

ВСТУП

Вібраційно-транспортні машини знайшли широке застосування в гірничовидобувній галузі і займають значне місце в технологічному процесі. У зв'язку з широким використанням вібротранспортуючих машин з інтенсивним динамічним впливом виникає проблема забезпечення високої ефективності їх віброізоляції при безфундаментній установці [1]. Для вібраційної техніки промислових підприємств в якості пружних опорних елементів переважно використовуються сталеві циліндричні пружини. Специфіка роботи машин часто не дозволяє вирішувати проблеми зменшення вібрації і шуму за рахунок зниження віброактивності джерела. Тому ефективним є способи, пов'язані зі зменшенням вібрації на шляху її поширення, тобто відбиття вібрацій на кордоні розділу двох тіл за допомогою віброізолюючих систем. Широке поширення, як в Україні, так і за кордоном отримали віброізолюючі системи з використанням еластомерних конструкцій на основі гум [2, 3]. Найбільшого поширення в практиці отримали пружні елементи у вигляді суцільних або порожнистих гумових і гумометалевих циліндрів з різною формою вільної поверхні. Порожні циліндричні гумові елементи, як правило, використовуються для віброізоляції машин порівняно невеликої (до 20-30 т) маси; суцільні і гумометалеві віброізолятори застосовуються для віброізоляції важких (30 т і більше) машин. Тривалий досвід експлуатації віброізолюючих систем в умовах гірничого, гірничо-металургійного виробництва показав, що використання таких віброізоляторів дозволяє підвищити довговічність і надійність машин, забезпечити виконання санітарних норм на майданчиках обладнання і тим самим захистити обслуговуючий персонал і опорні конструкції від шкідливої дії вібраційних навантажень.

Залишаються невирішеними завдання раціонального проектування віброізолюючих систем, що включають забезпечення необхідної якості віброізоляції з одночасним забезпеченням припустимих переміщень і стійкості віброізоляторів.

Проведені раніше дослідження [1-3] недостатньо розкривають вплив різних порожнин в гумових амортизаторах на їх жорсткість, що знижує можливість застосування таких амортизаторів у вібраційно-транспортних машинах. Слід також відмітити, що для вібраційних машин рекомендовано застосування податливіших амортизаторів з меншою жорсткістю, що обумовлюється коефіцієнтом передачі зусиль на несучі конструкції.

Тому виникла необхідність проведення ряду експериментів, які б дозволили порівняти параметри жорсткості гумових амортизаторів з параметрами жорсткості використовуваних в промисловості сталевих циліндричних пружин, адже заміна металевих пружин на дешевші гумові амортизатори представляється дуже привабливою.

Дослідити вплив різних порожнин в гумових амортизаторах на їх жорсткість для зменшення відношення власної ваги до несучої здатності і вартості виробництва амортизаторів і можливість застосування таких амортизаторів у вібраційно-транспортних машинах є актуальним науково-технічним завданням.

У рамках дослідження планується проведення аналізу конструкцій гумових амортизаторів, методів їх розрахунків та причин, що призводять до швидкого виходу з ладу та методи підвищення довговічності, а також проведення аналітичного дослідження основних конструкції резинових амортизаторів, для визначення залежностей сила-деформація і жорсткість-деформація.

Мета роботи – зниження відношення власної ваги до несучої здатності і вартості виробництва за рахунок заміни сталевих циліндричних пружин на гумові амортизатори.

Об'єкт досліджень – процеси, що виникають у гумометалевих амортизаторах (ГМА) при їх навантаженні.

Предмет дослідження – параметри гумометалевих амортизаторів

1 АМОТИЗАТОРИ З ЕЛАСТОМЕРІВ В ЯКОСТІ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ У ВІБРОМАШИНАХ

1.1 Використання вібраційно-транспортних машин в збагачувальних цехах

Вібротранспортні машини (ВТМ) є специфічним видом техніки (устаткування), що здійснює технологічний процес за рахунок дії на сипкий або штучний матеріал вібрацією. Широкому застосуванню ВТМ зобов'язані своєю простотою, високою продуктивністю, низькою енергоємністю і металоємністю, забезпеченням високої надійності [1].

Сфера застосування ВТМ в гірничорудній промисловості показана на схемах рис. 1.1, рис. 1.2, рис. 1.3, рис. 1.4 і рис. 1.5.

Особливістю вібротранспортних машин, вживаних в металургійних цехах, є:

- важкі умови експлуатації, пов'язані з агресивним середовищем (високодисперсний пил, фенольна вода), висока (у ряді випадків $>400^{\circ}\text{C}$) температура, високий тиск (до 0,4 МПа) і робочий орган матеріалу, що витікає з бункера, обмежений простір для обслуговування і ремонтів;

- можливість падіння на робочий орган (РО) живильника (гуркоту) великих шматків матеріалу, масою до 2000 кг або кімнатних порцій матеріалу, масою до 5000 кг, що викликає підвищені навантаження на амортизатори, виникнення власних коливань робочого органу, що накладаються на вимушені коливання.

У зв'язку з цим розрахунки технологічних, кінематичних, динамічних і енергетичних параметрів таких ВТМ вимагає обліку вищеперерахованих чинників

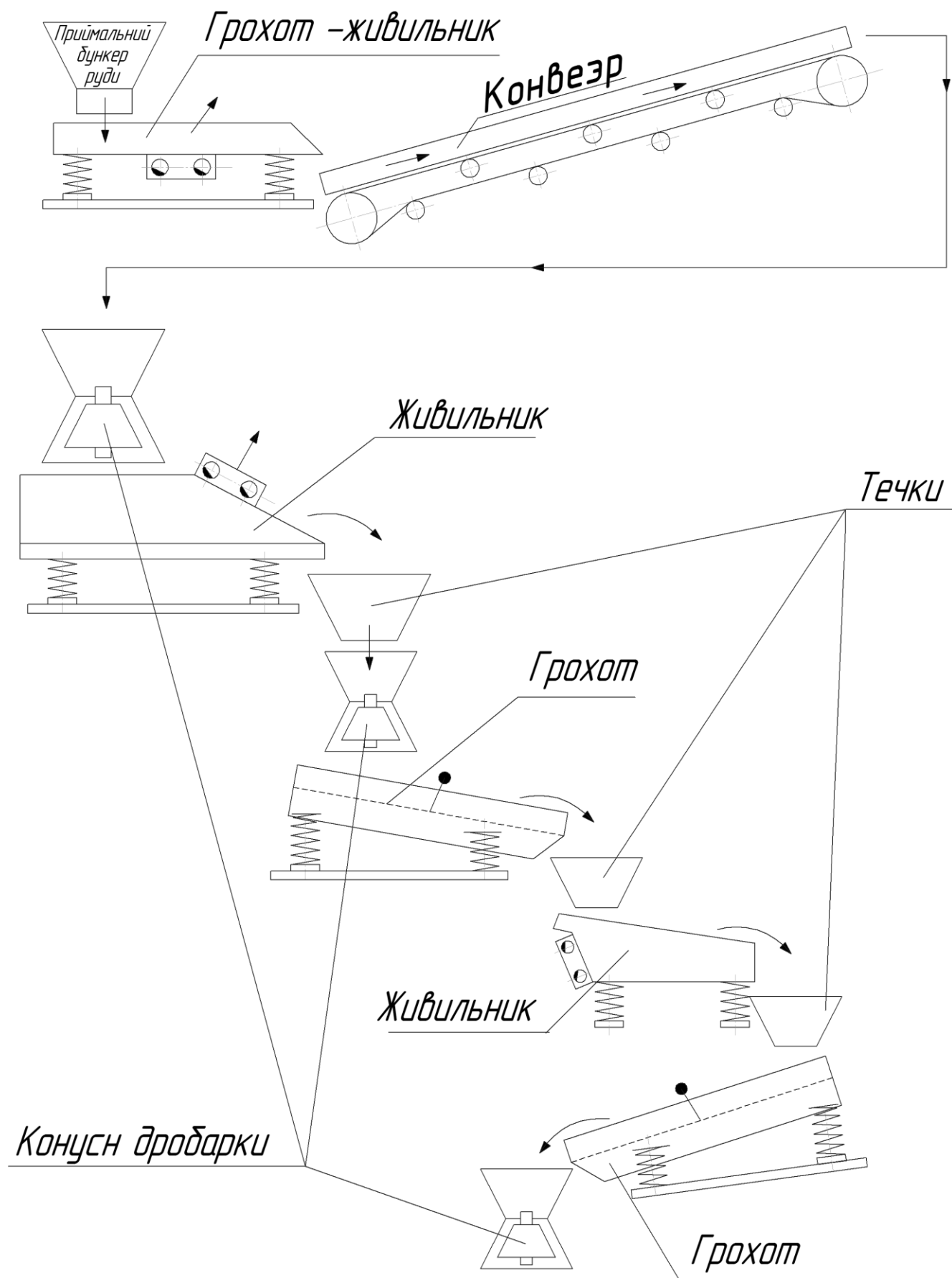


Рис. 1.1 - Кар'єр ГЗК

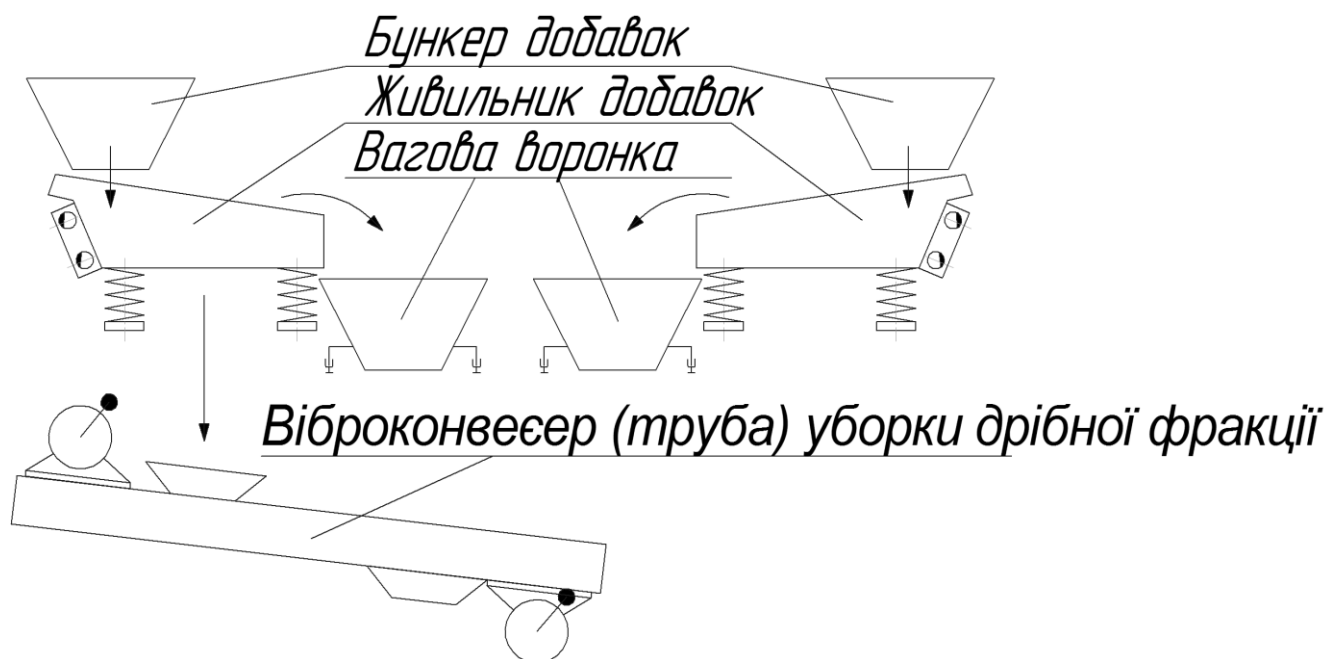


Рис. 1.2 - Доменні цехи

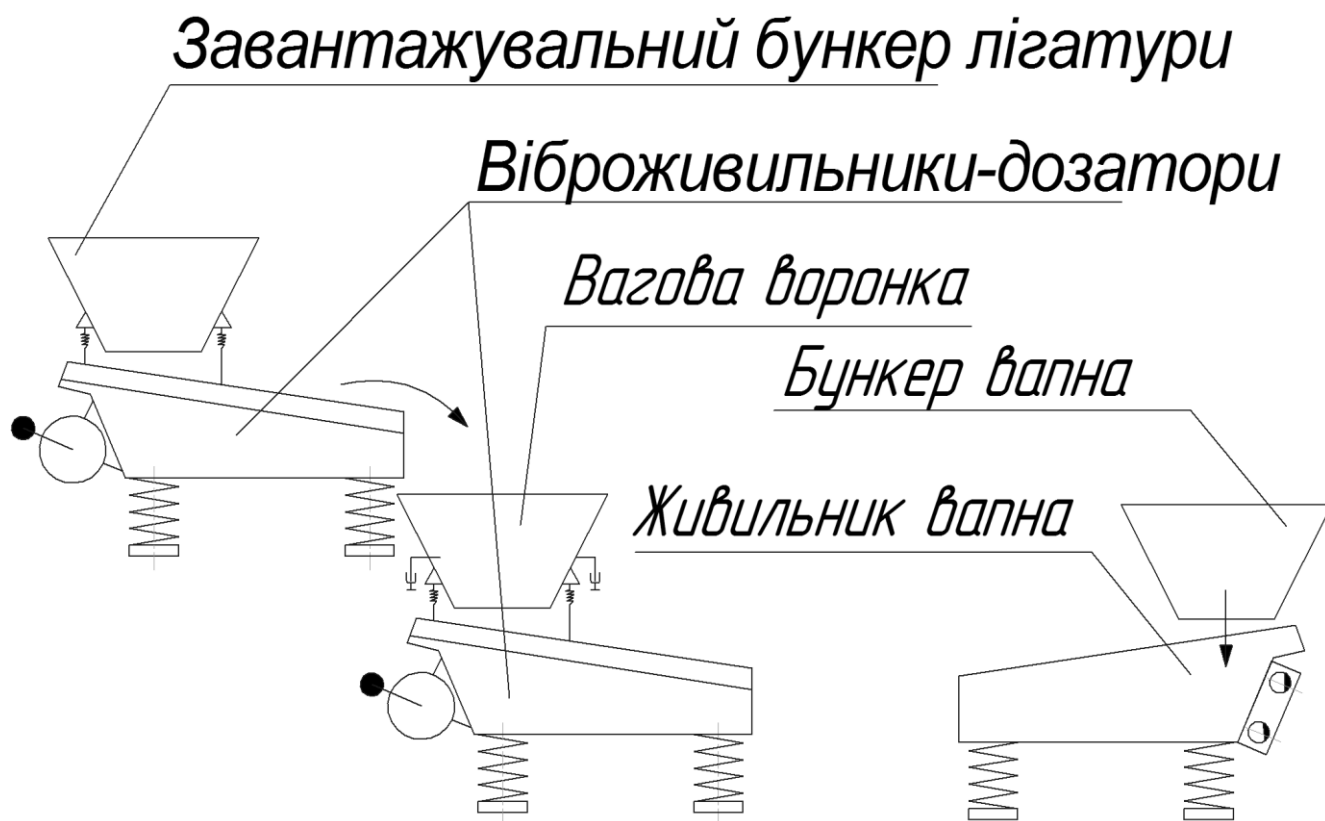


Рис. 1.3 - Сталеплавильні цехи

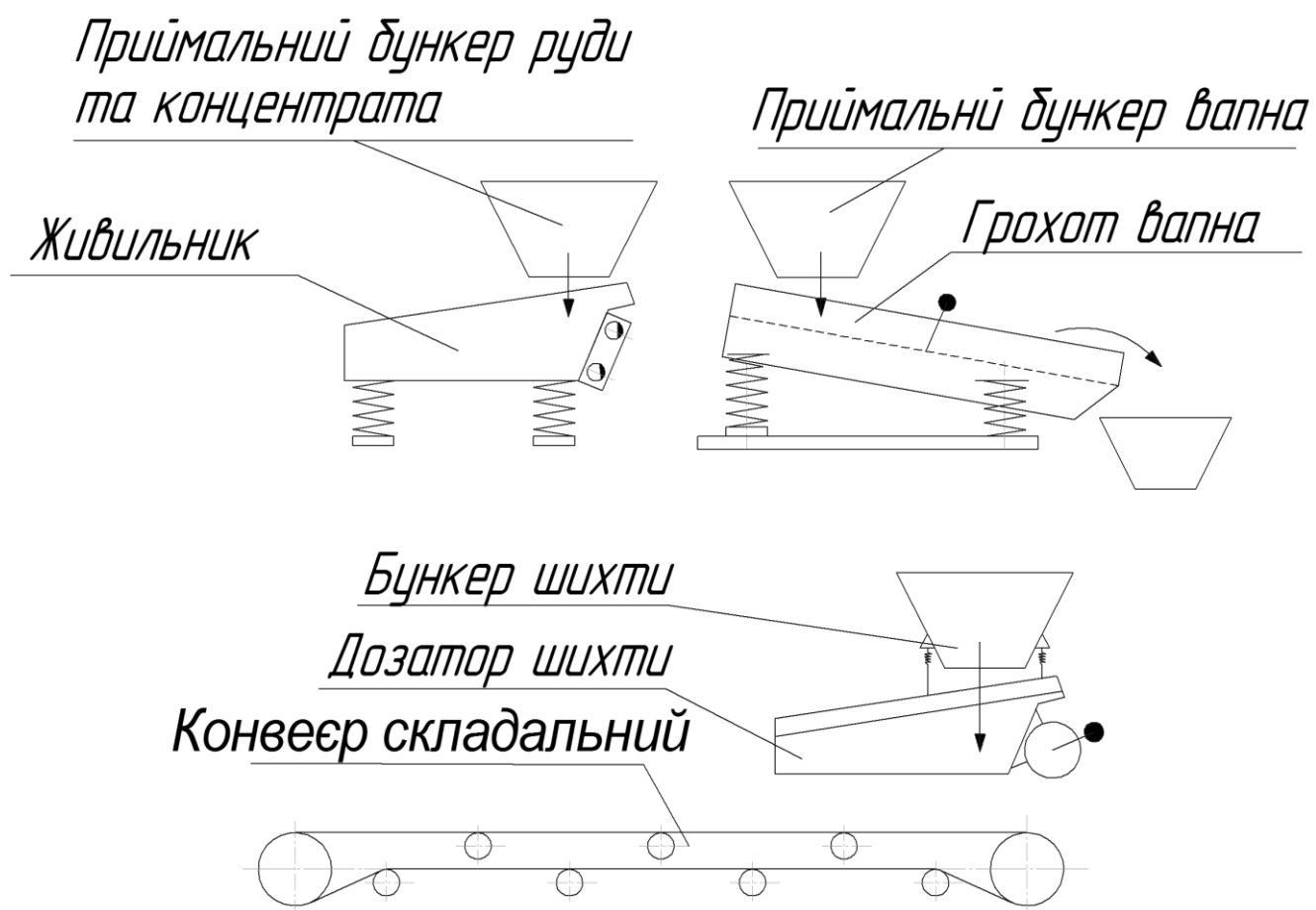


Рис. 1.4 - Аглофабрика

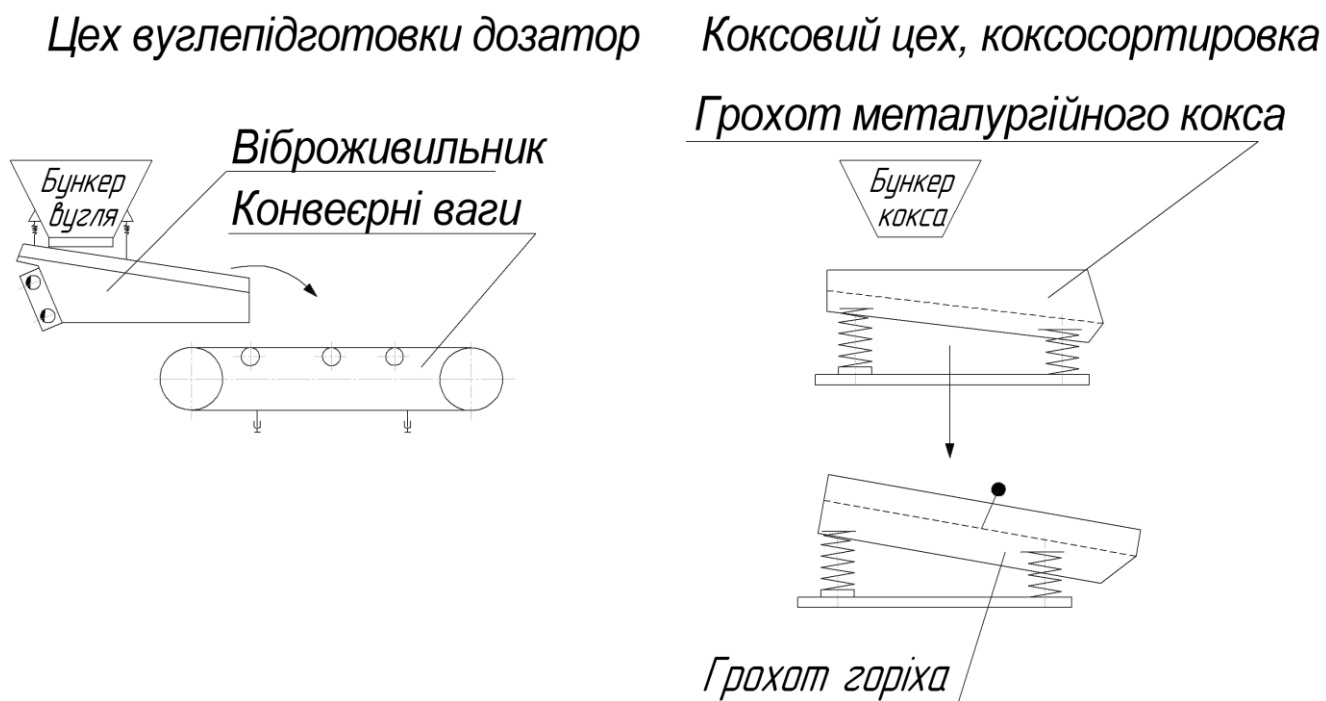


Рис. 1.5 - Коксохімічне виробництво

ВТМ можуть мати наступні закони руху робочого органу [2]:

- - поступальна хода по прямолінійній (чи близькою до неї) траєкторії з амплітудою A , траєкторна пряма нахилена до робочого органу під кутом
- - поступальна хода по криволінійній (круговий) траєкторії.
- - плоскопаралельний рух по криволінійній (еліптичною) траєкторії.

При реалізації кожного з цих режимів повинен забезпечуватися рух шару матеріалу з відривом від робочого органу (з підкиданням).

Для живильників слід віддавати перевагу лінійним законам руху робочого органу, для грохотів - з криволінійним [3, 10].

Вібраційні живильники і живильники-грохоти, що мають спрямовані коливання робочого органу, забезпечують режим вібротранспортування з підкиданням.

При визначенні загальної компоновки розташування пружних опор (зв'язків) у вібротранспортних машинах слід прагнути до того, щоб вільні коливання системи не були пов'язаними. Це забезпечується, якщо динамічна система машини має симетрію розташування мас, пружних опор і демпферів відносно площин uOx , uOz і осей Ox і Oz (рис. 1.6).

Якщо вісь вібрації проходить через ЦИ (центр інерції короба) пружні опори в плані розташовані симетрично відносно площин uOx , uOz , сіли також відстані від ЦИ системи до осей центрів пружних опор $l_1=l_2$ і коефіцієнти жорсткості $C_1=C_2$, то такі системи називаються центрованими.

Якщо $l_1 \neq l_2$ або значення $C_1 \neq C_2$, і така система називається нецентрованою (нецентромассною) системою. Положення пружних зв'язків і їх коефіцієнтів жорсткості визначається співвідношенням.

Відстань від осі x до геометричного центру пружних опор має бути зведена до можливого мінімального, тобто доцільно прагнути, щоб жорсткості пружних опор в напрямках осей y , x за величиною трохи відрізнялися один від одного.

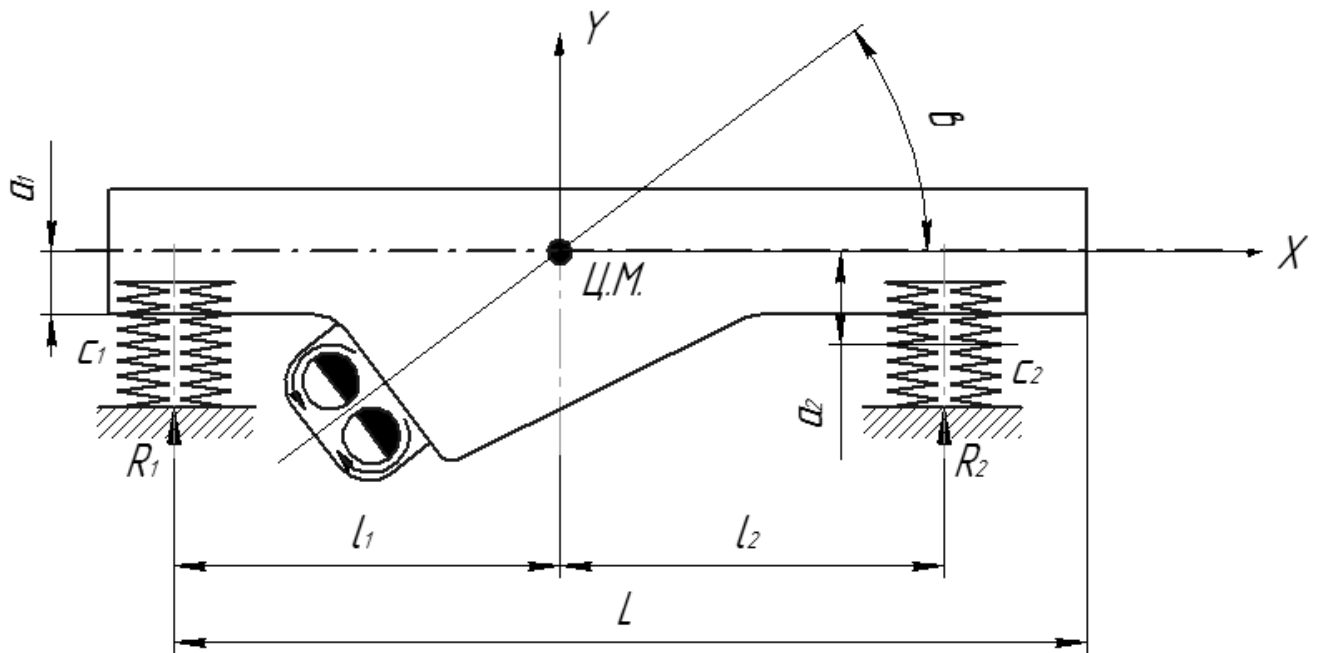


Рис 1.6 - Схема визначення компоновки ВТМ

1.2 Віб्रोізоляція вібраційно-транспортних машин

Відповідно до характеристики пружних зв'язків усе ВТМ можна підрозділити на машини з лінійною і нелінійною характеристикою жорсткості. Віброживильники і віброживильники-грохоты важкого типу зазвичай виконуються опорного типу, встановлюються на фундаменті або металоконструкціях [3].

Проектування пружної системи включає: вибір типу пружних зв'язків, загальної схеми їх компоновки і ув'язки з робочим органом машини; конструктивну розробку вузлів кріплення пружних елементів до робочого органу і нерухомої основи; визначення коефіцієнта жорсткості пружних зв'язків в горизонтальному і вертикальному напрямках, розрахунок власних коливань системи і коефіцієнта налаштування системи, перевірку можливих амплітуд коливань в сталий і перехідний періоди, розрахунок зусиль, що передаються на основу в сталому і перехідному періодах коливань, визначення міри віб्रोізоляції машини.

В якості основних пружних зв'язків віброживильників застосовують циліндричні гвинтові пружини, пластинчаті ресори, гумові і резино-металеві елементи, працюючі на стискуванні і на зрушення. Для цілей віб्रोізоляції найчастіше використовують циліндричні гвинтові пружини, гумові елементи і

пневматичні балони. Проте за такою характеристикою як відношення власної ваги до здатності, що несе, і вартості виробництва гумові амортизатори мають перевагу по відношенню до гідропневмоамортизаторам, металевим ресорам і сталевим циліндричним пружинам.

Розрахунок пружних зв'язків зводиться до наступного. При прийнятій конструкції опор по заданій частоті вимушених коливань w і необхідному налаштуванню, що характеризується коефіцієнтом Z визначають частоту вільних коливань, після чого встановлюється їх необхідна жорсткість і геометричні розміри. Визначаються опади (хід) елементів під дією статичних навантажень в сталому і перехідному режимах коливань. Перевіряються міцнісні характеристики пружних елементів.

Про міру досконалості застосованої в проекті системи віброізоляції для зарезонансних ВТМ судять за величиною коефіцієнта передачі, який показує, яка частина динамічного навантаження, що розвивається вібраторами, через пружини передається опорними конструкціями (рис. 1.7)[1],

Коефіцієнт передачі (динамічності)

$$k_g = \frac{R_\phi}{P_0}; \quad (1.1)$$

де R_ϕ - сила, що передається на несні конструкції; P_0 - обурююча сила, що розвивається вібратором.

Амплітуда сили, що передається через пружні опори на конструкції уздовж осей Y і X , визначається відповідно з виразів:

у стаціонарному режимі:

$$R_y = c'_y \cdot n \cdot A \cdot \sin \beta, R_x = c'_x \cdot n \cdot A \cdot \cos \beta; \quad (1.2)$$

де c'_y, c'_x - жорсткість уздовж осей Y і X відповідно; n - коефіцієнт загасання;

A - рівноважна амплітуда; β - кут вібрації.

у перехідному режимі:

$$R_{yp} = c'_y \cdot n \cdot A_p \cdot \sin \beta, R_{xp} = c'_x \cdot n \cdot A_p \cdot \cos \beta; \quad (1.3)$$

де A_p - амплітуда перехідного режиму (резонансна).

Віброізоляцію ВТМ без урахування втрат в пружних зв'язках правомочно застосовувати при проектуванні пружних опор на основі металевих пружин, в яких в'язкі втрати незначні. В даному випадку сила деформації пружин по виразах (1.2) і (1.3) повністю передається на опори, а ефект віброізоляції проявлятиметься тільки у тому випадку, коли майже уся енергія, що обурює коливання, витрачається на подолання сил інерції робочого органу[3, 4, 10]. .

Оскільки при гармонійному збудженні сила інерції зростає пропорційно квадрату частоти вимушених коливань, то віброізоляція ефективніша при роботі ВТМ на високих частотах, а коефіцієнт передачі визначається у виді:

$$K_{дин} = \frac{1}{1 - \frac{w^2}{p^2}}; \quad (1.4)$$

де w - частота обурюючої сили; p - власна частота коливань, $p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ де c - жорсткість системи, m - маса, що коливається.

По рівнянню (1.4) при $w = 0$ (квазістатичний режим) уся сила РО передається на фундамент. У діапазоні $0 < w < p$ коефіцієнт передачі $\gamma > 1$, і в цьому діапазоні частот установка ВТМ на пружні опори тільки збільшує навантаження на фундамент. При $w = p$ настає резонанс $A \rightarrow \infty$, а отже, до безкінечності росте навантаження на несні конструкції. Тільки при $w > \sqrt{2} \cdot p$ значення γ стає менше 1 і застосування такої пружної системи доцільне. Практично при розрахунках частоту вимушених коливань по рівняннях приймають з умови $w = (3 \div 5) \cdot p$. (1.4) видно, що при $w > p$ значення γ стає негативним. Це означає, що при цьому співвідношенні частот відбувається зрушення фази на 180° між силами R_ϕ і R_0 [11, 13].

Розглянемо другий випадок амортизації ВТМ, коли їх пружна система виконана у вигляді гумометалевих пружних опор або у вигляді комбінації пружинних опор з амортизаторами. В цьому випадку параметри віброізоляції визначають з урахуванням втрат в пружних зв'язках. Такі системи мають загасання. Найбільш просто теоретичному аналізу піддаються системи з в'язкими втратами

(гумові елементи, гідравлічні амортизатори). Припускають, що сили в'язкого опору в системі пропорційні швидкості.

Сила, що передається на опорні конструкції, складається з двох складових: сил пружності гумових елементів і сил опору, обумовлених втратами в матеріалі пружних елементів. Зусилля, що передається пружними опорами на несні конструкції при роботі ВТМ [11, 13]:

$$R_{\phi} = P_0 \cdot \sqrt{p^4 + 4 \cdot n^2 \cdot w^2} \cdot \cos(w \cdot t - \varphi_1) \cdot \left\{ \sqrt{(p^2 - w^2)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot w^2} \right\}^{-1}; \quad (1.5)$$

де

$$\varphi_1 = \varphi - \arctg \frac{2 \cdot n \cdot w}{p^2}; \quad (1.6)$$

Коефіцієнт передачі визначається у виді:

$$\gamma = \frac{R_{\phi}}{P_0} \cdot \left(\sqrt{1 + \frac{4 \cdot n^2 \cdot w^2}{p^4}} \right) \cdot \left\{ \sqrt{\left(1 - \frac{w^2}{p^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot n^2 \cdot w^2}{p^4}} \right\}^{-1}; \quad (1.7)$$

Графічне зображення коефіцієнта передачі по рівнянню (1.7) показане на рис. 1.7. У діапазоні частот $w > \sqrt{2} \cdot p$, при збільшенні коефіцієнта загасання n , відбувається деяке зростання коефіцієнта γ , отже, ефективність віброізоляції падає. При $w < \sqrt{2} \cdot p$ наявність втрат в системі знижує амплітуду коливань робочого органу і амплітуду сили, що передається на фундамент. В цьому випадку при $w = p$ амплітуда коливань має обмежене значення. У більшості машин для отримання ефекту віброізоляції резонансна частота повинна визначатися з умови $p_p < \frac{w_{раб}}{\sqrt{2}}$.

Оскільки при пуску частота змінюється від 0 до w , те подолання резонансу неминуче, і введення дисипативних властивостей в систему викликається необхідністю [5, 9, 12].

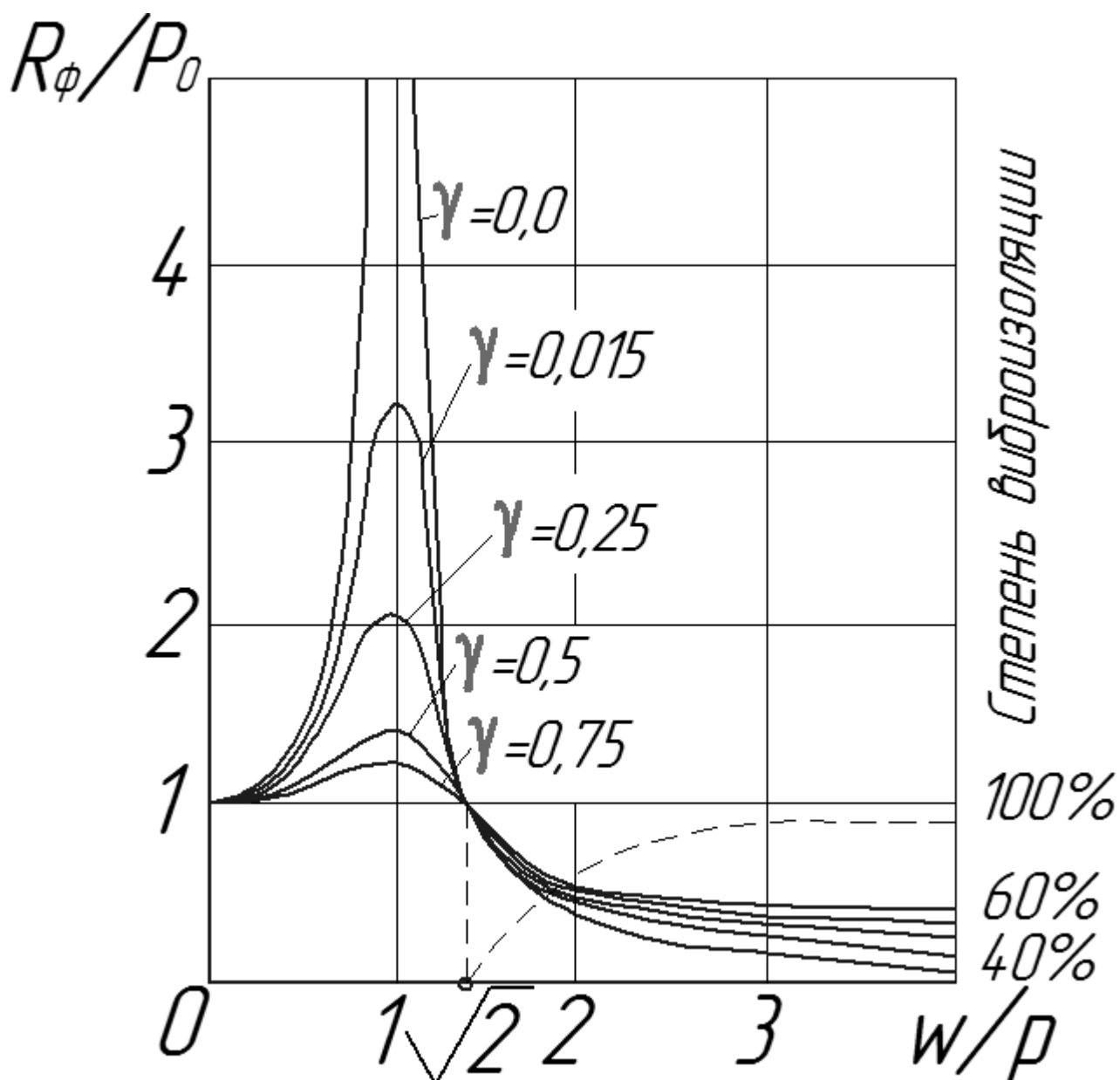


Рис 1.7 - Коефіцієнт передачі (динамічності) і міра віброізоляції ВТМ: R_ϕ - сила, що передається на несучі конструкції; P_0 - збурююча сила, що розвивається вібратором; w - частота збурюючої сили; p - власна частота коливань.

1.3 Формування технічної проблеми

Вібраційно-транспортні машини знайшли широке застосування в гірничовидобувній галузі і займають значне місце в технологічному процесі;

В якості пружних опор ВТМ застосовуються різноманітні амортизатори і ресори. Проте за такою характеристикою як відношення власної ваги до несучої

здатності і вартості виробництва гумові амортизатори мають перевагу по відношенню до гідропневмоамортизаторів, металевих ресор і сталевих циліндричних пружин [7].

Компонування пружних зв'язків у вібромашинах може бути різноманітним, і залежно від цього змінюватиметься подовжня і поперечна жорсткості системи, що у свою чергу впливає на закони руху робочого органу і вібраційного переміщення матеріалу.

Оскільки при пуску частота змінюється від 0 до ω , те подолання резонансу неминуче, і введення дисипативних властивостей гумових амортизуючих елементів в систему є необхідністю.

Для вібраційної техніки промислових підприємств в якості пружних опорних елементів переважно використовуються сталеві циліндричні пружини. Заміна цих пружин на дешевші гумові амортизатори представляється дуже привабливою. Тому виникла необхідність проведення ряду експериментів, які б дозволили порівняти параметри жорсткості гумових амортизаторів з параметрами жорсткості використовуваних в промисловості сталевих циліндричних пружин.

1.4 Мета і завдання роботи

Мета роботи – зниження відношення власної ваги до несучої здатності і вартості виробництва за рахунок заміни сталевих циліндричних пружин на гумові амортизатори.

Поставлена в роботі мета досягається послідовним вирішенням наступних основних задач:

- пошук раціональних конструкцій гумових амортизаторів;
- визначення жорсткості різних видів гумових амортизаторів стискування проведенням аналітичних досліджень;
- побудова характеристик амортизаторів при їх вантаженні;
- порівняння характеристик резинометалічних амортизаторів;
- розробка рекомендацій по застосуванню даних гумових амортизаторів.

Об'єкт досліджень – процеси, що виникають у гумометалевих амортизаторах (ГМА) при їх навантаженні.

Предмет дослідження – параметри гумометалевих амортизаторів.

Ідея роботи полягає в зменшенні відношення власної ваги до несучої здатності і вартості виробництва амортизаторів вібраційних машин за рахунок використання гумометалевих амортизаторів замість сталевих циліндричних пружин.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Загальна методика досліджень

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз конструктивних особливостей гумових амортизаторів та методів їх розрахунків для визначення причин внутрішніх втрат у гумі, та визначення найбільш придатних для подальшого використання конструкцій ГМА.

На основі проведеного аналізу обираються найбільш придатні для подальшого дослідження форми гумових амортизаторів.

Подальші аналітичні дослідження впливу різних порожнин в гумових амортизаторах на їх жорсткість і можливість застосування таких амортизаторів у вібраційно-транспортних машинах з використанням комп'ютерних моделей проводяться для побудова і порівняння характеристик таких амортизаторів.

За результатами проведених досліджень розробляються рекомендації щодо застосування у вібраційних машинах різних типів гумових амортизаторів .

2.2 Методика аналізу конструкцій гумових амортизуючих елементів та методів їх розрахунку

Метою аналізу є визначення причин внутрішніх втрат у гумі, розгляд способів розрахунку ГМА та визначення найбільш придатних для подальшого використання конструкцій ГМА.

При аналізі конструктивних особливостей гумових амортизуючих елементів використовуваних у вібромашинах спочатку розглядаються основні фізико-механічні характеристики гуми згідно з сучасними поглядами на структуру синтетичних матеріалів. Визначається залежність напруження – деформація та твердість, зазначаються методи визначення твердості.

Наступним етапом аналізу є розгляд типів гумових амортизаторів використовуваних у вібромашинах і особливості їх конструювання. Крім того

розглядаються основні ознаки їх руйнування та існуючі рекомендації по конструюванню.

Наприкінці аналізу критично розглядаються існуючі методи розрахунку гумових деталей вібротомашин та стадії їх проектування пружної системи.

2.3 Методика аналітичних досліджень гумових амортизаторів

Метою аналітичних досліджень є дослідження впливу різних порожнин в гумових амортизаторах на їх жорсткість і можливість застосування таких амортизаторів у вібраційно-транспортних машинах, побудова і порівняння характеристик таких амортизаторів.

Завданнями досліджень є:

- визначення жорсткості різних видів гумових амортизаторів стискування експериментальним шляхом;
- побудова характеристик амортизаторів при їх вантаженні;

Згідно проведеному аналізу конструкцій гумових амортизаторів, для досліджень обираємо амортизатори у формі паралелепіпеду з отворами для зміни жорсткості з гуми. При дослідженнях зразки піддавалися стискуванню в різних площинах

При побудові комп'ютерних моделей амортизаторів використовувалися наступні параметри гуми для моделювання []:

- Щільність - 1000 кг/м^3
- Коефіцієнт Пуассона - 0.49
- Модуль Юнга - 6100000 Па

Варійовані чинники: навантажуюча сила P , H (0...9800 Н)

Функція відклику: зміна висоти амортизатора ΔH

Експеримент №1, положення №1.Зразок експерименту №1 має один центральний отвір діаметром 40мм. Додаток навантаження P уздовж осі H (рис. 2.1) призводить до зміни значень H , B , Z , $d1$ і $d2$.

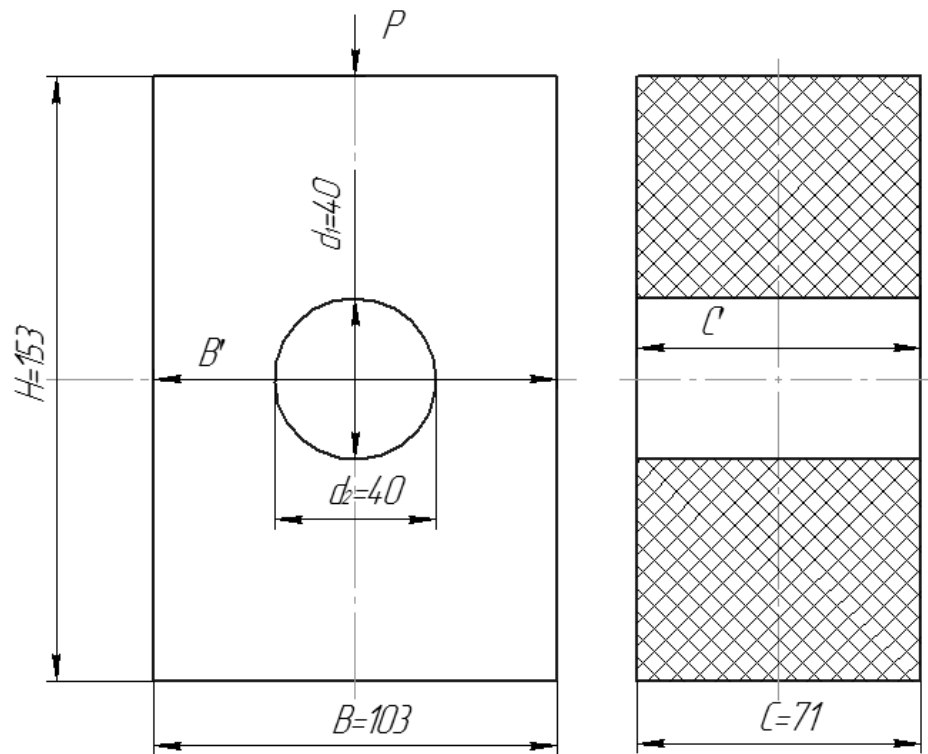


Рис. 2.1 – Модель для експерименту №1, положення №1.

Теоретичну залежність $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора знайдемо по формулі [6]:

$$P = \frac{1}{3} \cdot E \cdot F \left(\frac{1}{\lambda} - \lambda \right)^2; \quad (2.1)$$

де F - початкова площа основи; E - модуль пружності,

$E \approx 6 \cdot G = 6 \cdot 0,74 = 4,44 \text{ MN} / \text{m}^2$; G - модуль зсуву, для гуми, $G = 0,74 \text{ MN} / \text{m}^2$; λ -

міра стискування, $\lambda = \frac{H - \Delta H}{H}$;

Жорсткість досліджуваного амортизатора по експериментально і теоретично отриманим даним:

$$C = \frac{\Delta P'}{\Delta H'}; [\text{H}/\text{m}] \quad (2.2)$$

де $\Delta H'$ - приріст аргументу ΔH ; $\Delta P'$ - приріст функції $P(\Delta H)$ для приросту аргументу $\Delta H'$.

Експеримент №2, положення №1. Зразок експерименту №2 має один центральний отвір діаметром 40мм і два малі отвори діаметром 20 мм уздовж його осі симетрії.

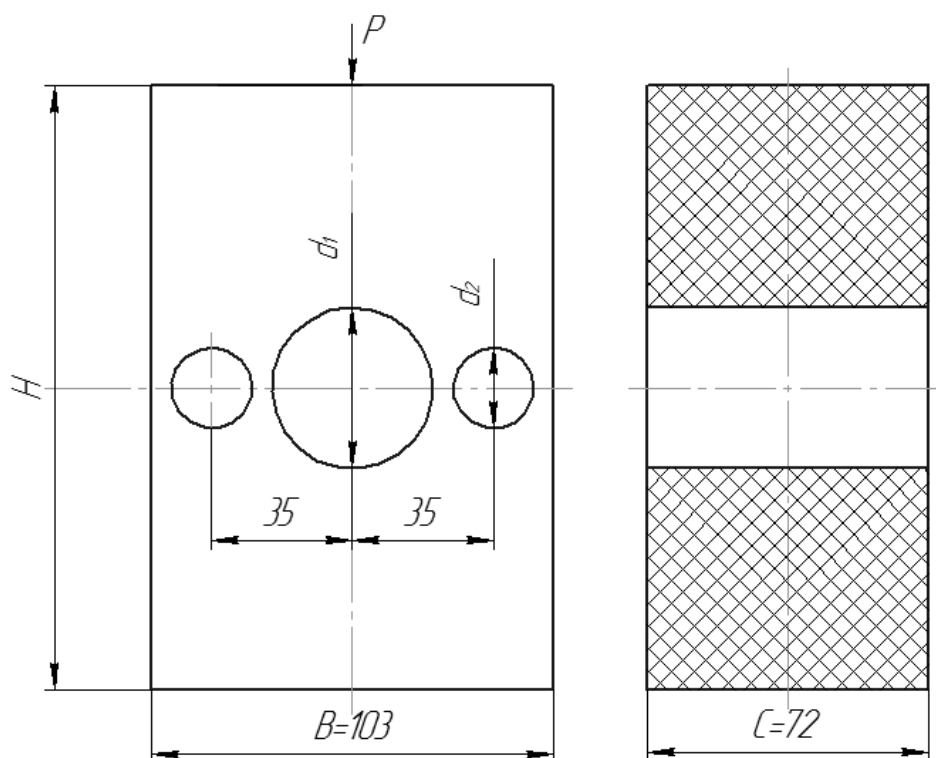


Рис. 2.2 – Модель для експерименту №2, положення №1

Теоретичну залежність $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора знайдемо по формулі (2.1).

Жорсткість досліджуваного амортизатора знайдемо по експериментально і теоретично отриманим даним: за формулою (2.2).

Експеримент №3, положення №1. Зразок експерименту №3 має один центральний отвір діаметром 40мм і шість малих отворів діаметром 20мм. Малі отвори розташовані як показано на рис. 2.3.

Теоретичну залежність $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора знайдемо по формулі (2.1) :

Жорсткість досліджуваного амортизатора знайдемо по експериментально і теоретично отриманим даним: за формулою (2.2).

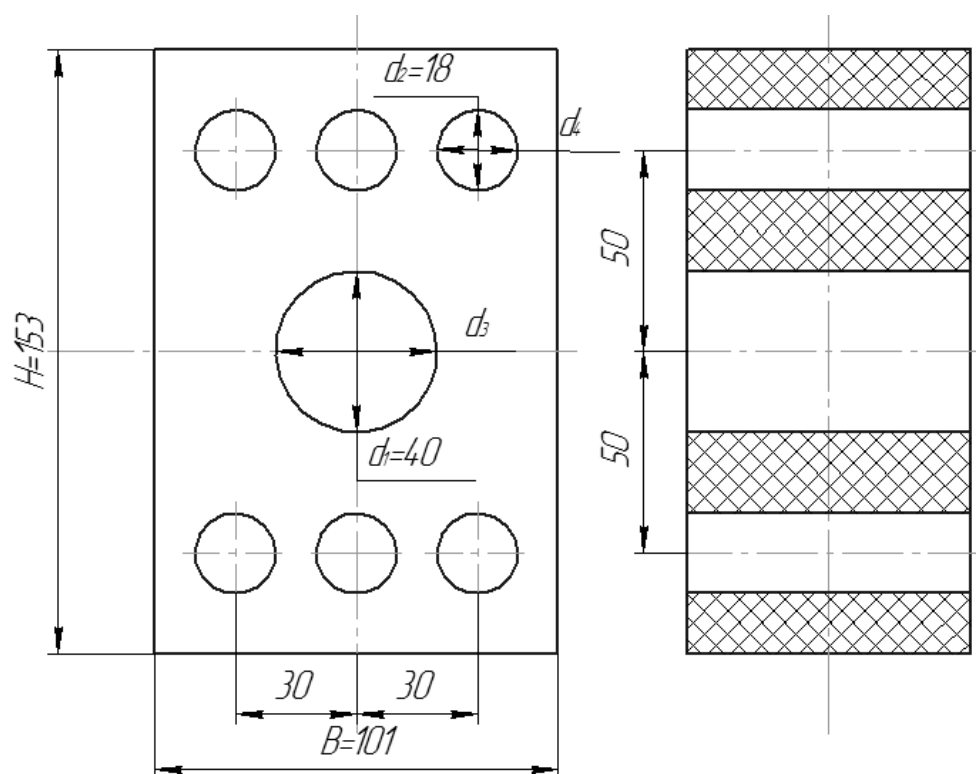


Рис. 2.3 – Модель для експерименту №3 положення №1

Експеримент №4, положення №1. Зразок експерименту №4 має один центральний отвір діаметром 40мм, два отвори діаметром 34мм і чотири отвори діаметром 20мм див. рис. 2.4.

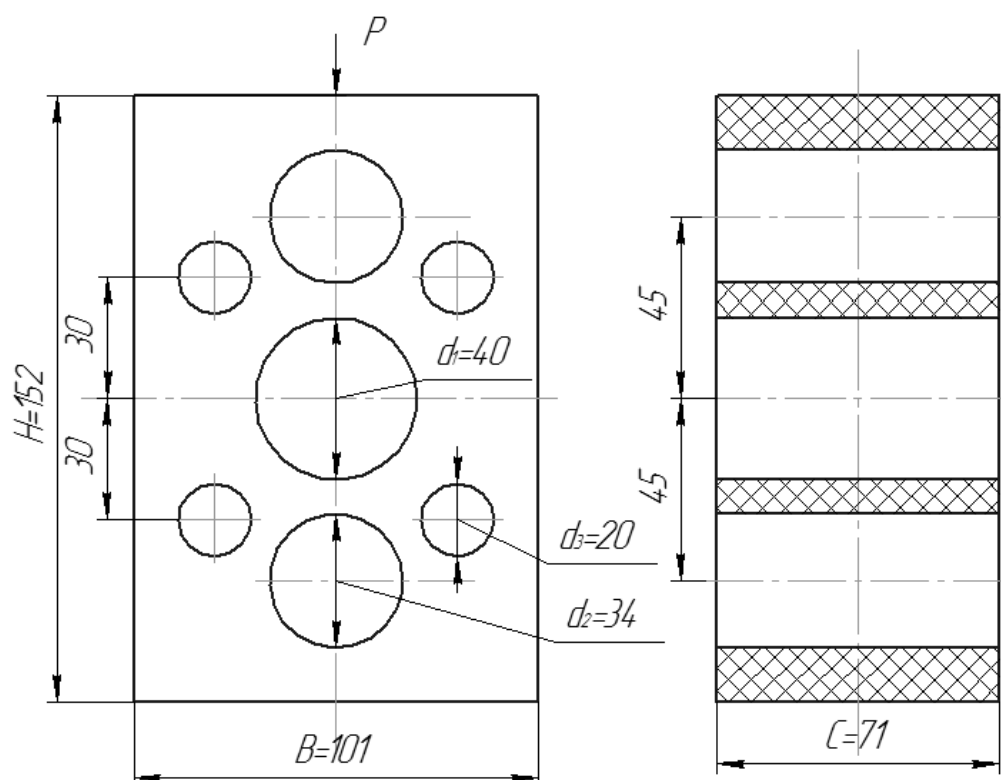


Рис. 2.4 – Модель для експерименту №4 положення №1

Теоретичну залежність $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора знайдемо по формулі (2.1).

Жорсткість досліджуваного амортизатора знайдемо по експериментально і теоретично отриманим даним: за формулою (2.2).

За результатами досліджень будуються графічні залежності та робляться відповідні висновки.

Експеримент № 5. Гумометалевий амортизатор. Цей амортизатор виконаний з гумовотканинного полотна закріпленого торообразно між двома металевими пластинами. Цей амортизатор відрізняється простотою конструкції, а отже і виготовлення [8].

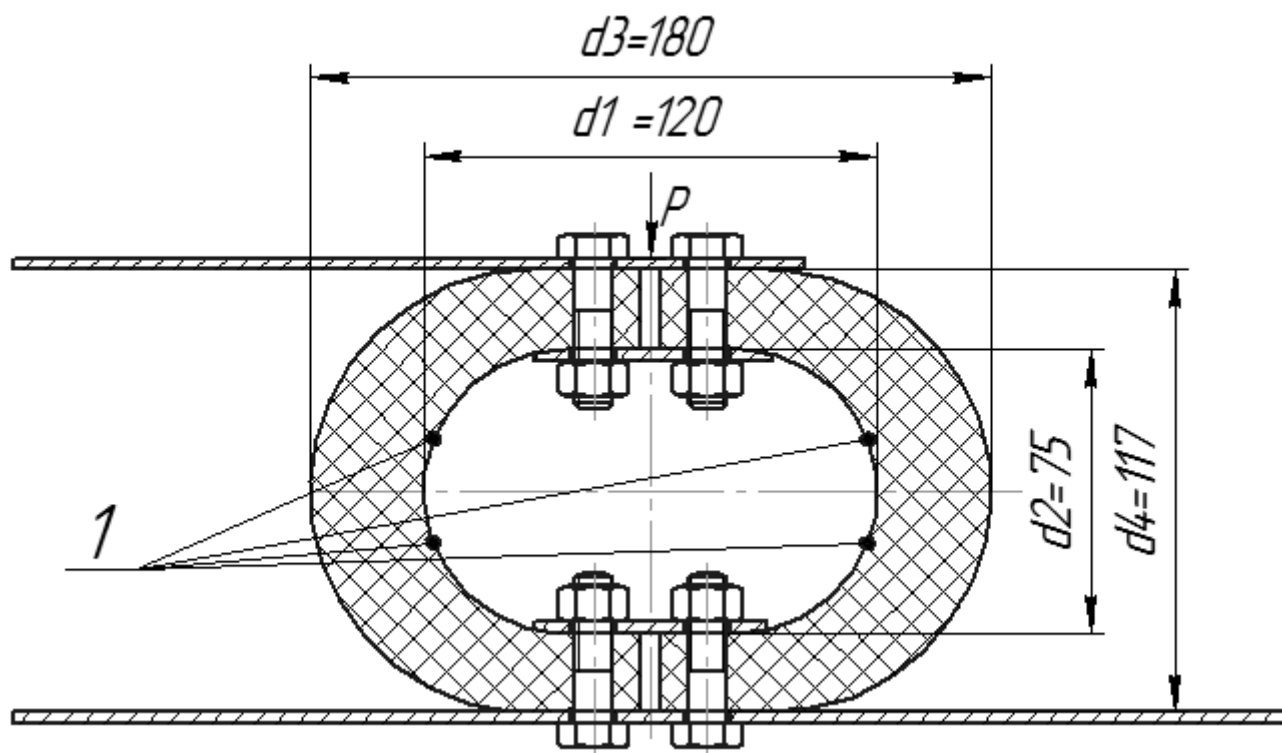


Рис.2.5 - Гумометалевий амортизатор

Знайдемо жорсткість досліджуваного амортизатора за експериментально отриманими даними [8].

$$c = \frac{P}{\Delta d_4}; [\text{H/м}] \quad (2.3)$$

При експерименті слід врахувати те, що резинові листи вже піддані деформації і мають велику сили реакції, тобто подібні попередньою стиснутій пружині. Тому проводимо попередні дослідження у яких встановлюємо силу опор при згинанні гумового листа такого амортизатора.

Встановлено, що попередньо навантажена згином гума знижує дію зовнішнього навантаження у 5 раз.

2.4 Методика розробки рекомендацій щодо застосування гумових амортизаторів

Для вібраційних машин рекомендовано застосування податливіших амортизаторів з меншою жорсткістю [1]. Це обумовлюється режимами віброізоляції, зокрема коефіцієнтом передачі зусиль на несучі конструкції

$$K_{дин} = \frac{1}{1 - \frac{w^2}{p^2}} = \frac{1}{1 - \frac{m \cdot w^2}{c}}; \quad (2.4)$$

де w - частота обурюючої сили; p - власна частота коливань, $p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ де c -

жорсткість пружних опор, m - маса, що коливається

За результатами досліджень перевіряємо усі досліджені зразки та обираємо найбільш підходящий. Для обраного зразка встановлюємо максимальне напруження у матеріалі та встановлюємо величину обурюючої сили згідно з (2.4)

Висновки до розділу 2

1. Розроблено методику подальших досліджень, що складається з трьох етапів досліджень;
2. Розроблено методику аналізу конструкцій гумових амортизуючих елементів та методів їх розрахунку з метою визначення причин внутрішніх втрат у гумі, розгляд способів розрахунку ГМА та визначення найбільш придатних для

подальшого використання конструкцій ГМА;

3. Розроблено методику аналітичних досліджень гумових амортизаторів з метою дослідження впливу різних порожнин в гумових амортизаторах на їх жорсткість і можливість застосування таких амортизаторів у вібраційно-транспортних машинах, побудова і порівняння характеристик таких амортизаторів.

4. Розроблено методику розробки рекомендацій щодо застосування гумових амортизаторів, що базується на використанні коефіцієнта передачі зусиль на несучі конструкції

3 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГУМОВИХ АМОРТИЗУЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВИКОРИСТОВУВАНИХ У ВІБРОМАШИНАХ

3.1 Аналіз конструктивних особливостей гумових амортизаторів. Методи розрахунків основних параметрів

3.1.1 Основні фізико-механічні характеристики гуми

Згідно з сучасними поглядами на, структурою синтетичних матеріалів їх молекули є довгі гнучкі нитки, розташовані хаотично у вигляді заплутаного клубка [4]. Така форма молекули обумовлює гнучкість молекулярних ланцюгів і високо еластичні властивості матеріалу. Макромолекули полімеру складаються у вигляді окремих пачок, розташованих хаотично при аморфній структурі і впорядковано при кристалічній. Таке уявлення про "надмолекулярну структуру" гум добре узгоджується з експериментальними даними, отриманими при вивченні їх в'язкопружних властивостей.

Якщо до полімерної системи прикладена певна сила, то пружна деформація спостерігатиметься до тих пір, поки виникла в матеріалі напруга не урівноважить діючих сил. Проте повна рівновага не встановлюється і з часом при фіксованій величині деформації напруги знижуються. Це явище мимовільної зміни напруги при постійній деформації називається релаксацією і лежить в основі таких явищ, як повзучість, післядія і внутрішні втрати енергії в матеріалі. Усі ці явища об'єднують під загальною назвою "Пружної недосконалості" реального твердого тіла.

Якщо до в'язкопружного матеріалу прикласти напругу, то деформація, що утворюється відповідно до його, внаслідок наявності релаксаційних процесів відставатиме в часі на певну величину, залежну від швидкості навантаження, що додається, природи полімеру і її фізико-механічних властивостей.

Якщо напруга змінюється за гармонійним законом, то його можна розкласти на дві компоненти, одна з яких співпадає по фазі з переміщенням (фазова компонента, позначається через амплітуду A_1 і називається пружною складовою), а інша відрізняється від неї по фазі на 90° (внефазова компонента позначається через амплітуду A_2) і називається в'язкою що становить напругу. Амплітуда A

загальної напруги виражається як $A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2}$. Величина $\operatorname{tg} \delta = \frac{A_2}{A_1}$ називається коефіцієнтом втрат енергії, що розсіюється в матеріалі на пружну недосконалість.

Якщо напругу і деформацію представити в координатах $\sigma - \varepsilon$, то внаслідок наявності кута зрушення фаз між ними отримаємо петлю гістерезису (рис 3.1).

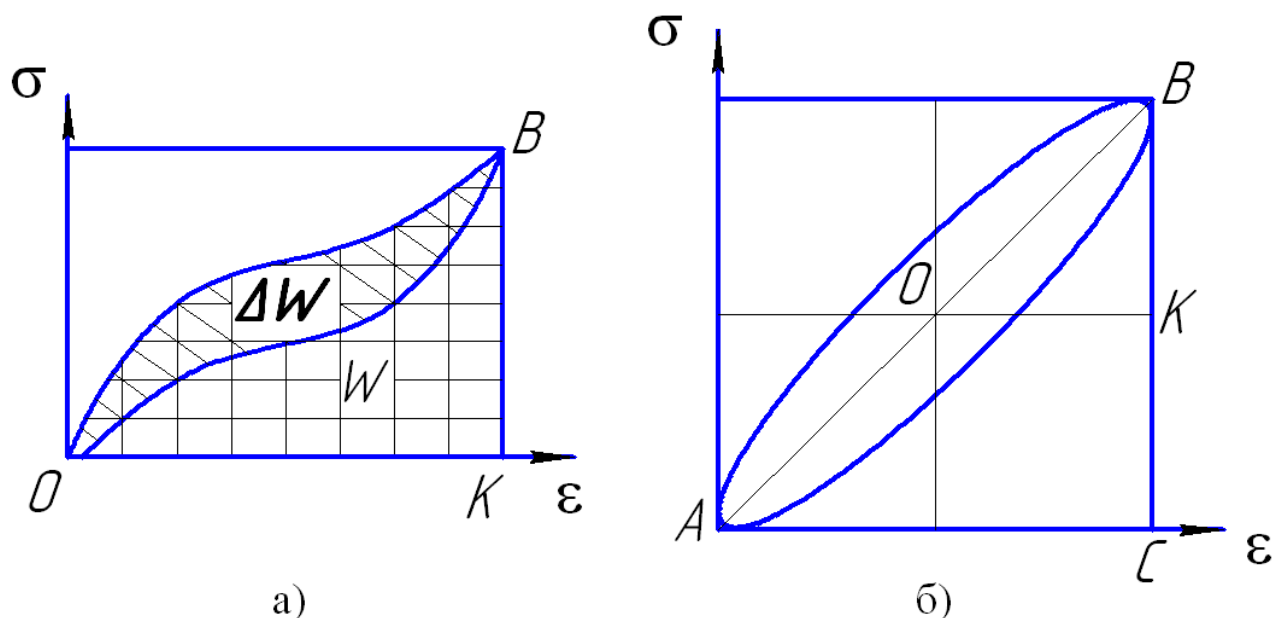


Рис 3.1 - Петля гістерезису: а) - при статичному вантаженні; б) - при динамічному вантаженні.

При деформації гуми в лінійній області петля гістерезису буде еліпсом, велика вісь якого дорівнює величині повного модуля G або E . Площа еліпса характеризує частину енергії розсіюванню в матеріалі за один цикл деформації. Трикутник ABC при цьому виражає енергію, що витрачається на деформацію гумового зразка. Відношення площі еліпса $\pi \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot \sin \sigma$ до площі трикутника OBK , тобто відношення безповоротно розсіяної енергії ΔW до її амплітудного значення W , означають як $\varphi = \Delta W / W$ і називають коефіцієнтом поглинання енергії.

Гістерезисні петлі можуть бути відкритими і закритими. Відкрита петля (рис 3.1, а) спостерігається при малих швидкостях вантаження і вказує на наявність залишкової деформації, яка надалі поступово зменшується. Закрита петля (рис 3.1, б) має місце при багатократних деформаціях. Форма і симетричність розташування

петлі відносно осей координат значною мірою залежать від природи початкового каучуку і міри його наповнення. Площа петлі гістерезису визначається швидкістю деформації системи і температурою довкілля. При малих швидкостях вантаження площа петлі мала, при високих швидкостях вона також мала; максимум площі буде для тих швидкостей, які співпадають зі швидкостями релаксації системи. Аналогічна залежність площі петлі гістерезису від температури: площа петлі мінімальна при дуже низьких і дуже високих температурах, а її максимум досягається при температурі, яка відповідає збігу часу релаксації системи з часом дії сили, що додається.

Релаксаційний характер деформації гуми проявляється також і в тому, що залежність сили від деформації для першого циклу вантаження відрізняється від цієї залежності для наступних циклів. При повторних циклах вантаження площа петлі гістерезису поступово зменшується, досягаючи після деякого числа циклів відносно постійного значення.

Залежність напруга - деформація. Для опису напруженого стану ізотропних матеріалів, до яких відноситься і гума, теорія пружності припускає існування двох незалежних пружних констант : напруги σ , що виражається силою, площі поперечного деформованого перерізу ($\sigma = P/F$), і пружної деформації ε , визначуваної збільшенням довжини зразка Δl до його первинної довжини l ($\varepsilon = \Delta l/l$).

З урахуванням високо еластичних властивостей механічні характеристики гуми можуть бути класифіковані як рівноважні, такі, що мають місце при сталому, стандартному стані, і кінетичні, такі, що відносяться безпосередньо до дії релаксаційних процесів. Вважають, що при рівноважних режимах деформації за час дії сили в гумі устигають завершитися основні релаксаційні процеси. В цьому випадку рівноважна напруга виражається через рівноважну деформацію $\sigma_{\infty} = E_{\infty} \cdot \varepsilon_{\infty}$, де E_{∞} - рівноважний модуль пружності, величина якого не залежить від виду деформації і має одно і те ж значення при стискуванні і розтягуванні зразків.

У практиці рівноважний (точніше умовно рівноважний) модуль визначають або при малих швидкостях вантаження (близько 0,0002 м/с), або при значній (декілька годин) витримці під навантаженням, коли релаксаційні процеси устигають завершитися і не чинять помітного впливу на його величину.

Окрім рівноважних значень модулів E_{∞} і G_{∞} використовують також їх миттєві величини E_0 і G_0

$$E_0 = \lim_{t \rightarrow 0} E(t); \quad (3.1)$$

$$G_0 = \lim_{t \rightarrow 0} G(t), \quad (3.2)$$

що відповідають абсолютно пружному стану матеріалу. Реальні величини E_0 і G_0 для конкретних марок гум знаходять при досить високих швидкостях вантаження (ударне навантаження, вибухова хвиля і т. д.) або при низьких температурах, використовуючи принцип температурно-тимчасової суперпозиції.

При розрахунку гумових систем вводять також поняття об'ємного модуля :

$$K = -P(\Delta V/V), \quad (3.3)$$

де P - тиск; $\Delta V/V$ - об'ємна деформація гуми в замкнутому об'ємі.

Між модулями Юнга, зрушення і об'ємним існує зв'язок:

$$E = 2 \cdot G \cdot (1 + \mu); \quad (3.4)$$

$$E = 3 \cdot K \cdot (1 - 2 \cdot \mu), \quad (3.5)$$

де μ - коефіцієнт Пуассона, визначуваний відношенням відносної поперечної деформації ε' до відносної подовжньої деформації ε ($\mu = \varepsilon' / \varepsilon$). Вирахований таким чином коефіцієнт μ для гуми не залишається постійним, збільшуючись при стискуванні і зменшуючись при розтягуванні. Тому використовують диференціальну форму запису з урахуванням зміни об'єму, застосовуючи для цього відоме рівняння Пуассона виду

$$\mu = \frac{1}{2} \left[1 - V^{-1} \cdot \left(\frac{dV}{dE} \right) \right], \quad (3.6)$$

При $\frac{dV}{dE} \rightarrow 0$ коефіцієнт $\mu = 0,5$ і з рівнянь (3.4) і (3.5) виходить, що $E = 3 \cdot G$ і $K \rightarrow \infty$. Ці співвідношення і приймаються як основні при розрахунку гумові вироби.

Для усіх існуючих матеріалів значення коефіцієнта Пуассона лежить в діапазоні 0-0,5. Для гум в умовах стискування при сухому терті на торцях $\mu = 0,465 \div 0,485$.

У практиці зазвичай приймають $\mu = 0,5$, що істотно спрощує розрахунки і відповідає уявленню про гуму як про матеріал з високою об'ємною пружністю, внаслідок чого вона може розглядатися як абсолютно нестискуване тіло.

Твердість. Під твердістю зазвичай розуміють здатність матеріалу чинити опір механічному проникненню в нього твердішого тіла. Твердість виражається різними величинами, але в усіх випадках вимірюють глибину занурення сталевого індентора з плоским або сферичним наконечником. Найбільше поширення отримав метод виміру твердості по ГОСТ 263-53 за допомогою твердомера ТМ-2. У цьому приладі індентором служить сталеві голка з плоским наконечником, а шкала твердості охоплює діапазон від 0 до 100. Останнім часом використовуються також методи міжнародного стандарту і твердомери UCD, в яких глибина вимірюється зануренням в гуму сталеві кульки діаметром 2,5 мм.

Методи визначення твердості, прості і доступні, отримали широке поширення в практиці механічних випробувань гум. Особливо часто ними користуються технологи для порівняльної оцінки механічних властивостей гум.

Були спроби [5] встановити деякий кореляційний зв'язок між твердістю і іншими характеристиками гуми, наприклад модулем Юнга, міцністю і т. д. Для ряду гум такий зв'язок спостерігався і були побудовані деякі узагальнені криві. Проте розширення асортименту гум і строгіший підхід до визначення їх механічних властивостей поставили під сумнів коректність такого зв'язку. Слід також відмітити, що твердість як механічна характеристика гуми при розрахунках РТИ до теперішнього часу не використовувалася. Механічні характеристики

деяких марок гуми приведені в таблиці 3.1. Напруга, що допускаються, і модулі зрушення для гумових елементів приведені в таблиці 3.2 [6].

Таблиця 3.1 - Механічні характеристики гуми

Марка гума	Механічні характеристики						
	G_{∞} , МН/м	G_0 , МН/м	α	β	λ	G_d , МН/м	ψ
						При =70 рад/з і А=12,0 мм	
2959	0,74	1,76	0,6	1,11	0,58	1,6	0,3-0,32
1224	0,66	-	-	-	-	1,34	0,07-0,1
1378	0,43	0,78	0,6	0,3	0,45	0,74	0,08-0,1
51-1562	0,56	0,82	0,8	2,4	0,32	0,66	0,15-0,2
310	0,58	0,83	0,8	2,4	0,33	0,67	0,15-0,2

де G_{∞} - рівноважний модуль зсуву; G_0 - миттєвий модуль зсуву; α - параметр дрібності, що виражається через максимальне значення спектру часу і дефект модуля, $-1 < \alpha < 0$; $\beta^{-1} = t_0$ - узагальнений час релаксації, $\beta > 0$; λ - "дефект модуля"; G_d - модуль зсуву при частоті вантаження $\omega=70$ рад/с і $A=12,0$ мм; ψ - технічний коефіцієнт поглинання енергії.

Як відомо, зі зменшенням висоти жорсткість зразків дещо зростає. Це зростання прийнято оцінювати так званим чинником форми Φ , в якості якого приймають відношення площі основи деталі, дотичної до стискуючих поверхонь, до площі її бічної поверхні. Так для суцільних циліндрів із зовнішнім діаметром D і заввишки H чинник форми рівний:

$$\Phi = \frac{D}{4 \cdot H}, \quad (3.7)$$

Для порожнистих циліндрів з внутрішнім діаметром d чинник форми дорівнює [7]:

$$\Phi = \frac{D - d}{4 \cdot H}, \quad (3.8)$$

Таблиця 3.2 - Напруга, що допускаються, і модулі зсуву

Параметр	Напруга і модулі зсуву і пружності в MH / m^2 при твердості по Шору				
Твердість по Шору	30 ± 3	40 ± 3	50 ± 4	60 ± 4	70 ± 4
Модуль зрушення G , в MH / m^2	0,4-0,5	0,5-0,6	0,6-0,8	9,9-1,1	1,3-1,5
Модуль пружності E при чиннику форми $\Phi=0,25$, в MH / m^2	2,5-3,0	3,0-4,0	4,0-5,5	6,0-7,0	8,5-10,0
Нормальна напруга стискування при статичних навантаженнях, що допускається, віднесена до початкової площі поперечного перерізу недеформованого гумового елемента $[\sigma]$, в MH / m^2					
$\Phi=0,25....$	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2
$\Phi=0,5....$	0,7	0,8	1,0	1,2	1,5
$\Phi=0,75....$	0,9	1,0	1,2	1,5	1,8
$\Phi=1,0....$	1,1	1,2	1,5	1,8	2,2
$\Phi=1,25....$	1,3	1,5	1,8	2,2	2,5
$\Phi=1,5....$	1,5	1,8	2,0	2,5	2,8
Нормальна напруга стискування, що допускається, при статичних навантаженнях з випадковими і епізодичними короткочасними навантаженнями, віднесене до початкової площі поперечного перерізу недеформованого гумового елемента $[\sigma]$, в MH / m^2					
$\Phi=0,25....$	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
$\Phi=0,5....$	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2
$\Phi=0,75....$	0,7	0,8	1,0	1,2	1,5
$\Phi=1,0....$	0,9	1,0	1,2	1,5	1,8
$\Phi=1,25....$	1,1	1,2	1,4	1,8	2,2
$\Phi=1,5....$	1,3	1,5	1,6	2,0	2,5
Нормальна напруга стискування при стаціонарних динамічних навантаженнях, що допускається, віднесена до початкової площі поперечного перерізу недеформованого гумового елемента $[\sigma]$, в MH / m^2					
$\Phi=0,25....$	0,3	0,4	0,45	0,6	0,75
$\Phi=0,5....$	0,4	0,45	0,6	0,75	0,9
$\Phi=0,75....$	0,55	0,6	0,75	0,9	1,1
$\Phi=1,0....$	0,7	0,75	0,9	1,1	1,3
$\Phi=1,25....$	0,8	0,9	1,0	1,3	1,6
$\Phi=1,5....$	1,0	1,1	1,2	1,5	2,0
Напруга, що допускається, при статичному стискуванні гумових деталей з незакріпленими торцями, віднесене до початкової площі поперечного перерізу недеформованого гумового елемента $[\sigma]$, в MH / m^2	0,8	1,0	1,2	1,8	2,5

3.1.2 Типи гумових амортизаторів використовуваних у вібромашинах і особливості їх конструювання

До машин, в яких використовують гумові елементи, відносяться передусім вібраційні транспортні і транспортно-технологічні машини - грохоти, конвеєри, живильники, а так само гірничо-збагачувальні машини - млини, бункери, дробарки, центрифуги і т. д.[4]

Найбільш поширеним типом гумових деталей, використовуваних в якості елементів пружної підвіски вібромашин, є вироби, працюючі при деформаціях стискування і зрушення. У простому випадку вони є елементами циліндричної або прямокутної форми з привулканізованою металевою арматурою або без неї.

На рис. 3.2 показані найбільш поширені типи гумометалевих деталей простої форми. Циліндричні елементи (рис. 3.2, а, б, в) зазвичай випробовують деформації одновісного стискування і допускають невеликі зміщення зрушення. Наявність центрального отвору підвищує еластичність амортизаторів і сприяє їх кращому охолодженню. Варіюючи геометричними розмірами, можна збільшувати їх стійкість, зберігаючи постійною величину подовжньої жорсткості. Одним із засобів підвищення подовжньої стійкості є створення елементів збірної конструкції (рис. 3.2, в), яка зручна тим, що її пружну характеристику можна змінювати, змінюючи набір складових елементів.

Амортизатори конічної форми (рис.3.2, г) мають слабо нелінійну силову характеристику.

На рис. 3.2, д, е показані гумометалеві амортизатори зрушення, що мають жорсткість в поперечному напрямі значно меншу, ніж в подовжньому. Це пояснюється різним значенням модуля гуми при деформаціях стискування і зрушення. Зазвичай елементи зрушення виконують квадратної або прямокутної форми з привулканизированной металевою арматурою.

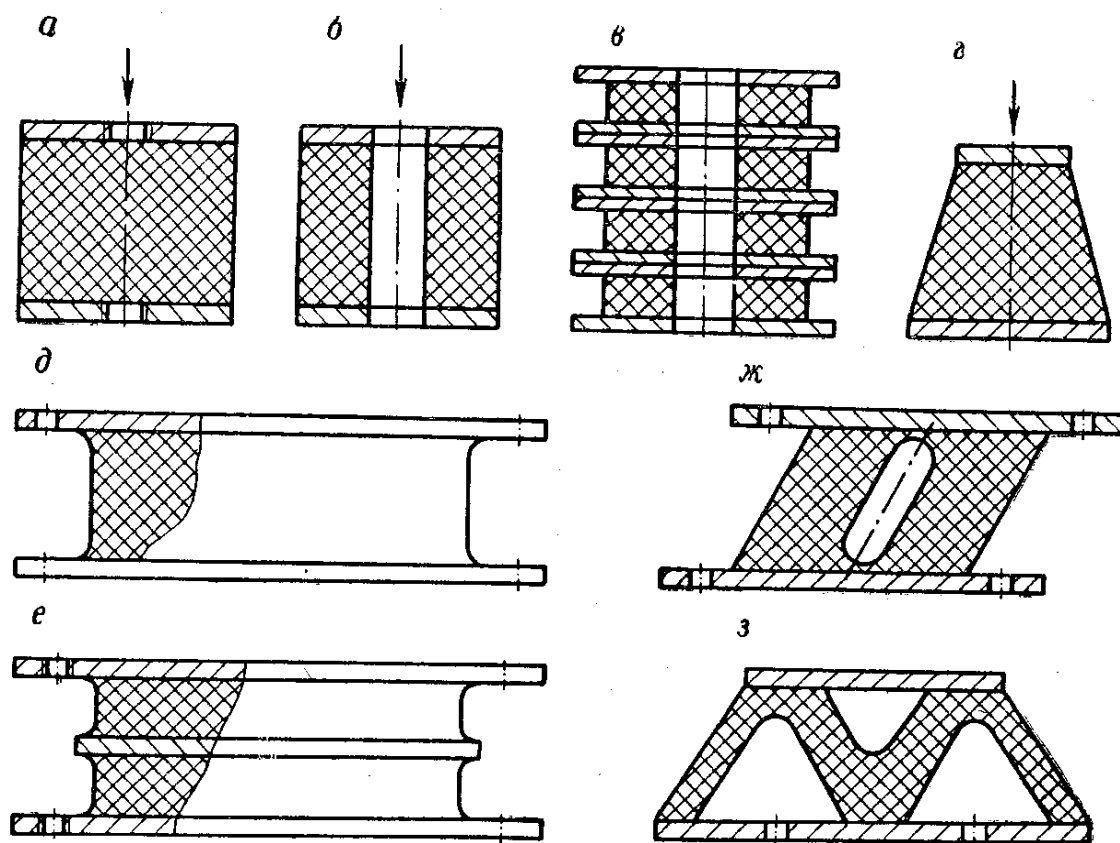


Рис. 3.2 - Гумометалеві деталі простої форми : а, б, в - циліндричної форми; г - конічної форми; д, е - квадратної або прямокутної форми; ж, з - з порожнинами.

Для збільшення жорсткості на стискування при збереженні габаритів елемент розділяють однією або декількома пластинами (див. рис. 3.2, е). Зменшення жорсткості таких амортизаторів досягається освітою усередині гумового елемента порожнини (рис. 3.2, ж) або створенням конструкції мостового типу (рис. 3.2, з).

На рис. 3.3 показані різні конструкції амортизаторів, які під дією подовжньої сили випробовують деформації стискування і зрушення. Пружні опори складаються з двох гумометалевих амортизаторів циліндричної або прямокутної форми (рис. 3.3, а - е), встановлених під кутом один до іншого. Співвідношення подовжньої і поперечної жорсткості можна змінювати, регулюючи кут установки пружних елементів.[7]

Деталі такого типу широко використовують як елементи ресорної підвіски візків рухомого складу, амортизації залізничних мостів, віброізоляції гірничошахтного і металургійного устаткування і т. д. На рис. 3.4 показаний вузол

підвіски візка шахтної вагонетки, на рис. 3.5 - конструкція пружної регульованої опори.

Для установки устаткування з широким частотним спектром коливань застосовують амортизатори складної конфігурації, що забезпечують велику податливість і нелінійну характеристику пружної поновлюючої сили. Гумометалева опора на рис. 3.6, а призначена для регульованої установки різного устаткування.

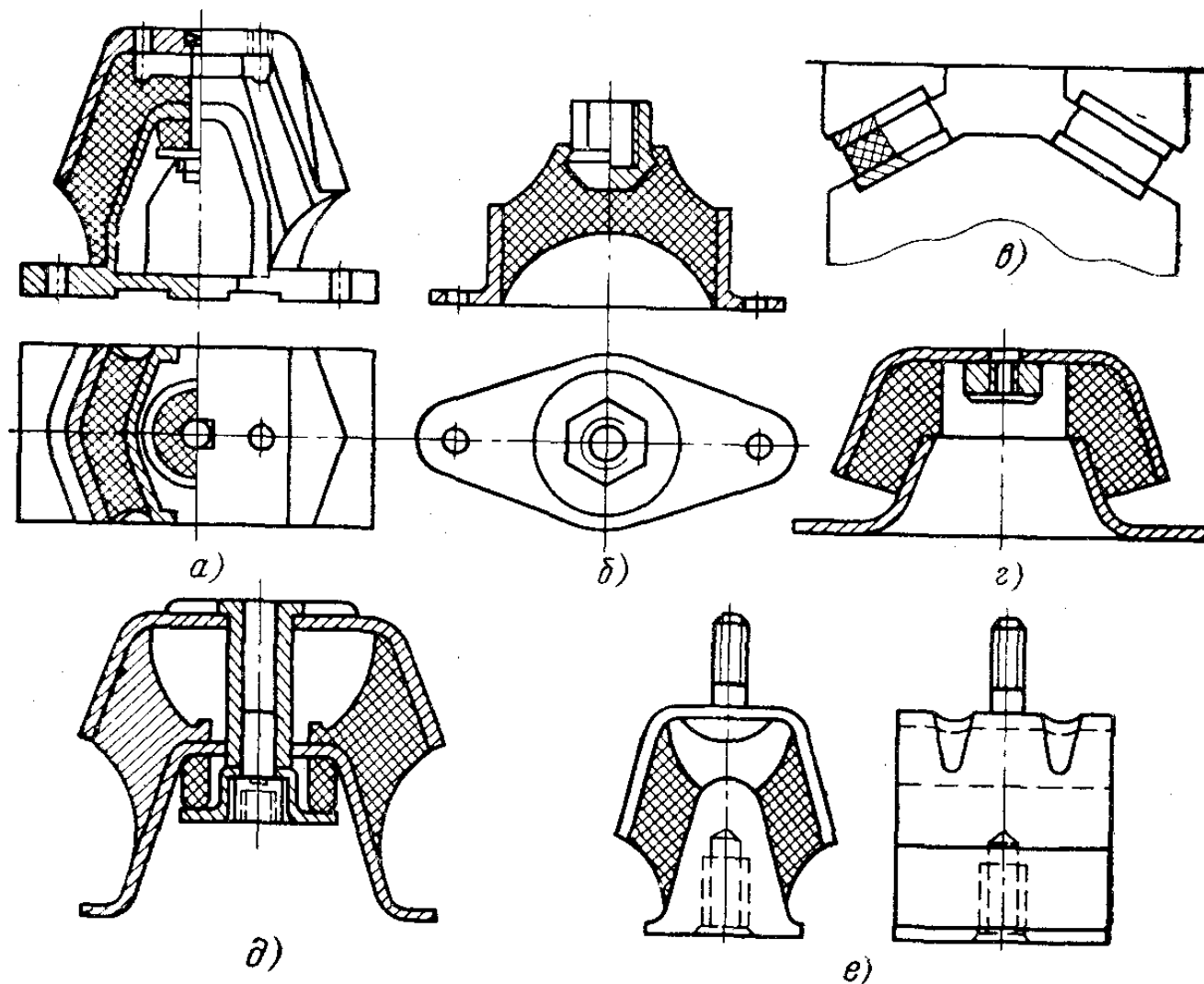


Рис. 3.3 - Гумометалічні амортизатори, працюючі на зрушення і стискування

Гумовий елемент 1 привулканизований до металевих обойм 2 і 6 і має на вільній поверхні кільцеві виточки, які при зімкненні збільшують жорсткість, створюючи тим самим нелінійність силової характеристики. Настановна плита

машини 3 за допомогою болта 4 може бути піднята на необхідну висоту і зафіксована гайкою 5. Нижня опора 6 має виступ 7, що перешкоджає її ковзанню. Така опора може сприймати як вертикальні, так і горизонтальні зусилля.

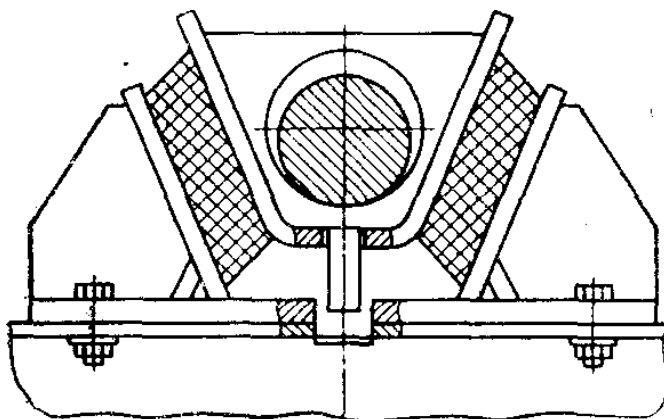


Рис. 3.4 - Гумові елементи зрушення в візку шахтної вагонетки

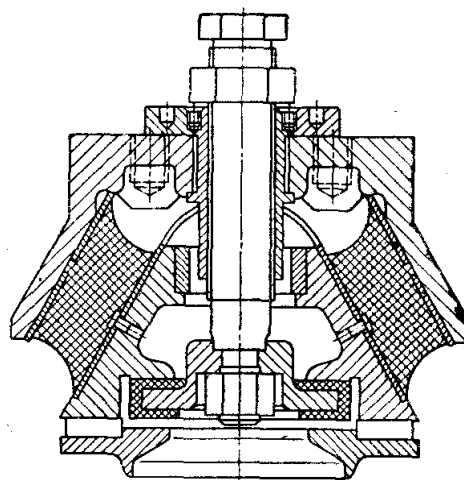


Рис. 3.5 - Пружна регульована опора

Порожнистий конусоподібний амортизатор (рис. 3.6, в) також має нелінійну силову характеристику за рахунок конфігурації гумового елемента 1 і кільцевих канавок А, що збільшують при зімкненні його жорсткість. Металеві пластини 2 і 3 привулканизовані безпосередньо до гумового елемента. Порожнисті циліндричні амортизатори (рис. 3.6, б і г) відрізняються один від одного конфігурацією зовнішньої і такої, що внутрішньої утворює гумового елемента. Такі амортизатори мають слабку нелінійну силову характеристику і широко застосовуються для установки устаткування з чітко вираженою вертикальною вібрацією. Жорсткість амортизатора може бути збільшена металевими пластинами 2 між гумовими конусами (рис. 3.6, е).

Для установки устаткування з вертикальною і горизонтальною вібрацією застосовують порожнисті циліндричні амортизатори складної форми (рис. 3.6, д).

Поперечна жорсткість таких амортизаторів значно менша, ніж подовжня, що особливо важливо вібраційних машин, де подібні елементи отримали поширення в якості пружних опор для безфундаментної установки.

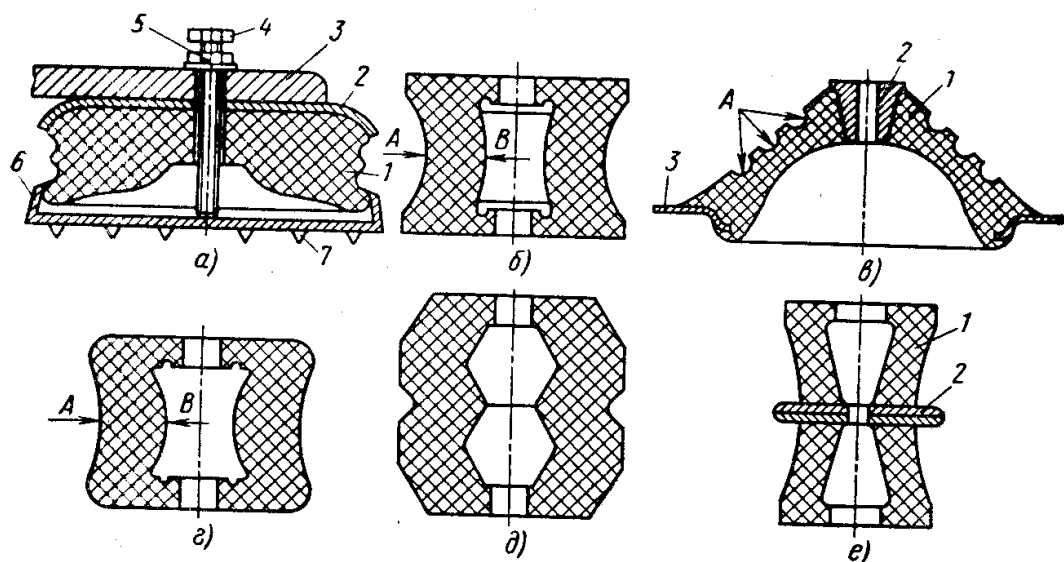


Рис. 3.6 - Типи гумових і гумометалевих амортизаторів

У транспортних машинах велике поширення отримали гумофрикційні амортизатори типів, показаних на рис. 3.7, а-г. У амортизаторі, показаному на рис. 3.7, а, гумові елементи працюють на стискуванні. Важливою умовою нормальної роботи комплекту гумометалевих елементів є оберігання його від подовжнього вигину. Для цього між гумометалевими елементами встановлюють декілька направляючих планок 2. Корпус має знімне дно 3, через яке закладаються гумометалеві елементи.

Форма гумометалевих елементів амортизатора на рис. 3.7, б така, що дозволяє надійно фіксувати їх і оберігати комплект в цілому від вигину. Взаємна фіксація гумометалевих елементів забезпечується також і в амортизаторі на рис. 3.7, в. Верхній гумометалевий елемент цього амортизатора має зменшені розміри і дозволяє отримати знижений опір на початку ходу. Після використання проміжку а жорсткість амортизатора підвищується. Амортизатор на рис. 3.7, г має корпус, що складається з двох частин, стягнутих болтами, що дозволяє розмістити комплект гумометалевих елементів більшої площі спираються, чим розміри горловини, і, крім того, забезпечує зменшений опір на початку стискування амортизатора до закриття проміжку.

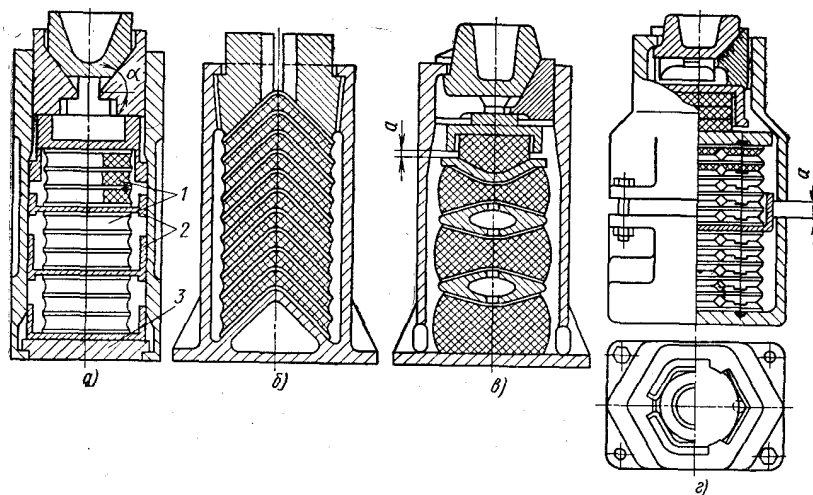


Рис. 3.7 - Гумофрикційні амортизатори стискування

Величина модуля об'ємного стискування для вживаних нині амортизаційних гум на порядок вище, ніж модуль при одновісному стискуванні. Ця властивість покладена в основу амортизаторів об'ємного стискування, використовуваних у віброживильниках для випуску руди. Одна з простих конструкцій такого амортизатора показана на рис. 3.8. Порожнистий циліндричний гумовий елемент 2 (рис. 3.8, а) поміщений в металеву склянку 1. При деформації одновісного стискування гумовий елемент набуває бочкоподібної форми, торкаючись своєю поверхнею стінок склянки. Величини сили і деформації у цей момент відповідають значенням координат точки перегину на силовій характеристиці амортизатора (рис. 3.8, б). Ця точка є початком появи ефекту об'ємного стискування. При подальшій деформації жорсткість гумового елемента істотно зростає. Така конструкція вдало поєднує в собі амортизатор і обмежуючий буфер.

Для вібраційної техніки промислових підприємств в якості пружних опорних елементів можливе застосування кільцевих гумових амортизаторів з різними порожнинами для зменшення жорсткості. Приклади таких амортизаторів представлені на рис. 3.9 [8].

Причини виходу з ладу гумових деталей. Однією з головних причин, що призводять до швидкого виходу з ладу гумових деталей, є їх руйнування внаслідок високої концентрації напруги, що виникає в окремих місцях. Причини виникнення таких концентрацій умовно можна розділити на технологічні і конструкційні.

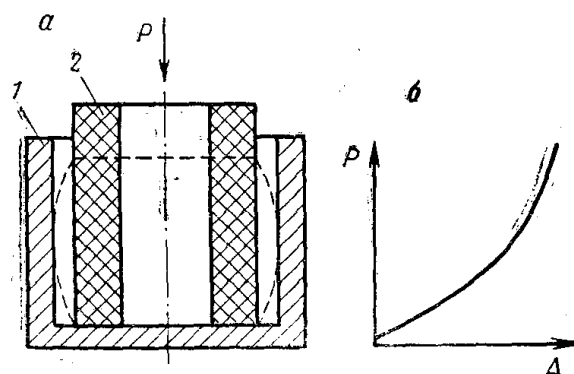


Рис.3.8 - Амортизатор об'ємного стискування

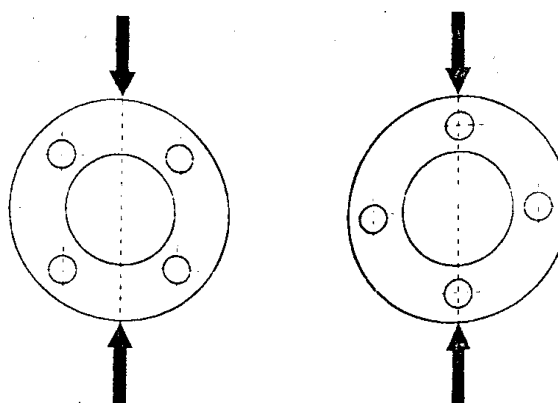


Рис. 3.9 - Кільцеві гумові амортизатори

До технологічних відносять такі концентратори, як різні тверді включення в суміші, що утворилися при вулканізації виробу порожнечі, тріщини і так далі. Їх можна усунути тільки поліпшенням технології виготовлення деталей. Конструктивні концентратори напруги виникають внаслідок неправильного проектування деталі і вузла вантаження в цілому.

На рис. 3.10 показані приклади проектування деталей з різними концентраторами напруги.

При випробуваннях готових виробів можна, спостерігаючи картину їх руйнування, з'ясувати причину і в наступні конструкції вносити відповідні корективи. Основні ознаки руйнування РТИ і причини, що викликають це явище приведені в таблиці 3.3

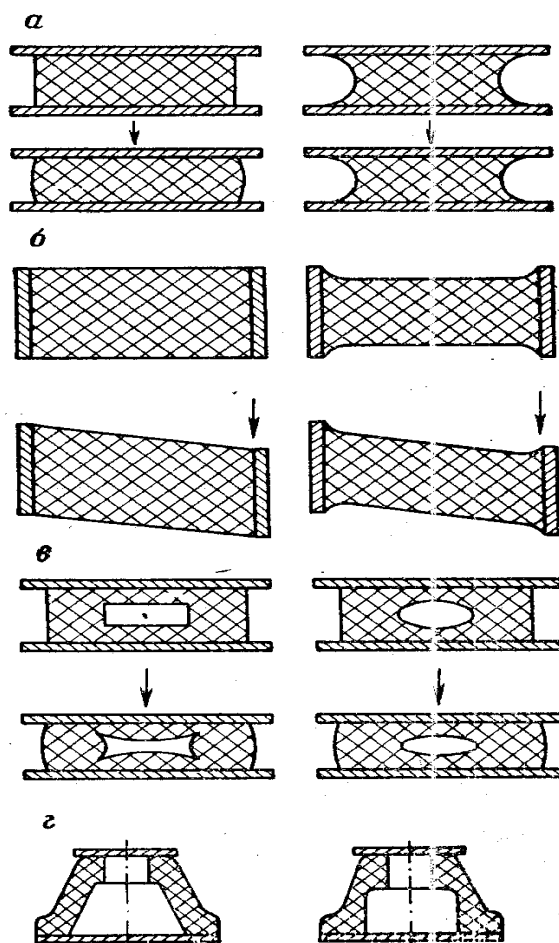


Рис. 3.10 - Проектування гумових деталей з різними концентраторами (ліворуч - приклади неправильного проектування)

Існують деякі правила, виконання яких обов'язкове при проектуванні РТИ, особливо для роботи в динамічному режимі, в першу чергу слід рекомендувати виключити:

- гострі кути на кінцях поверхонь, що сполучаються;
- гострі кромки і кути на металевій арматурі, які згодом можуть прорізати гумовий елемент або створити додаткові вогнища концентрації у вигляді тріщин;
- гострі кути у внутрішніх порожнинах гумового масиву;
- неоднорідність складу суміші, що приводить в процесі вулканізації до неоднорідності масиву і, отже, створенню гумомодульного матеріалу;
- складені форми і контури, які ускладнюють устаткування для формування;
- металеві частини з проміжками, які допускають витікання суміші при формуванні.

Таблиця 3.3 - Ознаки і причини руйнування РТИ

Ознаки руйнування	Причини руйнування	Рекомендації по усуненню
1	2	3
Швидке розігрівання, поява тріщин, витікання гуми через тріщини назовні	Диссипаративний розігрівання, вплив зовнішнього температурного поля	Поліпшити конструкцію вузла вантаження введенням теплозахисних або тепловідвідних засобів. Перепроєктувати вузол вантаження, використавши гуму з меншим коефіцієнтом дисипації, меншою жорсткістю і великим коефіцієнтом теплопровідності. Використовувати теплостійкі гуми
Деформація виробу перевищує встановлену	Недостатня жорсткість	Зменшити величини статичних і динамічних зусиль Перепроєктувати виріб, використавши жорсткішу гуму
Зменшення жорсткості виробу	Перевулканізація	Натуральний каучук схильний до розм'якшення при перевулканізації - слід скоротити час вулканізації
	Дія високих температур	Оберігати виріб від теплового потоку, охолоджувати водою або повітрям
	Дія масла	Оберігати від дії масла
Збільшення жорсткості виробу	Перевулканізація	Оскільки деякі каучуки, наприклад неопрен, схильні до збільшення жорсткості при перевулканізації і високих температурах, зменшити час вулканізації і оберегти виріб від температурного потоку
Корозія металевої арматури, поява на гумовій поверхні сітки дрібних тріщин	Дія (агресивного середовища) озону, води, кислот, лугів і т. д.	Металеві частини слід латунювати, а гуму покрити озонозахисним лаком. Використовувати спеціальні типи озоностійких (чи стійких до конкретного агресивного агента) гум. Захищати гуму за допомогою лаків і інших покриттів від дії ультрафіолетових променів
Спучення виробу	Перенапруження	Перепроєктувати виріб, призначивши оптимальну напругу
	Вплив масла, палива, агресивних розчинів	Оберігати виріб від дії агресивного середовища : використовувати маслостійкі озоностійкі гуми

Продовження таблиці 3.3

1	2	3
Пористість усередині виробу і на його поверхні	Погана вулканізація	Поліпшити вулканізацію (правильно підібрати початкові компоненти, збільшити тиск у формі і т. д.)
Прояв великих тріщин	Локальна напруга	Перепроєктувати изделие зменшивши напругу, використовувати гуми, стійкі до розростання тріщин
Розрив гумового масиву	Перенапруження	Перепроєктувати виріб, зменшивши напругу
Відшарування гуми від металевої арматури	Перенапруження	Перепроєктувати виріб, зменшивши напругу
	Підвищений нагрів	Оберігати від нагріву, охолоджувати водою або повітрям
	Недостатня міцність зв'язку	Змінити метод кріплення
Розшаровування виробу (для пресованих РТИ)	Неправильне виготовлення	Поліпшити метод пресування
Втомне руйнування	Ріст втомних тріщин	Зменшити напругу; використовувати гуми з підвищеною міцністю і стомлюваністю

Вироблені деякі рекомендації по конструюванню РТИ, які можуть бути взяті до уваги конструкторами і які в основному зводяться до наступного. Підвищені температури викликають деструкцію поверхневого шару гуми, роблять матеріал крихким і сприяють розростанню поверхневих тріщин. Гуми на основі НК слід експлуатувати при температурах не понад 70-120° С. Нижня межа відноситься до амортизаторів, працюючих при багатократних циклічних навантаженнях; верхній - при статичному вантаженні. У останньому випадку поверхневі дефекти (розм'якшення, затвердіння, дрібні тріщини і т. д.) практично не впливають на термін служби масивних виробів. У тонкостінних конструкціях такі дефекти дуже небезпечні і при статичному способі вантаження можуть привести до руйнування деталі.

Створення гумових виробів, працюючих при високих температурах, може здійснюватися двома шляхами. Перший шлях полягає в поліпшенні конструкції вузла вантаження, винесенні його із зони дії теплового потоку або оберіганні від дії температури спеціальними захисними засобами. Зразок можна розділяти металевими пластинами, покращуючи тим самим тепловідвід, охолоджувати повітрям або рідиною, створювати тепловідбивні пристосування і т. д. Другий шлях полягає в підборі теплостійкої початкової суміші. Хороші дають вулканизати на основі фторкаучуков, силіконових каучуків і т. д., вироби з яких тривалий час можуть експлуатуватися при підвищених температурах близько 200-300°C.

Дія підвищеної температури може поєднуватися з диссипативним розігріванням зразка. В цьому випадку, особливо при масивних виробках, гума внаслідок надмірного розігрівання розплавляється усередині зразка і через тріщини, що утворилися, витікає назовні. Рекомендації по усуненню цього недоліку зводяться до призначення оптимального режиму вантаження; конструктивні і технологічні рекомендації такі ж, як і у разі дії температурного поля.

Агресивне середовище багато в чому сприяє разрзшенню РТИ, шкідливо впливаючи на гумовий масив і металеву арматуру. Різні масла і палива можуть викликати набрякання гуми, що зрештою призводить до зменшення її прочностных властивостей. Дія підвищеної температури при цьому збільшує спучення РТИ. Якщо конструкцію не можна захистити від дії масла, слід використовувати спеціальні маслостійкі гуми. Озон, як вже вказувалося вище, викликає тріщини в поверхневому шарі гуми і корозію металевих частин. Для захисту від озону на гумову поверхню можна наносити спеціальні лаки. Металеву арматуру слід латунювати і потім покривати озоностійкими лаками. Ці методи придатні для оберігання від морської води, агресивних шахтних вод, сольових розчинів і інших хімічно активних середовищ.

Спучення гумової деталі може піти також від надмірних механічних вантажень. Втомні тріщини, що з'являються при цьому, особливо в динамічному режимі експлуатації, можуть привести до швидкого руйнування виробу.

Підвищена температура і агресивне середовище зазвичай прискорюють процес руйнування. У подібних випадках деталь необхідно перепроєктувати.

Поява на поверхні гумового масиву втомних тріщин не завжди свідчить про швидке руйнування виробу. Тріщини можуть з'являтися на самому початку експлуатації в місцях з підвищеною концентрацією напруги, збільшуватися до певної довжини і потім припиняти свій подальший ріст. Остаточне руйнування гуми настає через тривалий проміжок часу, вимірюваний іноді роками безперервної експлуатації. Так, в резинометалічних елементах зрушення, працюючих при багатократних циклічних навантаженнях, в місцях стику гума-метал вже через 500-600 ч напрацювання з'являються тріщини, що ростуть в діагональному напрямі. Швидкий ріст їх спочатку з часом сповільнюється. Деталі з такими тріщинами мають ресурс 10 000-15 000 ч і виходять з ладу від втомного руйнування. Характерно, що втомні тріщини зароджуються в центрі гумової поверхні і поширюються в масиві. Тріщини, що з'явилися в місцях стику, не служать осередками руйнування. Їх поява пов'язана з місцевим перенапруженням і може бути усунене при проектуванні конструкції. Закруглена форма бічної поверхні практично виключає появу подібних тріщин.

3.1.3 Розрахунок гумових деталей вібростатів

Проектування пружної системи включає: вибір загальної схеми компоновки амортизаторів і ув'язки з робочим органом машини; конструктивну розробку вузлів кріплення пружних елементів до робочого органу і нерухомої основи; визначення коефіцієнта жорсткості пружних зв'язків; розрахунок власних коливань системи і коефіцієнта настроєння системи; перевірку можливих амплітуд коливань в сталій і перехідний періоди; розрахунок зусиль, що передаються на основу в сталому і перехідному періодах коливань; визначення міри віброізоляції машини. Для здійснення такого розрахунку використовується уся наявна інформація про конструкцію елемента, режими його навантаження, фізико-механічні властивості гуми, необхідні терміни служби і так далі

Розрахунок деталей при статичному вантаженні зазвичай зводиться до визначення жорсткостних параметрів при заданих геометричних розмірах гумового елементу і відомій величині умовно-рівноважного модуля зрушення. Для цього використовуються аналітичні залежності, що характеризують зв'язок між силою і переміщенням і в'язкопружні властивості матеріалу, що враховують у більшості випадків, тільки за допомогою введення модуля зрушення, величина якого визначається експериментально. Для визначення ж довговічності гумових елементів при їх циклічному вантаженні необхідно мати в розпорядженні велику експериментальну інформацію, яка стосовно даних виробів і вибраних марок гуми.

3.2 Аналітичне дослідження гумових амортизаторів

Експеримент №1, положення №1. При збільшенні навантаження P величина висоти H зменшується, величина ширини B і товщина C збільшується, причому B по осі амортизатора збільшується більше ніж біля основи (рис 3.11, 3.12), а C біля основи амортизатора збільшується більше чим по осі.

Отвір набуває еліптичну форму, при цьому d_1 зменшується, а d_2 збільшується. Графік залежності $P(\Delta H)$ отриманий експериментальним шляхом представлений на рис.3.13.

Таблиця 3.5 – Результати експерименту №1, положення №1

P, H	$P, \text{ кг}$	$H, \text{ м}$	$\Delta H, \text{ м}$
0	0	0,153	0
980	100	0,149	0,004
1960	200	0,146	0,007
2940	300	0,141	0,012
3920	400	0,136	0,017
4900	500	0,131	0,022
5880	600	0,126	0,027
6860	700	0,120	0,033
7840	800	0,115	0,038
8820	900	0,111	0,042
9800	1000	0,108	0,045

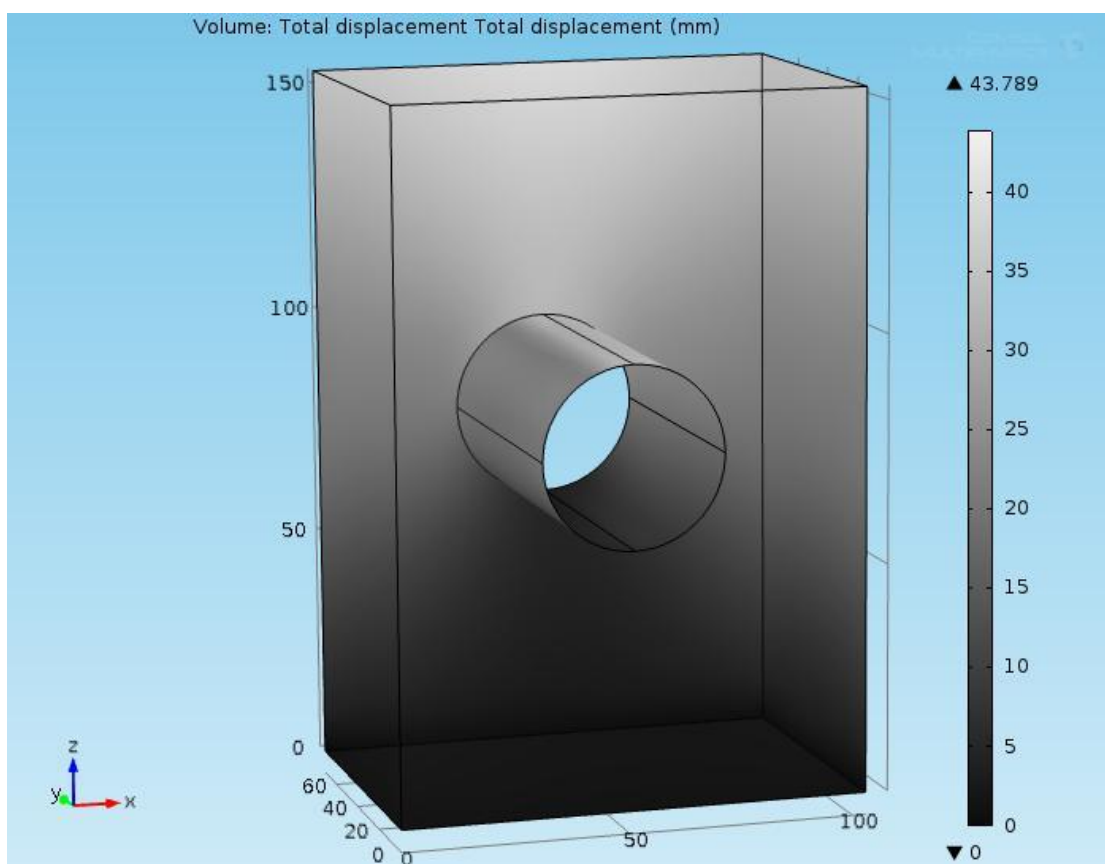


Рис. 3.11 – Переміщення для експерименту №1, положення №1

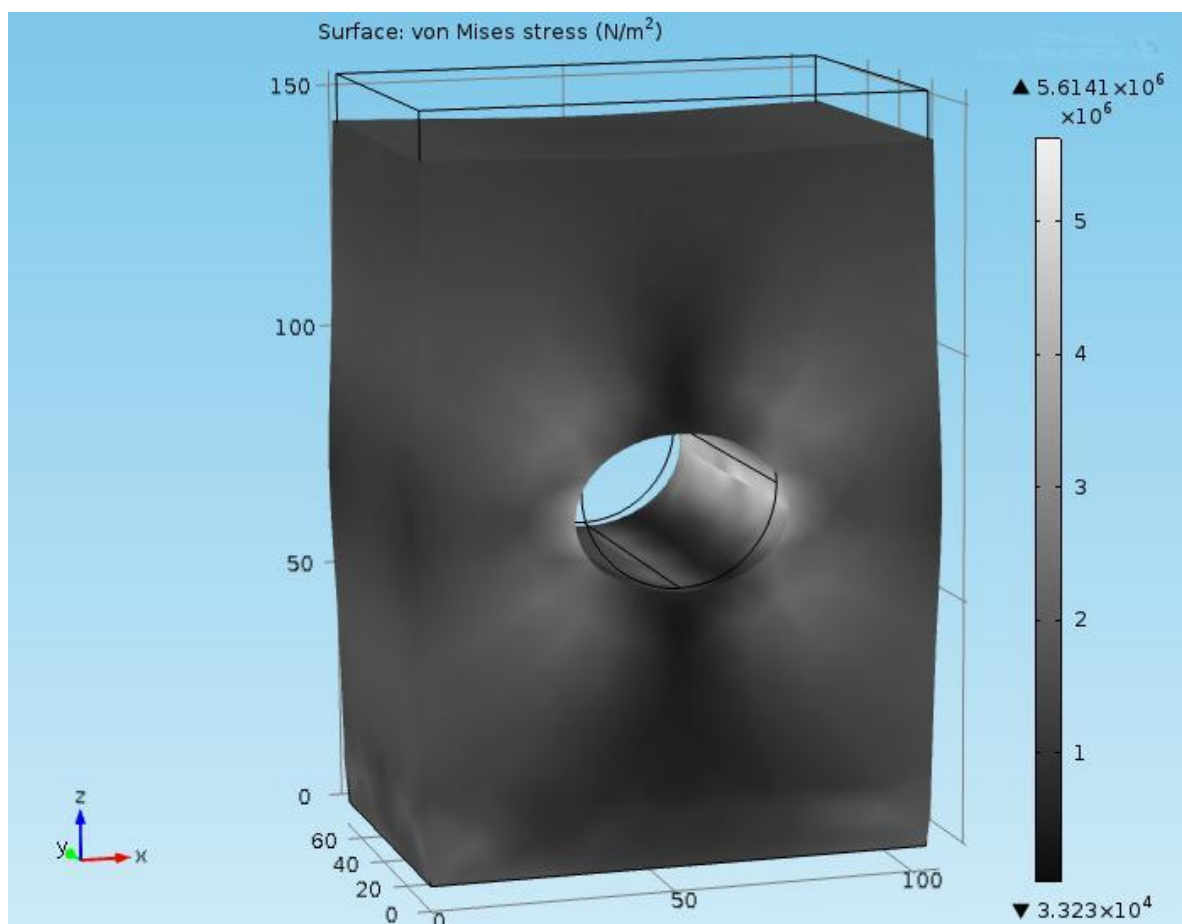


Рис. 3.12 – Напруження і деформація для експерименту №1, положення №1

Теоретичну залежність $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора з $H=153\text{мм}=0,153\text{м}$; $Y=103\text{мм}=0,103\text{м}$; $Z=71\text{мм}=0,071\text{м}$ знайдемо по формулі (2.10):

$$P = \frac{1}{3} \cdot 4,44 \cdot 10^6 \cdot 7313 \cdot 10^{-6} \left(\frac{0,153}{0,153 - \Delta H} - \frac{0,153 - \Delta H}{0,153} \right)^2; [\text{Н}] \quad (3.9)$$

Значення P для різних ΔH знайдені за допомогою програмного забезпечення Mathcad V11.0a(додаток А) представлені в таблиці 3.6. Графік теоретичної залежності $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора представлений на рис. 3.13.

Знайдемо жорсткість досліджуваного амортизатора по експериментально і теоретично отриманим даним (2.2):

Дані розрахунків теоретичної жорсткості представлені в таблиці 3.6. Графік залежності жорсткості від деформації представлений на рис. 3.14.

Таблиця 3.6 - Теоретично знайдені значення P і C_t для ряду ΔH

$\Delta H, \text{м}$	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035
$P, \text{Н}$	1087	2273	3538	4910	6321	8036	9849
$C_t, \text{Н/м}$	217400	237200	253000	274400	282200	343000	362600

Дані розрахунків жорсткості за експериментально отриманими даними приведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 - Жорсткість досліджуваного амортизатора

$P, \text{Н}$	$H, \text{м}$	$\Delta H, \text{м}$	$\Delta H/, \text{м}$	$C_{\Sigma}, \text{Н/м}$
0	0,153	0	0	-
1960	0,146	0,007	0,007	280000
3920	0,136	0,017	0,010	196000
5880	0,126	0,027	0,010	196000
7840	0,115	0,038	0,011	180000
9800	0,108	0,045	0,007	280000

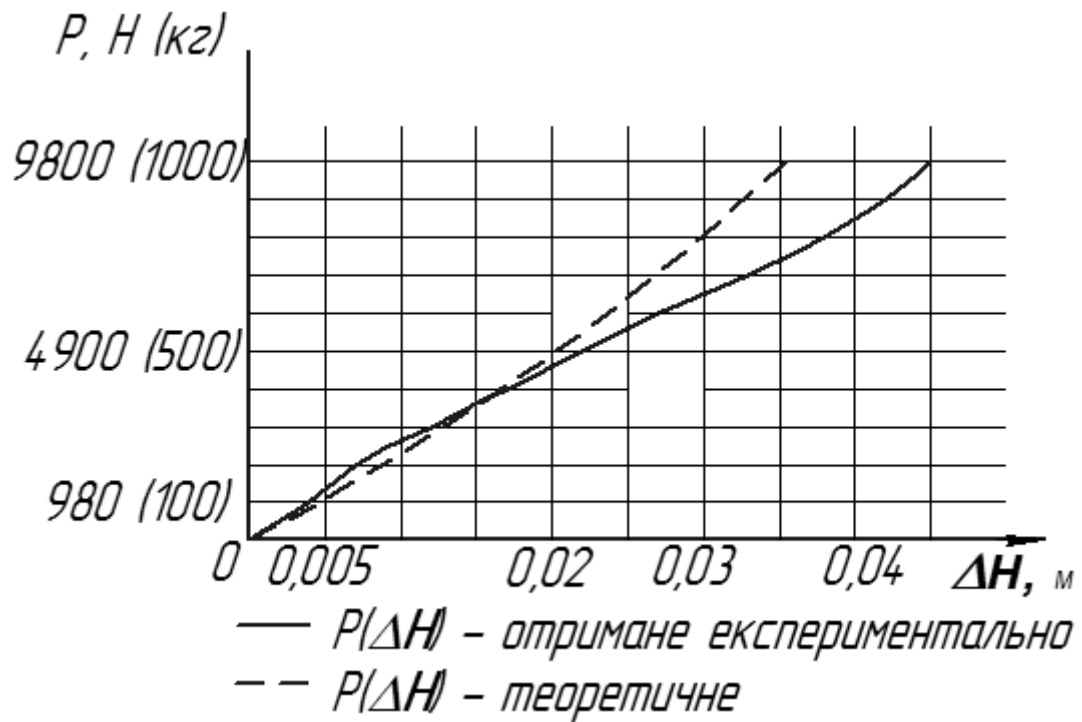
Рис. 3.13 - Графік залежності $P(\Delta H)$ 

Рис. 3.14 - Жорсткість амортизаторів експеримент №1

Висновки: за результатами цього експерименту при деформації до 10% висоти амортизатора теоретична залежність $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного амортизатора і отримані експериментальним шляхом дані для амортизатора з отвором співпадають.

Експеримент №2, положення №1. Зразок експерименту №2 має одно центральний отвір діаметром 40мм і два малі отвори діаметром 20 мм уздовж його осі симетрії.

Приріст навантаження P уздовж осі H призводить до зміни значень H , B , Z , $d1$ і $d2$ приведених в таблиці 3.8.

При збільшенні навантаження до $P=100\text{кг}=980\text{Н}$ відбувається зміщення верхньої частини амортизатора відносно нижньої по центральній осі отворів $d1$ і $d2$ набувають S-образну форми, при навантаженні $P=300\text{кг}=2940\text{Н}$ отвори $d2$ зникають. При збільшенні навантаження P величина висоти H зменшується, величина ширина B і товщина C збільшується (рис 3.15, 3.16). Графік залежності Сила-Деформація представлений на рис. 3.17.

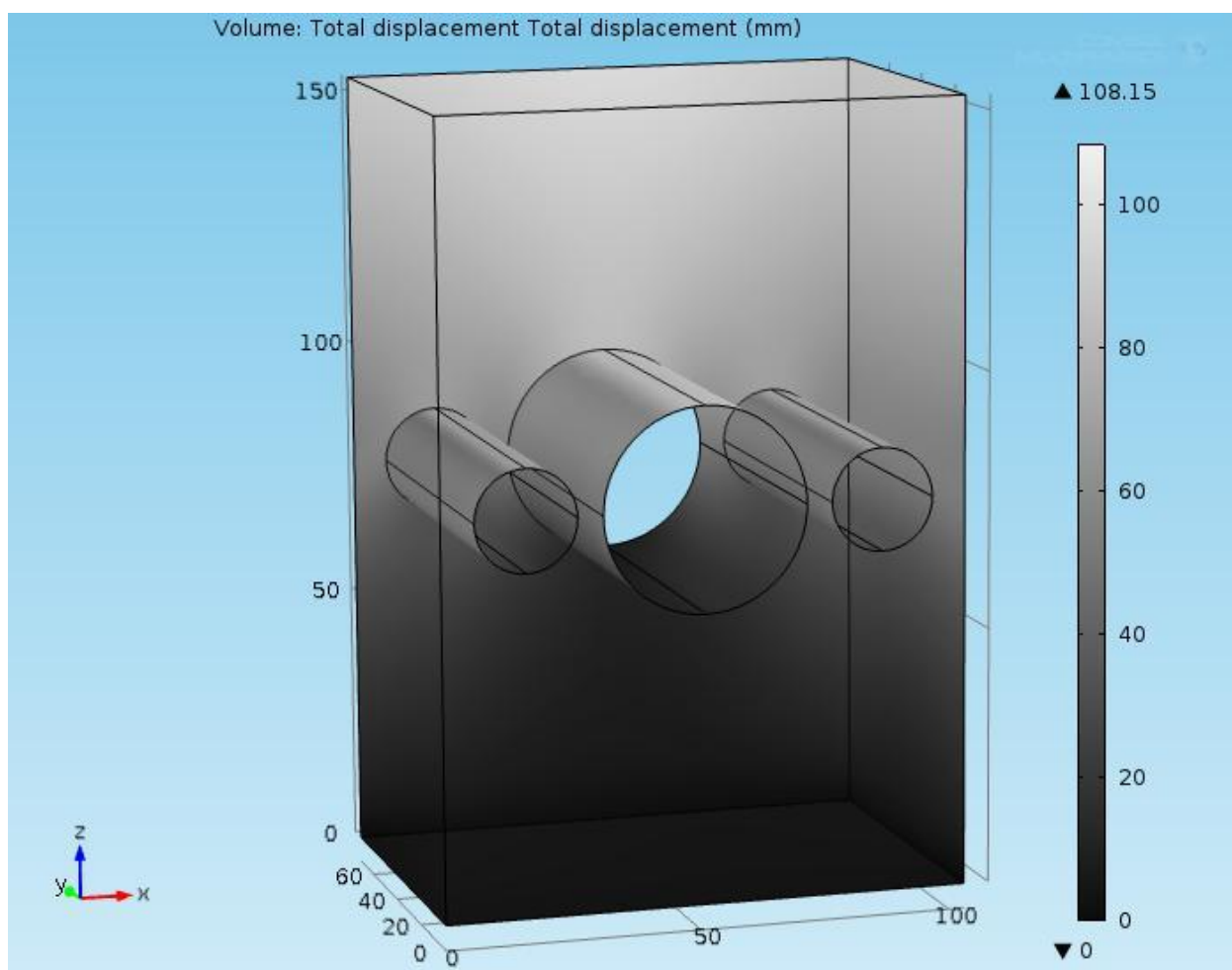


Рис. 3.15 – Переміщення для експерименту №2, положення №1

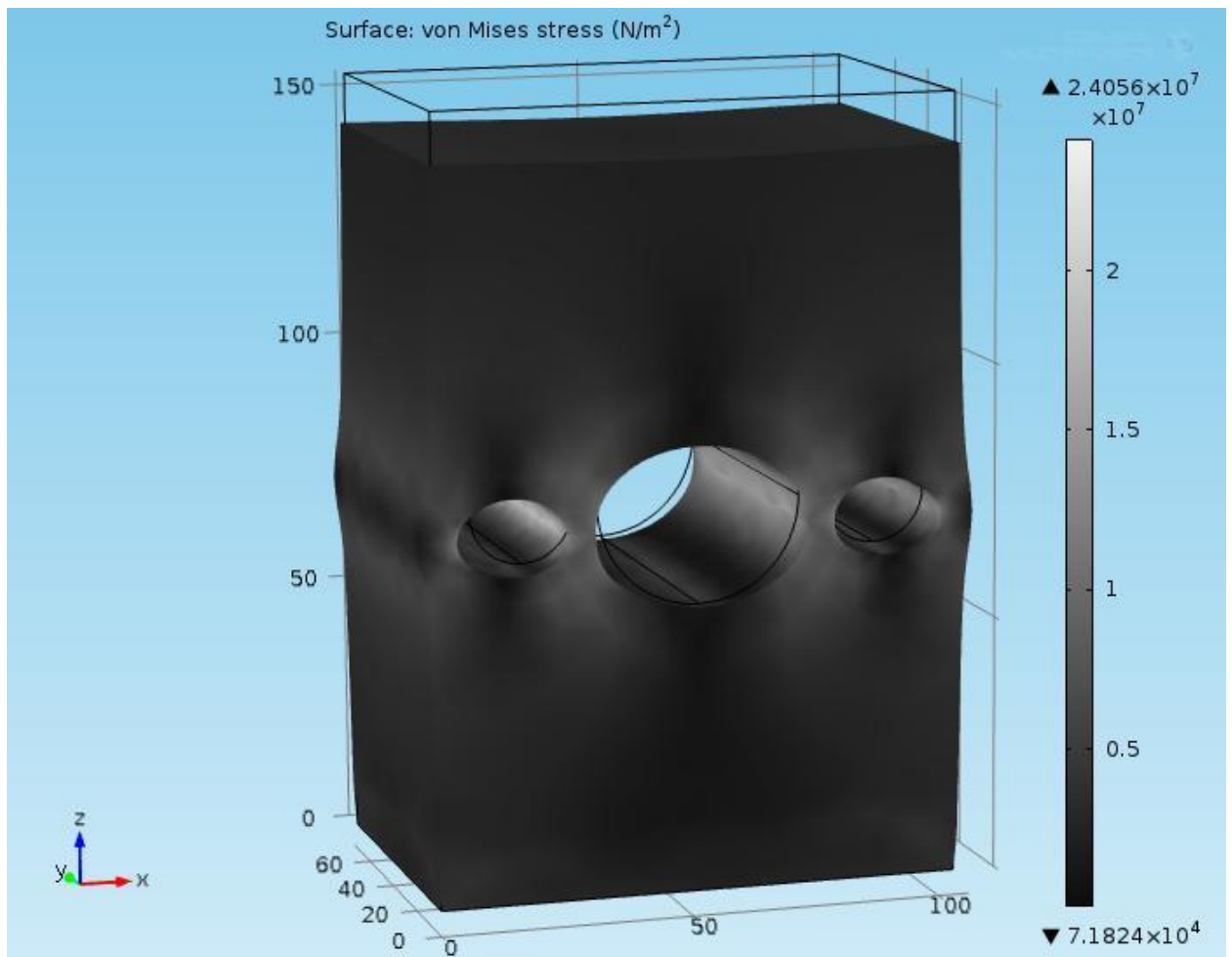
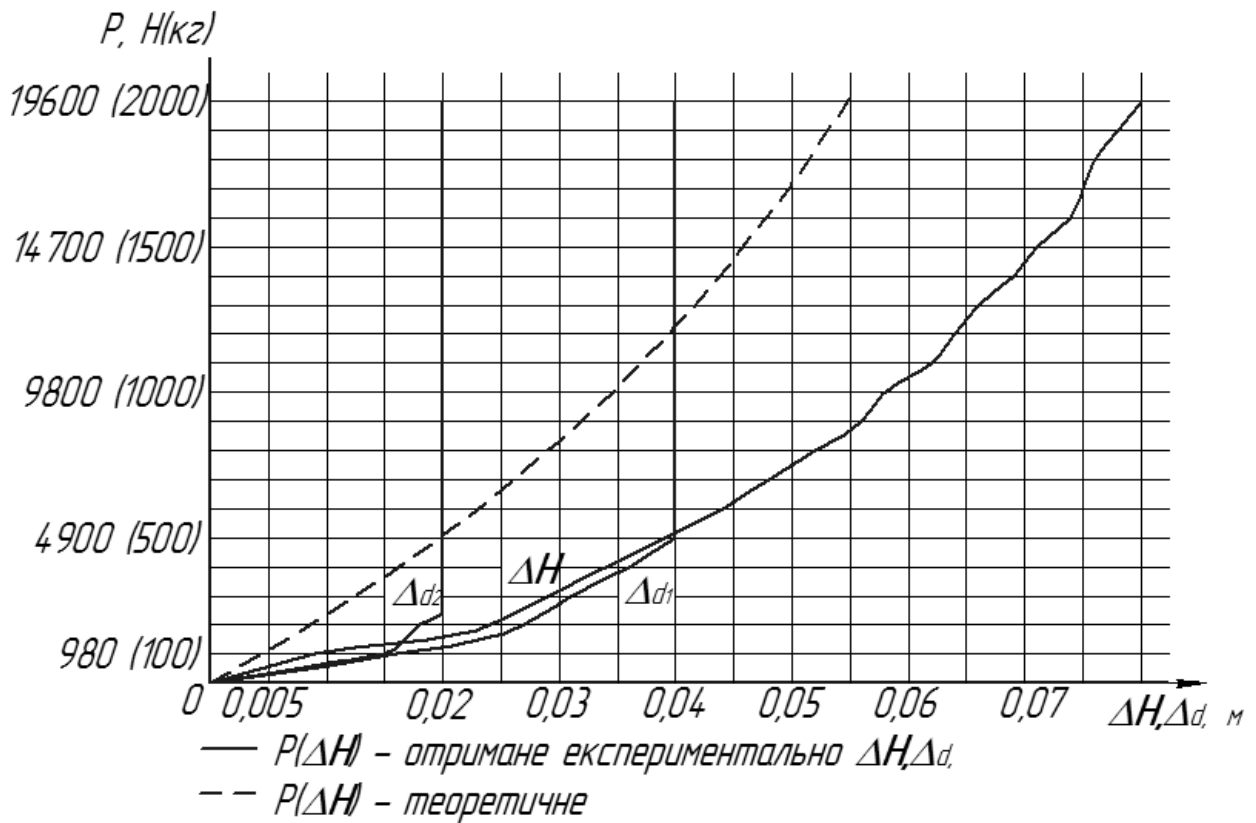


Рис. 3.16 – Напруження і деформація для експерименту №2, положення №1

Таблиця 3.8 - Експеримент №2, положення №1

P, Н	P, кг	H, м	ΔH , м
0	0	0,153	0
980	100	0,144	0,009
1960	200	0,129	0,024
2940	300	0,124	0,029
3920	400	0,119	0,034
4900	500	0,114	0,039
5880	600	0,109	0,044
6860	700	0,105	0,048
7840	800	0,101	0,052
8820	900	0,097	0,056
9800	1000	0,095	0,058
10780	1100	0,092	0,062
11760	1200	0,089	0,064
12740	1300	0,087	0,066
13720	1400	0,084	0,069
14700	1500	0,082	0,071
15680	1600	0,079	0,074
16660	1700	0,078	0,075
17640	1800	0,077	0,076
18620	1900	75	78
19600	2000	73	80

Рис. 3.17 - Графік залежності $P(\Delta H)$

Теоретичну залежність $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора з $H=153\text{мм}=0,153\text{м}$; $Y=103\text{мм}=0,103\text{м}$; $Z=72\text{мм}=0,072\text{м}$ знайдемо:

$$P = \frac{1}{3} \cdot E \cdot F \left(\frac{1}{\lambda} - \lambda \right)^2 = \frac{1}{3} \cdot 4,44 \cdot 10^6 \cdot 7416 \cdot 10^{-6} \left(\frac{0,153}{0,153 - \Delta H} - \frac{0,153 - \Delta H}{0,153} \right)^2; [H] \quad (3.10)$$

Значення P для різних ΔH знайдені за допомогою програмного забезпечення Mathcad V11.0a (додаток Б) представлені в таблиці 3.6. Графік теоретичної залежності $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора представлений на Рис. 3.17.

Знайдемо жорсткість досліджуваного амортизатора по експериментально і теоретично отриманим даним. Дані розрахунків теоретичної жорсткості представлені в таблиці 3.9, графік залежності жорсткості від деформації представлений на Рис. 3.18. Дані розрахунків жорсткості за експериментально отриманими даними приведені в таблиці 3.10, графік залежності жорсткості від деформації представлений на Рис. 3.18.

Таблиця 3.9 - Теоретично знайдені значення Р для ряду ΔH

$\Delta H, \text{ м}$	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,055
$P, \text{ Н}$	1113	2306	3592	4984	6499	8159	9987	12020	14280	16830	19720
$C_T, \text{ Н/м}$	221400	239200	252800	282200	303800	331400	366400	405800	452800	509600	578000

Таблиця 3.10 - Жорсткість досліджуваного амортизатора

$P, \text{ Н}$	$H, \text{ м}$	$\Delta H, \text{ м}$	$\Delta H/, \text{ м}$	$C_z, \text{ Н/м}$
0	0,153	0	0	-
1960	0,129	0,024	0,024	81666
3920	0,119	0,034	0,010	196000
5880	0,109	0,044	0,010	196000
7840	0,101	0,052	0,008	245000
9800	0,095	0,058	0,006	326666
11760	0,089	0,064	0,006	326666
13720	0,084	0,069	0,005	392000
15680	0,079	0,074	0,005	392000
17640	0,076	0,077	0,003	653333
19600	0,073	0,073	0,003	653333

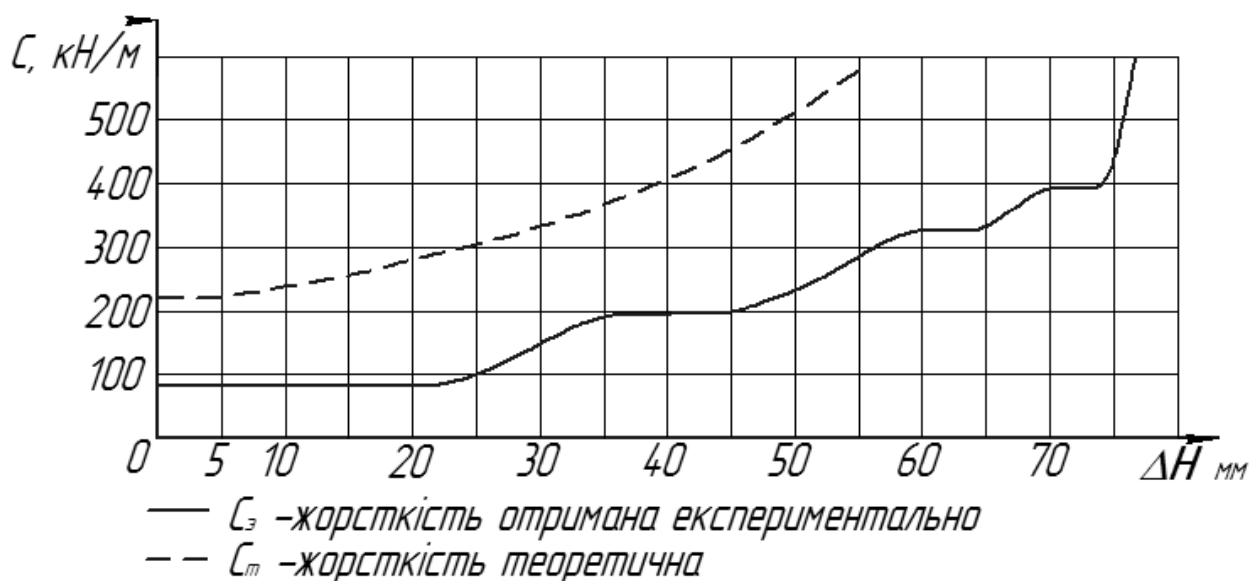


Рис. 3.18 - Жорсткість амортизаторів експеримент №2

Висновки: до того як малі отвори зімкнулися залежність сила-деформація, отримана практичним шляхом, в практично двічі відрізняється від теоретичних розрахунків.

Експеримент №3, положення №1. Зразок експерименту №3 має один центральний отвір діаметром 40мм і шість малих отворів діаметром 20мм. Додаток навантаження P уздовж осі H призводить до зміни значень H , B , z , d_1 , d_2 , d_3 і d_4 приведених в таблиці 3.11.

При збільшенні навантаження до $P=300\text{кг}=2940\text{ Н}$ відбувається зміщення центральної частини амортизатора відносно нижньої і верхньої частини по осях малих отворів при цьому малі отвори приймають S -образну форму, а великий отвір приймає еліптичну форму. При навантаженні $P=500\text{кг}=4900\text{Н}$ отвору d_2 зникають і зміщення центральної частини досягає 10мм, досягши навантаження $P=840\text{кг}=8232\text{Н}$ отвір d_1 зімкнувся (Рис. 3.19, 3.20). Графік залежності сила-деформація представлений на рис. 3.21.

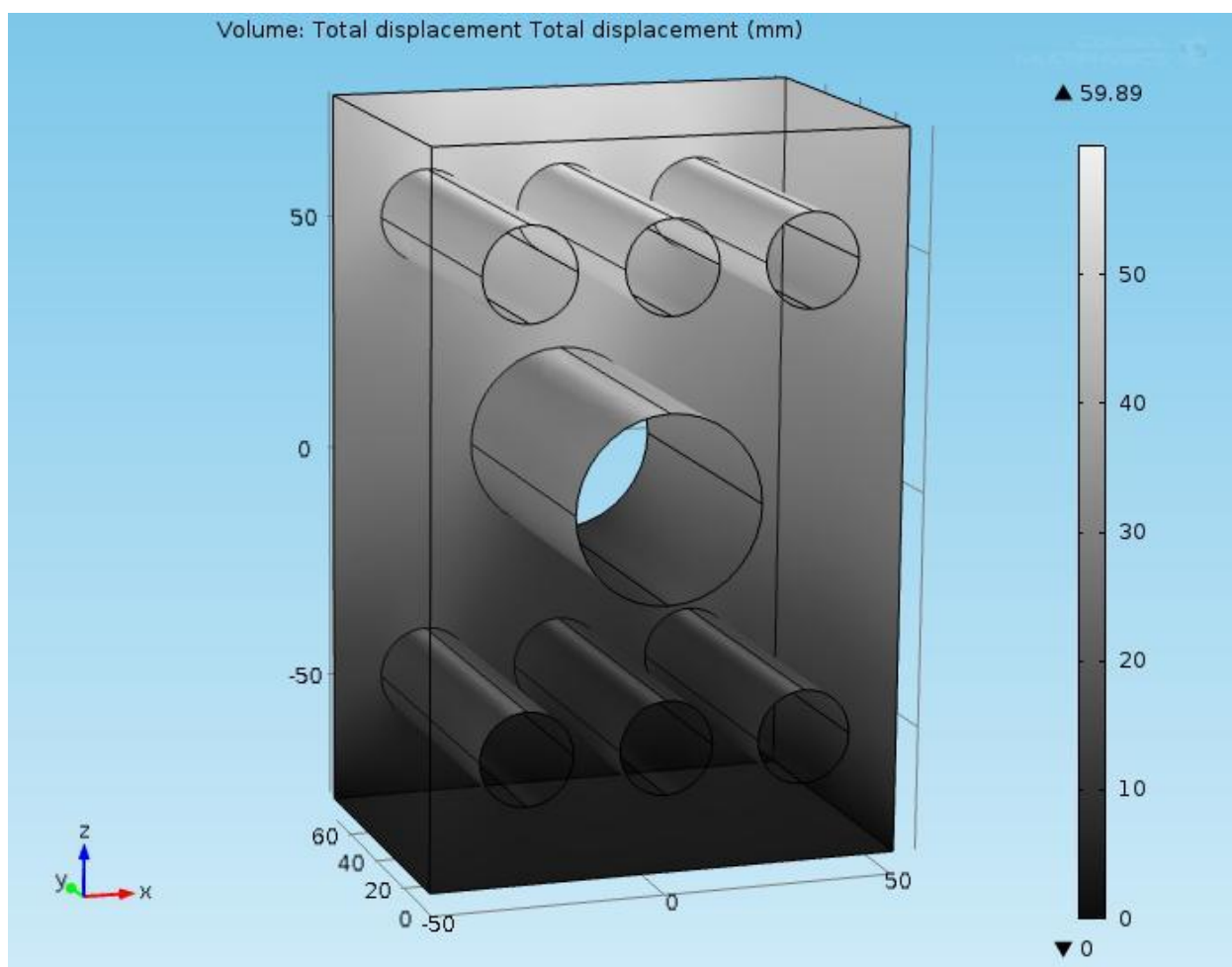


Рис. 3.19 – Переміщення для експерименту №3, положення №1

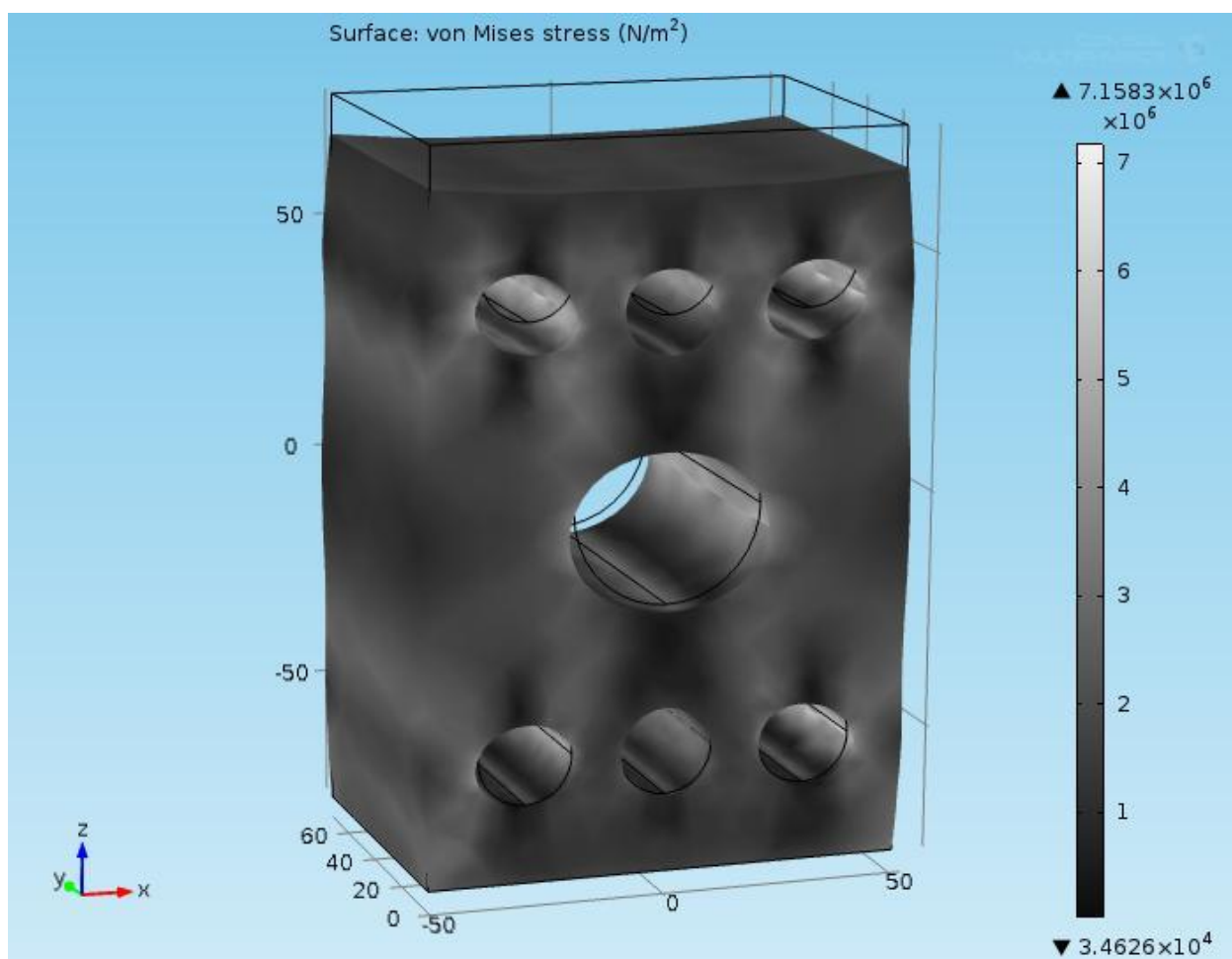
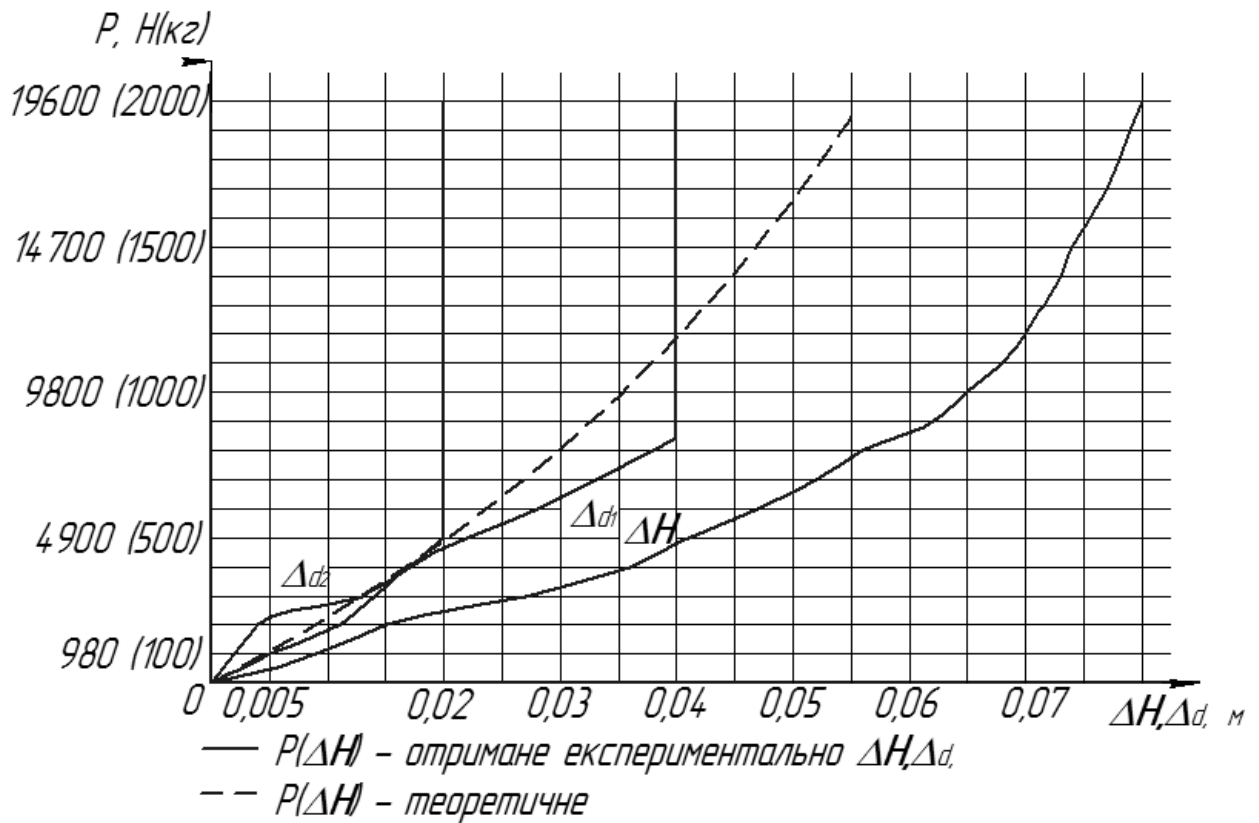


Рис. 3.20 – Напруження і деформація для експерименту №3, положення №1

Таблиця 3.11 - Експеримент №3 положення №1

P, Н	P, кг	H, м	ΔH, м
0	0	0,153	0
980	100	0,144	0,009
1960	200	0,138	0,015
2940	300	0,126	0,027
3920	400	0,117	0,036
4900	500	0,112	0,041
5880	600	0,106	0,047
6860	700	0,101	0,052
7840	800	0,097	0,056
8820	900	0,091	0,062
9800	1000	0,088	0,065
10780	1100	0,085	0,068
11760	1200	0,083	0,070
12740	1300	0,0815	0,0715
13720	1400	0,080	0,073
14700	1500	0,079	0,074
15680	1600	0,0775	0,0755
16660	1700	0,076	0,077
17640	1800	0,075	0,078
18620	1900	0,074	0,079
19600	2000	0,073	0,080

Рис. 3.21 - Графік залежності $P(\Delta H)$

Теоретичну залежність $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора з $H=153\text{мм}=0,153$; $Y=101\text{мм}=0,101\text{м}$; $Z=71\text{мм}=0,071\text{м}$ знайдемо:

$$P = \frac{1}{3} \cdot E \cdot F \left(\frac{1}{\lambda} - \lambda \right)^2 = \frac{1}{3} \cdot 4,44 \cdot 10^6 \cdot 7171 \cdot 10^{-6} \left(\frac{0,153}{0,153 - \Delta H} - \frac{0,153 - \Delta H}{0,153} \right)^2; [H] \quad (3.11)$$

Значення P для різних ΔH знайдені за допомогою програмного забезпечення Mathcad V11.0a (додаток В) представлені в таблиці 3.12. Графік теоретичної залежності $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора представлений на рис. 3.21.

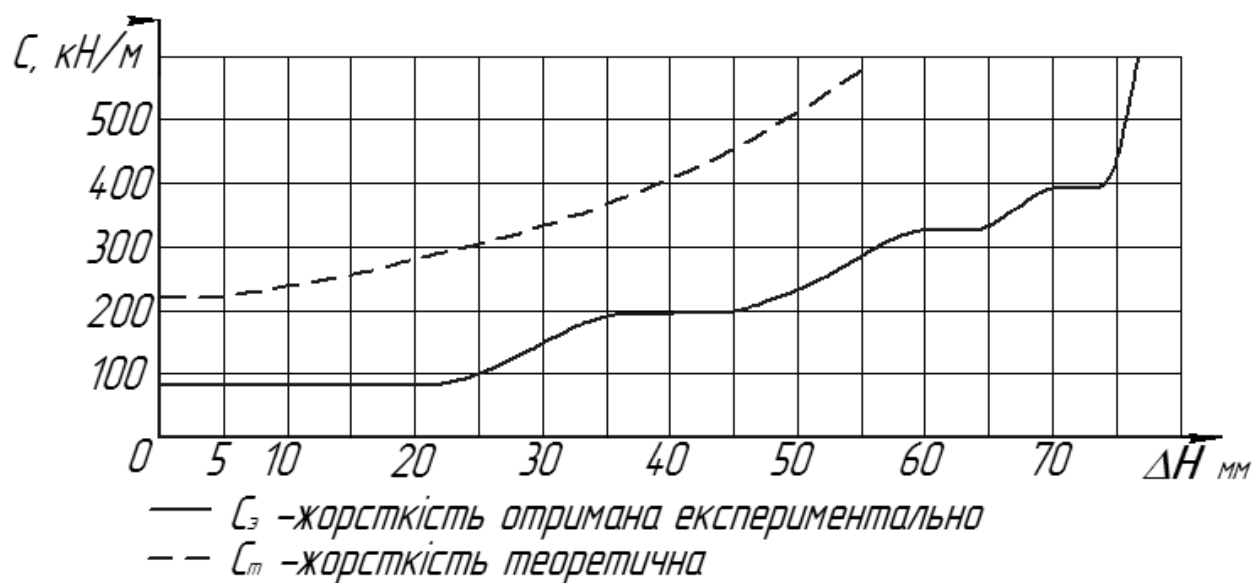
Знайдемо жорсткість досліджуваного амортизатора по експериментально і теоретично отриманим даним. Дані розрахунків теоретичної жорсткості представлені в таблиці 3.13., графік залежності жорсткості від деформації представлений на рис. 3.22. Дані розрахунків жорсткості за експериментально отриманими даними приведені в таблиці 3.12, графік залежності жорсткості від деформації представлений на Рис. 3.22.

Таблиця 3.12 - Теоретично знайдені значення Р і С_т для ряду ΔН

ΔН, м	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,055
Р, Н	1076	2230	3473	4819	6285	7889	9657	11620	13810	16270	19070
С _т , Н/м	215200	230800	248800	269200	293200	320800	353600	392600	438000	492000	560000

Таблиця 3.13 - Жорсткість досліджуваного амортизатора

Р, Н	Н, м	ΔН, м	ΔН/, м	С, Н/м
0	0,153	0	0	-
1960	0,138	0,015	0,015	130666
3920	0,117	0,036	0,021	99333
5880	0,106	0,047	0,011	178181
7840	0,097	0,056	0,009	217777
9800	0,088	0,065	0,009	217777
11760	0,083	0,070	0,005	392000
13720	0,080	0,073	0,003	653333
15680	0,0775	0,0755	0,0025	784000
17640	0,075	0,078	0,0025	784000
19600	0,073	0,080	0,002	98000



3.22- Жорсткість амортизаторів експеримент №3

Висновки: великий вплив на зміну залежності сила-деформація мають отвори і зміщення центральної частини амортизатора від верхньої і нижньої його частини.

Експеримент №4, положення №1. Зразок експерименту №4 має один центральний отвір діаметром 40мм, два отвори діаметром 34мм і чотири отвори діаметром 20мм див.

Додаток навантаження P уздовж осі H призводить до зміни значень H , B , Z , $d1$, $d2$, $d3$ приведених в таблиці 3.14. Отвір $d1$ при додатку навантаження змінює свою форму на близьку до прямокутною. Отвори $d2$ при додатку навантаження змінює свою форму на близьку до. Отвори $d3$ при додатку навантаження змінює свою форму на еліптичну(рис 3.23, 3.24). Графік залежності сила- деформація представлений на Рис. 3.25.

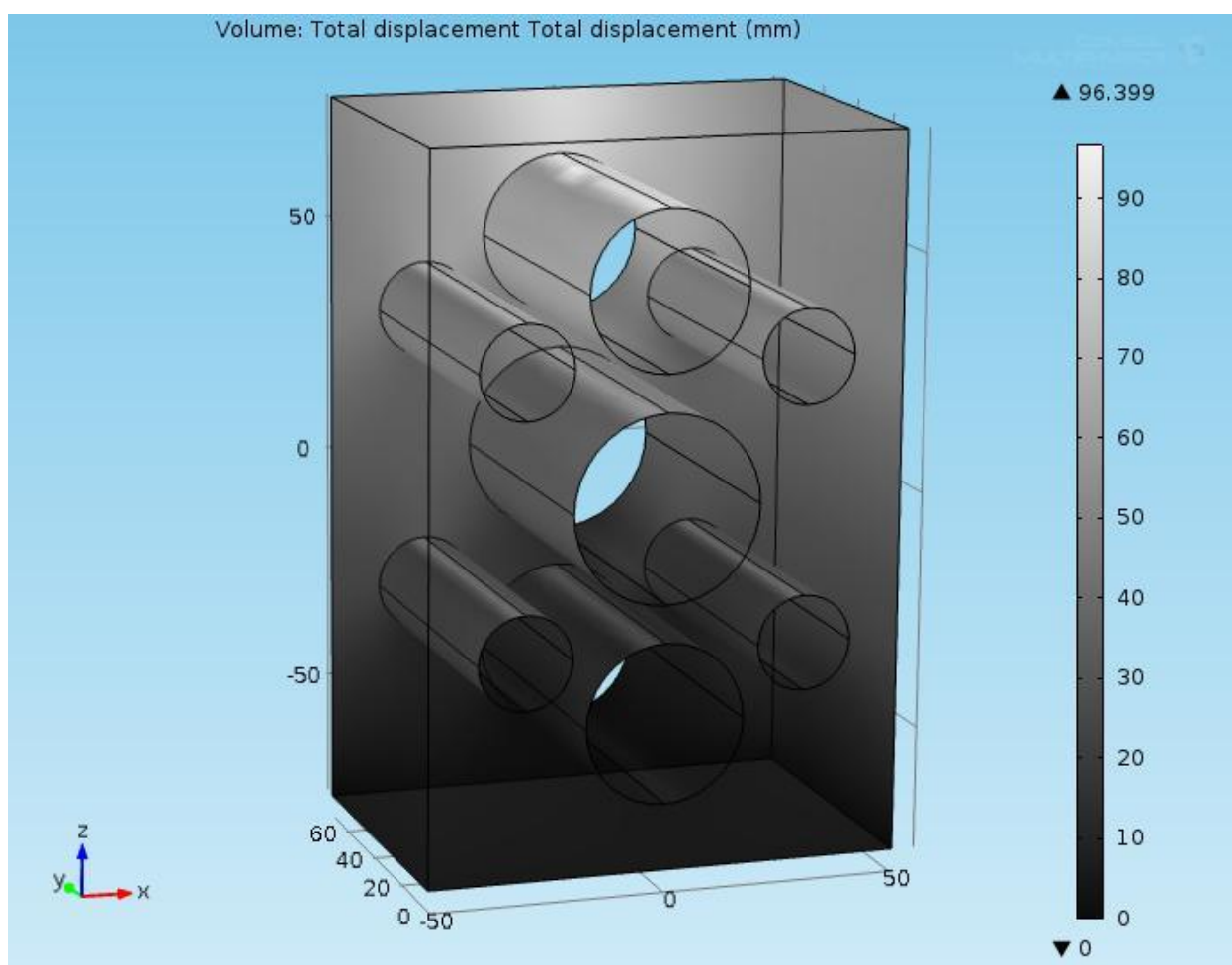


Рис. 3.23 – Переміщення для експерименту №4, положення №1

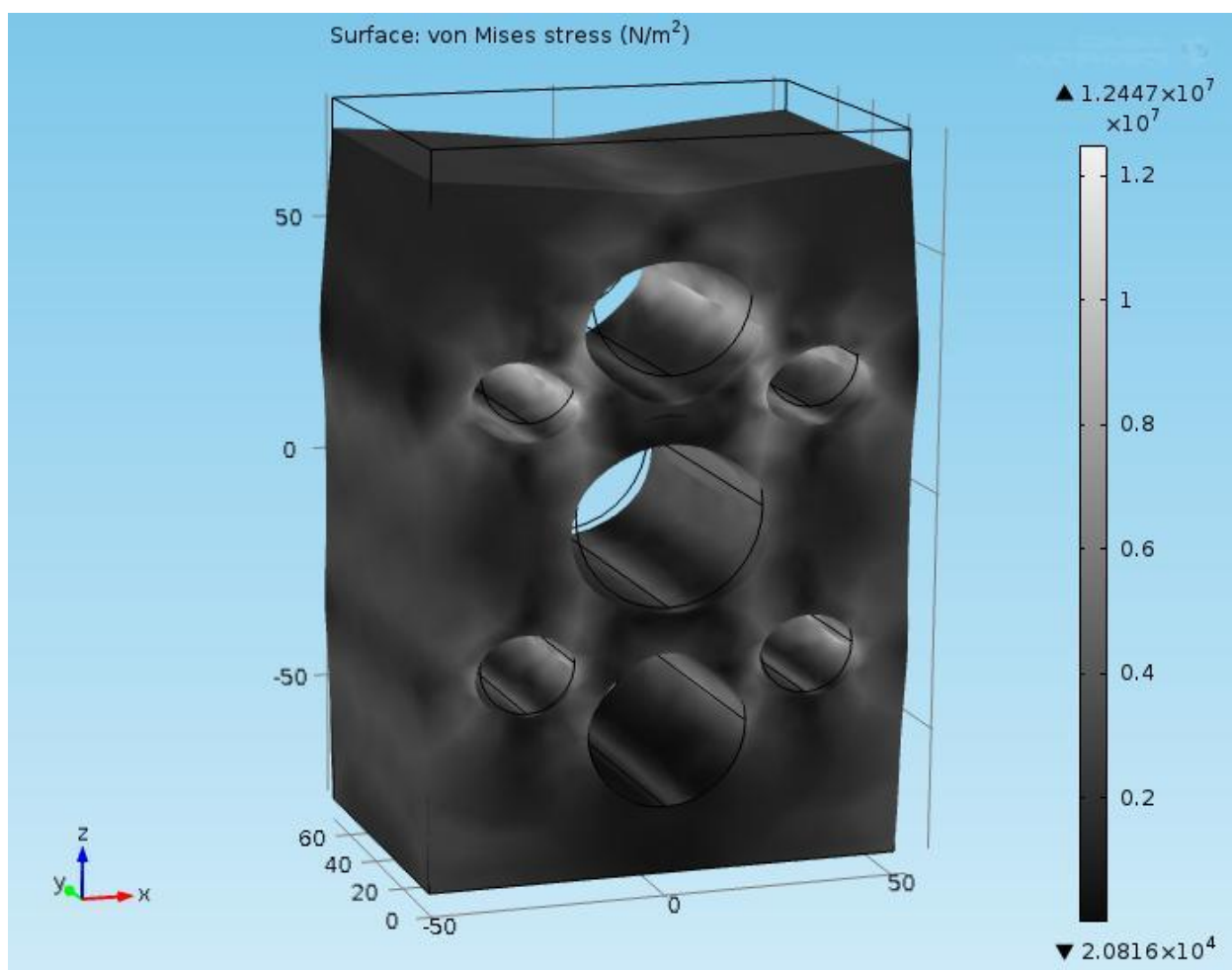
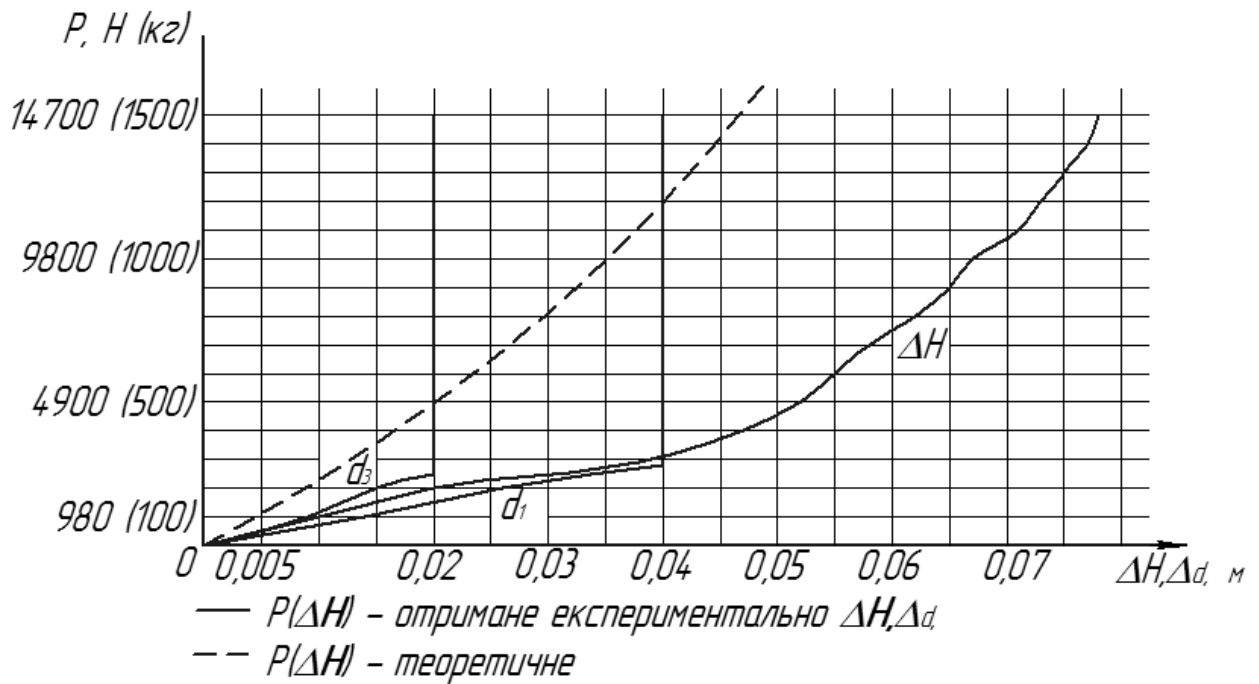


Рис. 3.24 – Напруження і деформація для експерименту №3, положення №1

Таблиця 3.14 - Експеримент №4 положення №1

P, Н	P, кг	H, м	ΔH, м
0	0	0,152	0
980	100	0,142	0,010
1960	200	0,132	0,020
2940	300	0,113	0,039
3920	400	0,105	0,047
4900	500	0,100	0,052
5880	600	0,097	0,055
6860	700	0,094	0,058
7840	800	0,090	0,062
8820	900	0,087	0,065
9800	1000	0,085	0,067
10780	1100	0,081	0,071
11760	1200	0,079	0,073
12740	1300	0,077	0,075
13720	1400	0,075	0,077
14700	1500	0,074	0,078

Рис. 3.25 - Графік залежності $P(\Delta H)$

Теоретичну залежність $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора з $H=151\text{мм}=0,151\text{м}$; $Y=101\text{мм}=0,101\text{м}$; $Z=71\text{мм}=0,071\text{м}$ знайдемо:

$$P = \frac{1}{3} \cdot E \cdot F \left(\frac{1}{\lambda} - \lambda \right)^2 = \frac{1}{3} \cdot 4,44 \cdot 10^6 \cdot 7171 \cdot 10^{-6} \left(\frac{0,151}{0,151 - \Delta H} - \frac{0,151 - \Delta H}{0,151} \right)^2; [\text{H}] \quad (3.12)$$

Значення P для різних ΔH знайдені за допомогою програмного забезпечення Mathcad V11.0a(додаток Г) представлені в таблиці 3.15. Графік теоретичної залежності $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного гумового амортизатора представлений на Рис. 3.25.

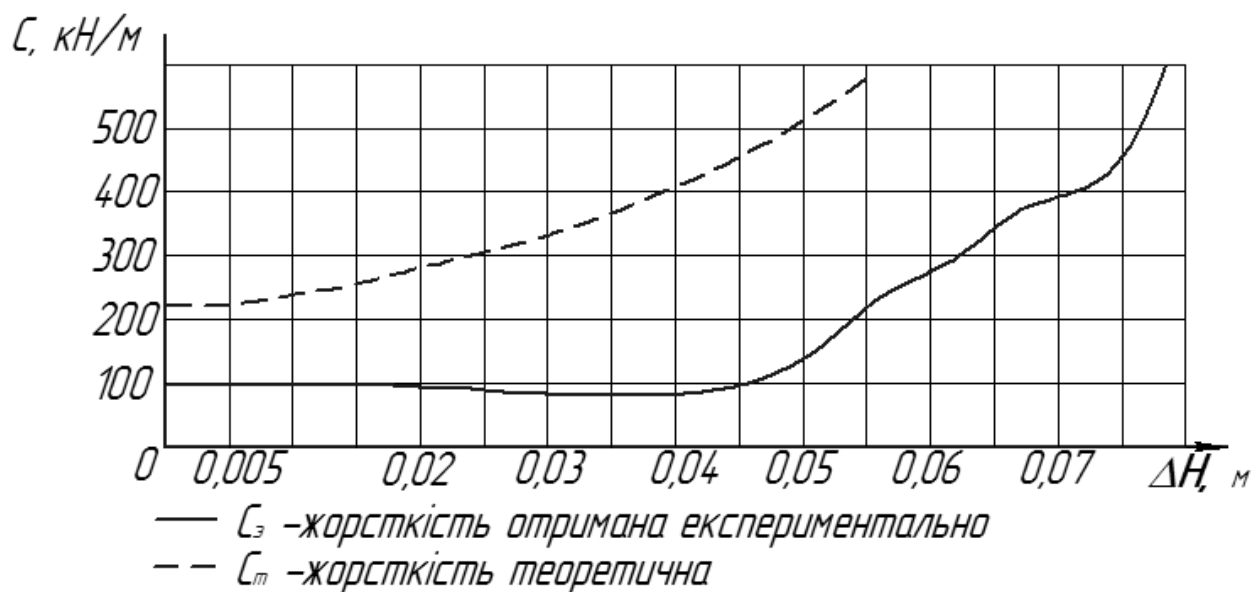
Знайдемо жорсткість досліджуваного амортизатора по експериментально і теоретично отриманим даним. Дані розрахунків теоретичної жорсткості представлені в таблиці 3.15, графік залежності жорсткості від деформації представлений на рис. 3.21. Дані розрахунків жорсткості за експериментально отриманими даними приведені в таблиці 3.16, графік залежності жорсткості від деформації представлений на Рис. 3.21.

Таблиця 3.15 - Теоретично знайдені значення Р і Ст для ряду ΔН

ΔН, м	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05
Р, Н	1091	2262	3525	4894	6386	8024	9831	11840	14090	16620
Ст, Н/м	218200	234200	252600	273800	298400	327600	361400	401800	450000	506000

Таблиця 3.16 - Жорсткість досліджуваного амортизатора

Р, Н	Н, м	ΔН, м	ΔН/, м	З, Н/м
0	0,152	0	0	-
1960	0,132	0,020	0,020	98000
3920	0,105	0,047	0,027	73000
5880	0,097	0,055	0,008	245000
7840	0,090	0,062	0,007	280000
9800	0,085	0,067	0,005	392000
11760	0,080	0,072	0,005	392000
13720	0,075	0,077	0,004	490000
14700	0,074	0,078	0,001	1960000



3.26 - Жорсткість амортизаторів експеримент №4

Висновки: великий вплив на зміну залежності сила-деформація мають отвори що зменшують поперечний переріз амортизатора .

Експеримент №5. Резиновий амортизатор. При додатку навантаження відбувається зміна значень d_1 , d_2 , d_3 і d_4 приведених в таблиці 3.17 (рис 3.27, 3.28).

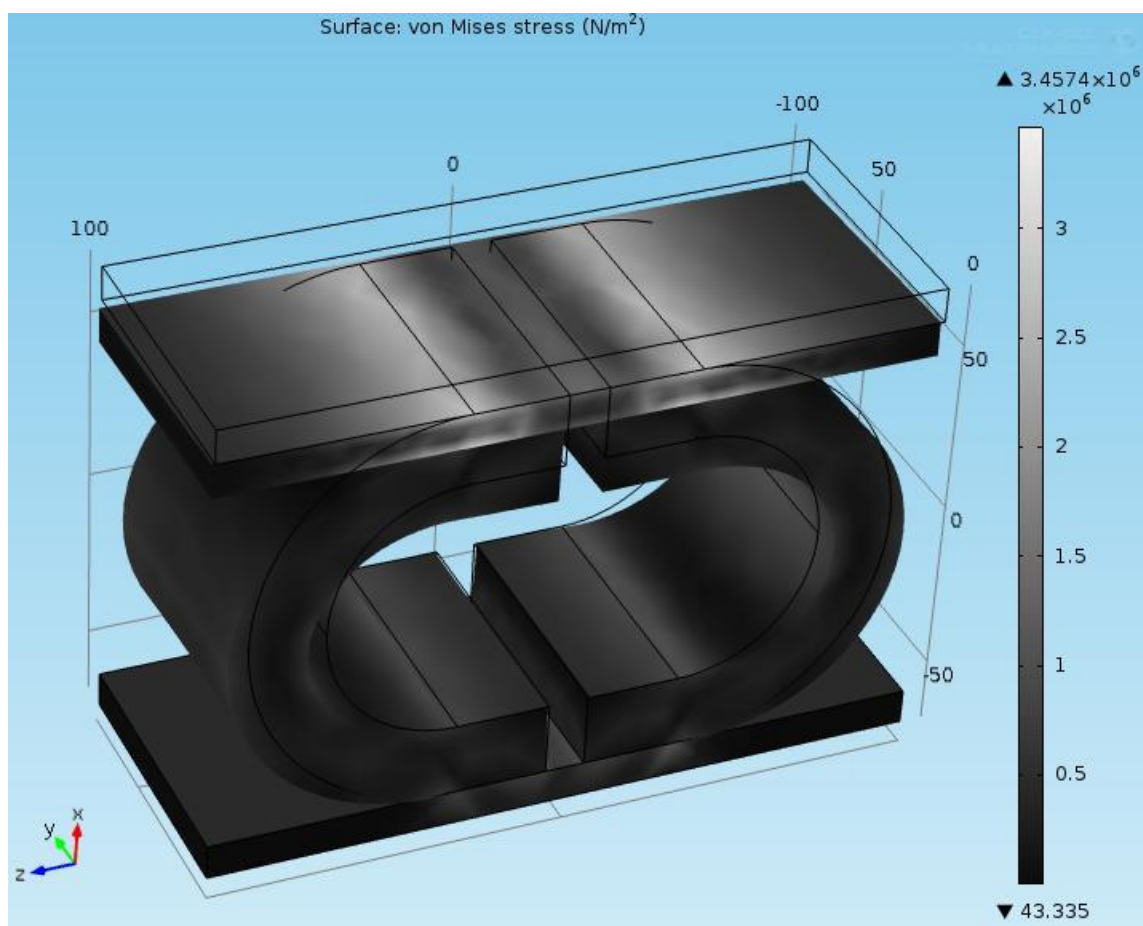


Рис. 3.27 – Переміщення для експерименту №5, положення №1

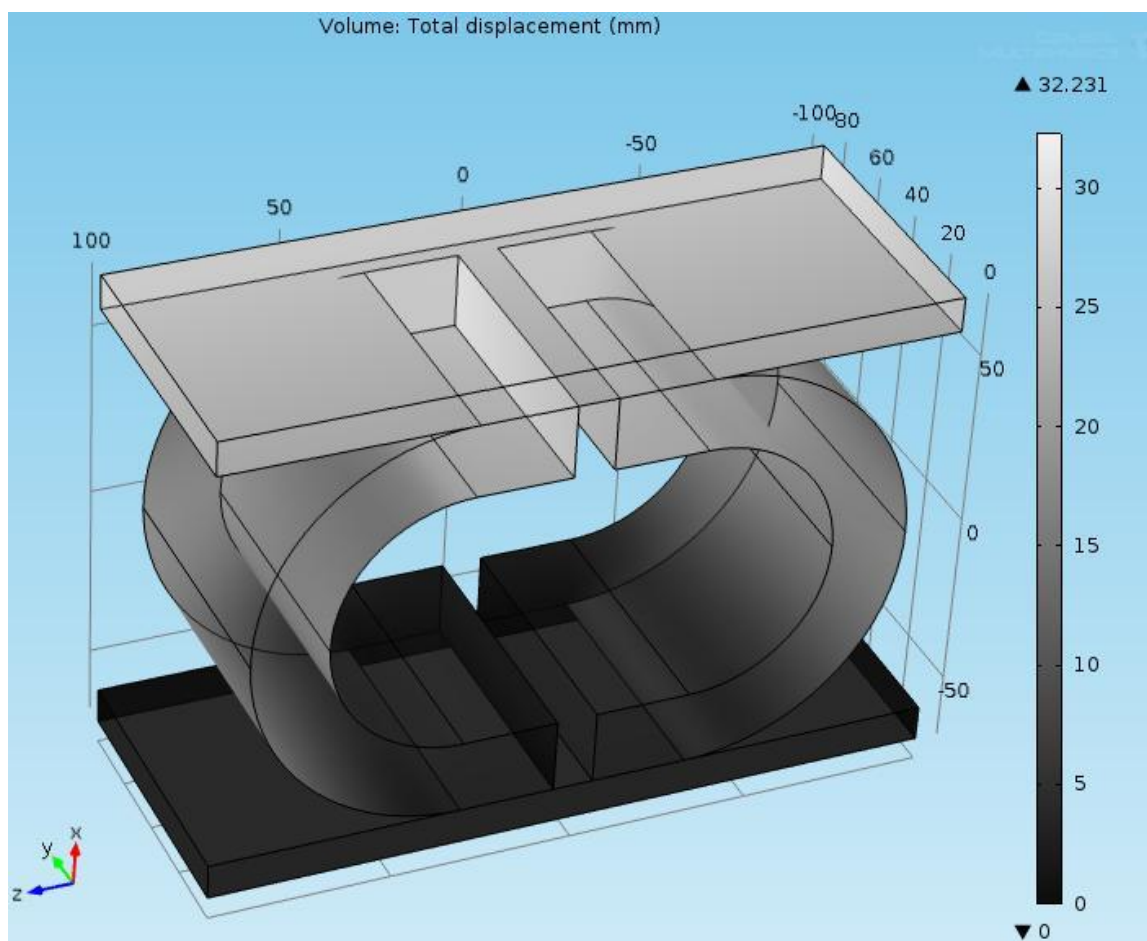


Рис. 3.28 – Напруження і деформація для експерименту №5, положення №1

Таблиця 3.17 - Зміна значень d_4 при додатку навантаження

P, кг	P, Н	d_4 , м	Δd_4 , м
0	0	0,117	0
50	490	0,110	0,007
100	980	0,104	0,013
150	1470	0,096	0,021
200	1960	0,091	0,026
220	2156	0,087	0,030

Графік залежності сила-деформація представлений на рис 3.29.

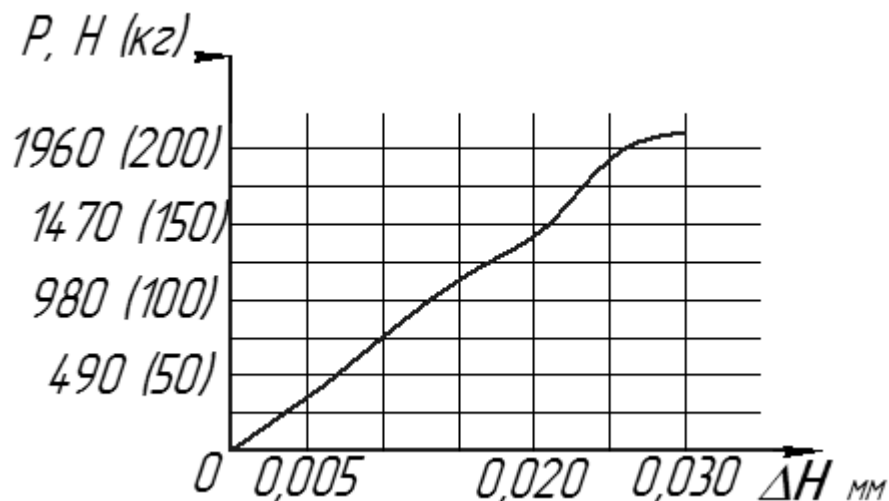


Рис 3.29 - Залежність сила-деформація

Як видно з графіку залежність сила-деформація цього амортизатора практично лінійна, тобто жорсткість амортизатора практично не змінюється від деформації. Знайдемо жорсткість досліджуваного амортизатора за експериментально отриманими даними:

$$c = \frac{P}{\Delta d_4} = \frac{2156}{30 \cdot 10^{-3}} = 70000; [\text{Н/м}] \quad (3.13)$$

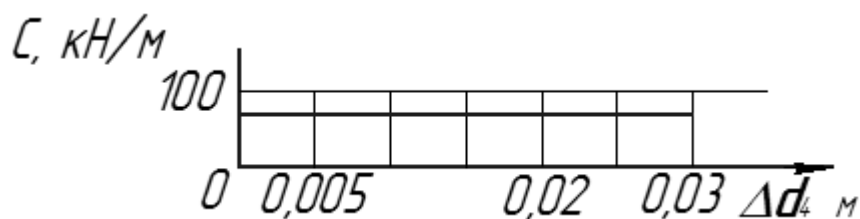


Рис. 3.30 - Жорсткість резинометалічного амортизатора

Висновки: амортизатор відрізняється простотою конструкції і виробництва. Має жорсткість 70 кН/м, що значно менше зразків, що розглядаються до цього. Можливість деформації цього амортизатора обмежена до 30мм.

3.3 Рекомендацій щодо застосування гумових амортизаторів

Проаналізуємо результати проведених досліджень гумових амортизаторів, звівши отримані залежності на один графік залежності $P(\Delta H)$ та жорсткості для порівняння (рис 3.30, 3.31).

З графіків видно, що при збільшенні загальної площі отворів деформація від навантаження, що додається, збільшується, відповідно жорсткість зменшується.

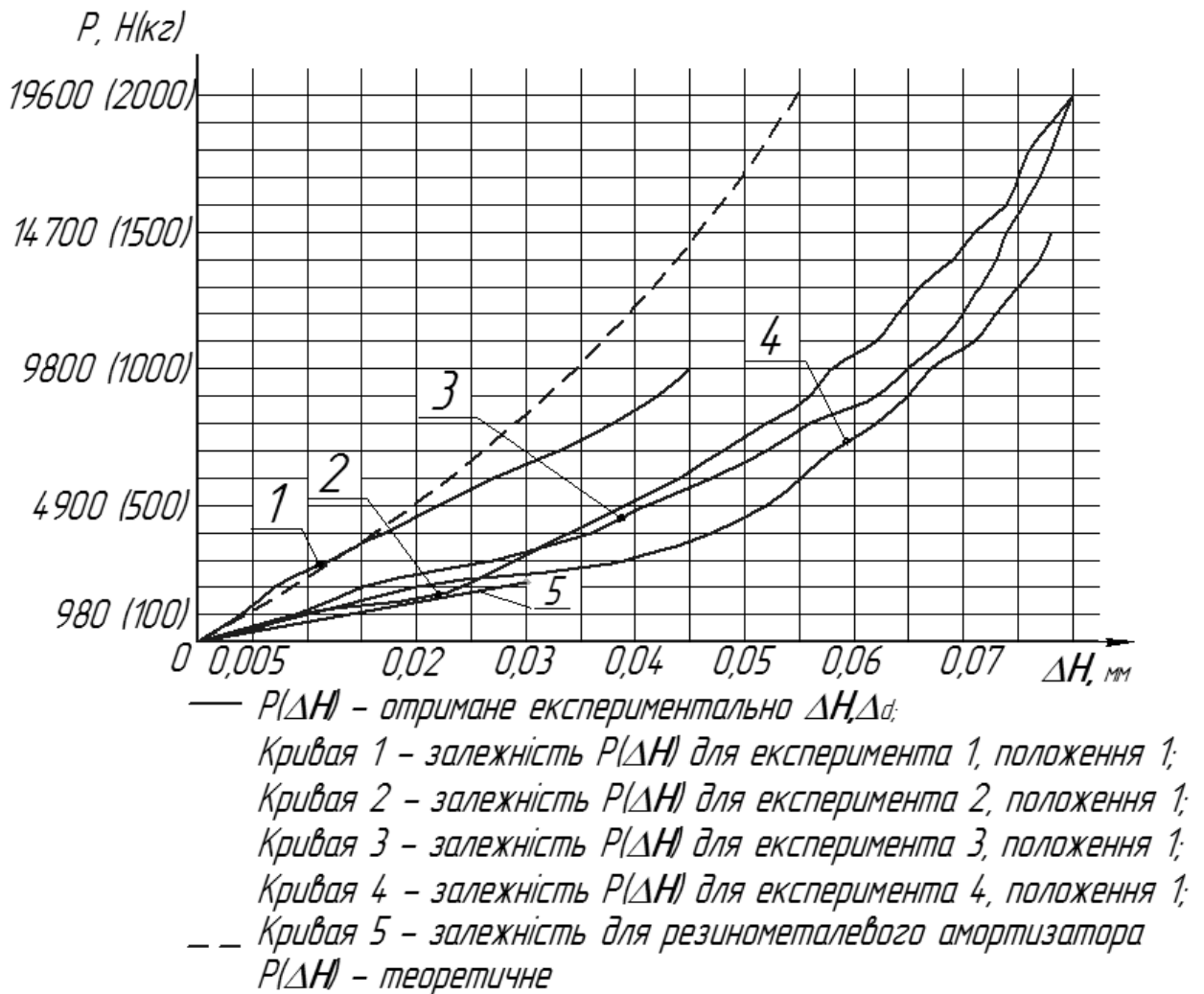


Рис. 3.31 - Звідний графік залежності $P(\Delta H)$

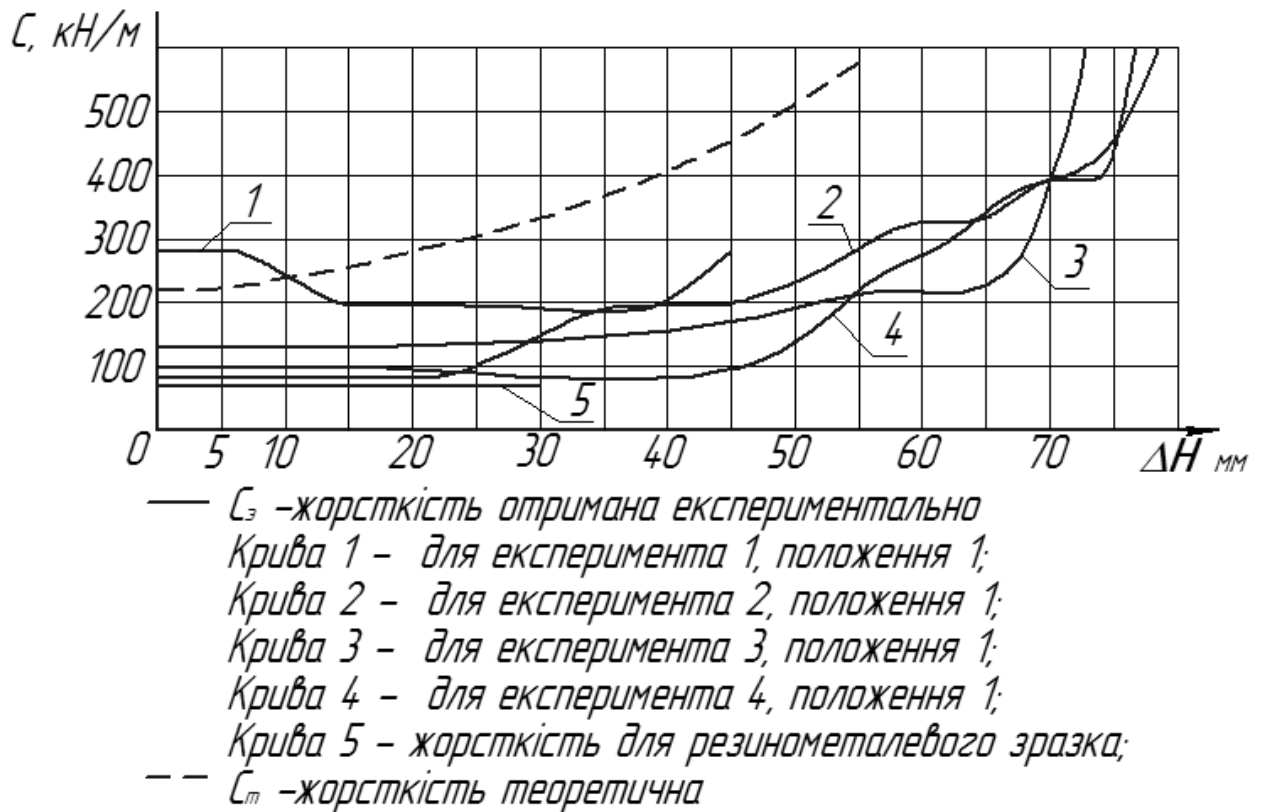


Рис. 3.32 - Звідний графік залежності жорсткості від деформації

Для вібраційних машин рекомендовано застосування податливіших амортизаторів з меншою жорсткістю [1], що обумовлюється коефіцієнтом передачі зусиль на несучі конструкції

У зв'язку з цим доцільне застосування амортизатора представленого на рис 3.24. Цей амортизатор виконаний з гумовотканинного полотна закріпленого торообразно на двох металевих пластинах. Він відрізняється простотою конструкції і виготовлення, а отже і невисокою вартістю. Для цього амортизатора характерна лінійна залежність сила-деформація і постійна жорсткість. При невеликих габаритах 180x117x100мм його максимальна вантажопідйомність рівна 2156Н і напруга в небезпечному перерізі [8]:

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{l} \cdot \frac{0,125 \cdot \left[d_1 - d_2 + \frac{d_4 - d_2}{\ln(0,5 \cdot d_4) - \ln(0,5 \cdot d_2)} \right] \cdot \left[d_4 - \frac{d_4 - d_2}{\ln(0,5 \cdot d_4) - \ln(0,5 \cdot d_2)} \right]}{0,01 \cdot (d_3 - d_1)^3 + 0,125 \cdot (d_3 - d_1) \cdot \left[0,5 \cdot (d_4 + d_2) - \frac{d_4 - d_2}{\ln(0,5 \cdot d_4) - \ln(0,5 \cdot d_2)} \right]^2} \quad (3.13)$$

де P - максимальне навантаження, $P=2156\text{H}$; l - довжина утворюючої амортизатора, $l=0,1\text{м}$; d_1 - значення при прикладенні навантаження P для кільцевого

амортизатора, $d_1 = 0,145 - 0,045 = 0,1\text{м}$; d_2 - значення при прикладенні навантаження P , $d_2 = 0,039\text{м}$; d_3 - значення при прикладенні навантаження P , для кільцевого амортизатора, $d_3 = 0,201 - 0,045 = 0,156\text{м}$; d_4 - значення при прикладенні навантаження P , $d_4 = 0,087\text{м}$.

$$\sigma_{\max} = \frac{2156}{0,1} \cdot \frac{0,125 \cdot \left[0,1 - 0,039 + \frac{0,087 - 0,039}{\ln(0,5 \cdot 0,087) - \ln(0,5 \cdot 0,039)} \right] \cdot \left[0,087 - \frac{0,087 - 0,039}{\ln(0,5 \cdot 0,087) - \ln(0,5 \cdot 0,039)} \right]}{0,01 \cdot (0,156 - 0,1)^3 + 0,125 \cdot (0,156 - 0,1) \cdot \left[0,5 \cdot (0,087 + 0,039) - \frac{0,087 - 0,039}{\ln(0,5 \cdot 0,087) - \ln(0,5 \cdot 0,039)} \right]^2} =$$

$$= 4,844\text{МПа};$$

;

Умова міцності по вигину для цього гумового елемента виконується [8]:

$$\sigma_{\max} = 4.844\text{МПа} < [\sigma] = 12\text{МПа};$$

Для ефективної віброізоляції рекомендовано приймати частоту обурюючої сили рівної $w = (3 \div 5) \cdot p$, де $p = \sqrt{\frac{c}{M}}$. Отже для даного одного амортизатора:

$$w = (3 \div 5) \cdot \sqrt{\frac{c}{M}} = (3 \div 5) \cdot \sqrt{\frac{70000}{M}} = \frac{794 \div 1323}{\sqrt{M}} \Rightarrow w \cdot \sqrt{M} = 794 \div 1323; \quad (3.15)$$

Висновки по розділу 3

1. Проведено аналіз конструкцій гумових амортизаторів, методів їх розрахунків та причин, що призводять до швидкого виходу з ладу та методи підвищення довговічності;

2. Встановлено, що внутрішні втрати в матеріалі (гумі) є наслідком "надмолекулярної структури" гуми (молекули є довгими гнучкими нитками, розташованими хаотично у вигляді заплутаного клубка, а макромолекули складаються у вигляді окремих пачок) і мають велике значення для резинометалічних амортизаторів як віброізолюючих елементів вібраційних машин.

3. Встановлено, що більшість відомих залежностей сила-деформація і жорсткості розроблені для гумових амортизаторів простої форми. Це пов'язано з переважним використанням амортизаторів різноманітних конструкцій, що

складаються з простіших за формою і способам розрахунку амортизуючих елементів;

4. Проведено аналітичне дослідження 5 конструкції резинових амортизаторів, за результатами дослідів побудовані залежності сила-деформація і жорсткість-деформація;

5. Отримані залежності зусилля і жорсткості від деформації для випробовуваних зразків є нелінійними за винятком резинометалічного зразка торообразной форми.

6. За результатами експерименту № 1 встановлено, що при деформації до 10% висоти амортизатора теоретична залежність $P(\Delta H)$ для суцільного прямокутного призматичного амортизатора і отримані експериментальним шляхом дані для амортизатора з отвором співпадають.

7. За результатами експерименту № 2 встановлено, що залежність сила-деформація, отримана практичним шляхом, в двічі відрізняється від теоретичних розрахунків..

8. За результатами експерименту № 3 встановлено, що великий вплив на зміну залежності сила-деформація мають отвори і зміщення центральної частини амортизатора від верхньої і нижньої його частини.

9. За результатами експерименту № 4 встановлено, що великий вплив на зміну залежності сила-деформація мають отвори що зменшують поперечний переріз амортизатора .

10. За результатами експерименту № 5 встановлено, що амортизатор відрізняється простотою конструкції і виробництва. Має жорсткість 70 кН/м, що значно менше зразків, що розглядаються до цього. Можливість деформації цього амортизатора обмежена до 30мм.

11. Встановлено, що доцільно застосування гумовометалевий амортизатор з експерименту №5, оскільки для вібраційних машин рекомендовано застосування податливіших амортизаторів з меншою жорсткістю [1], що обумовлюється коефіцієнтом передачі зусиль на несучі конструкції. Крім того цей амортизатор виконаний з гумовотканинного полотна закріпленого торообразно на двох

металевих пластинах. Він відрізняється простотою конструкції і виготовлення, а отже і невисокою вартістю. Для цього амортизатора характерна лінійна залежність сила-деформація і постійна жорсткість.

ВИСНОВКИ

1. Встановлено, що внутрішні втрати в матеріалі (гумі) є наслідком "надмолекулярної структури" гуми (молекули є довгими гнучкими нитками, розташованими хаотично у вигляді заплутаного клубка, а макромолекули складаються у вигляді окремих пачок) і мають велике значення для резинометалічних амортизаторів як віброізолюючих елементів вібраційних машин.

2. Встановлено, що більшість відомих залежностей сила-деформація і жорсткості розроблені для гумових амортизаторів простої форми. Це пов'язано з переважним використанням амортизаторів різноманітних конструкцій, що складаються з простіших за формою і способам розрахунку амортизуючих елементів;

3. Встановлено, що доцільно застосування гумовометалевий амортизатор з експерименту №5, оскільки для вібраційних машин рекомендовано застосування податливіших амортизаторів з меншою жорсткістю [1], що обумовлюється коефіцієнтом передачі зусиль на несучі конструкції. Крім того цей амортизатор виконаний з гумовотканинного полотна закріпленого торообразно на двох металевих пластинах. Він відрізняється простотою конструкції і виготовлення, а отже і невисокою вартістю. Для цього амортизатора характерна лінійна залежність сила-деформація і постійна жорсткість.