

Тимошук О.М., Шапран Ю.Є.

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ НЕЙТРАЛІЗАЦІЇ ВІБРАЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

У статті з'ясовано, що перетворення в машинах і механізмах одних видів енергії на інші, перетворення форм руху, здійснення робочих процесів неминуче пов'язані з появою змінних сил, що породжують вібрацію. Вона негативно впливає на міцність та надійність роботи машин, несучих конструкцій, споруд та має шкідливий вплив на фізіологічний стан людей. При досягненні певних значень вібрація може викликати порушення робочих процесів, призвести до розладу управління та регулювання, спотворення показань приладів, до посиленого зносу та поломок машин. Більшість сучасних машин уже недостатньо характеризувати енергетичними, масогабаритними та економічними показниками, а необхідно також оцінювати їхню віброактивність. Метою статті є дослідження методів та засобів нейтралізації вібрації суднового дизель-генераторного агрегату для формування обґрунтованих рекомендацій щодо їх ремонту (модернізації). Розроблена методика призначена для визначення жорсткості, коефіцієнтів демпфування та поглинання інноваційних віброізоляторів на основі експериментальних статичних навантажувальних показників, що дозволить удосконалити суднового дизель-генераторного агрегату на етапі його модернізації. Проведено дослідження основних віброізоляційних засобів (упорів) та зроблено висновок про необхідність розробки інноваційних методів компенсації поперечних коливань верхньої частини двигунів. Побудована блок-схема методу визначення експериментальних статичних навантажувальних характеристик, жорсткостей, коефіцієнтів демпфування та поглинання інноваційних віброізоляторів, що може бути використана на етапі модернізації суднових дизель-генераторних агрегатів.

Ключові слова: морський транспорт, напівпровідникові прилади, силова електроніка, суднові двигуни, суднова електроенергетична установка, енергетична установка, судно, діагностування, ефективна потужність, передача потужності, судновий дизель.

Постановка проблеми. Серед різних суднових енергетичних установок (СЕУ) дизельні установки найбільш масові. Ними обладнуються всі типи транспортних та промислових суден морського та річкового флоту.

Технічний прогрес призводить до збільшення питомої потужності та швидкохідності дизелів та дизельних енергетичних установок (ДЕУ), та, як наслідок, до зростання коливальних явищ, рівнів шуму та вібрації. Перетворення в машинах і механізмах одних видів енергії на інші, перетворення форм руху, здійснення робочих процесів неминуче пов'язані з появою змінних сил, що породжують вібрацію. Вона негативно впливає на міцність та надійність роботи машин, несучих конструкцій, споруд та має шкідливий вплив на фізіологічний стан людей. При досягненні певних значень вібрація може викликати порушення робочих процесів, призвести до розладу управління та регулювання, спотворення показань приладів, до посиленого зносу та поломок машин. Більшість сучасних машин уже недостатньо характеризувати енергетичними, масогабаритними та економічними показниками, а необхідно також оцінювати їхню віброактивність. Це призводить до необхідності контролю вібрації машин на основі вимірів, які є вихідними даними для її нормування.

З підвищенням віброактивності дизелів зростають втомні руйнування, знос деталей та вузлів, що знижує та зменшує ресурс дизелів в цілому, а також надає негативний вплив на судно в цілому,

психофізіологічний стан та здоров'я екіпажу і пасажирів. Отже нейтралізація шуму та вібрації на судах останнім часом набула актуального значення [1, 2].

Мета статті: дослідження методів та засобів нейтралізації вібрації суднового дизель-генераторного агрегату (СДГА) для формування обґрунтованих рекомендацій щодо їх ремонту (модернізації).

Аналіз літературних джерел.

Останні роки дослідженнями вібрації від СДГА та її компенсаціями займаються ряд як вітчизняних та закордонних фахівців, як Повідайло В.О. [3], Дівеев Б.М. [4, 5], Варбанець Р.А. [6], M. Jurevicius [7], N.S. Ahirrao [8] та інші автори, а проблеми залишаються актуальними і на теперішній час.

Умовно літературні джерела, використані у роботі, можна розділити на ряд груп:

- до першої групи слід віднести фундаментальні та прикладні дослідження з теорії деформації та пружності твердого тіла;
- до другої групи джерел віднесемо роботи, що досліджують деформації працюючих механізмів;
- третя група джерел присвячена теорії побудови судових енергетичних установок та спеціальним дослідженням щодо їх вібрації.

Основна частина.

Для забезпечення здатності СДГА виконувати свої функції та зберігати параметри в межах встановлених норм, а також зберігати міцність в умовах вібрації, необхідні не лише уточнені розрахунки амортизації, зокрема, з урахуванням невірноваженості двигуна, впливу бортових, носових та кормових віброізоляторів, а також удосконалення ефективності віброізоляції компонентів системи опорної та неопорної амортизації [9, 10].

Удосконалення дизель-генераторів, їх компонентів як у частині підвищення їх надійності в цілому, так і щодо віброакустичної надійності і довговічності, зазвичай триває до зняття з виробництва [11].

При застосуванні поршневих двигунів у складі судових дизель-генераторів, крім виключно дизельних проблем, виникають актуальні наукові завдання, серед яких і розв'язання питань вібростійкості та ударостійкості агрегатів [12-14].

У статті до компонентів СДГА віднесемо:

- несучі конструкції (загальний підрамник дизеля та генератора, кронштейни опорних віброізоляторів та турбокомпресорів);
- опорні віброізолятори;
- неопорні віброізолятори (бічні та торцеві упори дизель-генератора, муфти, пружні вставки трубопроводів, компенсатори турбокомпресорів та трубопроводів, підвіски трубопроводів газовідвідної системи, заспокійники поперечних коливань, страхувальні елементи тощо).

Статистика свідчить, що понад дві третини поломок та аварій машин відбувається через вібрації [15].

З метою обмеження вібрації у різних галузях техніки існують вимоги та норми щодо її регламентації. Відповідно до встановленої практики під вимогами прийнято мати на увазі ті гранично допустимі рівні вібрації, які необхідні для повного задоволення певних часткових умов без врахування можливості їх виконання в даний момент.

Внаслідок безпосереднього зв'язку між технічним станом машини, параметрами робочих процесів та вібрацій, що відбуваються в ній, кожному стану машини відповідає цілком визначена характером інтенсивність вібрації. Виміряна за допомогою відповідної апаратури, вона може бути прямим або непрямым показником якості роботи та технічного стану машини. Тому першим

ступенем діагностики технічного стану машини є контроль її вібрації у процесі роботи та стану із встановленими нормами [17]. Вихід за межі експлуатаційних норм свідчить або про порушення робочого процесу машини, або її несправності.

Такі норми встановлюються на основі досвіду експлуатації та включаються до правил обслуговування машин та установок.

Норми на вібростійкість машин під впливом зовнішньої вібрації створюються для захисту їх від вібраційного навантаження. Більшість механізмів, які створюють при роботі вібрацію, піддаються впливу зовнішньої вібрації з інших джерел. При досягненні певних значень вона може негативно впливати на якість робочих процесів, надійність й втомну міцність вузлів і деталей.

Особливо чутливі до вібрацій прилади та апаратура. Оскільки міцність деталей машин та несучих конструкцій залежить від сил, що діють на них, що пропорційні прискоренню, вібраційна напруженість машин у деяких галузях техніки оцінюється за допомогою коефіцієнта віброперевантаження. Він представляє собою відношення максимального прискорення при коливаннях до прискорення земного тяжіння:

$$K = \frac{\ddot{x}}{g} = \frac{X \cdot \omega^2}{g} \approx 0,04 \cdot x \cdot f^2, \quad (1)$$

де $\ddot{x}$ та X – амплітуди коливального прискорення та зміщення; ω – кутова швидкість, с^{-1} ; f – частота коливань, Гц; g – прискорення вільного падіння, $\text{см}/\text{с}^2$.

Основною умовою забезпечення вібраційної міцності корпусних конструкцій, розташованих у районах впливу вібраційних навантажень, є запобігання можливості виникнення резонансних коливань на основних режимах експлуатації судна. Частотний діапазон ходової вібрації судна лежить, як правило, нижче частотної межі слухового сприйняття людини. Однак, коливання великогабаритних судових конструкцій (палуб, перебірок, зашивок) можуть порушувати в судових приміщеннях акустичні поля на інфразвукових частотах, що несприятливо впливають на людину.

Крім того, під дією низькочастотної вібрації збуджуються коливання недостатньо жорстко закріплених судових конструкцій (настилів, пайол, зашивок, кожухів й т. п.), що проявляється вже в звуковому діапазоні частот, у вигляді неприємних стуків, скрипів, деренчання, інших шумових ефектів.

Поширення вібрації, що збуджується головними або допоміжними двигунами, відбувається, з одного боку, через опорні зв'язки та фундамент, а з іншого, через неопорні зв'язки, валопроводи, трубопроводи, особливо газовідвідної системи дизеля. Елементи зв'язку газовідвідних трубопроводів з корпусом та корпусними конструкціями судна повинні мати достатню податливість для того, щоб запобігти руйнуванню трубопроводів та їх зв'язків внаслідок вібрації та струсів, захистити від ушкодження самі зв'язки, а також забезпечити свободу руху невіброізованого та віброізованого обладнання, не порушивши в останньому випадку основну схему його віброізоляції та не змінивши її основні параметри [19].

В якості засобів, що забезпечують вирішення цього завдання, застосовуються різні упори – заспокійники поперечних коливань двигуна або газотурбонагнітачів дизелів, податливі зв'язки (металеві компенсатори різних конструкцій) трубопроводів, а також податливі елементи, зв'язуючі окремі ділянки трубопроводів із корпусними конструкціями [20].

Досліджуючи вібрацію від двигуна, насамперед, необхідно встановити єдиний підхід до оцінки діапазону збурюючих неврівноважених моментів, тобто порядку коливань та відповідної йому частоті, які мають бути взяті за основу при нормуванні спектру частот власних коливань пружних систем у машинному відділенні (МВ). Нижчу частоту своїх коливань пружних систем розраховують так:

$$N = 1,2 \cdot \nu \cdot n, \quad (2)$$

де n – максимальна частота обертання колінчатого валу двигуна;

ν – головний порядок, який дорівнює в двохтактних двигунах кількості циліндрів двигуна, в чотирьохтактних – кількості циліндрів, поділених пополам.

Запас на навколорезонансну зону – 20% за частотою цілком достатній, оскільки робота дизеля на максимальній потужності не є специфічним режимом. Доцільність використання такого нормування наведено на приклади модернізації серійних суден, виконаних для усунення резонансних коливань у пружних системах [13].

Наявність рамових зв'язків у МВ значно полегшує завдання розміщення обладнання та механізмів (крім головних), оскільки вони конструктивно забезпечують достатню жорсткість опорного контуру. Відсутність таких конструкцій у шахті МВ у деяких випадках [12-14] призводить до необхідності встановлення великої кількості додаткових зв'язків з метою підвищення жорсткості опорних конструкцій елементів газовипускного тракту дизелів.

Отже, встановлення рамних зв'язків слід розглядати як основний засіб, що гарантує вібростійкість конструкцій корпусу та елементів енергетичної установки, що розташовані в цьому районі. Значно складніший метод збільшення жорсткості основної пружної системи в МВ, що утворюється головним дизелем та днищем. Ця система має цілком певні форми вільних коливань та спектр частот. Резонансні коливання в ній відбуваються переважно за Н-формою та усуваються зазвичай за рахунок додаткових зв'язків, які вводяться в систему з метою збільшення її жорсткості відбудови від резонансної частоти. Конструктивно ці зв'язки представляють собою сталеві складові балки (зазвичай зі стандартного профілю), встановлені між кронштейнами верхніх ґрат дизеля та конструкціями корпусу у МВ.

Збільшення жорсткості системи «дизель» – «днище» підвищило частоти вільних коливань відповідних форм, що призвело до відбудови резонансів та значного зниження рівнів вібрації [18].

Таким чином, при конструюванні МВ доцільно платформи розташовувати по висоті на рівні кронштейнів верхніх та середніх ґрат МОД з метою передачі на ці, за своїм змістом, досить жорсткі конструкції інерційного корпусу зусиль під час вибору МОД. Проектування зв'язків верхнього кріплення двигунів повинно проводитися на навантаження, що діють на них, з урахуванням можливих резонансних явищ у коливаннях системи «дизель» – «днище», а також резонансів крутильних коливань (вимушені коливання основи за Н – формою під дією значного моменту) та дії випадкових навантажень – ударних моментів від гребного гвинта [19].

Як заспокійники поперечних коливань застосовують механічні, фрикційні та гідравлічні упори. Механічні упори складаються з прутка та гільзових опор, в які поміщені прутки. Опори з боку судна нарізні та притиснуті попередньо напруженим прутком. Сила попередньої напруги в прутку повинна бути тільки такою, щоб скорочення його було більшим за амплітуду вібрації для забезпечення тривалого закріплення двигуна. Механічні упори підвищують жорсткість двигуна та зумовлюють зростання власних частот та зменшення амплітуди вібрації.

Таким чином, упорами можна уникнути небезпечної резонансної області вібрації.

Фрикційні упори [20] складаються з U-подібних профілів, які на одному кінці закріплені до двигуна нарізним з'єднанням, а на іншому – до суднової конструкції через таке ж з'єднання з фрикційним пристроєм.

Поверхні тертя виготовлені з матеріалу з коефіцієнтом тертя близько 0,4. Сила тертя регулюється на необхідну величину затягуванням гвинтів. Доки сила в прутку менша за силу тертя,

упор діє, як механічний. Коли сила у ньому перевищує силу тертя, відбувається відносне переміщення тертьових поверхонь. Енергія системи, що витрачається на подолання сил тертя в упорі, перетворюється на теплову енергію та упор діє як віброгасний елемент.

Гідравлічні упори складаються з ємності, що має диск, циліндра з маслом, а також диференціального поршня та прутка [21].

Кріплення випускного патрубку до стінок машинного відділення призначене для збільшення жорсткості та зниження амплітуди вібрації системи – випускних труб від випускних клапанів до випускного колектора турбокомпресора, турбокомпресора та випускного патрубку турбокомпресора.

З метою зменшення сил, що діють на дизель у поперечній площині судна від деформації корпусу, застосовується конструкція верхнього кріплення з фрикційними прокладками [20, 21]. Верхнє кріплення з фрикційними прокладками компенсують зусилля, що виникають у ньому від деформації корпусу судна та за штормових умов за рахунок відносного зміщення елементів фрикційного з'єднання. Ці усунення можуть досягти 3 – 4 мм, що свідчить про значні зусилля, які виникли б у верхньому кріпленні без встановленої фрикційного сполучення.

Описані упори мають такі недоліки [18, 19, 21]:

1. Сила попередньої напруги в прутку під час роботи двигуна не регулюється (механічний упор);
2. Складність конструкції, висока вартість виготовлення та експлуатації (гідравлічний упор);
3. Недостатня пристосовність до деформацій суднової конструкції та вузький діапазон регулювання жорсткості, а у випадку аварії судна можуть пошкодити двигун.

Отже, необхідні інноваційні методи компенсації поперечних коливань верхньої частини двигунів.

При амплітуді віброзміщення, наприклад, дизель-генератора в межах 0,3– 0,5 мм [22], в основному, працюють вібродемпфуючі шайби 11, а при амплітуді віброзміщення в межах 0,5 – 1,0 мм включаються фрикційні елементи вузла із пазами 12-14 (рис. 1, 2). Наведені величини амплітуд віброзміщення спостерігаються особливо в СДГА, для яких передбачений двигун із п'ятьма циліндрами, а також на суднах із невдалим акустичним проектуванням [22].

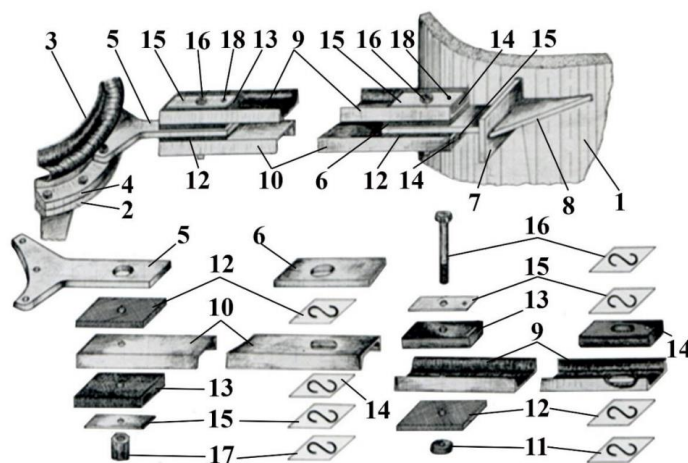


Рисунок 1 – Заспокоювач поперечних коливань

- На рис. 1 позначено: 1 – піллерс; 2 – фланець турбокомпресора;
 3 – компенсатор; 4 – фланець-компенсатора; 5, 6 – вуха; 7 – упор; 8 – ребро;
 9, 10 – балки швелерні; 11 – шайба вібродемпфуюча; 12, 13, 14 – прокладки фрикційно-демпфуючі; 15 – пластина; 16 – болт; 17 – гайка; 18 – фіксуєчий засіб.

Під час роботи дизеля, встановленого на судні, крім внутрішніх сил і моментів, що виникають та призводять до вібрації двигуна, виникають також статичні збурення сил від крену та диферента, які призводять до неприпустимих переміщень (зсувів) двигуна. Тому, крім торцевих та бічних обмежувачів [22], встановлених на судовому фундаменті, передбачаються упори для поперечного кріплення верхньої частини двигуна. За рахунок відносного переміщення тертьових поверхонь фрикційних елементів 12-14 (див. рис. 1), встановлених з правого боку тяги, забезпечується гасіння даних переміщень.

Пази призначені для забезпечення зазначених переміщень щодо болта 16. Вказана частина упору так само пристосовується до деформації корпусу судна, а також запобігає пошкодженню двигуна у випадку аварії судна.

На рис. 2 наведено пружинно-канатний упор поперечного кріплення верхньої частини двигуна з регульованою характеристикою [22].

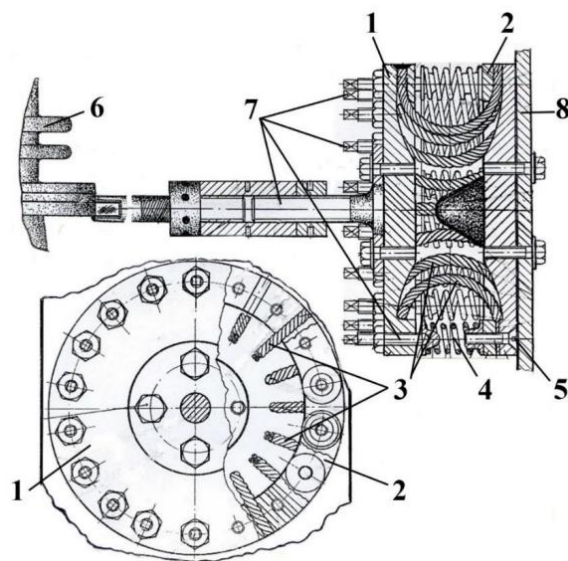


Рисунок 2 – Пружинно-канатний упор поперечних коливань

На рис. 2 позначено: 1 – опорні пластини; 2 – притискні пластини; 3 – пружний елемент; 4 – пружини; 5 – кріпильні засоби; 6 – газовідведення дизеля; 7 – регулюючі засоби; 8 – корпусна конструкція (піллерс, судовий набір).

У порівнянні з гумовими пружними елементами пружинні мають значно більший ресурс роботи, їх пружні характеристики менше залежать від зовнішніх умов (температури, вологості тощо), мають широкий діапазон жорсткості, не здатні до деформацій повзучості, проте не мають демпфуючого ефекту.

Ефект демпфування забезпечують сталеві канатні елементи. Робочі частини відрізків сталевих канатів мають потрібну несучу здатність та значне демпфування. У процесі навантаження вони відчують деформації вигину, кручення та стискування. Добре протистоять вібраційним та лінійним навантаженням, витримують багаторазові удари високої інтенсивності тривалістю 0,05-0,1 с. Мають поглинаючу здатність, близьку до пружин, а за розсіюючою здатністю перевищують металеву гуму (МГ). Зі збільшенням маси об'єкту захисту від вібрацій або амплітуди збурення резонансна частота тросових елементів віброгасіння пристрою в цілому зменшується.

Поєднання у віброгасному пристрої двох типів (пружина, сталевий канат) пружних елементів сприяє забезпеченню сумарного ефекту пристрою.

Інша важлива особливість полягає у можливості регулювання характеристик не тільки завдяки передбаченій складовій конструкції тяги, але, головне, у можливості регулювання натягу пружних елементів, особливо пружин. Крім того, завдяки можливості розміщення досить великої кількості пружин між опорними фланцями, частина з них може бути встановлена без натягу, а частина з натягом, або все без натягу або натягом за умови дотримання симетричності навантаження по колу.

Остання особливість дозволяє суттєво змінити:

по-перше, характеристики віброгасного пристрою;

по-друге, забезпечити роботу упору для різних об'єктів в залежності від характеру роботи їх в умовах експлуатації, стану, наприклад, моря, умов плавання та руху судна (крен, диферент, ударні явища, льодова обстановка, шторм). Виходячи з цих особливостей, регулюючі характеристики віброгасіння упору забезпечують нормальну, безаварійну роботу суднового дизеля.

Неопорні заспокійники коливань використовуються також для двигунів наземного транспорту на рис. 3 наведені окремі зразки заспокоювачів.



Рисунок 3 – Упорні віброізолятори зі штангами

Пружні елементи віброізоляторів прийнято характеризувати кривою «сили деформація», тобто залежністю прикладеної сили P від деформації пружного елемента Z (рис. 4) [9].

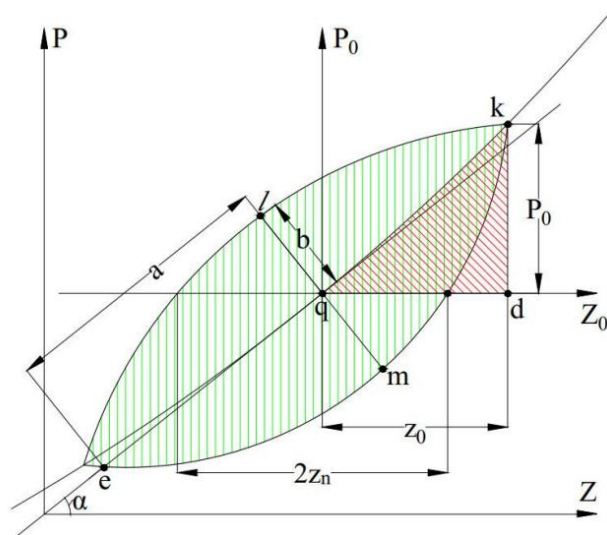


Рисунок 4 – Гістерезисна діаграма віброізолюючих упругодемпфіруючих елементів

Пружний елемент називають лінійним, якщо сила пружності пропорційна деформації. При цьому коефіцієнт пропорційності C , що називається статичною жорсткістю елемента й визначається як тангенс кута нахилу прямої «сила»-«деформація» до осі абсцис, постійний й не залежить від деформації.

Для нелінійних пружних елементів жорсткість не є величиною постійною, а змінюється із зміною деформації. Статична жорсткість у будь-якій точці q кривої «сила»-«деформація» (див. рис. 4) визначається у цьому випадку як тангенс кута нахилу дотичної до кривої в даній точці або як похідна у цій точці [7]:

$$c = \operatorname{tg} \alpha = \frac{dP}{dz} = \frac{P_0}{z_0}. \quad (3)$$

З практичного боку координати точки q на кривій «сила»-«деформація» (див. рис. 4) зазвичай відповідають величині статичного навантаження (ваги амортизованого технічного об'єкта), розміщеної на віброізоляторах, та величині деформації (прогину) віброізолятора у цій точці.

Якщо технічний об'єкт, наприклад, дизель-генератор або поршневий електро-компресор на опорних канатних віброізоляторах (ОКВ) або ПКВ одиночним легким ударом по корпусу змусити коливатися, то навіть при малих амплітудах, що не виходять за межі пропорційності, у матеріалі віброізолятора відбуватимуться незворотні процеси, які супроводжуються розсіюванням теплової енергії за рахунок внутрішнього тертя. Ці втрати характеризуються петлею гістерезису, що базується на околиці точки q (рис. 4), а площа петлі $e l k m e$ – визначає кількість енергії, поглиненої та розсіяною у вигляді тепла матеріалом віброізолятора за один цикл коливання.

При цьому залежно від особливостей структури матеріалу пружного елемента віброізолятора, амплітуди циклу та швидкості навантаження віброізолятора (частоти) нахил великої осі $e q k$ (див. рис. 4) гістерезисної петлі може змінюватися, отже, динамічна жорсткість віброізолятора може відрізнятися від статичної.

При урахуванні внутрішнього опору матеріалу часто виходять з так званої гіпотези Фойгта, згідно з якою сили внутрішнього опору приймаються пропорційними швидкості деформації та силова реакція віброізолятора описується у вигляді:

$$R = cz + h\dot{z}, \quad (4)$$

де h – коефіцієнт внутрішнього тертя.

За принципом Даламбера диференціальне рівняння вимушених коливань системи з одним ступенем свободи при гармонійному збудженні можна записати у вигляді:

$$m\ddot{z} + h\dot{z} + cz = P\cos(p), \quad (5)$$

де m – маса технічного об'єкта на віброізоляторах; P, p – відповідно амплітуда та частота сили збудження.

Застосування гіпотези Кельвіна-Фойгта [3] для опису коливань тіл на віброізоляторах, що набули найбільшого поширення в техніці віброзахисту (гумових, гумометалевих, металевих, синтетичних), призводить до результатів, які не узгоджуються з досвідом. Значна кількість експериментальних робіт, що проводилися в цій галузі, вказує на те, що демпфування для переважної більшості віброізолюючих матеріалів будівельних та металевих конструкцій майже зовсім не залежить від швидкості деформації (частоти коливань), а залежить тією чи іншою мірою лише від амплітуди коливань.

Урахування демпфування в таких системах та конструкціях проводять на основі вивчення гістерезисних діаграм, отриманих під час експерименту. При цьому широке поширення та визнання

набув метод внутрішнього поглинання енергії, який добре узгоджується з результатами експериментів, усуває неоднозначність гістерезисної петлі та призводить до простого та оригінального трактування рівнянь руху.

Сутність методу внутрішнього поглинання енергії полягає у доведенні гіпотези, що здатність матеріалу до поглинання енергії коливань, як відомо, характеризується коефіцієнтом поглинання ψ_0 , що представляє відношення незворотно поглиненої роботи ΔW за цикл коливань, що вимірюється площею петлі гістерези, до всієї пружної роботи W за той же цикл, що вимірюється у тому самому масштабі площею трикутника $e k d$ (див. рис. 4).

$$\psi_0 = \frac{\Delta W}{W}, \quad (6)$$

де W – потенційна енергія тіла, що відповідає амплітуді деформацій за той самий цикл.

У техніці, однак за коефіцієнт поглинання ψ приймається значення, що вчетверо більше за ψ_0 , тобто:

$$\psi = 4\psi_0. \quad (7)$$

Гармонійному навантаженню відповідає еліптична петля гістерези. Коефіцієнт поглинання в цьому випадку можна визначити так:

$$\psi = \frac{2\pi \cdot a \cdot b}{P_0 \cdot z_0}, \quad (8)$$

де a та b – півосі еліпса (див. рис. 4); P_0 – амплітуда зовнішньої гармонійної сили; z_0 – амплітуда пружної деформації.

Враховуючи що:

$$a = \frac{P_0}{\sin \alpha}; b = z_H \sin \alpha,$$

із формули (8) отримаємо:

$$\psi = \frac{2\pi \cdot z_H}{z_0} = \frac{2\pi \cdot R_H}{P_0}, \quad (9)$$

де z_H – амплітуда непружної деформації; R_H – амплітуда сили пружного опору.

У динамічні розрахунки коефіцієнт входить разом з множником $1/2\pi$, що характеризує циклічність процесу. Отже, в теорії зручніше оперувати величиною:

$$\gamma_M = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{z_H}{z_0} = \frac{R_H}{P_0}, \quad (10)$$

що називається коефіцієнтом непружного опору. Її можна називати також коефіцієнтом демпфування віброізолятора.

З формули (10) маємо:

$$R_H = \gamma_M P_0 = \gamma_M c z_0. \quad (11)$$

Тобто сила непружного опору пропорційна жорсткості c та амплітуді пружної деформації z_0 . Блок-схема методу визначення експериментальних статичних навантажувальних характеристик,

жорсткостей, коефіцієнтів демпфування та поглинання інноваційних віброізоляторів наведена на рис. 5.

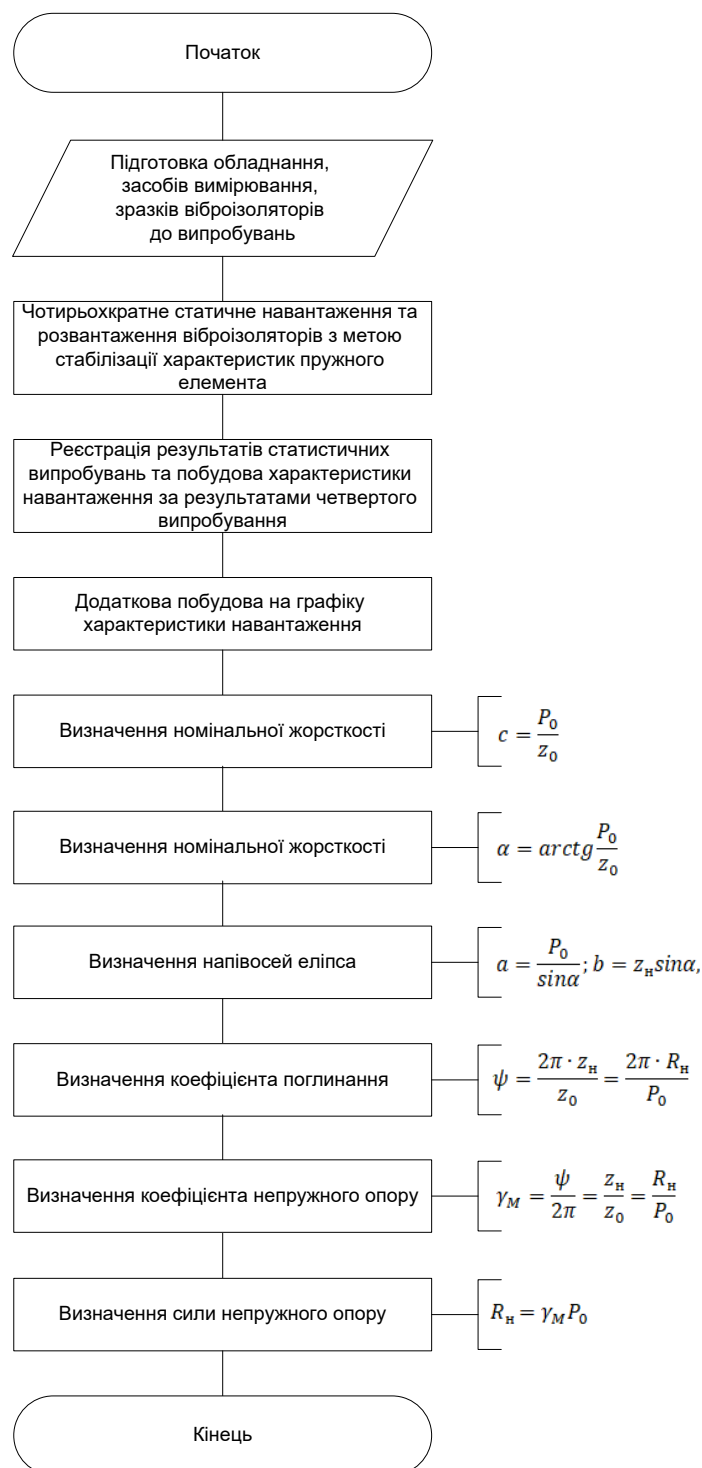


Рисунок 5 – Блок-схема визначення експериментальних статичних показників інноваційних віброізоляторів

Висновки. При застосуванні поршневих двигунів, зокрема, у складі суднового дизель-генератора, крім суто дизельних проблем, виникають багатогранні завдання, серед яких, у тому числі й вирішення питань забезпечення вимог щодо норм вібрації

Розроблений методика призначена для визначення жорсткості, коефіцієнтів демпфування та поглинання інноваційний віброізоляторів на основі експериментальних статичних навантажувальних показників, що дозволить удосконалити СДГА на етапі його модернізації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кардаш В. П., Худенко Г. О. Підвищення ефективності експлуатації суднових пристроїв морських суден // Суднові енергетичні установки: навч. – техн. сб. Одеса: НУ «ОМА», 2018. Вип. 38. -С. 98-100.
2. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Є. С. Опір матеріалів / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Є.С. Уманський. – К.: Вища школа, 1993. – 655 с.
3. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання : навч. посіб. / В. О. Повідайло. – Львів : Вид-во Національного університету «Львівська політехніка», 2004. – 248 с.
4. Bohdan Diveyev, Ihor Vikovych, Viktor Martyn, Ihor Dorosh, Optimization of the impact and particle vibration absorbers, Proceeding of ICSV21, Florence, Italy, 2, (2015).
5. Bohdan Diveyev. Impact and particle buffered vibration absorbers optimization and design. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science. Vol.1., 2016, № 2
6. Варбанец Р. А. Параметрическая диагностика дизелей SBV6M540 и Pegaso 9156 // Авіаційно-космічна техніка і технологія. Харків : ХАІ. 2006. – № 8(34). – с 144–148.
7. M Jurevicius, V Vekteris, G Viselga, V Turla, A Kilikevicius and I Iljin // Dynamic research on a low-frequency vibration isolation system of quasi-zero stiffness //Journal of Low Frequency Noise,Vibration and Active Control 2019, Vol. 38(2) 684– 691.
8. N.S.Ahirrao, Dr.S.P.Bhosle, Dr.D.V.Nehete // Dynamics and Vibration Measurements in Engines// 2nd International Conference on Materials Manufacturing and Design Engineering, 2018.
9. AMC, MECANOCAUCHO// Anti-Vibration Mount. Pp – 108. Andrzej Flaga, Jacek Szulej, Piotr Wielgos // Comparison of determination methods of vibration's damping coefficients for complex structures// Budownictwo i Architektura 3 (2008) 53- 61.
10. Andrzej Flaga, Jacek Szulej, Piotr Wielgos // Comparison of determination methods of vibration's damping coefficients for complex structures// Budownictwo i Architektura 3 (2008) 53-61.
11. Xiongfeng, Liyan, Wangyingchun //Review on vibration isolation technology// Journal of Physics: Conference Series. 2021, pp – 6.
12. Шатохин В. М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В. М. Шатохин.– Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с.
13. Wenske W. Zur Ableitung der dynamischen Kennlinie des Asynchromotors in Hinblick auf die Berechnung von Schwingungserscheinungen in Autriebsanlagen. // Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule O. Guericke. – Magdeburg. – 1970. – jg.14. – Heft 5/6.– S. 517–523.
14. Вібраційні машини сільськогосподарського виробництва: Монографія. / В. М. Булгаков, М. О. Свірень, І. П. Паламарчук, В. В. Дрига, О. М. Черниш, В. В. Яременко. – Кіровоград: КОД, 2012. – 512 с.
15. Іскович–Лотоцький, Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування: Монографія. [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький – Вінниця: УНІВЕРСУМ–Вінниця, 2006. – 338 с. – ISBN 966–641–178–4.
16. Hennadiy Cherchyk, Diveyev, Viktor Martyn, Roman Sava, «Parameters identification of particle vibration absorber for rotating machines», Proceeding of ICSV-21, Beijing, China, 2014.
17. Попов В. И., Локтев В. И. Динамика станков. – Киев: Техника, 1975.- 136 с.
18. Brockmann T. H. Theory of Adaptive Fiber Composites. From Piezoelectric Material Behavior to Dynamics of Rotating Structures / Tobias H. Brockmann / Springer Science+Business Media B.V., 2009. 230 p.

19. Guyon E., Hulin J.-P., Petit L., Mitescu C.D. Physical Hydrodynamics. – Oxford University Press, 2001. – 505 P.
20. Крижанівський Є.І. Стрічково-колодкові гальма: монографія В 2 т. Т.2 / [Є.І. Крижанівський, О.І. Вольченко, М.О. Вольченко та ін.]. – Івано-Франківськ: Факел, 2007. – 230 с.
21. Sagin A. S., Zablotskyi Yu. V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8. – P. 14 - 17.
22. Minasyan M.A., Kiaw Thet Naing, Methodology for calculating the depreciation of a marine diesel generator unit taking into account the influence of thrust side, bow and stern vibration isolators. – 2021, P. 76.

Tymoshchuk O.M., Shapran Yu.E.

ANALYSIS OF METHODS AND MEANS OF NEUTRALIZING VIBRATION OF A SHIP DIESEL GENERATOR

The article reveals that the transformation of one type of energy into another in machines and mechanisms, the transformation of forms of motion, and the implementation of work processes are inevitably associated with the appearance of variable forces that generate vibration. It negatively affects the strength and reliability of machines, load-bearing structures, and buildings, and has a harmful effect on the physiological state of people. When certain values are reached, vibration can cause disruption of work processes, lead to control and regulation disorders, distortion of instrument readings, and increased wear and tear and machine breakdowns. Most modern machines can no longer be characterized by energy, mass, and economic indicators, and it is also necessary to evaluate their vibration activity. The purpose of the article is to study methods and means of neutralizing vibration of a ship's diesel generator set in order to form substantiated recommendations for their repair (modernization). The developed methodology is intended for determining the stiffness, damping coefficients and absorption of innovative vibration isolators based on experimental static loading indicators, which will allow improving the ship's diesel generator set at the stage of its modernization. The main vibration isolation means (stops) were studied and a conclusion was drawn on the need to develop innovative methods for compensating for transverse vibrations of the upper part of the engines. A flowchart of the method for determining experimental static loading characteristics, stiffnesses, damping coefficients and absorption of innovative vibration isolators was constructed, which can be used at the stage of modernization of ship's diesel generator sets.

Keywords: maritime transport, semiconductor devices, power electronics, ship engines, ship electrical power plant, power plant, ship, diagnostics, effective power, power transmission, ship diesel.