



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - ВАРНА

Машинно – технологичен факултет.

маг. инж. Исмаил Исмаилов Мехмедов

***ИЗСЛЕДВАНЕ И МОДЕЛИРАНЕ НА АНТИВИБРАЦИОННИ
ЕЛЕМЕНТИ В ТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА***

АВТОРЕФЕРАТ

за присъждане на образователна и научна степен

„ДОКТОР“

по докторска програма „Машинознание и машинни елементи“ към
професионално направление 5.1 „Машинно инженерство“

Научен ръководител: доц. д-р инж. Христо Христов.

Рецензенти:

1.....

2.....

Варна, 2020 г.

Дисертационният труд съдържа 141 страници, включително 155 фигури, 17 таблици, оформени в 6 глави, общи изводи и списък на използвана литература от 62 заглавия, от които 14 на кирилица и 48 на латиница.

Означенията на фигурите и формулите в автореферата съвпадат с тези от дисертацията.

Защитата на дисертационния труд ще се състои наГ. отЧ. вна открито заседание на жури сформирано със заповед на Ректора №...../.....Г.

Материалите по защитата (дисертацията, рецензиите и становищата) са на разположение на интересуващите се във ФД „Докторанти“ стая 318 НУК.

ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема:

Международната организация на труда, е въвела нови правила [42] за работата на Класификационните организации, чрез въвеждане на клас „комфорт“ на автомобилния транспорт в зависимост от нивата на вибрациите в купето на автомобила, предавани към водача и пътниците.

Непрекъснатото повишаване на мощностите на автомобилите води до потребност от разработване на методи за оценка на тяхното вибрационно състояние. За изпълнение на тези изисквания е необходимо да се конструират виброизолатори, отговарящи оптимално, както на понасяното натоварване, така и на необходимите им демпфиращи качества. Актуално е изследването на вибрационното състояние на автомобила с възможност за отчитане на всички възбудители на вибрации, както и възможността за отчитане на връзката между тях. Освен задължителните лабораторни тестове според нас за работата на виброизолатора може да се съди по-точно при провеждане на експерименти с работещ двигател или провеждане на натурни изследвания. За целта са необходими както подходящи средства за измерване, събиране на данни, обработка и анализ на резултатите, така и апробирана методика за изследвания.

Цел и задачи на дисертационния труд:

Целта на настоящата работа е да се разработи методика и с осигурена подходяща измерителна и изпитателна база да се даде оценка за експлоатационните качества на проектирани или модифицирани виброизолатори за монтаж на двигатели с вътрешно горене.

Конкретните задачи, поставени за разглеждане в дисертационния труд са обобщени в отговора на въпроса „Какво и как трябва да се направи, ако се наложи да предприемем промени в окачването?“. Според нас те изглеждат по следния начин:

1. Избор на базов модел и определяне на целевите му характеристики.
2. Избор на еластичен материал за предстоящата модификация и изработване еластични елементи в необходимите разновидности.
3. Снемане на динамичната характеристика на изследваните виброизолатори при асиметрично циклично натоварване.
4. Определяне количеството енергия, загубено за преодоляване на вътрешното триене на еластичните елементи при различните

модификации на конструкцията, различните нива на натоварване и коравина на гумата.

5. Определяне на динамичната коравина на изследваните виброизолатори.
6. Определяне коефициента на затихване на виброизолаторите
7. Изследване на топлинното състояние на виброизолаторите при натоварване в лабораторни условия.
8. Изследване натоварването във виброизолаторите на двигател Перкинс-Прима 65 в качеството му на тест на методика за провеждане на изследвания на виброизолатори в експлоатационни условия.

Обект и предмет на изследването:

За обект на експерименталното изследване в качеството му на базов е избран виброизолатор модел GM2D177, модифицирани негови варианти с различна геометрия и твърдост на функционалната му гърбица, а също така и виброизолаторите на двигател Perkins Prima 65. Изследвани са пътищата за промяна и изследване на експлоатационните им качества.

Методи на изследване:

В дисертационния труд са използвани специализирани измервателни уреди за регистрация и запис на бързопроменящи се величини при двигателите с вътрешно горене. За обработката на получените данни и анализа им са използвани математически методики, включващи специализирани софтуери и компютърни програми за пресмятане, изчертаване, визуализация и обработка на получените експериментални резултати.

Място на изследване:

Теоретичните и експерименталните изследвания, необходими при разработването на дисертацията, са проведени в лаборатория М 712 на катедра „Транспортна техника и технологии“ и лабораториите М 602, М 606 и М 3 към катедра „Механика и Машинни елементи“.

Научна новост и Практическа ценност на изследването:

Създадена е методика за изследване на гумени автомобилни виброизолатори, която да послужи за определяне техните качества, поведение и работоспособност в лабораторни и експлоатационни условия.

Създадена е блок-схема за автоматизирано снемане на данни при изпитване на автомобилни виброизолатори при статично и асиметрично циклично натоварване.

На базата на създадената методика, сметите динамични характеристики и получените данни от изследване на оригинален виброизолатор и модифицираните му варианти с различна твърдост на еластичните елементи, и при различно натоварване, е въведен критерий за оценка на тяхната работоспособност, показващ големината на понесеното амплитудно натоварване за единица енергия, загубена за преодоляване на вътрешното триене.

Апробация на изследването:

Основните положения и резултати от дисертационния труд са докладвани и публикувани на следните конференции:

1. Научна конференция с международно участие Дни на науката, СУБ –Варна, Секция Технически науки, 2015 г. ISSN 130-5833 - 2 публикации.
2. Научна конференция с международно участие Дни на науката, СУБ –Варна, Секция Технически науки, 2016г. ISSN 130-5833- 1 публикация.
3. Научна конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА“ 2016 г., ISSN 2367-6299. – 2 публикации.

Публикации по дисертационния труд:

Написани са общо четири доклада, публикувани в три научни сборника от научно-технически конференции с международно участие.

Увод.

В автомобилната индустрия става все по-важно постигането на максимална ефективност при производството на виброизолатори. Едно от условията за успешно присъствие в автомобилния бранш на конкурентния пазар е да се осигури максимален комфорт за водача и пътниците в купето. Това е от голямо значение, както от експлоатационна, така и от икономическа гледна точка. Съкращаването на времето за производство с цел намаляване на разходите често води до използване на кооперирани изделия с определено ниво на компромиси от експлоатационен характер. При това, времето за експериментални изследване намалява значително, а това от своя страна довежда до дефектиране на крайния продукт или на отделно звено. Тъй нареченото тунинговане на автомобилите често създава условия за промяна в параметрите на окачването. Непрекъснатото повишаване на мощностите на автомобилите, а също така повишените и понякога твърде различни изисквания за качество на возията, води до необходимост от разработване на методи за оценка на тяхното вибрационно състояние.

Глава 2 Обзор.

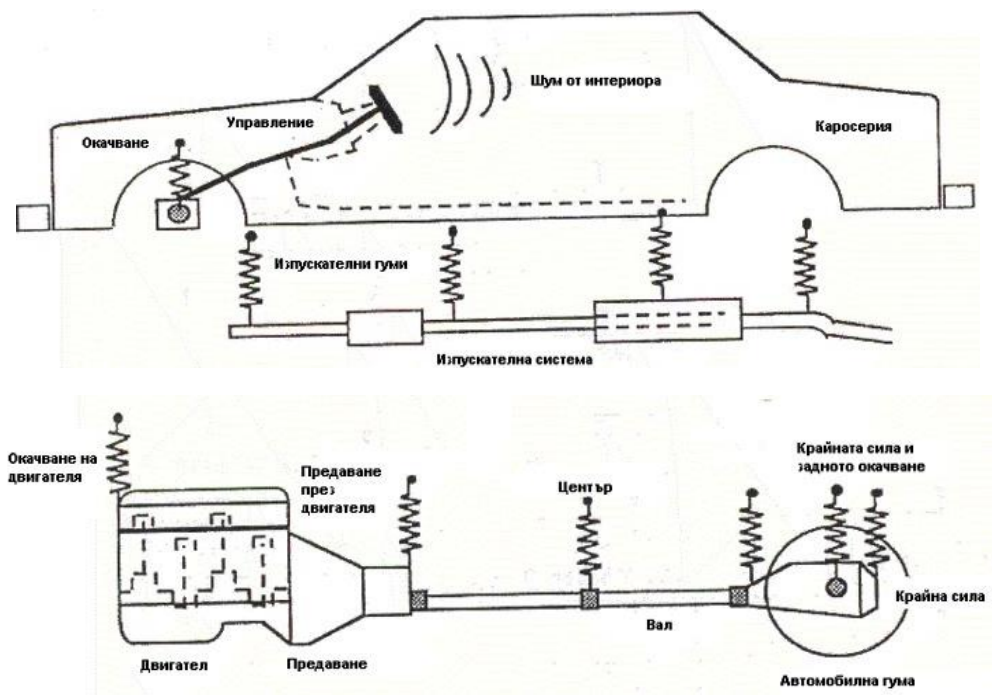
2.1. Източници на вибрации и шум в автомобила

Шумът във вътрешността на превозното средство се генерира от много източници. Обективните точки обикновено се определят като точки, от които шумът и вибрациите силно се възприемат от човешкото тяло и от системата на слуха. Основните източници на шум според [16] са изобразени на фигура 2.1.

Вибрациите се предават, чрез структурни пътища към панелите, принуждаващи ги да вибрират. Тези вибрации може да се трансформират в шум в зависимост от характеристиките на затихване и твърдостта на панела. Проучването на шума и вибрациите на превозните средства е сложно поради приноса на двата вида пътеки. Компонентите на превозното средство като двигател, скоростна кутия, задвижващи гуми и системата за отвеждане на отработените газове формират една акустична общност и нейната структурна връзка с човешкото тяло. Възбуждането, генерирано от тези компоненти се предава към цялата изолация монтирана към конструкцията на рамата на превозното средство и това е изобразено на фиг.2.2.



Фиг.2.1. Основни източници на шум в превозното средство.



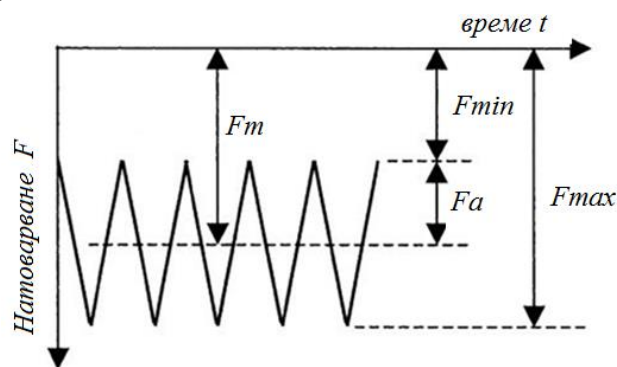
Фиг.2.2. Основни автомобилни части и структурно обусловения пътеки, които допринасят за вътрешния шум.

Наличието на голям брой източници на вибрации и шум предполага използването на също такава множество от виброизолиращи елементи, чийто качества следва да се познават и по възможност да се подобряват.

2.2. Материали за виброизолатори и техните специфични качества.

Основните материали за производство на виброизолатори са гумата и по-рядко полиуретана. Основните причини за разрушаването им се

свеждат до следните категории: умора; пренатоварване (шоково); разместване; хистерезис; хидролиза и химическа атака в уретана; неправилна инсталация и подбор. В работни условия виброизолаторът за окачване на двигателя понася асиметрично циклично натоварване показано на фиг. 2.3.



Фиг.2.3. Графика за характера на динамичното натоварване върху виброизолатора.

Изменението на механичното натоварване по графиката $F(t)$ по отношение на F_a - променливото натоварване и F_m - средното натоварване спрямо времето t и кръговата честота ω е:

$$F(t) = F_a \cdot \sin(\omega t) + F_m$$

Поради този характер на натоварване на разглеждания тип виброизолатори, показан на фиг. 2.3, основната причина за излизане от строя се счита умората на материала. По дефиниция, механичната умора включва появата на пукнатини и нарастването им поради изменение на товара. При виброизолатори, изработени от двата основни неметални еластични материала, при еднаквост в геометрията, конструкцията и натоварването, получените повреди не са идентични [1, 8, 53].

Умората във виброизолатори, изработени от уретан се доказва от разкъсване на елемента около местата за свързване. Разрушаването е следствие на разпространението на пукнатини по повърхността и задълбочаването им при експлоатация. Такъв тип разрушаване е изобразено на фиг.2.5.



Фиг. 2.5 а) Виброизолатор от уретан – пукнатини от умора

Най-големи щети при гумени виброизолатори се получават от големи пукнатини, разположени малко над зоната на вулканизация и в най-натоварения участък на технологичната опора на носещия ръкав на виброизолатора. Тези пукнатини се простират изцяло върху елемента и често радиално над външния диаметър на гумения елемент. Такъв тип разрушаване на гумения елемент е показано на фиг.2.6. Претоварването е състояние, при което една система се натоварва до нива, съществено превишаващи тези, за които тя е предназначена. В тази категория спадат еластични елементи (гумени и уретанови), които са натоварени със сила от порядъка на 400 % от номиналната (предвидената) стойност [2, 53].



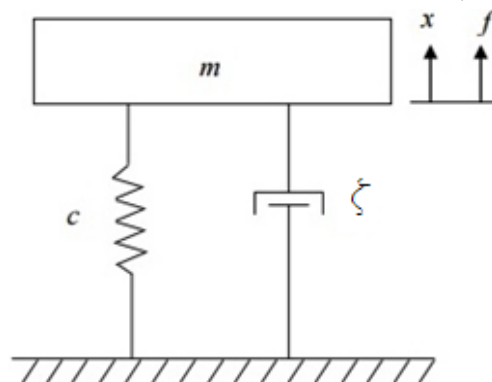
Фиг. 2.5 б) Виброизплатор от уретан – пукнатини от умора



Фиг..2.6 Разпространение на пукнатина в гумения елемент

2.3. Необходими качества на виброизолаторите.

Изолирането на вибрации може просто да бъде разгледано като изолиране на обект от източника на вибрации. За тази цел трябва да бъдат използвани елементи от материали способни да осъществяват връзка и да се съпротивляват на преноса на вибрации. Основните качества, които трябва да притежават виброизолаторите са товароносимост, коравина, демпфираща способност и коефициент на затихване. Отбелязваме, че между тези изисквания има определени зависимости. Виброизолатори, в които еластичния елемент е гума могат да се представят като модел „VOIGT” (показан на фиг. 2.9.), който включва пружина с вискозно затихване и са въведи следните означения: x – преместване от вибрации; f – честота на трептения;



Фиг..2.6 Разпространение на пукнатина в гумения елемент

m – маса на вибриращата система; c – коравина на пружината; ζ коефициент на вискозно затихване на еластичния елемент.

Трудно е да се изработи система за монтаж, която да отговаря на широк спектър от различните по дизайн еластични изолатори. В процеса на моделирането трябва да се има предвид, че демпфиращата способност на виброизолатора може съществено да се различава при ниски и при високи честоти на вибрации, а също така при различна твърдост на еластичния елемент. От друга страна ниска твърдост и ниско затихване ще доведе до ниски нива на шум, но тогава ще имаме високо ниво на предаване на вибрациите. Необходим е компромис, за да се получи баланс на системата. За постигането на ниско ниво на вибрации, които се предават от виброизолатора е необходимо коравината да бъде възможно по-ниска, но трябва да се има предвид, че това причинява увеличаване на статичната деформация.

Изборът на материал за еластичния елемент, неговата форма и размери за виброизолатор са една многокритериална задача, която е свързана с определяне на целеви параметри, избор на базова конструкция, моделиране на напрегнатото състояние при очакваното натоварване, изработване на експериментален образец, снемане на характеристиките му в лабораторни условия, определяне на важни експлоатационни параметри и по възможност – натурни изпитания.

2.4. Видове виброизолатори в транспортната техника.

Има два основни типа изолации – пасивен и активен. Първият вид е пасивна изолация, при която възпрепятстването на предаване на вибрации става чрез неметални еластични елементи (най-често гума) или чрез метални пружини. Изолирането се постига чрез ограничаване на възможността вибрации да достигнат безпрепятствено до съответната структура. Това се постига с помощта на механична връзка, която разсейва или пренасочва енергията на вибрациите преди да стигнат до изолираната структура. Пасивните методи понякога биват комбинирани с електромеханични контроли за регулиране на системата, но метода за изолация остава пасивен. Пасивните методи са рентабилни с тяхната относителна простота и това ги прави по-надеждни, безопасни и икономически изгодни.

Вторият вид е така наречената активна изолация, при която системата съдържа обратна връзка, получаваща данни за колективно управление на работата на виброизолатора. Данните за обраната връзка

най-често се вземат от датчик като пиезоелектричен акселерометър. Активната система за изолиране на вибрациите е сравнително сложна, скъпа и се прилага само при крайно изгодни подобрения в производителността в сравнение с конвенционалната пасивна изолация на вибрациите. Също така тази система е по-трудна за поддръжка и често изисква корекция на електрониката. Независимо от това, активната система може да осигури функция, която е невъзможна за чисто пасивната система.

Гумено-металните виброизолатори са едни от най-широко използваните в автомобилостроенето. Те са съвкупност от профилиран гумен масив, присъединен към детайлите на металните повърхнини чрез вулканизация. Предимствата на тези виброизолатори са :

- Имат свойството да изменят еластичните и демпфиращите си характеристики, които се определят, както от вида на използваната гума, така и от формата на еластичния елемент.
- Допускат линейни и ъглови деформации при работен режим.

Основно качество на гумения еластичен елемент е, че допуска големи деформации и поглъща повече механична енергия при ударни и вибрационни натоварвания на конструкцията или на машината. Използвания еластичен елемент практически не се поддава на обемно свиване. Коефициентът на Поансон на гумата е почти 0,5. Едни от най-често използваните в автомобилната индустрия виброизолатори са:

2.4.1. Клиновидни виброизолатори.

Клиновидния виброизолатор (фиг. 2.10) работи във вертикално направление едновременно на натиск и срязване и конструкцията е така проектирана, че ограничава прекомерната деформация. Основните му съставни части са: вътрешна метална част-1; външна метална част-2; еластичен елемент (гума) -3 и технологичен отвор- *B*.



Фигура.2.10. Клинов виброизолатор и технологичния отвор от който зависи характеристиката на виброизолатора.

Виброизолаторите от този модел са се наложили много добре в автомобилния бранш и се използват най-вече за изолация на вибрациите от пътя през ходовите колела към рамата на автомобила. Монтират се между амортизатора и рамата, а фирмата Peugeot използва тази конструкция и за монтаж на двигателя към рамата.

2.4.2. Конусни двувтулкови виброизолатори.

Конусните двувтулкови виброизолатори имат две обикновени стоманени втулки свързани с еластичния елемент посредством вулканизирание. Тези виброизолатори се характеризират с това, че в напречно направление имат близо 4-5 пъти по-голяма коравина спрямо осевата. Благодарение на това те могат да работят при големи радиални натоварвания. Виброизолаторите от този тип в осови направления на гумата работят на срязване и натиск при значителни деформации. Такива виброизолатори са изобразени на фигура 2.11.

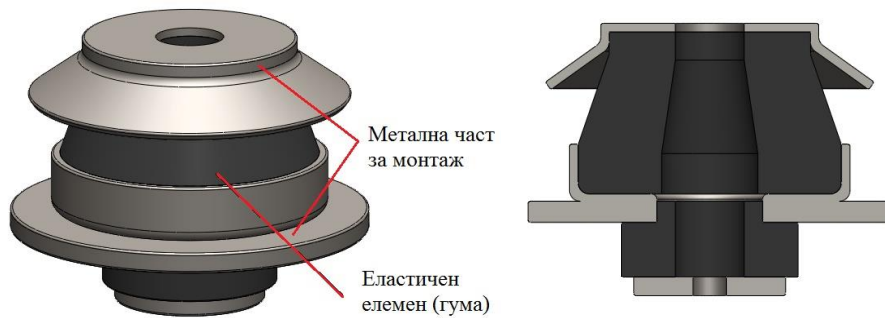


Фиг.2.11. Виброизолатор с двувтулкови метални части

Един от лидерите в автомобилостроенето фирмата „Фолксваген“ използва активно двувтулковите виброизолатори. Тези модели виброизолатори се използват за окачване на скоростните кутии при около 70 % от произведените автомобили от фирмата. Основание за това широко приложение е тяхната висока товароносимост, а също така и способността им да ограничават ъгловата деформация. Такъв модел виброизолатор е изобразен на фигура 2.11-а). На фиг. 2.11-б) е изобразен виброизолатор, който е намерил много широко приложение в окачването на автомобили. Широка гама от производители на автомобили като Ford, Peugeot, Mazda и др. използват този модел.

2.4.3. Съставни виброизолатори.

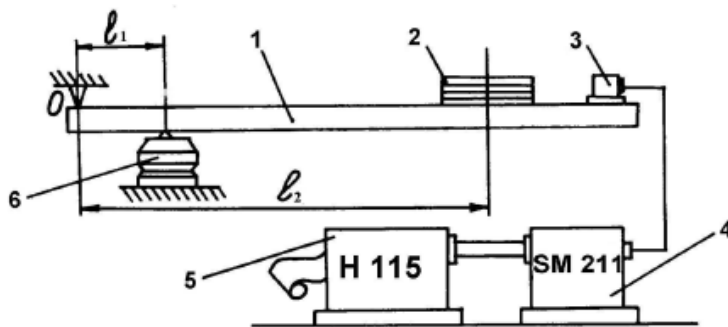
Първоначално съставните виброизолатори са използвани за ограничаване на вибрациите към купето на автомобила, а в последствие и за монтаж на агрегати и двигатели. Когато се използват за изолация на кабината на водача твърдостта на гумения елемент варира в границите 45-60 единици по Шор. Коравината на виброизолатора е от голямо значение за вибропредаването и тя най-често е в границите от $C = 200 \text{ kN/m}$ до 320 kN/m [2]. Съставни виброизолатори са изобразени на фигура 2.12.



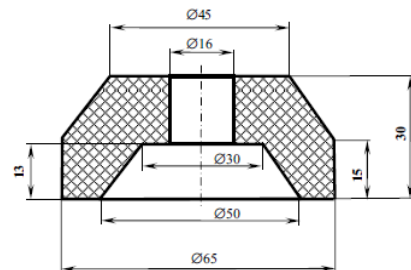
Фиг. 2.12. Съставен виброизолатор.

2.5. Определяне на динамичните параметри на виброизолатори

В [3, 4] е изследвана възможността за влияние върху динамичните параметри на съществуващ виброизолатор посредством напрегнатостта на еластичния материал. На фиг.2.13 е показана схема на уредбата, на която са изследвани еластичните и разсейващи характеристики на виброизолаторите. Изследванията са проведени по метода на затихващите трептения на механична система с една степен на свобода. Въведени са следните означения на елементите в системата: 1-греда; 2-натоварващи тежести; 3-първичен пиезопреобразувател; 4-виброиз-мерител; 5-светолъчев осцилограф.



Фиг. 2.13 Принципна схема на уредбата за изследване на динамичните характеристики на виброизолаторите чрез свободните трептения на системата



Фиг. 2.14. Вид и размери на изследвания виброизолатор

Изследвани са и са получени характеристики на параметрите на конкретен гумен виброизолатор (фиг.2.14) с твърдост 68 HSh, а също така и на други негови конструктивни варианти. Определена и показана на фиг. 18 е коравината на изследваните варианти, а също така и коефициента на демпфиране b_z при натоварване от 1500 N, осъществено чрез лост, притежаващ масов инерционен момент $J_0 = 15,16 \text{ kg.m}^2$.

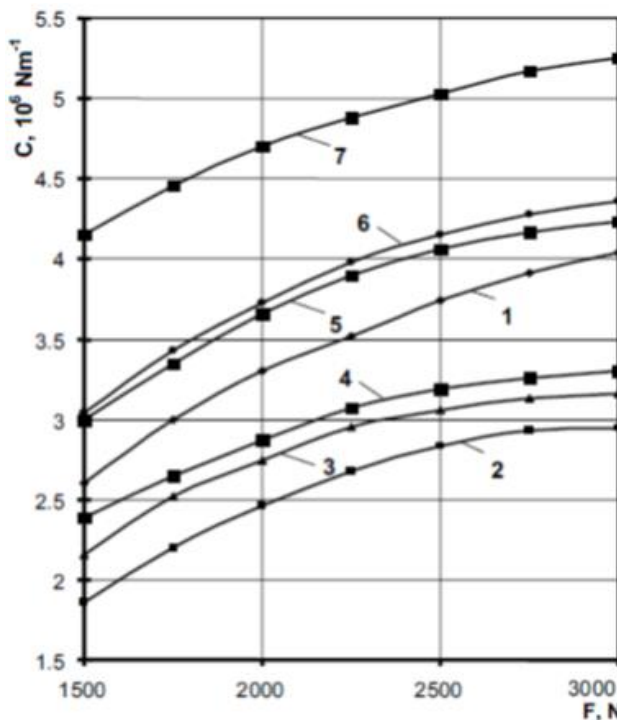
Направени са следните изводи:

- с намаляване на свободната повърхност на гумата на изследвания виброизолатор, коравината и коефициентът на демпфиране нарастват;

- с увеличаване на силата на натиск коравината на виброизолатора нараства с намаляваща интензивност.

Най-често динамичните премествания се определят чрез измерване на ускорението със следващо двойно интегриране. В [19, 20, 21, 22 и 43] са разгледани начини на измерване, посредством които да се намалят грешките.

На базата на експерименти е доказано, че FFT филтъра дава по-точни резултати от филтъра за безкраен импулсен отговор (PIR) и филтъра за краен импулсен отговор (FIR).



Фиг. 18. Промяна на коравината на различните конструктивни варианти на изследвания виброизолатор в зависимост от натоварването му

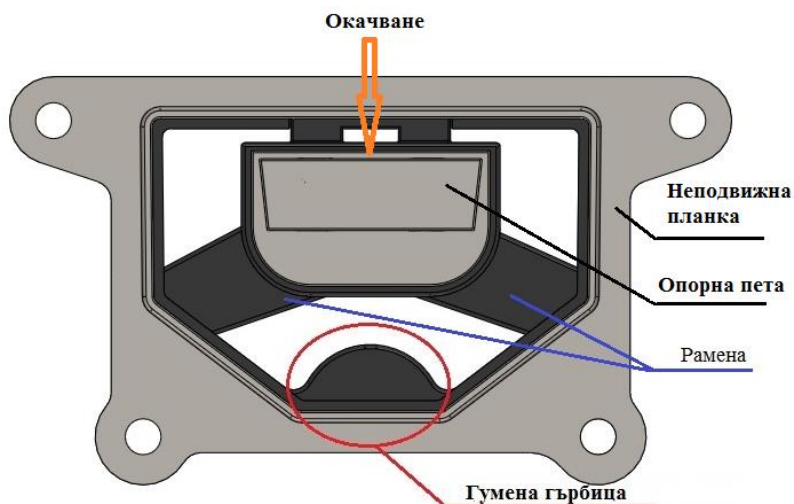
Глава 3. Избор на базов модел, определяне на началните му експлоатационни параметри и изработване на модифицирани варианти на виброизолатора .

3.1. Избор на базов модел за осъществяване на методика за изследване на гумени виброизолатори.

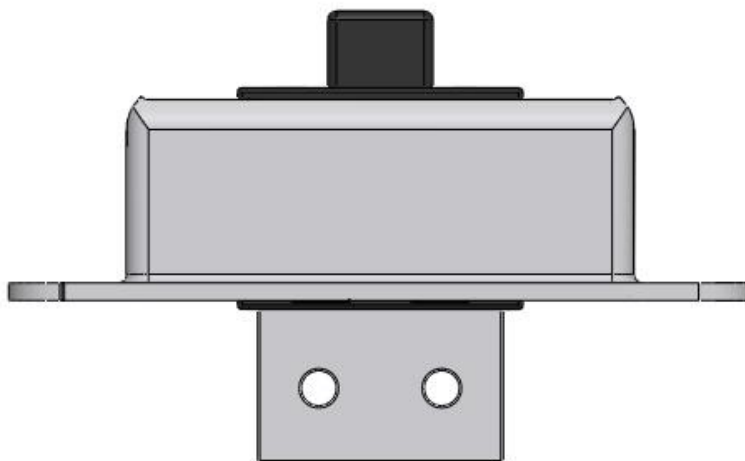
В съвременното автомобилостроене много често срещана е практиката да се доставят отделни готови помощни елементи, а понякога и основни от други фирми производители. Виброизолаторите са едни от

тези елементи, използвани за различни модификации на двигатели, при съответна промяна на техните параметри като конструкцията на окачването, мощността, теглото и работния процес. Това предполага наличието на различни изисквания към изолаторите с цел подобряване комфорта на водача и пътниците.

На основание на личен опит в сферата на ремонта и модификации на двигатели с вътрешно горене, приемам да бъде изследван в качеството му на базов модел виброизолаторът на фирмата „Дженерал Мотърс“ GM2D177. Челен изглед е показан на фиг. 3.1, а изглед отгоре - на фиг. 3.2. Той се състои от метална планка, неподвижно закрепена към шасито, към която са вулканизирани гумени рамене, свързващи я еластично с опорната пета, върху която се окачва двигателя. В долната част на неподвижната планка има вулканизирана гумена гърбица, предназначена да понася по-големите натоварвания.



Фиг.3.1. Челен изглед на изследвания изолатор.



Фиг.3.2. Изглед отгоре на изследвания изолатор.

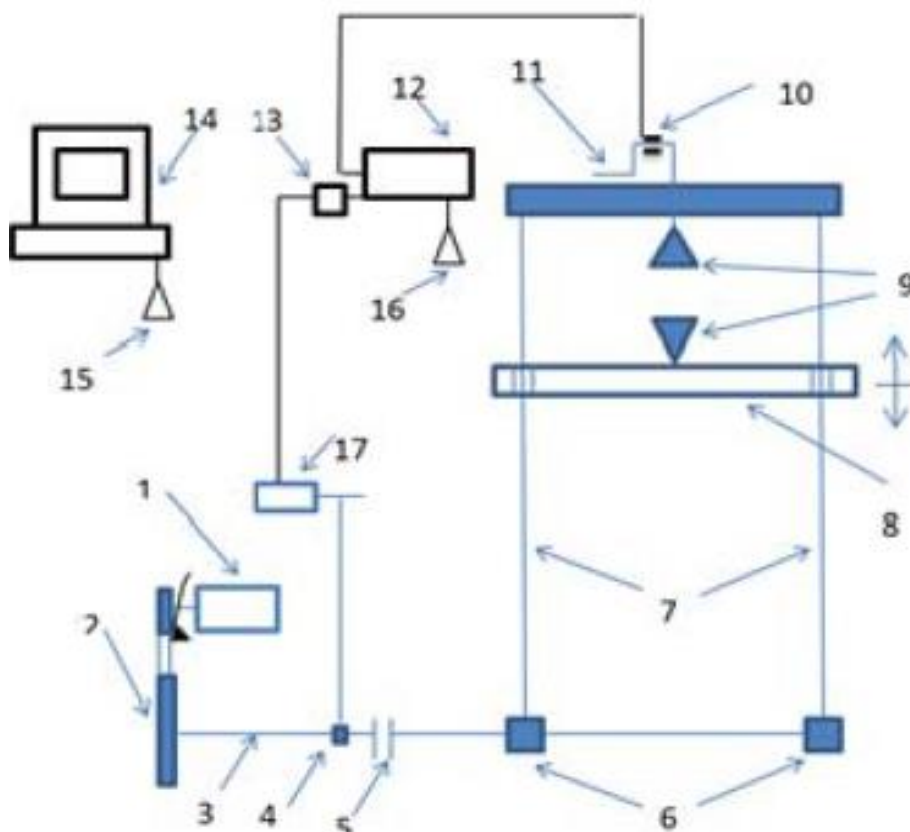
Целта на настоящата работа е да се разработи методика за оценка на натоварването, свързана с проектирането на виброизолатори за монтаж на двигатели с вътрешно горене. Важно в методиката е да се моделира такава система, която да позволи понасяне на натоварването и да гарантира определен работен времеви ресурс на структурата. За тази цел е важно да се определят началните деформации и съответните натоварвания, за да се конструира по ефективна структура на виброизолатора.

3.2. Снемане на статичната характеристика на базовия модел виброизолатор.

За да се постигне ефективен процес на проектиране и производство на конкретен виброизолатор, е важно да се направи точна оценка на нивото на натоварване, а също така и неговия характер. За да създадем методика за изследване на виброизолатори, бяха проведени експерименти за определяне силите във виброизолаторите на двигател Perkins Prima [3].

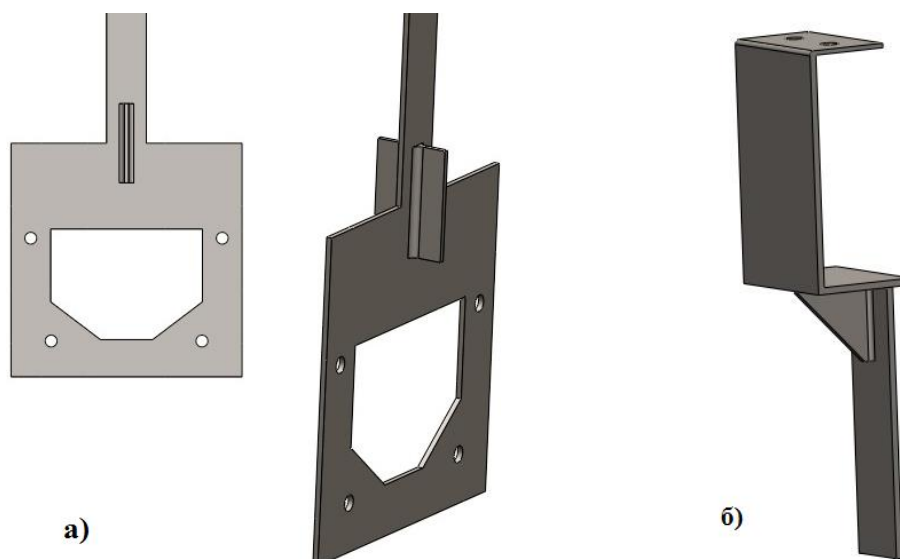
За да се изпита виброизолатора при динамични натоварвания е необходимо да се знае неговата статична характеристика. Определяйки статичната характеристика имаме възможност да се натовари виброизолатора с желана сила и с желаната честота. Чрез тези два параметъра може да се изпита и трайността при експлоатация. Определянето на статичната характеристика е извършено на универсална изпитателна машина за провеждане на основните видове изпитания опън, натиск, огъване модел FU1000 в лаборатория по съпротивление на материалите на ТУ-Варна [4]. За целта на експеримента е изработена монтажна конструкция позволяваща да изпитваме на натиск, чрез опъване на виброизолатора. Принципната схема на машината с добавените елементи за усъвършенстване на машината е показана на фиг.3.5.

Въведени са следните означения: 1. Електродвигател; 2. Ремъчна предавка; 3. Задвижващ вал; 4. Червячна предавка; 5. Съединител; 6. Червячни предавки; 7. Винтове осъществяващи преместването на подвижната глава; 8. Подвижна глава; 9. Приспособления за закрепване на образца; 10. Тензомост; 11. Еластичен елемент на силоизмерително устройство; 12. Система Vmeter4C; 13. Съпротивления свързани в мостова схема; 14. Компютър; 15. BlueTooth приемник; 16. BlueTooth предавател; 17. Ротационен енкодер.



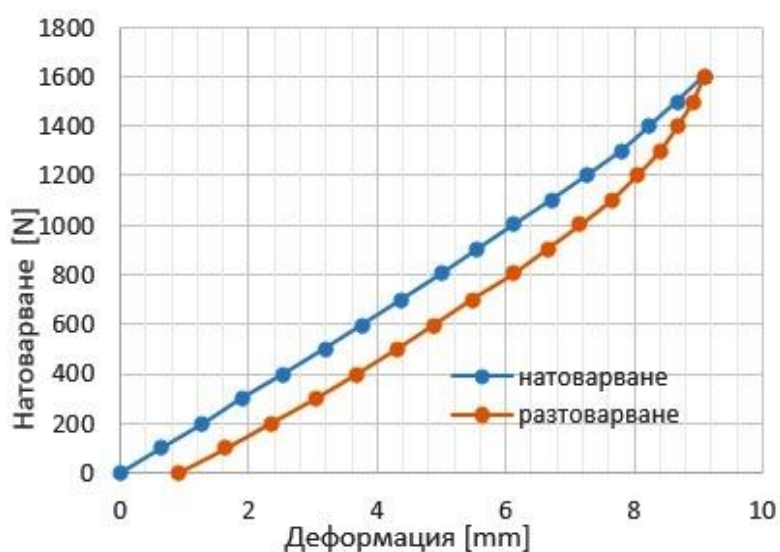
Фиг. 3.5. Схема на подобрената машина FU1000.

За да се осъществи закрепването на виброизолатора към машината са изработени монтажни планки позволяващи това да стане по начин, гарантиращ снемането на характеристиката на виброизолатора. Целта на изработените монтажни планки е чрез тях да осигури на виброизолатора този тип натоварване, съответстващ на реалния монтаж в автомобила. Монтажната планка, осигуряваща закрепване към горните (неподвижни) челюсти на машината е изобразена на фигура 3.6.а. Посредством тази планка виброизолаторът се закрепва по външния си корпус към неподвижната челюст на машината, а в случай на монтаж на автомобил към рамата на автомобила. За закрепването към долната подвижна челюст на машината е изработената монтажна планка, изобразена на фиг. 3.6б, която да гарантира правилно натоварване на виброизолатора.



Фиг. 3.6. Планки за монтаж на виброизолатора към стенда

Получените резултати от изследването са показани на фиг.3.8 и показват наличие на линейна и нелинейна зона в характеристиката. Нелинейната част се дължи на технологичната издатина, а от там и на по-голямата статична коравина.



Фиг. 3.8. Статична характеристика на оригинален GM2D177.

На базата на получените експериментални данни може да се определи коравината на еластичния елемент на виброизолатора. Средната коравина е $C_m = 194 \text{ N/mm}$, а максималната коравина е $C_{\max} = 238 \text{ N/mm}$.

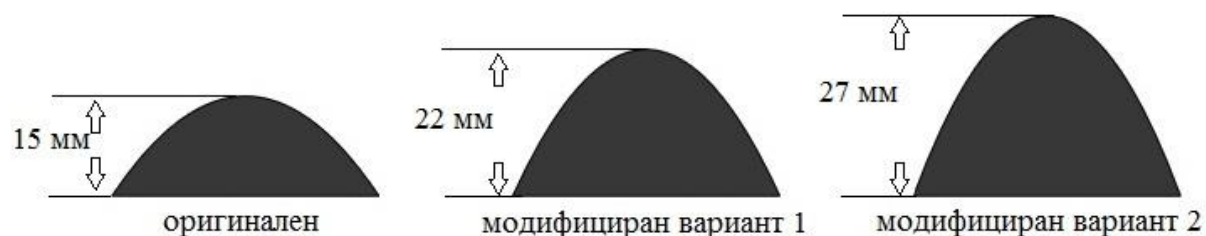
На основание на горепосочените резултати може да се направят следните изводи:

1. Статичната характеристика притежава линейна и нелинейна част, като в нелинейната коравината се увеличава с 23%.
2. Освен на качествата на гумата, промяната в линейността се дължи на нарастващата деформация на технологичната гърбица.
3. Чрез съответни формоизменения от типа на технологичната гърбица има възможност да се променя характеристиката на виброизолатора и по този начин да се намали натоварването в основните работни зони на еластичния елемент.
4. При промяна на коравината на еластичния елемент следва да се контролира изменението на коефициента на демпфиране, за да се запазят или подобрят експлоатационните показатели на виброизолатора.

3.3. Конструктивни промени с цел модификация на базовия виброизолатор.

С цел тестване на методиката за изследване на автомобилните виброизолатори, освен показания оригинален модел GM2D177 са разгледани и така наречените модифицирани варианти на същата конструкция. В идеите за създаване на модифициран вариант се има предвид конструкция, която да допринесе разтоварване на рамената на виброизолатора и да осигури правилно функциониране на технологичната гърбица при по - високи сили на натоварване. Вариант за реализация на горепосочената идея е промяна на размера на гърбицата, а също така и на твърдостта на гумата, от която тя е изработена. Основание за това ни дава характера на натоварване на основните еластични елементи. Раменете са натоварени на натиск, огъване и срязване, а гърбицата – само на натиск.

На фиг. 3.9 са показани възприетите от нас размери на гумените гърбици.



Фиг. 3.9. Илюстрация на гърбиците в изследваните виброизолатори.

В зависимост от направените изследвания на други виброизолатори сме приели новите гърбици да бъдат изработени с твърдост на гумата по

Шор в диапазона от 60° Sh до 80° Sh. За изработването на гумени еластични елементи с различен ъгъл и височина е моделирана и изработена матрица, позволяваща отливане на нов гумен елемент с различна твърдост по Шор.

Изводи:

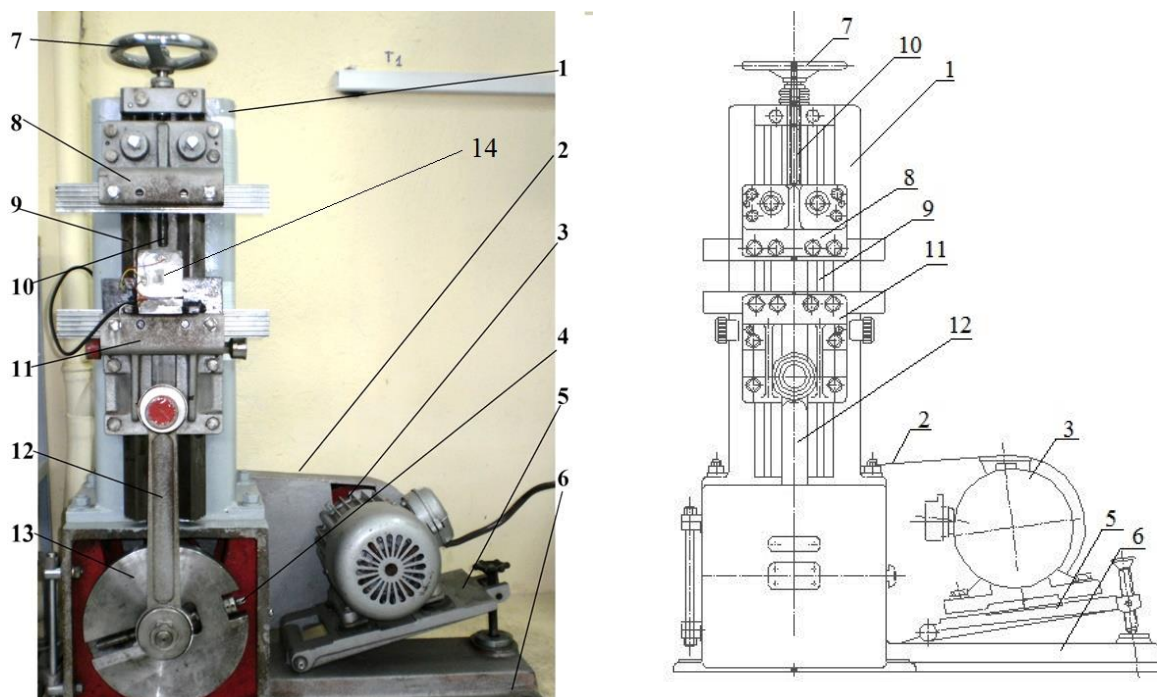
1. Определени са основните силови параметри на изследвания базов виброизолатор.
2. Набелязват се конструктивни пътища за промяна на качеството на работа на виброизолатора.
3. Изработват се матрици за формообразуване на елементите за модификация на базовия виброизолатор.
4. Предложени са параметрите на гумата за модифициращите елементи.
5. Изработени са модифицираните виброизолатори.

Глава 4. Определяне динамичните характеристики на виброизолаторите.

4.1. Описание на стенда, измерителната апаратура и начина на изследване.

В процеса на експлоатация автомобилните виброизолатори работят в условията на асиметрично циклично натоварване в натисковата зона. В случаите на тунинговане или при неординарен ремонт се създават условия за промяна на натоварването им, което е предпоставка за отклонения в качеството на окачването. За да се постигнат заложените вибрационни параметри, следва да се получат данни за поведението на даден виброизолатор при различни нива на натоварване. Моделирането на съответна конструкция на виброизолатора, избора на еластичен материал с различни качества като коравина, твърдост и демпфираща способност са важен етап в изследователско-апликационната дейност, която се извършва в подходяща софтуерна среда и има вероятностен характер. Теоретичните изследвания и конструктивните промени се нуждаят от експериментални доказателства със съответна методика за постигане на необходимите качества на изследваните елементи. С цел тестване на методиката за изследване на автомобилни виброизолатори са изследвани оригинален модел GM2D177, показан на фиг. 3.1, а също така и модифицирани представители на същата конструкция.

Динамичното поведение на еластичните елементи (виброизолатори) изисква изследване при контролирана среда като тези в [29]. Параметрите коравина, демпфиране и енергоемност съществено влияят върху функционалната работоспособност на виброизолаторите. Модифициран стенд за изследване на еластични елементи, с приспособление за виброизолатори при циклично натоварване е показан на фиг. 4.2. Стендът се състои от корпус 1, с изработени в него вертикални плъзгачи 9, по които се плъзгат челюстите 8 и 11. С маховика 7 се завърта винт 10, чрез който се позиционира челюстта 8. По този начин се постига различно ниво на предварителен натиск на виброизолатора. Подвижната челюст 11 извършва възвратно постъпателно движение, което се осигурява от коляно мотовилков механизъм, показан на фиг. 4.3. Механизмът включва мотовилка 12, маховик 13 и винт 4, посредством който се създава ексцентрицитет, формиращ различна големина на разстоянието между горна и долна мъртва точка на челюстта. Въртеливото движение на маховика 13 се осъществява посредством ремъчна предавка, обезопасена с кожух 2, задвижвана от електродвигател 3.

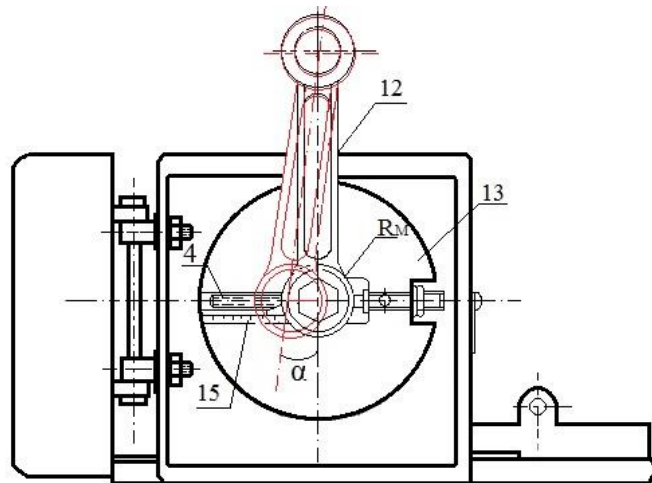


Фиг. 4.2. Стенд за динамично изпитване на еластични виброизолатори.

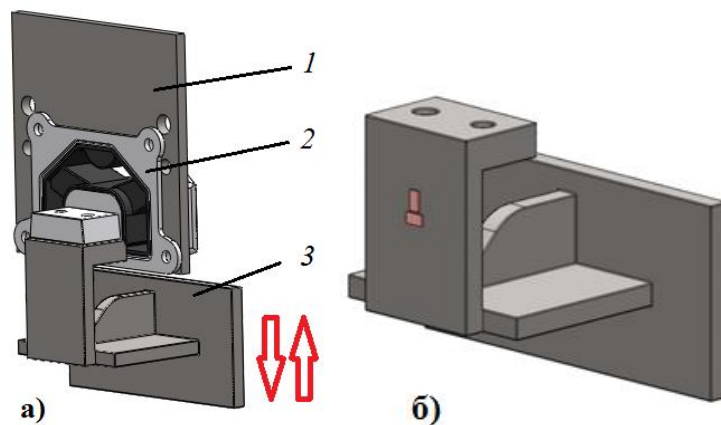
Електродвигателят АО L2-12-6-01 с мощност 0,6 квт и 910 об./мин. е монтиран върху подвижната плоча 5, а изменението на нейното положение чрез винт 6 позволява монтаж и опъване на ремъка. Ремъчните шайби са с 2 канала и позволяват промяна на предавателното число на предавката и

респективно различна скорост на натоварване на виброизолатора. В резултат на предизвикания ексцентрицитет, центърът на мотовилковия механизъм се върти по окръжност с радиус R , а рамото се отклонява на ъгъл φ , поради което главата на мотовилката, закрепена към подвижната челюст предизвиква нейната осцилация. Осцилацията на челюстта формира контролирана деформация на еластичния елемент.

Закрепването на виброизолатора към челюстите е показано на фиг. 4.4а. Планката 1 е закрепена към неподвижната челюст на стенда и към нея е монтирана стационарната част на виброизолатора 2. Конзолата 3 се закрепва към подвижната челюст и формира натоварването върху еластичния елемент на виброизолатора. На фиг. 4.4б е показано разположението на измерителните тензопреобразуватели върху натоварващата конзола 3.



Фиг. 4.3. Механизъм за ексцентрицитет.



Фиг. 4.4 Изобразяване окачването на виброизолатора.

Характерно за проведените експериментални изследвания е това, че определяме изменението на натоварването при цикличен режим на деформацията на еластичния елемент на виброизолатор GM2D177. Използвана е автоматизирана измервателна система на *Data Acquisition (DAQ)* на фирмата National Instruments. На фиг. 4.5 е показано хардуерното

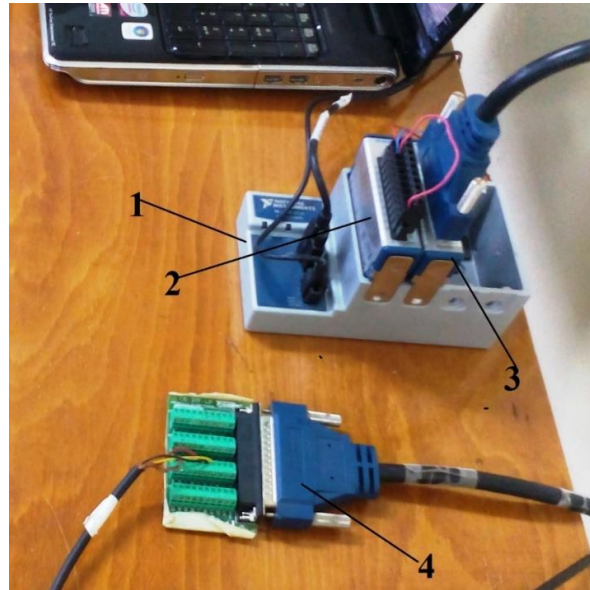
оборудване, което включва следните елементи съгласно фирмените означения [35]:

1. *NI cDQA-9174* – 4 слотов *Compact DQA USB Chassis* за свързване на измервателни модули;

2. *NI 9215* – 4 канален модул $\pm 10\text{ V}$ *16-Bit Simultaneous Analog Input*, за измерване на ускорение;

3. *NI 9237* – 4 канален модул $\pm 25\text{ mV/V}$ *Bridge Analog Input 50 kS/s/ch* и за измерване на деформация;

4. *NI CB – 37F – LP* – терминал *Low-Cost With Screw Terminals for 37-Pin D-SUB* за свързване на

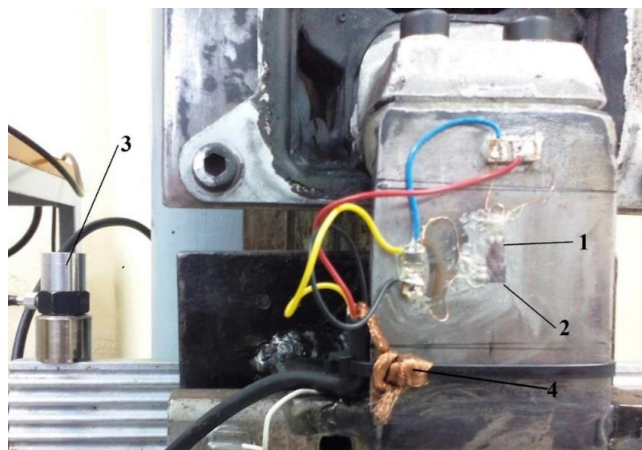


Фиг. 4.5. Измервателна система DQA

тензометрични датчици към модула *NI 9237*.

Чрез проведеното тензометриране се генерират електрически импулси, сигналът от които се преобразува в цифров от модула *NI 9237* на *Nasional Instruments* и се определят напреженията върху измерителната част на конзолата. В резултат на това се определят съответните натоварващи сили.

На фиг. 4.6 е показана снимка на натоварващата конзола със залепените върху нея датчици означени съответно - активен 1 и компенсиращ 2. Поради наличие на шум в аналоговия сигнал от датчиците е използван ширмован кабел 4. В измерването се използва и акселерометър 3,

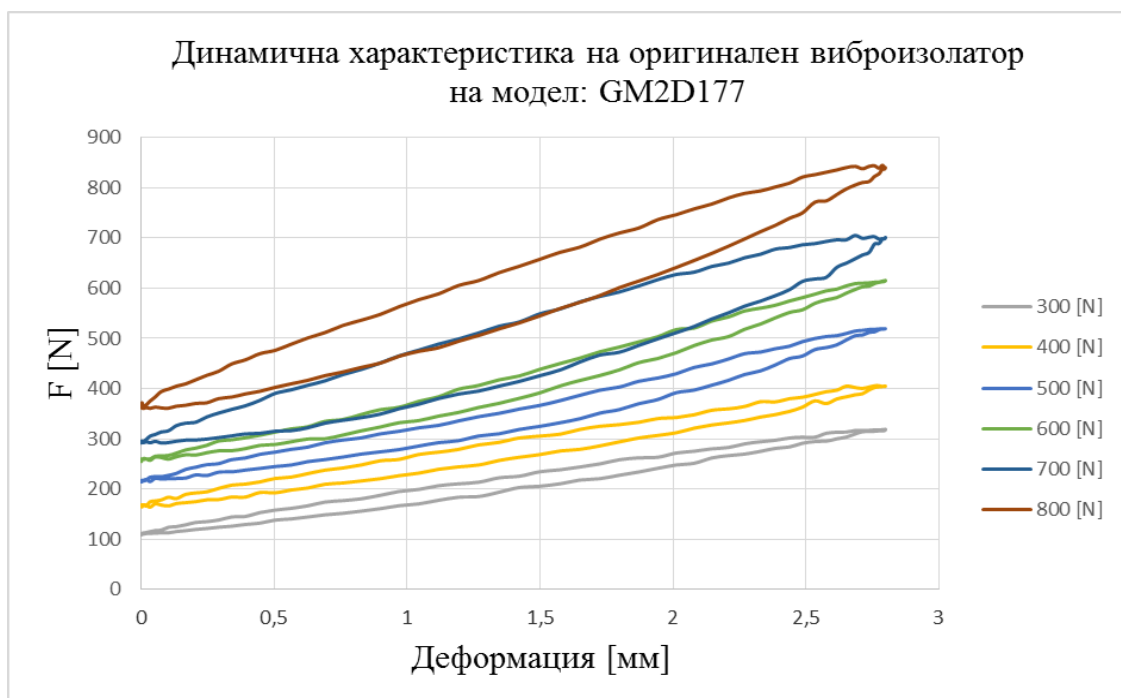


Фиг. 4.6. Измерителни датчици

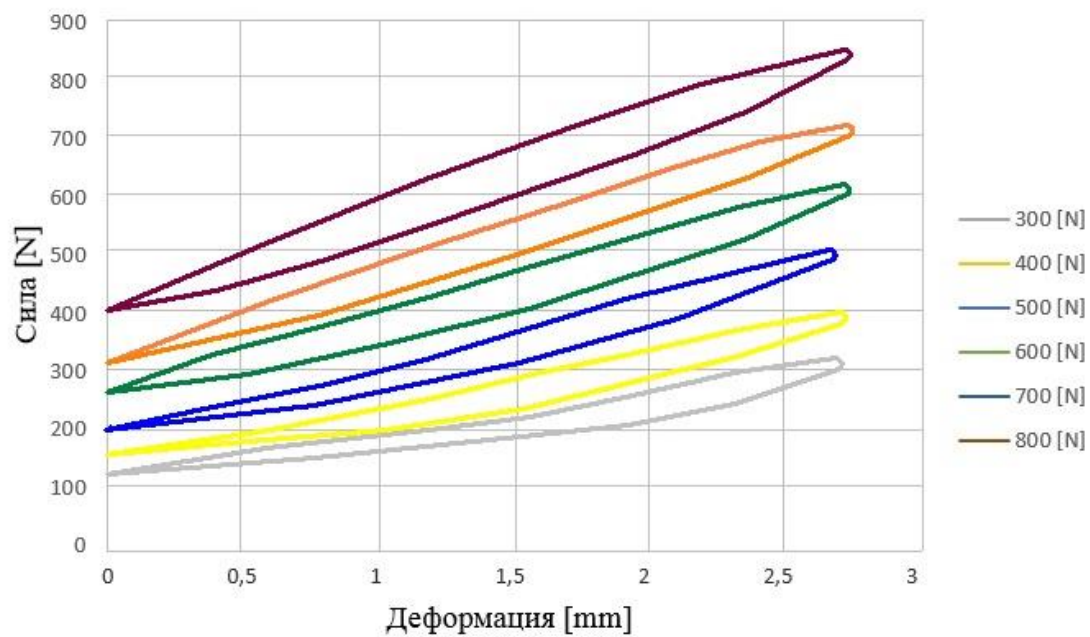
ускорението на подвижната челюст, служеща за натоварване и разтоварване на еластичния елемент.

4.2. Снемане динамичните характеристики на виброизолаторите от типа GM2D177 при циклично натоварване в лабораторни условия.

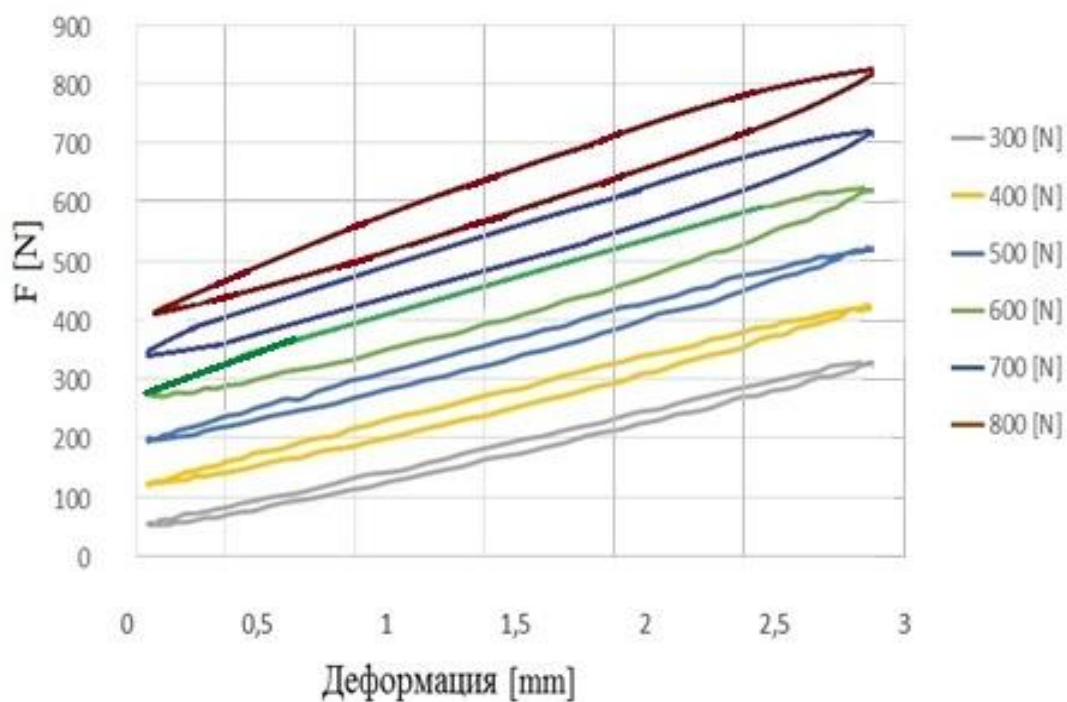
Изследвани са оригинален виброизолатор GM2D177 и модифицираните варианти 1 и 2 при максимално натоварване 300, 400, 500, 600, 700 и 800 N. Еластичните елементи на оригиналния виброизолатор имат твърдост 60°Sh , а при модифицираните варианти 1 и 2 функционалната гърбица е изработена с твърдост 60° , 70° , 75° и 80°Sh . Резултатите за динамичните характеристики на оригиналния виброизолатор са показани на фиг. 4.18. На фиг. 4.19 са показани сметите характеристики на модифициран вариант 1 при твърдост 60°Sh , а на фиг. 4.23 – тези на модифицирания вариант 2 също при твърдост 60°Sh . На фиг. 4.22 са показани сметите характеристики на модифициран вариант 1 при твърдост 80°Sh , а на фиг. 4.26 – тези на модифицирания вариант 2 също при твърдост 80°Sh . Независимо, че практически натоварването е натисково, за удобство графиките са построени в първи квадрант.



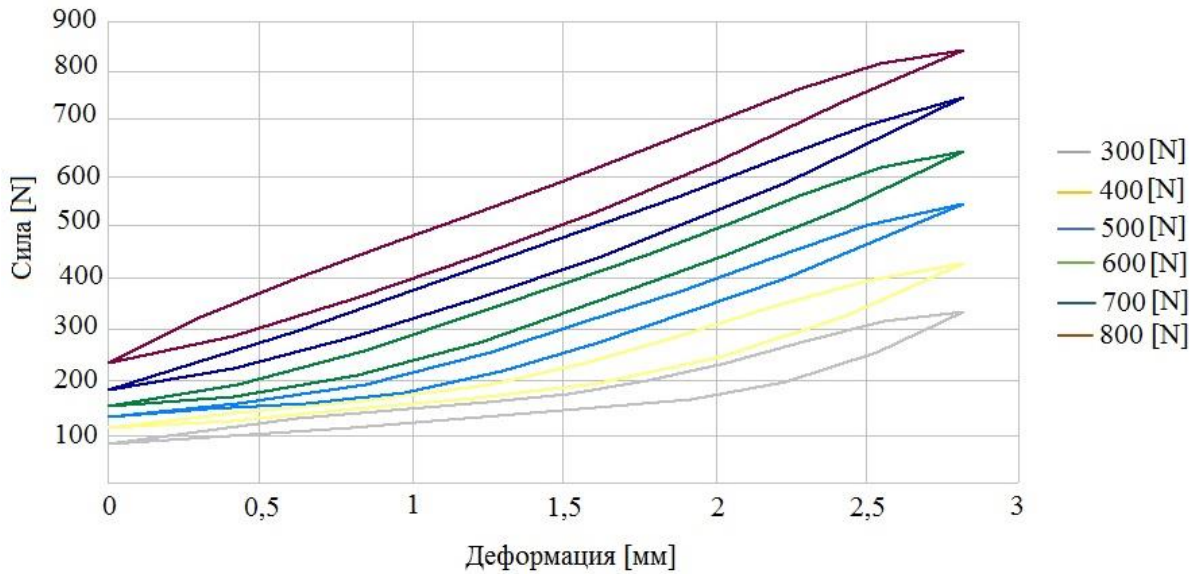
Фиг.4.18. Динамична характеристика на виброизолатор на GM2D177.



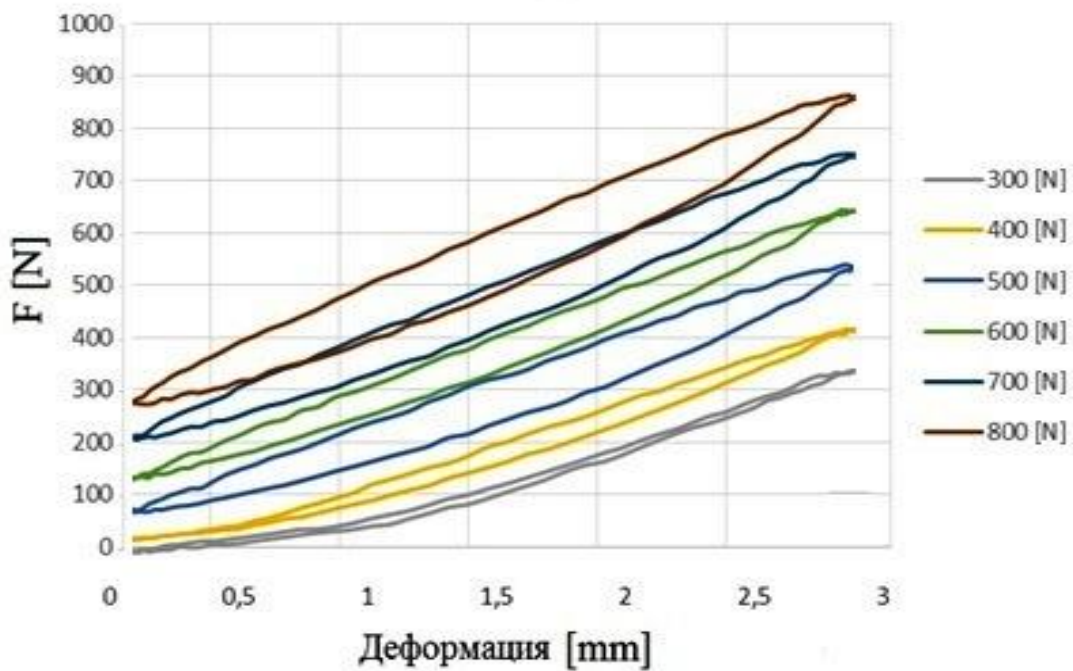
Фиг.4.19. Динамична характеристика на модифициран вариант 1 с твърдост 60 по Шор за еластичен виброизолатор на GM2D177.



Фиг. 4.23. Динамична характеристика на модифициран вариант 2 с твърдост 60 по Шор на еластичен виброизолатор GM2D177.



Фиг. 4.22. Динамична характеристика на модифициран вариант 1 с твърдост 80 по Шор на виброизолатор GM2D177



Фиг. 4.26. Динамична характеристика на модифициран вариант 2 с твърдост 80 по Шор на виброизолатор GM2D177.

От проведеното изследване могат да се направят следните **изводи**:

1. Както за варианта с твърдост 75 по Шор при максимално натоварване 300 и 400 N, така и при този с твърдост 80, но при 300 N, се забелязват доста близки стойности между линиите на натоварване и

разтоварване в долната част на цикъла, което се дължи на това, че до натоварването на функционалната гърбица силата се поема само от еластичните рамене.

2. Според показаните графики с увеличаване на натоварването расте т.нар. хистерезисна зона на характеристиките, която определя количеството енергия, изразходвано за преодоляване на вътрешното триене.

3. При оригиналния виброизолатор функционалната гърбица започва да работи при натоварване от 500 N, при модифицирания вариант 1 с твърдост 60° Sh – при 300 N, а при модифицирания вариант 2 със същата твърдост – при 200 N и това се дължи на нейната увеличаваща се височина.

4. При това модифициране еластичните рамене се разтоварват, което за вариант 1 е с 40%, а за вариант 2 – с 60%.

5. Увеличената височина на гърбицата позволява изместване на зоната на демпфиране към натисковата зона, в която гумените елементи имат по-голяма товароносимост.

4.3. Определяне на количеството енергия, изразходвано за преодоляване на вътрешното триене при натоварване на виброизолатора.

Проведен е регресивен анализ на снетите характеристики и сме приели, че линиите им на натоварване и разтоварване са описани с полиноми от 6-та степен. Означаваме линията на натоварване от експерименталните данни с $F_1 = f(\Delta)$, а тази на разтоварване с $F_2 = f(\Delta)$. Основен интерес предизвиква линията на натоварване, защото тя определя нивото на енергоемкост. Един от важните параметри на еластичните елементи принадлежащи на гумата, даващ възможност за оценка на техния ресурс да понася натоварване е енергоемкостта A_{en} , която се определя по зависимостта:

$$A_{en} = \int_0^{\Delta_{max}} F_1(\Delta) d\Delta \quad (4.8)$$

Компенсиращите качества на еластичните виброизолатори и способността да поемат ударни натоварвания и вибрации най-вече се определят от количеството енергия, консумирано за деформация на еластичния елемент A_d . Демпфираната енергия превърната необратимо в

топлина от гумения еластичен виброизолатор се определя по зависимостта:

$$A_d = A_{en} - \int_0^{\Delta_{max}} F_2(\Delta) d\Delta . \quad (4.9)$$

С цел да се получат по-точни данни и се извърши по-коректно интегриране, е извършен регресивен анализ на зависимостите $F_1(\Delta)$ и $F_2(\Delta)$. След проверка за големината на грешката при полиноми от 3-та до 6-та степен бе прието функциите да се описват с полиноми от 6-та степен, както следва:

$$F_1(\Delta) = A_1 \cdot \Delta^6 + A_2 \cdot \Delta^5 + A_3 \cdot \Delta^4 + A_4 \cdot \Delta^3 + A_5 \cdot \Delta^2 + A_6 \cdot \Delta + A_7 \quad (4.10)$$

$$F_2(\Delta) = B_1 \cdot \Delta^6 + B_2 \cdot \Delta^5 + B_3 \cdot \Delta^4 + B_4 \cdot \Delta^3 + B_5 \cdot \Delta^2 + B_6 \cdot \Delta + B_7 \quad (4.11)$$

Коефициентите на полиномите след регресионния анализ на характеристиките, резултатите от проведеното интегриране, позволяващи да получим количеството на трансформираната в топлина енергия, илюстриращо демпфиращата способност A_d на виброизолатора в конкретните условия са показани в табличен вид, както следва:

- за Модифициран вариант 1 на виброизолатора с твърдост 60 по Шор при съответното максимално натоварване - в табл. 4.3;

							Таб. 4.3
Fmax = 300 [N]				Fmax = 400 [N]			
A1=	-0,3473	B1=	-0,1419	A1=	-4,9459	B1=	5,6245
A2=	5,0879	B2=	2,9686	A2=	39,524	B2=	-47,297
A3=	-35,779	B3=	-10,338	A3=	-122,81	B3=	148,44
A4=	117,03	B4=	-8,0203	A4=	198,1	B4=	-218,22
A5=	-163,43	B5=	92,517	A5=	-180,71	B5=	184,97
A6=	3,6428	B6=	-196,63	A6=	-15,632	B6=	-212,61
A7=	327,39	B7=	326,87	A7=	405,34	B7=	405,56
Ad = 0,05217 [J]				Ad = 0,071974 [J]			
Fmax = 500 [N]				Fmax = 600 [N]			
A1=	-6,7616	B1=	3,6426	A1=	-3,6856	B1=	0,053

A2=	60,863	B2=	-32,742	A2=	32,016	B2=	0,3747
A3=	-213,29	B3=	117,49	A3=	-110,06	B3=	-2,7817
A4=	368,45	B4=	-213,1	A4=	191,4	B4=	4,6166
A5=	-334,21	B5=	228,59	A5=	-178,38	B5=	18,353
A6=	38,356	B6=	-276,4	A6=	-50,144	B6=	-190
A7=	525,35	B7=	524,21	A7=	630,33	B7=	629,86
Ad = 0,082896 [J]				Ad = 0,098216 [J]			
Fmax = 700 [N]				Fmax = 800 [N]			
A1=	-6,122	B1=	-0,6753	A1=	-1,4053	B1=	-4,1882
A2=	54,014	B2=	8,9966	A2=	15,057	B2=	41,151
A3=	-185,63	B3=	-39,467	A3=	-63,349	B3=	-153,92
A4=	313,04	B4=	74,976	A4=	130,08	B4=	273,71
A5=	-269,46	B5=	-42,625	A5=	-130,16	B5=	-217,63
A6=	-35,051	B6=	-183,18	A6=	-109,16	B6=	-127,51
A7=	727,52	B7=	728	A7=	851,45	B7=	852,35
Ad = 0,12633 [J]				Ad = 0,150605 [J]			

➤ за Модифициран вариант 2 на виброизолатора с твърдост 60 по Шор при съответното максимално натоварване - в табл. 4.7;

				Табл. 4.7.			
Fmax = 300 [N]				Fmax = 400 [N]			
A1=	-4,8273	B1=	4,7019	A1=	-2,1254	B1=	-0,9077
A2=	42,879	B2=	-38,871	A2=	19,733	B2=	10,464
A3=	-147,03	B3=	123,53	A3=	-72,548	B3=	-43,361
A4=	245,51	B4=	-188,02	A4=	132,96	B4=	81,255
A5=	-204,29	B5=	145	A5=	-127,43	B5=	-57,645
A6=	-27,862	B6=	-162,25	A6=	-47,717	B6=	-118,49
A7=	327,72	B7=	328,62	A7=	422,25	B7=	422,5
Ad = 0,046274 [J]				Ad = 0,06013 [J]			
Fmax = 500 [N]				Fmax = 600 [N]			
A1=	-1,0609	B1=	0,4775	A1=	-2,9932	B1=	4,7615

A2=	11,274	B2=	-1,5582	A2=	26,742	B2=	-38,364
A3=	-47,845	B3=	-4,473	A3=	-97,087	B3=	118,97
A4=	101,2	B4=	24,074	A4=	180,43	B4=	-180,85
A5=	-110,96	B5=	-20,241	A5=	-183,51	B5=	162,07
A6=	-58,625	B6=	-137,01	A6=	-23,65	B6=	-234,38
A7=	520,69	B7=	521,52	A7=	624,62	B7=	623,1
Ad = 0,07526 [J]				Ad = 0,089051 [J]			
Fmax = 700 [N]				Fmax = 800 [N]			
A1=	-9,7916	B1=	6,9393	A1=	-5,026	B1=	-1,2506
A2=	81,519	B2=	-58,682	A2=	44,674	B2=	13,171
A3=	-265,41	B3=	195,33	A3=	-156,25	B3=	-50,199
A4=	429,77	B4=	-327,34	A4=	270,49	B4=	85,304
A5=	-374,86	B5=	316,48	A5=	-239,35	B5=	-43,048
A6=	48,441	B6=	-329,1	A6=	-47,708	B6=	-188,48
A7=	717,01	B7=	716,77	A7=	815,75	B7=	817,72
Ad = 0,11328 [J]				Ad = 0,13525 [J]			

При изследването на еластични материали с различни твърдоти и конфигурации се получават и различни съпротивителни сили, които за нас са форма на натоварване. Това от своя страна е предпоставка, при контролирано максимално натоварване и деформация да получаваме различна средна и различна амплитудна сила, натоварваща виброизолатора. На базата на горните съждения считаме, че е подходящо да се дефинира един по-комплексен критерий K за работоспособността на виброизолатора, който оценява големината на амплитудната сила, която еластичните елементи могат да понесат за един джаул енергия, изгубена за вътрешното триене.

$$K = F_a/A_d \text{ [N/J]} \quad (4.12)$$

Стойностите за пресметнатия критерий K при различни нива на натоварване, модификация и твърдост на гумената гърбица са посочени в таблица 4.11.

Табл. 4.11

		Табл. 4.11. Стойности на критерия K	
--	--	---------------------------------------	--

		Модифициран 1 - HSh = 80; h= 22 mm					
Ad [J]	0,089	0,109	0,128	0,152	0,184	0,212	
Fm [N]	208	272	338	399	470	548	
Fa [N]	125	160	207	243	280	307	
Fa/Ad [N/J]	1404	1468	1617	1599	1522	1448	
		Модифициран 1 - HSh =75; h= 22 mm					
Ad [J]	0,074	0,088	0,106	0,128	0,152	0,182	
Fm [N]	216	292	363	428	510	590	
Fa [N]	102	144	178	213	235	260	
Fa/Ad [N/J]	1378	1636	1679	1664	1577	1429	
		Модифициран 1 - HSh =70; h= 22 mm					
Ad [J]	0,062	0,071	0,085	0,103	0,128	0,159	
Fm [N]	216	289	360	434	522	596	
Fa [N]	111	147	178	201	222	240	
Fa/Ad [N/J]	1790	2070	2094	1951	1734	1509	
		Модифициран 1 - HSh =60; h= 22 mm					
Ad [J]	0,052	0,071	0,083	0,098	0,126	0,150	
Fm [N]	229	283	365	445	525	625	
Fa [N]	98	129	160	185	203	225	
Fa/Ad [N/J]	1884	1816	1927	1888	1611	1500	
		Модифициран 2 - HSh = 80; h= 27 mm					
Ad [J]	0,082	0,101	0,123	0,144	0,177	0,207	
Fm [N]	168	231	301	386	478	567	
Fa [N]	168	205	234	257	272	292	
Fa/Ad [N/J]	2049	2030	1902	1785	1537	1411	
		Модифициран 2 - HSh =75; h= 27 mm					
Ad [J]	0,068	0,083	0,098	0,118	0,142	0,172	
Fm [N]	168	245	342	428	488	581	
Fa [N]	148	175	194	220	218	241	
Fa/Ad [N/J]	2176	2108	1980	1864	1535	1401	
		Модифициран 2 - HSh =70; h= 27 mm					
Ad [J]	0,057	0,067	0,077	0,090	0,110	0,147	
Fm [N]	180	258	346	443	522	613	
Fa [N]	150	163	180	190	204	222	
Fa/Ad [N/J]	2632	2433	2338	2111	1855	1510	
		Модифициран 2 - HSh =60; h= 27 mm					

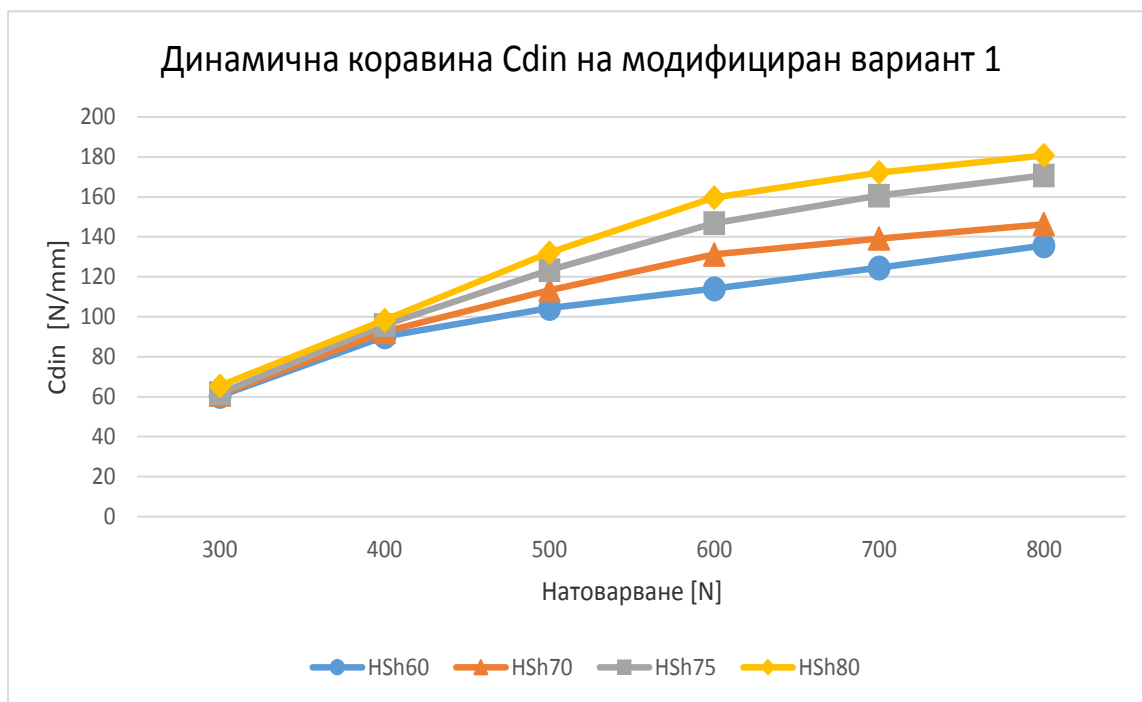
Ad [J]	0,046	0,060	0,075	0,089	0,113	0,135
Fm [N]	190	271	357	447	528	610
Fa [N]	138	151	164	177	190	208
Fa/Ad [N/J]	3000	2517	24187	1989	1681	1540
Оригинален - HSh = 60; h = 15 mm						
Ad [J]	0,0585	0,077	0,0898	0,1062	0,134	0,161
Fm [N]	229	285	367	435	496	600
Fa [N]	98	120	152	179	205	240
Fa/Ad [N/J]	1674	1554	1692	1686	1530	1490

Така определен, този критерий $K = F_a/A_d$ позволява да се дадат оценки за работоспособността на виброизолатора при конкретни условия и да се дадат препоръки за избор на материал и конструкция. За проведените експерименти те биха изглеждали по следния начин:

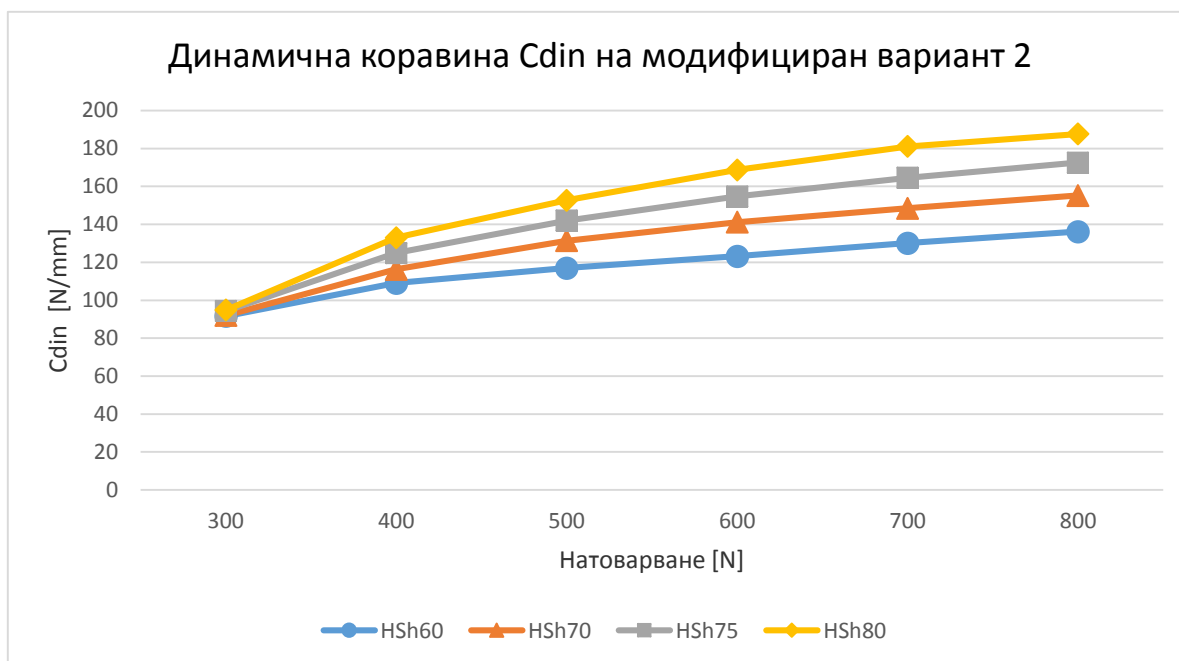
Вид виброизолатор	Твърдост по Шор HSh	Основно натоварване Fm [N]	Амплитуда Fa [N]	K [N/J]
оригинален	60	367	152	1692
Модифициран 1	60	365	160	1927
Модифициран 1	70	360	178	2094
Модифициран 1	75	363	178	1679
Модифициран 1	80	338	207	1617
Модифициран 2	60	190	138	3000
Модифициран 2	70	180	150	2632
Модифициран 2	75	168	148	2176
Модифициран 2	80	168	168	2049

4.4. Определяне на динамичната коравина

На базата на характеристиките е определена динамичната коравина на всеки от изследваните варианти по методика на [51] водеща фирма за производство на еластични съединители и елементи. На фиг. 4.29 и фиг. 4.30 са показани графиките за изменение на динамичната коравина на модифицираните варианти 1 и 2 на виброизолатора при натоварване от 300 до 800 N при твърдост съответно 60, 70, 75 и 80 единици по Шор.



Фиг. 4.29. Динамична характеристика на модифициран вариант 1



Фиг. 4.30. Динамична характеристика на модифициран вариант 2

В резултат на направените изследвания могат да се направят следните **изводи:**

1. Поради конструктивните особености на виброизолатора до момента на натиск на подвижната опорна пета върху гърбицата, натоварването се понася само от еластичните раменете, което определя и еднаквата коравина.

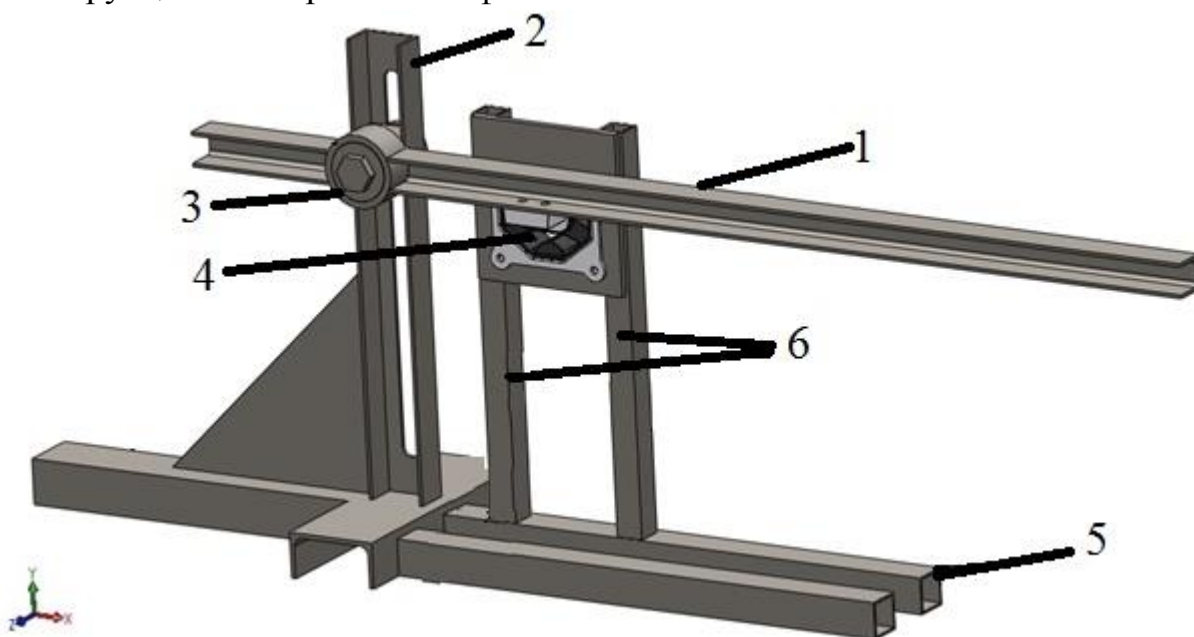
2. Динамичната коравина на модифицирания вариант 2 на виброизолатора при натоварване от 300 N е по-голяма спрямо тази на модифицирания вариант 1, тъй като височината на гърбицата е по-голяма и опорната пета влиза в първоначален досег с гърбицата.

3. С нарастване на твърдостта и натоварването динамичната коравина расте нелинейно.

4. Поради наличието на висока работна температура в двигателния отсек на автомобила, се препоръчва изследване на топлинното състояние на виброизолатора в работни условия.

4.5. Експериментално изследване на коефициента на затихване.

С цел провеждане на експериментални изследвания на демпфиращите качества на виброизолатора е изработена конструкция позволяваща, да се измери експериментално способността на демпфиране. С помощта на „П“ образна греда, която вибрира по хармоничен закон по праволинейна траектория успяваме да определим всички необходими параметри като ускорение, скорост и деформация. Изработената конструкция е изобразена на фиг. 4.31.

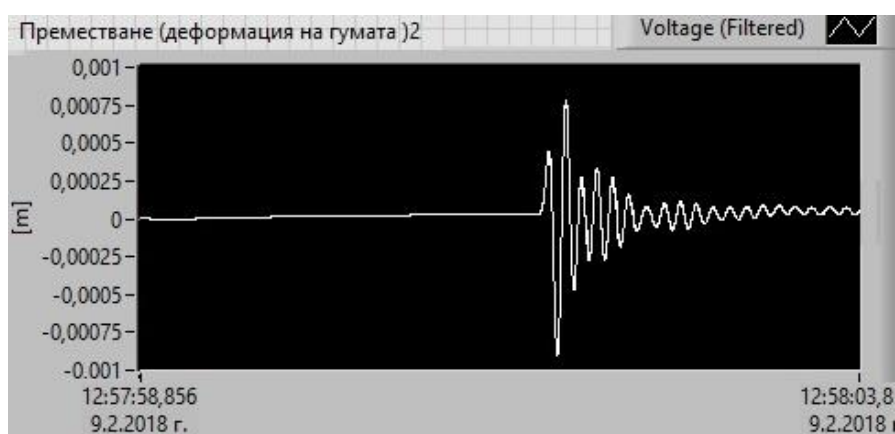


Фиг. 4.31. Пространствен компютърен (Solid Works) модел на експерименталната конструкция.

Пространственият компютърен модел за изследване на демпфиращата способност на виброизолатора се състои от следните основни елементи: натоварваща греда 1, закрепена към вертикална греда 2, позволяваща регулиране на височината спрямо модела на монтирания виброизолатор. С помощта на главината 3 гредата има възможност да се завърти на определен ъгъл. Към натоварващата греда е закрепена подвижната част на виброизолатор 4. Унифицираната конструкция за монтаж на неподвижната част на няколко модела виброизолатори е обозначена с 6 и е свързана с хоризонталната закрепваща основа. Изработената конструкция позволява, чрез монтажни планки или технологични захвати да се изпитват голяма гама виброизолатори за определяне на коефициента на затихване при съответно натоварване. Изработената конструкция позволява една степен на свобода и пренебрежим момент около главината на закрепване.

Експериментът е осъществен посредством натоварване на гредата с тежести от 100, 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800 [N]. Чрез рязко разтоварване на гредата се измерва гасящата способност на виброизолатора. Резултатите от експеримента за определяне на коефициента на затихване при натоварване на оригиналната компоновка на модел *GM2D177* са представени съответно на следващите няколко фигури и в една обобщената графика от всички натоварвания.

4.5.1. Експериментални резултати относно процеса на затихване на оригинална компоновка на виброизолатор *GM2D177*.



Фиг. 4.35. Демпфиране на оригинален виброизолатора при натоварване от 100 [N].

4.3.2. Експериментални резултати относно процеса на затихване на модифициран вариант 1 на виброизолатор *GM2D177*.

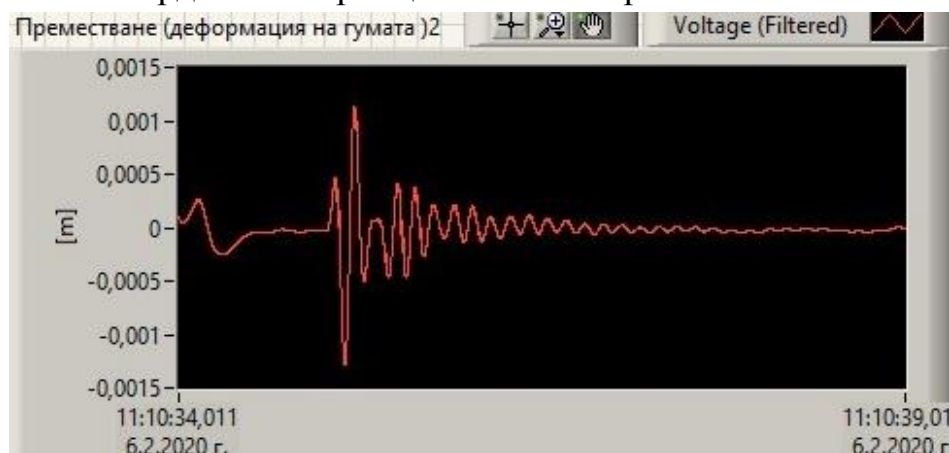
4.3.2.1. Твърдост на гърбицата **60** по Шор.



Фиг. 4.43. Затихване на модифициран вариант 1 с твърдост на гърбицата 60^0 Sh при натоварване от 100 [N].

4.3.3. Експериментални резултати относно процеса на затихване на модифициран вариант 2 на виброизолатор GM2D177.

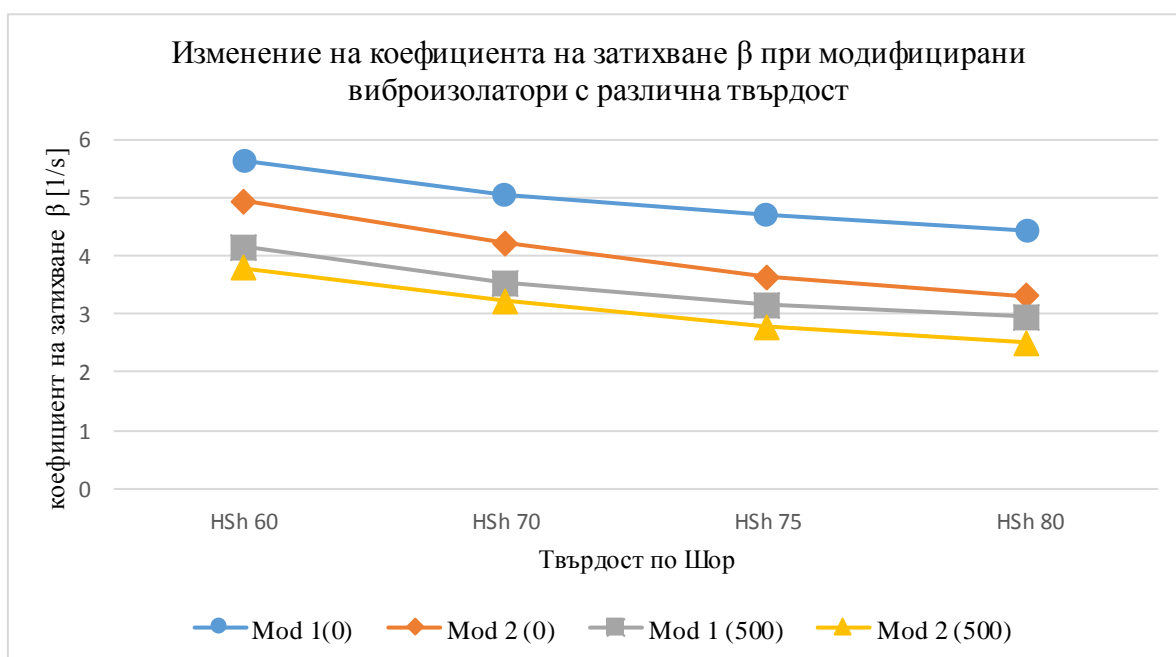
4.3.3.1. Твърдост на гърбицата **60** по Шор.



Фиг. 4.75. Затихване на модифициран вариант 2 с твърдост на гърбицата 60^0 HSh при натоварване от 100 [N].

Експерименталното изследване е проведено в два режима: без първоначално натоварване и с първоначално натоварване от 500 N. Използването на този подход за определяне коефициента на затихване при наличие на първоначален товар и след това активиране на променливата компонента се основава на реалните експлоатационни условия на автомобилните виброизолатори. Резултатите са посочени в табл. 4.13 и са графично изобразени на фиг. 4.89.

		Табл. 4.13							
		Коефициент на затихване β							
Условия на експеримента	Оригинален	Модифициран вариант 1				Модифициран вариант 2			
Твърдост	HSh 60	HSh 60	HSh 70	HSh 75	HSh 80	HSh 60	HSh 70	HSh 75	HSh 80
[β] без начален товар	6,08	5,65	5,04	4,73	4,42	4,94	4,22	3,64	3,31
[β] при начален товар 500[N]	4,255	4,16	3,53	3,15	2,95	3,80	3,22	2,78	2,51



Фиг. 4.89. Изменение на коефициента на затихване в зависимост от модификацията и твърдостта по Шор на гумената гърбица.

От направените изследвания може да се направят следните **изводи**:

1. Изработен е стенд, позволяващ изследване коефициента на затихване на различни конструкции виброизолатори.
2. Създадена е методика и програмно обезпечаване в среда от Lab View за числено интегриране на ускоренията и определяне големината на амплитудните отклонения в работен режим на виброизолатора.
3. Определеният коефициент на затихване на оригинален виброизолатор GM2D177 е по-голям с 7,1% от този на

модифицирания вариант 1 и с 18,75% на модифицирания вариант 2 при твърдост по Шор А 60°HSh без предварително натоварване, а след предварителен товар от 500 N - съответно с 2,2 % и 10,7 %.

4. Коефициентът на затихване на модифицираните варианти 1 и 2 намалява с увеличаването на твърдостта от 60 до 80 единици по Шор на гумената гърбица, както следва:
 - 4.1. За модифициран вариант 1 намалява с 29 % при осъществен първоначален натиск от 500 N и с 21,8 % без първоначален товар.
 - 4.2. За модифициран вариант 2 намалява с 33,9 % при осъществен първоначален натиск от 500 N и с 33 % без първоначален товар.
5. Коефициентът на затихване на модифициран вариант 2 е по-малък от този на модифициран вариант 1 с 12,6 % при твърдост 60 единици по Шор и съответно с 25,1 % при твърдост 80 единици по Шор без предварителен товар от 500 N.
6. Коефициентът на затихване на модифициран вариант 2 е по-малък от този на модифициран вариант 1 с 8,65% при твърдост 60 единици по Шор и съответно с 15,1 % при твърдост 80 единици по Шор при наличие на предварителен товар от 500 N върху виброизолатора.
7. Разработеното програмно обезпечаване дава възможност за провеждане на натурни изпитания на различни модификации виброизолатори.

Глава 5. Изследване влиянието на натоварването и твърдостта върху топлинното състояние на гумен виброизолатор GM2D177.

5.1. Основни положения и техническо осигуряване.

Известно е, че гумата съществено променя еластичните си качества в зависимост от температурата – от по-корава и „трошлива“ при много ниски температури, до по-еластична и деформируема при по-високи, но в определени граници. Знаем също, че гумата като еластичен елемент не е добър проводник.

Въпреки наличието на обща вентилация и охладителна система, в реални условия температурата в двигателния отсек е от порядъка на 55°C и това в някои случаи може да бъде от голямо значение за работоспособността на изолатора. Разположението на двигателя

перпендикулярно на автомобила и технологично проектираната изпускателна система на отработените газове, допълнително влияят на работоспособността на виброизолатора като има условия за повишаване на външната му температура. На фигура 5.1 е представено разположението на виброизолатора и изпускателната система, която допълнително влияе за температурно напрегнатото състояние на изолатора.



Фиг. 5.1. Разположение на виброизолатора и изпускателната система.

Влиянието на изпускателната система е от огромно значение за характеристиката на виброизолатора по време на експлоатационния период. Изпускателната система е разположена в предния край на двигателя и в комбинация с охладителната система на двигателя образуват работна среда, която би могла да бъде неблагоприятна за виброизолатора. Тъй като температурата е един от най-важните фактори определящи якостните качества на гумата, а работната среда е с достатъчно високо топлинно ниво, ние си поставихме задача да изследваме влиянието на работното натоварване върху топлинното състояние на виброизолатора [54, 55].

Независимо, че в лабораторни условия не можем да осигурим температура на околната среда, близка до експлоатационната в двигателния отсек, беше направено измерване с помощта на термодвойка (*NiCr-Ni*) на температура в изработен технологичен отвор в гумената гърбица, където се поемат по-големите нива на натоварващата сила. По този начин може да се мери температурата не само в повърхностния слой, а и на желана дълбочина в гумения елемент. *Външната* температура (температурата на повърхността на виброизолатора) бе измервана с лазерен термометър HG00304A на фирмата Powerfix с температурен диапазон на измерване от -50 до +380° C.

За измерване на вътрешната температура на гумената гърбица бе използван мултицет модел MC8233CL на фирмата MASTECH.

По опитен път е определен интервалът за отчитане на температурата. Прието е продължителността на изследването за всеки конкретен случай на натоварване и твърдост да продължава 3 часа. През първия от тях отчитането на температурата се извършва на 15 минути, а след това – на кръгъл час.

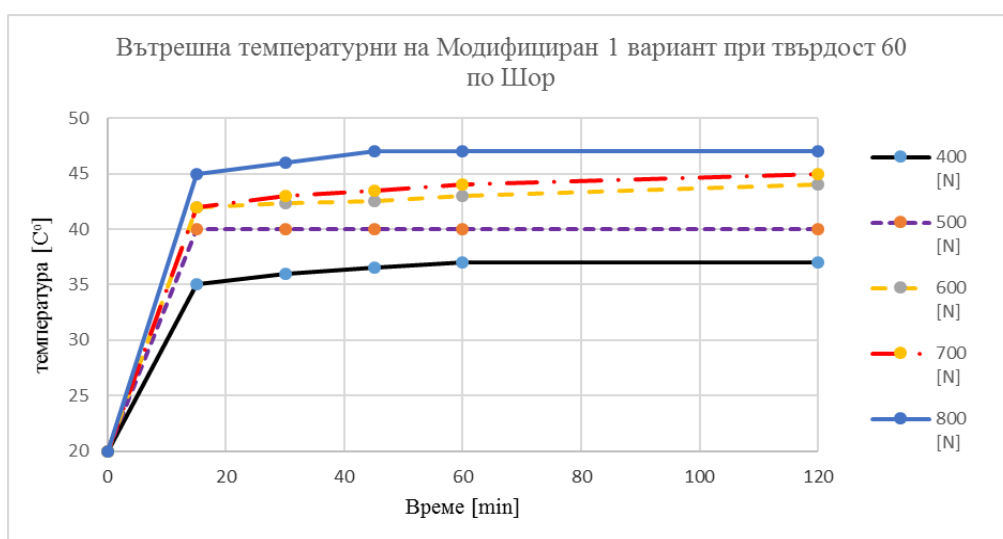
5.2. Изследване на модифициран виброизолатор 1 с твърдост на гумата 60, 70, 75 и 80 единици по Шор.

Експерименталните резултати от изследвания модел са показани на таблица 5.1.

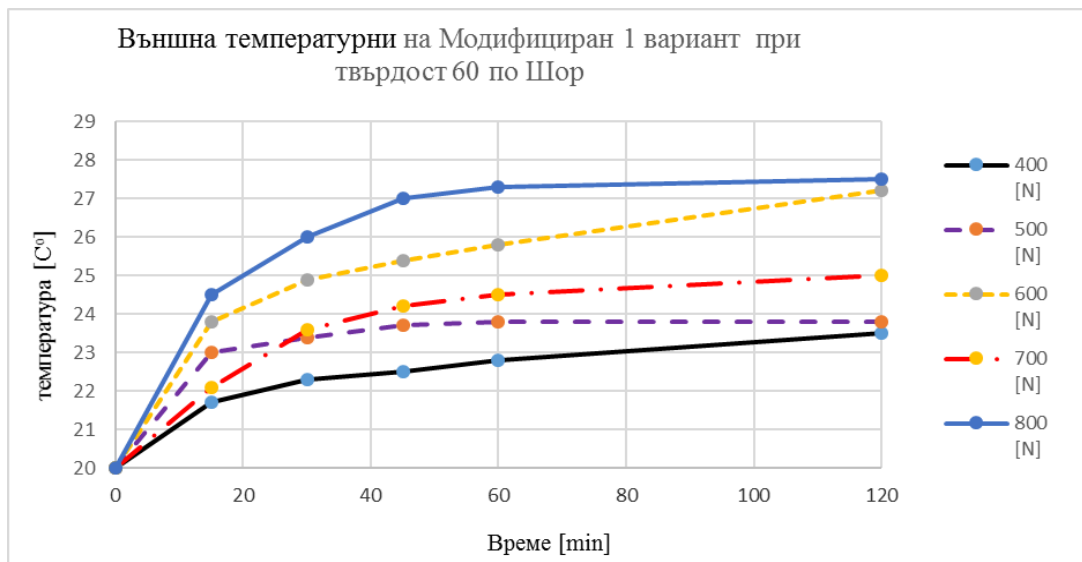
Таблица 5.1.

Изследване с твърдост 60 по Шор и височина 22мм.														
минути	0	15	30	45	60	120	180							
Натоварване	Вътрешна температура на гумата измерена в С°													
	Външна температура на гумата измерена в С°													
400 [N]	20	20	36	20	36	20	37	20	37	20	37	20	37	20
500 [N]	20	20	40	23	40	23	40	23,7	40	23,8	40	23,8	40	24
600 [N]	20	20	42	23,8	42	24,9	43	25,1	43	25,8	43	27,2	43	27,2
700 [N]	20	20	43	22,1	43	23,6	43	23,8	44	24,5	45	25	45	25,5
800 [N]	20	20	45	24,5	46	24,7	47	27	47	27,3	47	27,5	47	27,9

Резултатите за изменението на температурата във вътрешността на гърбицата са показани на фиг. 5.5, а тези за външната повърхнина на еластичните елементи – на фиг. 5.6.



Фиг. 5.5. Графично представяне на резултатите от **вътрешната** температура на **Модифициран 1 вариант** с твърдост по Шор 60



Фиг.5.6. Графично представяне на резултатите от външната температура на Модифициран 1 вариант с твърдост по Шор 60.

От проведения експеримент могат да се направят следните **изводи**:

1. Създадена е методика за определяне на топлинното състояние на гумени виброизолатори при различни нива на циклично натоварване.
2. Всички изследвания са проведени при температура на околната среда 20°C, а тя съществено се различава от температурата в двигателния отсек на автомобила и затова считаме, че получените резултати имат относителен характер.
3. За всички изследвани варианти на конкретния виброизолатор основното нарастване на температурата се получава в рамките на първите 15 минути, а след първия час се наблюдава установяване на топлинното състояние.
4. Температурата във вътрешността на гумената гърбица при максималното натоварване от 800 N се увеличава със 17°C при оригиналния вариант, с 27,9°C при модифицирания вариант 1 и съответно с 29°C при модифицирания вариант 2, което се дължи на по-голямата височина на гърбицата.
5. С нарастване твърдостта по Шор на гумените елементи се увеличава основно вътрешната температура на гърбицата.
6. Максималното увеличение на температурата по повърхността на гумените елементи, получено в рамките на всички експерименти не превишава 8 °C , което според нас е показател за принципно добро

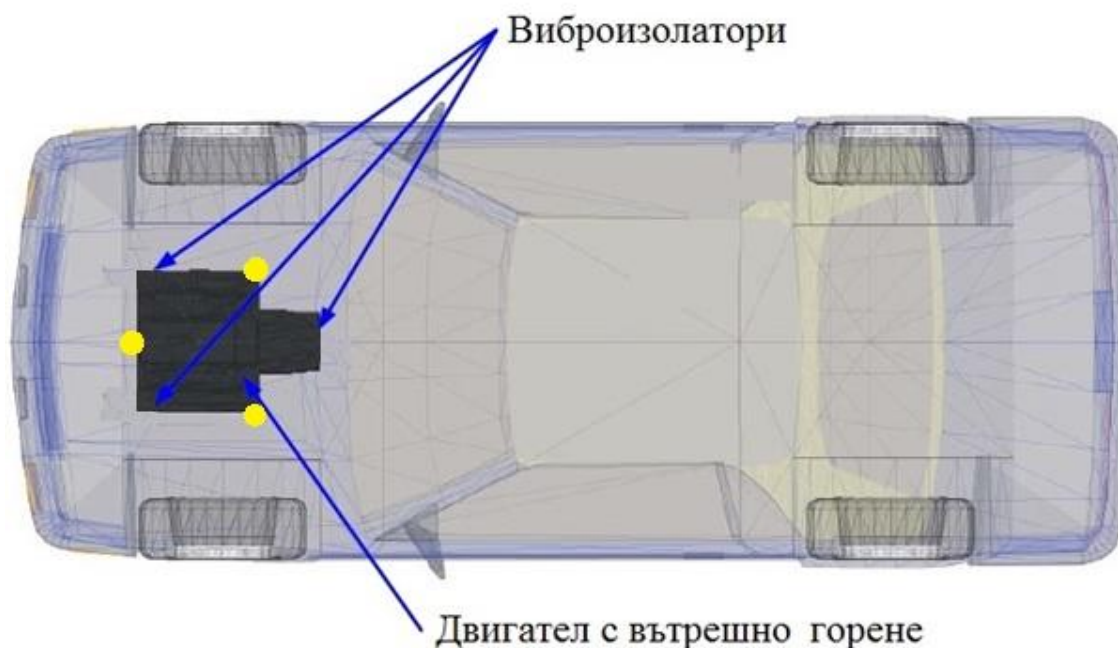
конструктивно решение, осигуряващо достатъчна охлаждателна площ на виброизолатора.

Глава 6. Методика и експериментално изследване за определяне на динамичното натоварване върху виброизолатор за окачване на двигателя.

6.1. Общи положения.

За изпитване на виброизолатори в натурни условия или поне близки до тях е използван двигател Perkins Prima 65. Двигателят се използва за експериментални и образователни цели и се намира в лаборатория М 712 на катедра ТТТ към МТФ на ТУ-Варна.

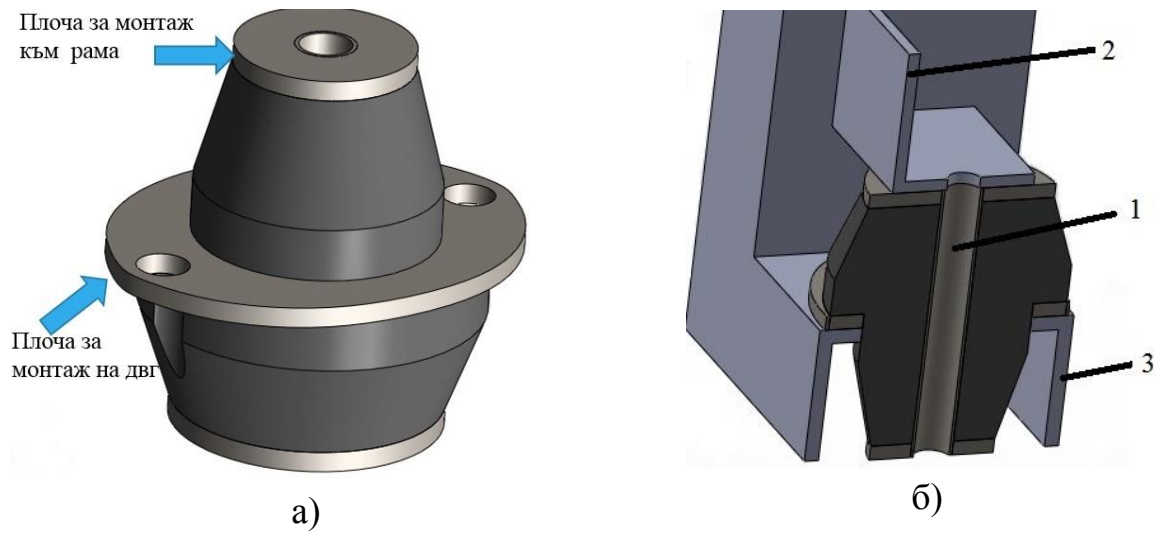
Двигателят Perkins Prima 65 е монтиран на три точково окачване, както следва: двата виброизолатора се намират в задния край на двигателя, а третия е монтиран в предния край на двигателя. Схемата на разположение на виброизолаторите е показана на фигура.6.1



Фиг.6.1 Схема на монтаж на виброизолаторите.

Виброизолаторът, който се използва за монтаж на двигателя Perkins Prima 65 представлява една обща конструкция на еластичния елемент с различни степени за монтаж. В сърцевината на еластичния елемент е монтиран метална втулка с проходен отвор, която функция е да служи за ограничаване на силата на пристягане на присъединителния болт. Има три монтажни плочи, чрез които се изпълнява монтажа на двигателя към

рамата на автомобила [44]. Външният вид на виброизолатора, който се използва за монтажа на двигателя е показан на фигура. 6.2-а, а разрез на моделирания му вид – на фиг. 6.2-б. Въведени са следните означения: 1- вътрешната метална втулка; 2 – натоварваща планка от двигателя; 3 - гредата към към фундамента в лаборатория М 712, имитираща връзка към рамата.



Фиг.6.2.Модел на използвания виброизолатор.

Целта на последващия експеримент е да се определят силите, които действат върху виброизолаторите в трите оси X,Y и Z при различни обороти и натоварване на двигателя.

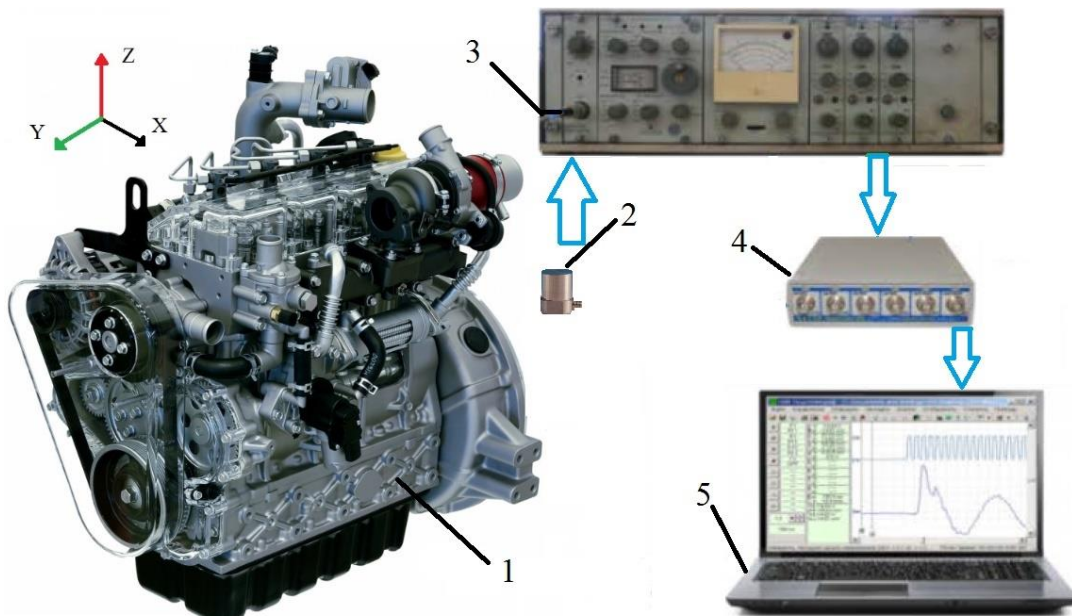
6.2. Експериментално определяне на силата на натоварване, посредством осцилоскоп.

Тази методика за измерване включва три акселерометъра за трите оси на натоварване на виброизолатора. Използваният акселерометър модел KD35 е показан на фигура 6.3.



Фиг. 6.3. Акселерометър.

Опитната постановка представлява три преобразователя, които се поставят в трите оси на измерване на вибро-ускорението. Приемаме следното разположение на двигателя спрямо координатните оси. Ос X се приема да отчита напречно на двигателя. Ос Y отчита надлъжно на двигателя, докато ос Z е по вертикала. За получаване на по-коректни данни възприемателите на вибрации се поставят на възможно най-близкото разстояние до самия виброизолатор. Използваната апаратура и посоките на осите спрямо двигателя са показани на фиг. 6.4. Двигателят за вътрешно горене посредством движещите се части и вследствие на горивния процес създава вибрации по блока и/или на крепежните рамена към виброизолатора. За снемане на това ускорение акселерометрите, с помощта на неодимов магнит се монтират в трите оси на измерване. Ускорението на двигателя се възприема от акселерометрите 2, и с помощта на кабел сигнала постъпва в усилвателя 3 тип RFT 000289, след което се препраща в аналого-цифров преобразовател 4, тип USB Autoscope III за изобразяване на данните в компютъра 5. В софтуера на осцилоскопа има вграден спектрален анализатор, който в реално време превръща изходния времеви сигнал в честотен, посредством бързо преобразуване на Фурие [11]. Аналого-цифровия преобразувател е многоканален. Минималният брой канали за регистрация може да е 2, от който единия трябва да е с цел синхронизация на диаграмите.



Фигура 6.4. Използвана апаратура.

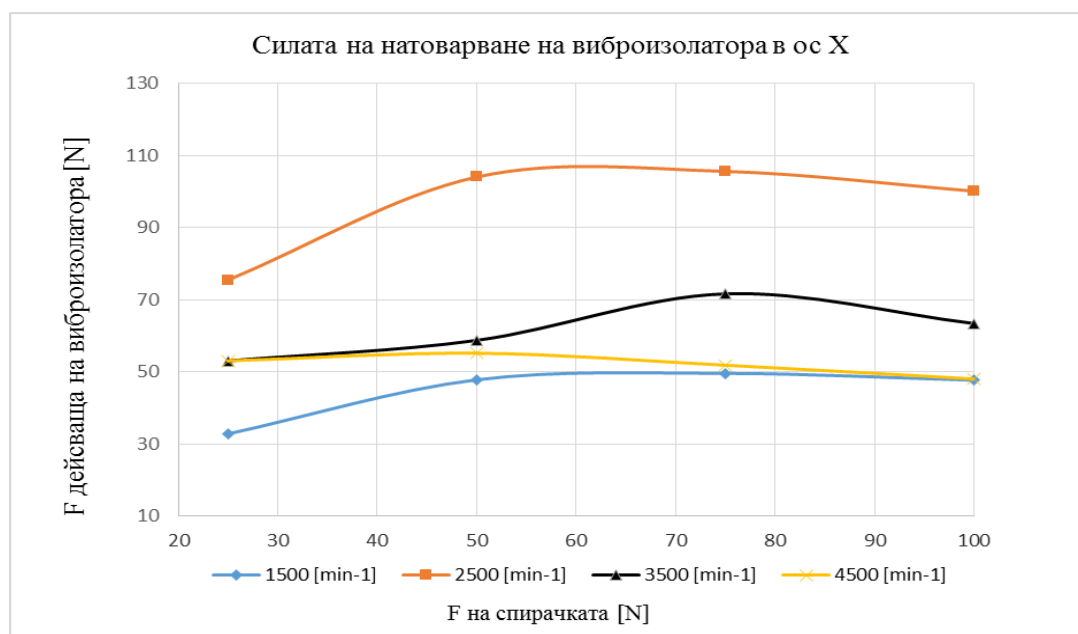
6.2.1 Резултати от тази методика на измерване.

Данните от проведения експеримент могат да се видят на таблица 6.1, за осите-Х, Y и Z при различни режими на работа на двигателя и натоварване от спирачката. Мощността на спирачката, създаваща натоварването върху двигателя се определя по формулата 6.1.

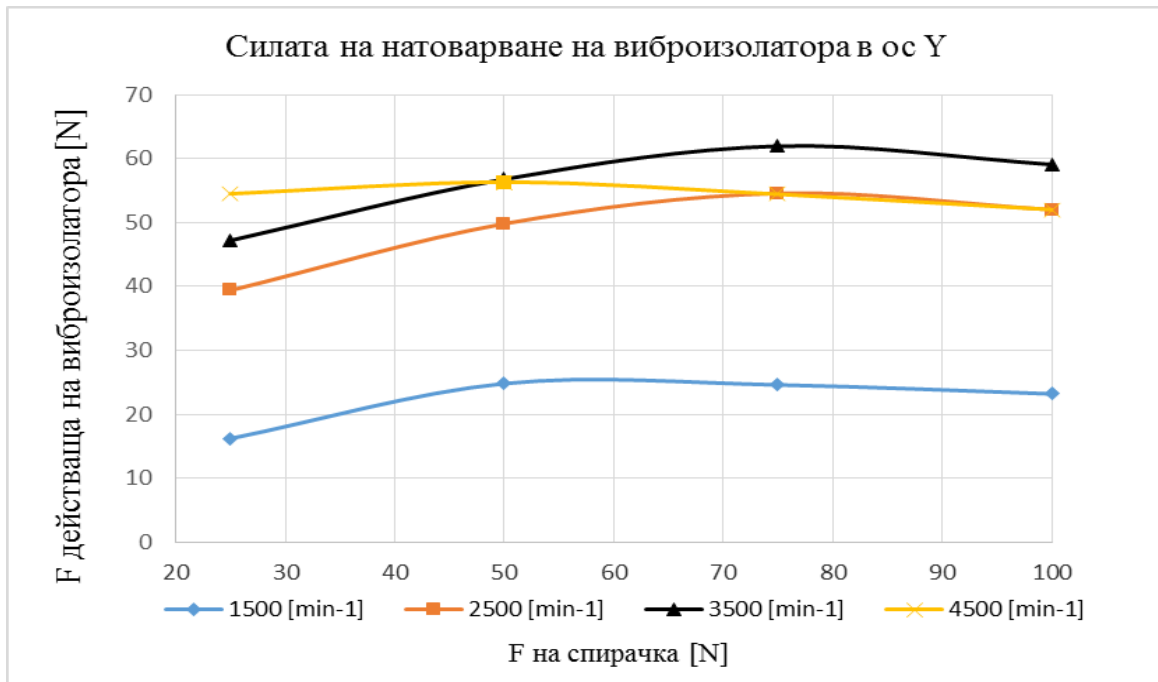
$$P = \frac{F \cdot n}{10\,000} [\text{kW}], \quad (6.1)$$

където, P е мощност на спирачката ; F – силата, която се прилага [N]; n – обороти на двигателя [min^{-1}]. В таблицата с резултатите за удобство се посочва силата на спирачката в [N], но трябва да се знае, че натоварващото рамо е с дължина 1 [m] и по същество големината на силата определя и големината на натоварващия въртящ момент.

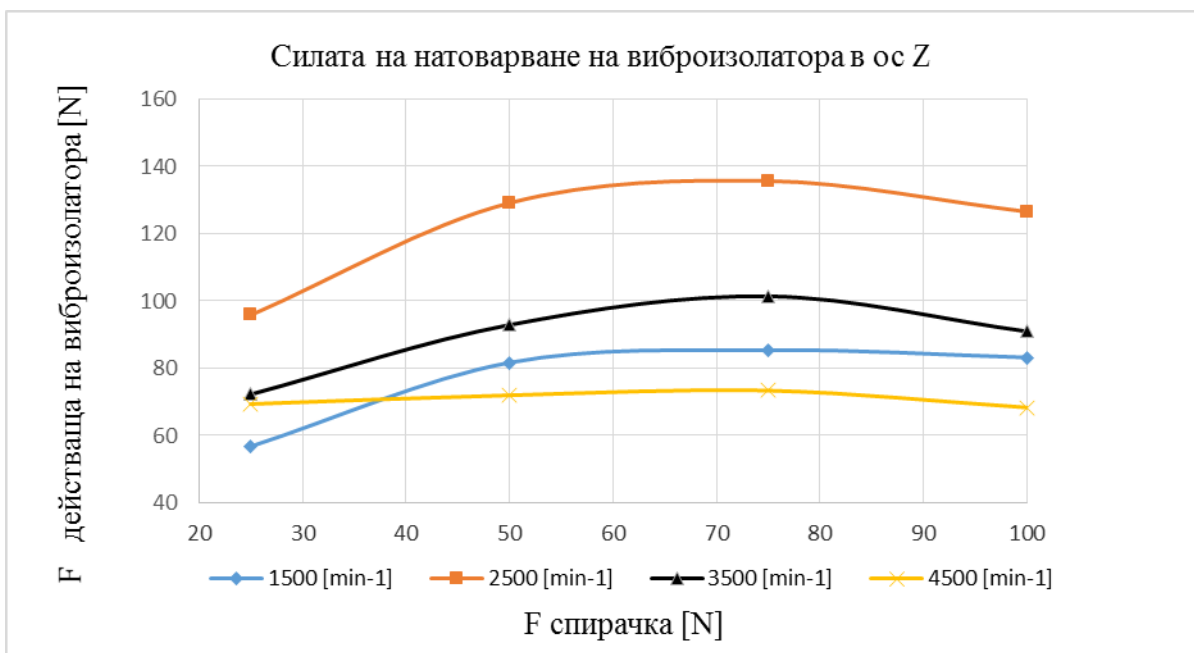
Получените данни от възприемателите след обработка се съхраняват в табличен вид в софтуерна среда Excel. По време на експеримента се отчитат максималното отклонение и средната квадратична стойност, която се използва за изчисленията на силата. Експериментално бе определено натоварването върху всеки от виброизолаторите при различни режими на натоварване на двигателя и при различна скорост на въртене на коляновия вал. Резултатите от проведените изследвания за големината на натоварването са показани в графичен вид, както следва: по ос X – на фиг. 6.5; по ос Y – на фиг. 6.6 и по ос Z – на фигура 6.7.



Фиг.6.5. Натоварване на виброизолатора при динамичен режим по ос X.



Фиг.6.6. Натоварване на виброизолатора при динамичен режим по ос Y.



Фиг.6.7. Натоварване на виброизолатора при динамичен режим по ос Z.

От проведените експериментални изследвания могат да се обобщят следните **изводи**:

1. Натоварването на виброизолаторите по ос Z са по-големи сравнени с тези от другите оси. За предотвратяване на тези по-големи сили

върху виброизолатора при тази ос производителя е предприел монтажа на двигателя да се извършва с три виброизолатора.

2. Забелязва се силна зависимост на нивата на действащите сили при честотите на въртене от 2500 min^{-1} и 3500 min^{-1} .

3. Най - натовареният режим за виброизолатора по отношение на обороти и товар е при скорост на колянвия вал от 2500 min^{-1} и товар от спирачката 50-75 [N].

4. Създадена е експериментална уредба и е извършено изследване на динамичното влияние на натоварването върху виброизолаторите на двигател Perkin Prima 65.

5. Създадената методиката за определяне на натоварването върху виброизолаторите е подходяща за приложение в случаите на изследване в реални експлоатационни условия.

7. Изводи:

1. Избран е базов модел за изследване и са определени неговите целеви характеристики.
2. Избран е еластичен материал за предстоящата модификация и изработване еластични елементи в необходимите разновидности.
3. Снети са динамичните характеристики на изследваните виброизолатори при асиметрично циклично натоварване.
4. Определено е количеството енергия, загубено за преодоляване на вътрешното триене на еластичните елементи при различните модификации на конструкцията, различните нива на натоварване и коравина на гумата.
5. Определена е динамичната коравина на изследваните виброизолатори.
6. Определен е коефициента на затихване на виброизолаторите.
7. Изследвано е топлинното състояние на виброизолаторите при натоварване в лабораторни условия.
8. Изследвано е натоварването във виброизолаторите на двигател Перкинс-Прима 65 в качеството му на тест на методика за провеждане на изследвания на виброизолатори в експлоатационни условия.

Приноси на дисертационния труд.

1. Научно-приложни приноси:
 - 1.1. Разработен и създаден е стенд за определяне коефициента на затихване на различни видове и модификации виброизолатори.
 - 1.2. Формулиран е критерий $K = Fa/Ad$ за оценка работоспособността на виброизолатора при определени експлоатационни условия
 - 1.3. Създадена е методика за изследване на автомобилни виброизолатори
2. Приложни приноси
 - 2.1. Модифициран е стенд за циклично натоварване на виброизолатори
 - 2.2. Създадена е блок-схема и програма в среда от Lab view за снемане на динамична характеристика на автомобилни виброизолатор
 - 2.3. Създадена е блок-схема и програма в среда от Lab view за измерване на амплитудните премествания в процес на затихване на автомобилни виброизолатори.

Списък публикации по дисертационния труд.

1. Христов Хр, Мехмедов И. Моделиране на напрегнатото състояние на виброизолатор „Perkins Prima 65“, Научна конференция с международно участие Дни на науката, СУБ Варна, 2015 г., ISSN 1310-5833.
2. Христов Хр, Мехмедов И, Михайлов В. Определяне на натоварването във виброизолатор „Perkins Prima 65“, Научна конференция с международно участие Дни на науката, СУБ Варна, 2015 г., ISSN 1310-5833.
3. Мехмедов И. Снемане на статична характеристика на виброизолатор модел 24D177 „Дженерал Мотърс“, Научна конференция с международно участие Дни на науката, СУБ Варна, 2016 г., ISSN 1310-5833.
4. Стоянов. Св, Христов Хр, Тенев Ст, Спасов Н, Мехмедов И. Относно избора на оптимална конструкция на четириопорна товароподемна греда „ЕКО ВАРНА“ 2016 г., ISSN 2367-6299.
5. Мехмедов И., Христов Хр. Влияние на температурата върху работоспособността на гумен виброизолатор GM2D177, „ЕКО ВАРНА“ 2019 г., ISSN 2367-6299 (под печат).