

УДК 624.644

Ю.В. Кулешков, проф. канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц. канд. техн. наук, М.В. Красота, доц. канд. техн. наук, Ю.О. Тітов, інж.

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз причин виникнення шуму в гідроприводах

В статті наведений аналіз джерел шуму в гідравлічних приводах транспорту та технологічного устаткування. Проаналізовано основні параметри, за якими оцінюють рівень шуму в гідроприводах, дано їх визначення. Визначено умови роботи гідроприводу, його основні переваги, а також коливальні процеси, що виникають при експлуатації. Представлена класифікація шумів у гідроприводі за походженням дана їх характеристика. Встановлено основні шляхи поширення шуму у гідроприводі. Зроблено висновок, що механічний шум найбільш характерний для гідросистем з шестеренними насосами. Намічено основні напрямки досліджень по зменшенню механічного шуму у шестеренних насосах.

гідропривід, шестеренний насос, шум

Підвищення рівня автоматизації та механізації техніки неминуче призводить до підвищення вимог до вузлів та агрегатів техніки, в тому числі і гідравлічного приводу. Підвищення енергоємності гідроприводу викликає зростання загального рівня його шуму й вібрацій [1-7]. В той же час підвищуються власне самі вимоги щодо гідроприводу.

У гідроприводах регламентується лише припустимий рівень шуму на робочому місці оператора по еквівалентній частоті [6] і вібрації.

Існуючі методи захисту від шуму та вібрацій полягають в ізоляції робочої зони оператора. Однак як показує практика, цього не завжди можливо досягти.

В ряді опублікованих робіт з боротьби із шумом і вібрацією [5, 7, 8] зроблено висновок про те, що зниження загального рівня шуму й вібрації об'єкта неможливе без виявлення й зниження цих показників від кожного джерела окремо. Для подальшого розгляду впливу даних факторів необхідно ввести основні параметри, що використовуються для визначення шумових і вібраційних характеристик, відомих із загальної акустики й віброметрії.

Основним параметром шуму вважають величину рівня звукового тиску по спектру частот від 31,5 Гц до 63000 Гц у зв'язку з доступністю матеріального оснащення й наробітку загальних методик проведення випробувань.

Рівень звукового тиску (шуму) - інтенсивність звуку пропорційна квадрату звукового тиску. Тому даний рівень можна також визначити, виходячи з величини звукового тиску:

$$L_j = 101g \frac{J}{J_0} = 101g \frac{p^2}{p_0^2} = 201g \frac{p}{p_0} = L, \quad (1)$$

де L_j - рівень шуму від інтенсивності;

J - інтенсивність звуку;

J_0 - гранична інтенсивність;

p - звуковий тиск від джерела;

p_0 - граничний звуковий тиск.

Обчислюваний за формулою (1) показник прийнято називати рівнем звукового тиску L (вимірюється в дБ). Для того, щоб рівні звукового тиску відповідали рівням інтенсивності, вводиться величина порогу звукового тиску, рівна $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па. Даний

тиск відповідає пороговій інтенсивності 10^{-12} Вт/м. Логарифмічні одиниці рівнів безрозмірні. Однак із введенням величини граничного значення p_0 , рівні звукового тиску, які визначаються відносно нього, фактично стають абсолютними, тому що вони однозначно визначають відповідні значення звукового тиску.

Користуватися шкалою децибелів зручно тому, що весь діапазон звуків, які можливо почути, укладається в інтервал до 140 дБ. Це дозволяє при оцінці різних шумів виконувати вимірювання у цілих числах у межах від 0 до 140 дБ. При рівнях звукового тиску близько 140 дБ нормальне слухове сприймання поступається місцем відчуженню фізичного болю у вусі. Це так званий «больовий поріг», перевищення якого може привести до втрати слуху.

Іншим важливим параметром є *частотний спектр*. Він являє собою залежність середньоквадратичних значень синусоїдальних складових звукового тиску або звукової потужності, представлену сумою кінцевого або нескінченного числа даних коливань (або відповідних їм рівнів у децибелах) від частоти. У реальних умовах частотні спектри шуму визначають експериментально, виконуючи далі частотний аналіз розкладанням у ряд Тейлора або Макларена. При цьому найчастіше застосовуються октавні або третьооктавні фільтри частот.

Середньгеометрична частота смуги визначається за формулою

$$f_{\text{cp}} = \sqrt{f_1 \cdot f_2}, \quad (2)$$

де f_1 - нижня гранична частота;

f_2 - верхня гранична частота.

На практиці спектр частот звичайно представляється в залежності рівнів звукового тиску (або іншої розглянутої величини) в октавних або третьооктавних смугах частот від середньгеометричних частот цих смуг. Спектр представляється у вигляді графіка або таблиці. За спектром шуми підрозділяють на *низькочастотні*, (спектр шуму має максимум звукового тиску в діапазоні частот нижче 400 Гц), *середньочастотні* (400-1000 Гц) і *високочастотні* (вище 1000 Гц). Чутливість слухового апарата людини максимальна в діапазоні високих частот від 2000 до 5000 Гц. На рис. 1 представлена залежність чутливості вуха людини в децибелах від частоти, де пунктирною лінією представлений поріг чутливості для середньостатистичного вуха.

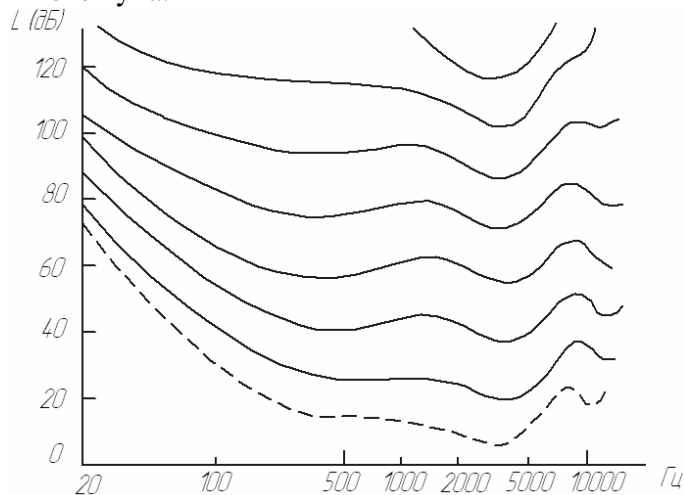


Рисунок 1 - Чутливість вуха людини залежно від частоти

Вібрація, що виникає в шестеренному насосі має ту ж природу, що й шум, і може бути виражена в тих же одиницях і аналогічних залежностях:

$$L = 20 \lg \frac{a}{a_0}, \quad (3)$$

де a - вимірюване віброприскорення;

a_0 - опорне віброприскорення, рівне $9,81 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ при прийнятому рівні акустичного тиску p_0 .

Роботу гідроприводу технологічного устаткування визначають умови експлуатації, до яких відносяться [3]:

- висока швидкість реакції, точність і гнучкість виконавчого органа при тривалому циклі повторюваних операцій;
- стійкість до мастильно-охолоджувальної рідини й нерозчиненого повітря;
- висока стійкість вузлів до абразивного зношування;
- збереження заданої точності рухів при помірному підвищенні робочої температури.

Умови експлуатації одночасно визначають коливальні процеси. Так, наприклад, від різкого відкриття й закриття порожнин керуючих елементів виникає гідроудар при контакті з навколишнім середовищем робочої рідини через нерозчинене повітря, має місце кавітація й дизель-ефект, а також інтенсивне піноутворення. При цьому виникають області локальних стисків і розріджень різної частоти й амплітуди, які випромінюються в навколишнє середовище у вигляді шуму й вібрації. Перелічені вище явища виникають у робочій рідині або ж передаються їй від інших джерел.

Ґрунтуючись на проведеному аналізі, можна припустити, що основні акустичні й вібраційні параметри гідроприводу підпадають під вплив з боку робочої рідини при варіації її основних фізичних властивостей. У якості таких змінюваних фізичних величин надалі можна розглядати: густину, в'язкість, наявність розчиненої й не розчиненої газової фази, температуру, витрату, тиск, зміну маси й конфігурацію джерела віброакустичних коливань у гідросистемі.

Будь-який рух порушує стаціонарний стан середовища в окремій точці простору, приводить до її збурювань. Вони можуть носити випадковий або періодично повторюваний характер. Енергія, що при цьому виділяється, передається по всьому об'ємі рідини за допомогою хвиль. Джерелами збурювань у гідроприводі можуть бути насоси, опори, трубопроводи тощо. Отже, у міру насичення транспорту та технологічного устаткування гідроприводами, усе більше очевидно стає тенденція зростання ролі акустичних і динамічних коливальних процесів у гідроприводах та їх вплив на екологічну безпеку.

Для оцінки акустичних і динамічних коливальних процесів у гідроприводах наведемо їх класифікацію. Це дозволить намітити шляхи експериментальних і теоретичних досліджень для усунення негативних наслідків.

Шум у гідроприводі можна розділити на гідродинамічний і механічний. До *гідродинамічних* шумів відносяться [1, 5, 7, 8, 9, 10, 12, 13]:

- шуми, що відбуваються через періодичний випуск рідини в бак, або об'ємні шуми (тверді границі в гідросистемах приводять до утворення по поверхні трубопроводу монопольних і дипольних джерел шуму),
- шуми, що виникають через утворення вихорів біля твердих границь потоку, а також шуми зриву вихорів, зокрема біля границь трубопроводу й різних опорів;
- шуми відривних течій, що виникають при відриванні течії і при утворенні замкнутих або розімкнутих вихрових зон; пульсації границь зон приводять до появи пульсації тиску й генерації широкополосного шуму (шуми в дротелях, клапанах, колінах, трійниках, при зміні перетину);
- шуми від неоднорідності потоку або шуми взаємодії, що виникають при обтіканні зубів шестерень насоса неоднорідним потоком, що утворюється через перешкоди в потоці (шуми, викликані пульсаціями на нерухомих перешкодах, розташованих поблизу частин насоса, що обертаються);
- шуми турбулентного характеру (псевдозвук), що виникають віддаліні від

твердих границь при перемішуванні потоків, що рухаються з різними швидкостями;

- шуми від автоколивань пружних конструкцій у середовищі, що рухається (коливання у водорозбірних кранах і запірній арматурі при поганій конструкції пристрою);

- шуми, внаслідок нестійкої течії (поверхня розділу між рухомим і нерухомим середовищем поблизу резонатора, тонкий струмінь, що набігає на клин);

- кавітаційні шуми, обумовлені схлопуванням кавітаційних каверн у місцевих опорах або перепадах перетинів трубопроводу й у насосах.

До механічних шумів відносяться:

- корпусний шум;
- шуми від зубчастих передач;
- шуми підшипникових вузлів;
- шуми від перемикання елементів керування гідросистеми.

Вібраційні явища у гідроприводі виникають головним чином через незрівноваженість обертових мас системи «привід насосу - насос», які визначаються:

- статичною незрівноваженістю (вісь обертання ротора і його головна центральна вісь інерції паралельні);

- моментною незрівноваженістю (вісь ротора і його головна центральна вісь інерції перетинаються в центрі мас ротора);

- динамічною незрівноваженістю ротора (складається зі статичної й моментною незрівноваженості).

По поширенню в елементах гідроприводу акустичні й динамічні явища можна розділити на розповсюджені робочою рідиною, твердими трубопроводами й елементами корпусу виконавчої й напрямної частин, а також насосною станцією.

На рис. 1 представлена класифікація джерел шуму гідроприводу й шляхи його поширення.

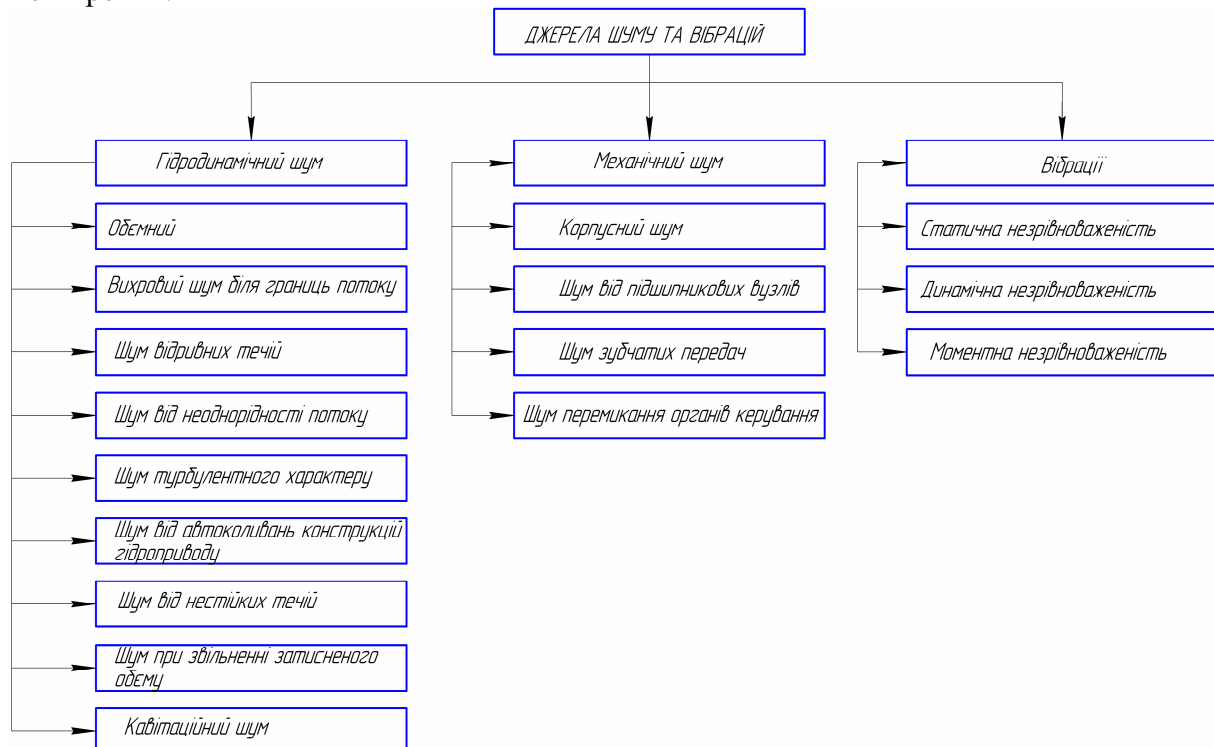


Рисунок 1– Джерела шуму у гідроприводі

Зупинимося більш докладно на видах шуму й вібраціях, які мають місце в гідравлічній системі.

Шум, що виникає через утворення *вихорів* біля твердих границь потоку. Твердими границями у гідросистемах є елементи запірних арматур, золотники розподільників, сопла, заслінки й інші елементи, що обтікаються потоком робочої рідини. Математичний опис даного виду шуму досить добре представлено в різних джерелах при оцінці рівня шуму й спектру випромінювання за умови наявності вільного звукового поля [9, 15-17].

Шуми *турбулентного* характеру, що виникають від нестійкої течії, від неоднорідності потоку, мають математичний опис тільки для основної (першої гармоніки) частоти. У різних літературних джерелах [1, 9] вказується тільки характер випромінюваного звукового поля.

Слід зазначити шуми, викликані *кавітацією*, які по даним ряду дослідників відрізняються тією особливістю, що максимальний рівень звукової потужності шумів лежить в ультразвуковій області спектра, а отже, має місце тільки в однорідному по густині середовищу.

Механічний шум є найбільш характерним для гідросистем з шестеренними насосами. В таких системах він є домінуючим й пояснюється наступним [18]. Зубчасті зачеплення являють собою систему з розподіленими параметрами, з великим числом власних частот коливань. Він характерний для насосів типу НШ, де частота коливань дорівнює:

$$f = \frac{z \cdot n}{60}, \quad (3)$$

де z - число зубів колеса;

n - частота обертання.

Формула (3) свідчить, що вібрація й шум носить дискретний характер. Спектр шуму займає широку смугу частот, особливо він інтенсивний у діапазоні 2000-5000 Гц.

Джерелами механічної вібрації й шуму є також підшипники кочення. Сили, що викликають вібрацію підшипників кочення, обумовлені допусковими відхиленнями елементів підшипника й монтажних розмірів. Спектр звукових частот підшипників займає широку смугу. Звукова потужність залежить від частоти обертання вала. Емпірична формула має вигляд [1]:

$$P_m \approx n^{7/3}, \quad (4)$$

де P_m - звукова потужність;

n - частота обертання вала.

Для інших видів шумів, представлених у класифікації, не виявлено чіткого математичного опису спектральних і рівневих залежностей.

За проведенням аналізом джерел шуму у гідравлічному приводі можливо зробити наступні висновки. Шум в гідроприводі може носити гідродинамічний та механічний характер. Вібраційні явища у гідроприводі виникають, головним чином, через незрівноваженість мас системи «привід насосу - насос». Для гідросистем з шестеренними насосами характерним і переважним є шум механічного походження. В літературних джерелах недостатньо даних щодо співвідношення механічного та гідравлічного шуму в загальному спектрі шумів шестеренного насосу. Також недостатньо досліджено джерела шуму в насосах типу НШ та способи його зменшення. Зважаючи на підвищені вимоги споживачів до віброакустичних характеристик гідроагрегатів актуальним залишається питання зниження шуму в гідроприводі, зокрема в насосах типу НШ.

Список літератури

1. Борьба с шумом: Справочник под.ред Е.Я. Юдина М.: Стройиздат, 1964.- 104 с.

2. Гимлер С.Р. К вопросу об уменьшении шума гидравлических насосов. Перевод статьи из журнала *Olhydraulik und Pneumatik*, voe 14 1970 № 4, 137-141. - М.:1974.
3. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. М.: Машиностроение, 1976.
4. Лангош О. Борьба с шумом при работе гидравлических машин. // *Olhydraulik und Pneumatik*, 1972, V. 16, № 9, - S. 393-396.
5. Оксёненко А.Я., и др.Снижение шума комплектных гидроприводов метало обрабатывающ;его оборудования: Обзор / А.Я. Подкуйко, Е.А Скворчевский, Л.А Подкуйко. М.: НИИМаш, 1980 - 36 с.
6. Ребел Й. Конструктивные мероприятия для уменьшения шума гидроагрегатов. // *Olhydraulik und Pneumatik*, 1974, v. 18, № 10, - S. 741-744.
7. Батрак А.П Классификация шума в объёмном гидроприводе. Вестник Красноярского государственного университета. Вып.18. г. Гидропривод машин различного технологического назначения / Под ред. С В . Каверзина, Ж. Жоржа. Красноярск: КГТУ, 2000.С. 59-63.
8. Динамика гидравлических систем / Сборник научных трудов.№115.под.ред МорозоваИ.И., Палея Г.Э. Челябинск: 1972 - 185 с.
9. Блохинцев Д.И. Акустика неоднородной движущейся среды. М.: Наука, 1981. -208 с.
10. Исакович М. А. Общая акустика. М.: Наука, 1973 - 496 с.
11. Кавитационные автоколебания и динамика гидравлических систем. /Сборник трудов АН УССР. Киев.: Наукова - думка, 1977 - 120 с.
12. Миткович И.Я. Гидродинамические источники звука. Л.: Судостроение, 1972-420 с.
13. Скворчевский Е.А., Жерняк А.И. Снижение шума аксиально-поршневых насосов. М.: Машиностроение, 1981 - 20 с.
14. Скворчевский Е.А.,Пеккер Ю.И. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учётом обеспечения минимального уровня шума. М.: Мосстанкин, 1979. - 120 с.
15. Морз Ф. Колебания и звук. М.: ГИТТЛ, 1949. - 496 с
16. Скучик Е. Основы акустики. Т. 1. М.: Мир, 1976 - 520 с.
17. Скучик Е. Основы акустики. Т. 2. М.: Мир, 1976 - 544 с.
18. Усов А. А. Рыбкин Е. А., Шестеренные насосы для металлорежущих станков. - М.: Машгиз, 1960, - 188 с.

Ю. Кулешков, Т. Руденко, М. Красота, Ю. Титов

Анализ причин возникновения шума в гидроприводах

В статье приведен анализ источников шума в гидравлическом приводе транспорта и технологического оборудования. Проанализированы основные параметры, по которым выполняется оценка шума в гидроприводах, дано их определение. Определены условия работы гидропривода, его основные преимущества, а также установлены колебательные процессы, что происходят при эксплуатации. Представлена классификация шумов в гидроприводе по происхождению, дана их характеристика. Установлены основные пути распространения шума в гидроприводах. Сделан вывод, что механический шум наиболее характерен для гидроприводов с шестеренными насосами. Намечены основные направления исследований по уменьшению механического шума в шестеренных насосах.

J.Kuleshkov, T.Rudenko, M.Krasota, J.Titov

The analysis of the reasons of occurrence of noise in hydraulic actuators

In article the analysis of sources of noise in a hydraulic drive of transport and the process equipment is resulted. Key parameters on which the noise estimation in hydraulic actuators is carried out are analysed, their definition is made. Hydraulic actuator working conditions, its basic advantages are defined, and also oscillatory processes that occur at operation are established. Classification of noise in a hydraulic actuator by origin is presented, their characteristic is given. The basic ways of distribution of noise to hydraulic actuators are established. The conclusion that mechanical noise most typical for hydraulic actuators with pumps is drawn. The basic directions of researches on reduction of mechanical noise in pumps are planned.

Одержано 11.04.11