

АНАЛИЗА НА ДИНАМИКАТА И ВИБРАЦИИТЕ КАЈ МОТОРИТЕ СО ВНАТРЕШНО СОГОРУВАЊЕ

Елениор Николов¹, Даме Коруноски², Кочо Анѓушев², Драге Петрески¹

¹ Воена академија “Генерал Михаило Апостолски” Скопје

² Машински факултет Скопје

Апстракт – Предмет на овој труд е истражување на динамичкото однесување на моторите со внатрешно согорување. Фокусот во трудот е позициониран особено на дизел моторите кои при работата претставуваат голем извор на вибрации и бучава, поради што можат да делуваат многу неповолно на околината.

Овој труд дава ефикасен механизам за анализа и димензионирање на потпорниот систем кај моторите со внатрешно согорување. Постапката која е развиена ја дефинира методологијата за динамичка анализа и оптимирање на виброизолацијата, вибрациите што се појавуваат поради еластичните потпори и определување на нивното влијание врз моторите со внатрешно согорување.

Анализата е направена употребувајќи начин на моделирање со одредување на крутоста тргнувајќи од теоријата на вибрационите континууми и линеарната теорија на еластичност. Методот на вибрациони континууми дава можност за најреално теоретско определување на крутоста на елементите кои се земени за еластични во динамичкиот модел.

Математичко-симулацискиот модел за дадениот динамички модел во овој труд е реализиран со софтверските пакети МАТЛАБ односно СИМУЛИНК. Веродостојноста на симулациските резултати е верификувана со помош на изведени експериментални мерења на одзивот на реален систем на статичен моторен агрегат за производство на електрична енергија за потребите на армијата.

Клучни зборови: Мотор со внатрешно согорување, круто тело, виброизолација, вибрации, EXCEL База на податоци, SKF CMVA 60 Microlog анализер.

1. ВОВЕД

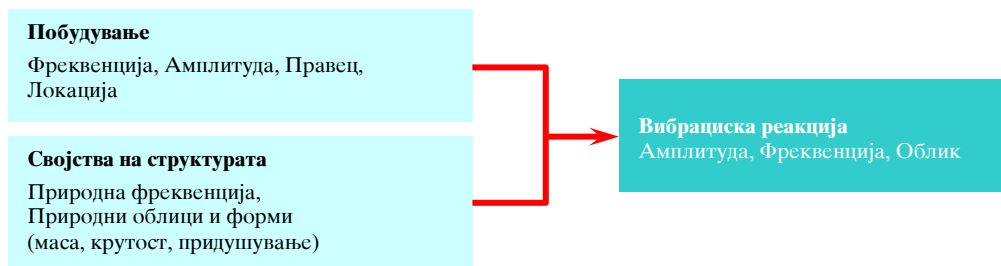
Структурна вибрација, генерално е резултат од предизвикувачката сила и динамичките својства на структурата (Сл.1). Истата аналогија може да биде искористена за кој било вибрациски систем [1].

Во модерната развојна работа на моторот, сите овие различни компоненти - побудување, структура и вибрациската реакција - можат да бидат анализирани и земени предвид во пресметката во дизајнирачката фаза, како што е направено во случајот на моторниот агрегат, користејќи напредна нумеричка пресметка и симулациски техники. Побудувачките сили со сите можни редоследи на палење можат да бидат компарирани и анализирани, структурните својства како што е јакоста на моторот може да бидат оптимизирани и конечно динамичка симулација на вибрациската реакција може да биде изведена.

Математички шематскиот приказ на Сл.1 често е опишан со диференцијална равенка на движење:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F(t) \quad (1)$$

каде што m , b и c се матрици на маса, придрушување и еластичност (крутост), $x(t)$ е вектор на поместувањето (реакција), и $F(t)$ е вектор на применетата сила (побудување).



Сл. 1. Шематски дијаграм на релацијата помеѓу побудувањето, структурата и вибрациската реакција

2. ПОБУДНИ СИЛИ

Во моторот со внатрешно согорување динамичките сили се создаваат од различни работи како што се клипниот механизам, притисок од гасовите, протокот на гориво или воздух, вентили, запченици, небалансиран турбополнач и сл. Практично сите овие сили се исто така “периодични”, на пример, тие содржат хармониски компоненти, така што анализи во фреквенциското подрачје нормално се добро применливи. Како и да е, бидејќи тропашето на запчениците е нелинеарен феномен, неопходно е вибрациите на брегастото вратило и на запчениците да се симулираат користејќи директно интегрирање во временското подрачје [1].

Подвижните елементи на клипниот механизам, заедно со притисокот во цилиндрите, нормално претставуваат главен извор на динамичката побузда во моторот со внатрешно согорување.

Резонантните ситуации се често неизбежни, како во случајот на мотори со променливи погонски брзини, и вибрацискиот систем мора да биде димензиониран соодветно за да се справи со резонанциите, на пример со намалување на вишокот на побудни сили. Силите преку промените на тежината на деловите се намалуваат со оптимизирање на локациите на ротационите делови со коленастото вратило. Кога оптимизацијата е направена соодветно овие сили и парови можат нормално да бидат редуцирани за околу 80-90% од почетното ниво.

3. СИМУЛАЦИЈА НА ВИБРАЦИЈА

Во овој труд е развиена методологија за динамичка анализа на мотор со внатрешно согорување од аспект на негова виброизолација. Посебно внимание е посветено за стационарен мотор кој е најупотребуван за воени цели како и за цели на производство на електрична енергија на места каде не може да се донесе јавна мрежа како и за места каде што е потребна редуваност, односно двојна сигурност во снабдувањето [3].

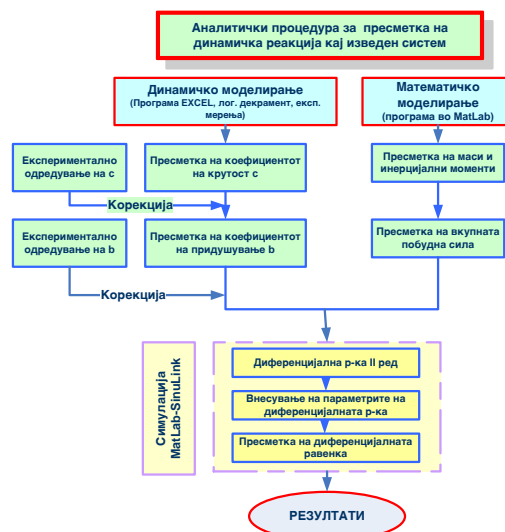
Анализата е направена употребувајќи начин на моделирање со помош на одредување на крутоста тргнувајќи од теоријата на вибрациони континууми и теоријата на еластичност [4].

Методот на вибрациони континууми дава можност за најреално теоретско определување на крутоста на елементите кои се земени за еластични во динамичкиот модел. Во овој случај тоа се гумениите потпори од виброизолацијата на моторот со внатрешно согорување.

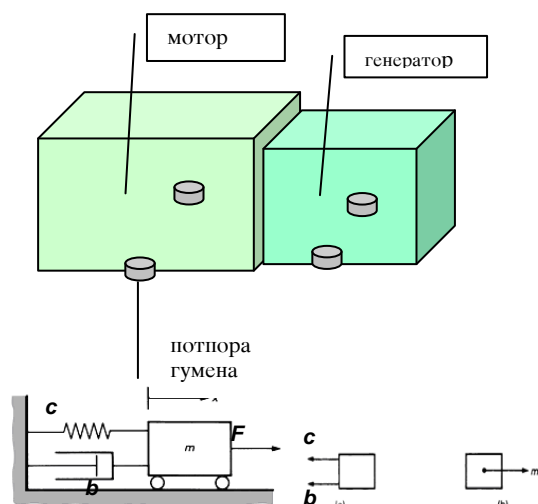
Во формирањето на динамичкиот модел пристапено е итеративно. Најнапред отпорите се пресметани теоретски а подоцна се корегирани со реално добиените вредности пресметани со методот добиен согласно објаснувањето дадено претходно. Тоа дава поголема веродостојност на подоцна анализираниите податоци со симулацијата.

За да се изведе нумеричка симулација на вибрации, дадена е аналитичка процедура за динамичко и математичко моделирање (Сл. 2 и 3) за одреден електро агрегатен мотор со внатрешно согорување, за кој неопходно е да се одредат главните побудни сили и динамичките својства на моторот, преку решавање на диференцијалната равенка од II ред (1). Во оваа равенка потребно е, освен побудната сила, да бидат одредени и коефициентите на крутоста и придрушување [3].

Пазарот нуди различни software-и за решавање на таа задача. Во овој труд е прикажан симулациски програм за анализа на вибрациите на даден мотор (електроагрегат АДП 30) изработен во MATLAB/SIMULINK. Анализите може да бидат изведени во временски домен или во фреквенциски домен.



Сл. 2. Дијаграм на аналитичката процедура на динамичката реакција



Сл. 3. Динамички модел на моторен агрегат

Градењето на аналитички модел е потребно во динамичката симулација. За да се добијат реални резултати од реактивната анализа моделот треба да биде многу точен (прецизен). Аналитичкиот модел на дадениот мотор (електроагрегат АДП 30) е изграден во неколку чекори соодветно на редоследот на монтажата на моторот.

Отпорите од околината се исто така занемарливи и нивното земање предвид ќе доведе до непотребно компликување на математичкиот модел. За разгледуваниот проблем највлијателни се отпорите од материјалот. Овој тип на отпори се определувани од секој придрушен елемент. Отпорите се претставени со коефициентот на придрушувањето на системот b_{ekv} .

Според равенката (2), отпорот (придрушувањето) на еден потпорен елемент на моторниот агрегат изнесува:

$$b_{ekv} = \frac{\eta c}{2\pi\omega} = 13568,34 \text{ Ns/m}, \quad (2)$$

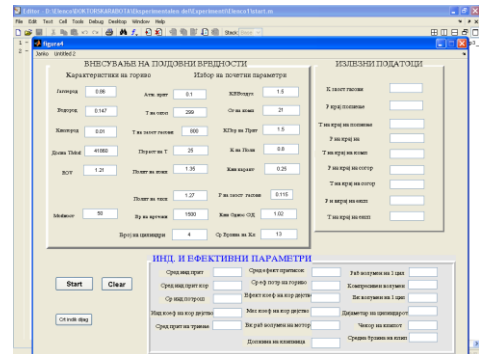
каде $c_{вкпно} = 4844731 \text{ [N/m]}$ е вкупна крутост на еластичниот потпорен систем на моторниот електроагрегат, претходно пресметана; $c = \frac{\pi^2 AE}{8 l} = 1211183 \text{ [N/m]}$, за една потпора, $\eta = 0.3$ – релативен коефициент на отпори за гума тврда, според литературата, ω – сопствена фреквенција на потпорниот систем $[\text{rad/s}]$.

Пресметување на масите и материјалните моменти на инерција. Масите и материјалните моменти на инерција како составни елементи на диференцијалната равенка од втор ред се пресметуваат со помош на изработениот алгоритам во програмата MatLab, под назив „СТАРТ“ (Сл.5 и 6). Дадениот алгоритам е наменет за пресметување на целокупниот термодинамички циклус кој се случува во моторот со внатрешно согорување на моторниот електроагрегат. Влезните параметри се земаат од техничките податоци за дадениот електроагрегат. Како влезен параметар, масата на крутото тело се зема вкупната маса на моторот и агрегатот на моторниот електроагрегат. Инерцијалните сили дадената програма истотака ги пресметува со помош на изработениот алгоритам „СТАРТ“. При изработката на наведената програма заклучено е дека силите кои потекнуваат од гасната смеса се анулираат со масите (инерцијата) на противтеговите на коленестото вратило и дека главен извор на вибрациите на моторниот агрегат, претставуваат инерцијалните сили добиени од масите и забрзувањата на составните елементи на клипниот механизам. Теоретски пресметките на овие сили кои дејствуваат на главните лежишта на коленестото вратило, како главен извор на вибрациите кои се пренесуваат на блокот на моторниот агрегат и на потпорните елементи, се прикажани со равенките 2 и 3 [11].

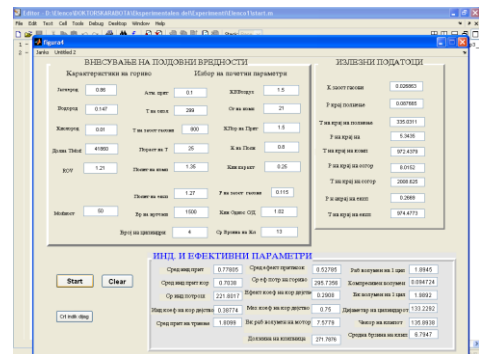
$$F_{mbx} = 1/2[-m_A R \omega^2 \cos \theta - m_z r_Z \omega^2 \cos \theta + \frac{F_{CR-C}}{1 + \frac{R^2}{2L^2} \sin^2 \theta}] + 1/2[-m_A R \omega^2 \cos(\theta - \beta) - m_z r_Z \omega^2 \cos(\theta - \beta) + \frac{F_{CR-C}}{1 + \frac{R^2}{2L^2} \sin^2(\theta - \beta)}] \quad (3)$$

$$F_{mby} = 1/2[-m_A R \omega^2 \sin \theta - m_z r_Z \omega^2 \sin \theta - F_{CR} - c \left(\frac{R}{L} \right) \sin \theta] + 1/2[-m_A R \omega^2 \sin(\theta - \beta) - m_z r_Z \omega^2 \sin(\theta - \beta) - F_{CR} - c \left(\frac{R}{L} \right) \sin(\theta - \beta)] \quad (4)$$

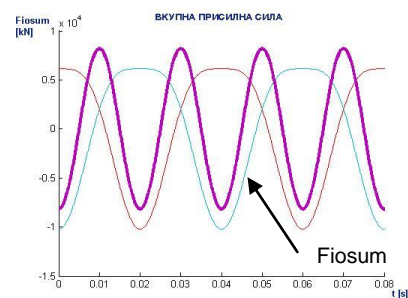
Износот на вкупната сила се пресметува со модул на погоре наведената програма „СТАРТ“, која претставува функција зависна од времето, прикажана на Сл 7. Оваа вредност на побудната сила се внесува во дадената диференцијална равенка од II ред (1).



Сл. 4. MatLab програма “СТАРТ” во прва фаза на внесување на појдовни параметри

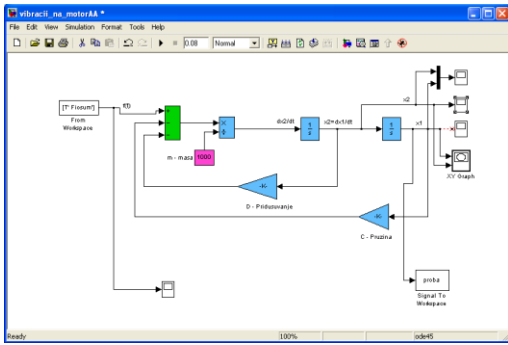


Сл. 5. MatLab програма “СТАРТ” во втора фаза на стартување и добивање на излезните податоци



Сл. 6. Графички приказ на побудната сила во вертикалната рамнина на дадениот динамички модел добиена со помош на Matlab програма “СТАРТ”

За полесно решавање на динамичкиот модел, односно, решавање на диференцијалната равенка од втор ред, се користи дополнението на изработената компјутерска симулација на динамичкото однесување на моторите СВС. За решавање на диференцијалната равенка од II ред се користи програм изработен во SimuLink (Сл.7).

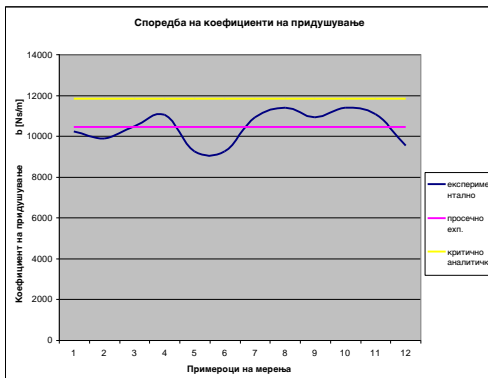


Сл. 7. Simulink дијаграм за решавање на диференцијалната равенка од II ред на дадениот динамички модел изработен во програмата “Вибрации на мотор”

Влез во програмата, со која се решава наведената диференцијална равенка од втор ред, се инерцијалната маса, коефициентите на крутоста и придушвање, како и активните присилни (побудни сили) кои со програмата и аналитички претходно се пресметани за дадениот моторен електроагрегат во програмата MATLAB. Промената на аголот на коленастото вратице на одредениот мотор СВС се смета за позната функција во зависност од времето. Наведената програма автоматски ги пресметува излезните параметри (резултати), како што се соодветните поместувања, брзини и забрзувања од предизвиканите вибрации на дадениот модел од побудната сила на излезот на моторот која се пренесува на потпорните точки на моторот и претставува основен извор на вибрации на целиот мотор разгледуван како круто тело. Задачата на овој програм е врз база на сите претходни пресметки да даде визуелен, краен приказ на добиените резултати односно фреквенциска слика на вибрациите на моторот во целина во неговите потпорни точки прикажани во временски домен [3].

4. АНАЛИЗА И СПОРЕДБА НА РЕЗУЛТАТИТЕ ОД НУМЕРИЧКИТЕ И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИТЕ ИСТРАЖУВАЊА

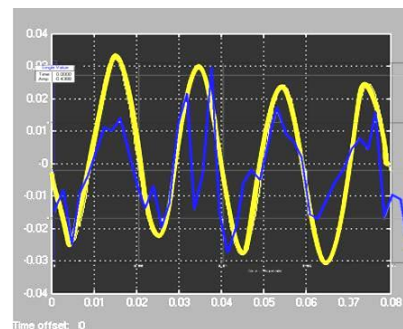
Како што е претходно напоменето, во ова поглавје е извршено своевидно верификување на главните коефициенти на крутоста и придушвање со споредување на резултатите добиени нумерички и експериментално.



Сл. 8. Споредба на експериментално добиените вредности за вистинското b_{exp} со номиналното b_{nom} и критичното придушвање b_c

На Сл.8 прикажана е споредбата на резултатите за наведените коефициенти. По изведената анализа на резултатите се добива позитивна верификација дека симулационото моделирање на дадениот динамички модел е исправен и точен за негово понатамошно користење односно користење на пресметаните коефициенти за нумеричко решавање со помош на изработениот симулациски програм во Simulink и пресметување на динамиката (вибрациите) на испитуваниот динамички модел во работен режим.

Мора да се каже дека во работниот режим моторот работи со константен број на вртежи ($n=1500$ vr/min). На Сл.9 се прикажани и споредени кривите на брзинските амплитуди добиени експериментално со мерења и аналитички со дадената симулација изведена со програмата Matlab и Simulink.



Легенда: — експериментални
— аналитички резултати

Сл. 9. Дијаграм на брзински амплитуди и споредба на експерименталните и аналитички добиените резултати-крива на брзината на вибрациите

По изведената анализа на добиените резултати (нумерички и експериментални) под претходно опишаните услови, повторно позитивно е верификуван симулацискиот модел (над 90% поклопување на кривите) со што е потврдена неговата употреба симулациски да се истражува динамиката (вибрациите) на други разни видови на мотори СВС со претпоставката да бидат третирани како круто тело и да биде изведувана општа дијагностика на исправноста и стабилноста (балансираноста) на целиот моторен агрегат.

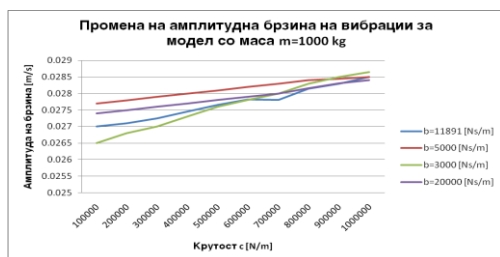
Инструментот за мерење на вибрациите (SKF CMVA 60 Microlog) [11] и [12] е ефикасен вибрационен анализер кој во потполност ги задоволува и ги надминува, со своите карактеристики, потребите на мерењата направени во овој труд. Со самото тоа може да заклучиме дека резултатите добиени од него се веродостојни на појавата која се случува. Со оглед на тоа дека со помош на овие резултати се верификува методологијата предложена во овој труд, можеме да заклучиме дека веродостојноста на оваа верификација е на високо ниво.

Пробите се изведени во вториот дел од симулацијата изработена во софтверскиот пакет SIMULINK, додека анализата е изведена во EXCEL каде

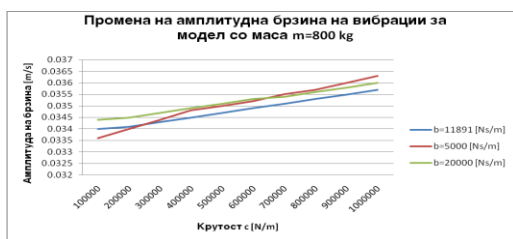
што се изработени дијаграми прикажани на Сл.10 до Сл.13, на кои е прикажана зависноста на брзината на вибрации од промената на димензиите на потпорните елементи, односно на крутоста c , за неколку дадени вредности на придушувањето b , како и за неколку големини на маса 1000, 800, 600 и 400 kg.

Од Сл.11–Сл.14, односно од прикажаните дијаграми, се забележува:

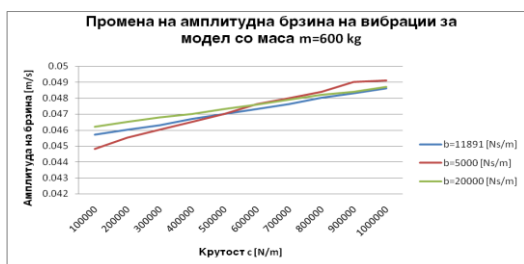
1. Поголеми вредности на брзината на вибрации за разлика од претходниот случај,
2. Поголем степен на пораст или промена на амплитудата на брзината на вибрации со пораст на крутоста,
3. При мали вредности на крутоста c , се забележува поголемо влијание на поголемите износи на придушувањето b , додека при големи вредности тоа влијание е многу помало – вредностите на брзината се приближно еднакви,
4. Исто како во претходниот случај, најголем степен на пораст на брзината на вибрации (амплитуда) има во случај на најголемото придушување $b=5000$ [Ns/m].



Сл. 10. Преглед на зависноста на амплитудната брзина на вибрации од промената крутоста на потпорниот систем за повеќе серии на придушување и дадена маса $m=1000$ kg



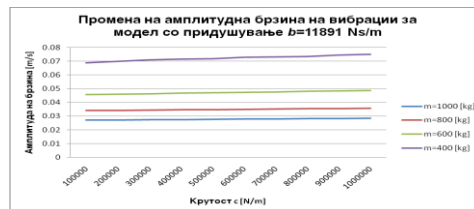
Сл. 11. Преглед на зависноста на брзината на вибрации од промената крутоста на потпорниот систем за повеќе серии на придушување и дадена маса $m=800$ kg



Сл. 12. Преглед на зависноста на брзината на вибрации од промената крутоста на потпорниот систем за повеќе серии на придушување и дадена маса $m=600$ kg



Сл. 13. Преглед на зависноста на брзината на вибрации од промената на крутоста на потпорниот систем за повеќе серии на придушување и дадена маса $m=400$ kg



Сл. 14. Преглед на зависноста на амплитудната брзина на вибрации од промената крутоста на потпорниот систем за повеќе серии на маса на моделот и дадено придушување $b=11891$ [Ns/m]

На Сл.14 е прикажан дијаграм со зависност на амплитудата на брзината на вибрации од промената на масата на даден модел (моторен електроагрегат со различен материјал за изработка), од каде се забележува:

1. Поголеми вредности на амплитуда на брзината на вибрации за модел со помала маса, како што е очкувано,
2. Поголем степен на пораст или промена на амплитудата на брзината на вибрации со пораст на крутоста е кај моделот со помала маса.

5. ЗАКЛУЧОК

Основната цел на овој труд е да се направи обид да се даде придонес во истражувањето на динамичкото однесување на мотор со внатрешно согорување. Врз основа на аналитичките, нумеричките и експерименталните истражувања, презентирани претходно, може да се донесат следниве заклучоци:

– Симулациите се извршени интерактивно користејќи база на податоци од EXCEL за работните параметри на механизмот односно MCBC и Simu-Link односно MATLAB софтверски пакет. Веродостојноста на овие симулациони резултати е верификувана со помош на изведени експериментални мерења на одзивот на реален систем на статичен моторен агрегат за производство на електрична енергија за потребите на армијата. Поклопливоста на измерените резултати со симулационо добиените дијаграми е одлична основа да заклучиме дека предложената методологија во овој труд е добра алатка за анализирање на виброизолационите проблеми кај моторите со внатрешно согорување, а посебно кај стационарните мотори.

– Со така потврдената методологија за анализа на виброизолационите процеси, подоцна со помош на споменатите софтверски пакети извршена е симу-

лација за различни режими на работа и различни конструктивни измени на параметрите на вибро-изолацијата. Менувани се параметрите како што се крутоста и материјалот на изолаторот со што се менува и отпорот во вибрациониот модел. Исто така направена е симулација и со промена на масата на МСВС (алуминиумска легура) за да се види како тоа би влијаело на одзивот на системот. Резултатите од овие симулации укажуваат на тоа дека со намалување на масата значително се зголемуваат големините на брзината на вибрации на моделот, односно намалено е дејството на параметрите на виброизолацијата. Предложената и верификувана методологија во овој труд може да се користи и кај мотори СВС вградени на возилата.

6. ЛИТЕРАТУРА

- [1] **Tienhaara, H.** Guidelines to engine dynamics and vibration. February 2004, Том Marine News 25, The Ship Power Supplier.
- [2] **Wendeker M., Litak G., Czarnigowski J., Szabelski K.** *Nonperiodic oscillations of pressure in a spark ignition combustion engine.* Lublin, Poland : Department of Mechanics, Technical University of Lublin, February 2003.
- [3] **Николов, Е.** *Истражување на динамичкото однесување на моторите со внатрешно согорување*, Докторска работа, Скопје: Машински факултет Скопје, септември 2009.
- [4] **Анѓушев, К.** Влијанието на вибрациите на членовите кај лостовите и бреговите механизми врз нивните кинематички функции. Докторска работа, Скопје: Машински факултет Скопје, февруари 1998.
- [5] **Arnold, Edward.** *Engineering Vibration Analysis with Application to Control Systems*. London NWI 3BH : C. F. Beards, 1995.
- [6] **Hartog, Den.** *Vibracije u masinstvu.* Beograd : Gragevinska knjiga, 1972.
- [7] **Holowenko, A.R.** *Dynamics of Machinery.* New York : Wiley, New York, 1955.
- [8] **Martin, G.H.** *Kinematics and Dynamics of Machinery.* New York : McGraw-Hill, 1969.
- [9] **Димитровски, М.** Конструкција на мотори со внатрешно согорување. Скопје : н.а., 2002.
- [10] **P., Den Hartog J.** *Mechanical Vibrations.* New-York-Toronto-London : McGraw-Hill Book Company, Massachusetts Institute of Technology, 1956.
- [11] Microlog® CMVA 60 “Smart” Portable Data Collector/FFT Analyzer, www.skf.com/reliability
- [12] Bilteni, http://www.skf.co.yu/bilt_br21.htm

Summary

DYNAMICS BEHAVIOUR RESEARCHING OF INNER COMBUSTIBLE ENGINES

Elenior Nikolov¹, Dame Korunoski², Kocho Angushev²

¹ Military academy “General Mihailo Apostolski” Skopje

² Mechanical engineering faculty Skopje

Abstract: The objective of this article is a research on the dynamic behavior of the internally combustible engines. The focus of the work is put on diesel engines, which when operational represent a big source of vibrations & noise due to which can have a negative influence on the environment.

This article gives effective mechanism for analyses and determining dimensions of the supporting system of internally combustible engines. The procedure developed in this article defines the methodology of dynamic analyses and optimizing the vibro isolation and vibrations which are shown due to elastic support as well as and defining their influence over the internal combustible engine.

The analysis has been made by use the method of modeling by determining the rigidness starting with the theory of vibrating continuums and linear theory of elasticity. This method of vibration continuums gives a possibility for more realistic theoretical determination of the stiffness of the elements which are elastic in the dynamic model.

The authors have made a mathematical simulation model of the given dynamic model by using the modern software packages MATLAB and SIMULink. The validation of the simulation results has been confirmed by experimental measurements on the response of a real system of stationary aggregate engine for production of electric power for the Army needs.

The objective of this article, as the title implies is a research on the dynamic behavior of the internal combustible engines. The focus of this work is put on the diesel engines, which when operational represent a big source of vibration & noise due to which can have a negative influence on the environment.

Key words: Internal combustible engine, inflexible/rigid (stiff) body, vibrations isolation, vibrations, EXCEL, Database, SKF CMVA 60 Microlog analyzer.