

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

Ústav dopravní techniky

**Ing. Jan Jedelský**

**VYHODNOCOVÁNÍ DÍLČÍCH ZDROJŮ HLUKU  
A VIBRACÍ SPALOVACÍHO MOTORU**

**EVALUATION OF PARTIAL NOISE AND VIBRATION  
SOURCES OF THE SI ENGINE**

ZKRÁCENÁ VERZE PHD THESIS

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství  
Školitel: Doc. Ing. Milan ŠTOSS, CSc.  
Odborný školitel: Ing. Pavel RUSŇÁK  
Oponenti: Doc. Ing. Stanislav MILÁČEK, CSc.  
Prof. Ing. Jiří TŮMA, CSc.  
Prof. Ing. Přemysl JANÍČEK, DrSc.

Datum obhajoby: 26. 4. 2002

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

spalovací motor, hluk, vibrace, metodika vyhodnocování, zdroj hluku, zpracování signálu

## **KEY WORDS**

combustion engine, noise, vibrations, evaluation method, noise source, signal processing

## **MÍSTO ULOŽENÍ PRÁCE**

oddělení pro vědu a výzkum FSI VUT v Brně

# OBSAH

1 ÚVOD.....	5
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU.....	5
2.1 Budící síly.....	6
2.2 Přenosové cesty.....	6
2.3 Měření vibrací a hluku.....	7
2.4 Separace zdrojů vibrací a hluku.....	7
3 CÍL PRÁCE.....	8
4 METODY HODNOCENÍ HLUKU A VIBRACÍ.....	9
4.1 Zdroje hluku a vibrací.....	9
4.2 Ventilový rozvod.....	9
4.3 Spalovací proces.....	12
4.4 Ostatní zdroje.....	15
4.5 Experiment.....	17
5 VYHODNOCENÍ VIBRACÍ A HLUKU OD DÍLČÍCH ZDROJŮ.....	18
5.1 Ventilový rozvod.....	18
5.2 Spalování.....	20
5.3 Ostatní zdroje.....	21
5.3.1 <i>Klikový mechanismus</i> .....	21
5.3.2 <i>Řetězový převod k vačkové hřídeli</i> .....	21
5.3.3 <i>Olejové čerpadlo</i> .....	22
5.4 Porovnání jednotlivých zdrojů.....	24
6 ZÁVĚR.....	26
LITERATURA.....	27
SEZNAM AUTOROVÝCH PUBLIKACÍ.....	30
AUTOROVO CURRICULUM VITAE.....	31
SUMMARY.....	32



# 1 ÚVOD

Spalovací motory, a to především pístové motory s vnitřním spalováním, jsou specifickými měniči energie. S principem přeměny chemické energie paliva na kinetickou energii na výstupní hřídeli motoru souvisí některé negativní dopady na životní prostředí. Samotný spalovací proces je vzhledem ke svému charakteru (rychlé změny tlaku při hoření) významným činitelem při vzniku hluku, další zdroje souvisejí s dynamikou pohybu jednotlivých částí (klikový a rozvodový mechanismus, čerpadla, pomocná ústrojí), podstatný je také hluk způsobený výměnou náplně. Snahy o zvyšování ekonomických parametrů vedou k růstu spalovacích tlaků [16, 37] a ke zvyšování mechanického namáhání dílů při redukci jejich hmotnosti. Důsledkem je zvýšení celkové hlučnosti.

Trvale rostoucí množství vozidel, především v městském provozu, se promítá do stále se zpřísnujících předpisů na jejich provoz [10, 12]. Podmínkou při uvádění na trh jsou tedy opatření snižující hlučnost. K tomu je nutná znalost podílu jednotlivých zdrojů na celkové akustické energii vyzařované motorem. Umožňuje vyčlenit významnější zdroje a na redukci jejich hluku se zaměřit.

Silná konkurence v automobilním průmyslu nutí výrobce k redukci nákladů na výrobek - jak přímých nákladů daných použitými technologiemi, složitostí konstrukce (počet dílů) a materiály, tak také výdaji na výzkum a vývoj. První položka se z hlediska hluku projevuje snahou o úspory na prvcích, jako jsou antivibrační nátěry, krytování a další technologie. Řešení je tak třeba hledat ve zdrojích hluku a přenosových cestách konstrukce. Druhá položka vede k redukci rozsahu prací při hlukových a vibračních zkouškách agregátů. To se v součinnosti s požadavky na zkrácení doby od prvních konstrukčních kroků po uvedení do sériové výroby projevuje změnou filosofie vývoje motoru. Již v průběhu návrhu a každé konstrukční změny je očekávaná hlučnost jedním z kritérií, která se vyhodnocují a ovlivňují výběr konečné varianty. Při prototypových zkouškách jde o začlenění hlukové analýzy mezi ostatní výzkumné činnosti s cílem snížení časové a finanční náročnosti zkoušek, počtu testovaných prototypů atd.

Současné možnosti měření hluku a vibrací jsou spojeny s rychlým vývojem počítačové techniky a rapidním poklesem cen hardware. Rozvoj PC se také kladně projevuje na aplikaci vyspělých algoritmů zpracování signálu.

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU

Komplexní problém analýzy zdrojů hluku, který je dán vyzařováním z vibrujících povrchů, je možné rozčlenit podle postupu přeměny mechanické energie na dílčí etapy, které představují získání informací o:

- zdrojích hluku (dynamických budících účincích);
- přenosových cestách, jimiž se vlnění šíří;
- povrchových vibracích a jimi generovaného hluku.

Každý bod je možné řešit nezávisle, buď výpočtově nebo experimentálně.

## 2.1 Budící síly

Je nutné určit zdroje podstatné z hlediska vyzařování hluku. K nim se přiřadí vhodná veličina, u níž se předpokládá snadná měřitelnost; využívá se některé z extenzivních nebo intenzivních veličin - síla, tlak, moment, dráha, rychlost, zrychlení (např. tlak plynů ve válci, zatěžující síly v ložiskách...). Děje budící hluk jsou povahy termodynamické (spalování směsi) nebo mechanické (výměna náplně válce a pohyb částí rozvodu a klikového ústrojí). V případě výpočtu jsou obvykle modelovány pomocí metod MKP nebo MKO. Pro spalování a pohyb náplně se používá např. STAR CD nebo KIVA, bývá dosaženo dobré shody s průběhem naměřeným na reálném motoru [8, 15, 45]. K řešení dynamiky těles je určen ANSYS a NASTRAN. Dynamika pohyblivých částí se modeluje např. pomocí ADAMS®/ENGINE.

## 2.2 Přenosové cesty

Jsou reprezentovány tuhými mechanickými strukturami - např. blokem motoru nebo klikovou hřídelí a plynými či kapalnými médii - především vzduchem. Popis konstrukce z hlediska vibrací znamená stanovení vztahu mezi působením síly  $F(t)$  v místě  $i$  a odezvou ve formě vibrací  $x(t)$  na jiném místě  $l$ , tj. např. určení přenosové funkce:

$$H_{il}(j\omega) = \frac{x(j\omega)_l}{F(j\omega)_i} \quad (2.1)$$

Řešení umožňuje modální analýza. Výhodou popisu struktury pomocí modálních dat je komplexnost - úplný popis vibrací při znalosti budících signálů, nevýhodou je složitost experimentu [12, 39]. Složitost měření skutečných budících sil (např. síly v ozubení) a často také jejich nevhodné frekvenční vlastnosti předpokládají provádění měření pomocí umělého buzení struktury. V současnosti je často aplikována teoretická modální analýza založená na modelech soustav řešených pomocí MKP [21, 22, 27, 28, 41], bývá dosaženo dobré shody mezi experimentálně a výpočtově získanými výsledky [24, 44].

Výpočet veličin charakterizujících hluk ze známých vibrací mechanické struktury se řeší analyticky [2, 4, 11] nebo pomocí metod MKP [21, 27]. Analytické metody jsou založeny na náhradě tělesa jednoduššími prvky (typu deska, válec atd.), pro něž se zjistí normální složky efektivní rychlosti kmitání povrchu v místech  $l$  od zdroje  $i$ . S využitím vyzařovacího činitele  $\sigma$  se vypočítá akustický výkon vyzařovaný prvkem dle vztahu (2.2) a sumací výkonů všech prvků se získá celkový výkon [29].

$$W_{il} = \rho \cdot c \cdot v_{ef\_il}^2 \cdot S_l \cdot \sigma \quad (2.2)$$

Přesnost odhadu výkonu souvisí s možnostmi náhrady skutečného tělesa jednoduchými prvky a počtem měřících bodů. Zdroj [29] uvádí také možnost měření  $\sigma$  reálných objektů, upozorňuje však na technickou i časovou náročnost. Při dobré znalosti geometrie povrchů, které vyzařují hluk, je výhodnější použití numerických metod. K tomu jsou určeny např. programy typu ANSYS nebo NASTRAN.

### 2.3 Měření vibrací a hluku

Měření vibrací se řeší jedno- až tříosým snímačem zrychlení. Výsledky se prezentují buď kinematickými veličinami nebo výkonovými parametry [35]. Pro strukturální intenzitu příčného vlnění platí:

$$I_s \propto \frac{1}{2\Delta x} (a_1 + a_2) \int_{-\infty}^t (a_2 - a_1) dt \quad (2.3)$$

kde  $a_1$  a  $a_2$  jsou zrychlení a  $\Delta x$  je vzdálenost snímačů. Při hodnocení hluku se měří akustický tlak  $p_a$  v daném místě. Akustický výkon se počítá jako součin akustické intenzity a plochy kolem měřeného bodu nebo při skanování sondou pohybující se po dané dráze na měřící ploše [25] je výkon  $W = b \int I_a dl$ , kde  $b$  odpovídá šířce pásu, po němž se pohybuje sonda. Akustická intenzita při měření akustického tlaku  $p_{a1}$  a  $p_{a2}$  ve dvou místech vzdálených  $\Delta x$  je:

$$I_a = p_a v_a \cong \frac{1}{\rho} \frac{p_{a1} + p_{a2}}{2} \int_{-\infty}^t \frac{p_{a1} - p_{a2}}{\Delta x} dt \quad (2.4)$$

V současnosti se používají z důvodů rychlého a zejména současného měření např. při rozběhu také mikrofonní pole. Kromě odděleného měření hluku a vibrací se využívá i jejich kombinace - měření tzv. povrchové intenzity [14]. Mikrofonem umístěným v blízkosti povrchu se měří akustický tlak  $p_a$  a snímačem zrychlení na povrchu vibrace  $a$ . Povrchová intenzita je:

$$I_p \propto p_a \int_{-\infty}^t a dt \quad (2.5)$$

### 2.4 Separace zdrojů vibrací a hluku

Požadavky na snížení vibrací a hluku strojů nutí konstruktéry hledat podstatné dílčí zdroje těchto emisí. Náročnost práce je dána tím, že množství strojů je tvořeno větším počtem mechanismů, které pracují závisle na sobě. Spalovací motor je toho typickým příkladem. Publikované metody jsou velmi rozmanité, zavedení vhodného kritéria, které by umožnilo jejich jednoznačné rozdělení tedy není snadné. Pokusíme se použít opět klasifikaci z úvodní části kap. 2. K separaci účinků jednotlivých zdrojů je možné použít metody:

- založené na možnosti změny budících sil;
- využívající znalost přenosových cest, případně jejich změnu;

- se zpracováním výsledného signálu vibrací či hluku se znalostí nebo předpoklady určitého chování zdroje.

Princip metod založených na možnosti změny budících sil spočívá v tom, že se změnou provozních podmínek vyšetřovaného zdroje hluku (nebo naopak ostatních zdrojů) dosáhne změny výsledného hluku. Pro určení vztahu mezi hlukem a působením zdroje se použijí údaje provozních parametrů nebo signál, který souvisí s jeho funkcí. Používá se více různých metod, např.: vypínání, odstranění zdroje [36]; protáčení vnějším zdrojem a změna charakteru budícího signálu při změně budících sil [20, 42]. Mezi nevýhody těchto klasických metod patří nutnost provádění konstrukčních úprav pohonu zdrojů hluku.

Postupy založené na znalosti přenosových cest využívají možnost utlumit nebo zesílit přenosovou impedanci. Typické je použití krytování [23], použití tlumících prvků apod. Také se využívá zvukovodů, které usměrňují akustickou energii od zdroje k měřicí technice. Další možnost je využití znalosti o místu nebo směru výrazného vyzařování hluku. V současnosti se k tomu používají metody měření akustické intenzity [18, 30, 31, 39].

Často se používají metody založené na předpokladech určitého chování zdrojů nebo známých vlastností zdrojem produkovaného hluku (budící frekvence, časový průběh signálu). Patří zde prostorová transformace zvukového pole a jiné postupy, které využívají vzájemného vztahu mezi signály (křížová spektra, korelační analýzy apod.) [6]; synchronní filtrace (signal enhancement) [5, 35]; souběžová filtrace (Order Tracking) [43]; adaptivní, nelineární filtrace [9]; amplitudová a fázová demodulace založená na využití analytického signálu [35]; zpracování signálu v časových oknech, často s využitím STFT; zpracování signálu neuronovými sítěmi [9] a další. Výhodou metod je snadná aplikace a možnost měřit za běžného provozu motoru. V této práci je využita synchronní filtrace popsaná v kap. 4.4.

Při vyhodnocování vibrací či hluku je obvyklé převádět signál z časové oblasti do frekvenční. K dispozici je více metod, lze zmínit rychlou Fourierovu transformaci; použití autoregresního modelu a vlnkovou transformaci [1, 17, 35].

### 3 CÍL PRÁCE

Jak plyne z úvodu, je účelné práce spojené se snižováním hlučnosti motoru začlenit mezi ostatní vývojové činnosti v rámci zkoušek motoru na zkušebním stavu (zkoušky vibračního zatížení dílů, pohyblivost bloku, tlaková indikace aj.). Vhodná je možnost rychlého ohodnocení inovací motoru, komplexního měření bez nutnosti významných úprav a zásahů do konstrukce (malý počet drahých vzorků při vývojových zkouškách). Pro rozhodování o úpravách vedoucích k redukci hluku je podstatné získat informace o podílech jednotlivých budících účinků na výsledných vibracích a hluku.

Z tohoto vyplývá i zaměření předložené práce. Hlavním cílem postgraduálního doktorandského studia (PDS) bylo navržení metodiky určené k ohodnocování



dílčích zdrojů hluku a vibrací čtyřdobého zážehového motoru. Pozornost byla věnována budícím silám působícím uvnitř bloku motoru (nebyl vyhodnocován hluk např. sacího a výfukového traktu, pomocných ventilátorů apod.). Základním rysem navrhované metodiky by měla být možnost aplikace na motoru instalovaném např. na zkušebním stavu bez nutných konstrukčních úprav a možnost měření při jeho provozu v rámci jiných, především vývojových prací. Důraz byl kladen na použití co nejjednodušší měřicí a vyhodnocovací techniky a nízkou časovou náročnost při měření a zpracování dat.

Dalším úkolem bylo použít navržené postupy na zážehovém motoru provozovaném na motorové zkušebně. Výsledkem této práce jsou informace o podílu jednotlivých zdrojů na celkových vibracích na několika místech povrchu motoru a na vyzařované akustické intenzitě. Tyto výstupy je možné využít jako podklady pro další konstrukční práce orientované na snižování hluku.

## **4 METODY HODNOCENÍ HLUKU A VIBRACÍ**

### **4.1 Zdroje hluku a vibrací**

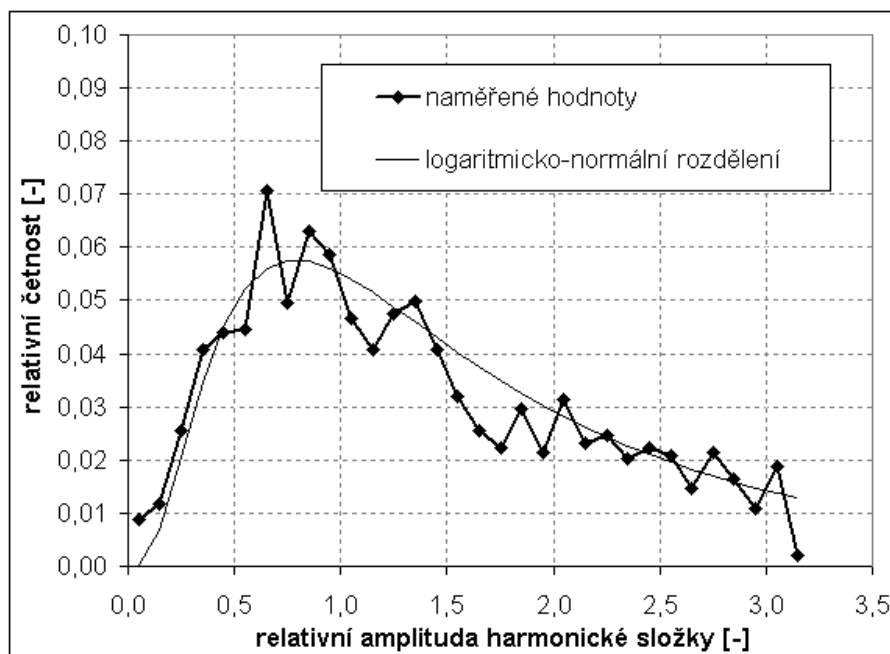
Předmětem zkoumání je čtyřválcový zážehový motor (viz kap. 4.5.). Hluk je dán především vyzařováním vibrací motorového bloku a vyústěním sacího a výfukového potrubí. Hodnocení hluku sání a výfuku je možné nezávisle, obvykle měřením akustické intenzity a nebude zde proto probíráno. Pozornost je věnována zdrojům, které způsobují vibrace bloku. Jako podstatné byly vytipovány tyto části a děje: ventilový rozvod; spalovací proces; setrvačné síly v klikovém mechanismu; čerpání kapalin a převody.

Dále budou detailněji popsány a budou naznačeny metody vyhodnocování jimi způsobených vibrací. Je využito specifického charakteru budících sil od jednotlivých zdrojů: např. vibrace od rázů při dosedání ventilů do sedel jsou vázány na časování rozvodu, u převodů a čerpadel se využívá toho, že budící síly působí především na harmonických frekvencích jejich otáček. Při hodnocení vibrací od spalování se využívá výpočet přenosu mezi vibracemi a spalovacími tlaky.

### **4.2 Ventilový rozvod**

Ventilový rozvod daného motoru je typu OHV. Významné vibrace vznikají zejména při zavírání ventilů, které je spojené s rázy při kontaktu ventilu se sedlem. Při otevírání dochází k podstatně menším vibracím. Frekvenční spektrum vibrací je spojitě a široké ( $10^3 \div 2 \cdot 10^4$  Hz). Pro jejich vyhodnocování je podstatné, že mají omezenou dobu trvání a rázy jsou časově dobře určeny. Navržená metodika je založena na použití časových oken, které vymezují vibrace od jednotlivých ventilů. Protože na výsledných vibracích se podílí i další zdroje, je nutné jejich vliv v časových oknech odstranit. Využívá se předpokladu, že vibrace rozvodu a ostatní vibrace jsou navzájem nekorelované.

Z naměřeného signálu vibrací se vybere úsek, v němž se předpokládá převažující vliv rázu vyhodnocovaného ventilu. Počátek těchto vibrací je zpožděn vzhledem k okamžiku dosednutí ventilu do sedla o dopravní zpoždění (při vzdálenosti místa měření od zdroje 0,2 m a frekvenci 10 kHz to je pro ohybovou vlnu cca 0,2 ms). Konec se volí tak, aby časové okno zahrnovalo podstatnou část energie vibrací (při exponenciálním průběhu obálky vibrací je pro snížení amplitudy na 10% z max. hodnoty v okně vyhodnoceno 99% z celkové energie, tato doba vychází řádově 1 ms), je ale nutné, aby okno končilo před začátkem rázu od dalšího ventilu. K vyhodnocení signálu ostatních zdrojů  $x_2(t)$  (spalování, převody apod.) je použito další okno, které je voleno tak, aby zde byl v co nejmenší míře vliv rázu ventilů (bylo použito okno s délkou cca 30° otočení klikové hřídele a koncem těsně před rázem výfukového ventilu). Z důvodu statisticky věrohodnějších výsledků byl využit signál v oknech před všemi výfukovými ventily.



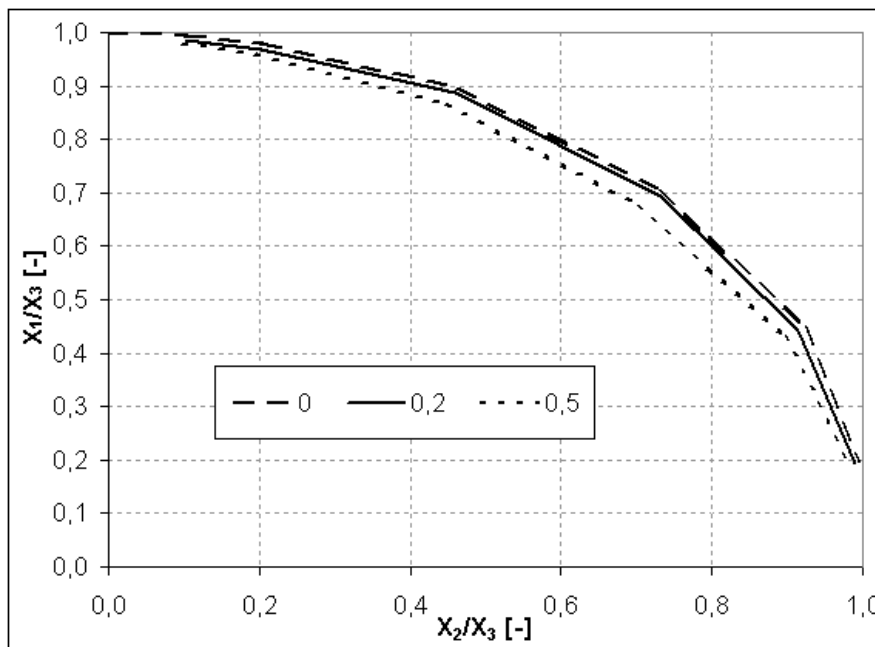
Obr. 4.1: Rozdělení amplitud signálu vibrací a odpovídajícího log.-norm. rozdělení.

K odstranění vlivu ostatních zdrojů  $x_2(t)$  v měřeném signálu  $x_3(t)$  při vyhodnocování vlivu rázů  $x_1(t)$  se používá následující postup: uvažujeme, že  $x_1(t)$  a  $x_2(t)$  jsou navzájem nekorelované a obsahují harmonické složky v překrývajícím se frekvenčním spektru. Předpokládáme, že oba signály mají log.-normální rozdělení amplitud harmonických složek  $i$   $X_1(j\omega_i)$  a  $X_2(j\omega_i)$  při jednotlivých realizacích (viz obr. 4.1) a navzájem náhodnou fází  $\alpha_i$ . Jejich superpozicí vznikne signál:

$$X_{3i} = \sqrt{X_{1i}^2 + X_{2i}^2 - 2X_{1i}X_{2i} \cos \alpha_i} \quad i = 1, 2, \dots \quad (4.1)$$

Měří se  $x_2(t)$  a  $x_3(t)$  (v časových oknech) a po provedení jejich FFT se získává průměrné spektrum při  $n$  realizacích signálu pro každou harmonickou složku obou signálů podle vztahu:

$$\bar{X}_i = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n \sqrt{X_{il}^2} \quad (4.2)$$



Obr. 4.2: Vztah mezi poměry amplitud signálu  $X_1$ ,  $X_2$  a výsledného signálu  $X_3$  pro různé hodnoty jejich rozptylu.

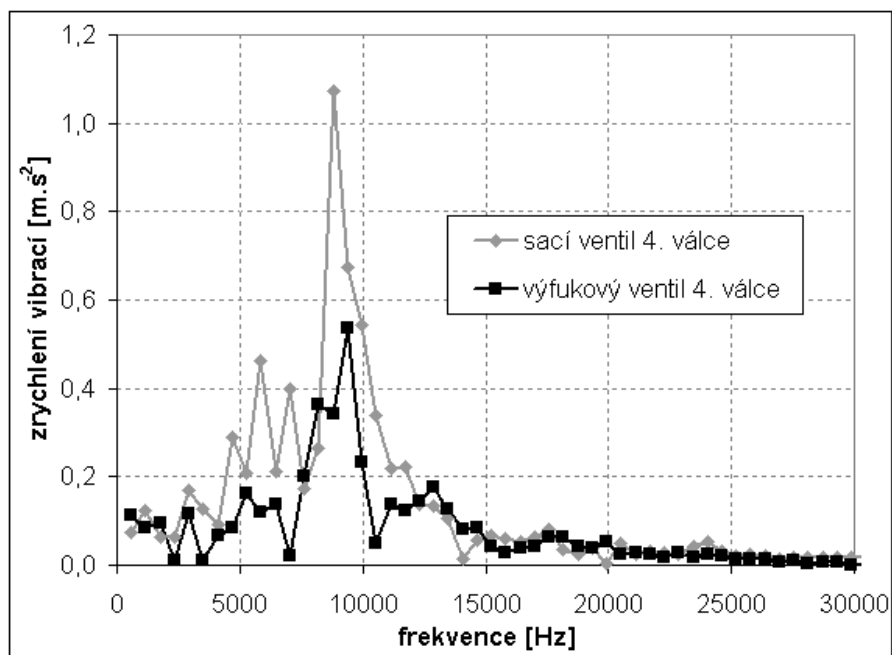
$X_{il}$  je amplituda  $i$ -té složky signálu pro  $l$ -té měření. Výsledkem je  $X_2(j\omega)$  a  $X_3(j\omega)$ . Cílem je najít  $X_1(j\omega)$ . K tomuto účelu byla provedena počítačová simulace s generováním vektorů  $X_1$  a  $X_2$  s náhodnou fází a log.-normálním rozdělením amplitud pro různé poměry hodnot  $X_1/X_2$  a různý rozptyl amplitud obou signálů. Podle (4.1) a (4.2) byl vypočten odhad  $X_3$  pro počet realizací  $10^5$  (obr. 4.2). Z toho je možné pro známé  $X_2$  a  $X_3$  najít odhad  $X_1$ :

$$\bar{X}_1 = F\left(\frac{\bar{X}_2}{\bar{X}_3}\right) \bar{X}_3 \quad (4.3)$$

$F(X_2/X_3)$  je simulací získaný odhad funkce závislosti amplitud  $\bar{X}_1/\bar{X}_3$  pro známé  $X_2/X_3$ . Takto se určí odhady všech harmonických složek signálu  $X_1(j\omega)$ . Předpokladem úspěšného odhadu je provedení dostatečného počtu realizací měření signálů  $x_2(t)$  a  $x_3(t)$ .

Celý postup hodnocení je: filtrace naměřených dat horní propustí (od frekvence 8. řádu otáček klikové hřídele), volba časových oken pro signál  $x_2(t)$  a  $x_3(t)$ , převzorkování signálu v časových oknech k získání  $2^n$  vzorků nutných pro FFT, provedení FFT s průměrováním autospekter, odečtení signálu  $X_2(j\omega)$  od  $X_3(j\omega)$ ,

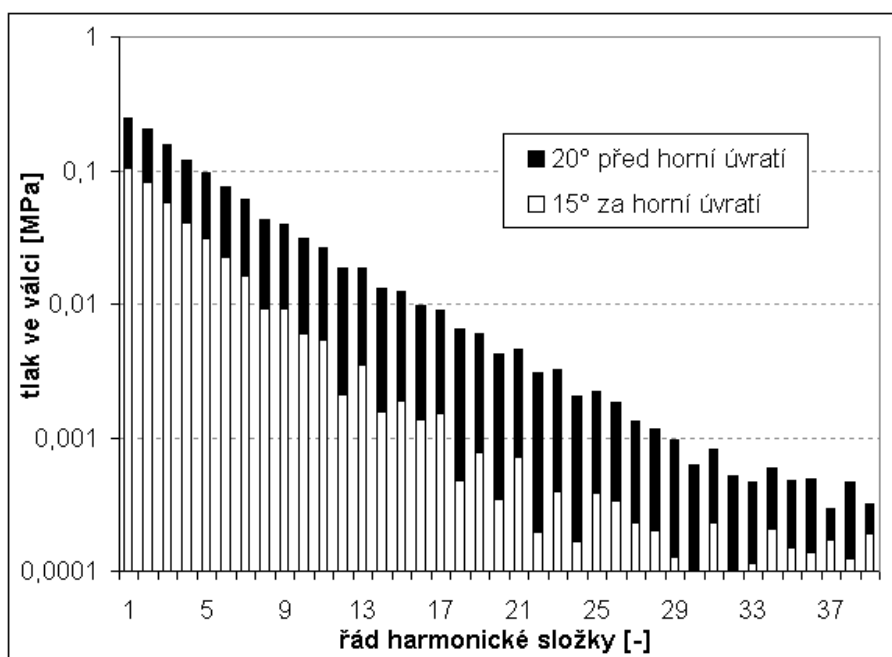
výsledkem je soubor spekter vibrací odpovídající rázům jednotlivých ventilů - viz obr. 4.3.



Obr. 4.3: Vibrace od dosedání ventilů 4. válce, otáčky klik. hřídele  $2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $M_t 10 \text{ Nm}$ .

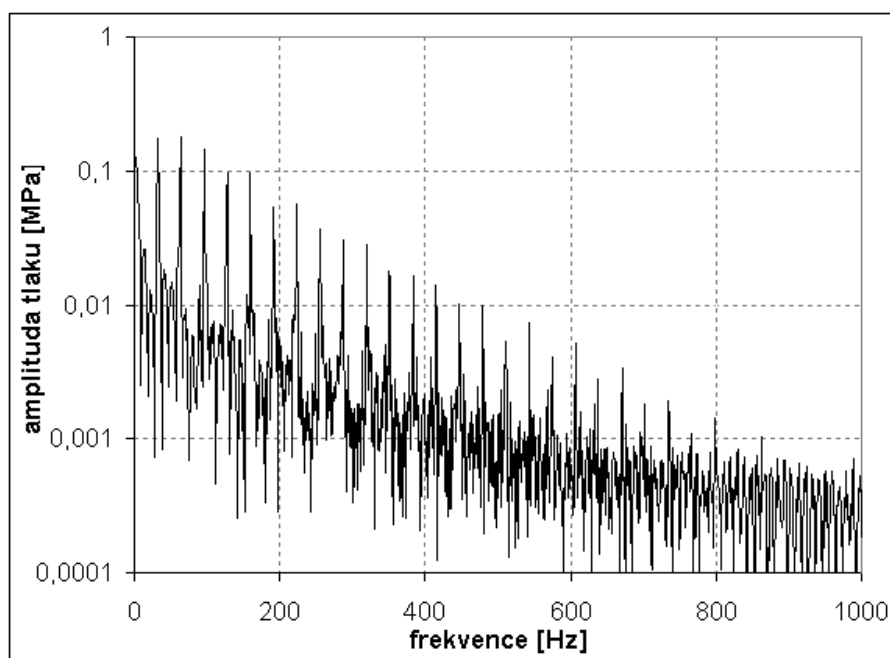
### 4.3 Spalovací proces

Příčinou hluku spalování je změna tlaku plynů ve spalovacím prostoru v průběhu termodynamického cyklu.



Obr. 4.4: Frekvenční spektrum tlaku ve válci se změnou předstihu zážehu.

Vyhodnocování podílu spalování na vibracích bloku motoru je založeno na výpočtu přenosových funkcí mezi spalovacími tlaky a povrchovými vibracemi motoru. Je tedy nutné současné měření tlaků (vysokotlaká indikace) i vibrací. Zjištění přenosových funkcí předpokládá možnost ovlivnit charakter spalovacího procesu ve válcích nezávisle na sobě. Byly zkoušeny různé postupy, osvědčil se zásah do spalovacího procesu změnou předstihu zážehu v jednotlivých válcích; to umožňuje použitá vývojová řídicí jednotka motoru. Z obr. 4.4 je zřejmý rozsah změn amplitud frekvenčních složek tlaků při použití nízkého a vysokého předstihu - v rozsahu 1. ÷ 48. harm. složky jsou poměry amplitud pro oba děje vyšší než 2.



Obr. 4.5: Frekvenční spektrum tlaku ve válci, FFT ze záznamu 100 cyklů.

Podstatné pro možnost výpočtu jednoznačné přenosové funkce je zajištění koherence mezi signály, linearita přenosu a dostatečně přesný popis signálu budících sil signálem ze snímače tlaku. Vzhledem k charakteru signálu tlaku je zřejmé, že vysoká koherence bude pouze na frekvencích s celočíselným násobkem  $\frac{1}{2}$  otáček klikové hřídele (obr. 4.5). Koherence má s rostoucí frekvencí přibližně exp. klesající trend. U měřených dat je proto provedena synchronní filtrace s periodou 1 termodynamický cyklus (blíže popsána v kap. 4.4.) a vyhodnocování je omezeno na nižší harmonické složky. Přenos je realizován hlavou válců, pístem a vložkou válce. U vibrací přenášených hlavou je možné uvažovat lineární přenos, přenos vložkou válce není zcela lineární, protože v průběhu otáčení klikové hřídele se na přenosu podílí proměnná plocha stěn. Důsledkem je, že každá harmonická složka tlaku se projeví ve vibracích nejen na shodné harmonické, ale také na dalších, zejména nejbližších harmonických složkách. Harmonické složky tlaku (zejména frekvenčně blízké) vykazují vzájemně velmi silnou korelaci (obr. 4.6), určitá

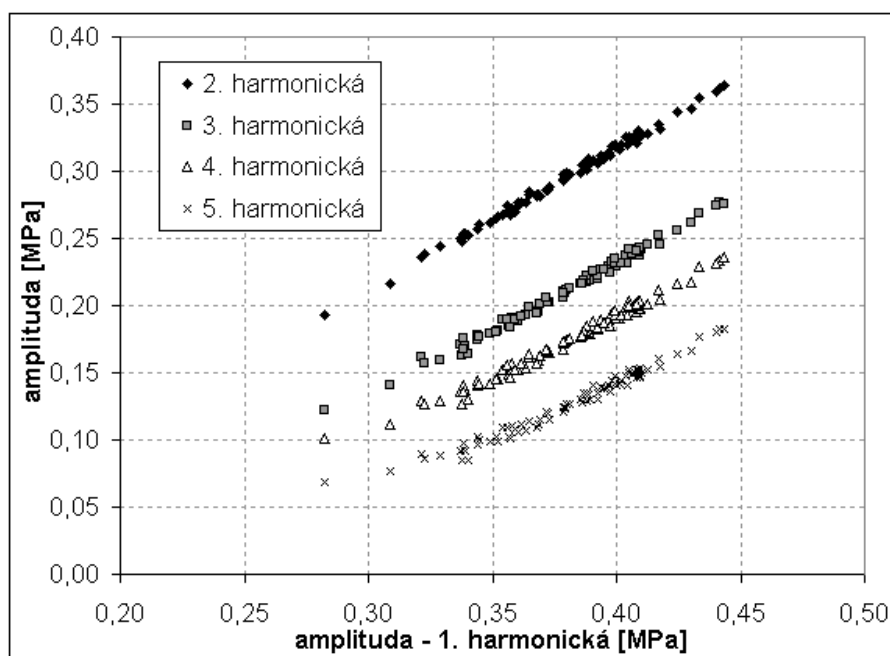
nelinearita přenosu není tedy příliš podstatná. Při hoření se rozruchy ve spalovacím prostoru šíří rychlostí zvuku, kterou je třeba s ohledem na vyšetřované frekvence signálu a rozměry spalovacího prostoru brát v úvahu (omezuji max. frekvenci při vyhodnocování dat).

Předpokládá se, že zrychlení vibrací na bloku  $a(j\omega)$  je dáno silami od spalování v jednotlivých válcích  $p_i(j\omega)$  a silami od dalších zdrojů, které jsou na nich nezávislé:

$$a(j\omega) = \sum_{i=1}^{n_v} a_i(j\omega) + a_o(j\omega) \quad (4.4)$$

$a_i(j\omega)$  jsou vibrace od spalování v  $i$ -tém válci,  $a_o(j\omega)$  jsou vibrace jiných zdrojů,  $n_v$  je počet válců. Pro přenos platí:

$$H_i(j\omega) = \frac{a_i(j\omega)}{p_i(j\omega)} \quad (4.5)$$

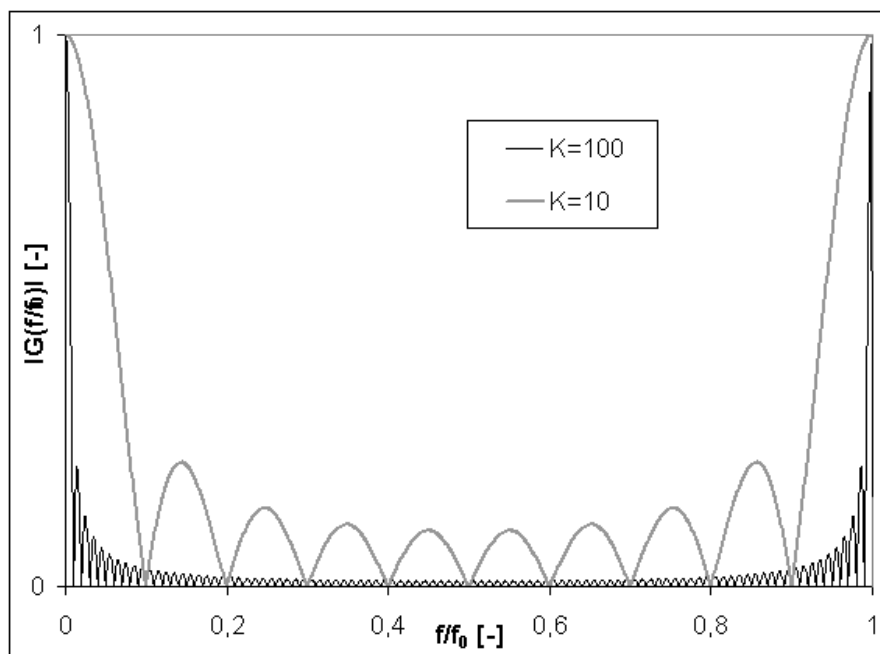


Obr. 4.6.: Amplitudy harm. složek spalovacího tlaku v závislosti na amplitudě 1. harm. složky, otáčky klikové hřídele  $3000 \text{ min}^{-1}$ , zatížení  $10 \text{ Nm}$ .

K výpočtu  $n_v$  souborů  $H_i(j\omega)$  a vibrací  $a_o(j\omega)$  je nutné použít nejméně  $n_v+1$  souborů tvořených daty tlaků a vibrací se vzájemně dostatečně rozdílnými hodnotami. K tomu se provádí měření s konfiguracemi předstihu zážehu  $\nu_i$ :

1.  $\nu_i = \max$ ,  $\nu_l = \min$ , vždy v jednom válci -  $i$  je předstih maximální, v ostatních minimální;  $i=1, \dots, n_v$ ,  $l \neq i$ , toto se provede postupně pro všechny válce; výsledkem jsou soubory s časovými záznamy tlaků  $p_{i\_max}(t)$ ,  $p_{l\_min}(t)$  a odpovídajících vibrací  $a_{i\_max}(t)$ ,
2.  $\nu_1 = \dots = \nu_i = \dots = \nu_{n_v} = \min$  pro  $i=1, \dots, n_v$ , se soubory  $p_{i\_min}(t)$  a  $a_{min}(t)$ ,
3.  $\nu_1 = \dots = \nu_i = \dots = \nu_{n_v} = \text{norm}$  pro  $i=1, \dots, n_v$ , se soubory  $p_{i\_norm}(t)$  a  $a_{norm}(t)$ ,

kde  $min$  je nízký předstih zážehu (co nejnižší max. tvrdost chodu, ale tak, aby nedocházelo k výraznému snižování točivého momentu),  $max$  vysoký předstih (dosažení maxima max. tvrdosti chodu, ale ne detonační spalování) a  $norm$  předstih při běžném provozu motoru. To znamená celkem  $n_v+2$  soubory vibrací a stejný počet současně měřených souborů pro tlak v každém válci. Každý soubor reprezentuje větší počet cyklů (stačí 100). Dále se provede synchronní filtrace těchto dat, tím se odstraní vliv signálů nekorelovaných s  $\frac{1}{2}$  otáček klikové hřídele. Výsledkem je  $n_v+2$  souborů obsahujících jeden průměrný cyklus. Zde se ve vibracích již prakticky neprojeví signály, které nejsou synchronní se spalovacím procesem. Na  $n_v+1$  souborech dat tlaků a vibrací z bodu 1) a 2) se aplikují rovnice (4.4, 4.5). Výsledkem jsou přenosové funkce od jednotlivých válců. S jejich využitím a dat z bodu 3) se pomocí vztahu (4.5) vypočtou dílčí vibrace  $a_i(j\omega)$  a  $a_o(j\omega)$  při reálném provozním režimu motoru.



Obr. 4.7: Frekvenční charakteristika synchronní filtrace pro  $K=10$  a  $K=100$ .

#### 4.4 Ostatní zdroje

K dalším zdrojům hluku patří převody, klikový mechanismus a čerpadla. Budící síly spojené s jejich funkcí jsou tvořeny zejména harmonickými složkami určité základní frekvence  $f_0$ . U klikového mechanismu působí síly nevyvážených hmot především 1. a 2. řádu (i při dokonalém vyvážení vznikají vibrace vlivem konečné tuhosti klikové hřídele, která je deformována silami od hmot klikového mechanismu a primárních sil). Převody a čerpadla generují vibrace zejména na celočíselných násobcích zubových frekvencí:

$$f_{il} = i \cdot z_l \cdot f_0 \quad i = 1, 2, \dots \quad (4.6)$$

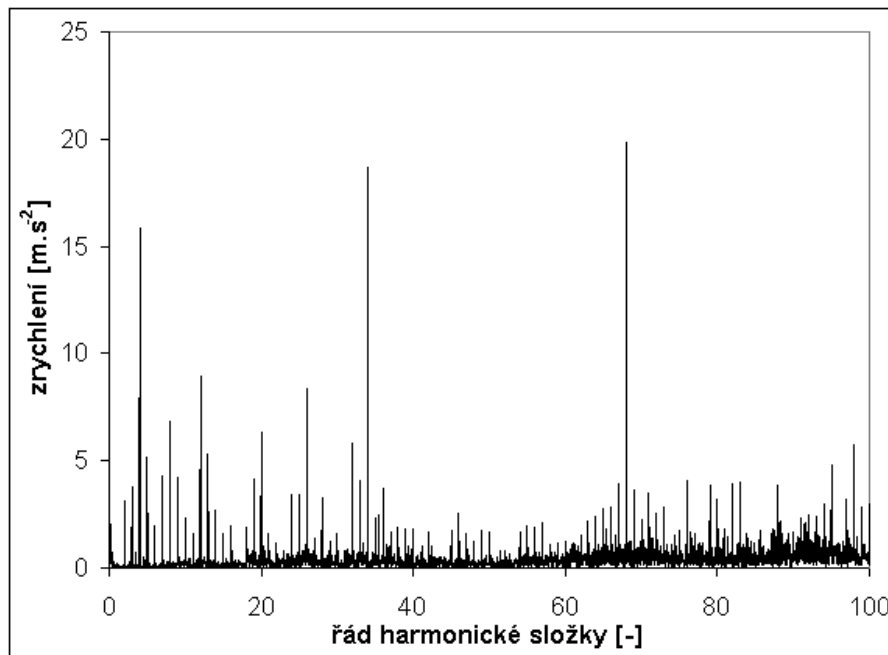
kde  $z_j$  je počet zubů kola  $l$ . Pro vyhodnocování signálu na těchto frekvencích je možné použít synchronní filtraci, která bude krátce podle [34] popsána. Provádí se záznam signálu o  $N$  vzorcích  $\mathbf{x}_t = [x_{t,0}, x_{t,1}, \dots, x_{t,N-1}]$ , kde  $t$  je okamžik záznamu prvního vzorku (řízený synchronizačním signálem). Lze provést průměrování v čase podle rovnice:

$$y_{t,i} = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^K x_{t,i} \quad i = 0, 1, \dots, N-1 \quad (4.7)$$

Pokud jsou starty záznamů synchronizovány tak, že na sebe plynule navazují, pak  $y_t = [y_{t,0}, y_{t,1}, \dots, y_{t,N-1}]$  odpovídá signálu  $x_t$  po filtraci filtrem s přenosem (obr. 4.7):

$$\left| G\left(\frac{f}{f_0}\right) \right| = \frac{1}{K} \left| \frac{\sin\left(k\pi \frac{f}{f_0}\right)}{\sin\left(\pi \frac{f}{f_0}\right)} \right| \quad (4.8)$$

Době záznamu  $T$  je přiřazena základní frekvence  $f_0 = 1/T$ . Nulový přenos mají složky signálu s frekvencí  $f = f_0 \cdot k/K$ ,  $k = 0, 1, \dots, K-1$ , nenulový mají složky s frekvencí  $f = if_0$ ,  $i = 1, 2, 3, \dots$ . Po synchronní filtraci zůstanou beze změny amplitudy a fáze složky s frekvencí rovnou celočíselnému násobku  $f_0$ , ostatní se zmenší (tím více, čím větší je počet záznamů  $K$ , běžně je  $K=100$ ). Pokud je v  $x_t$  přítomný rušivý náhodný signál (např. bílý šum), dojde použitím synchronní filtrace ke snížení jeho rozptylu  $K$ -krát, efektivní hodnota se tak zmenší  $\sqrt{K}$ -krát.



Obr. 4.8: Vibrace bloku motoru po synchronní filtraci řízené otáčkami vačkové hřídele.



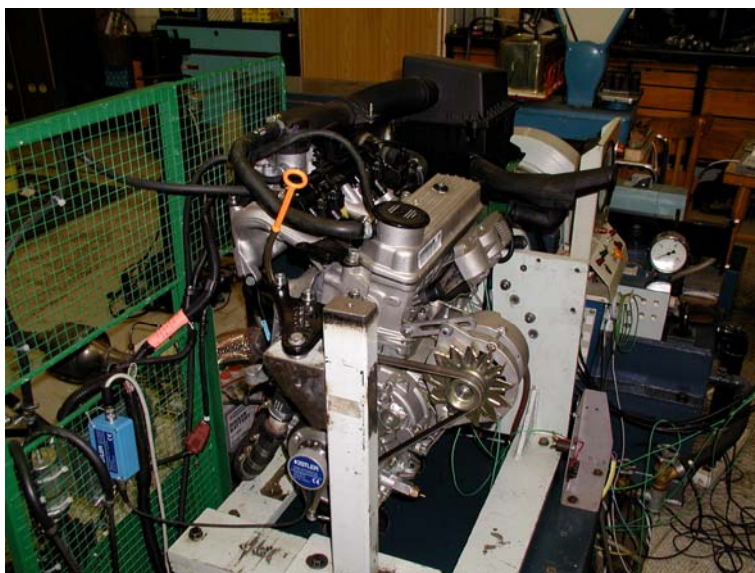
Výsledek synchronní filtrace odvozené od otáček vačkové hřídele je na obr. 4.8, kde jsou zřejmé výrazné vibrace řetězového převodu od klikové hřídele k vačkové hřídeli se zákl. frekvencí rovnou 17-násobku frekvence otáčení klikové hřídele (34. a 68. harm.). Pokud má vyhodnocovaný zdroj nesoudělnou základní frekvenci s ostatními zdroji (např. vodní čerpadlo poháněné řemenovým převodem), dochází použitím synchronní filtrace k téměř úplnému odstranění jejich signálu. Některé zdroje budí vibrace na stejných frekvencích - např. klikový mechanismus a spalování. Pak je nutné k vyhodnocení získat další informace - zde lze použít vztah (4.4).

## 4.5 Experiment

Měření byla realizována na zážehovém motoru řady Š8XX provozovaném na motorovém zkušebním stavu ve výzkumných laboratořích ÚDT FSI VUT.

Čtyřválcový motor (viz obr. 4.9) s blokem z hliníkové slitiny má třikrát uloženou klikovou hřídel s axiálním vedením ve středovém ložisku. Náhon ventilového rozvodu typu OHV je řetězový, zubové čerpadlo mazacího oleje je hnáno z vačkové hřídele šroubovým ozubením. Vodní čerpadlo je radiální lopatkové, poháněné z klikové hřídele řemenovým převodem. Motor je uchycen k loži zkušebního stavu pomocí vlastní příruby a konzoly na hlavě na straně řemenového náhonu.

Zatěžování motoru zajistil elektrický vířivý dynamometr V 125 VÚEZ Brno. K řízení motoru, nastavování jeho provozních parametrů a měření provozních veličin byl použit softwarový kalibrační systém HP SAM 2000 s hardwarovým modulem připojeným k vývojové řídicí jednotce motoru.



Obr. 4.9. Měřený motor na zkušebním stavu.

Měřicí technika byla tvořena: Snímači vibrací MMF KD 12 VEB Metra se zesilovači Brüel Kjaer typ 2626, snímače byly umístěny na 20 místech povrchu

motoru; snímači tlaku Kistler 6053A60 instalovanými v hlavě motoru se zesilovači Kistler 5001; akustickou sondou ONO SOKKI CM 202 s mikrofony 70461 0,5“, sonda byla instalována v ose rovnoběžně s normálou povrchu bloku v daném místě ve vzdálenosti cca 10 cm, pozice byly voleny shodně se snímači vibrací; snímačem úhlu otočení klikové hřídele Kistler 2613 A; snímači otáček ostatních rotujících částí (vlastní výroba s využitím IO Analog Devices AD 22151); FFT analyzátozem ONO SOKKI CF 920 s modulem AI; 16-ti kanálovou měřicí kartou Advantech PCL 818H a 8-mi kanálovou měřicí kartou Advantech DAS 58 připojenou k PC Pentium III, 650 MHz.

Pro vyhodnocení zdrojů vibrací bylo prováděno měření vibrací na bloku motoru pomocí snímačů zrychlení, hluku pomocí sondy AI, tlaku ve všech válcích (vysokotlaká indikace) a měření otáček jednotlivých hřídelí motoru.

Byl prováděn záznam dat obvykle ze 100 termodynamických cyklů (omezeno pamětí měřicí karty); měření bylo spouštěno signálem HMP 1. válce. Vzorkovací frekvence všech signálů byla volena s ohledem na očekávaný frekvenční rozsah signálů a v závislosti na otáčkách klikové hřídele cca  $60 \div 90$  kHz. Dále byly zaznamenávány všechny provozní údaje motoru. Motor byl provozován na stacionárních režimech s otáčkami klikové hřídele v rozsahu  $1500 \div 4500$  min<sup>-1</sup> s krokem 500 min<sup>-1</sup> při nastavení točivého momentu na 10 Nm a na maximální zátěž.

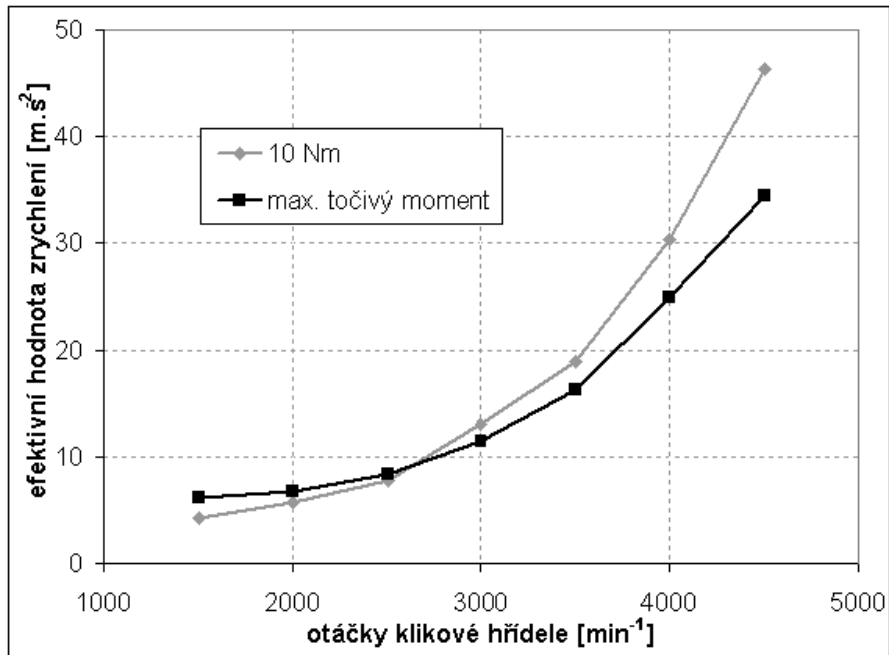
## **5 VYHODNOCENÍ VIBRACÍ A HLUKU OD DÍLČÍCH ZDROJŮ**

Pozornost je zaměřena na zdroje vibrací bloku motoru popisované v kap. 4. Jsou zde uvedeny výsledky měření vibrací případně hluku jednotlivých zdrojů, na závěr je provedeno porovnání jejich podílu na celkových vibracích pro 2 režimy zatížení na rychlostní charakteristice motoru. Z úsporných důvodů jsou prezentovány výsledky získané pouze z několika měřících míst. Slouží pro představu o charakteru vibrací a hluku generovaného jednotlivými zdroji a jejich podílu na výsledných vibracích a hluku.

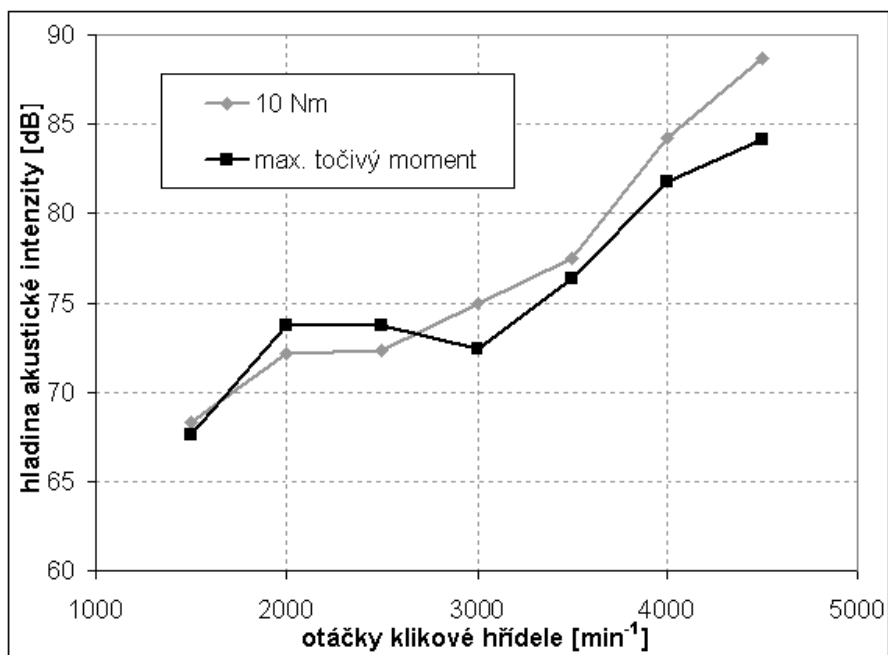
### **5.1 Ventilový rozvod**

Vliv na vibrace a hluk byl vyhodnocen pomocí metodiky popsané v kap. 4.2. Na obr. 4.3 je vidět typické frekvenční spektrum s převládající energií v pásmu 5 kHz ÷ 13 kHz. Z dat vyhodnocených na více provozních režimech nebylo možno jednoznačně usoudit, který z ventilů se více podílí na vibracích a hluku. Poměry se měnily zejména s měřícím místem - vysokofrekvenční vibrace se poměrně rychle tlumí. Nejvyšší hodnoty byly samozřejmě naměřeny v blízkosti ventilových sedel na hlavě válců. Strmý růst hluku a vibrací s otáčkami (obr. 5.1.) souvisí s rostoucí energií ventilů při dosedání do sedel. Především ve vyšších otáčkách je při velkém

zatížení nižší úroveň vibrací než při malém. Příčinou může být rozdílná hustota plynů obtékajících ventily, které tlumí rázy.



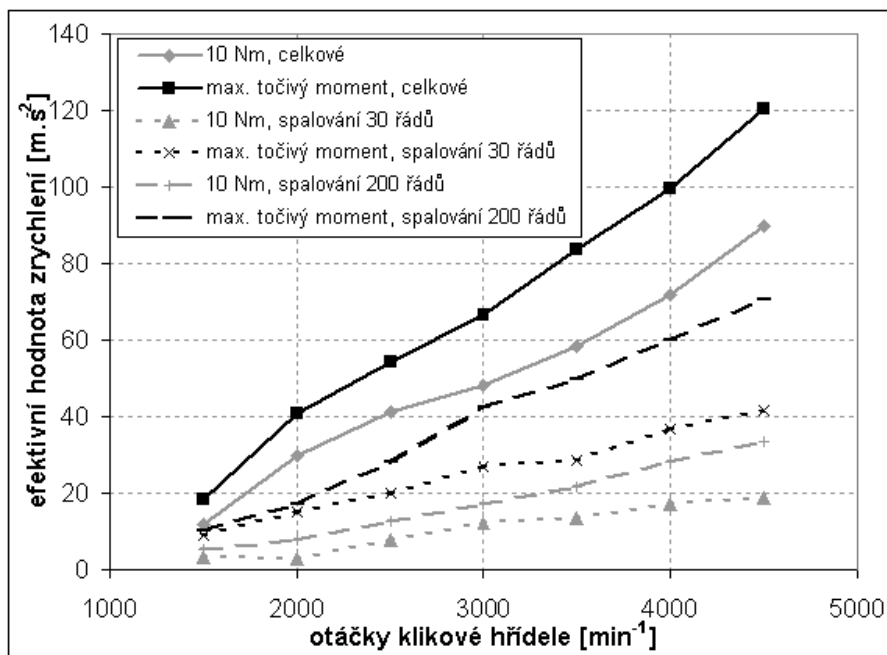
Obr. 5.1: Povrchové vibrace bloku motoru od ventilového rozvodu.



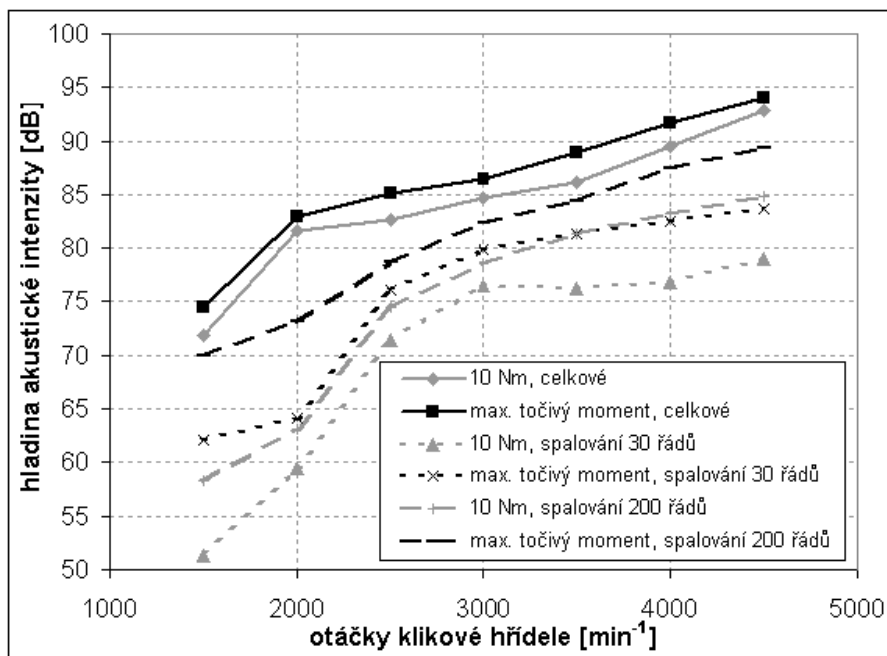
Obr. 5.2: Hluk ventilového rozvodu.

## 5.2 Spalování

K vyhodnocení vlivu spalování z naměřených vibrací a hluku byl použit postup uvedený v kap. 4.3.



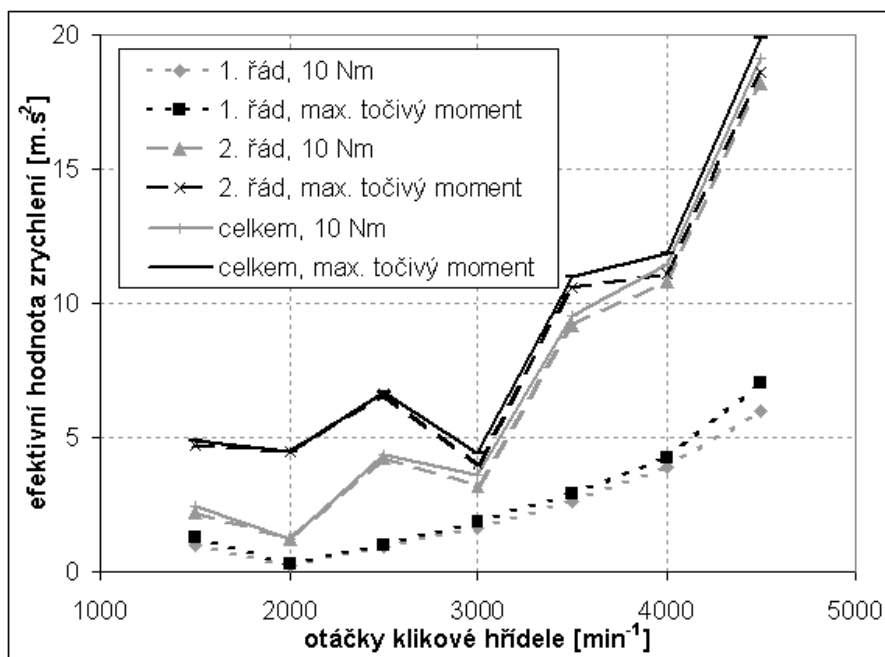
Obr. 5.3: Povrchové vibrace bloku motoru od spalování a celkové synchronní vibrace.



Obr. 5.4: Hluk spalování a celkový synchronní hluk.

V grafech 5.3 a 5.4 je vykreslena závislost vibrací a hluku na otáčkách. Je zde provedeno porovnání obou veličin při vyhodnocení pouze nižších harmonických složek (do cca 30. řádu) navrženou metodou, harmonických složek ve větším

rozsahu (do řádu cca 200) podle postupu v [42] a celkových hodnot vibrací a hluku, které jsou synchronní s pracovním cyklem motoru. Je zřejmé, že vibrace i hluk od spalování roste výrazně se zatížením. Závisí také podstatně na otáčkách. To může být způsobeno zčásti i tím, že se harmonické složky přesouvají k vyšším frekvencím, kde je větší jak přenos struktury, tak i vyzařovací koeficienty bloku [29]. U akustické intenzity je proto růst s otáčkami u nižších otáček výraznější.



Obr. 5.5: Povrchové vibrace bloku motoru od klikového mechanismu.

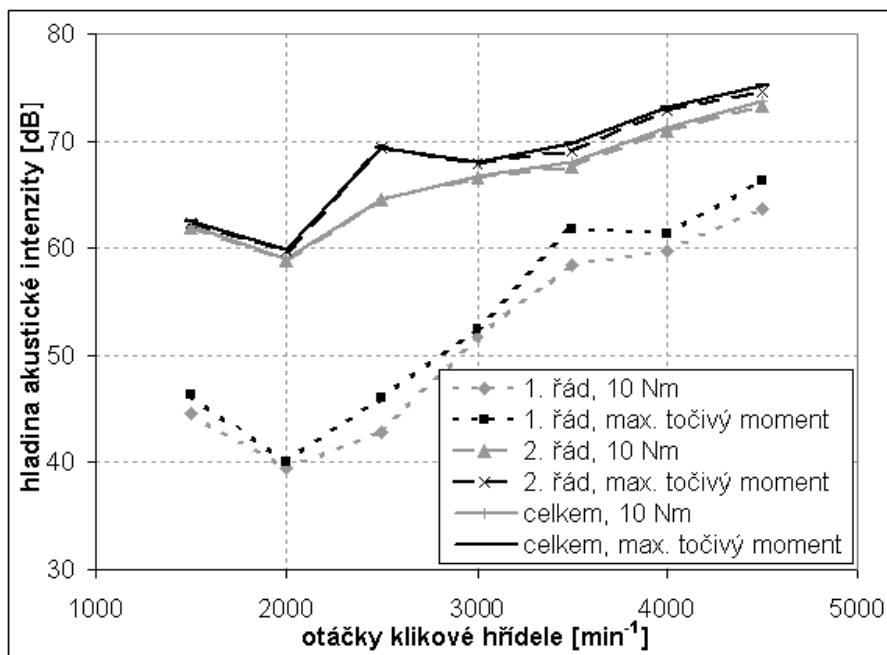
## 5.3 Ostatní zdroje

### 5.3.1 Klikový mechanismus

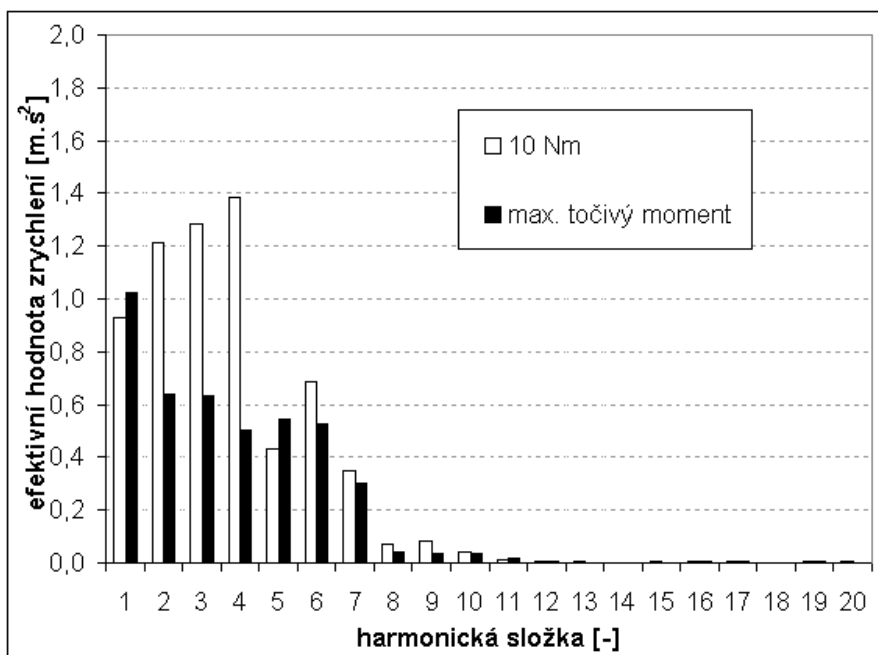
Byl vyhodnocován pouze vliv 1. a 2. harmonické složky otáček klikové hřídele. I když ve vibracích jsou přítomné další složky, mají podstatně menší hodnoty a jejich vyhodnocení je problematické. Z obr. 5.5 a 5.6 plyne, že síly 2. řádu způsobují podstatně větší vibrace i hluk než síly 1. řádu (to je v souladu s očekáváním, protože síly i momenty 1. řádu jsou teoreticky navenek vyvážené, projevuje se pouze vliv konečné tuhosti klikové hřídele). Trend je rostoucí s otáčkami vlivem růstu setrvačných sil.

### 5.3.2 Řetězový převod k vačkové hřídeli

Z výsledků souběžové filtrace vibrací na bloku motoru je zřejmé, že řetězový převod je zdrojem vibrací především na frekvencích, které odpovídají celočíselnému násobku zubové frekvence v řádu cca 1 ÷ 7, na dalších násobcích bývají amplitudy podstatně menší, viz obr. 5.7. Vibrace i hluk rostou s otáčkami motoru.



Obr. 5.6. Hluk klikového mechanismu.

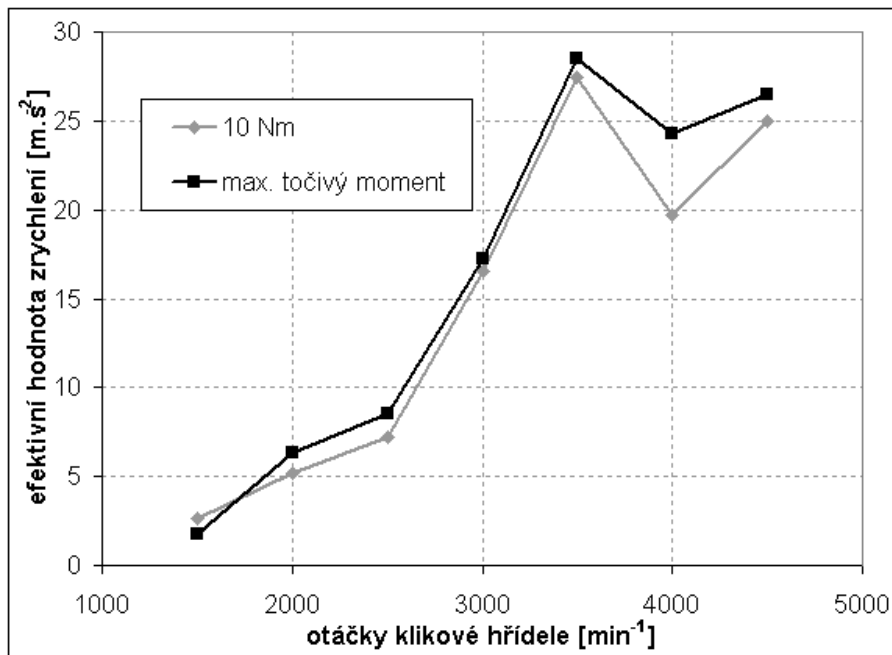


Obr. 5.7: Harm. složky vibrací od řetězového převodu, otáčky klikové hřídele  $1500 \text{ min}^{-1}$ .

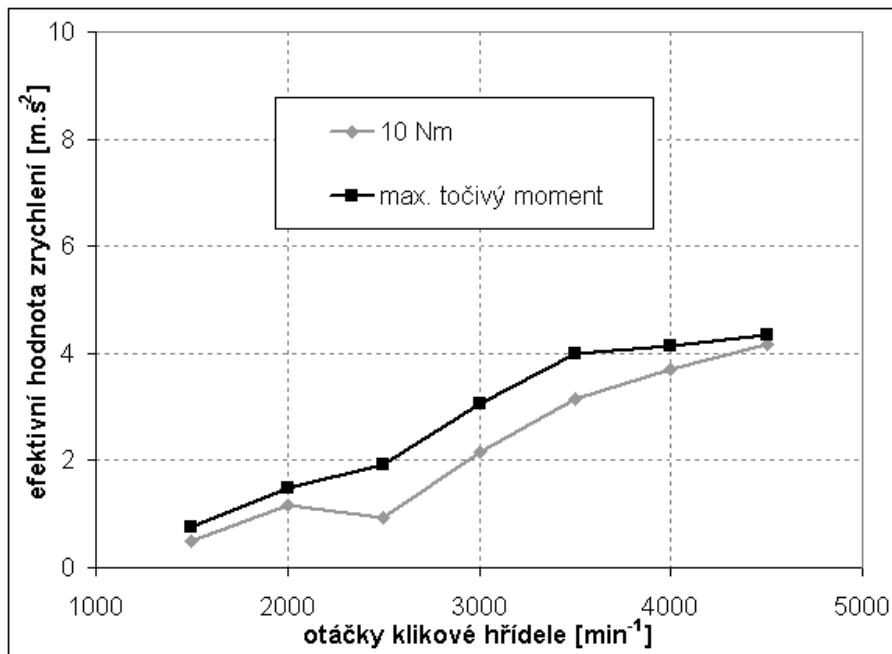
### 5.3.3 Olejové čerpadlo

Vyhodnocení bylo provedeno jako u řetězového převodu využitím synchronní filtrace. Podstatné z hlediska vibrací jsou především harmonické složky zubové frekvence, výrazná bývá 1. ÷ 4. a 8. složka. Úroveň roste s otáčkami motoru, při zvyšování zatížení úroveň také roste, důvod může být i v nižší viskozitě oleje (vyšší zatížení = vyšší teplota), který méně tlumí rázy při záběru zubů (obr. 5.9). Dále byly

vyhodnoceny vibrace od šroubového náhonu olejového čerpadla. Jeho vliv je uveden pouze v souhrnných grafech (obr. 5.10 ÷ 5.13). Příspěvek obou zdrojů na celkové vibrace je poměrně malý.



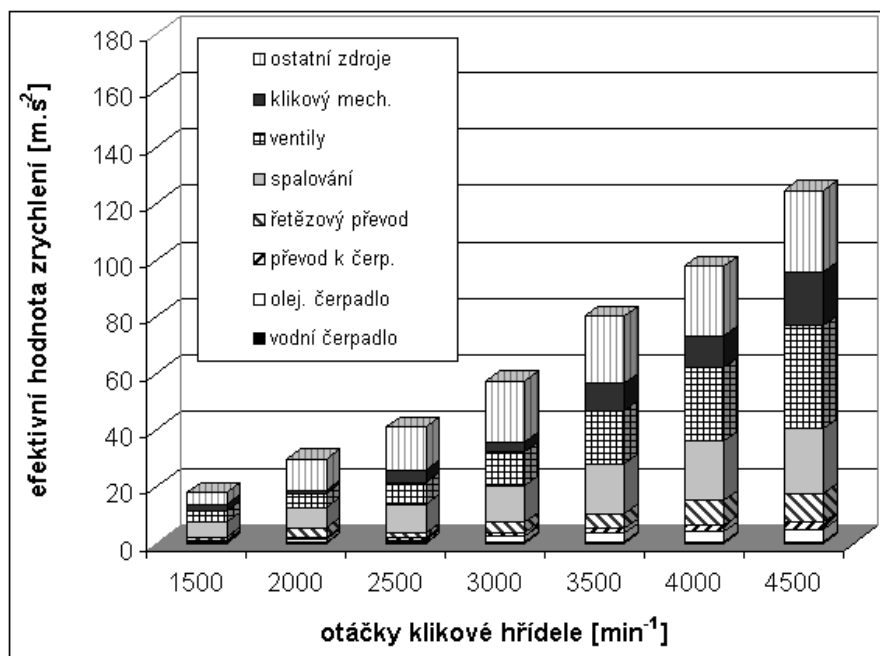
Obr. 5.8: Vibrace od řetězového převodu.



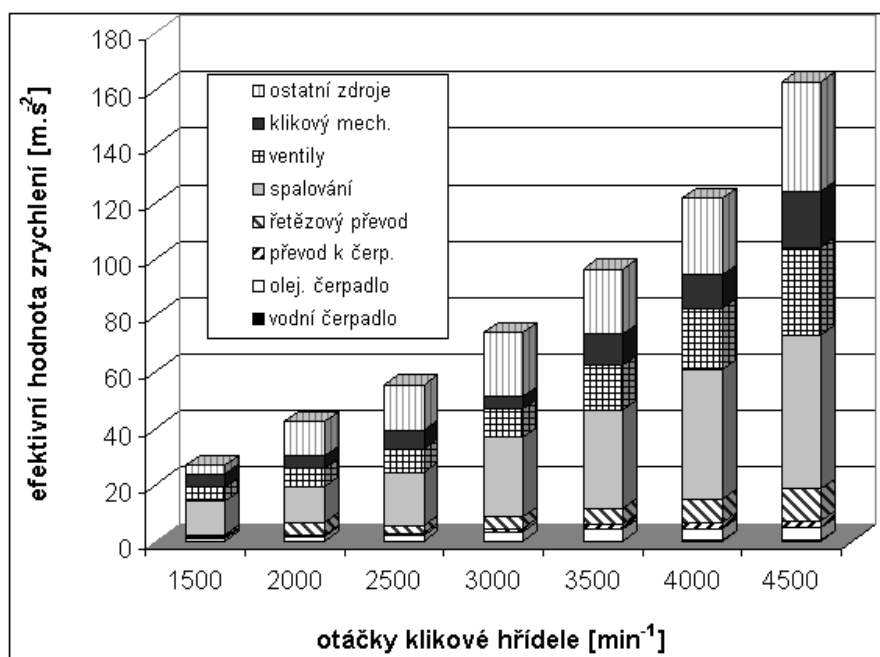
Obr. 5.9: Vibrace od olejového čerpadla.

## 5.4 Porovnání jednotlivých zdrojů

Představu o podílu výše uvedených zdrojů na celkových vibracích je možné získat z obr. 5.10 ÷ 5.13. Při nižších otáčkách a vyšším zatížení jsou vzhledem k jiným zdrojům významné vibrace od spalování. Jejich úroveň roste s otáčkami klikové hřídele, což může souviset s rostoucí tvrdostí chodu.



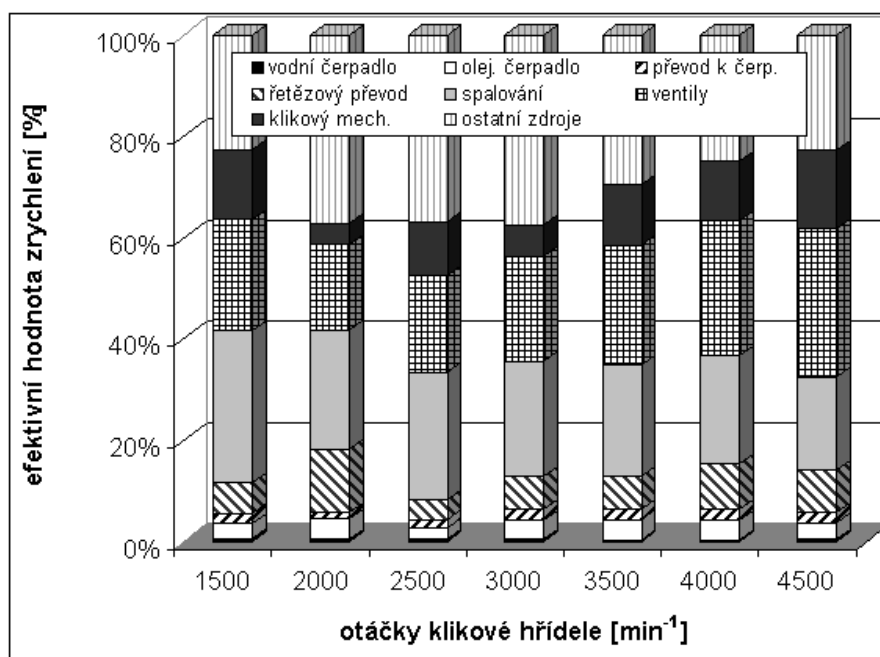
Obr. 5.10. Porovnání vibrací dílčích zdrojů, točivý moment 10 Nm (shora dolů: ostatní, klikový mechanismus, ventily, spalování, řetězový převod, převod k olejovému čerpadlu, olejové čerpadlo, vodní čerpadlo).



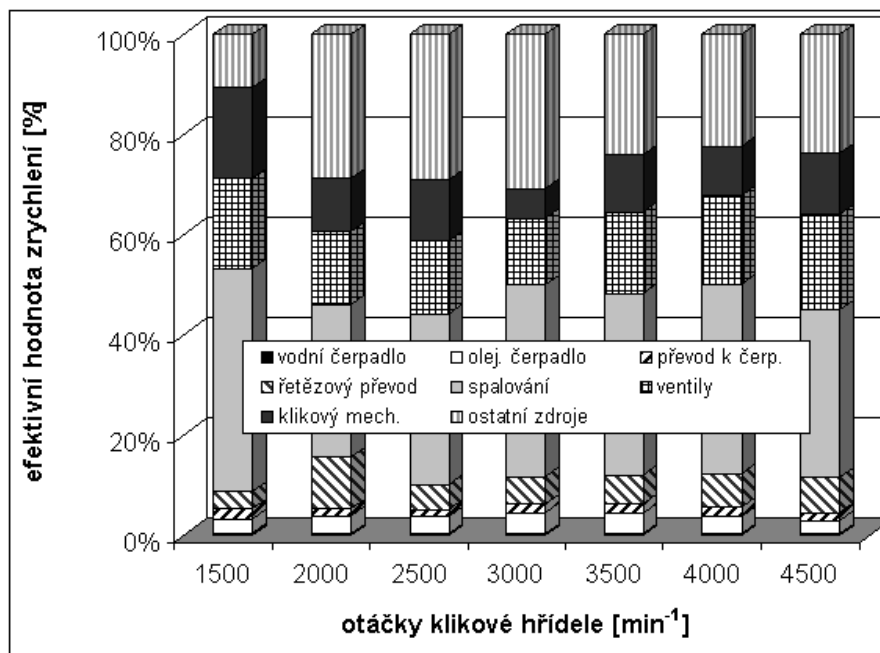
Obr. 5.11. Porovnání vibrací dílčích zdrojů, maximální točivý moment.



S otáčkami rostou také vibrace od ventilového rozvodu (rostoucí rychlost ventilů při dosedání do sedel). Podstatné jsou ještě vibrace od klikového mechanismu (především 2. řád - vliv nevyvážených sil), ostatní zdroje jsou méně významné.



Obr. 5.12. Relativní podíl vibrací dílčích zdrojů, točivý moment 10 Nm.



Obr. 5.13. Relativní podíl vibrací dílčích zdrojů, maximální točivý moment.

V grafech je uvedena také položka „ostatní zdroje“; zahrnuje vibrace zdrojů, které nebyly zvlášť vyhodnocovány (rázy od klopení pístu a další), ale také energii uvedených zdrojů, kterou nemohly postihnout použité metody vyhodnocování.

Typicky jsou to vibrace převodů na postranních pásmech zubových frekvencí a vyšší harmonické složky, které nebyly vyhodnocovány. I velmi slabé budící síly se mohou projevit velkou vibrační odezvou na frekvencích odpovídajících strukturální rezonanci bloku motoru. To se týká např. širokopásmových sil daných turbulentním prouděním kapalin v ložiskách nebo čerpadlech nebo i sil od spalování na vyšších frekvencích. Také kolísání otáček způsobuje přechod přes tyto rezonanční frekvence a vybuzení vibrací.

Podstatným poznatkem je, že vliv některých zdrojů závisí na provozních podmínkách motoru (ventilový rozvod, řetězový převod), to ukazuje na výhodu měření za provozních podmínek, i když to znamená složitější vyhodnocování výsledků.

## 6 ZÁVĚR

Práce se zabývá hodnocením hluku a vibrací spalovacího motoru se zaměřením na zdroje budící vibrace motorového bloku. Jedním z cílů bylo navržení metodiky, která umožňuje vyhodnocení dílčích účinků jednotlivých zdrojů v celkovém měřeném signálu vibrací nebo hluku za provozu motoru. Tato metodika byla aplikována na čtyřdobém čtyřválcovém zážehovém motoru. Výstupem jsou informace o podílu jednotlivých zdrojů na vibracích v několika místech bloku motoru a hluku měřeném v jeho blízkosti.

Výhodou metodiky navržené v kap. 4 je možnost hodnocení hluku a vibrací při provozu motoru na motorovém stavu bez zvláštních konstrukčních úprav, které jsou nutné např. při měření hluku s využitím protáčení zdrojů. Metodika umožňuje hodnotit vibrace a hluk všech důležitých dílčích zdrojů.

Pozornost byla zaměřena na ventilový rozvod, kde jsou hlavní příčinou vibrací rázy při dosedání ventilů do sedel. Navržený postup výpočtu vibrací od jednotlivých ventilů vychází z poznatku, že dílčí vibrace mají krátkou dobu trvání a lze je vyhodnocovat v časových oknech. K odstranění podílu vibrací ostatních zdrojů byla využita znalost statistického chování těchto signálů. Pro hodnocení vibrací a hluku od spalování byla vytvořena metodika, která je založena na výpočtu přenosových funkcí mezi signálem tlaku ve spalovacím prostoru a zrychlením vibrací nebo akustickým tlakem. Ostatní zdroje byly vyhodnocovány pomocí synchronní filtrace odvozené od základní frekvence dějů, které s nimi souvisí.

Výsledky měření v kap. 5. ukazují podíl sedmi zdrojů na vibrace a hluk bloku motoru. Z hlediska vyzařované energie je podstatné především spalování a ventilový rozvod. Spalování je hlavním zdrojem vibrací a hluku při nižších otáčkách a vyšším zatížení motoru (30 ÷ 40 % z celkových vibrací). Ventilový rozvod (rázy při dosedání ventilů do sedel) se projevuje více s rostoucími otáčkami (zvyšuje se energie rázů), podíl je až 30%. U klikové hřídele byly vyhodnocovány vibrace na 1. a 2. harmonické složce otáček. Výraznější je 2. harmonická složka (vliv nevyvážených sil 2. řádu). Podíl na vibracích je cca 10%, u hluku je to z důvodu

nízkého vyzařovacího činitele na nižších frekvencích méně. Přibližně 3 ÷ 7% vibrací budí řetězový převod k vačkové hřídeli. Vliv ostatních zdrojů (čerpadla, převody) je menší (celkem do cca 5%). Podstatným závěrem získaným při vyhodnocování dat je, že vibrace některých zdrojů (např. řetězový převod) závisejí na zatížení motoru. U ventilového rozvodu je zajímavé, že vibrace s rostoucím zatížením klesají - důvodem je zřejmě tlumící účinek plynů obtékajících ventily.

Přínos práce je podle mínění autora především v těchto skutečnostech:

- navržené metody hodnocení vibrací od jednotlivých zdrojů,
- vlastní výsledky měření, které mohou sloužit jako podklad pro další konstrukční práce směřované na snížení významných zdrojů hluku,
- zpracování problematiky do kompaktní podoby, zařídění metod sledování zdrojů hluku a komplexní pohled na zdroje vibrací bloku motoru.

## LITERATURA

- [ 1 ] ARETAKIS, N.–MATHIOUDAKIS, K.: *Wavelet Analysis for Gas Turbine Fault Diagnostics*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 119 number 4, pp. 870 – 876, New York, October 1997.
- [ 2 ] BERANEK, L.: *Noise and vibration control*. McGraw–Hill Book, 1971.
- [ 3 ] BRAND, F. K.–AFFENZELLER, J.: *Strategies for engine noise reduction*. Motorsympo 90, str.93, Štrbské Pleso, 1990.
- [ 4 ] FOREMAN, J. E. K.: *Sound analysis And Noise Control*. Van Nostrand Reinhold, New York, 1990.
- [ 5 ] GADE, S.–HERLUFSEN, H.–HANSEN, H.–WISMER, N. J.: *Order Tracking Analysis*. Brüel & Kjær Technical Review No. 2, 1995.
- [ 6 ] GADE, S.–HERLUFSEN, H.–HANSEN, H.–WISMER, N. J.: *Spatial Transformation of Sound Fields In the Automotive Industry*. Brüel & Kjær Technical Review No. 1, 1995.
- [ 7 ] ISTENÍK, R.–KUKUČA, P.: *Kontakt dvojice vahadlo – ventil*. Sborník XXVI. konferencie katedier a pracovísk spalovacích motorov slovenských a českých vysokých škol. Str. 263 – 266, Nitra, 1995.
- [ 8 ] JAKUBÍK, T.–JÍCHA, M.: *Simulace reálného cyklu spalovacího motoru pomocí CFD kódu KIVA–3V*. MOTORSYMPO 99, 1999.
- [ 9 ] JIŘÍ, J.: *Číslíková filtrace, analýza a restaurace signálů*. Vysoké učení technické Brno, 1997.
- [ 10 ] KAMENICKÝ, M.–PETRÁK, J.: *Požiadavky na tlmiče hluku výfuku užitkových vozidel a možnosti ich splnenia*. Sborník z XXII konferencie kateder a pracovísk spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol v Praze, 1991.
- [ 11 ] KOLMER, F.–KYNCL, J.: *Prostorová akustika*. SNTL Praha, 1982.
- [ 12 ] KUNZL, V.–NEJEDLÝ, P.–RŮNA, B.: *Využití modální analýzy při vývoji struktur vozidel a jejich agregátu*. XX. konference pracovníků automobilového průmyslu, str.35, Praha, 1990.

- [ 13 ] KUNZL, V.–STRNAD, V.: *Evropská a národní legislativa v oblasti hluku vozidel uplatňovaná v České republice*. XXIII. mezinárodní konference automobilového průmyslu a dopravy. str.151, Brno, 1993.
- [ 14 ] MADEJEWSKI, B.: *Aeroakustika – základy teorie a aplikace na konstrukci letadel*. Skripta VUT Brno, 1986.
- [ 15 ] MEDICA, V.: *Numerical Simulation od Turbocharged Diesel Engine Start–Up*. Sborník z konference Motorsympo 97, 1997.
- [ 16 ] MIKULIC, L. A.–QUISSEK, F.: *Development and Application of High Vehicle Compression Fast Burn Systems to Pasenger Car and Light Commercial Engines*. Sborník z konference Motorsympo 90 / I., Štrbské Pleso, 1990.
- [ 17 ] NÁPRSTEK, J.–POSPÍŠIL, S.: *Dynamic Analysis Using Hilbert Transform of the System Response*. Sborník přednášek Inženýrská mechanika, Volume I, str.151 – 158, Svratka, 1999.
- [ 18 ] NĚMEČEK, P.–LAURIN, J.: *Vyzařování hluku z povrchu plynového motoru*. XXVIII. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol, str.117, Brno, 1997.
- [ 19 ] NOVÝ, R.: *Hluk a chvění*. Praha, ČVUT 1995.
- [ 20 ] PETRÁK, P.–POLÓNI, M.: *Vplyv časovania na hluk spalovacieho motora*. Sborník z XX konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol v Praze, 1989.
- [ 21 ] PŘIKRYL, K.: *Computational modelling and analyse of the acoustic field of the gearboxes*. National conference with internal participation, volume II, str.199, Svratka, 1997.
- [ 22 ] PŘIKRYL, K.–DEUTSCHER, J.: *Interior noise of vehicle cab*. Sborník přednášek Inženýrská mechanika, Volume III, str.639, Svratka, 1998.
- [ 23 ] RUSSEL, M. F.: *Automotive Diesel Engine Noise Analysis, Diagnostic and Control*. Lucas Engineering Review Vol. 7, No. 4, pp. 81–103, 1979.
- [ 24 ] SCHMILLEN, V. K.–SCHWADERLAPP, M.–SPESSERT, B.: *Verbesserung des akustischen Verhaltens von Motorblöcken*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vol. 4 1992, pp. 158 – 164, 1992.
- [ 25 ] SMETANA, C. a kol.: *Hluk a vibrace – měření a hodnocení*. Sdělovací technika, Praha, 1998.
- [ 26 ] SMETANA, C. a kol.: *Měření hluku a chvění*. SNTL, Praha, 1974.
- [ 27 ] SPESSERT, B.: *Geräuschreduktion von Viertakt–Diesel– und Ottomotoren, Rückblick und Stand der Technik, Teil 1*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vol. 7/8 1999, pp. 508 – 517, 1999.
- [ 28 ] SPESSERT, B.: *Geräuschreduktion von Viertakt–Diesel– und Ottomotoren, Rückblick und Stand der Technik, Teil 2*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vol. 9 1999, pp. 612 – 619, 1999.
- [ 29 ] STĚNIČKA, J.: *Hluk a akustika prostředí – šíření a vyzařování hluku konstrukcemi*. ČSVTS Praha, 1990.

- [ 30 ] STRNAD, V.: *Možnosti stanovení dílčích akustických zdrojů spalovacích motorů měřením intenzity zvuku*. Motorsympo 86, 1986.
- [ 31 ] STRNAD, V.: *Zvyšování akustických parametrů motorů využitím počítačem řízených měřicích systémů*. Motorsympo 90, str.109, Štrbské Pleso, 1990.
- [ 32 ] TARAZA, D.: *A Probabilistic Approach to Engine Balance*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 122 number 4, pp. 526 – 532, New York, October 2000.
- [ 33 ] TIAN, T.–NOORODZIJ, L. B.–WONG, V. W.–HEYWOOD, J. B.: *Modeling Piston–Ring Dynamics, Blowby, and Ring–Twist Effects*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 120 number 4, pp. 843 – 854, New York, October 1998.
- [ 34 ] TŮMA J.: *Výpočet spektra signálu využitím autoregresního modelu*. Sborník přednášek Inženýrská mechanika 99, str.263 – 268, Svratka, 1999.
- [ 35 ] TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika, Praha, 1997.
- [ 36 ] UNGAR, E. E.–ROSS, D.: *Vibration and Noise due to Piston Slape In Reciprocating machinery*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 2, No. 2 pp. 132 – 146, 1965.
- [ 37 ] URBAN, J.: *Influence of the New Technology as a Noise From The Combustion at Low Load of the TDI – CR – Diesel Engines*. Zborník z XXXI. medzinárodnej konferencie katedier a pracovísk spalovacích motorov českých a slovenských vysokých škôl, Žilina, 2000.
- [ 38 ] URBAN, P.: *Určování příčin hluku spalovacích motorů využitím počítače v nových experimentálních postupech*. Sborník z konference: Zdokonalení vývoje vznětových motorů, 1982.
- [ 39 ] URBAN, P.: *Využití výpočetní techniky při analýze a snižování vibrací a hluku spalovacích motorů*. Motorsympo 90, str.101, Štrbské Pleso, 1990.
- [ 40 ] VAŇKOVÁ, M. a kol: *Hluk, vibrace a ionizující záření – část I*. PC–DIR, s.r.o. Brno, 1995.
- [ 41 ] VÍCHA, K.: *Analýza vibroakustických vlastností skříně převodovky*. Sborník přednášek Inženýrská mechanika, Volume IV, str.811, Svratka, 1998.
- [ 42 ] VOKURKA, K.: *Oddělení hluku spalování od mechanického hluku motoru*. Sborník z XXII konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol v Praze, 1991.
- [ 43 ] VOLD, HERLUFSEN, MAINS, CORWIN–RENNER: *Multiple Axle Order Tracking with the Vold–Kalman Tracking Filter*. Sound and Vibration Magazine, 30–34, May 1997.
- [ 44 ] WILHELM, M.–STROHE, M.: *Korperschallanregung der Motorstruktur durch axiale Bewegungen der Kurbelwelle*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vol. 53 1992, pp. 548 – 562, 1992.
- [ 45 ] ZELLBECK, H.: *Modern Methods of Predicting Internal Combustion Engine Performance*. Sborník z 10. mezinárodního symposia MOTOR SYMPO 97, 1997

## SEZNAM AUTOROVÝCH PUBLIKACÍ

- [ A1 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum vlastností a ohybových kmitů alternativních řešení klikových hřídelí motorů Š 781 – Výzkumná zpráva KSM-R 94 12 001 (7 částí)*. Brno, 1994.
- [ A2 ] KAPLAN, Z. – JEDELSKÝ, J. – MARTIKAN, D.: *Stirlingův motor*. Motor sympo 95, 1995.
- [ A3 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum vlastností a ohybových kmitů alternativních řešení klikových hřídelí motorů Š 781 – Výzkumná zpráva KSM-R 95 09 001 (9 částí)*. Brno, 1995.
- [ A4 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Povrchové vibrace bloku motoru Š 781 – Výzkumná zpráva*. Brno, 1996.
- [ A5 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum vlastností a ohybových kmitů alternativních řešení klikových hřídelí motorů Š 781 – Výzkumná zpráva (19 částí)*. Brno, 1996.
- [ A6 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum ohybových kmitů klikových hřídelí motoru Š 781 – Výzkumná zpráva (8 částí)*. Brno, 1997.
- [ A7 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum teplotních deformací bloku motoru Škoda řady 781 – Výzkumná zpráva*. Brno, 1997.
- [ A8 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Tlaková indikace spalovacího procesu motoru Š 810.106 (část I – V) – Výzkumná zpráva*. Brno, 1998 – 1999.
- [ A9 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum teplotních deformací bloku motoru EA 111.03 D, vliv tloušťky stěny pánvi hlavních ložisek na rozměrovou stabilitu a stabilitu provozních vůlí v závislosti na teplotě – Výzkumná zpráva*. Brno, 1999.
- [ A10 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum spalovacího procesu motoru Š 810.106 – Výzkumná zpráva*. Brno, 1999.
- [ A11 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Porovnání vlivu zapalovacích svíček na parametry motoru Š 810.106 (15 částí) – Výzkumná zpráva*. Brno, 1999.
- [ A12 ] JEDELSKÝ, J.: *Vliv umístění jiskřiště ve spalovacím prostoru na parametry tepelného cyklu zážehového motoru*. XXX. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol, Praha, 1999.
- [ A13 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum teplotních deformací bloku motoru 1.4 l s výztužným roštem – Výzkumná zpráva*. Brno, 2000.
- [ A14 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum teplotních deformací bloku funkčního vzorku 3-válcového motoru – Výzkumná zpráva ÚDT 0201/00*. Brno, 2000.
- [ A15 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum teplotních deformací bloku motoru EA 111.03 D, geometrie vložek válců (3 částí) – Výzkumná zpráva*. Brno, 3/2000.

- [ A16 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum teplotních deformací bloku motoru EA 111.03 D, vliv způsobu montáže bloku na deformaci hlavních ložisek klikové hřídele – Výzkumná zpráva*. Brno, 6 – 8/2000.
- [ A17 ] RUSŇÁK, P. – JEDELSKÝ, J.: *Výzkum teplotních deformací bloku motoru EA 111.03 D, teplotní deformace vložek válců – Výzkumná zpráva*. Brno, 8/2000.
- [ A18 ] MICHALICA, K. – JEDELSKÝ, J. – STRÍTESKÝ, P.: *Vliv časování rozvodu na parametry termodynamického cyklu*. XXXI. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol (sborník přednášek), Žilinská univerzita – KKVMZ, Žilina, 2000.
- [ A19 ] JEDELSKÝ, J. – MICHALICA, K.: *K problematice deformací hlavních ložisek klikové hřídele*. XXXI. Mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol (sborník přednášek) Žilinská univerzita – KKVMZ, Žilina, 2000.
- [ A20 ] MICHALICA, K. – JEDELSKÝ, J.: *Problematika kmitání klínového žebrového řemenu na motoru Š 820.146, souhrnná zpráva část A, B 8/2000 – Výzkumná zpráva 0108/00*. 150 s, Brno, 2000.
- [ A21 ] JEDELSKÝ, J. – MICHALICA, K.: *Výzkum spalovacího procesu motoru PQ 24 11 – Výzkumná zpráva*. Brno, 2000.
- [ A22 ] JEDELSKÝ, J.: *Detection Capabilities of The Combustion Engine Noise and Vibration Sources under Operating Conditions*. 3rd International Conference of PhD Students, Miskolc, 2001.
- [ A23 ] JEDELSKÝ, J.: *Možnosti využití přirozených signálů při hodnocení zdrojů hluku a vibrací v motoru*. Mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol KOKA 2001, Brno, 2001.

## AUTOROVO CURRICULUM VITAE

Jan Jedelský se narodil ve Valašském Meziříčí 19. července 1971. V roce 1989 ukončil maturitou SPŠ strojnickou ve Vsetíně. V témž roce zahájil studium na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. V průběhu studia se zaměřil na specializaci spalovací motory a motorová vozidla. Studium ukončil v roce 1994 obhajobou diplomové práce s názvem „Studie Stirlingova motoru“. Byl přijat k doktorandskému studiu na Ústavu dopravní techniky Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně, kde řešil práci na téma „Studie hlučnosti spalovacích motorů“. V roce 1997 přešel na externí formu studia a začal pracovat na poloviční úvazek jako pedagogicko - vědecký pracovník na stejném pracovišti. Kromě výuky se věnuje vědeckovýzkumné činnosti v oblasti spalování, mechanického namáhání, hluku a vibrací spalovacích motorů. Od roku 1999 pracuje na poloviční úvazek také jako technický pracovník na



Energetickém ústavu Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. Zaměřuje se na experimentální práce spojené s výzkumem vstřikovačů spalovacích turbín (s využitím laserové Dopplerovské anemometrie). Je autorem několika článků a technických zpráv.

## SUMMARY

The aim of the postgraduate doctoral study (PGS) was to develop the procedure of the evaluation of partial noise and vibration sources of the four-stroke SI engine. The attention was focused on the exciting forces, which operate inside the engine block. The essential demand for the methodology was the possibility of the separate source influence evaluation, measuring during regular running operation of the engine, which is installed on the test bench within other research activities. Next requirement was the elimination of the engine construction changes or other special remedies and keeping the demands for the measuring equipment as low as possible.

Within the PGS, analysis of published works oriented on the combustion engine noise and vibration evaluation problem was prepared. The opening chapter deals with the overview of present methods of exciting force inside engine block tracing, vibration transfer ways, engine block acoustic response and the noise and vibration measurement methods. Different procedures of the signal transformation to the frequency domain and the methods for separation of the partial noise source and their evaluation influence on the overall engine noise are compared.

Next, the classification and the description of the engine noise sources are made. The essential sources, from point of view of the overall noise, are defined (the combustion, the crank mechanism forces, impacts of the valve gear, oil and water pump, and gears). For those a more detailed analysis of both the exciting signal and the resulting noise and vibrations properties is performed, as well as the measurement possibilities and evaluation of these sources in overall vibration or noise signal. Transfer ways and the signal propagation mode are described in brief as well.

Results of preliminary measurements with the use of the standard methods (e.g. driving by external source) are presented here. This part of work is accomplished with the aim to acquire more detailed knowledge of the source properties and the vibration propagation by the engine block. It enabled to implement appropriate measurement methods and to execute the result validation.

Next chapter describes experimental tasks connected with the noise and vibration measurement on the research engine, the used measurement devices, the load and driving machines, the engine technical parameters, and the applied measurement principles.



The center of the work consists of the development of the above-mentioned noise source evaluation methods. Above all, it is about noise made by impacts from valve fit to seat and about the combustion noise. For the evaluation of the noise and vibration from the valve impacts a method is proposed which uses short duration time of vibrational and acoustic response. Time windows are used for the evaluation of signal. The elimination of the background vibrations is made with the exploitation of the knowledge of the stochastic behavior of this signal.

Simultaneous measurement of the noise, vibrations of the engine block and the pressure of the gases inside the combustion chamber (high pressure indication) is used for combustion noise evaluation. These data are used for calculation of the transfer functions between the acoustic pressure, the vibrational acceleration, and the pressure. Also a possibility to change the combustion process pattern (spectral composition) with the ignition advance change for different cylinders independently is used.

Published methods (based first of all on the signal enhancement) are applied for the other sources. Descriptions of the applicability, optionally of the limits of methods and their validation are provided.

An integrated part of the work is the application of the developed source evaluation methods on the four stroke four cylinder SI engine with OHV valve train operating on the test bench. Some partial results of the noise and the vibration measurement of the above listed sources are presented. Also the influence of the engine operational conditions on their resulting noise and vibrational emissions is evaluated. The comparison of the evaluation of the partial sources on the overall noise and vibrations on several measurement places is carried out at the end.

In the author's opinion, the benefit of the work for practical use and for further branch evolution lies chiefly in these facts:

- developed noise and vibration methods from the individual sources;
- measurement results, which can be used as the basic data for next constructional tasks towards the reduction of important source noise;
- elaboration of the problems into a compact form, sorting of the source tracing methods and
- a complex look at the engine block noise sources.