně rozšířena možnost určování dynamických vlastností daného systému rozvodu. Je to především stanovení vzájemné frekvenční charakteristiky systému, ověření linearity soustavy pomocí průběhu koherentní funkce, vyhodnocení funkce spektrální hustoty průběhu zrychlení ventilu, zdvihátka a vzájemná spektrální hustota soustavy. Byl dále vypracován nový systém hodnocení rozvodu na základě měřeného průběhu hluku rozvodu a zrychlení ventilu v závislosti na úhlu otáčení vačkového hřídele. toto měření umožňuje hodnotit chování ventilového rozvodu z hlediska paramteru vyzařované hladiny hluku rozvodu. Vyhodnocení záznamu pomocí spektrální výkonové hustoty umožňuje určit oblasti a příčiny zvýšené hladiny hluku v okamžiku odskoků zdvihátka na sestupném boku vačky, dopady ventilu do sedla.

Obsah práce však nemohl být zaměřen pouze na vypracování metodiky matematického a experimentálního řešení sledování dynamických vlastností soustavy ventilového rozvodu. Bylo nutno vypracovat nové programy na řešení zdvihových funkcí vaček, vyřešit celý komplex programů na výpočet a vytvoření děrné pásyky pro možnost rychlého vyrobení matičních šablon na NC fréze. Doba na zhotovení jedné šablony se zkrátila z několika dnů na 1 hodinu. Zvýšila se rovněž přesnost výroby šablon. Tento způsob výroby je nyní v AZNP využíván řadou externích zadavatelů.

Výsledkem praktického použití vypracované metody výpočtu a experimentálního měření ventilového rozvodu je pak vyhodnocení návrhů nových profilů vačkových hřídelů pro motor Š 781.

Příkladem konkrétního použití metody bylo například ověření vhodnosti volby ventilové pružiny rozvodového mechanismu motoru Škoda pro daný použitý typ vačkového hřídele. Výsledky měření jsou uvedeny v kap.13.1 .

Vzhledem k tomu, že vývojové práce na novém motoru nejsou dosud ukončeny a je dále řešena celá řada úkolů, jsou v disertační práci dokumentovány pouze dílčí měření a výpočty, týkající se vlastní navrhované metodiky, což bylo i cílem práce.

Na základě dosud provedených prací vyplynula celá řada nových problémů, na které se bude nutno dále zaměřit při vývoji nového motoru:

1. V oblasti matematického řešení dynamického chování ventilového rozvodu především nutno dopracovat komplexní systém s možností přímého počítačového modelování dynamických jevů mechanismu na grafickém terminálu.

2. V oblasti experimentálních měření je nutno další práce zaměřit zejména na stanovení objektivních kritérií pro hodnocení ventilových rozvodů.

3. Vzhledem k značné výrobní nepřesnosti při zhotovení profilů vaček / v porovnání s přesností matematickou/ je nutné ověřit vzájemné vazby mezi použitou matematickou metodou návrhu profilu a výsledným chováním soustavy rozvodu s reálnou vačkou.

Seznam použité literatury

- [1] ROTHBART, H.A.: Cam Dynamics. Mach. Des., 5, 1956
s. 100-107
- [2] THOREN, T.R.: Cam Design as Related to Valve Train Dynamics. SAE Quarterly Transactions
N 6, 1952
- [3] KURZ, D.: Entwurf und Berechnung ruckfreier Nocken. ATZ, 1954, č. 11, s. 293
- [4] KOTČO, Š.: Dynamický výpočet vačky pružného rozvodového mechanismu. Strojírenství, 20,
1970, č. 6, s. 330-334
- [5] HONCŮ, J.: Návrh vačky "polydyn" metodou konečných diferencí. Strojírenství, 20, 1970, č. 7,
s. 393-400
- [6] HANACKA, M.: A Study of Valve Train Noises and a Method of Cam Design to Reduce the Noises. A.S.E., 1973, USA
- [7] DUDLEY, W.M.: New Method in Valve Cam Design. In: Trans. SAE, 1948, č. 9
- [8] DENNIS, R.C.: Computerassisted Valve Train Design and Development. SAE Paper 660348,
1966
- [9] NOURSE, J.H.-DENISS, R.C.-WOOD, W.M.: Recent Development in Cam Design. SAE Preprint
202 A, 1960
- [10] HUNDAL, M.S.: Aid of Digital Computer in the Analysis of Rigid Spring-Loaded Valve Mech. SAE Preprint 596 B, 1962

- [11] CRUTCHER, D.E.G.: The Dynamics of Valve Mechanism,
Proc.Instr.Mech.Engrs, Paper 13,
162, 1967
- [12] KANESAKA, H.: A New Method of Valve Cam Design-
HYSDYNE Cam, SAE 1977
- [13] JOHNSON, G.I.: Studying Valve Dynamics with Electro-
nic Computers. SAE Preprint 596 C, 1962
- [14] GERLACH, A.: Zur Berechnung von Ventil schwingungen
mit elektronischer Analogrechnen. KFT, 1969
- [15] BÉBR, K.: Výpočet kmitání ventilového rozvodu na samo-
činném počítači. Zoráva Z-125/75, ÚVIV Praha
- [16] ČUBRT, M.: Analogový model dynamiky rozvodového mecha-
nizmu naftového motoru. Strojírenství, 5
- [17] FUKUMURA, S.: Noises and a Method of Cam Design to Re-
duce the Noises. SAE 1973
- [18] FLIEGEL, K.: Výpočet matematického modelu ventilového
rozvodu spalovacích motorů pomocí Fourie-
rovy transformace a stanovení vlivu kmi-
tání ventilové pružiny. Odborná práce z
kand. minima, 1961
- [19] HANACKA, M. + FUKUMURA, S.: A Study of Valve Train Noi-
ses and a Method of Cam Design to Reduce
the Noises. A.S.E., 1973, USA
- [20] KORČOMNYJ, L.V.: Opredžlenije koeficienta dempfiro-
vanija kolebanij klapannoj pružiny.
Avtom.prom., 1973, č.3, s.11
- [21] PANDV, D.J.: Příručka k numerickému řešení parciálních
diferenciálních rovnic. SNTL Praha, 1958

- [22] BRYNICH, J.: Příspěvek k využití diskrétní Fourierovy transformace v dynamice lineárních soustav. Strojírenství, 33, 1983, č.6/7.
- [23] BĚLOLIPECKAJA, L.I.: Rasčot kolebanij vitkov klapennoj pružiny s učetom uprugosti privoda klapana. Izvestija 2/1972, MVTU Moskva.
- [24] BÍLÝ, M.-BUKOVECKÝ, J.: Využitie riadiaceho počítača pri zkúškach mechanických vlastností materiálov a dynamických vlastností konštrukcií. Strojírenství, 1977, č.4, s.226.
- [25] NICHLIN, S.G.: Približné metódy riešenia diferenciálnych a integrálnych rovníc. ALFA 1974.
- [26] HAVLÍČEK, V.: Vliv maziva na vznik pittingu ve dvojici vačka-zdvihátko. Strojírenství 32, 1982, č.12, s.686.
- [27] HOLBROCK, J.A.J.: SKODA 1300 Gasoline Engine Brief Valve Train Assessment, DP 85/C24. Výzkumná zpráva firmy Ricardo Consulting Engineers, 1985.
- [28] NEUBAUER, M.: Hodnocení rozvodu motoru Š 742. Výzkumná zpráva AZNP Š742/2898, 1979.
- [29] BÉBR, K.: Rozbor možností modelování funkce rozvodového mechanismu pístového spalovacího motoru a návrh postupu pro získání podkladů hodnocení namáhání součástí rozvodu při překročení mezních poměrů jeho činnosti. Kandidátská disertační práce, 1982, Praha

- [30] FLIEGEL, K.: Programové vybavení analyzátoru SM 2100.
Řízení zkoušek a vyhodnocení.
Výzkumná zpráva AZNP, 1985, VZ-002/85.
- [31] BROOME, D.: Design and Performance Assessment of the
SKODA 1,3 litre Gasoline Engine.
Výzkumná zpráva firmy Ricardo Consulting
Engineers DP 85/798, 1985.
- [32] HENRYCH, J.: Diskrétní Fourierova transformace.
Strojnický časopis
- [33] HOFHÄNZL, J.: Pevnostní výpočet rozvodového mecha-
nizmu motoru Š 760. AZNP, 1972.
- [34] HENCŮ, J.: Nový model pro výpočet rozvodového mecha-
nizmu OHV spalovacích motorů a jeho odezva
při pohonu vačkami s některými tvary křivky
zrychlení. Kandidátská disertační práce,
1978.
- [35] HORÁK, Z.: Cvěření přesnosti Hertzovy teorie rázů v
rozvodovém ústrojí spalovacích motorů.
Výzkumná zpráva V 73-05, ČVÚT Praha.
- [36] JAHODA, S.: Zjištění optimálních konstrukčních para-
metrů výfukových ventilů. Zpráva ÚVIV
Z-45/66.
- [37] KORČOMNYJ, L.V.: Vlijanije na kinematiku klepana do-
puskov na izgotovlenije detalej me-
chanizma gazoraspredělenija dvigatelja.
Avtom.promyšlennost', 1974, č.4.

- [38] KORČOMNYJ, L.V.: Opreděleníje nagražonnosti kulačkov
raspredělitělnovo vala. Avtom. pro-
myšlenosti, 1977, č.1, s.8.
- [39] KOŽEŠNÍK, J.: Kmitání mechanických soustav.
Academia Praha, 1979.
- [40] KOŽDOŠEK, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů
III. Rozvodová ústrojí. ČVÚT, 1975.
- [41] BRYNICH, J.: Spektrální veličiny a modální analýza
vlastních kmitů lineárních diskrétních
tlumených soustav. Strojírenský časopis,
č.3, 1977, s.257.
- [42] NEUBAUER, M.: Zesílený vačkový hřídel mezi sacími
vačkami. AZNP, Š 742/3501, 1981.
- [43] FLIEGEL, K.: Výpočet matematického modelu ventilové-
ho rozvodu spal. motorů pomocí Fourierovy
transformace. Výzkumná zpráva AZNP, 1985,
VZ-001/85.
- [44] MÜLLER, R.: Der Einfluss der Schmierverhältnisse am Noc-
kentrieb. MTZ, 27, 1966, č.2, s.58-61.
- [45] OPATRŇÝ, J.: Výzkum časování motoru Š 98E-DHV.
Výzkumná zpráva Z-0008-59, ÚVMTV Praha.
- [46] FLIEGEL, K.: Řešení dynamických vlastností ventilového
rozvodu pomocí integrální transformace.
Výzkumná zpráva AZNP, TS-000.664, 1984.
- [47] TIMOŠENKO, Š.: Kmitání ve strojírenství. SNTL Praha,
1960.
- [48] VEIT, J.: Integrální transformace. SNTL Praha, 1979.

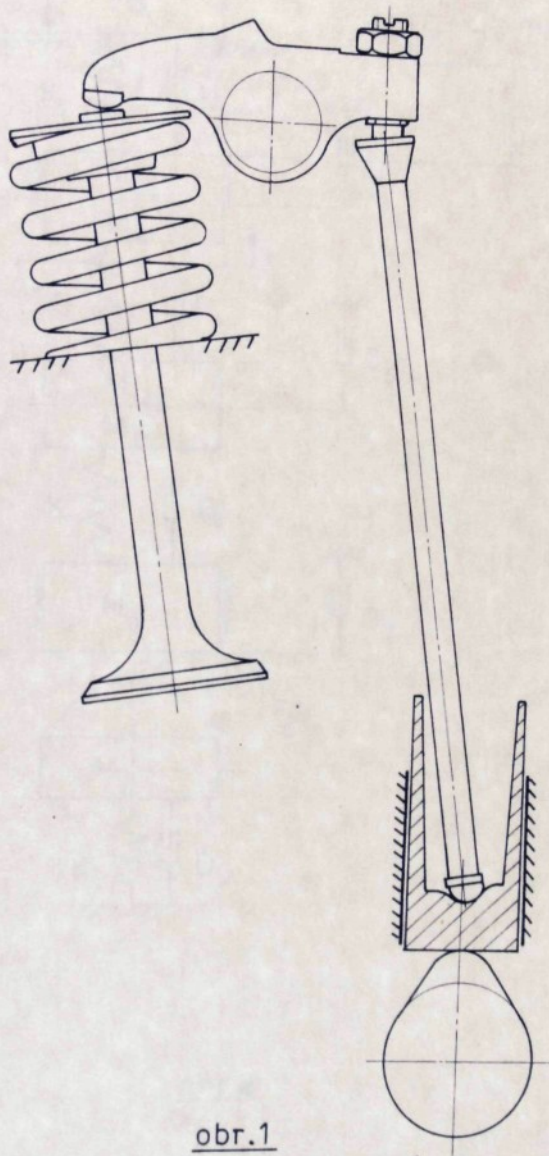
- [49] PROCHÁZKA, M.: Nová metoda měření přenosových funkcí mechanických členů a soustav. Strojírenství, 1975, č.4, s.237.
- [50] RYCHNOVSKÝ, R.: Parciální diferenciální rovnice a jejich některá řešení. Soc.akademie, 1970.
- [51] FLIEGEL, K.: Návrh matematického řešení kmitání ventilové pružiny. Výzkumná zpráva AZNP, 1985, TS-000.732.

Seznam příloh

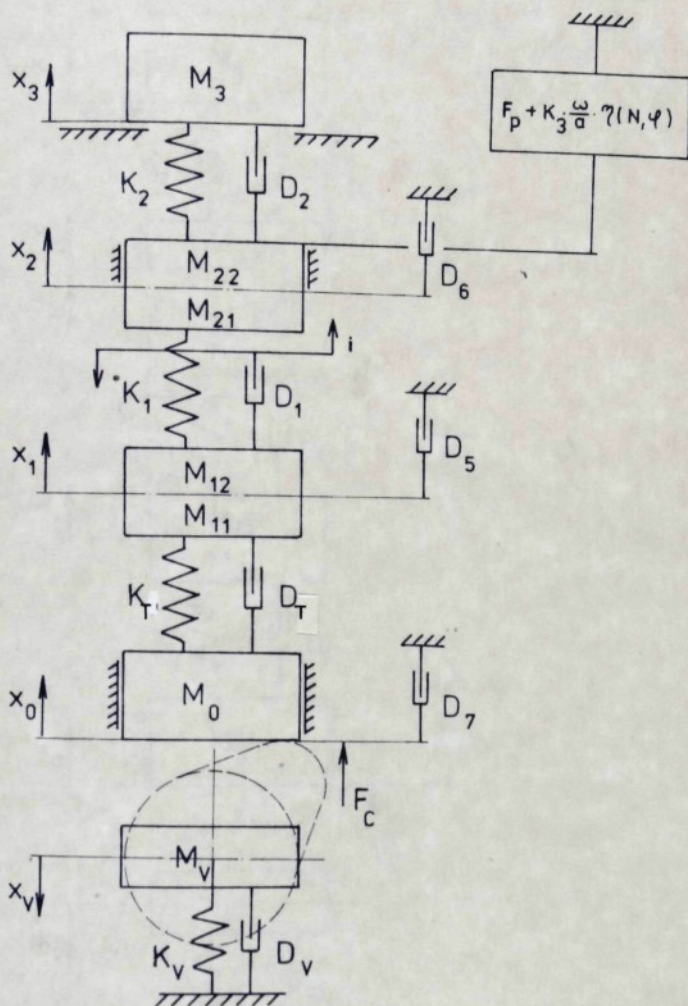
Schéma ventilového rozvodu motoru Škoda	obr. 1
Matematický model rozvodového mechanismu	2
Schéma náhradního modelu rozvodu pro sledování stavu rozpojeného mechanismu	3
Amplitudová frekvenční charakteristika	4
Funkce frekvenčního přenosu pro tlumenou soustavu	5
Vliv vlastní frekvence kmitání ventilové pružiny na hladinu vyzářovaného hluku motoru	6
Sledování vlivu ventilové pružiny na průběh zrychlení ..	7
Sledování vlivu ventilové pružiny na průběh zrychlení .	8
Sledování vlivu ventilové pružiny na průběh zrychlení .	9
Porovnání ventil. rozvodu bez vůle a s vůlí ρ .15mm	10
Blokové schéma výpočtu matematického modelu	11
Porovnání výpočtu a měření zrychlení a rychlosti	12
Porovnání výpočtu a měření zrychlení a rychlosti	13
Porovnání výpočtu a měření zrychlení a rychlosti	14
Sledování vlivu teploty mazacího oleje a otáček motoru na tloušťku olejového filmu v dotyku vačka-zdvihátko ..	15
Sledování vlivu teploty mazacího oleje a otáček motoru na tloušťku olejového filmu v dotyku vačka-zdvihátko ..	16
Průběh namáhání krajních závitů ventilové pružiny v závislosti na otáčkách motoru	17
Průběh kmitání závitů ventilové pružiny před a po úpravě matematického řešení	18
Maketa zkušební motoru	19
Celkový pohled na sestavu měřících přístrojů	20

Analyzátor signálu SM 2100 IWATSU	21
Schéma zapojení přístrojů pro měření	22
Program na měření zrychlení pomocí analyzátoru SM2100 ...	23
Záznam zrychlení bez vnější časové základny 2000 ot/min..	24
Záznam zrychlení bez vnější časové základny 4000 ot/min..	25
Záznam zrychlení bez vnější časové základny 5000 ot/min..	26
Porovnání záznamu zrychlení s AVG a bez AVG	27
Porovnání záznamu zrychlení s AVG a bez AVG	28
Porovnání průběhu rychlosti s AVG a bez AVG	29
Porovnání spektrálních hustot záznamu zrychlení s AVG a záznamu zrychlení bez AVG	30
Porovnání záznamů opakovaného měření zrychlení	31
Porovnání průběhu rychlosti před úpravou a po úpravě pomocí programu v jazyce BASIC na analyzátoru	32
Porovnání průběhu zrychlení vačky nové a opotřebené	33
Porovnání průběhu rychlosti vačky nové a opotřebené	34
Porovnání spektrálních hustot zrychlení vačky nové a opotřebené	35
Záznam zrychlení a rychlosti ventilu a zdvihátka 2000ot..	36
AUTO PW a TRANS FUNC ventilu a zdvihátka	37
CROSS PW a COH FUNC ventilu a zdvihátka	38
Záznam zrychlení a rychlosti ventilu a zdvihátka 4000ot..	39
AUTO PW a TRANS FUNC ventilu a zdvihátka	40
CROSS PW a COH FUNC ventilu a zdvihátka	41
Záznam zrychlení a rychlosti ventilu a zdvihátka 5000ot..	42
AUTO PW a TRANS FUNC ventilu a zdvihátka	43
CROSS PW a COH FUNC ventilu a zdvihátka	44

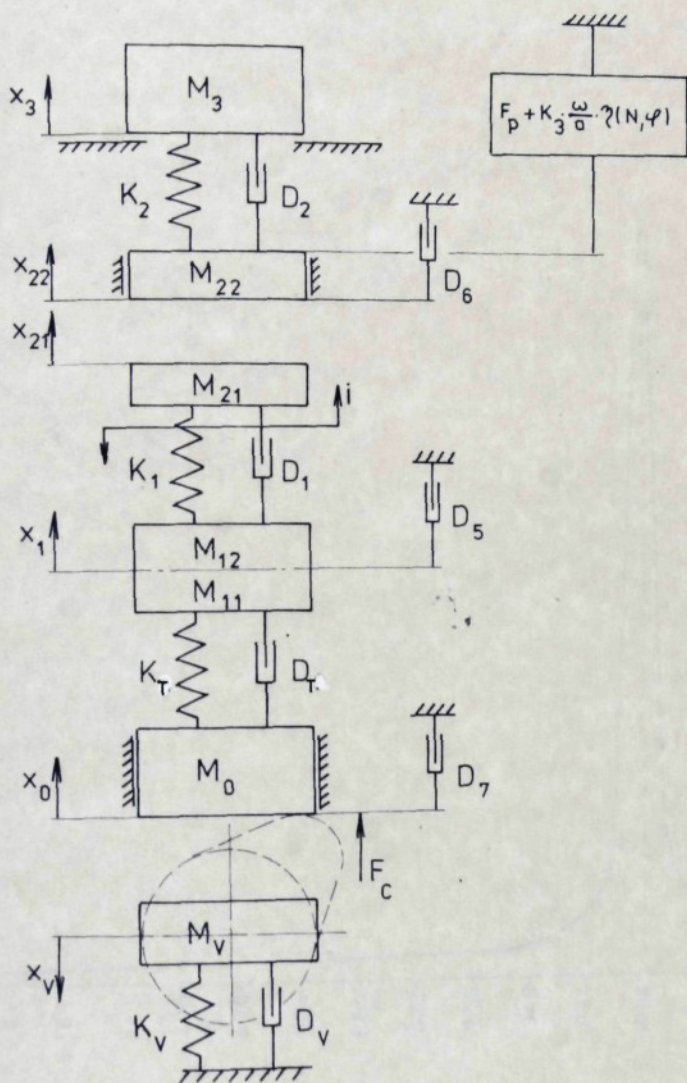
Záznam zrychlení a rychlosti ventilu a zdvihátka 5500ot..	45
AUTO PW a TRANS FUNC ventilu a zdvihátka	46
CROSS PW a COH FUNC ventilu a zdvihátka	47
Měření hluku rozvodu, všechny mechanizmy, vůle 0.15, 2000ot	48
Měření hluku rozvodu, pouze měřený mechanismus, ostatní nadzdvíženy, vůle 0.15, 2000 ot.	49
Měření hluku rozvodu, pouze měřený mechanismus, ostatní vyjmuty, vůle 0.15, 2000 ot.	50
Měření hluku rozvodu, pouze měřený mechanismus, ostatní vyjmuty, vůle 0.0 , 2000 ot.	51
Měření hluku a zrychlení ventilu 3000 ot/min	52
FFT a TRANS FUNC zrychlení a hluku ventilu	53
Měření hluku a zrychlení zdvihátka 3000 ot/min	54
FFT a TRANS FUNC zrychlení a hluku	55
Měření hluku a zrychlení ventilu , ostatní vyjmuty, 3000ot	56
FFT a TRANS FUNC zrychlení a hluku	57
Porovnání vlivu úhlu rozevření profilu vačky na průběh zdvihové funkce vytvořené metodou nejmenších čtverců	58
Porovnání vlivu váhových koeficientů okrajových podmínek na průběh zdvihové funkce vytvořené metodou čtverců	59
Porovnání zdvihové funkce vačky motoru Š781 a funkce vytvořené z 12 harmonických metodou nejmenších čtverců ..	60



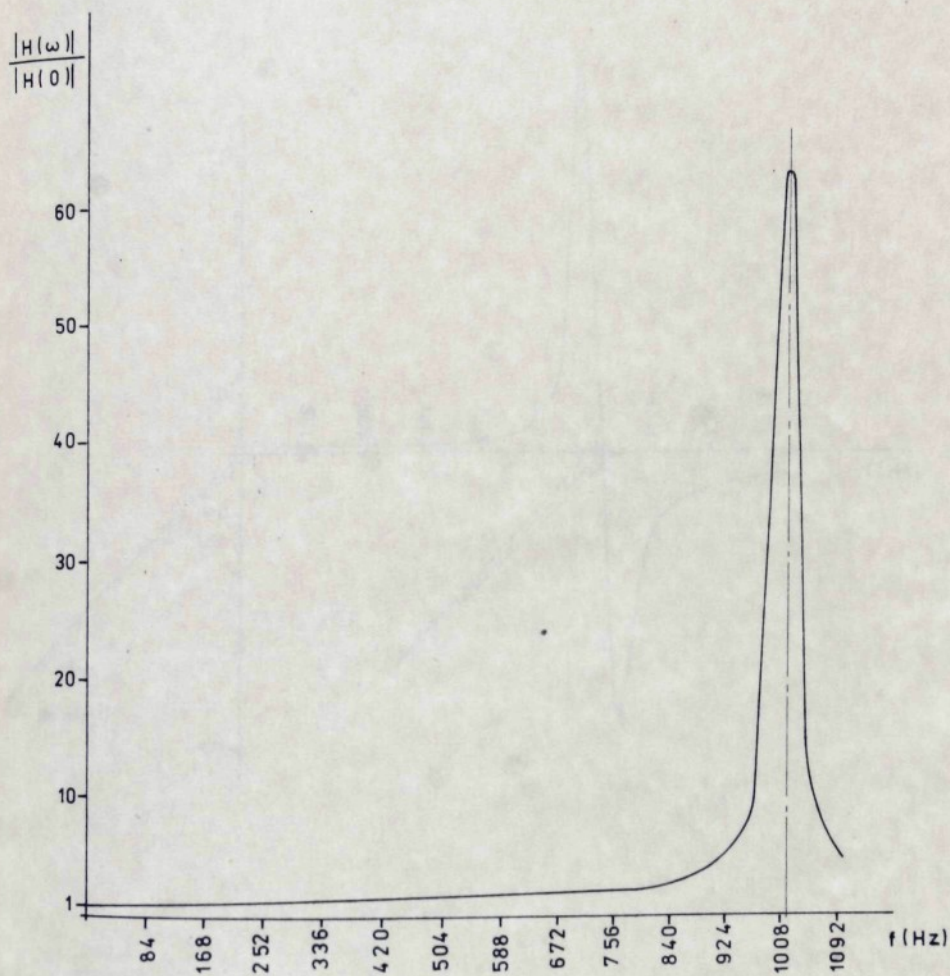
obr.1



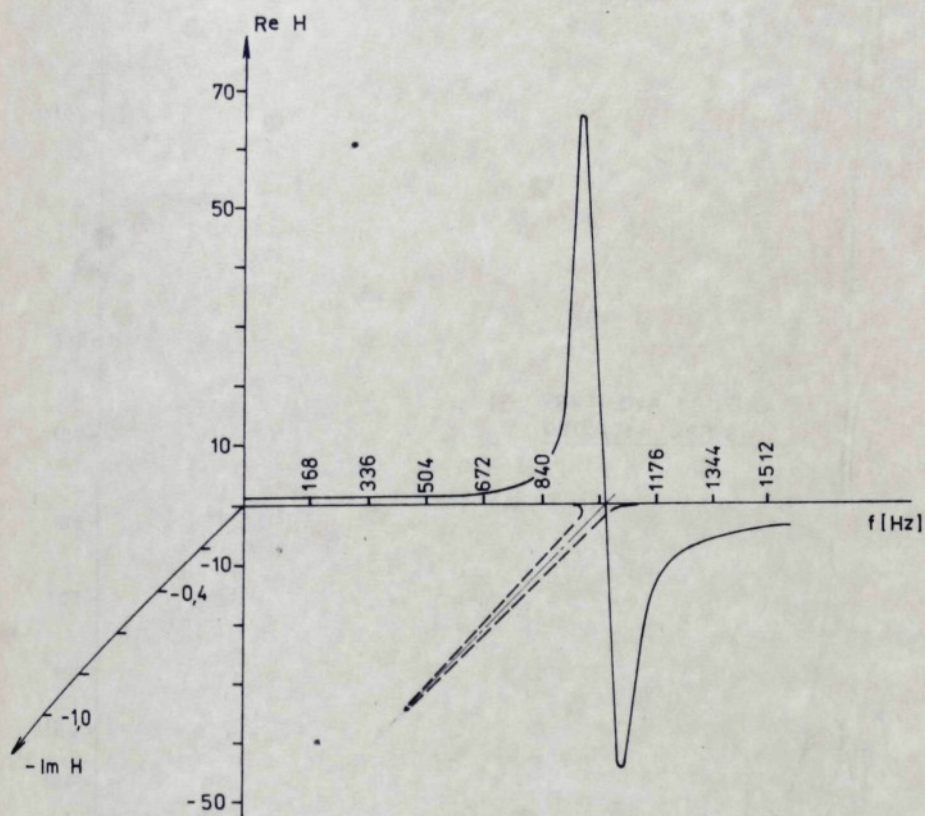
obr.2



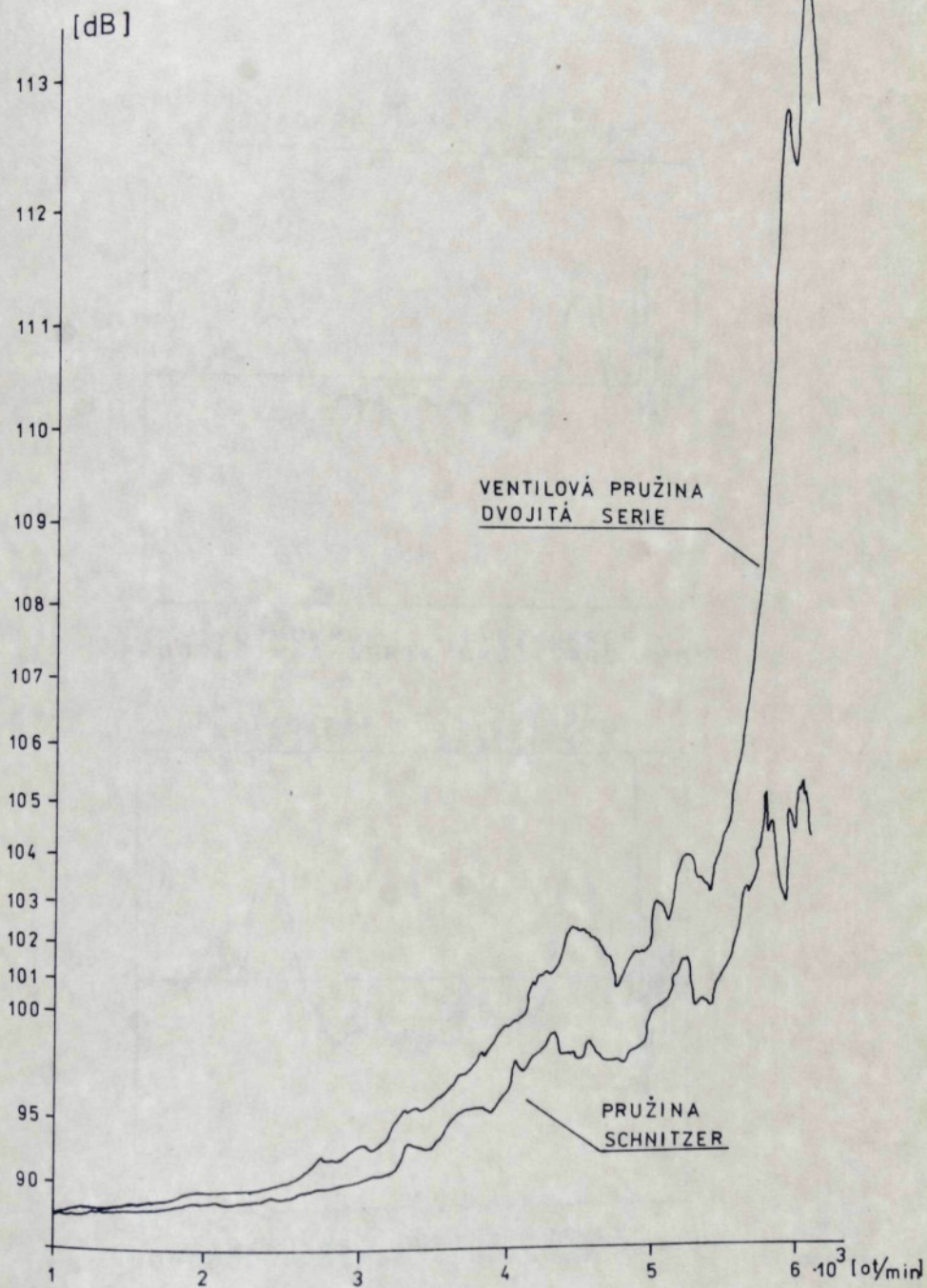
obr.3



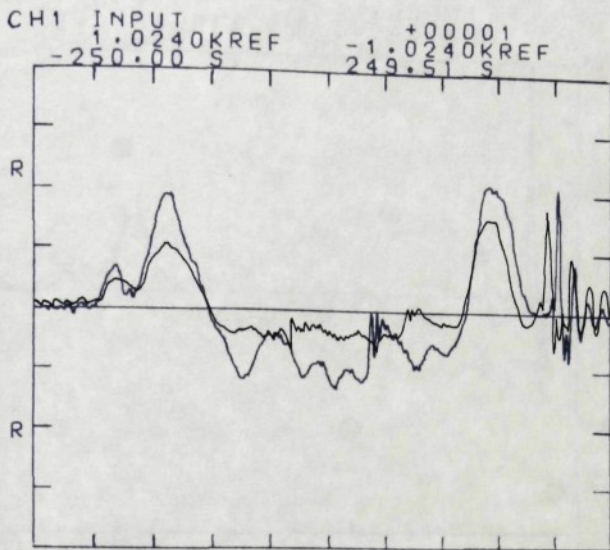
obr.4



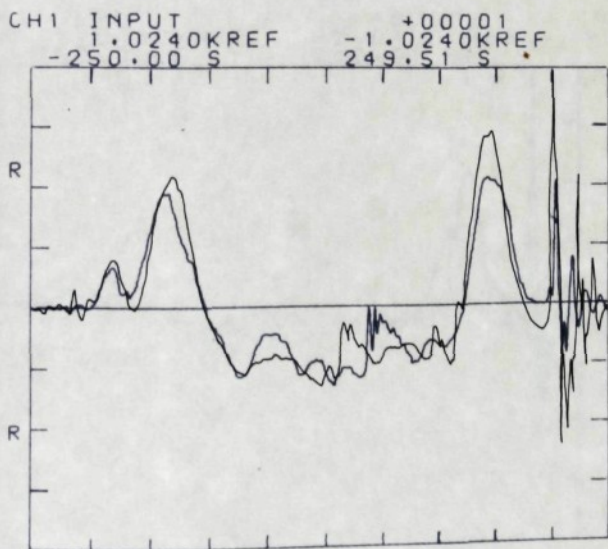
obr.5



obr. 6

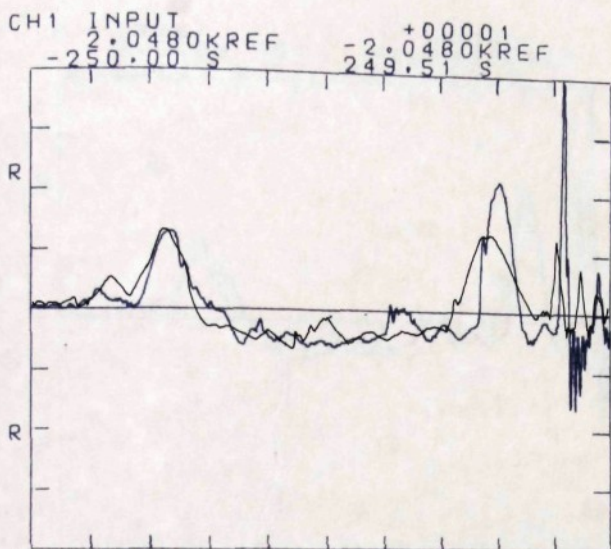


CH1 INPUT
1.0240KREF -1.0240KREF
PROGRESIVNI-SERIE DV0J:5800 RPM

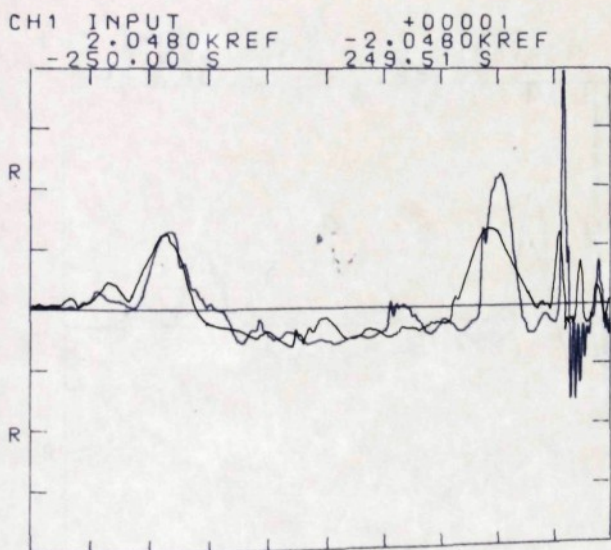


CH1 INPUT
1.0240KREF -1.0240KREF
JEONDOUCHA-SERIE DV0J:5800 RPM

obr.7

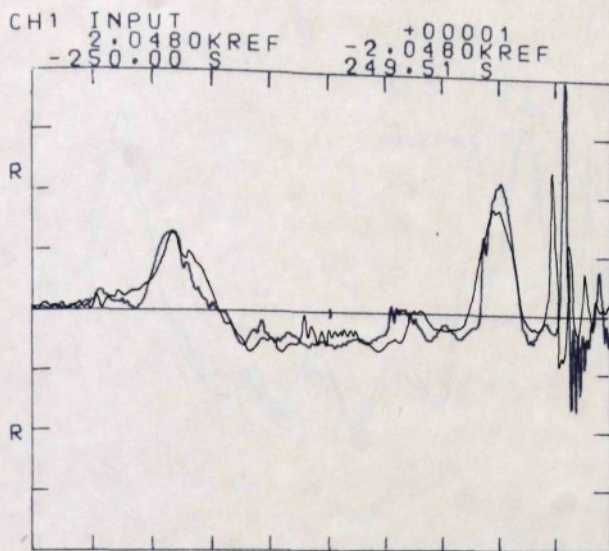


CH1 INPUT
2.0480KREF -2.0480KREF
PROGRESIVNI: SERIE DV0J: 6000 RPM

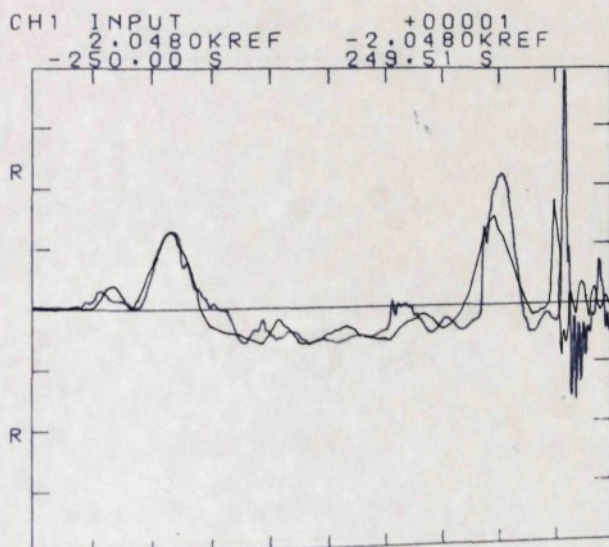


CH1 INPUT
2.0480KREF -2.0480KREF
JEDN+SER: SERIE DV0J: 6000 RPM

obr.8

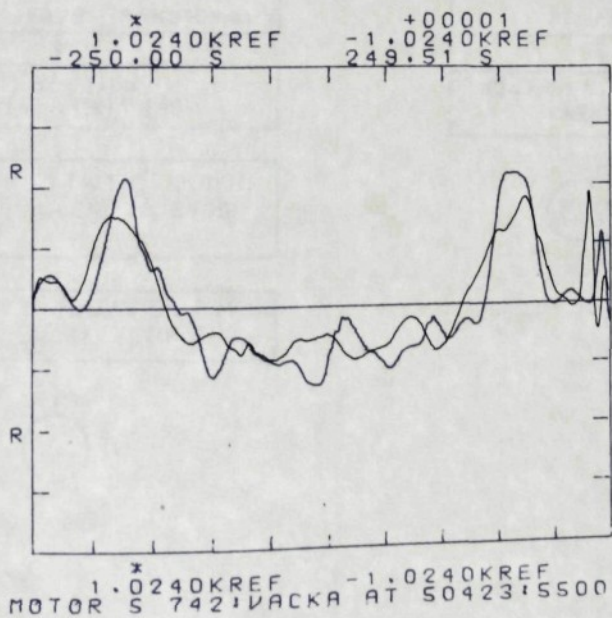
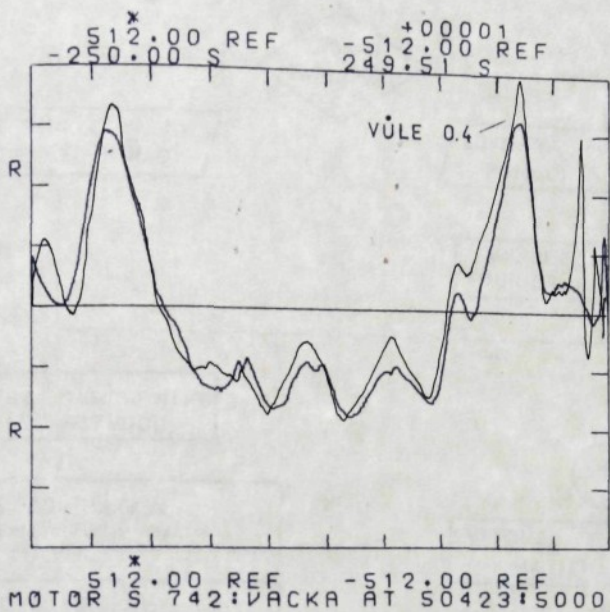


CH1 INPUT
 2.0480KREF -2.0480KREF
 SCHNITZER+SER:SERIE DV0J:6000

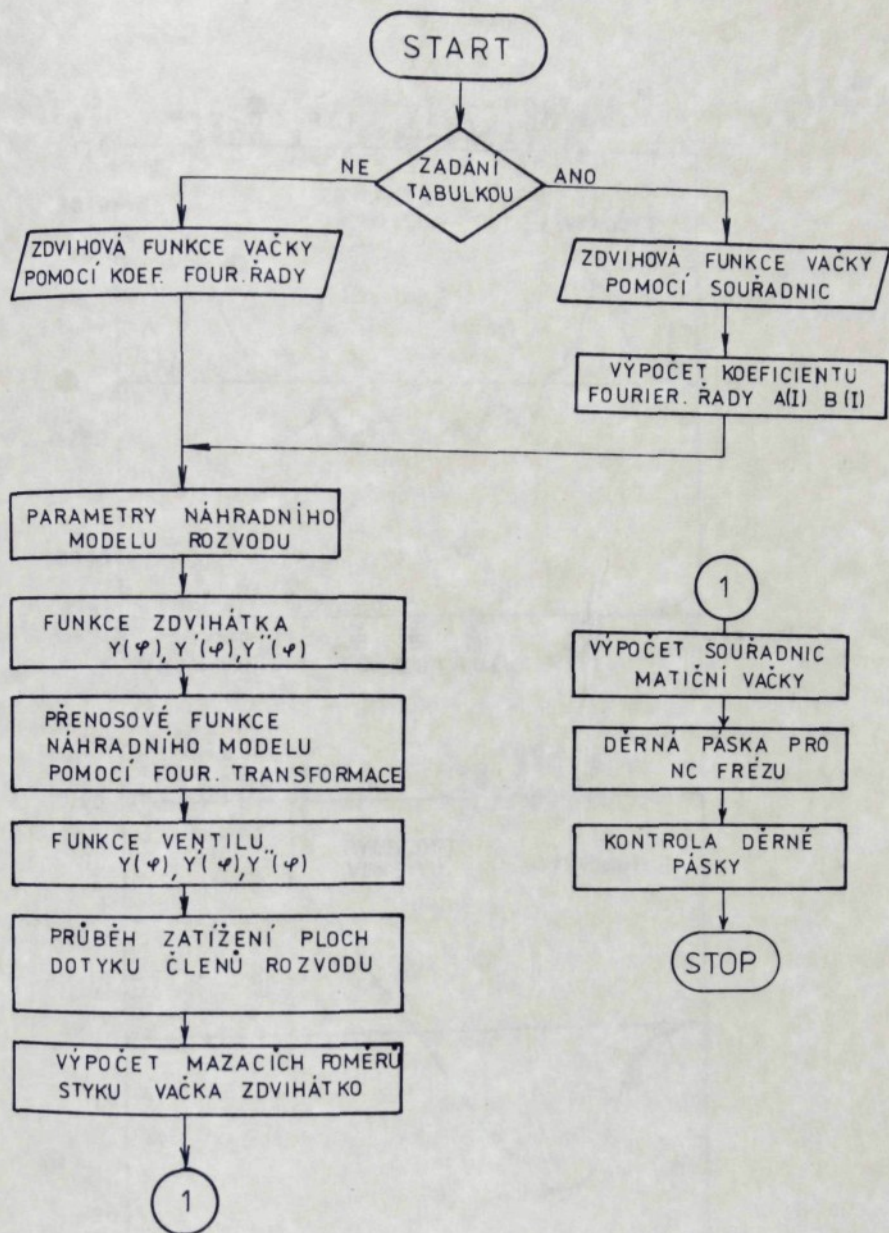


CH1 INPUT
 2.0480KREF -2.0480KREF
 COOPER+SER:SERIE DV0J:6000 RPM

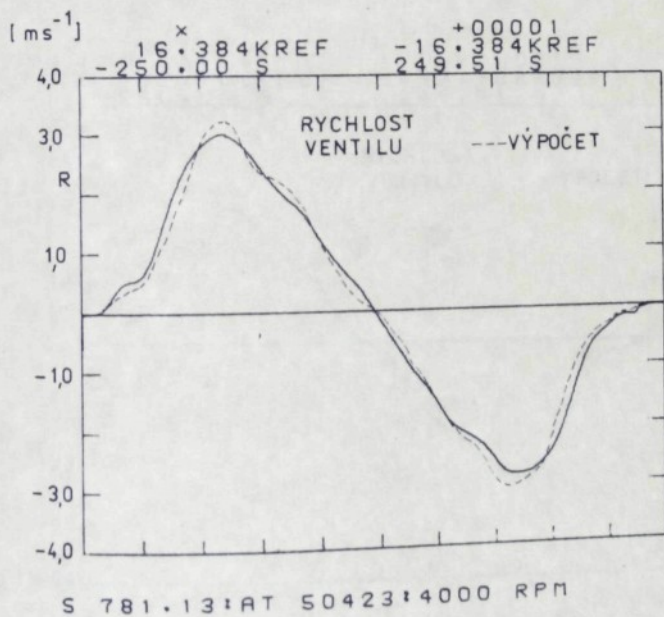
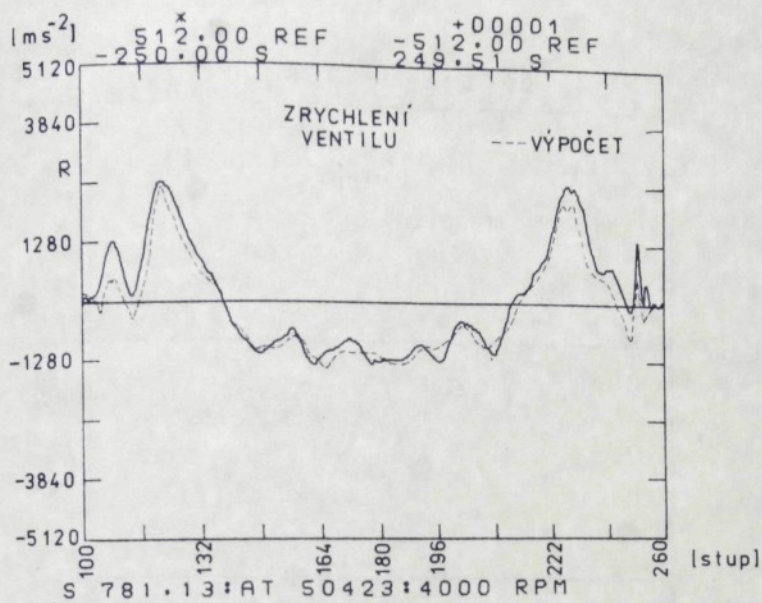
obr.9



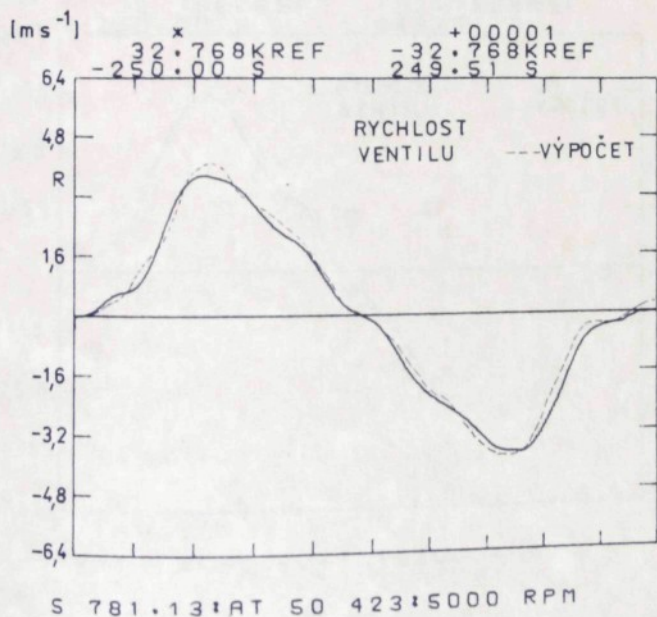
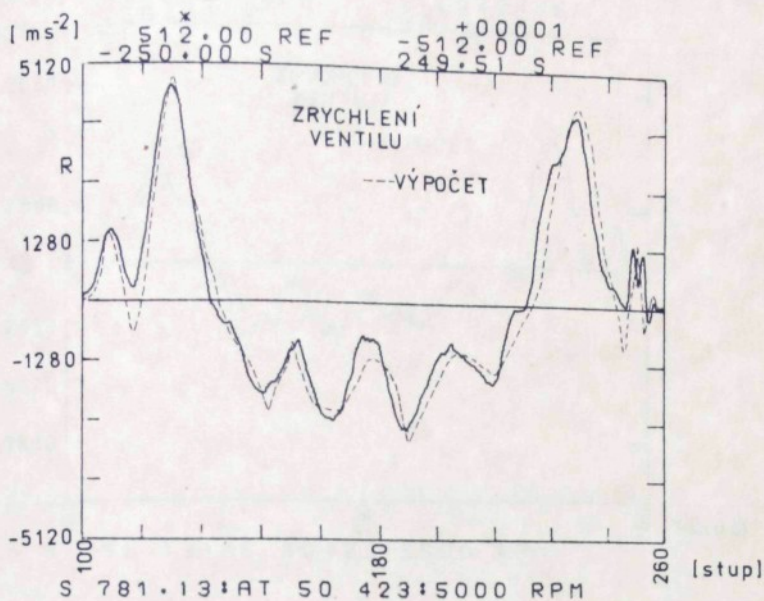
obr.10



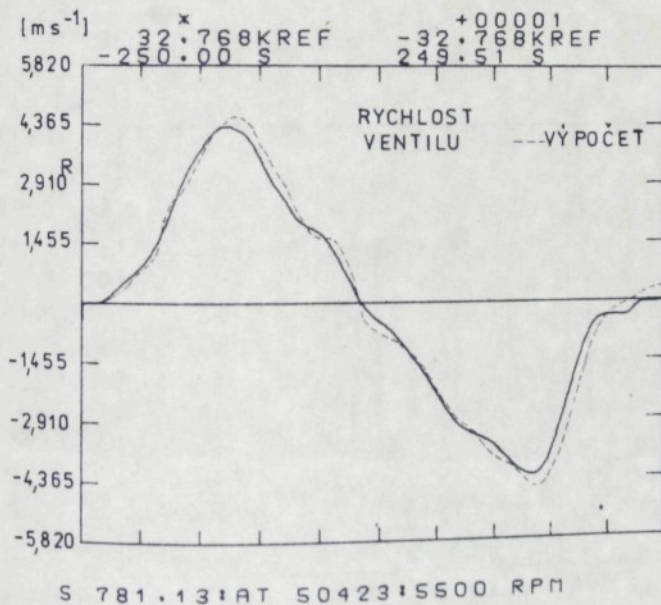
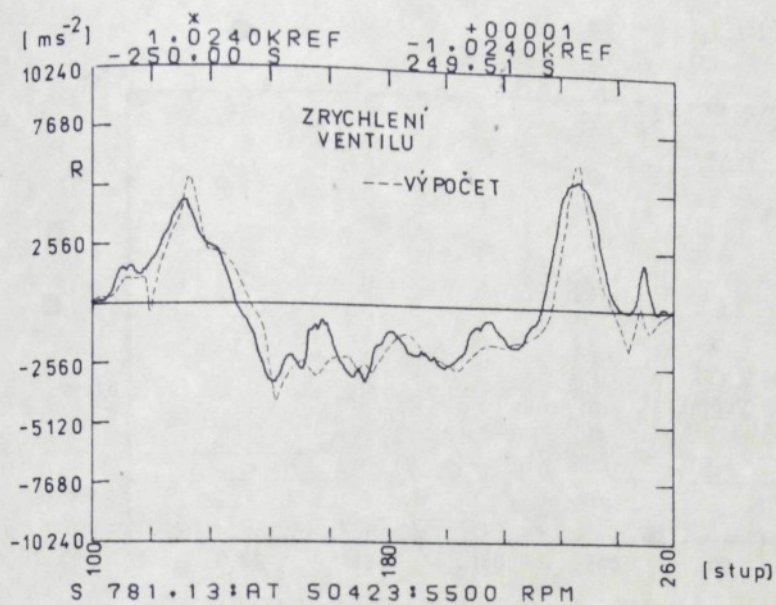
obr.11



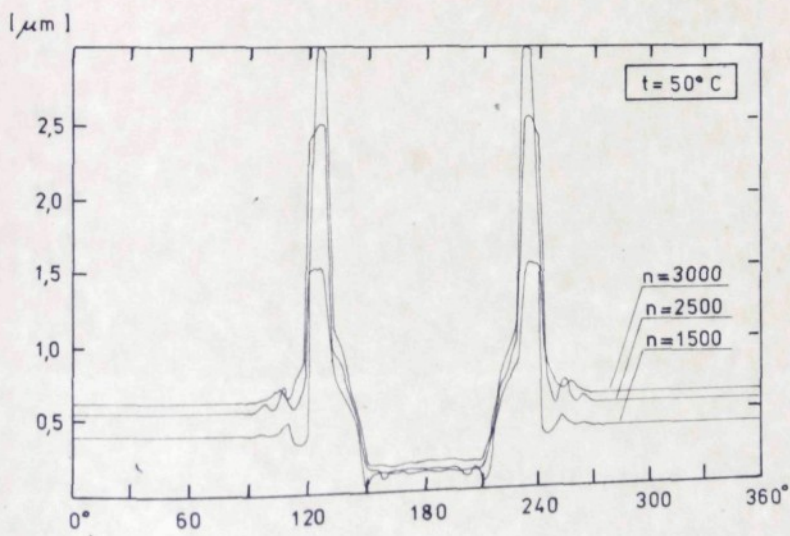
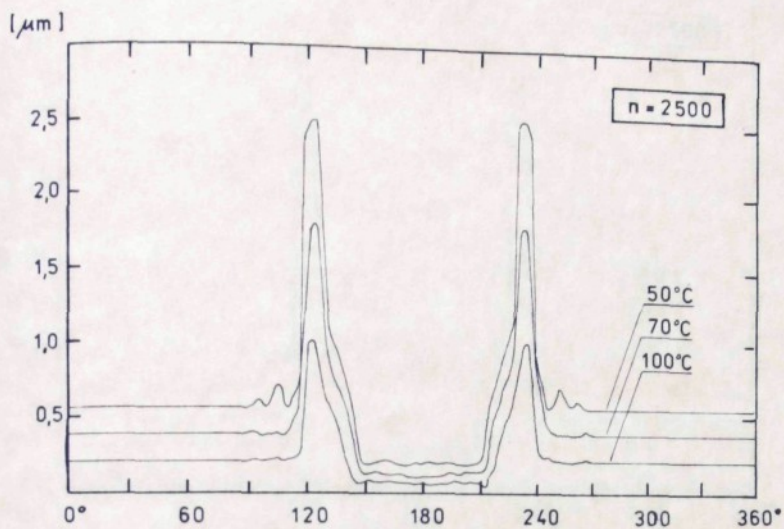
obr.12



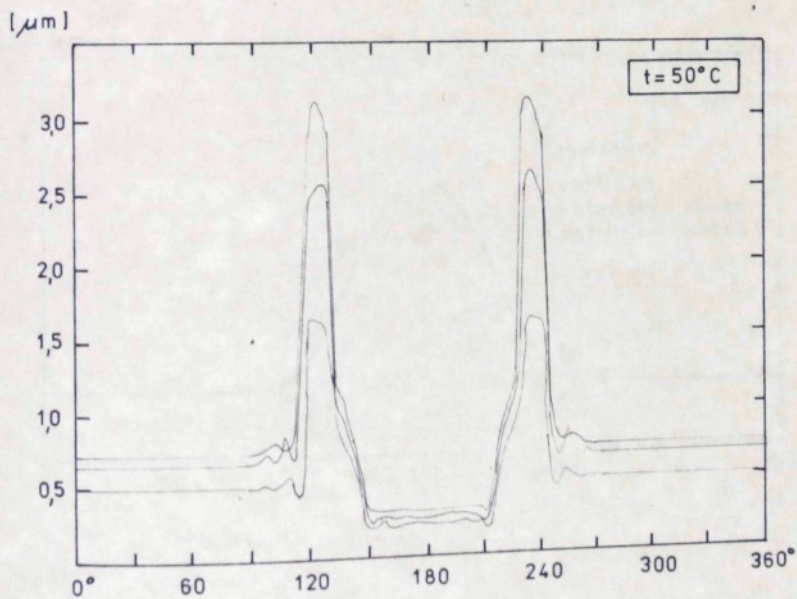
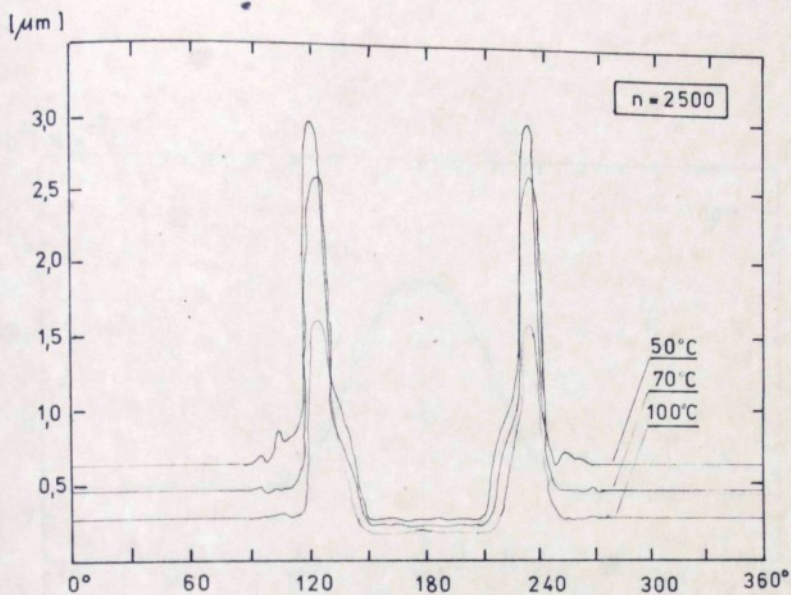
obr.13



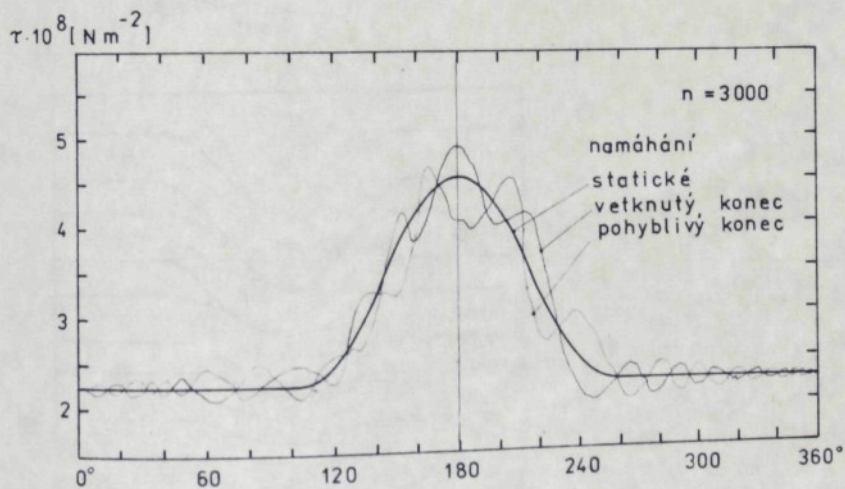
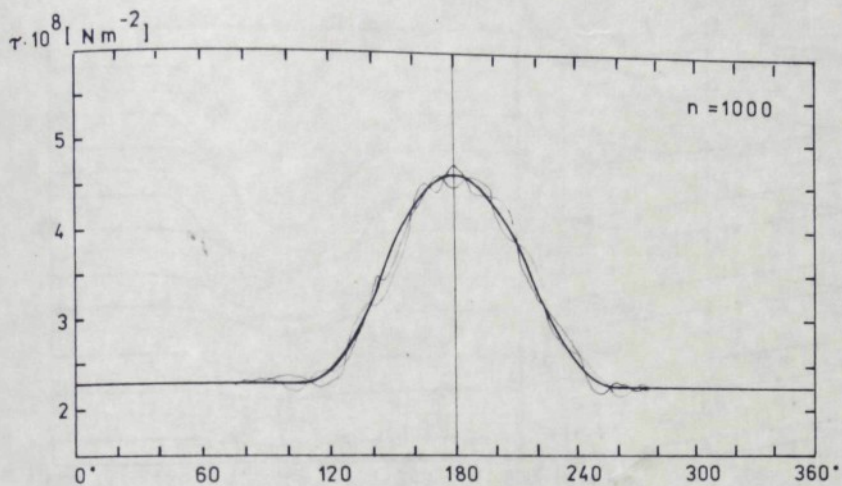
obr.14



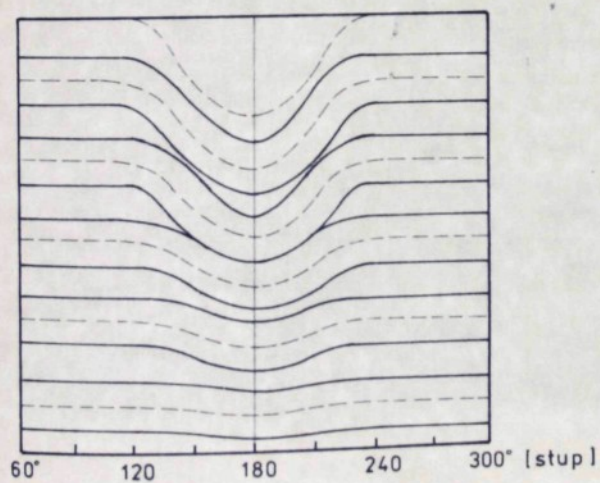
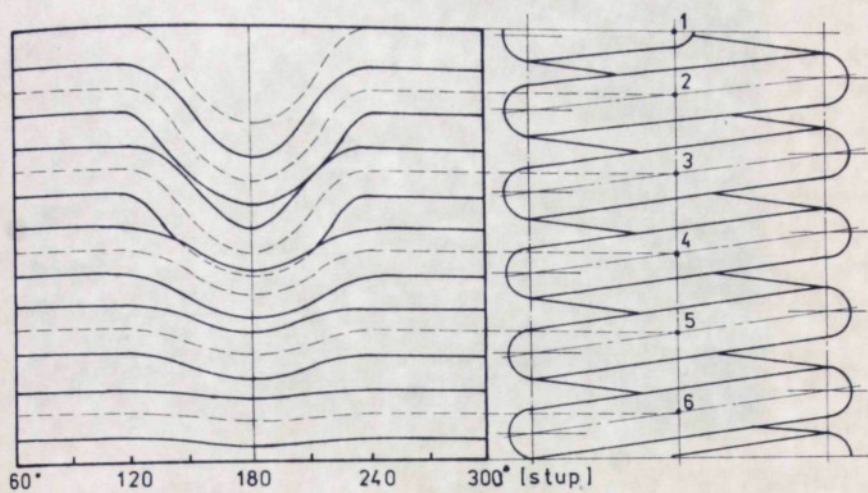
obr. 15



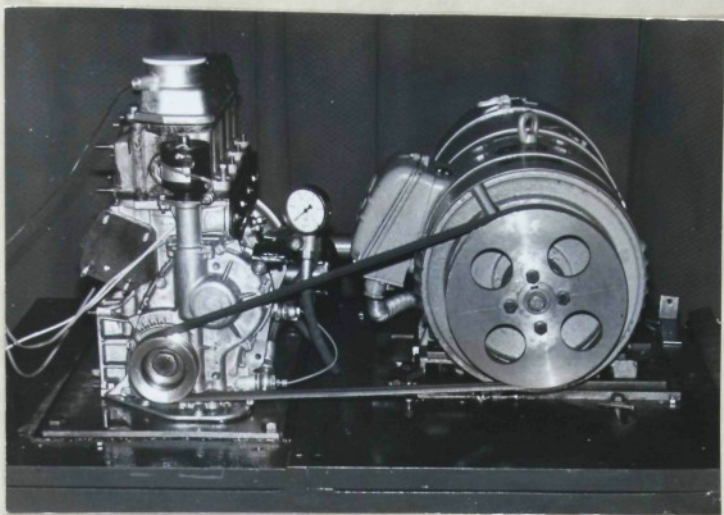
obr.16



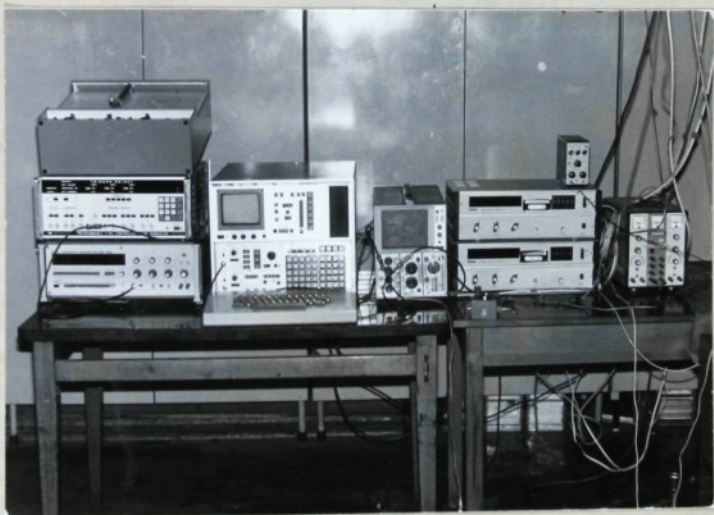
obr.17



obr. 18



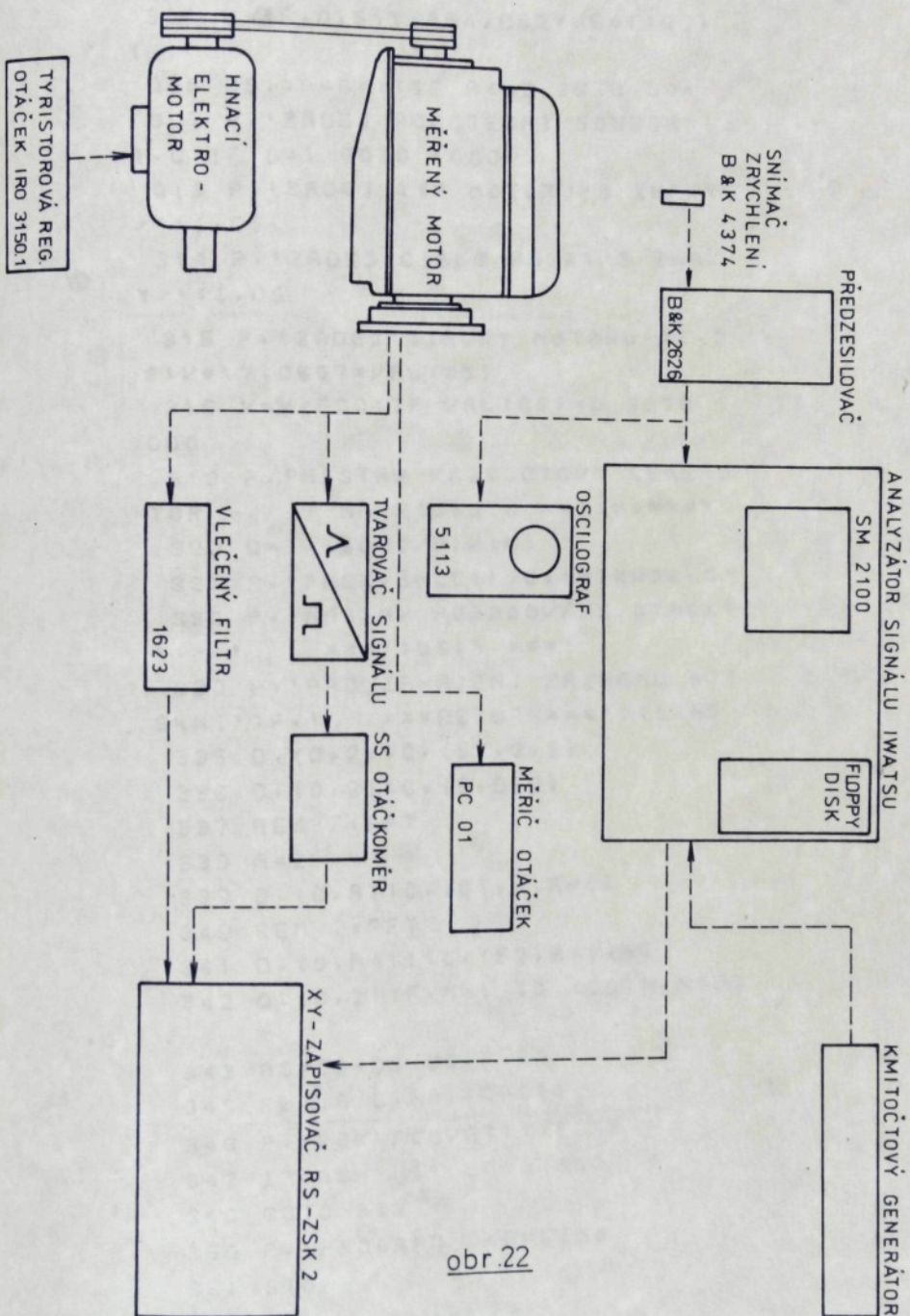
obr.19



obr.20



obr. 21



obr. 22

301 GOSUB 132

303 A=1:Z=0

304 W.(A,0,511,A64,A62/A64):RG.
(A)

305 DS.:A=A+1:IF A<=2 GOTO 304

307 P.'ZADEJ POCATECNI SOUBOR':
I.C:IF C=1 GOTO 1000313 P.'ZADEJ TYP MOTORU/3 ZNAKY
'1.C\$314 P.'ZADEJ CISLO VACKY/3 ZNAK
Y'1.OS315 P.'ZADEJ OTACKY MOTORU'1.0
\$:V=17.0667*VAL(0\$)316 V=V/500:IF VAL(0\$)=0 GOTO 1
000319 P.'NASTAV KMITOCTOVY GENERA
TOR NA HODNOTU *x':V:'*x'

320 Q=1.(5000/V)/10.

321 P.'FREKVENCE':Q:'MIKROSEC'

326 P.'NASTAV POZADOVANE OTACKY
'1.P.' *x':0\$:' *x'330 P.'PRO ZAHAJENI ZAZNAMU STI
SKNI'1.P.' *x*RETURN*x*':1.NS

335 D.(0,2):C.(57,2,2)

336 D.(0,2):C.(5,9,2)

337 REM F.FFT

338 A=2

339 D.(0,A):C.(5),A,A+1)

340 REM 1.FFT

341 D.(0,A+1):C.(52,A+1,A)

342 D.(0,2):F.N=1 TO 100:N.N:DS

343 AS=CS+DS+OS:P.AS

345 FW.(A,C,AS):C=C+1

346 P.'POKRACOVAT?':1.BS

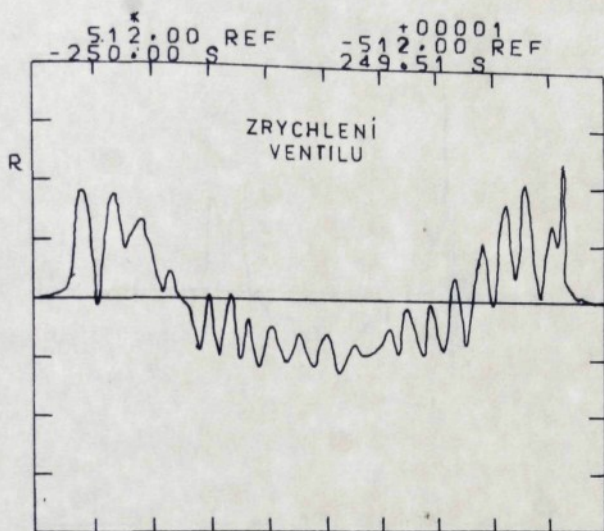
347 IF BS='NE' GOTO 350

348 GOTO 315

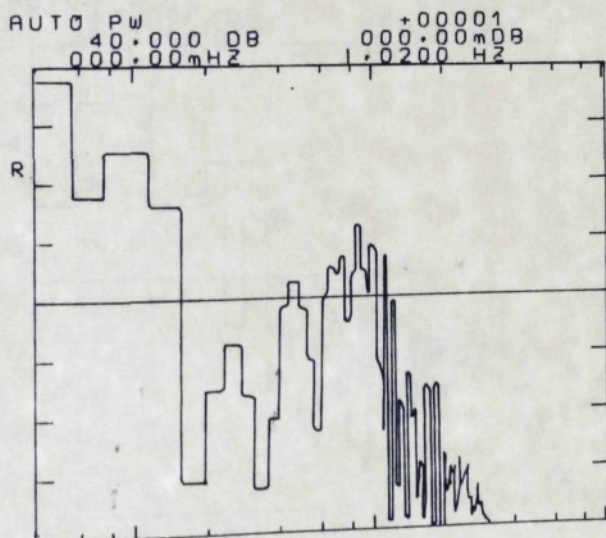
350 P.'PROGRAM UKONCEN':

351 STOP

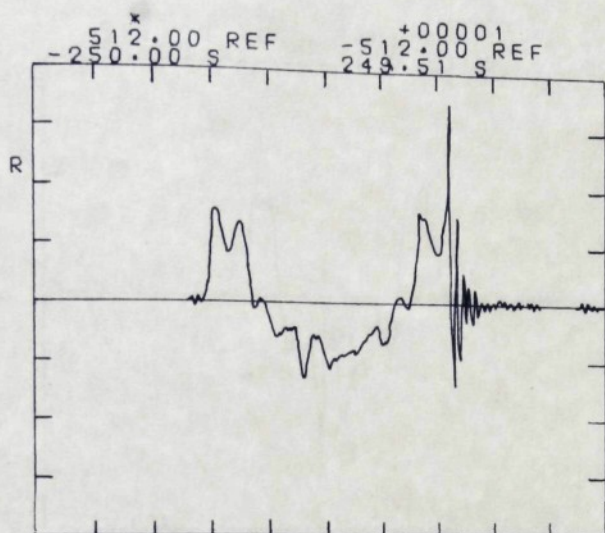
obr.23



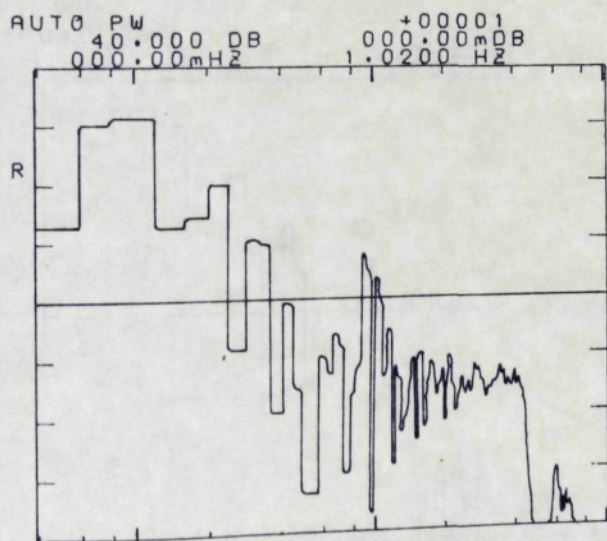
BEZ VNEJŠÍ ČASOVÉ ZÁKLADNY-2000



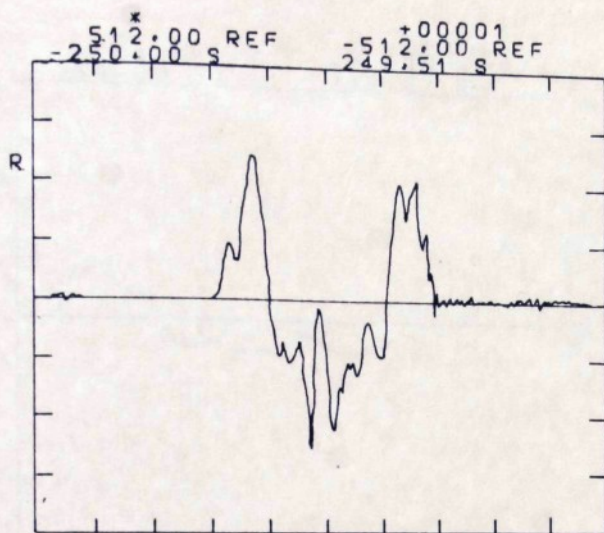
obr.24



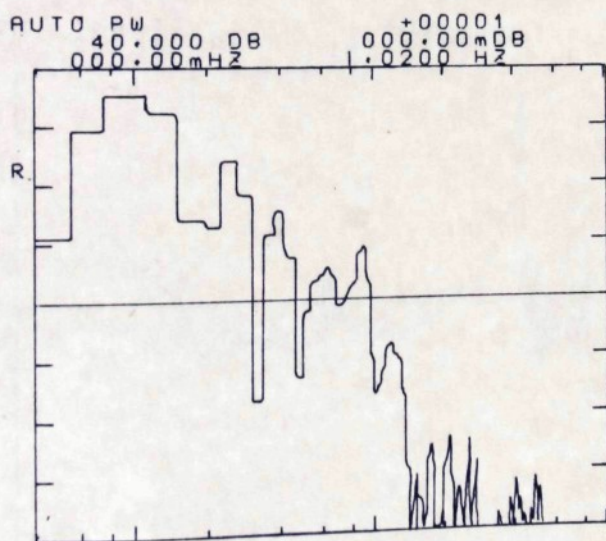
BEZ VNEJSI CASOVE ZAKLADNY - 4000



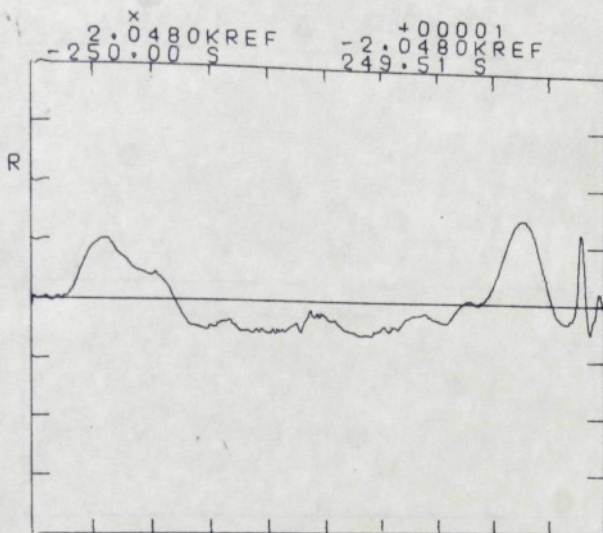
obr.25



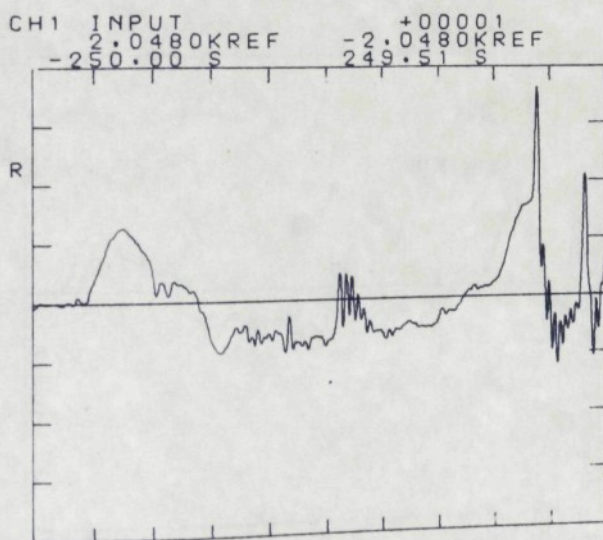
BEZ VNEJSI CASOVE ZAKLADNY-5000



obr.26

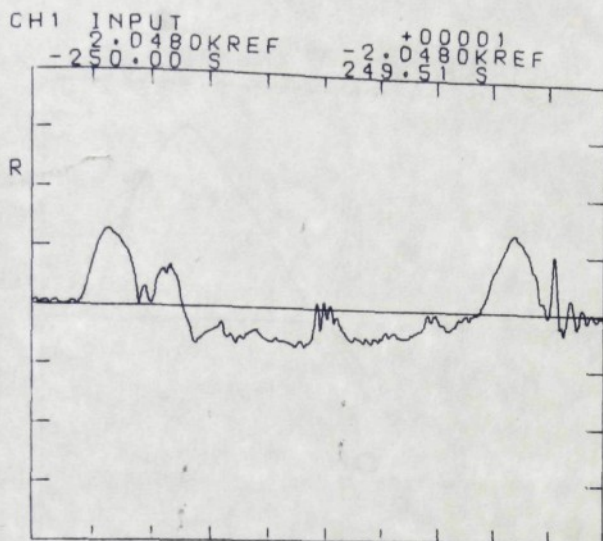


MERENI S AVG:AT 50423:5750 RPM

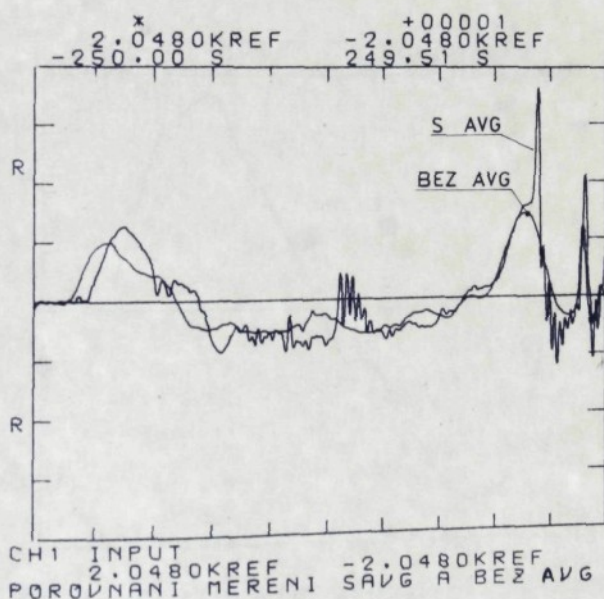


MERENI BEZ AVG:AT 50423:5750

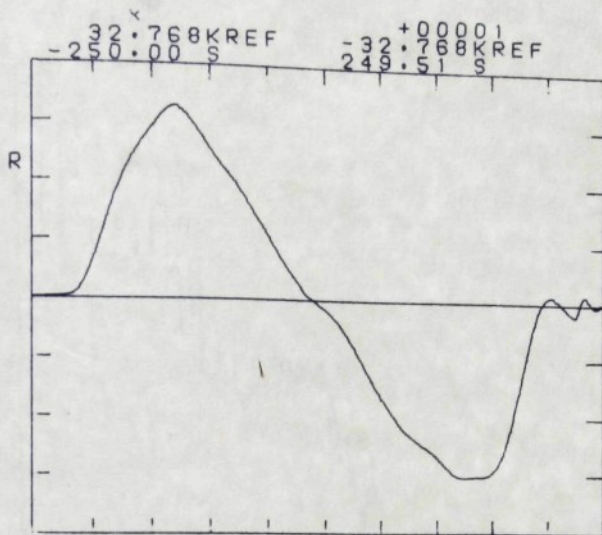
obr.27



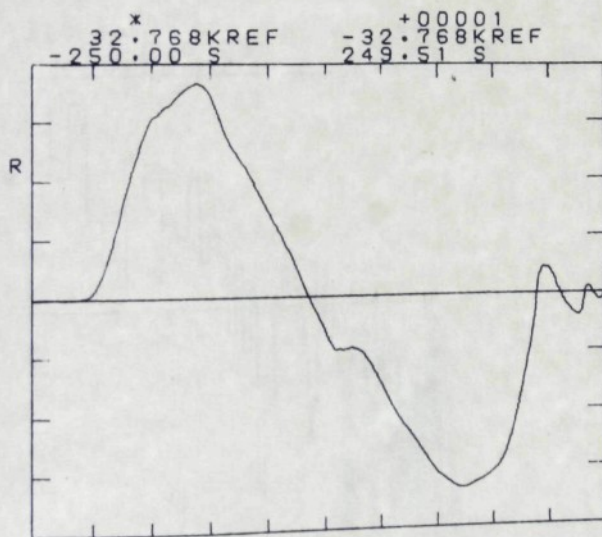
MERENI BEZ AVG: AT 50423:5750 RPM



obr.28

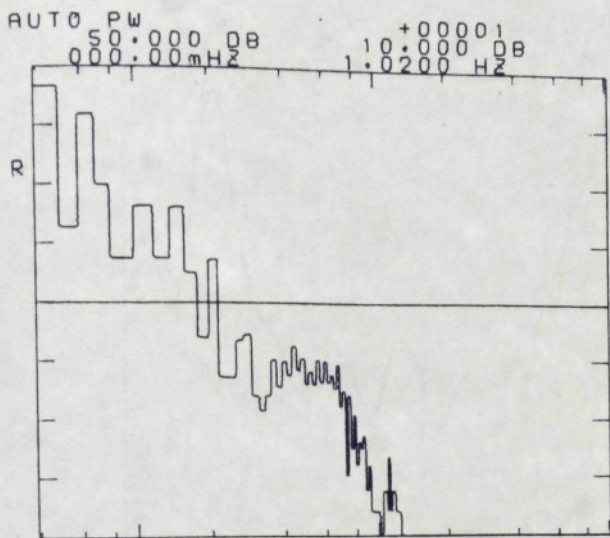


RYCHL.S AVG:AT 50423:5750 RPM

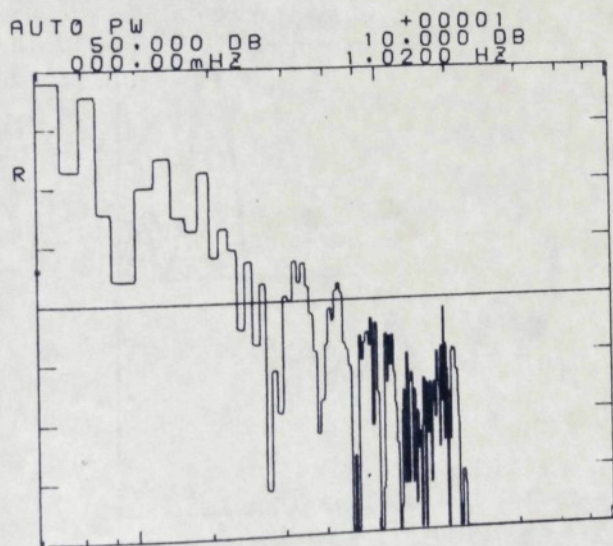


RYCHL.BEZ AVG:AT 50423:5750 RPM

obr.29

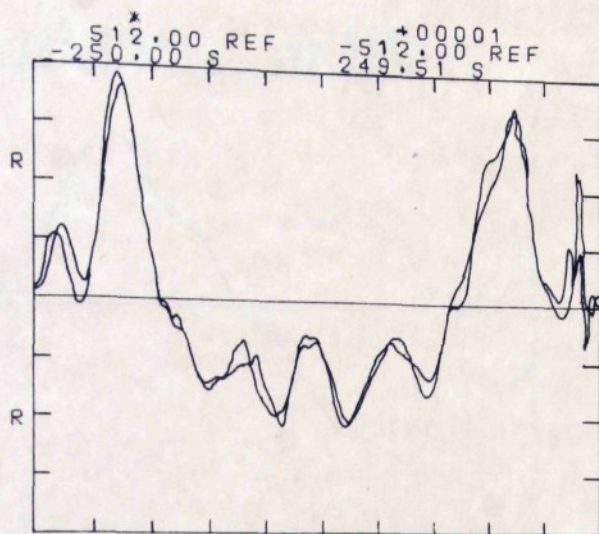


ZAZNAM S AVG:AT 50423:5750 RPM

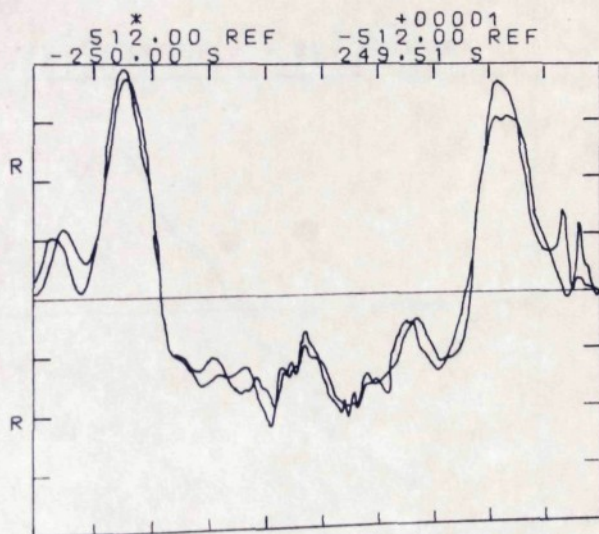


ZAZNAM BEZ AVG:AT 50423:5750 RPM

obr.30

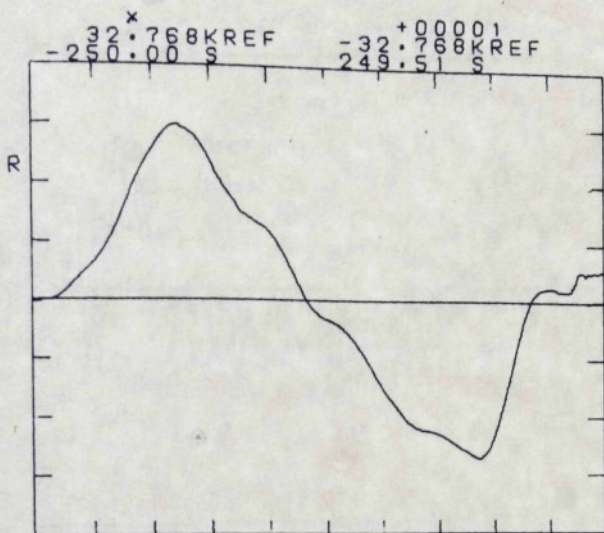


$\star$
 S 12.00 REF -512.00 REF
 S 781:AT S0423:0PAK.MERENI:5000

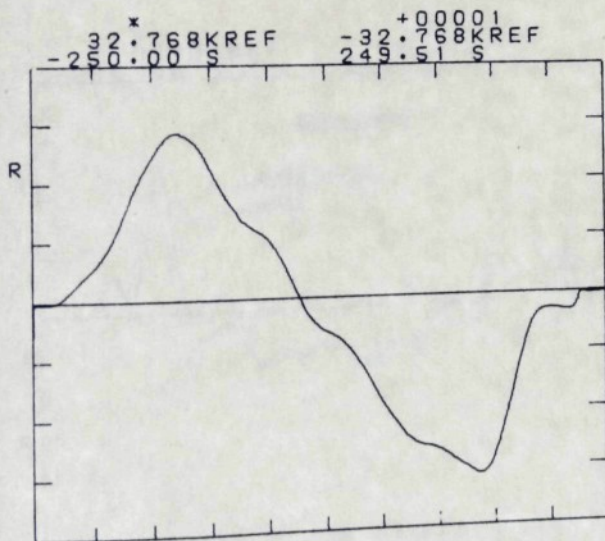


$\star$
 S 12.00 REF -512.00 REF
 S 781:AT S0423:0PAK.MERENI:5200

obr.31

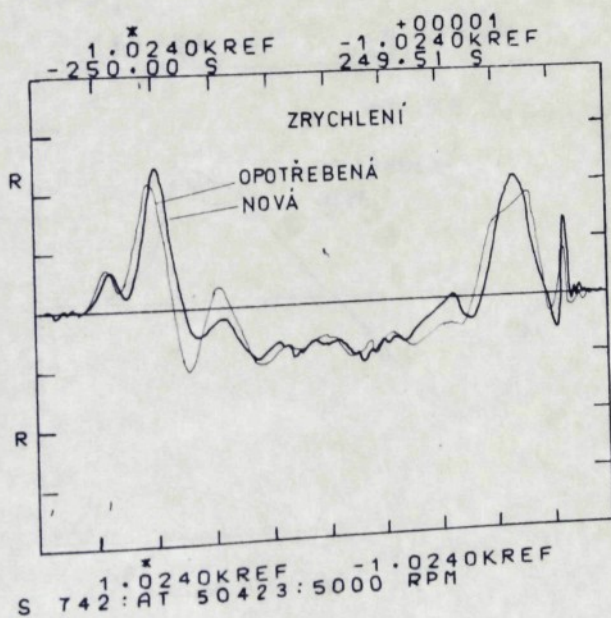
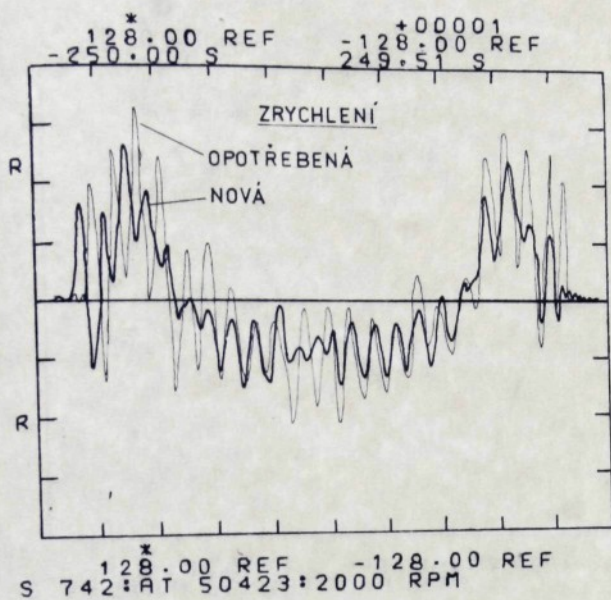


RYCHLOST PRED UPRAVOU: 5500 RPM

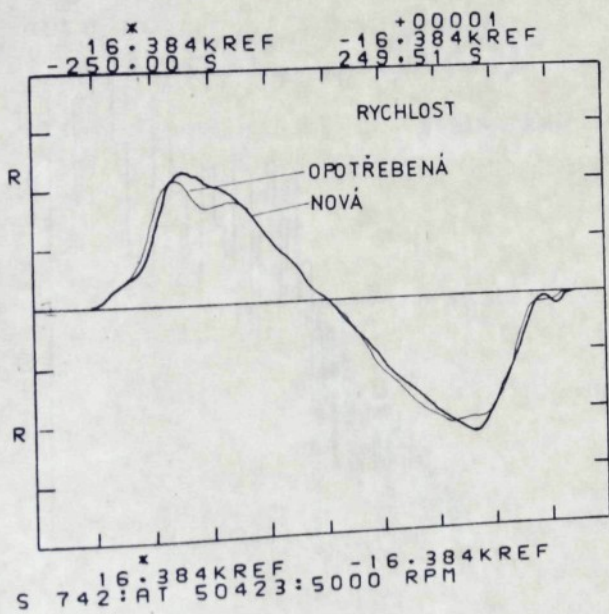
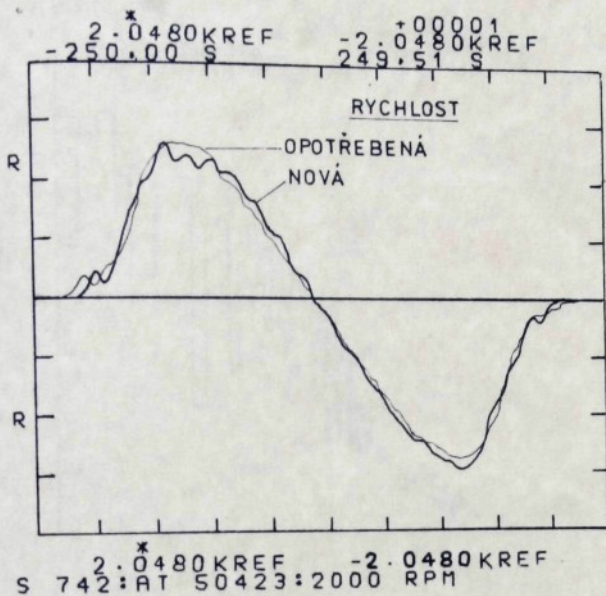


RYCHLOST PO UPRAVE : 5500 RPM

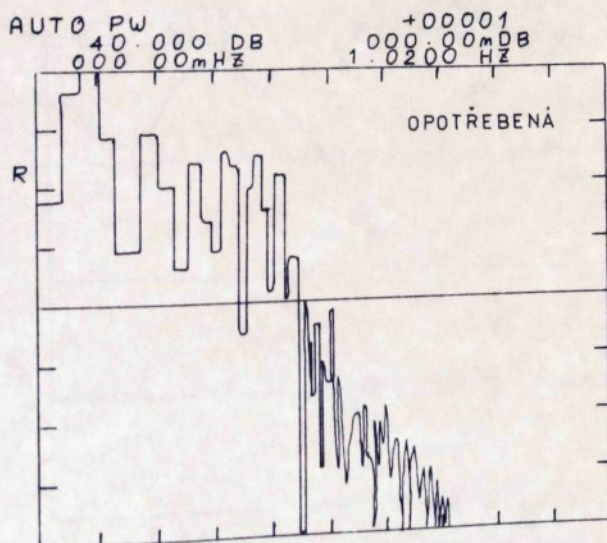
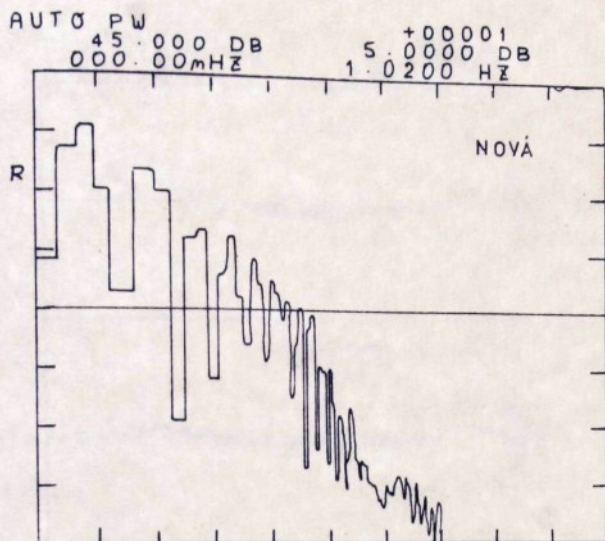
obr. 32



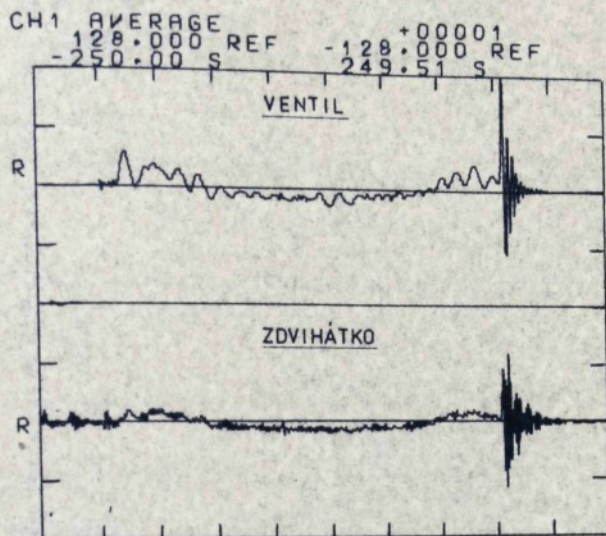
obr.33



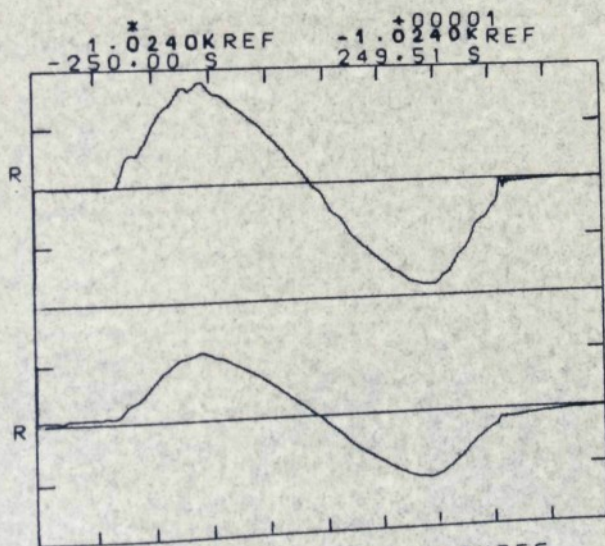
obr.34



obr.35

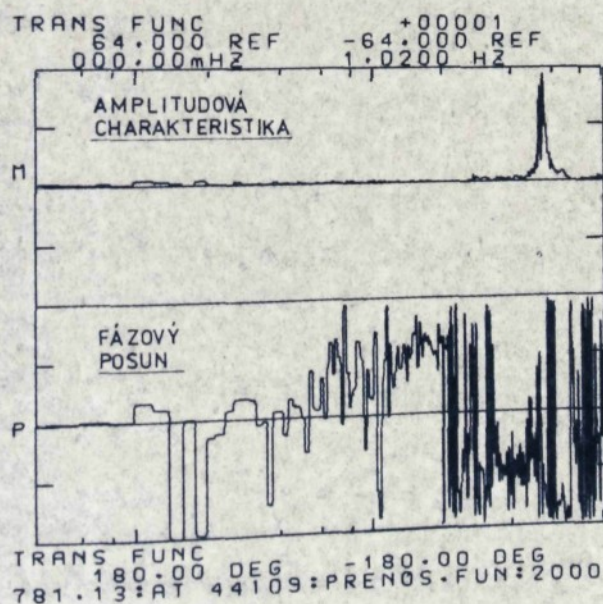
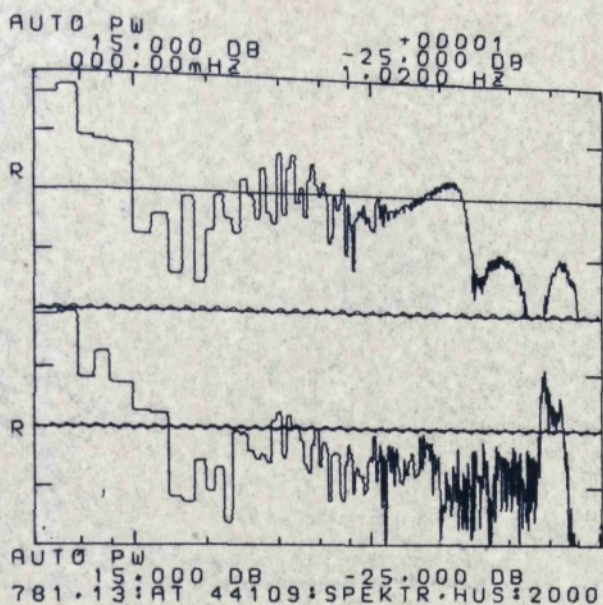


CH2 AVERAGE
128.00 REF -128.00 REF
781.13:AT 44109:ZRYCHLENÍ:2000

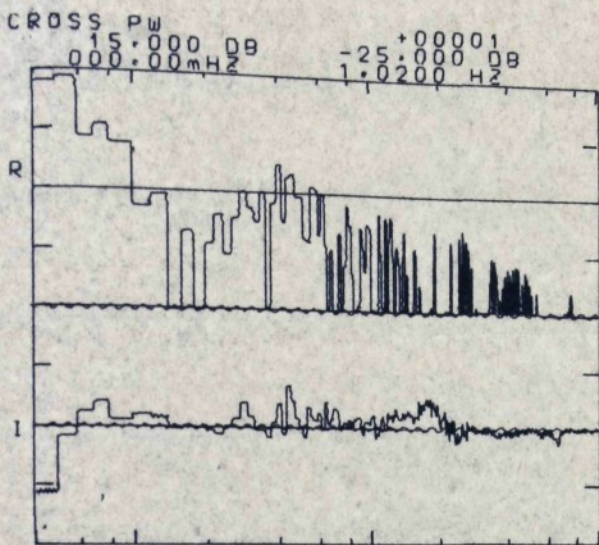


*
1.0240KREF -1.0240KREF
781.13:AT 44109:RYCHLOST:2000

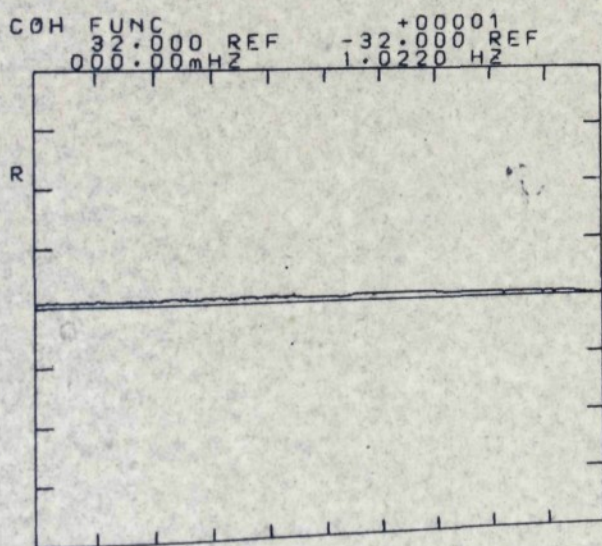
obr.36



obr.37

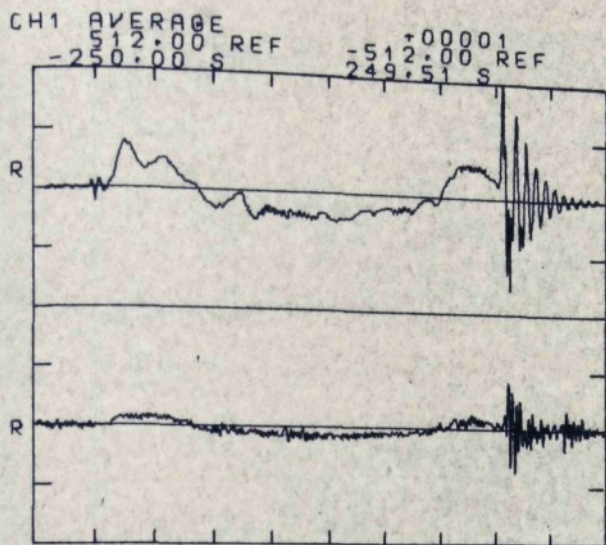


CROSS PW
 1.0000 REF -1.0000 REF
 781.13:AT 44109:CROSS PW:2000

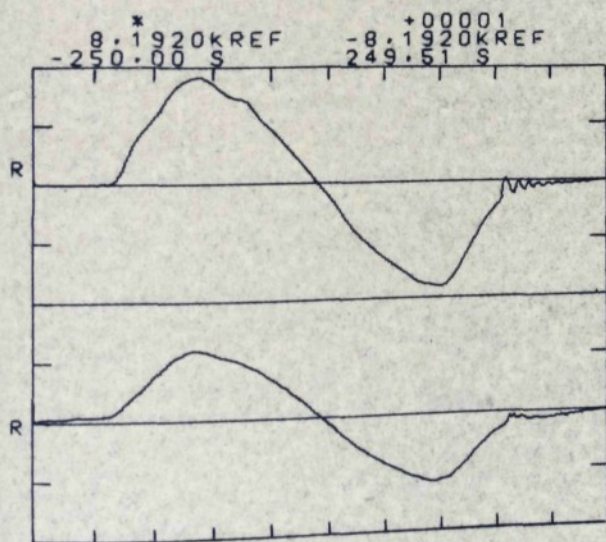


781.13:AT 44109:COHERENCE:2000

obr.38

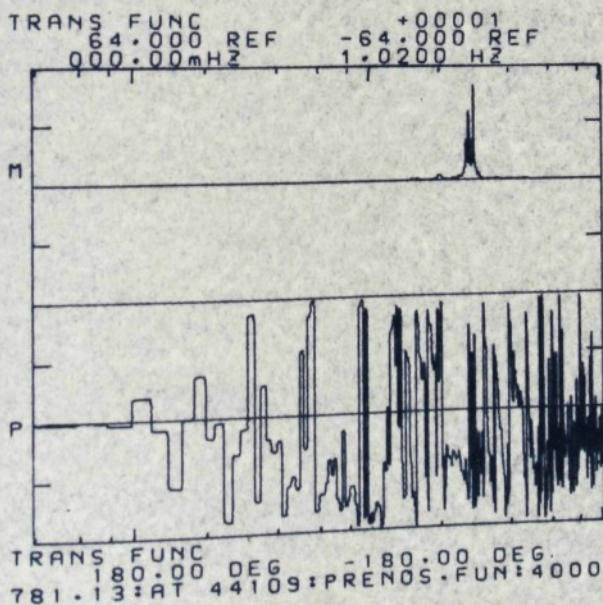
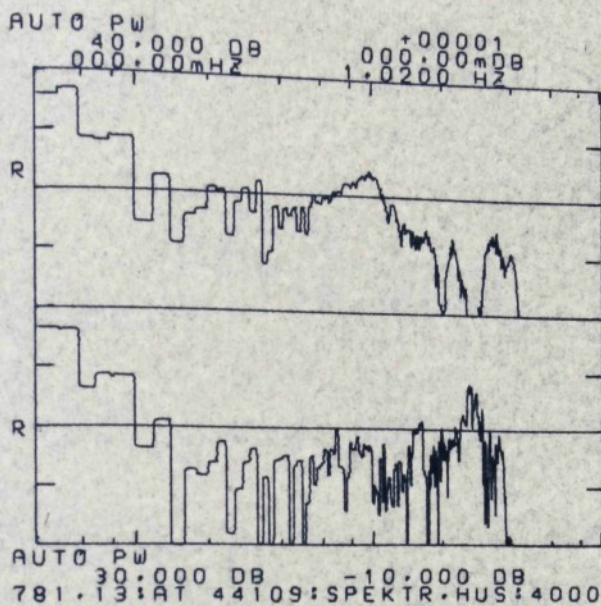


CH2 AVERAGE
 512.00 REF -512.00 REF
 781.13 AT 44109:ZRYCHLENI:4000

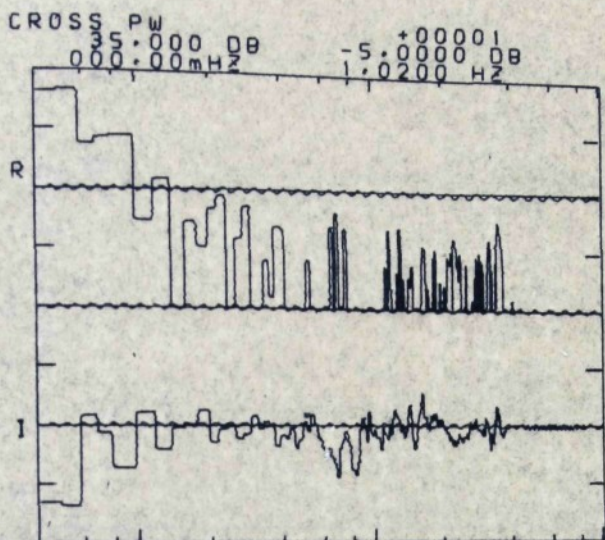


* 4.0960K REF -4.0960K REF
 781.13 AT 44109:RYCHLOST:4000

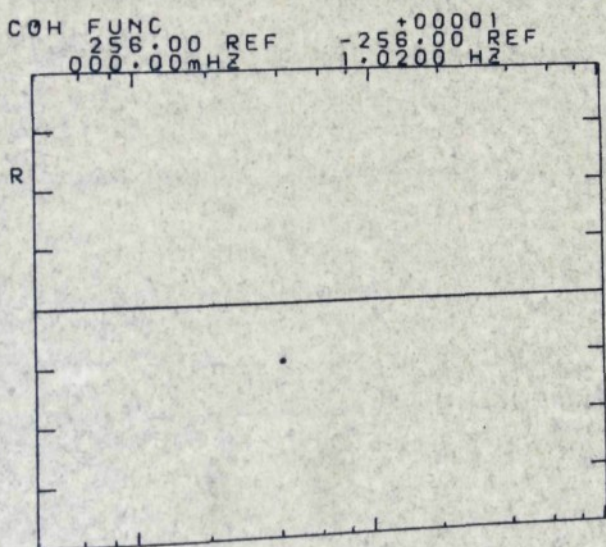
obr.39



obr.40

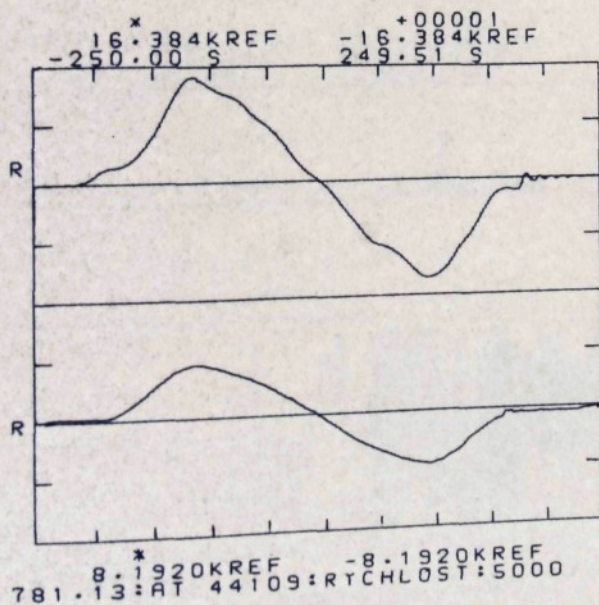
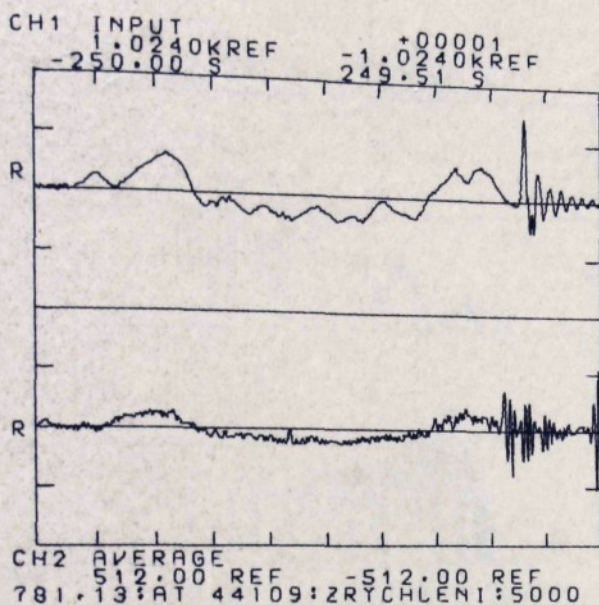


CROSS PW 64.000 REF -64.000 REF
781.13:AT 44109:CROSS PW:4000

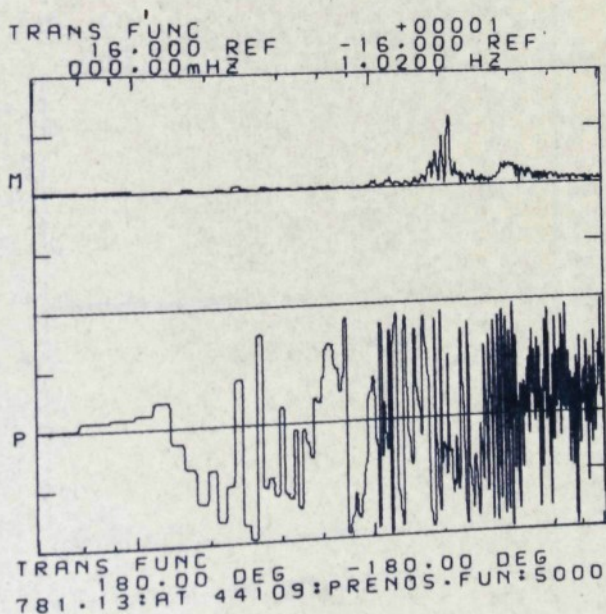
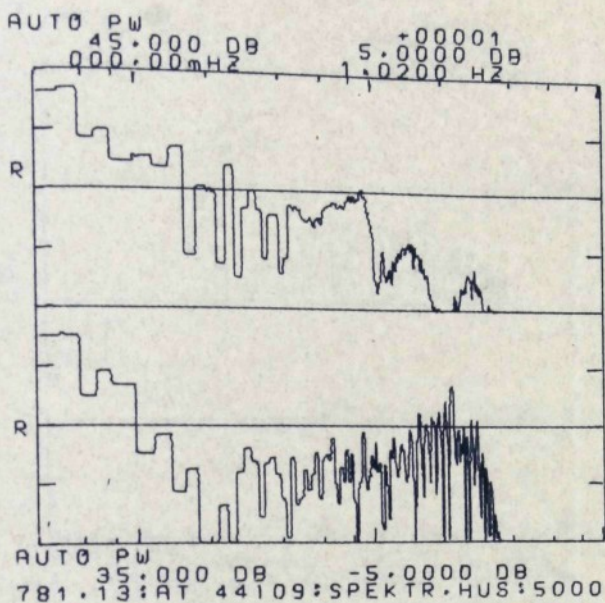


781.13:AT 44109:CØHERENCE:4000

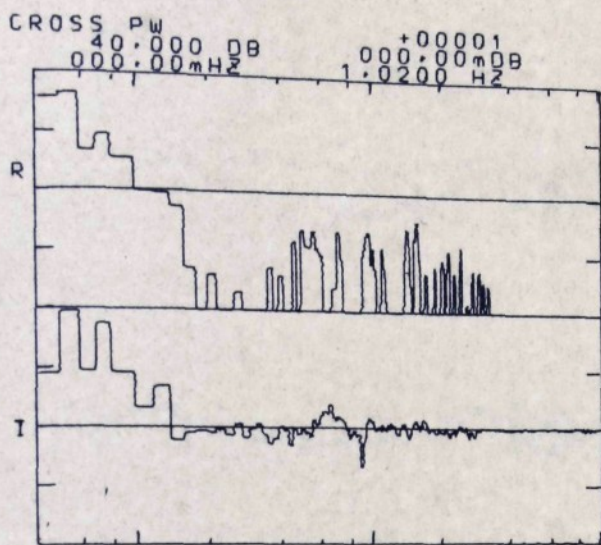
obr.41



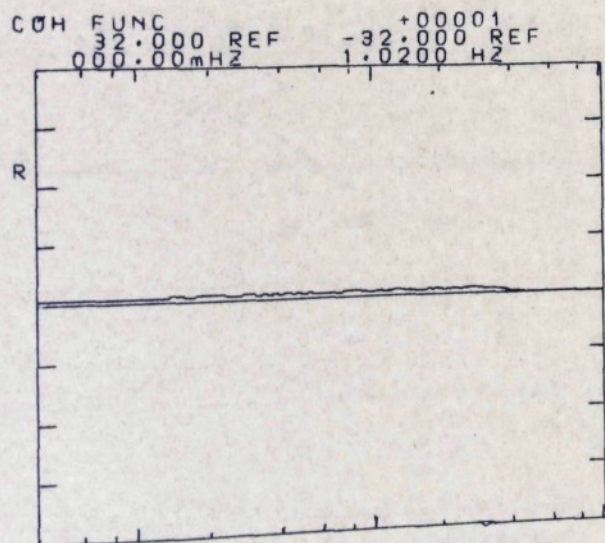
obr. 42



obr.43

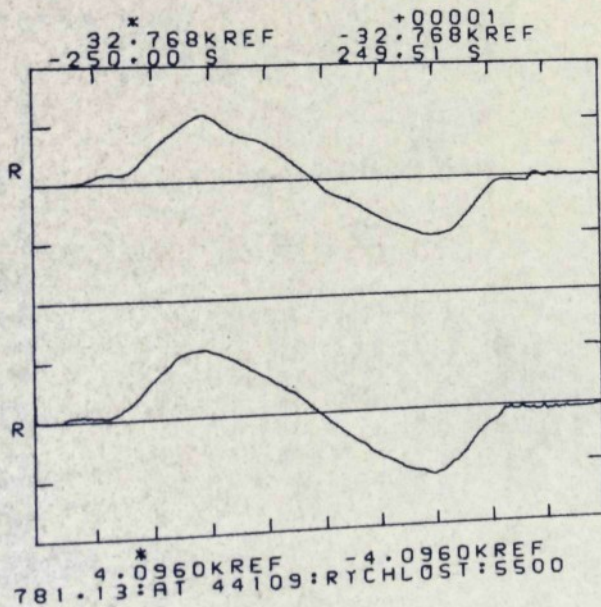
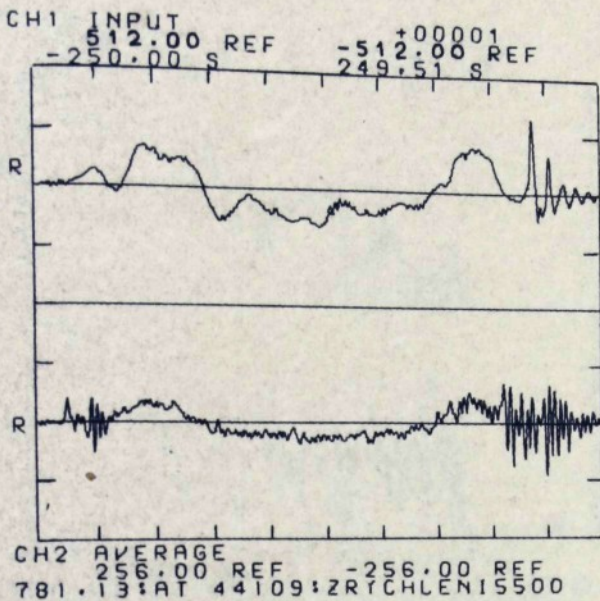


CROSS PW
256.00 REF -256.00 REF
781.13:AT 44109:CROSS PW:5000

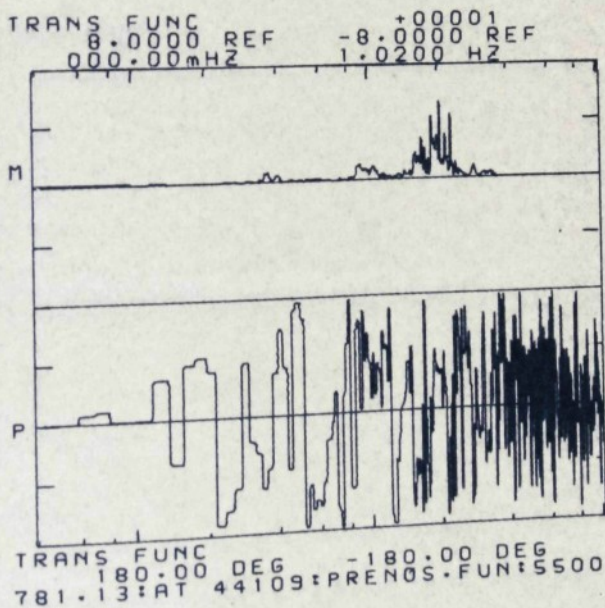
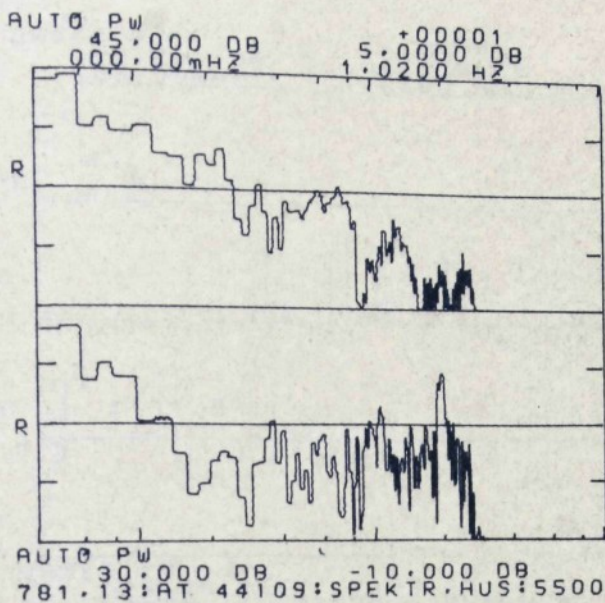


781.13:AT 44109:COHERENCE:5000

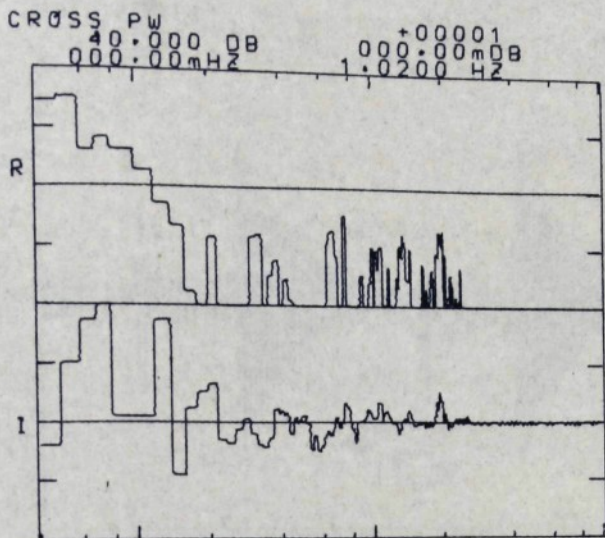
obr.44



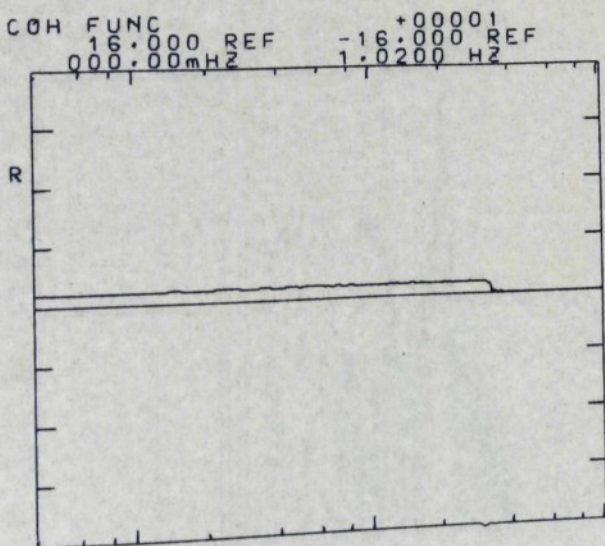
obr.45



obr.46

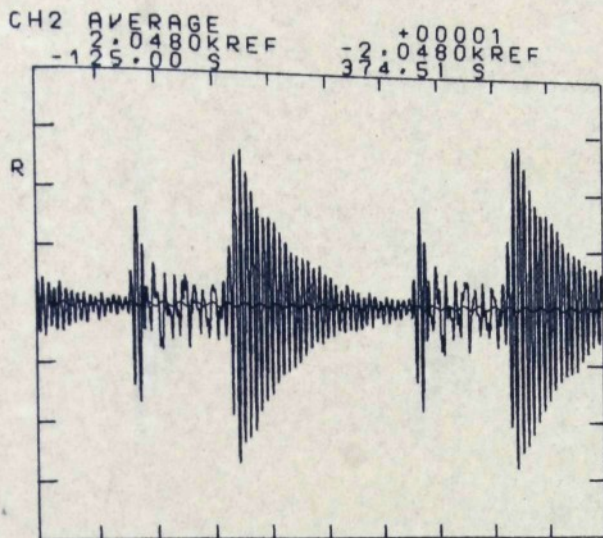


CROSS PW
128.00 REF -128.00 REF
781.13:AT 44109: CROSS PW:5500

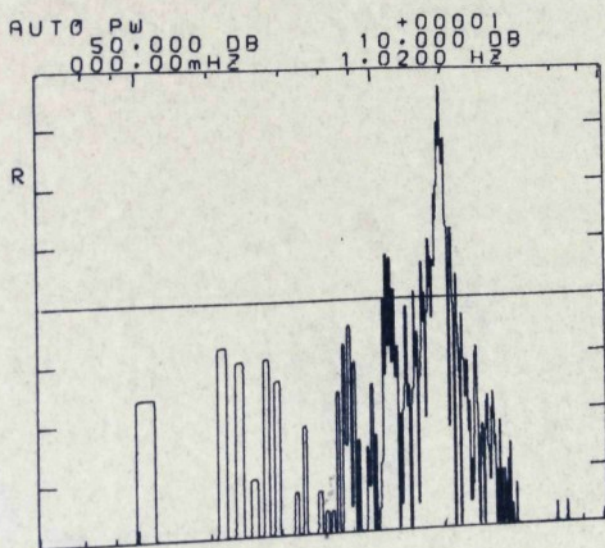


781.13:AT 44109: COHERENCE:5500

obr.47



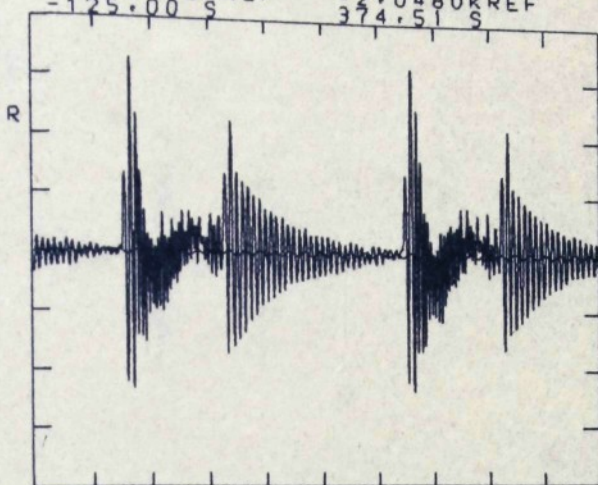
HLUK-AT 44109:VULE=0.15:2000RPM



HLUK-AT 44109:SPEKTR.HUSTOTA

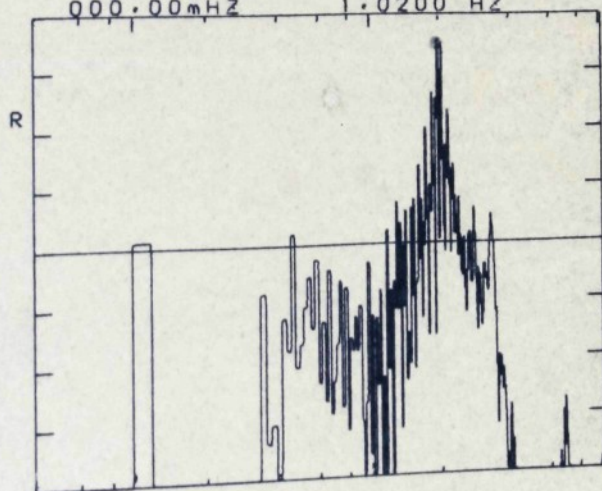
obr 48

CH2 TEST
 2.0480K REF +00001
 -125.00 S 374.51 S



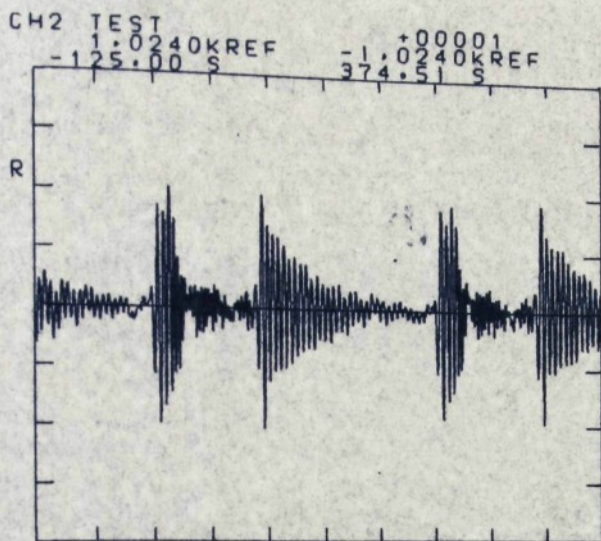
HLUK-AT 44109:VULE=0.15:2000

AUTØ PW +00001
 40.000 DB 000.00mDB
 000.00mHZ 1.0200 HZ

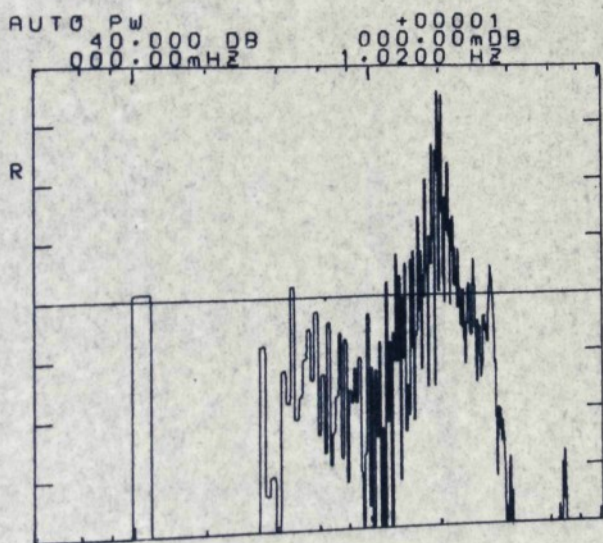


HLUK-AT 44109:SPEKTR.HUSTØTA

obr49

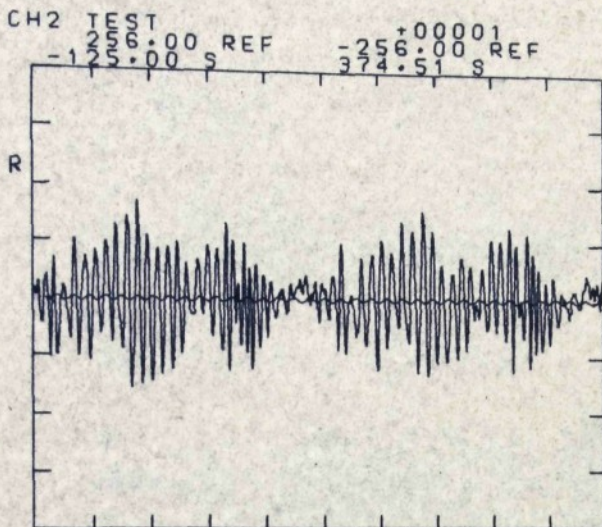


HLUK-AT 44109:VULE=0.15:2000

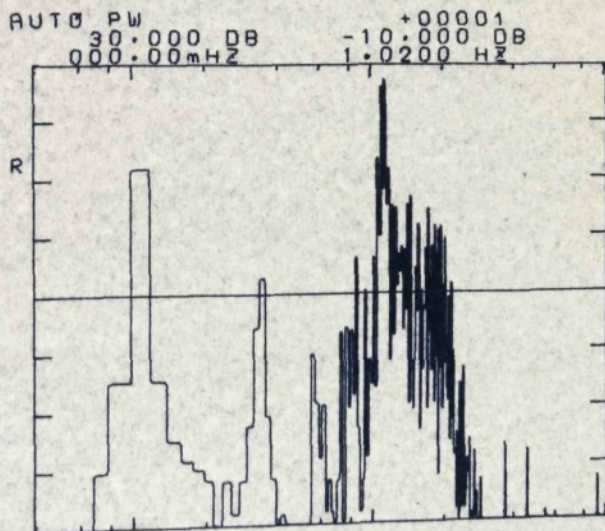


HLUK-AT 44109:SPEKTR.HUSTOTA

obr.50



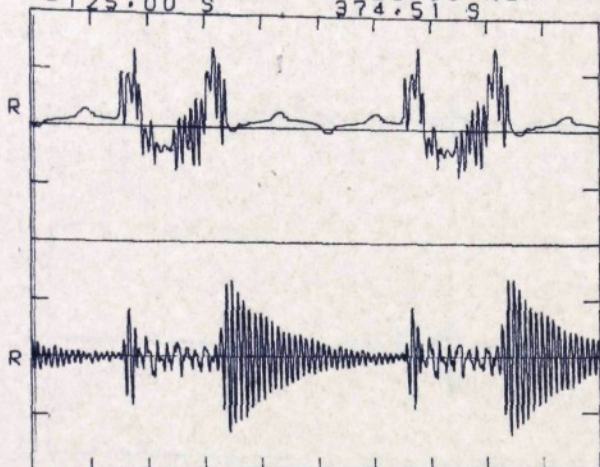
HLUK-AT 44109:VULE=0.0:2000



HLUK-AT 44109:SPEKTR.HUSTOTA

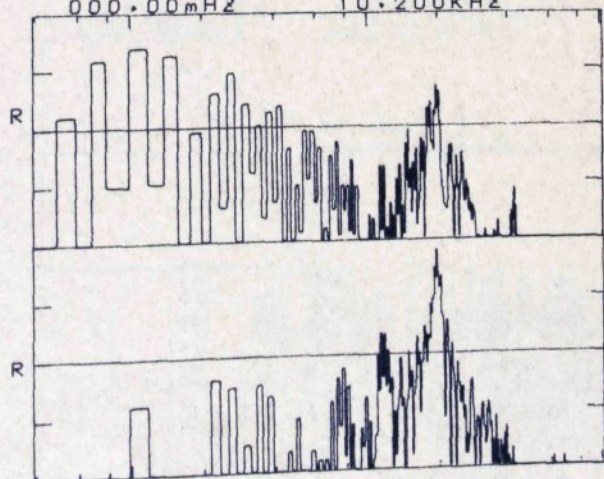
obr.51

CH1 AVERAGE
 256.00 REF +00001
 -125.00 S 374.51 S



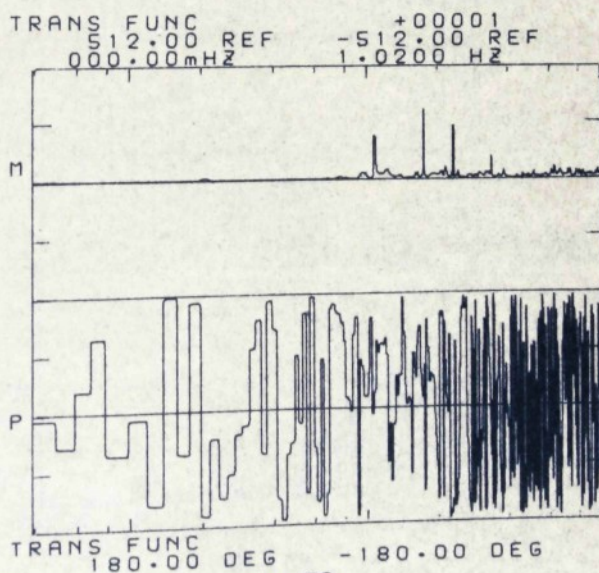
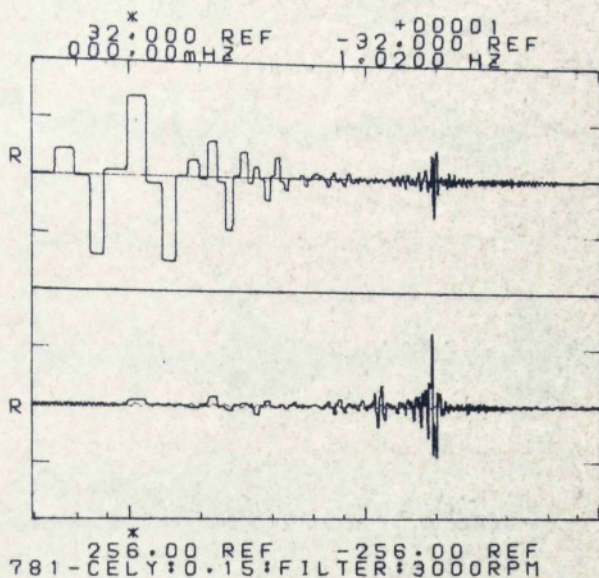
CH2 AVERAGE
 2.0480KREF -2.0480KREF
 781-CELY:0.15:FILTER:3000RPM

AUTO PW
 35.000 DB +00001
 00.00MHZ -5.0000 DB
 10.200KHZ



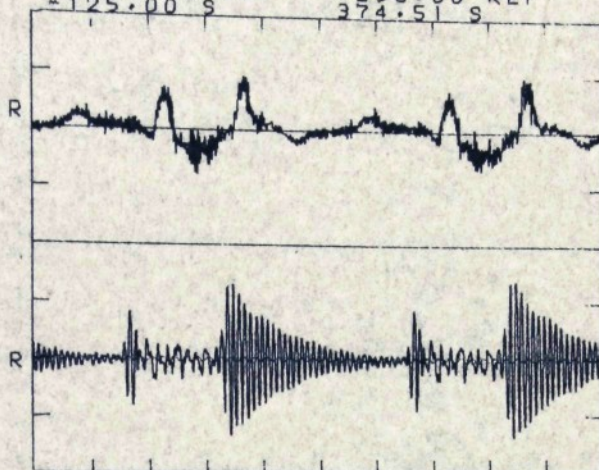
AUTO PW
 50.000 DB 10.000 DB

obr.52



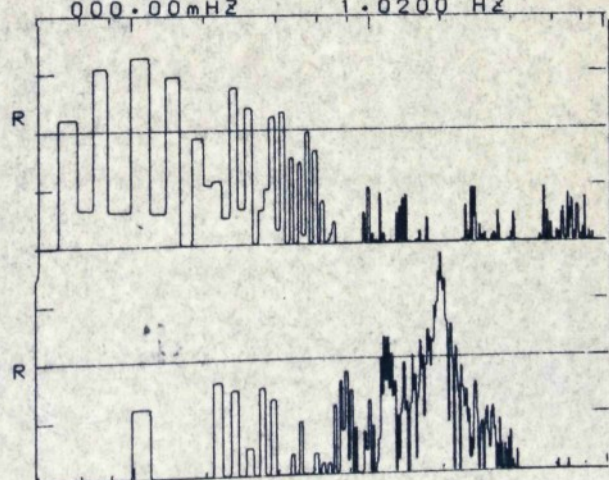
obr.53

CH1 AVERAGE
 256.00 REF +00001
 25.00 S -256.00 REF
 374.51 S



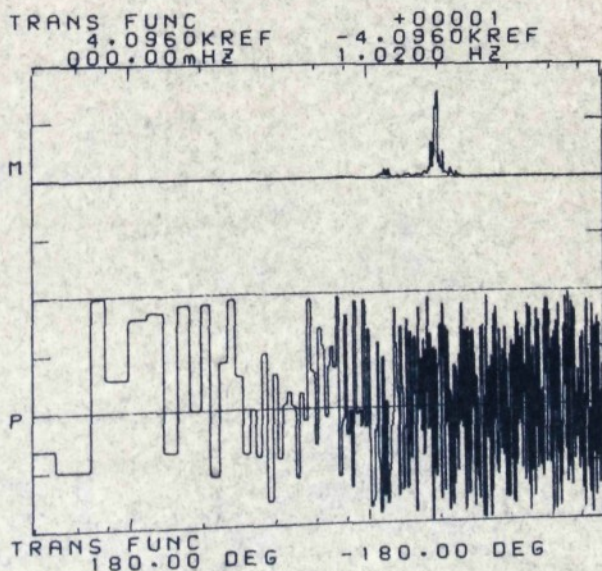
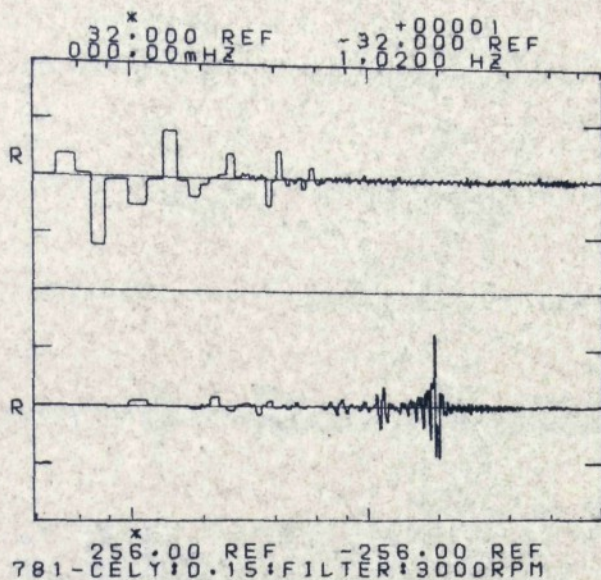
CH2 AVERAGE
 2.0480KREF -2.0480KREF
 781-CELY10.15 FILTER 3000RPM

AUTO PW
 35.000 DB +00001
 000.00mHZ -5.0000 DB
 1.0200 HZ

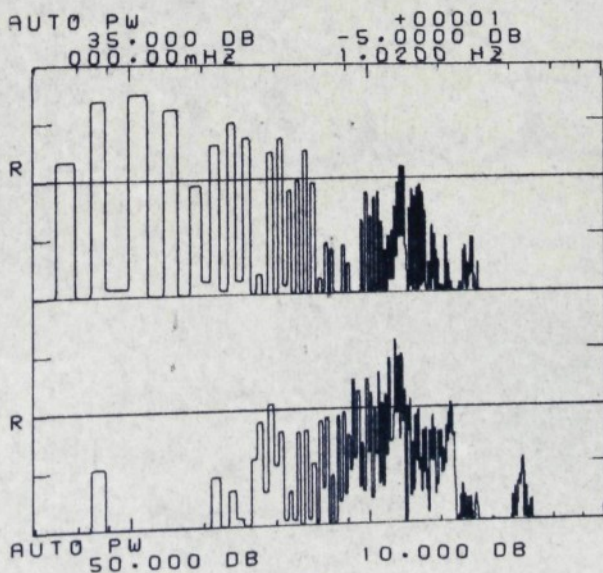
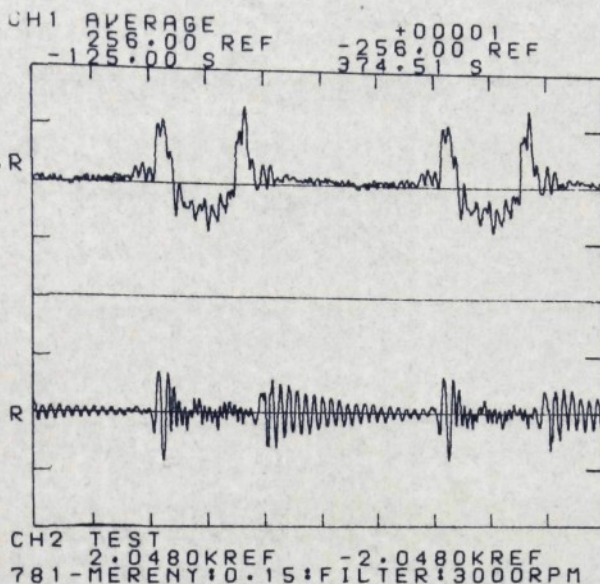


AUTO PW
 50.000 DB 10.000 DB

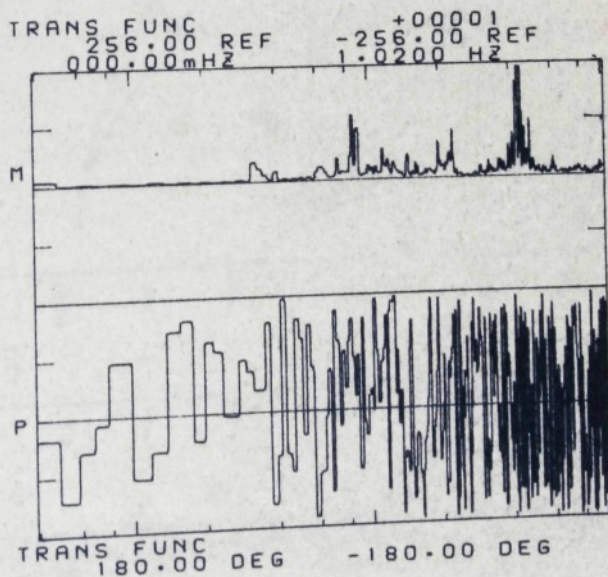
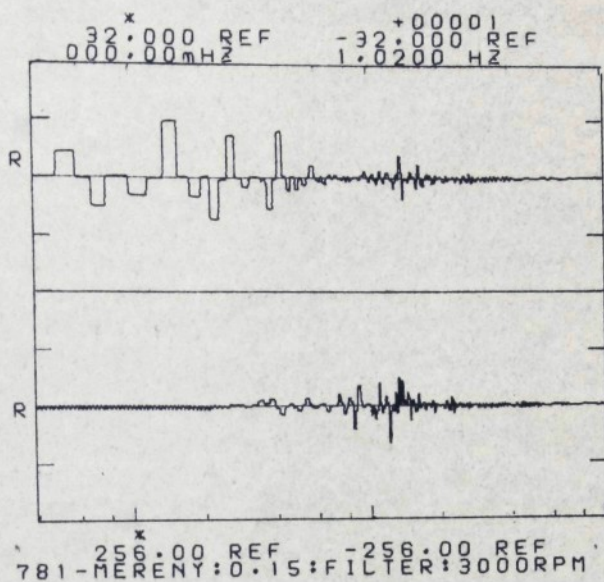
obr.54



obr.55



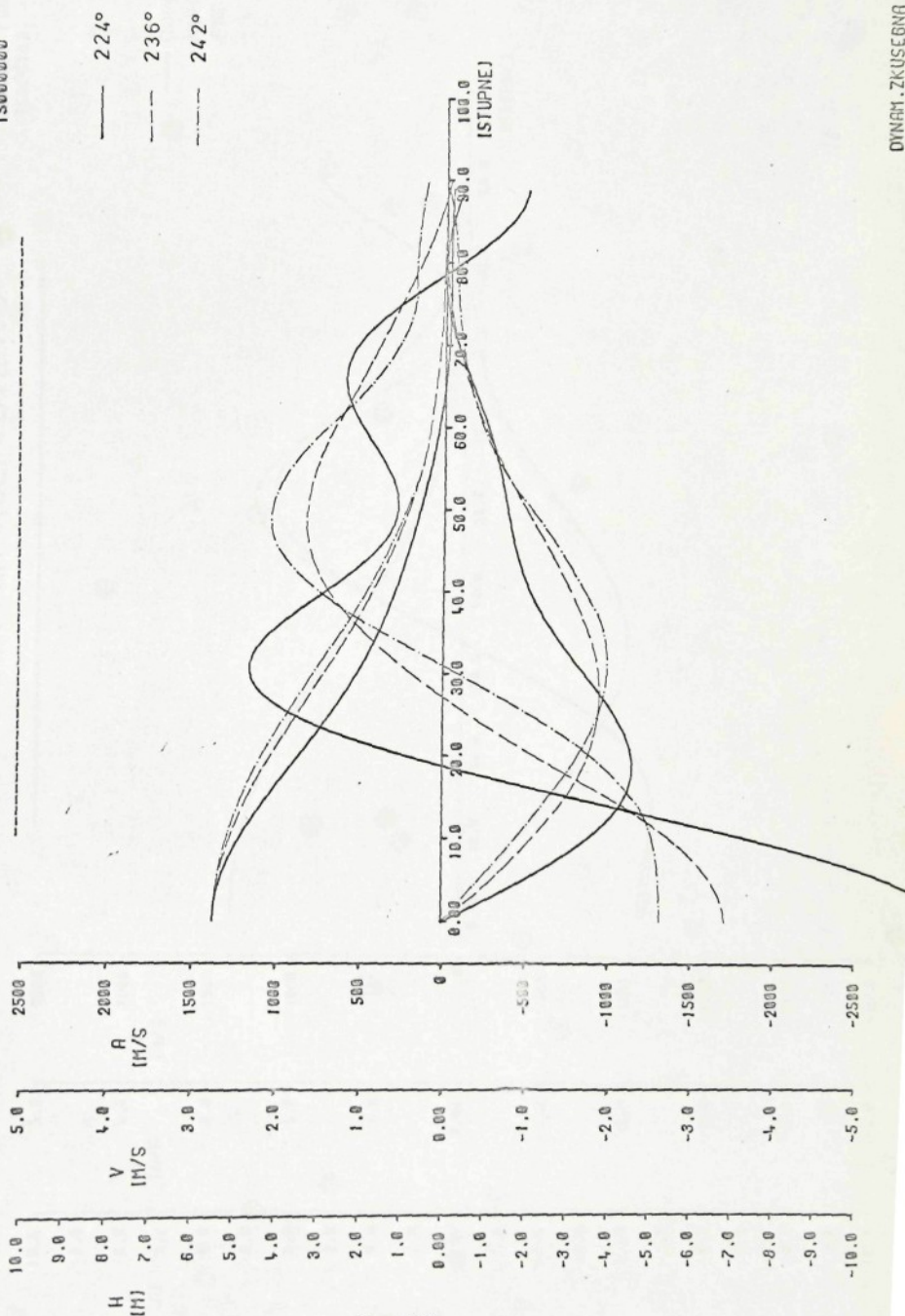
obr.56



obr.57

VLIV UHLU ROZEVRENÍ VÁCKY

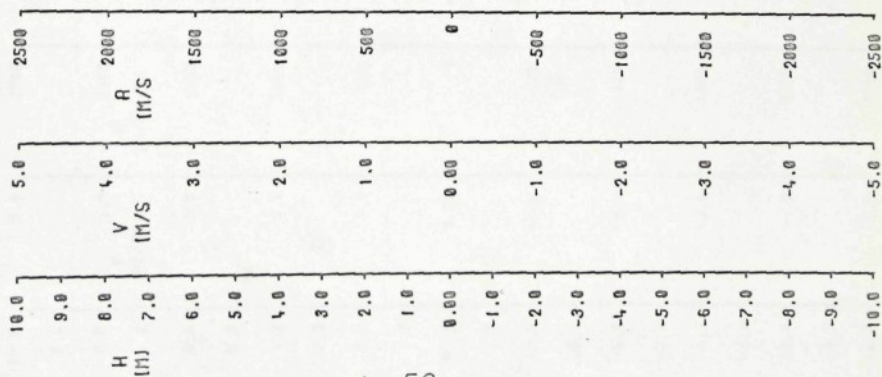
TU-AZNP KONSTRUKCE
TS000000



obr. 58

VLIV VAHOVÝCH KOEFICIENTŮ

TU-AZNP KONSTRUKCE
15000000

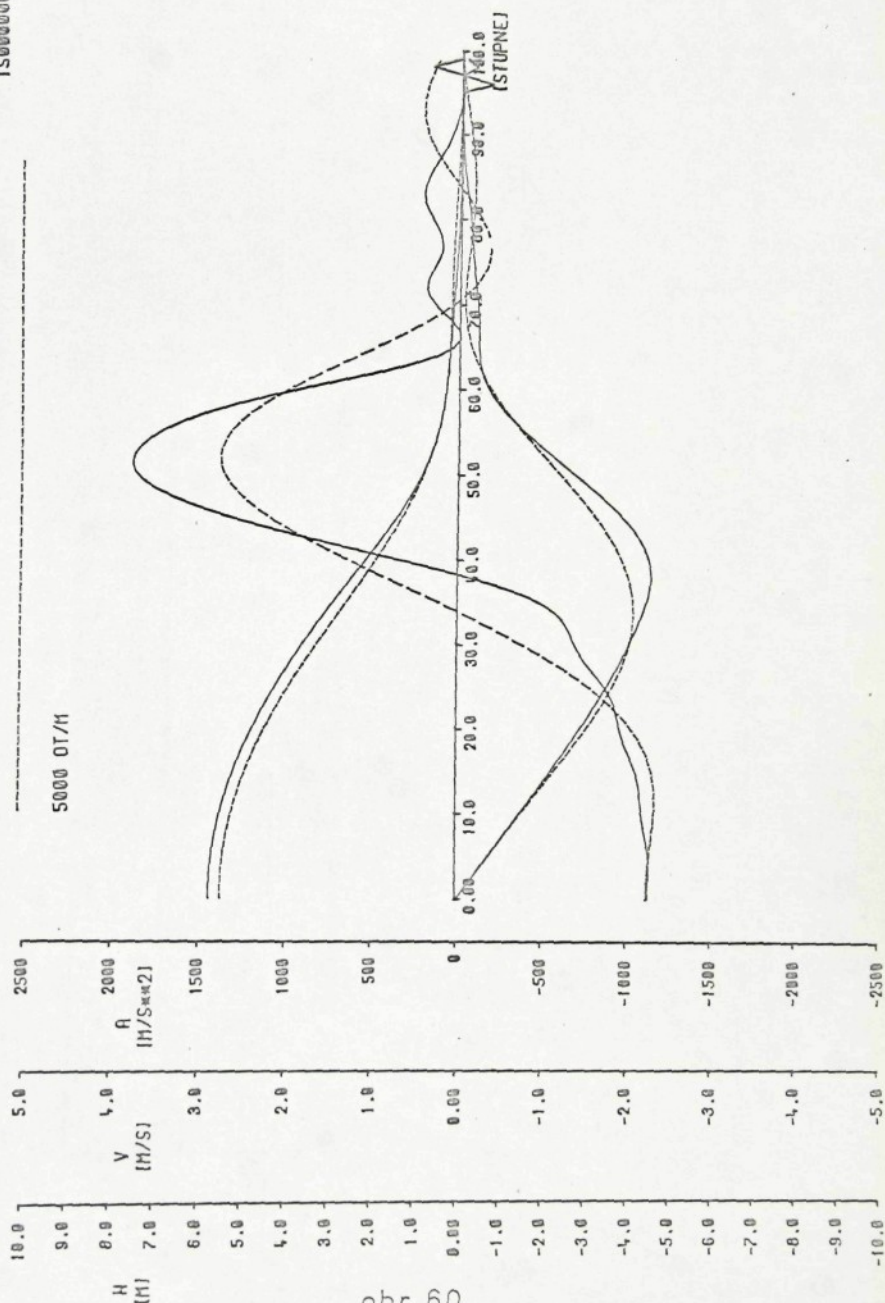


— DOPLNĚNA PODMÍNKY
NULOVÉHO ZRYCHLENĚNÍ
PRO ÚHEL 90°

obr. 59

22.3.1985
TU-AZNP KONSTRUKCE
T5000000

VACKA AT 1716-V / 12 HARMONIC



obr. 60

TABULKA I.

PARAMETRY ROZVEDU MOTORU Š 781.13		
(kg m ²)	J _S	0.131 · 10 ⁴
(kg)	m _Z	0.0490
	m _T	0.0570
	m _H	0.0395
	m _D	0.0241
	m _K	0.0020
	m _U	0.0149
	m _m	0.0020
	m _C	0.0070
	m _{CZ}	0.0372
	m _{ZZ}	0.0143
	m _V	0.3000
(Nm ⁻¹)	K ₁	0.1858 · 10 ⁸
	K ₂	0.9794 · 10 ⁸
	K ₃	0.5926 · 10 ⁵

[Nm ⁻¹]	K _V	0.4329 · 10 ⁸
	K _T	0.3406 · 10 ⁸
[Pa s m]	D ₁	0.005
	D ₂	0.005
	D ₃	0.005
	D ₄	0.005
	D ₅	0.010
	D ₆	0.040
	D ₇	0.100
	D _V	0.005
[N]	P _Z	250
		400
[mm]	AV	0.02
	BV	0.03