

¹Шатохін В.М., д.т.н., професор
shatokhinvlm@gmail.com

¹Гранько Б.Ф., доцент
granko.boris@kstuca.kharkov.ua

²Соболь В.М., к.т.н., доцент
sobol_vn@ukr.net

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ТУРБОНАДДУВА ДИЗЕЛІВ ТИПУ 6ТД ПО ДИНАМІЧНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

¹Харківський національний університет будівництва та архітектури, Україна

²Національний аерокосмічний університет ім. М.С. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», Україна

Вступ. Характерною особливістю турбопоршневих двигунів типу 6ТД є наявність суттєво нелінійного приводу до турбіни і компресора. Нелінійності породжуються установкою пружної муфти з попереднім натягом, ступінчастої ресори, а також наявністю зазорів, неминучих в шліцевих і зубчастих з'єднаннях. Зазначені вузли разом з фрикційними муфтами призначені для зниження імпульсних інерційних навантажень при зміні зовнішнього навантаження, різкому натисканні на педаль газу на холостому ході, перемиканні передач, гальмуванні. Крім того, параметри муфти та ресор підбираються таким чином, щоб частоти збурюючих моментів двигуна перевищували частоти власних коливань приводу. У процесі доведення дизелів у приводах, однак, були виявлені інтенсивні субгармонічні коливання, несподівані для конструкторів.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Особлива небезпека субгармонічних коливань полягає в тому, що їхня поява, як правило, є несподіваною для конструкторів. Відомі підходи відносно аналізу динамічних навантажень у силових передачах машин з ДВЗ [1, 2] не дозволяють пояснити природу зазначених коливань і тим більше не містять апарату для їх дослідження. У роботі [3] закони зміни кутів закручування нелінійних ланок і кутів повороту мас у крутильній системі наближено представлені в бігармонічній формі, а для складання вирішальних рівнянь застосовується метод Галеркіна. Для багатьох авторів, наприклад в [4, 5], вихідною посилкою при вивченні субгармонічних коливань є припущення про те, що ці коливання можна розглядати як вільні коливання консервативної нелінійної динамічної моделі, що підтримуються кратними за частотою гармоніками збурюючого впливу. Це дає можливість для грубої оцінки їх рівня та діапазонів появи.

Мета та постановка задачі. Метою досліджень є знаходження механізму виникнення небезпечних субгармонічних коливань, порівняльна оцінка різних варіантів приводу до агрегатів турбонаддува з точки зору рівня основних та субгармонічних коливань і відповідних максимальних пружних моментів; обґрунтування застосування в приводах дизелів податливої ресори зі спеціально обробленої сталі з установкою і без установки пружної муфти.

Модель приводу для дослідження субгармонічних коливань. На рис. 1 представлена кінематична схема дизелів типу 6ТД зі споживачами: 1 – впускний колінчастий вал; 2 – пружна муфта на впускному валу; 3 ÷ 7 – шестірні головної передачі; 8 – випускний вал; 9 – ресора приводу компресора; 10 – пружна муфта в приводі компресора; 11 – фрикційні муфти; 12 – ротор компресора; 13 – ресора приводу турбіни; 14 – ротор турбіни; 15 – гумопальцеві муфти; 16 – споживачі (гідрогаляма).

Для механічної моделі приводу досліджувалися три види з'єднань з компресором: пружна муфта (рис. 2), ступінчаста ресора (рис. 3), гладка ресора. Відповідні нелінійні пружні характеристики з урахуванням технологічних зазорів показані на рис. 4. Параметри нелінійних характеристик через їх суттєвий вплив на характер сталих коливань перевірялися експериментально. При цьому одночасно оцінювалися демпфіруючі властивості з'єднань.

Параметри нелінійних характеристик, які приведені до впускного валу:

1 – $c'_{17} = 3,7 \cdot 10^4$ Нм; $c''_{17} = 1 \cdot 10^4$ Нм; $d'_{17} = 0,0029$ рад; $d''_{17} = 0,0353$ рад;

2 – $c'_{17} = 3,7 \cdot 10^4$ Нм; 3 – $c'_{17} = 2,08 \cdot 10^4$ Нм; $c''_{17} = 1,16 \cdot 10^5$ Нм; $d'_{17} = 0,03$ рад.

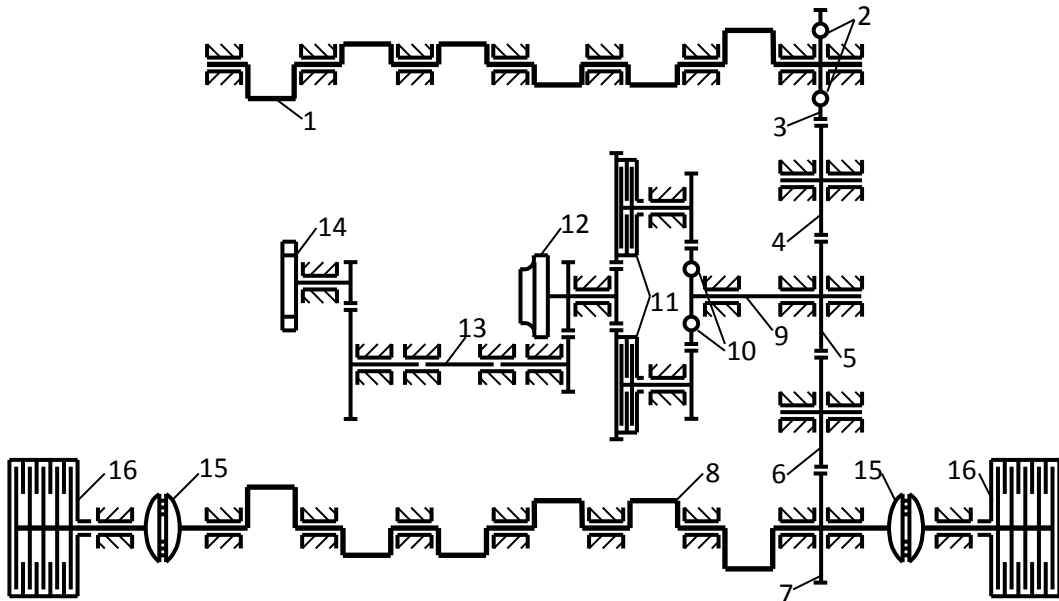


Рис. 1. Кінематична схема двигунів типу ГТД зі споживачами

Зазор у з'єднаннях оцінювався експериментально, його значення для різних агрегатів лежать у досить широких межах. Щоб відобразити це, дослідження здійснювалися для наступних значень d_{17} : 0,004 рад; 0,008 рад; 0,02 рад. На різних режимах середній момент M_{cp} , що передається нелінійним з'єднанням, також змінювався в широкому діапазоні; розрахунки проводилися для кількох значень: 100 Нм; 200 Нм; 300 Нм; 400 Нм.

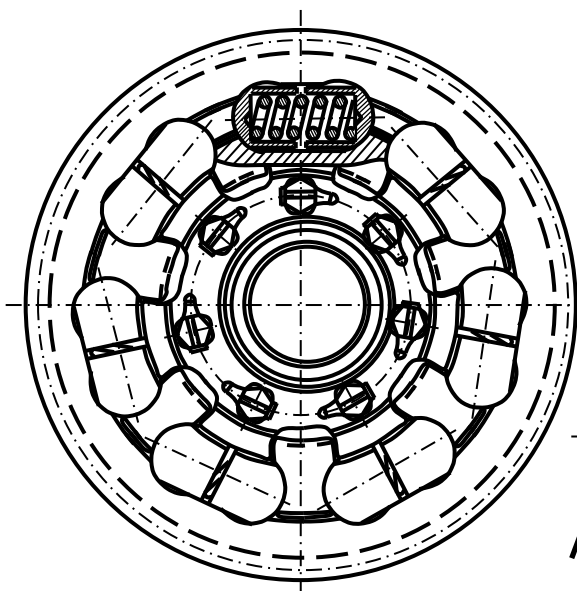


Рис. 2. Пружна муфта приводу компресора та турбіни

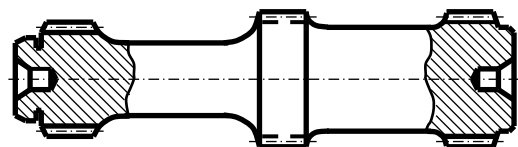


Рис. 3. Ступінчаста ресора

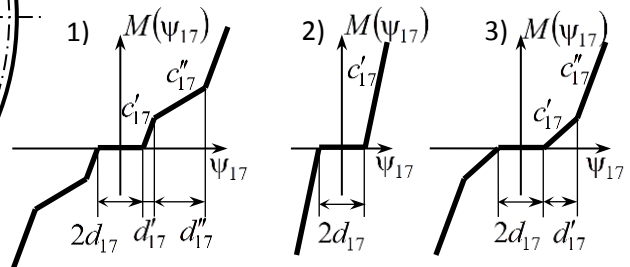


Рис. 4. Нелінійні характеристики:

- 1) – пружної муфти; 2) – гладкої ресори;
3) – ступінчастої ресори

Механічна система валопроводу розглянутого двигуна, яка включає основні силиві передачі і приводи до допоміжних механізмів, має велику кількість степенів вільності. Розрахунки лінеаризованої моделі показали, що дві власні частоти визначаються пружно-інерційними властивостями приводу турбонадува. Відношення частот обертання

компресора і турбіни до частоти обертання колінчастого валу для двигуна 6ТД-2 мають такі значення: $n_k/n_{к.в.} = 12,459$; $n_t/n_{к.в.} = 9,099$, а їх приведені моменти інерції – $I_{18} = 1,801 \text{ кгм}^2$, $I_{19} = 2,078 \text{ кгм}^2$; приведена жорсткість ділянки між зазначеними масами – $c_{18} = 1,999 \cdot 10^4 \text{ Нм}$.

Виникнення субгармонічних коливань неможливо пояснити наявністю гармоніки шостого (головної) і кратних їй порядків в збурюючому моменті двигуна з номінальним регулюванням. Їх причиною можуть бути збурювання лише значно нижчої частоти. Це потребувало проведення спеціальних експериментальних досліджень. Аналіз отриманих в ході експериментів законів руху перерізів валів, показав, що при нерівномірній роботі циліндрів у їх розкладанні в ряд Фур'є можуть бути всі гармоніки, починаючи з першої, яка в робочому діапазоні частоти обертання валів для приводу до компресора і турбіни може бути резонуючою. Ця обставина і покладено в основу проведених досліджень. У розрахунках приймалося, що коливання збуджуються першою гармонікою, а її амплітуда для перерізу валопроводу в місці установки ресори компресора бралася з експерименту (кінематичне збудження). Більшість розрахунків проводили з амплітудою 0,01 рад. Величина її може досягати і більших значень при зростанні розрегулювань циліндрів.

Математичний апарат дослідження сталих динамічних процесів в нелінійних силових передачах. Особливістю більшості моделей машинних агрегатів з ДВЗ є те, що кількість нелінійних елементів технологічного і конструктивного характеру у яких значно менше числа степенів вільності. Відомо, що в таких випадках при дослідженні сталих динамічних процесів рівняння руху доцільно записувати в інтегральній формі з використанням імпульсно-частотних характеристик (ІЧХ) лінеаризованих моделей [6, 7]. Число рівнянь виявляється рівним числу нелінійностей, а трудомісткість розв'язання задачі, практично не залежить від числа степенів вільності системи, що істотно при розв'язанні задач синтезу та оптимізації.

У матричній формі нелінійні інтегральні рівняння періодичних коливань записуються у вигляді [6, 7]

$$\mathbf{y}(t) = \int_0^T \Phi(t - \tau) \mathbf{f}(\mathbf{y}) d\tau + \mathbf{g}(t), \quad (1)$$

де $\mathbf{y}(t) = [y_1(t), y_2(t), \dots, y_s(t)]^T$ – вектор кутів закручування нелінійних з'єднань (t – знак транспонування); s – число нелінійностей; $\Phi(t - \tau) = [\varphi_{i,j}(t - \tau)]$ ($i, j = \overline{1, s}$) – матриця ІЧХ; $\mathbf{f}(\mathbf{y}) = [f_1(y_1), f_2(y_2), \dots, f_s(y_s)]^T$ – нелінійна вектор-функція; $\mathbf{g}(t) = [g_1(t), g_2(t), \dots, g_s(t)]^T$ – вектор-функція реакцій на зовнішнє збурення лінеаризованих нелінійних з'єднань.

Результати розрахунково-експериментальних досліджень субгармонічних коливань. Експериментальні дослідження були проведені з метою: оцінки рівня кінематичного збурення в приводі за різних умов експлуатації; визначення параметрів демпфування; вивчення поведінки нелінійних систем на різних режимах сталих змушених коливань (основних і субгармонічних); зіставлення з результатами розрахунків амплітуд коливань мас. У процесі досліджень на стенді з гідрогальмами реєструвалися кутові швидкості: носка колінчастого валу – шестерня 17; шестерень компресора і турбіни, відповідно 12 і 14 (рис. 1). На рис. 5 наведено характерний зразок осцилограми з субгармонічним резонансом, записаної для приводу з гладкою ресорою (нелінійність 2 на рис. 4) для частоти обертання валу двигуна $\omega = 298 \text{ с}^{-1}$. При цьому з метою зміни збурення проводилося розрегулювання двигуна, для чого третій циліндр від'єднувався від системи управління. Зазначений запис отримано при максимальному розрегулюванні, що відповідає положенню рейки паливного насоса цього циліндра на подачі холостого ходу і здійсненні іншими насосами максимальної подачі палива. Експерименти показали, що на найбільш ймовірних режимах роботи двигуна збуджуються стійкі субгармонічні коливання резонансного характеру, для розглянутих моделей спочатку були проведені розрахунки вільних коливань.

Гіпотеза про те, що субгармонічні коливання можна розглядати як вільні коливання консервативної нелінійної динамічної моделі, що підтримуються кратними за частотою збуджуючими гармоніками, підтверджується багатьма дослідженнями моделей розглянутого класу [7]. На рис. 6 для моделі з нелінійністю 2 побудовані залежності перших трьох гармонік вільних коливань від частоти (середній момент – 300 Нм): суцільна лінія – перша гармоніка; штрихова – друга; штрих-пунктирна – третя. Криві з номерами 1, 2, 3 отримані

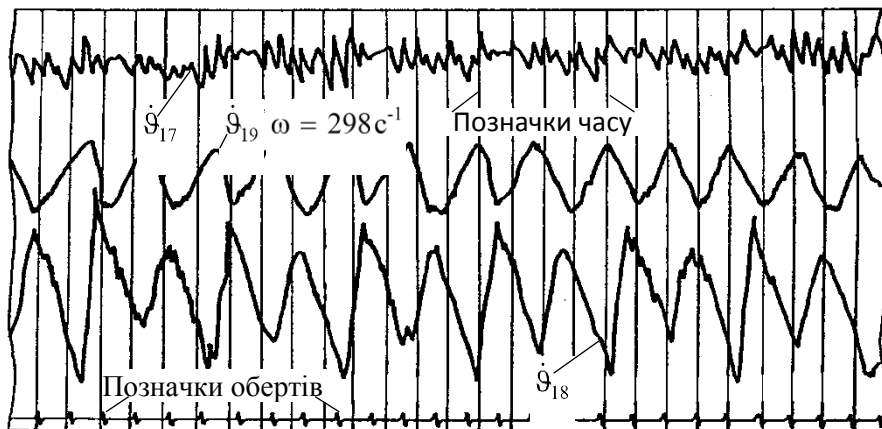


Рис. 5. Субгармонічний резонанс у системі з нелінійністю 2

при d_{17} : 0,02 рад; 0,008 рад; 0,004 рад. Досліджено вплив різних нелінійностей та деяких інших параметрів на рівень вищих гармонік вільних коливань.

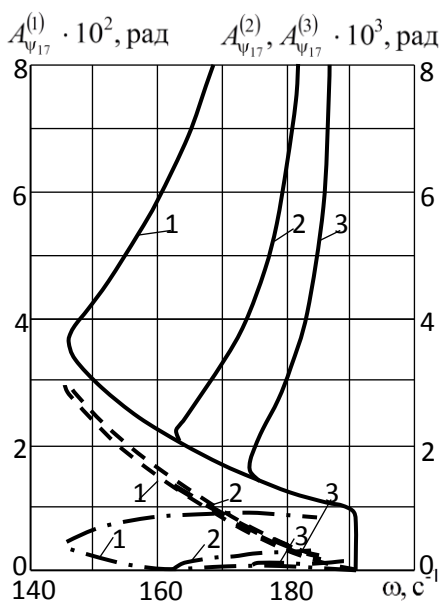


Рис. 6. Амплітуди гармонік для нелінійності 2

Хоча в розрахунках основна увага приділялася субгармонічним коливань, але враховуючи їх резонансний характер, для отримання додаткової інформації розраховувалися також і основні резонансні коливання.

Результати розрахунків основних та субгармонічних коливань у системі з нелінійною характеристикою 2 для кута закручування нелінійного з'єднання представлені на рис. 7, 8. На першому побудована залежність амплітуди першої гармоніки змусених коливань від частоти. Найбільш сильна з вищих гармонік – друга, становить менше 10% від першої. На рисунку показано також отримана вище залежність амплітуди першої гармоніки вільних коливань від частоти, яка на рис. 8, де наведені залежності субгармонічної складової та основної гармоніки субгармонічних коливань від частоти, перебудована для подвоєних значень частот. Аналогічні дослідження субгармонічних коливань проведені для моделей з нелінійностями 1 і 3.

Отримані результати підтверджують вихідну гіпотезу про близькість субгармонічних та вільних коливань. Встановлено, що при однакових зазорах найбільші коливання та максимальні пружні моменти розвиваються в системі з нелінійністю 3. Рівні максимальних основних та субгармонічних коливань для нелінійностей 1 і 2 близькі, але відповідні їм пружні моменти для нелінійності 1 менше. Зазначимо, однак, що якщо для нелінійності 2 зазначені коливання можна усунути за рахунок зменшення технологічних зазорів, то для нелінійностей 1 і 3, як показали розрахунки вільних коливань, цього може виявитися недостатньо.

Результати проведених досліджень разом з даними розрахунково-експериментальних досліджень перехідних режимів (пуски, перемикання передач, накидання та скидання навантаження і т.д.) виявилися одними з найбільш переконливих аргументів відносно відмови від використання в приводі турбонадува БТД-2 пружної муфти і переходу на

застосування податливої ресори діаметром 27 мм (замість 29 мм). Заготовки для ресори отримують із сталі 45ХН2МФА-Ш методом екструзії. Підвищення твердості ресори до HRC=51÷56 збільшує не тільки її надійність, а й надійність всього приводу. Застосування цієї ресори в приводі двигуна 6ТД-1 з пружною муфтою підвищує загальну його податливість, що призводить до зниження обертів, на яких відбуваються найбільш інтенсивні коливання. Завдяки цьому знижуються також максимальні навантаження.

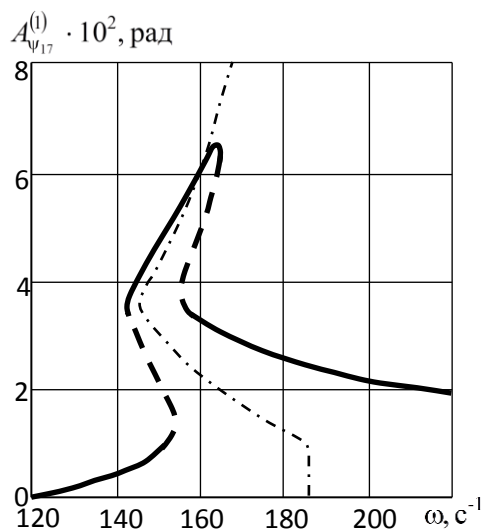


Рис. 7. Основний резонанс для нелінійності 2

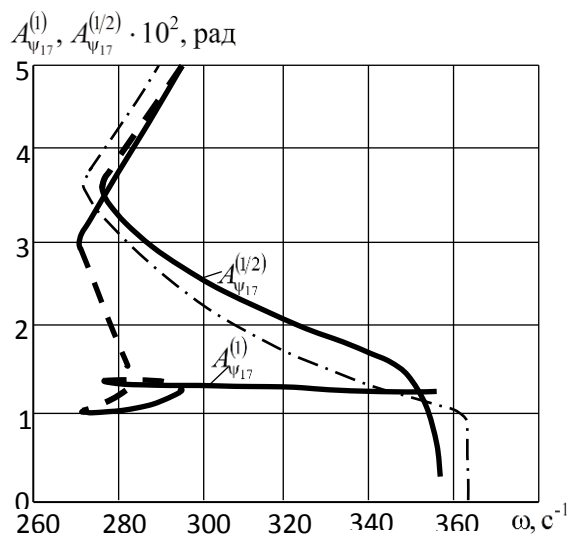


Рис. 8. Субгармонічний резонанс для нелінійності 2

Висновки. 1. Причиною виникнення інтенсивних субгармонічних коливань у приводі турбонаддува є розрегулювання дизеля та наявність нелінійних елементів у силовому ланцюгу. 2. Запропоновано ефективний апарат дослідження сталих динамічних процесів в нелінійних силових передачах, зокрема субгармонічних коливань. 3. Проведено порівняння трьох схем приводу (зі ступінчастою ресорою, пружною муфтою та гладкою ресорою) за динамічними навантаженнями. 4. Встановлена перевага використання приводу з гладкою ресорою; найкращі результати для дизеля 6ТД-2 дає застосування ресори діаметром 27 мм. 5. Запропонована методологія має значні перспективи для досліджень зі зниження динамічних навантажень у нелінійних моделях силових передач.

Список використаних джерел

1. Metallidis P. Linear and nonlinear dynamics of reciprocating engines / P. Metallidis, S. Natsiavas // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2003. – № 38. – P. 723-738.
2. Вейц В.Л., Кочура А.Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1978. – 352 с.
3. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Исследования и методы расчета, т.3. – Л.: Судостроение, 1970. – 272 с.
4. Guzella L. Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems / L. Guzella, C.H. Onder. – Berlin: Springer-Verlag Heidelberg, 2010. – 348 p.
5. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. – М.: Наука, 1966. – 317 с.
6. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – 456 с.
7. Шатохин В.М. Об особенностях субгармонических резонансов в силовой цепи двухвального транспортного дизеля // Динамика и прочность машин. – Харьков: Вища школа. – 1990. – Вып. 52. – С. 51-56.