

## СПЕЦИАЛНИ ПРИЛОЖЕНИЯ НА ТЕНЗОМЕТРИЯТА ЗА НИСКОЧЕСТОТНА ВИБРОДИАГНОСТИКА В ОБЛАСТТА НА МИННАТА ТЕХНИКА

**Цветан Дамянов, Петко Недялков, Лъчезар Лазов**

*Минно-Геоложки Университет "Св.Иван Рилски", 1700 София*

**РЕЗЮМЕ:** Извършен е анализ на вибрационното натоварване на някои мощни добивни и транспортни машини, използвани в миннодобивната промишленост. Чрез използване на конзолни тензометрични динамометри са извършени теоретични и експериментални лабораторни изследвания на кинематичните параметри на измерителната система при работа в нискочестотния диапазон (0 - 10 Hz) на вибрационно натоварване. Експерименталните изследвания са реализирани с цел апробация на теоретичните изводи. Получените резултати ще позволят да се уточнят възможностите за използване на такъв тип измерителни системи за изследване на колебателните процеси при работа на мощни минни и други машини.

### TENSOMETRICAL MEASUREMENT PARTICULAR APPLICATIONS FOR LOW – FREQUENCY VIBRODIAGNOSTICS IN MINING TECHNIQS

**Tsvetan Damyanov<sup>1</sup>, Petko Nedyalkov<sup>2</sup>, Lachezar Lazov<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>University of Mining and Geology – Sofia, Dep. Mining Mechanization, E-mail, zld47@mgu.bg

<sup>2</sup>Technical University – Sofia, Faculty of Mechanical Engineering, E-mail, nedpetko@tu-sofia.bg

**ABSTRACT:** This study analyses the vibration loading in some powerful mining and transporting machines used in mining industry. It was designed and built a measurement system containing console tensometrical dynamometers. The measurement system kinematical and dynamical parameters were theoretically and experimentally laboratory examined in a low – frequency (1 – 10 Hz) operation. Experimental research follows and probates the theoretical research. The study results will allow measurement systems of this kind to be specified into particular applications for research of powerful mining machines oscillations processes.

#### 1. Увод

Измерването на механичните колебания в характерни точки на машините, е много важна предпоставка за аналитичното и експериментално изследване на параметрите на динамичното вибрационно натоварване, което възниква при тяхната работа. Най-разпространеният начин за осъществяване на такива измервания е използването на вибро измерителни системи изградени на базата на електронни интегрални акселерометри с работна област която има долна граница на измерваната честота на механичните колебания по-голяма от 2 до 3 Хц.

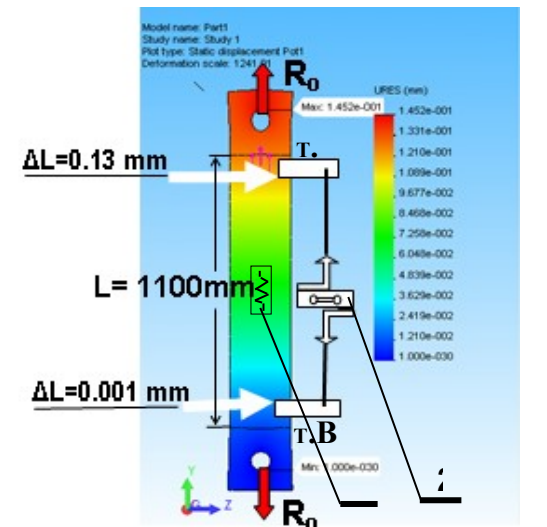
Механичните многомасови системи каквито са тежките добивни и транспортни машини, които се използват в минната промишленост работят като създават трептения, както в аварийен така и в нормален работен режим. Често пъти тези колебания са нискочестотни (с честота по-малка от 10 Хц) и с голяма амплитуда. Когато се отнася до измерване на кинематичните параметри това не може да се осъществи с интегрирани модулни електронни акселерометри, тъй като действителната функция на измерваната величина от времето ще бъде отрязана или силно изкривена в голяма част от нискочестотната област (0 до 2 – 3) Хц

#### 2. Състояние на проблема

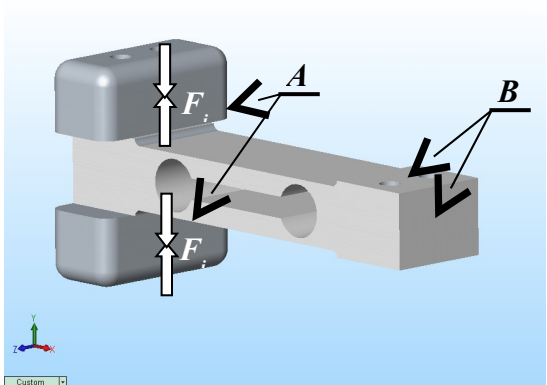
Съществуват множество минни машини, при които в процеса на експериментално изследване се налага да се регистрират параметрите на различни механични величини като премествания, скорости, ускорения или сили, относителни деформации и напрежения. В повечето случаи се прилагат тензометрични методи за директно измерване на деформациите в определените точки, а на тази база ако е необходимо косвено могат да се определят чрез изчисление другите величини, като сили, скорости, ускорения и т.н.. Възможни са два варианта за тензоизмервания:

- Залепване на тензорезисторните датчици в определените точки на измерване (Фиг.1, поз. 1);
- Използване на фабрични тензоизмерителни модули (Фиг.1, поз. 2);

фабричен датчик ( Фиг.2 ) от типовия ред на фирма „Бимко“ за измерване на сили от 0 до 60 Н е конфигуриран и датчикът за измерване на нискочестотни механични колебания в честотния диапазон от 0 до 3 Хц.- (виж Фиг. 3)



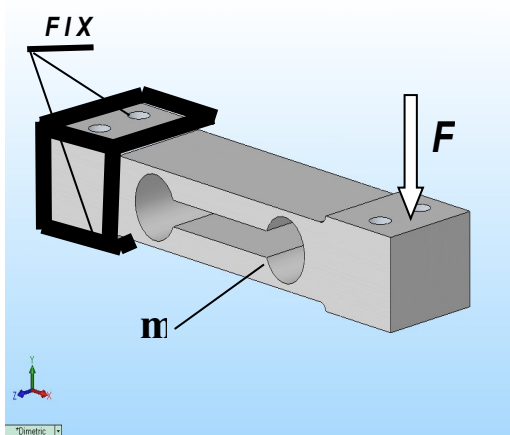
Фиг. 3



Фиг. 1

Тъй като в много случаи практически е невъзможно или изключително трудно да се залепват тензо резистори, използването на втория вариант е единствено възможен. Такъв е случаят от фиг.1 в който е възможно, както измерване на сили например силата на опъване  $R_0$  в щангата ( между точките  $A$  и  $B$  ), така и големината на удължаването на базовото разстояние  $L$ . При това се осигурява много по-високо качество на носещия сигнал по отношение на чувствителност на датчика и точност на измерването.

На базата на същия конзолен тензорезисторен



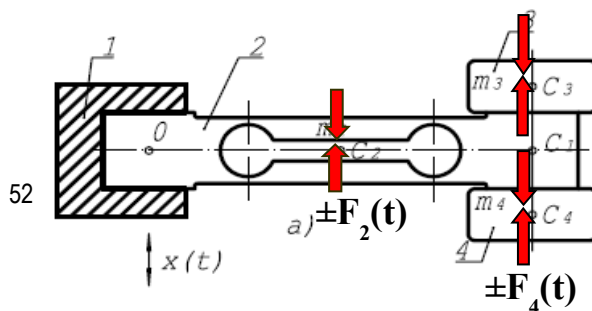
Фиг. 2

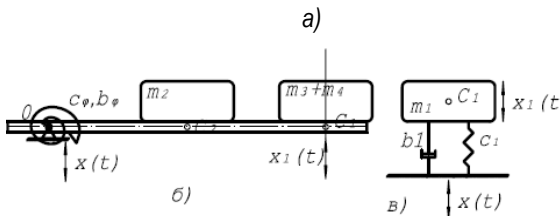
Показаният на тази фигура измерителен елемент може да се монтира в точката на измерване чрез неподвижно

болтово съединение на повърхнините  $B$  към детайла, който е обект на изследване. Чрез измерване и записване на деформацията при огъване, породено от инерционните сили  $F_i(t)$  и доказване на честотно и амплитудно съответствие на функцията на тензосигнала от времето и тази на приложеното кинематично смущение, могат да се определят областите на рационално използване на разглежданата измерителна система (Фиг. 4,a) . На фиг.3 се виждат инерционните маси  $A$ , които са монтирани симетрично и позволяват да се регулира чувствителността при необходимост, като се работи с едната от двете или с двете.

### 3.Механо-математичен модел на измерителната система

Използваният датчик за измерване на нискочестотни вибрации е изграден на базата на тензометрична греда. Гредата е фиксирана в точката на измерване като конзолна опора – фиг. 4а), а на свободният край са закрепени допълнителни тежести за увеличаване на чувствителността на системата. Разглежданата по този начин система може да се приведе към модела показан на фиг. 4б) – едностранно закрепена греда с ъглова коравина и демпфиране в конзолно закрепения край. Този модел е на условно недеформируема греда,  $\pm F_1(t)$  и те са





Фиг. 4. Динамични модели на тензометрична виброизмерителна система.

приложната точка на инерционната сила. За точка на привеждане се избира т.С<sub>1</sub> поради удобството за добавяне на допълнителните инерционни маси без да се усложнява уравнението за движение на системата. Ако се приемат ъгловите деформации запренебрежимо малки, то траекторията на т.С<sub>1</sub> е чисто праволинейна. Това допускане дава основание за опростяване на модела до показания вид на фиг. 4в) на базата на енергетичното и модалното съответствие между условия модел и изследвания образец на измерителния датчик (Бидерман)

Динамиката на показаната на фиг. 4в) механична система се описва със следното диференциално уравнение:

$$(1) m_1 \ddot{x}_1 + b_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}) + c_1 (x_1 - x) = 0, \text{ където:}$$

индексът „1“ показва привеждането на параметрите на системата към т.С<sub>1</sub>.

Конкретните стойности на параметрите са следните:

- приведена маса на системата:

$$(2) m_1 = m_3 + m_4 + 0.5 * m_2 = 0.618 + 0.689 + 0.5 * 0.150 = 1.382 \text{ kg}$$

- приведена пружинна константа на системата:

(3)  $c_1 = 139553 \text{ N/m}$ , приведената константа е получена при измерване на преместването на т.С<sub>1</sub> (т-ка на привеждане) при натоварване на гредата с различни по големина сили.

- приведен коефициент на демпфиране на системата:

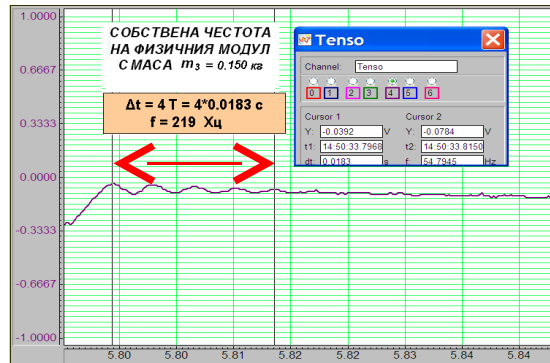
(4)  $b_1 = 2 * \zeta * \sqrt{m_1 * c_1}$ , приведеното демпфиране е получено чрез пресмятане на логаритмичния декремент на затихване при свободни трептения на гредата (de Silva) формулата по-долу:

$$(5) \zeta = \frac{\ln \frac{A(t)}{A(t + n * T)}}{\sqrt{c_1 / m_1} * n * T}, \text{ където:}$$

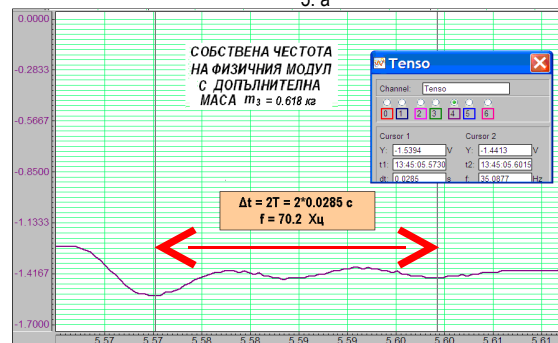
A(t) и A(t + n\*T) са две амплитуди отместени с „n“ периода съгласно фигура 5, като изчислената стойност за системата е: за  $\zeta = 0.0106$ , а за  $b_1 = 5.38 \text{ Ns/m}$

На фиг. 5. са показани собствените затихващи трептения на системата за три варианта: без закрепена маса, със

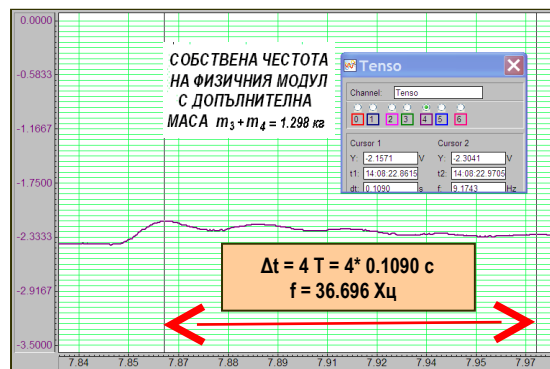
закрепена маса  $m_3 = 0.618 \text{ kg}$ ; със закрепена маса  $m_3 + m_4$ .



5. а



5. б



5. в

Фиг. 5. Експериментално измерени собствени затихващи трептения на измерителната система.

В табл. 1 са дадени стойностите за сравнение между пресметнатите и експериментално получените стойности на собствените честоти. В първа колона са стойности от експерименталното измерване, - втора колона от CAD модела с FEA модален анализ и трета колона от изследване с MatLab. (Иванов)

Таблица 1.

Сравнителни стойности на собствените честоти, получени при различните методи на изследване

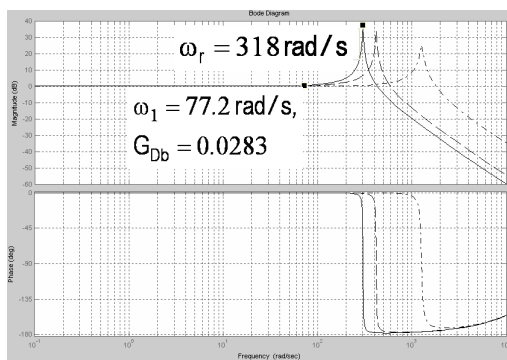
Вид опит	Експеримент (Hz)	COSMOSWorks (Hz)	MatLab (Hz)
$m_2$	219.2	215	<b>216.94</b>
$m_3$	70.2	67.14	<b>71.46</b>
$m_3 + m_4$	36.7	37.67	<b>50.63</b>

За нуждите на измерването на нискочестотни вибрации е необходимо да се познават честотните характеристики на системата. Един от подходите е да се определи предавателната функция на системата. От математичния модел на системата - диференциалното уравнение (1) може да се изведе:

$$(6) \quad W(s) = \frac{X_1(s)}{X(s)} = \frac{b_1 * s + c}{m * s^2 + b_1 * s + c}, \text{ където главните}$$

букви и независимата променлива ( $s$ ) указват Лапласово преобразуваните функции на времето. Честотното поведение на системата е дадено на фиг. 6 с диаграмата на Боде, която представя в един графичен прозорец амплитудно-честотните и фазово-честотните характеристики. От диаграмата на Боде се вижда линейното поведение на системата до ъгловата честота (влизането в областта около резонанса) -  $\omega_1 = 77.2 \text{ rad/s}$  -  $f_1 = 12.21 \text{ Hz}$ .

Конкретните усилване и дефазирание между входа и изхода на системата могат да се пресметнат след известни преобразувания на предавателната функция в честотната област.



Фиг. 6. Диаграма на Боде за предавателната функция на системата.

Разгледаната по този начин система има за вход кинематичното въздействие върху опората (точката на измерване), а изход - измервателният сигнал. Така представената задача може да бъде определена като права. Практически по-голямо значение има използването на системата в инвертиран вид, т.е. по измерен изходен сигнал да се определи кинематичното възбуждане на опората на датчика.

За да се разграничи напълно използваемият линеен участък от характеристиката на системата максималната измервателна честота трябва да е по-малка от  $f_r$ .

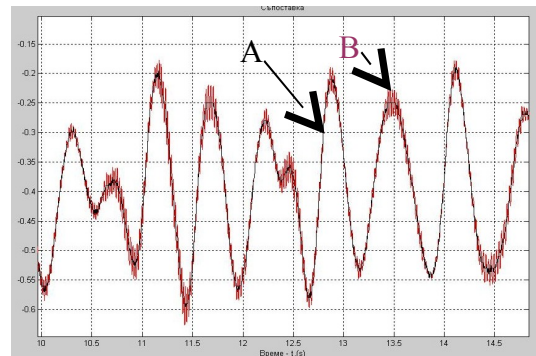
За този измерителен обхват ъгълът на фазово отнемстване е съвсем малък и практически равен на 0 (виж фиг. 6). Следователно фазовото отнемстване може да се

пренебрегне, а амплитудата на входния сигнал се коригира съгласно:

$$(7) \quad x = x_1 * e^{-G_{Db}(\omega)}, \text{ където } G_{Db} \text{ е логаритмичното}$$

усилване отчетено от амплитудно-честотната характеристика на фиг. 6. За поставените цели на научното изследване предавателната функция на системата е линейна. Това позволява да бъде използвана в случаите, които са описани в уводната част.

Описаната методика е проверена чрез сравнение на запис на случаен нискочестотен вибрационен сигнал със сигнала, получен аналитично с програма-та Simulink на MatLab.



Фиг. 8. Сравнение между записан действителен (A) и аналитично получен (B) сигнал

На фиг.8 се вижда сравнението между симулирания сигнал на кинематично смущение със случаен характер в областта (1 до 2 Хц) (A) и изходния сигнал (B), което показва напълно приемливо съвпадение. Известно разсейване се наблюдава във областите на локални екстремуми, което след филтриране също може да се избегне.

В заключение може да се потвърди, че резултатите от сравнителните аналитични и експериментални изследвания доказват безспорно възможността да се използва такъв тип тензометричен датчик за измерване с достатъчна точност на кинематичните параметри на нискочестотни механични колебания, каквито се срещат много често в практиката при изпитване на тежки минни добивни и транспортни машини.

## Литература

Бидерман В.Л., "Прикладная теория механических колебаний", И "Высшая школа" Москва 1972.  
 Иванов А., Моделиране на динамични задачи с Матлаб, Издателство „Арте Ново“, София 2001  
 de Silva Clarence W., "VIBRATION: fundamentals and practice", ISBN 0-8493-1808-4, pp. 957 CRC Press Boca-Raton-London-New York-Washington D.C., USA (2000)