Dr Predrag Petrović,
dipl. inž.
Industrija motora Rakovica,
Beograd

PRIMENA NUMERIČKIH METODA ZA PREDIKCIJU BUKE IZDUVNOG SISTEMA MOTORA SUS

UDC: 621.432.065:534.832

Rezime:

U radu je prikazana numerička metoda za predikciju buke izduvnog sistema motora sa unutrašnjim sagorevanjem. Motor je modeliran sistemom nelinearnih diferencijalnih jednačina a izduvni sistem linearnim diferencijalnim jednačinama. Uspostavljena je korelacija matematičkih modela motora i izduvnog sistema korišćenjem početnih graničnih uslova. Sistemi jednačina rešavaju se eksplicitnim postupkom, korišćenjem osnovnih termodinamičkih procesa u cilindru i veličinom akustičkog polja u izduvnom sistemu.

Ključne reči: buka, izduvni sistem, numerička metoda, predikcija, motor.

NUMERICAL METHOD APPLICATION TO THE PREDICTION OF NOISE OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE EXHAUST SYSTEM

Summary:

A numerical method for the prediction of noise of the internal combustion engine exhaust system is presented in the paper. The engine has been modelled by the system of nonlinear differential equations while the exhaust system has been modelled by linear differential equations. The correlation between the engine mathematical models and the exhaust system has been established using initial boundary conditions. The systems of equations are solved by the explicit procedure using fundamental thermodynamic processes in the cylinder and the size of acoustic field in the exhaust system.

Key words: noise, exhaust system, numerical method, prediction, engine.

Uvod

Buka izduvnog sistema veoma je kompleksna a njeno formiranje rezultira mnogobrojnim ispitivanjima, pa je zbog toga poželjna primena metoda za izradu modela i predikciju performansi izduvnog sistema, kako bi se stvorila mogućnost njenog smanjenja još u fazi projektovanja.

Predikcija se zasniva na linearnom modelu izduvnog sistema koji je u funkciji nelinearnog modela motora. Mo-

tor je modeliran procesom sagorevanja i bilansom energije svakog cilindra.

Sistem nelinearnih diferencijalnih jednačina definiše modeliranje motora, a sistem linearnih diferencijalnih jednačina modeliranje izduvnog sistema. Matematički model motora je u korelaciji sa modelom izduvnog sistema, uz korišćenje odgovarajućih početnih i graničnih uslova. Glavne jednačine sistema rešavaju se eksplicitnim postupkom termodinamičkih procesa u cilindru i veličine akustičkog polja u izduvnom sistemu.

Opšta problematika buke izduvnog sistema

Redukcija buke izduvnog sistema je veoma kompleksna i rezultira mnogobrojnim ispitivanjima i izradom modela različitih oblika i materijala, što prouzrokuje povećanje troškova pri optimizaciji izduvnog sistema. Zbog toga je poželjna primena metoda za izradu modela i predikciju performansi izduvnih sistema, kako bi se stvorila mogućnost smanjenja buke još u fazi projektovanja.

Postoji nekoliko pristupa u primeni numeričkih analiza za akustičko modeliranje i predikciju buke izduvnog sistema. Biće razmatrana eksplicitna metoda integracije sa predviđanjem zvučnog polja unutar izduvnog sistema motora sa unutrašnjim sagorevanjem. Veoma značajna osobina modela je uspostavljanje korelacije između termodinamičkih procesa u motoru i dinamičkih jednačina izduvnog sistema. Izduvni sistem je predstavljen kao niz međusobno povezanih akustičkih elemenata. Korišćena je teorija ravnog talasa za predikciju prenosa buke izduvnog sistema, uz pretpostavku konstantnog pritiska i održavanja mase.

Teorija sadrži pretpostavku da je talasna dužina velika u odnosu na poprečne dimenzije elemenata izduvnog sistema. Izduvni sistem motora je modeliran i analiziran, radi predikcije buke izduvnog sistema, koja se zasniva na linearnoj reakciji izduvnog sistema, koja zavisi od nelinearne reakcije motora. U tom kontekstu predikcija buke na određenom rastojanju od izlaza zadnje cevi, pretpostavlja da ubrzanje zapremine protoka izaziva prostiranje buke prostog izvora.

Posmatranjem modela cilindar — izduvni ventil date su jednačine za modeliranje termodinamičkog procesa u cilindru i izrazi za količinu protoka mase kroz usisni i izduvni ventil, u zavisnosti od zapremine, pritiska i temperature u cilindru.

Model cilindar—ventil

Modelom cilindar — ventil prikazan je mehanizam za izračunavanje mehaničkih i termodinamičkih aspekata fluida sa predikcijom buke izduvnog sistema. Teorijsko razmatranje važi za četvorotaktne motore bilo kakvog rasporeda i broja cilindara i sa bilo kojim redom paljenja. Izračunavaju se protoci usisnog i izduvnog ventila za svaki cilindar, a vrednost količine protoka svakog izduvnog ventila cilindra korišćena je kao osnova za predikciju buke izduvnog sistema.

Zapremina cilindra kao funkcija vremena (ugla kolenastog vratila) određena je izrazom:

$$V = \frac{2\pi b^2}{4} \left(x + \frac{s}{\varepsilon - L} \right),$$

gde je:

$$x = \frac{s}{2} \left[(L - \cos \omega t) + \frac{s}{4L} \sin^2 \omega t \right]$$

b — unutrašnji prečnik cilindra,

s — hod klipa,

L — dužina klipnjače,

ε — stepen kompresije,

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

V_h — radna zapremina,

V_c — kompresiona zapremina,

θ — ugao kolenastog vratila,

ω — ugaona brzina kolenastog vratila,

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

n — broj obrtaja kolenastog vratila,

t — vreme (s).

Na slici 1 prikazane su osnovne geometrijske mere i navedeni parametri motora sa unutrašnjim sagorevanjem.

Sl. 1 — Kinematski sklop motora

Pretpostavka je da se zapreminski sadržaj usisne i izduvne cevi sastoji samo od čistog vazduha, koji se ponaša prema jednačini stanja za idealni gas koja glasi:

$$p_c \cdot V = m_c RT$$

gde je:

- p_c — pritisak u cilindru,
- V — zapremina cilindra,
- m_c — masa fluida u cilindru
- R — konstanta gasa,
- T — temperatura u cilindru.

Prema jednačini stanja za idealni gas izračunava se pritisak u cilindru, na osnovu V , m_c i T . Ukupni stepen

promene mase zapremine cilindra određen je očuvanjem mase, koja definiše

$$\frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_u$$

gde je:

$\dot{m}_i$ i $\dot{m}_u$ — količine protoka kroz usisni i izduvni ventil, pri čemu je usvojena konvencija da je protok fluida kroz usisni ventil pozitivan a kroz izduvni negativan.

Količina protoka mase kroz usisni i izduvni ventil određuje se jednačinom za kompresibilni protok. Ova jednačina izvodi se iz jednodimenzionalne analize izentropskog protoka [1]:

$$\dot{m} = C_d \cdot C_2 \cdot T_u^{-\frac{1}{2}} \cdot A_o \cdot p_u \cdot f_1 \left(\frac{p_d}{p_u} \right)$$

gde je:

- $\dot{m}$ — masena količina protoka,
- C_d — bezdimenzionalni koeficijent isticanja kroz otvore,

$$C_2 = g \sqrt{\frac{K}{R \left(\frac{K+1}{2} \right)^{\frac{K-1}{K+1}}}}$$

gde je:

- R — konstanta gasa,
- T_u — temperatura izduvnog gasa,
- A_o — površina protoka ventila,
- p_u — izduvni pritisak,
- p_d — usisni pritisak,
- K — koeficijent specifične toplote,
- f_1 — funkcija p_d/p_u ,

$$f_1 = \frac{C_1}{C_2} \left[\frac{p_d}{p_u} \right]^{\frac{1}{K}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{K-1}{K}}}$$

kada je $p_d/p_u > 0,528$ ili $f_1 = 1,0$, kada je $p_d/p_u < 0,528$.

Jednačine za $\dot{m}$ i f_1 imaju sledeće granične uslove:

Ako je:

$$\begin{aligned} p_p &> p_c & p_u &= p_p \\ p_d &= p_c & T_u &= T_p \end{aligned}$$

Ako je:

$$\begin{aligned} p_c &> p_p & p_u &= p_c \\ p_d &= p_p & T_u &= T_c \end{aligned}$$

Ako je:

$$p_c = p_p \quad \dot{m} = 0$$

gde su p_p i T_p pritisak i temperatura u otvoru.

Funkcija $f_1(p_d/p_u)$ grafički je prikazana na slici 2.

Sl. 2 — Grafikon funkcije f_1

Može se konstatovati da pritisak u otvoru nikada ne pada ispod 0,528 p_u postignute brzine zvuka, a količina protoka ostaje konstantna.

Koeficijent pražnjenja C_d znatno varira sa geometrijom otvora. Dosadašnja istraživanja su pokazala da je $0,6 > C_d > 1$ za različite oblike otvora i neznatno se povećava opadanjem odnosa pritiska p_d/p_u , kada je $p_d/p_u < 0,5$ za protok kroz otvor određene konfiguracije.

Ova varijacija C_d , u zavisnosti od pritiska, obično je mala, pa se može, pri određenim analizama, i zanemariti.

Kod modela u ovom radu varijacija C_d se zanemaruje i uzima se konstantna vrednost od 0,8.

Količina protoka kroz ventile zavisi on vrednosti pritiska i temperature u cilindru i otvora i površine protoka ventila.

Za izračunavanje unutrašnje energije U , u sadržini gasa svakog cilindra, koristi se jednačina energije:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - p_c \frac{dV}{dt} + \dot{m}_i h_i - \dot{m}_c h_c$$

gde je:

$\dot{Q}$ i h — toplota sagorevanja, odnosno entalpija.

Temperatura cilindra dobija se iz odnosa:

$$T_c = \frac{U}{m_o \cdot c_v}$$

gde je:

c_v — specifična toplota.

Prenos toplote do rashladnog fluida definiše se gubitkom toplote u zavisnosti od stepena efikasnosti sagorevanja. Energija sagorevanja izračunava se prema izrazu:

$$\int_0^T \dot{Q} dt = \frac{\eta m_a H}{\lambda}$$

gde je:

η — stepen efikasnosti sagorevanja,

m_a — težina usisanog vazduha,

$$m_a = \int_0^T \dot{m}_i dt$$

λ — odnos vazduh—gorivo
 $\lambda = m_a/m_f$,

H_d — toplotna moć goriva,

T — vreme jednog ciklusa motora
 $T = 120^\circ/\text{min}$.

U prethodnoj jednačini odnos vazduh—gorivo λ je traženi podatak.

Na osnovu prethodno izvedenih jednačina, zapremine cilindra i jednačina energije, dobija se:

$$\frac{dm_c}{dt} = G(T, p_c, p_p, A_o)$$

$$\frac{dU}{dt} = G(\dot{Q}, T, p_c, p_p, A_o)$$

To su nelinearne proste diferencijalne jednačine prvog reda.

Površina protoka ventila A_o aproksimira se u funkciji hoda ventila, poluprečnika i geometrije sedišta, kao što je naznačeno na slici 3.

Sl. 3 — Geometrija ventila i sedišta

Hod ventila L izračunava se u funkciji ugla kolena kolenastog vratila Θ , polinomskom jednačinom sedmog reda [1]:

$$L_{(\theta)} = \sum_{i=0}^7 a_i \Theta^i$$

Koeficijenti a_i određuju se na osnovu sledećih uslova [1]:

$$\begin{aligned} L \Big|_{\Theta_a} &= 0 & L \Big|_{\Theta_b} &= 0 \\ \frac{dL}{d\Theta} \Big|_{\Theta_a} &= 0 & \frac{dL}{d\Theta} \Big|_{\Theta_b} &= 0 \end{aligned}$$

$$L \Big|_{\Theta_c} = L_{\max} \quad \frac{dL}{d\Theta} \Big|_{\Theta_c} = 0$$

$$L \Big|_{\Theta_d} = L_{mpl} \quad L \Big|_{\Theta_e} = L_{mpr}$$

gde je:

Θ_a — ugao kolena bregastog vratila na početku otvaranja usisnog ventila,

Θ_b — ugao kolena bregastog vratila na kraju zatvaranja usisnog ventila.

Zavisnost hoda usisnog ventila od ugla bregastog vratila prikazana je na slici 4.

Sl. 4 — Zavisnost hoda usisnog ventila i ugla bregastog vratila

Maksimalni hod ventila $L_{\max}$ je u slučaju kada je

$$\Theta_c = (\Theta_a - \Theta_b)/2 + \Theta_a$$

Srednje vrednosti hodova L_{mpl} i

L_{mpr} su u zavisnosti od Θ_d i Θ_e .

$$\Theta_d = (\Theta_c - \Theta_d)/2 + \Theta_a$$

$$\Theta_e = (\Theta_b - \Theta_c)/2 + \Theta_c$$

parametri Θ_a , Θ_b , $L_{\max}$ i L_{mp} su traženi podaci.

Koeficijent zapreminskog protoka je:

$$\eta_v = \frac{m_i'}{p_o V_h}$$

gde je:

$$m_i' = \frac{1}{g} \int_0^T m_i dt$$

m_i' — masa usisnog vazduha u cilindru po ciklusu,

$p_0 \cdot V_h$ — masa koja odgovara istisnutoj zapremini pri atmosferskoj gustini vazduha.

Sledi da η_v definiše koeficijent punjenja u cilindru po ciklusu. Maksimalne vrednosti η_v , za motore sa prirodnim usisavanjem iznose od 80 do 100%.

Model izduvne cevi

Za predikciju buke izduvne cevi neophodno je poznavanje dinamike gasova. Postoji više metoda matematičkog modeliranja, kompletnog izduvnog sistema ili elementa izduvnog sistema. U većini slučajeva protok se može adekvatno razmatrati kao jednodimenzionalan, pa se primenom odgovarajućih metoda mogu dobiti jednačine protoka kroz izduvnu cev. Za protok u cevi određenog poprečnog preseka, koji se u izvesnoj meri menja u osnom pravcu, i zanemarujući trenje na zidovima cevi, jednačina kontinuiteta glasi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho \cdot u dA(x)}{A(x) \cdot dx} = 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

gde je:

$\rho(x,t)$ — gustina fluida,

$u(x,t)$ — brzina,

$p(x,t)$ — pritisak,

$A(x) \neq A(x,t)$ — poprečni presek izduvne cevi.

S obzirom na to da se rad zasniva na eksprimiranju numeričke metode za

predikciju buke, a ne i na optimizaciji geometrije izduvnog sistema, proces se posmatra sa aspekta jednodimenzionalnog strujanja, odnosno nepromenljivosti poprečnog preseka cevi ($A(x) \neq A(x,t)$), mada se pouzdaniji rezultati dobijaju uključenjem promene poprečnog preseka ($A(x) = A(x,t)$) zbog veće fleksibilnosti usled pojava kontrakcija, ekspanzija i dr.

Transformacija sistema parcijalnih diferencijalnih jednačina vrši se metodom konačnih razlika (MKR), uz definisanje prostornih i vremenskih graničnih uslova.

Da bi se dobile linearne jednačine neophodne su određene aproksimacije koje pojednostavljaju primenu akustičke teorije za analizu buke izduvnog sistema motora.

Primenom linearnih jednačina mogu se dobiti jednačine akustičkog ravnog talasa, koje se izводе iz jednačine kontinuiteta i jednačine momenta.

Izduvni sistem se posmatra kao mreža cevastih elemenata koji imaju akustičku impedancu ($Z \sim 0$) na izlazu zadnje cevi. Pretpostavlja se da je u svakoj cevi protok promenljiv, jednodimenzionalan i kompresibilan.

Vrednosti operativnih tačaka početnog i promenljivog stanja za promenljive vrednosti p , u i ρ , određuju se iz odnosa:

$$U = U_0 + \hat{U}$$

$$p = p_0 + \hat{p}$$

$$\rho = \rho_0 + \hat{\rho}$$

gde je:

U_0 — srednji protok,

p_0 — prosečni atmosferski pritisak,

$\hat{p}$ — promenljivi akustički pritisak,

ρ_0 — prosečna gustina.

Koristeći ove odnose u jednačini kontinuiteta i momenta, a zanemarujući promenu poprečnog preseka, dobija se:

$$\frac{\partial \hat{p}}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial \hat{u}}{\partial x} + u_0 \frac{\partial \hat{p}}{\partial x} = 0$$

$$\rho_0 \frac{\partial \hat{u}}{\partial t} + \rho_0 u_0 \frac{\partial \hat{u}}{\partial x} + \frac{\partial \hat{p}}{\partial x} = 0$$

U delovima cevi akustički talasi su elastično sabijeni bez promene entropije, a sa promenom pritiska i gustine i odgovarajućim pomeranjima čestica. Svi poremećaji bez promene entropije prenose se kroz fluid brzinom prostiranja talasa C_0 , koju određuje:

$$c_0^2 = \frac{\hat{p}}{\hat{\rho}} = kRT_0$$

gde je:

T_0 — prosečna temperatura cevi. To je podatak koji se traži.

Za uslove konstantne entropije, promene akustičke gustine i pritiska definisane su odnosom:

$$\hat{\rho} = \frac{\hat{p}}{c_0^2}$$

Pretpostavlja se da je u izduvnom sistemu na početku $M \approx 0$, a prosečna brzina protoka mala u odnosu na brzinu zvuka i približno je jednaka Mahovom broju 0,1 tj. $M = \frac{u_0}{c_0} \approx 0,1$.

Korišćenjem prethodne jednačine i zanemarivanjem efekta u_0 dobijaju se još jednostavnije linearne jednačine:

$$\frac{\rho_0}{A(x)} \cdot \frac{\partial \hat{f}}{\partial t} + \frac{\partial \hat{p}}{\partial x} = 0$$

$$\frac{1}{c_0^2} \cdot \frac{\partial \hat{p}}{\partial t} + \frac{\rho_0}{A(x)} \cdot \frac{\partial \hat{f}}{\partial x} = 0$$

gde je:

$\hat{f} = \hat{A} \cdot \hat{u}$ — protok fluida u bilo kojoj tački cevi izduvnog sistema.

Za svaku cev prethodne parcijalne diferencijalne jednačine podležu početnim graničnim uslovima.

Za vreme $t=0$ pretpostavlja se da cevi miruju kao i brzina i pritisak što znači da je potrebno:

$$\hat{f}(x,0) = 0$$

$$\hat{p}(x,0) = 0$$

U sledećem trenutku ($t > 0$) stvara se pritisak u cevima. Na spojevima cevi uzimaju se u obzir gubici protoka, dok su akustički pritisak i protok fluida kompatibilni.

Svaka cev može se podeliti na konačan broj segmenata, odnosno tačaka koordinatne mreže, kao što je prikazano na slici 5.

Sl. 5 — Jednodimenzionalni model izduvne cevi

Parcijalne diferencijalne jednačine kontinuiteta i momenta transformišu se (MKR) u sistem prostih diferencijalnih jednačina. Na slici 5 i predstavlja čvor mrežnih koordinata numerisanih u prostoru od 1 do n, a Δx je širina segmenta, odnosno rastojanje tačaka u prostoru.

Korekcija jednačina za svaku cev formira sistem simultanih jednačina koje se mogu izraziti kao [4]:

$$\{\dot{Y}\} = [A]\{Y\} + \{F\}$$

gde je:

$\{\dot{Y}\}$ — vektor gradijenta veličine polja $\hat{p}$ i $\hat{f}$,

- [A] — dijagonalna matrica konstantnih koeficijenata jednačine konačnih razlika,
 {Y} — vektor nepoznatih veličina polja $\hat{p}$ i $\hat{f}$,
 (F) — nepoznati vektor graničnih uslova.

Model cilindar — ventil — izduvni sistem

U prethodnim poglavljima prikazana je teorija modeliranja termodinamičkih procesa u sistemu cilindar — ventil i akustičke promenljive u elementima izduvnog sistema. U ovom delu biće razmatrane glavne jednačine modela motor — izduvni sistem, kao i numeričke metode za rešavanje sistema jednačina.

Posmatranjem svih cilindara, jednačine

$$\frac{dm_c}{dt} = G(T, p_c, p_p, A_o) \quad \text{— masa fluida u cilindru,}$$

$$\frac{du}{dt} = G(\dot{Q}, T, p_c, p_p, A_o) \quad \text{— unutrašnja energija fluida u cilindru}$$

mogu se izraziti u vektorskoj formi:

$$\begin{Bmatrix} \dot{m}_{c1} \\ \dot{u}_1 \\ \vdots \\ \dot{m}_{cn} \\ \dot{u}_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} G_1 \\ G_1 \\ \vdots \\ G_n \\ G_n \end{Bmatrix} \quad i=1,2,3,\dots,n$$

gde je n ukupan broj cilindara.

Vektorska jednačina može da se izrazi u nešto izmenjenom obliku:

$$\{\dot{X}\} = \{Z\}$$

gde je:

{X} — vektor gradijenta veličina m_c i u ,

{Z} — vektor koji sadrži funkcije G.

Posmatranjem svih cevi u izduvnom sistemu, a na osnovu jednačine

$$\{\dot{Y}\} = [A] \cdot \{Y\} + \{F\}$$

može se napisati:

$$\begin{Bmatrix} \dot{Y}_1 \\ \dot{Y}_2 \\ \vdots \\ \dot{Y}_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [A]_1 \\ [A]_2 \\ \vdots \\ [A]_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ \vdots \\ Y_n \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix}$$

gde je n ukupan broj cevi u izduvnom sistemu.

Prethodne jednačine formirane su uz ispunjavanje uslova o trenutnom pritisku i brzini zapremine fluida iz-

Sl. 6 — Predikcija prelaznog režima pritiska za različite odnose $\Delta x/\Delta t$

među izduvnog ventila i otvora izduvnog sistema. Izračunavanje jednodimenzionalnog kompresibilnog promjenljivog protoka fluida u motoru, odnosno izduvnom sistemu, zahteva rešavanje sistema jednačina.

Primenom eksplicitne nelinearne integracione metode u vremenskom domenu za $\{X\}$ i $\{Y\}$ i vremenskim korakom Δt za uslov kriterijuma stabilnosti potrebno je da je $\Delta x/\Delta t \geq 5,08 \cdot 10^7$.

Na slici 6 prikazano je nekoliko primera izračunatih vrednosti akustičkog pritiska u tačkama cevi izduvnog sistema četvorocilindričnog motora.

Može se uočiti da rešenje postaje nerealno kada je $\Delta x = 5,08$; $\Delta t = 8,0 \cdot 10^{-7}$ ili ekvivalentno kada je $\Delta x/\Delta t = 0,635 \cdot 10^7$. U ovom slučaju variran je broj čvorova kako bi se utvrdio njihov efekat na tačnost rešenja.

Na slici 7 vidi se da se tačnost rešenja ne povećava znatno za $\Delta x < 5,08$. Vreme izračunavanja povećava se sa brojem čvorova i zbog toga je neophodno napraviti kompromis između tačnosti rezultata i vremena izračunavanja.

Predikcija buke zadnje cevi izduvnog sistema

Akustički pritisak i brzina fluida dobijaju se rešavanjem sistema jednačina u vremenskom domenu za određeni broj uzastopnih ciklusa motora. Nivo zvučnog pritiska na određenoj udaljenosti od otvora zadnje cevi dobija se izračunavanjem ubrzanja zapremine $Q = df/dt$ na izlazu zadnje cevi za svako povećanje ugla kolenastog vratila od jednog stepena. Na taj način dobija se 720 repera u toku svakog ciklusa za određeni broj obrtaja u minuti (slika 7).

Zatim se ubrzanje zapremine aproksimira Furijerovim nizom i izračuna-

vaju se veličine harmonijskih komponenti ubrzanja zapremine na određenim frekvencijama.

Sl. 7 — Predikcija prelaznog režima pritiska za različite vrednosti Δx kada je $\Delta t = 1 \cdot 10^{-7}$ s

Na slici 8 prikazane su veličine harmonijskih komponenti za Q sa slike 7 i odgovarajuće harmonijske frekvencije, a na slici 9 spektar frekvencije ubrzanja zapremine gasa izduvne cevi.

Na slici 8 i 9 vidi se da za prikazani primer prve tri dominantne komponente nastaju na IV, VIII, odnosno XII harmonijskoj frekvenciji.

Amplituda efektivne vrednosti pritiska (RMS) na određenoj udaljenosti od otvora zadnje cevi procenjuje se pod pretpostavkom da je izvor tačkast.

Sl. 8 — Grafikon ubrzanja zapremine gasa u izduvnoj cevi u funkciji ugla kolenastog vratila

Sl. 9 — Spektar frekvencije ubrzanja zapremine gasa izduvne cevi

Na taj način može se izraziti:

$$\hat{P}_n(\text{RMS}) = \frac{\rho_0 |Q|_n}{\sqrt{32\pi} \cdot r} \quad n=1,2,3,\dots,25$$

gde je r radijalna udaljenost od izvora.

Literatura:

- [1] Grafouri, M. M., Ricci, G.: A numerical Method for the prediction of Exhaust noise in internal combustion engine exhaust systems — GM, SAE 93/348.
- [2] Veselinović, B., Petrović, P. i dr.: Kvalitet buke izduvnog sistema vozila, VI simpozijum Motorna vozila i motori 1990. Kragujevac.
- [3] Petrović, P., Veselinović, B.: Uticaj izduvnog sistema na unutrašnju buku vozila, IX savetovanje Zaštita od buke i vibracija, 1988. Beograd.
- [4] Veselinović, B., Petrović P., Babić, Z.: Prilog optimizaciji izduvnog sistema u cilju smanjenja buke vozila, XIV savetovanje Zaštita od buke i vibracija, 1993. Niška Banja.

Nivo zvučnog pritiska na svakoj harmonijskoj frekvenciji izračunava se pomoću amplituda srednjeg efektivnog pritiska i izražava se u (dB), pa je:

$$\text{SPL}(\text{dB})_n = 20 \log_{10} \hat{P}_n + 170$$

gde je referentni pritisak $2 \cdot 10^{-5}$ Pa.

Opšti nivo zvučnog pritiska (A-skala) iznosi:

$$\text{SPL}(\text{dBA})_n = \text{SPL}(\text{dB})_n + \delta_n$$

gde je δ_n korekcija na svakoj harmonijskoj frekvenciji.

Ukupni zvučni pritisak na određenoj udaljenosti od zadnje cevi za svaki okretaj u minuti izračunava se na osnovu ukupne amplitude pritiska $\bar{p}$ i predstavlja opšti nivo buke:

$$\overline{\text{SPL}}(\text{dBA}) = 20 \log_{10} \bar{P} + 170$$

Zaključak

U ovom radu prikazana je numerička metoda za akustičku predikciju buke izduvnog sistema motora sa unutrašnjim sagorevanjem. Analiza se zasniva na izradi matematičkog modela koji obuhvata sve značajne akustičke i termodinamičke pojave, uključujući količinu protoka kroz ventile, unutrašnju energiju u zapremini gasa svakog cilindra, zapreminski koeficijent protoka motora, akustički pritisak i brzinu u izduvnom sistemu i veličinu izlazne buke sa zadnje cevi.

- [5] Živković M.: Motori sa unutrašnjim sagorevanjem I deo, MF 1976. Beograd.
- [6] Ferreira, N. D., Dubowsky, S.: Predicting Acoustical noise generation complex mechanical system, Journal of Mechanical Design, april 1979, vol 101.
- [7] Russell, M. F., Palmer D. C., Young, C. D.: Measuring diesel noise at source with a view to its control, Lucas Cay London, C 142/84.
- [8] Chung, J.: Measurement and analysis of diesel engine noise, univ. Michigan 1974., Disertacione.