



УДК 331.48(075.8), УДК 658.382.3

Шляхи зниження віброакустичного навантаження на операторів транспортних засобів

В.І. Заїченко¹, І.А. Черепньов²

¹Харківський національний університет міського господарства
ім. О.М. Бекетова(м. Харків, Україна)

²Харківський національний технічний університет сільського господарства
ім. Петра Василенка (м. Харків, Україна)

Віброакустичний вплив на працюючих один із шкідливих факторів виробничого середовища, який є причиною не тільки професійних захворювань, а й травматизму на виробництві. Найбільшу інтенсивність інфразвукових і звукових коливань створюють машини і механізми, які мають поверхні великих розмірів. До них відноситься і транспортні засоби, які в робочому режимі випромінюють рівні інфразвуку на 10 - 20 дБліні вище нормативних значень, а в звуковому діапазоні – на 10 - 15 дБА. В рамках дослідження авторами запропонований алгоритм розрахунку частот власних коливань обшивки рами огорожень кабін та її гармонік з урахуванням приєднаної маси, тобто з шаром дрібно пористого матеріалу. Отримані результати дозволять визначити дійсні частоти власних коливань обшивки рами і приймати її жорсткість при конструюванні такою, щоб уникати резонансних явищ, тим самим знизити рівні віброакустичного навантаження.

Ключові слова: звук, шум, інфразвук, частота власних коливань, шкідливий вплив, транспортні засоби, низькочастотні коливання, звукопоглинання, жорсткість конструкцій

Постановка проблеми. Робочі місця операторів, машиністів БДМ, водіїв різних транспортних засобів, а також диспетчерів пультів спостереження і дистанційного керування розташовані, як правило, в приміщеннях малого об'єму (до 10 м³). Конструкція цих приміщень, тобто кабін, складається з рами і обшивки, на яку, як правило, накладається шар дрібно пористого матеріалу, який виконує роль звуку поглинача і утеплювача. Така комбінація представляє двошарову конструкцію елементів, які огорожують приміщення – а це металеві листи з шаром дрібно пористого матеріалу товщиною до 3 мм і вони мають прямий або не прямий контакт з джерелами вібрації. Це визначає віброакустичний режим в приміщеннях, тобто на робочих місцях операторів. При цьому рівні звукового тиску на робочих місцях досягають 95 дБ на середніх частотах і більше 70 дБ на високих, що значно вище гігієнічних нормативів ДСН 3.36.037-99 [1].

В замкнутих приміщеннях малих об'ємів, а це кабінні різноманітних транспортних засобів, мають місце специфічні процеси розповсюдження як структурного, так і повітряного шуму. Джерела шуму і вібрації на транспортних засобах умовно

можна поділити на механічні, аеродинамічні та ін. Оператори більшості транспортних засобів – будівельно-дорожніх машин, вантажних автомобілів, засобів для перевезень пасажирів та ін. підвергаються дії шуму в 85 - 95 дБА.

Шум під час роботи заважає концентрації уваги, знижує продуктивність і якість праці в деяких випадках на 20 - 25%.

Крім впливу акустичних коливань в чутному діапазоні частот, в приміщеннях малого об'єму спостерігаються також інфразвукові коливання [9, 11], які є ще більшою загрозою для операторів транспортних засобів.

Гігієнічна проблема, пов'язана з впливом інфразвуку на організм людини, виникла порівняно недавно – в 70-і роки. Неприятливий вплив інфразвуку на організм людини проявляється, перш за все, в психічних порушеннях, негативний вплив на серцево-судинну, дихальну, ендокринну та інші системи організму, вестибулярний апарат. Специфічною для дії інфразвуку реакцією є порушення рівноваги. Все це є причиною не тільки професійних захворювань, а й травматизму на виробництві [2, 3, 12].

Інфразвукові шуми сприймаються людиною, головним чином, як фізичне навантаження: виникає стомлення, головний біль, запаморочення. Інфразвук силою понад 150 дБ абсолютно нестерпний людиною; при 180 - 190 дБ настає смерть унаслідок розриву легневих альвеол.

Шкідливий вплив інфразвуку на організм людини посилюється при збігу частоти інфразвукових коливань з власною частотою того чи іншого органу. Резонансні частоти для людини знаходяться в діапазоні 4 - 15 Гц. Інфразвук частотою до 10 Гц викликає резонансні явища з боку великих внутрішніх органів – шлунка, печінки, серця, легенів [2].

Тривала дія інфразвуку 4 - 10 Гц може викликати, наприклад, хронічний гастрит, коліт, що зберігаються тривалий час після припинення його дії.

При дії на людину підвищених рівнів інфразвуку поряд із зазначеними ознаками спостерігається також утруднення дихання, пов'язані, мабуть, з вібрацією грудної клітини в резонансному режимі; нудота внаслідок подразнення рецепторів різних органів; розлади терморегуляції, що виражаються у виникненні ознобу і ознобу подібне тремтіння; порушення зорового сприйняття; різноманітні вегетативні реакції, викликані порушенням функціонування гіпоталамуса та ін.

Виробничий інфразвук виникає за рахунок тих же процесів що і шум чутних частот. Найбільшу інтенсивність інфразвукових коливань створюють машини і механізми, які мають поверхні великих розмірів, що роблять низькочастотні механічні коливання (інфразвук механічного походження) чи турбулентні потоки газів і рідин (інфразвук аеродинамічного та гідродинамічного походження).

Таблиця 1. Джерела інфразвукових хвиль

Джерело інфразвуку	Характерний частотний діапазон інфразвуку	Рівні інфразвуку
Автотранспортні засоби	Весь спектр інфразвукового діапазону	Зовні 70-90 дБ, усередині до 120 дБ
Залізничний транспорт і трамваї	10 - 16 Гц	Всередині і зовні від 85 до 120 дБ

Конструктивні елементи транспортних засобів (капоти, огороження, підлоги та ін.) мають велику площу і можуть бути потужним джерелом низькочастотного звуку. При роботі будівельно-

дорожніх машин в кабінах були зареєстровані рівні інфразвукового тиску в 110 - 120 дБлн при нормі (ДСН 3.3.6.037-99) 105 дБлн [1]. Тут, мабуть, в більший ступені хвильовий рух підпорядковується законам інтерференції і дифракції, що характерно для низькочастотних коливань. Процес накладення декількох звукових хвиль одна на одну в одній фазі приводить до посилення коливань і виникненню стоячих хвиль. Крім того, чим більше довжина хвилі, тим сильніше виявляється явище дифракції. Завдяки цьому інфразвуки легко проникають у приміщення та обминають перешкоди, що затримують чутні звуки.

В суспільстві боротьба проти таких негативних наслідків розвитку виробництва, як шум та вібрація, основана, в першу чергу, на державній зацікавленості охорони здоров'я працівників. Міри, які приймає держава для поліпшення умов праці і життя працівників по боротьби з шумом, відображені в різних законодавчих та нормативних актах.

Використання традиційних і ефективних, з точки зору шумозахисту конструкцій, але не обґрунтованих розрахунками не завжди дають бажаний результат. В деяких випадках це приводить до протилежного і, крім того, недоцільно використовуються фінансові вкладення.

Метою цих досліджень є теоретичне обґрунтування процесів віброакустичного утворення в замкнутих приміщеннях малого об'єму (в кабінах транспортних засобів) з метою визначення заходів і засобів поліпшення шумового режиму на робочому місці оператора.

Роботи по зниженню шуму в кабінах транспортних машин ведуться по двом напрямкам: експериментальному і теоретичному. Перше найбільш розповсюджено, однак при цьому не завжди вдається запроєктувати робоче місце оператора с заданими віброакустичними параметрами. Шлях успішного рішення цієї задачі, на думку авторів, полягає в розрахунках розповсюдження шуму в кабінах транспортних засобів, які представляють собою замкнуті приміщення малого об'єму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розвиток техніки і транспортних засобів, вдосконалення технологічних процесів і устаткування супроводжуються збільшенням потужності і габаритів машин, що обумовлює тенденцію підвищення як чутних, так і низькочастотних складових у спектрах і появу інфразвуку, що є новим, не цілком вивченим фактором виробничого середовища.

Кількість праць присвячених боротьбі з інфразвуковими коливаннями в техніці, на жаль, обмежена. Більшість досліджень, пов'язаних з інфразвуком, стосується гігієнічних проблем, тобто вивченню дії на людину підвищених рівнів інфразвуку [2, 3, 12].

Але слід відмітити дослідження Ржевкіна С.Н., Анциферова М.С., Нестерова В.С., Малюженця Г.Д. по створенню звукопоглинальних конструкцій в області низьких частот. Цими питаннями займалися вчені інших країн: в США – У. Мак Нейр, в Англії – Е. Пэрис, в Данії – Ф. Ингерслев [16 - 18].

У боротьбі з інфразвуком на шляхах поширення визначений ефект роблять глушники інтерференційного типу, звичайно при наявності дискретних складових у спектрі інфразвуку. Виконане останнім часом теоретичне обґрунтування впливу нелінійних процесів у поглинальниках резонансного типу відкриває реальні шляхи конструювання звукопоглинальних панелей, кожухів, ефективних в області низьких частот. Заслуговує на увагу розробка Москльової В.М. інфразвукова поглинальна панель, де застосовано резонансне звукопоглинання [11].

В якості індивідуальних засобів захисту рекомендується застосування протишумових навушників, вкладишів, що захищають вухо від несприятливої дії супутнього шуму.

До заходів профілактики організаційного плану варто віднести дотримання режиму праці та відпочинку, заборона понаднормових робіт.

Найбільш ефективним і практично єдиним засобом боротьби з інфразвуком є зниження його в джерелі. При виборі конструкцій перевага повинна віддаватися малогабаритним машинам великої жорсткості, так як в конструкціях із плоскими поверхнями великої площі і малої жорсткості створюються умови для генерації інфразвуку. Боротьбу з інфразвуком у джерелі виникнення необхідно вести в напрямку зміни режиму роботи технологічного устаткування – збільшення його швидкості (наприклад, збільшення числа робочих ходів машин, щоб основна частота проходження силових імпульсів лежала за межами інфразвукового діапазону).

Таким чином, боротьба з негативною дією інфразвуку має вестися у тих же напрямках, що і боротьба із шумом, шляхом усунення причин його виникнення:

- послаблення інфразвуку в джерелі його утворення;
- послаблення та ізоляція інфразвуку встановленням глушників, екранів і т. ін.;
- використання ЗІЗ та методів медичної профілактики (професійний добір, періодичні медичні огляди).

Боротьбу з інфразвуком, враховуючи її надзвичайну складність, потрібно починати на стадії проектування та конструювання машин і агрегатів чи розробки проектного завдання на будівництво підприємств.

Викладення основного матеріалу. Для організації захисту від віброакустичних коливань

необхідно використовувати комплексний підхід, який включає конструктивні заходи зниження інфразвуку в джерелі виникнення, а саме:

- усунення низькочастотних вібрацій;
- підвищення жорсткості конструкцій великих розмірів.

– введення в технологічні ланцюжки спеціальних демпфуючих пристроїв малих лінійних розмірів, які перерозподіляють спектральний склад коливань в область більш високих частот.

Предметом даних досліджень є інфразвукова і звукова енергія, яка випромінюється металевими елементами обшивки транспортних засобів (а точніше металевими пластинами) в режимі експлуатації.

Пружні деформації, які виникають під дією динамічних зусиль в привідних агрегатах машин розповсюджуються у вигляді згинаючих і поздовжніх коливань к зовнішнім поверхням цих агрегатів і далі до металевої обшивки (стелі, підлоги, бокових стінок). Рівень інфразвукової потужності залежить від інтенсивності коливань поверхні, яка вібрає, а також від її розмірів та інших особливостей.

Спираючись на праці Горенштейна І.В. можна стверджувати, що радикальним шляхом зниження акустичної енергії, яку генерує металева пластина є зниження згинаючих коливань обшивки рами та інших елементів металоконструкцій. Цей шлях висловлюється в зміні динамічних характеристик системи, тобто частот і форм вільних коливань конструктивних елементів, в особливості тих з них, які мають найбільшу випромінюючу поверхню. Таким чином, завдання полягає в проведенні так званої «відбудови» власних коливань та їх гармонік.

Вище було сказано, що одним із заходів зниження інфразвукових коливань є підвищення жорсткості конструкцій великих розмірів. Але металева рама має достатню жорсткість і частоти власних коливань, на яких може проявитися резонанс, виходять за межі інфразвукових коливань і складають 40 - 55 Гц, а це дає підставу для посилення коливань звукового діапазону. Приймаючи до уваги [2] боротьба з випромінюванням акустичної енергії металевими пластинами висловлювалась в тому, щоб не було збігу гармонік збуджуючих коливань з гармоніками власних коливань обшивки рами на середніх і високих частотах чутого діапазону. Якщо приймати до уваги безвідривний характер взаємодії обшивки рами і шару дрібно пористого матеріалу, який стає демпфером, то треба розглядати систему цих двох складових. Частота власних коливань цієї системи набагато менше металевої пластини рами і зміщується в бік інфразвукових коливань. Тому в нашому випадку джерелом низькочастотних аку-

стичних коливань треба вважати коливну систему «металева пластина – пружно в'язкий шар демпфера». Керуючись [3] вплив пружно в'язкого шару на частоти власних коливань форми залежить від характеру взаємодії системи «металева пластина – пружно в'язкий шар демпфера» і ця приєднана маса враховувалась з коефіцієнтом впливу 0,2 - 0,35. Такий підхід не дає об'єктивних представлень о руху коливних поверхонь та випромінюваних рівнях акустичної енергії.

Основні особливості розрахункових схем коливних пластин обумовлені тим, що при розрахунках розглядаються ділянки обшивки у вічках, які утворюються ребрами жорсткості. Крім того, допускається розглядати замість усєї пластини лише балку – полосу одиничної ширини і описати коливання системи «металева пластина – пружно в'язкий шар утеплювачу».

Диференційне рівняння примусових коливань, викликаних періодичним зміщенням опорного контуру можна записати в наступному вигляді:

$$D(1 - i\chi) \left(\frac{d^4 W}{dx^4} \right) + \mu \left(d^2 \frac{W}{dt^2} \right) = P(x, t), \quad (1)$$

де $W(x, t)$ – вертикальне переміщення опорного контуру; D – згинаюча жорсткість балки опорного контуру; μ – погонна маса балки опорного контуру; $P(x, t)$ – сили, які характеризують дію збуджуючих сил і вплив тиску пружно в'язкого шару; χ – коефіцієнт розсіву енергії в матеріалі балки опорного контуру.

Розв'язок рівняння (1) у вигляді ряду по формам власних коливань балки-полотна дозволить визначити амплітуди згинаючих коливань на поверхні обшивки вічок у залежності від частоти власних коливань [4].

Спрощена модель безвіддривної взаємодії приєднаної маси з обшивкою рами розглядає пружні коливання останній як рівномірно розподіленими по її площі силами інерції, які обумовлені коливанням опорного контуру. Рахуємо, що окремі ребра мають більшу жорсткість при малій довжині, тому амплітуда їх коливань приймається такою як і огорожувальна конструкція в цілому. При цьому збуджуюча сила буде визначатися наступним чином:

$$F = F_0 \cdot e^{i\omega t} \quad (2)$$

Зневажаючи зсувним напруженням у демпфері, представимо останню у вигляді пружних стовпчиків, в яких розповсюджуються тільки позовжні хвилі. При цьому припускаємо:

- щільність по висині стовпчика однакова;
- значення модулю пружності наповнювача і коефіцієнт розсіювання енергії рахувати стабілізованими величинами, осередненими по об'єму;
- процес розглядається в сталому періодичному режимі;

– приймається безвіддривний рух двох шарової коливної системи, тобто

$$G_d < \frac{Q_{пш} \cdot e^{i\omega t} + P_{зч}}{S_{пол}}, \quad (3)$$

Де G_d – динамічна напруга в контактній зоні; $Q_{пш}$ – амплітудне значення сили ваги при коливанні пружно в'язкого шару; $P_{зч}$ – сила зчеплення полотна з пружно в'язким шаром; $S_{пол}$ – площа полотна.

Коливний рух стовпчиків пружно в'язкого шару при таких припущеннях записується одномірним хвильовим рівнянням:

$$\partial^2 u / \partial t^2 = c^2 \cdot (\partial^2 u / \partial y^2), \quad (4)$$

де t – спливаючий час; $u = u(x, t)$ – зміщення в пружному стовпчику; c – швидкість розповсюдження позовжних хвиль в пружно в'язкому матеріалі.

Швидкість хвиль (c) залежить від пружних та інерційних властивостей вібродемпфируючого матеріалу, які враховуються модулем пружності ($E_{пш}$) і щільністю ($\rho_{пш}$):

$$c = \left(\frac{E_{пш}}{\rho_{пш}} \right)^{0.5} \quad (5)$$

Виділимо з балки-полотна елемент довжиною dx . Поперечне зміщення металевого полотна, на якому лежить пружно в'язкий шар демпфера позначимо через $w = w(x, t)$. Згідно положенню (1), умови рівноваги елемента балки-полотна, виділеного перетинами x та $x + dx$, на яких лежить пружний шар суміші можна записати таким чином:

$$EI \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \right) + \mu_{ст} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right) + EI\chi \left(\partial^5 \frac{w}{\partial t} \cdot \partial x^4 \right) = E'_{пш} b \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \quad (6)$$

де $E'_{пш}$ – комплексний модуль пружності демпфера, який має погонну масу $\mu_{пш}$, висину $h_{пш}$ і ширину b ; $\mu_{ст}$, E , I – відповідно погонна маса, модуль пружності і момент інерції балки-полотна; $\chi = \varepsilon/\pi$ – коефіцієнт затухання, не залежний від частоти коливань (ε – декремент затухання).

Перший член лівої частини виразу (6) представляє собою силу пружності елемента балки-полотна, другий – силу інерції і третій – силу внутрішнього затухання цього елемента. Права частина цього рівняння представлена силою, з якою демпфер (шар утеплювача) діє на елемент балки – полотна.

Диференційне рівняння (6) доповнимо наступними межовими умовами:

$$u \Big|_{y=0} = W \quad (7),$$

тобто зміщення на межі суміші і балки рівні;

$$\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \Big|_{y=h\delta} = 0 \quad (8),$$

відносна деформація на верхній межі шару вишиною $h\delta$ дорівнює нулю.

Згідно методу Фур'є, пригідним для досліджень коливань в обмеженому середовищі, знаходимо усталені коливання демпферу і балки – полотна у вигляді:

$$u = u(x, y) e^{i\omega t} \quad (9)$$

$$W = W(x) e^{i\omega t} \quad (10)$$

З урахуванням (9) рівняння (4) запишемо наступним чином:

$$u''_{yy} + u \omega^2/c^2 = 0 \quad (11)$$

А коливання на межі шару демпферу і балки з урахуванням (10) запишемо наступним чином:

$$-\omega\mu_{\text{ст}}W + (1 + i\chi\omega)EIW^{IV} - E'_\delta \text{ в } u'_y|_{y=0} = 0 \quad (12)$$

Загальне рішення рівняння (11) наступне [5]:

$$u = A \sin\left(\frac{\omega}{c}\right)y + B \cos\left(\frac{\omega}{c}\right)y \quad (13),$$

де А і В – довільні постійні.

Диференціювання u (13) по y дає наступне:

$$u'_y = \left(\frac{\omega}{c}\right) \cdot [A \cos\left(\frac{\omega}{c}\right)y - B \sin\left(\frac{\omega}{c}\right)y] \quad (14),$$

задовольняючи межовим умовам (8) маємо:

$$A = B \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c}\right) h_\delta \quad (15),$$

Довільна постійна В знаходиться з рівняння (13), в яке вводимо умови (7):

$$B = W(x). \quad (16)$$

Довільні постійні А і В вводимо в рівняння (13) і (14):

$$u = W(x) \times \left[\cos\left(\frac{\omega}{c}\right)y + \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c}\right) h_\delta \sin\left(\frac{\omega}{c}\right)y \right] \quad (17)$$

$$u'_y = \left(\frac{\omega}{c}\right) W(x) \times \left[\operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c}\right) h_\delta \cdot \cos\left(\frac{\omega}{c}\right)y - \sin\left(\frac{\omega}{c}\right)y \right] \quad (18)$$

Вважаємо в (18) $y = 0$ і підставляємо його в (12), то отримаємо диференціальне рівняння для визначення комплексної форми сталих примусових коливань балки – полотна:

$$(1 + i\omega\chi)EIW^{IV} - \omega^2\mu_{\text{ст}}W - E'_\delta \text{ в } \left(\frac{\omega}{c}\right)W \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c}\right) h_\delta = 0, \quad (19)$$

вводимо позначення

$$k^4 = \frac{(\omega^2\mu_{\text{ст}} + E'_\delta \text{ в } \left(\frac{\omega}{c}\right) \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c}\right) h_\delta)}{EI(1 + i\chi\omega)} \quad (20)$$

і отримуємо рівняння для знаходження зміщення балки – полотна:

$$W^{IV}(x) - k^4 W(x) = 0. \quad (21)$$

Множник k^4 є характеристичне число в рівняннях коливань призматичних стержнів [4,6], однак у виразі (20) він відрізняється від класичного тим, що параметри балки представлені з урахуванням коефіцієнта внутрішнього тертя і, також, в нього входять характеристики демпферу (E'_δ, h_δ, c).

Якщо урахувати втрати в модулі пружності демпферу у формі $E' = E'_0(1 + i\eta)$ [7], де η – тангенс кута втрат і використовувати формулу (5), то отримаємо:

$$k^4 = \left[\frac{\omega^2\mu_{\text{ст}}}{1 + i\omega\chi EI} \right] \cdot \left[1 + \frac{\beta(1 + i\eta) \cdot (\operatorname{tg}\alpha)}{\alpha} \right] \quad (22)$$

У виразі (22) $\beta = \mu_\delta/\mu_{\text{ст}}$; ($\mu_\delta = \rho h_\delta v$), а $\alpha = \omega h_\delta/c$.

Після введення позначень вираз (22) прийме наступний вигляд:

$$k^4 = \left[\frac{\omega^2\mu_{\text{ст}}}{(1 + i\omega\chi)EI} \right] \cdot (L - iM), \quad (23)$$

де:

$$L = 1 + \left(\frac{\beta}{\alpha}\right) \left[\frac{0,5\eta \operatorname{sh} \alpha\eta + \sin 2\alpha}{\operatorname{ch} \alpha\eta + \cos 2\alpha} \right], \quad (24)$$

$$M = \left(\frac{\beta}{\alpha}\right) \left[\frac{\operatorname{sh} \alpha\eta - 0,5\eta \sin 2\alpha}{\operatorname{ch} \alpha\eta + \cos 2\alpha} \right]. \quad (25)$$

В літературі [4,7,8] достатньо докладно викладені методи рішення рівнянь для згинаючих коливань балки з рівномірно розподіленою масою. Якщо використати метод розкладення рішення по формам власних коливань балки з використанням фундаментальних функцій [6], то вираз для динамічного прогину (амплітуди примусових коливань) можна записати наступним чином:

$$W(\xi) = \left(\frac{Fl^3}{\tau s^4 EI} \right) \sum X_s(\xi) \cdot X_s(\xi a) \cdot \gamma_s \quad (26)$$

де F – амплітуда гармонічної сили; $\tau s = l(\mu \omega s^2/EI)^{0,5}$ – корінь характеристичного рівняння; $X_s(\xi)$ – балочна функція відповідно s -й формі власних коливань балки, що розглядається; $\xi = x/l$ – відносна відстань від лівої опори; l – прогін балки; x – відстань від лівої опори до січення, де визначається прогін $X(\xi)$; $\xi a = a/l$; $\gamma_s = \alpha_1^4/\alpha_s^4(1 - \omega^2/\theta_s^2)$ – коефіцієнт, який характеризує динамічність системи, де $\theta = ([\tau_s^2/l^2](EI/\mu)^{1/2})$ – кругова частота власних коливань поперек балки по s – му тону.

Дослідження методом розкладення рішення (1) [7] по формам власних коливань дає можливість визначення амплітуд зміщення, а також і середньоквадратичні значення швидкостей на поверхні обшивки при різних формах власних коливань.

Однак для того, щоб в нашому випадку, тобто для системи балки – полотна з демпфером, рівняння (26) можна було б використовувати, необхідно корінь характеристичного рівняння τ_s привести у відповідності з виразами (21,22) виходячи з цього характеристичне рівняння, з урахуванням впливу демпферу, запишемо наступним чином:

$$\tau_s = k_s l = l \left(\frac{\omega^2 \mu_{ст}}{EI} \right)^{1/2} \left[\frac{(L^2 + M^2)}{(1 - \chi^2 \omega^2)} \right]^{1/2} \times \quad (27)$$

$$\times [\cos(\varphi - \varphi_1)/4 + i \sin(\varphi - \varphi_1)/4]$$

тут кути φ і φ_1 знаходяться з рівнянь:
 $tg \varphi_1 = \chi \omega$; $tg \varphi = -M/L$.

Вплив демпферу в цьому виразі позначимо коефіцієнтом R_d :

$$R_d = (L^2 + M^2)^{1/8} \cdot \cos(\varphi - \varphi_1)/4. \quad (28)$$

Цей коефіцієнт залежить від модуля пружності, швидкості розповсюдження хвиль і частоти збудження. Таким чином коефіцієнт R_d містить всі основні характеристики демпферу (приєднаної маси), які необхідні для аналітичного опису взаємодії системи «балка-полотно – демпфер».

Висновки. Введення коефіцієнту впливу демпферу в класичний вираз (26) допоможе вирішити завдання по визначенню дійсних частот власних коливань та їх гармонік системи «балка-полотно – демпфер», що дасть змогу уникнути резонансу в інфразвуковому і звуковому діапазоні за рахунок збільшення жорсткості вічок обшивки рами, в той же час уникнути збігу на частотах примусових коливань, тобто у відбудові власних коливань та їх гармонік. Це один з радикальних напрямків боротьби з віброакустичним впливом в джерелі його виникнення. Впровадження отриманих аналітичних залежностей при конструюванні кабін транспортних засобів значно поліпшить умови праці на робочих місцях операторів.

Подальші дослідження передбачають теоретично обґрунтоване прогнозування потужності інфразвукових хвиль при коливаннях поверхонь з приєднаною масою.

Література

1. ДСН 3.3.6.037–99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.dna.orp.com/html/1642/doc-ДСН_3.3.6.037-99.

2. Сокол А.В. О влиянии низкочастотных акустических колебаний на живые организмы / А.В. Сокол, Г.И. Сокол // Акустичний вісник. – Київ: Інститут гідромеханіки НАН України. – 2001. – С. 31 - 35.

3. Измерова Н.Ф. Гигиена труда / Под ред. Н.Ф. Измерова и В.Ф. Кириллова. – М.: ГЭОТАР-Медиа, 2010. – 592 с.

4. Горенштейн И.В. Снижение шума создаваемого формами при изготовлении / И.В. Горенштейн // Строительные и дорожные машины. – 1975. – № 7. – С. 12 -17.

5. В.И. Заборов. О снижении шума при уплотнении бетонных смесей на виброплощадках / В.И. Заборов, И.В. Горенштейн, Д.И. Рудаков // Бетон и железобетон. – 1970. – № 2. – С. 24 - 27.

6. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем / А. П. Филиппов. – М.: Машиностроение, 1970. – 734 с.

7. Тихонов А.Н. Уравнения математической физики / А.Н. Тихонов, А.А. Самарский. – М.: Наука, 1966. – 724 с.

8. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 568 с.

9. Коржик Б.М. Послаблення звукової вібрації віброформуального обладнання / Б.М. Коржик, В.І. Заїченко // Підвищення ефективності якості міського будівництва. Зб. наук. пр. – К. УМК ВО, 1988. – С. 109 -114.

10. Справочник по динамике сооружений / Под ред. Б.Г. Коренева. – М.: Стройиздат, 1972. – 512 с.

11. В.М. Москальова. Охорона праці / В.М. Москальова. – Рівне: НУВГП, 2009. – 399 с.

12. Гигиена труда: учебник / Под ред. Н.Ф. Измерова и В.Ф. Кириллова. – М.: ГЭОТАР-Медиа, 2010. – 592 с.

13. Сокол Г.И. Особенности акустических процессов в инфразвуковом диапазоне частот / Г.И. Сокол. – Днепропетровск: Проминь, 2000. – 143 с.

14. Жуков А.И. О необходимости изучения пространственной структуры звукового поля при оценке действия низкочастотного шума / А.И. Жуков, А.Н. Иванников, Б.Я. Фрайман // Борьба с шумом и звуковой вибрацией. Сб. науч. тр. – Москва, 1989. – С. 53 - 59.

15. Определение аномально активной зоны вредного действия инфразвуковых шумов в жилых и административных помещениях // А.И. Жуков, А.Н. Иванников, А.С. Ларюков и др. // Проблемы акустической экологии. Сб. науч. тр. – Ленинград: Стройиздат, 1990. – С. 13 - 21.

16. Fraiman B., Ivannikov A., Zhukov A. On the influence of infranoise fildes on humanus / B. Fraiman, A. Ivannikov, A. Zhukov // Proceedings of The 6-th International Meeting on Low Freuent Noise and Vibracion. – Leiden, 1991. – Pp. 46 - 56.

17. Fraiman B. The alternative mechanism of the infrasound influence on organism / B. Fraiman, A. Voronin, E. Fraiman // Proceedings of The 6-th international Congress (Noise and Man - 93). – 1993. – Vol. 2. – Nice, France, 1995. – Pp. 501 - 504.

18. Fraiman B. Mechanism of the infrasound effect in transport means. «Transport Noise – 94» / B. Fraiman. – St-Petersburg, Russia, 1994. – Pp. 29 - 32.

Аннотация

**Пути снижения виброакустической нагрузки
на операторов транспортных средств**

В.И. Заиченко, И.А. Черепнев

Виброакустическое воздействие на работающих один из вредных факторов производственной среды, который является причиной не только профессиональных заболеваний, но и травматизма на производстве. Наибольшую интенсивность инфразвуковых и звуковых колебаний создают машины и механизмы, которые имеют поверхности больших размеров. К ним относятся и транспортные средства, которые в рабочем режиме излучают уровни инфразвука на 10 - 20 дБлн выше нормативных значений, а в звуковом диапазоне – на 10 - 15 дБА. В рамках исследования авторами предложен алгоритм расчета частот собственных колебаний обшивки рамы ограждений кабин и ее гармоник с учетом присоединенной массы, то есть со слоем мелко пористого материала. Полученные результаты позволят определять истинные частоты собственных колебаний обшивки рамы и принимать ее жесткость при конструировании такой, чтобы избежать резонансных явлений, тем самым снизить уровни виброакустической нагрузки.

Ключевые слова: звук, шум, инфразвук, частота собственных колебаний, вредное воздействие, транспортные средства, низкочастотные колебания, звукопоглощение, жесткость конструкций

Abstract

Ways to Reduce Vibroacoustic Load on Operators of Vehicles

V.I. Zaichenko, I.A. Cherepnev

Vibroacoustic influence on workers is one of harmful factors of working environment, which is the cause not only of occupational diseases but also of injuries in the workplace. The highest intensity of infrasound and sound waves is created by machines and mechanisms which have surfaces of large dimensions. These machines and mechanisms include vehicles, the emission infrasound level of which exceeds normative values on 10 to 20 dbln in operating mode and on 10 - 15 dBA in the audio range. In the study, the authors proposed the algorithm for calculating the natural frequencies of a plating frame fencing cabins and its harmonics taking into account the added mass (a layer of finely porous material). The obtained results allow us to determine the actual natural frequencies of the sheathing frame and to adopt its stiffness in the design to avoid resonance phenomena and reduce the levels of vibroacoustic loads.

Keywords: sound, noise, infrasound, vibration frequency, harmful effects, vehicles, low-frequency vibrations, sound absorption, rigidity of structures

Представлено від редакції: В.М. Лук'яненко / Presented on editorial: V.M. Lukianenko

Рецензент: М.М. Кірієнко / Reviewer: M.M. Kirijenko

Подано до редакції / Received: 19.12.2016