

**В.М.ГРИЩЕНКО****ОСОБЛИВОСТІ СПЕКТРУ ЧАСТОТ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСМІСІЙ МАШИН**

Питанням міцності машин при інтенсивних динамічних навантаженнях надається першочергове значення. Це різні за призначенням, конструкцією, умовам навантаження машини: енергетичні, самохідні, авто- та промислові трактори, тепловози, транспортні та інші. Їх об'єднує наявність потужного джерела періодичних навантажень в широкому діапазоні частот, наявність відносно податливої трансмісії, схожість характеру динамічних процесів, схожість методів аналізу. Дослідження крутильних коливань для таких систем є обов'язковим. Важливою складовою цього аналізу є розрахунок спектра власних частот та форм коливань багатомасової еквівалентної схеми трансмісії.

В роботі розглядається визначення спектра частот та аналіз особливостей форм коливань силової передачі трансмісійних машин. Для чисельних експериментів прийнята 12-ти масова ланцюгова крутильна схема типової силової передачі трактора. Враховані інерційні характеристики двигуна, коробки передач, бортових редукторів, коліс та інших; пружність колінчастого вала, муфт і інших. Обговорюються підходи по спрощенню динамічної моделі. Показано, що спектр достатньо щільний; є поява очікуваних пар майже кратних частот; деякі з форм коливань носять яскравий парціальний характер. Розглянуто також вплив на спектр частот ефекту пониження порядку рівнянь шляхом об'єднання певних мас.

**Ключові слова:** силова передача, трансмісійна машина, дискретна модель, спектр власних частот і форм коливань

**В.Н. ГРИЩЕНКО****ОСОБЕННОСТИ СПЕКТРА ЧАСТОТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ТРАНСМИССИЙ МАШИН**

Вопросам прочности машин при интенсивных динамических нагрузках уделяется первостепенное значение. Это различные по назначению, конструкции, условиям нагружения машины: энергетические, самоходные, авто- и промышленные тракторы, тепловозы, транспортные и другие. Их объединяет наличие мощного источника периодических нагрузок в широком диапазоне частот, наличие относительно податливой трансмиссии, схожесть характера динамических процессов, схожесть методов анализа. Исследование крутильных колебаний для таких систем обязательно. Важной составляющей этого анализа является расчет спектра собственных частот и форм колебаний многомассовой эквивалентной схемы трансмиссии.

В работе рассматривается определение спектра частот и анализ особенностей форм колебаний силовой передачи трансмиссионных машин. Для численных экспериментов выбрана 12-ти массовая цепная крутильная схема типової силової передачі трактора. Учтены инерционные характеристики двигателя, коробки передач, бортовых редукторов, колес и других; упругость коленчатого вала, муфт и других. Обсуждаются подходы по упрощению динамической модели. Показано, что спектр достаточно плотный; есть появление ожидаемых пар почти кратных частот; некоторые формы колебаний носят ярко выраженный парциальный характер. Рассмотрено также влияние на спектр частот эффекта понижения порядка уравнений путем объединения определенных масс.

**Ключевые слова:** силовая передача, трансмиссионная машина, дискретная модель, спектр собственных частот и форм колебаний.

**V.M. GRISCHENKO****FEATURES OF SPECTRUM OF FREQUENCIES OF TORSIONAL OSCILLATIONS TRANSMISSIONS OF MACHINES**

The issue of the strength of machines and mechanisms with intense dynamic loads is given priority. These are different in design, construction, loading conditions of the machine: energy, self-propelled, agricultural, auto and industrial tractors, diesel locomotives, transport and others.

They are united by the presence of a powerful source of periodic loads in a wide range of frequencies, the presence of a relatively flexible transmission (crankshafts, elastic couplings, cardan shafts, fusible housing, etc.), the similarity of the nature of dynamic processes, the similarity of research methods. These are machines and constructions that should be considered as the only dynamic system. The theoretical basis and methods of calculations of motor-transmission systems for free and forced oscillations are elaborated in detail. An important step in the study of dynamic processes begins with the idealized reduced equivalent scheme, built on the principle of sampling of inertial and elastic characteristics. Investigation of torsional oscillations in such systems is obligatory. An important part of this analysis is the calculation of the spectrum of eigenfrequencies and forms of oscillation of a multi-mass equivalent transmission scheme. The paper deals with the definition and analysis of the characteristics of the spectrum of frequencies and forms of oscillations of power transmission of transmission machines. For numerical experiments, a 12-mass chain torsion circuit of a typical power transmission of a tractor was selected. Inertia characteristics of the engine, transmission, gearboxes, wheels and others are taken into account. elasticity of the crankshaft, couplings, and others. The approaches to simplify the dynamic model are discussed. It is shown that the spectrum is sufficiently dense; appearance of expected pairs of almost multiple frequencies; some forms of oscillations have a pronounced partial character. The influence on the frequency spectrum of the reduction of the order of equations by combining certain masses is also considered.

**Keywords:** power transmission, transmission machine, discrete model, spectrum of natural frequencies and vibration modes.

**1. Вступ.** Питанням міцності сучасних машин і конструкцій при інтенсивних динамічних навантаженнях надається першочергове значення [1-3, 5, 6, 10-19]. Це об'єкти техніки в таких областях як машинобудування, залізничний транспорт, суднобудування, авіація та інші. Це складні як конструктивно так і по умовам навантаження енергетичні, транспортні та інші машини.

Практика експлуатації турбомашин, залізничного транспорту, дорожніх машин, автомобільних, гусеничних машин і інших показує, що при збільшенні потужності, швидкохідності підвищується віброактивність окремих агрегатів, ланок, знижується точність обробки на станках і таке інше. При цьому в конструкціях з'являються додаткові напруження, тріщини від втоми, поломки і руйнування. Такі потрібні якості устаткування як підвищення надійності, зниження матеріалоемності, габаритів можна забезпечити на етапі динамічного проектування при уважному аналізі та врахуванні динамічних процесів, що супроводжують їх роботу. Це можливо лише при використанні моделей різної ступені складності з врахуванням реальних властивостей матеріалів, таких як пружність ланок, адекватне силове навантаження.

Характерною особливістю роботи машин є циклічність та значний діапазон навантажень. Тому особливої значення набуває проблема усунення вібрацій резонансного типу з діапазону робочих обертів [1, 3, 10, 12, 15]. Треба уникати режиму резонансу, при якому частоти зовнішніх періодичних сил співпадають з однією з власних частот, і який супроводжується різким збільшенням додаткових напружень. Для цього потрібні розрахункові методи їх обчислення.

В загальному випадку машини та конструкції в динаміці потрібно розглядати як єдину динамічну систему. В системі газотурбінного двигуна, наприклад, вібраційну активність підтримують як лопатки, облопачені диски, вали так і вся система ротору компресора чи турбіни або система ротор-корпус. Такі конструкції потребують складних моделей в першу чергу за розмірами. Ефективне рішення таких задач, на наш погляд, слід шукати на шляху радикального пониження порядків рівнянь окремих елементів.

Ціль даної роботи полягає, зокрема, в аналізі того значного апарату теоретичних та практичних знань розрахунків динамічного стану, використанні вже розроблених раціональних підходів, пов'язаних з пониженням розмірів моделей. До числа одних з перших задач, найбільш вивчених та розроблених, в яких виникали подібні проблеми, відносяться задачі динаміки колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) разом з приєднаними механізмами та агрегатами (рис. 1). Теоретична база та методики розрахунків моторно-трансмiсійних систем на вільні та вимушені коливання детально розроблені на протязі багатьох років [1, 3-6, 10-17]. Звернемо увагу на практичні рекомендації, які були напрацьовані по визначенню параметрів моделі, параметрів коливального процесу, по усуненню небезпечних режимів роботи.

ДВЗ широко використовуються в машинах різних типів: енергетичних, самохідних, в сільськогосподар-

ських машинах, авто- та промислових тракторах, тепловозах, транспортних машинах [4, 7, 9, 15-22].

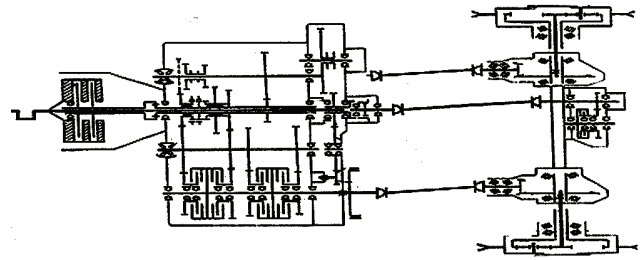


Рисунок 1 – Схема трансмісійної машини

Це потужне джерело періодичних навантажень в широкому спектрі частот. Змінні сили, викликані дією двигуна, безпосередньо прикладені на вал та всю приведену систему. Складні за конструкцією: багатопідшипні, рядні, V-подібні, двох-вальні, з агрегатами турбонаддуву і таке інше. Але всіх їх об'єднує наявність потужного джерела коливальної енергії, схожість характеру динамічних процесів, і схожість методик дослідження.

Є й особливості. Машини обладнані механізмами пониження швидкості, повинні працювати на змінних режимах: переключення передач, зміна напрямків руху, різкі зміни робочого навантаження такі як торкання з місця, розгін, буксування.

Особливість динамічних розрахунків цих схем у відносній податливості трансмісії: колінчастих валів, пружних муфт, карданних валів, корпусу ДВЗ.

В системах авто- та тракторних трансмісій частоти вимушених крутильних коливань та власних коливань пересікаються (зближуються), що призводить до появи небезпечних режимів. Тому в сучасних машинах з трансмісіями з ДВЗ обов'язковим є розрахунок силових передач на крутильні коливання.

Важливий крок при дослідженні динамічних процесів пов'язаний з заміною дійсної трансмісії машин ідеалізованою більш простою еквівалентною моделлю [1, 10-12, 16-19]. При її побудові використовується принцип дискретизації масових характеристик. Маси та моменти інерції умовно вважаються зосередженими в точках, які з'єднуються пружними зв'язками та прикладеними до них зосередженими силами та моментами. Звичайно, в розрахункову модель входять елементи двигуна, коробки передач, бортових редукторів, коліс та інших агрегатів. Враховується пружність колінчастого валу, шийки валів, вхідних-вихідних валів, муфт і таке інше. Моменти інерції елементів колінчастого валу, коробки передач, бортових редукторів, коліс та інших агрегатів імітуються приведеними масами та дисками. «Приведені» значення мас, жорсткостей визначаються з умов еквівалентності кінетичної та потенціальної енергій. Взагалі поняття приведення розуміють в широкому сенсі. Це й перехід між різними видами коливань; між валами, що рухаються з різними швидкостями; розподілена маса ланок замінюється на зосереджену; замінюється навантаження у вигляді сили при лінійному переміщенні на моментне при кутовому і таке інше.

Широкі можливості для автоматизації процедури побудови еквівалентних моделей (як крок в створенні САПР) надають сучасні чисельні методи дискретизації конструкцій з використанням методу скінченних елементів (МСЕ) та обчислювальні комплекси типу Solid Works, ANSYS та інші. Їх використання підвищує точність саме моделювання та значно прискорює аналіз. Але при наявності сучасних комп'ютерних технологій порядки рівнянь, побудовані з використанням МСЕ, надзвичайно великі. Моделі з великим числом степенів вільності (ЧСВ) незручні для аналізу різних динамічних процесів. При їх інтегруванні покроковими процедурами затрати часу значні. Та й використання таких моделей не є обґрунтованим. Так як динамічні навантаження, при яких амплітуди коливань мають найбільші значення, є порівняно низькочастотні, то доцільно, навіть для помірних моделей суттєво скорочувати їх розміри – будувати прості приведені еквівалентні розрахункові схеми.

Однією з цілей роботи є також аналіз того досвіду, напрацьованих прийомів в напрямку побудови спрощених моделей машин. До числа найбільш уживаних відносяться:

- дискретизація масових характеристик зосередженими точками та пружних зв'язків статичними значеннями;
- використання методу "парціальних" систем, коли виділену з конструкції 2-х масову систему з одним пружним зв'язком замінюють по умовам рівночастотності на 1-о масову з двома пружними зв'язками;
- нехтування малими значеннями відносних деформацій пружних елементів (зі значними жорсткостями) та об'єднання інерційних елементів;
- видалення з моделі тих пружних ланок, що працюють вхолосту;
- нехтування незначними масами шляхом заміни поряд розташованих однією об'єднаною;
- побудова моделей інженерами з великим досвідом та інтуїцією.

По результатам аналізу підходів моделювання простих моделей механізмів та машин можна зробити наступні висновки: втрачають актуальність методи обчислення інерційних характеристик по заготовленим схемам; також використання наближених прийомів типу «парціальних» систем, які носять частинний

характер, можуть бути використані лише в системах типу ланцюгових; для дослідження динаміки широкого кола машин потрібні нові підходи формування простих моделей.

Дослідженню різних аспектів динамічної навантаженості трансмісійних машин з використанням дискретних моделей присвячені роботи багатьох вчених та колективів, зокрема: Терских В.П., Вейц В.Л., Кочура А.Е., Попык К.Г., Сегаль В.Ф., Барский И.Б., Анилович В.Я., Ривин Е.И., Штейнвольф Л.И., Истомин П. А. та інших.

**2. Постановка задачі визначення спектра власних частот-форм трансмісії.** Дослідження динамічної навантаженості силових передач від крутильних коливань таких машин є обов'язковим. Важливою складовою цього аналізу є розрахунок спектра власних частот та форм багато масової еквівалентної схеми трансмісії. Знання власного спектру дозволяє уникати резонансних режимів відстроювання параметрів системи, дозволяє будувати більш прості еквівалентні динамічні моделі по критерію рівності спектрів цієї моделі та реальної машини, потрібне для використання методу «парціальних» частот при спрощенні моделей, для побудови спектральних діаграм та інших.

Дана робота присвячена визначенню та аналізу власних крутильних коливань характерної багато масової еквівалентної динамічної схеми силової передачі машини та перспективам побудови для дискретних моделей машин більш простих.

Для чисельних експериментів прийнята 12-масова ланцюгова еквівалентна крутильна схема типової силової передачі трактора (рис.2). Вона типова в розумінні співвідношення інерційних характеристик та характеристик жорсткості окремих ланок та вузлів тракторних трансмісій. Чисельні дані були запозичені з літературних джерел [12, 10, 22, 3, 7] та інших. В моделі враховані основні рухомі маси: двигуна, маховика дизеля та муфти зчеплення, редукторна частина коробки передач, карданні вали, півосі, кінечні передачі, ведучі колеса та інші. Надалі звернемо увагу на особливості формування спектру частот цієї системи, які обумовлені певною симетрією – наявністю двох ідентичних незалежних одна від одної головних передач.

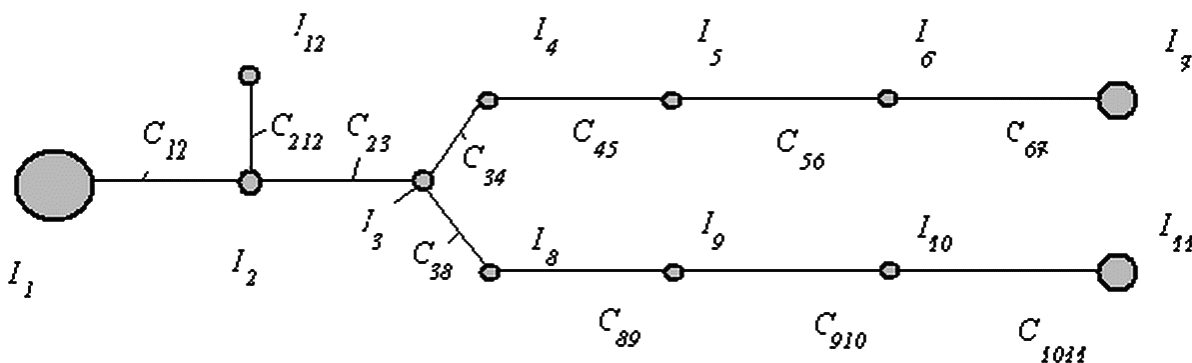


Рисунок 2 – Еквівалентна 12-ти масова динамічна схема трансмісійної машини

Приведені моменти інерції та жорсткості еквівалентної динамічної схеми прийняті такими як в табл. 1.

Таблиця 1 – Приведені моменти інерції та жорсткості еквівалентної динамічної схеми

$I_i$	кгм <sup>2</sup>	$C_i$	10 <sup>4</sup> , нм/рад
$I_1$	4,04	$C_{12}$	1,33
$I_2$	0,0645	$C_{23}$	29,6
$I_3$	0,0484	$C_{34}$	4,62
$I_4$	0,0816	$C_{45}$	0,497
$I_5$	0,0276	$C_{56}$	0,0484
$I_6$	0,194	$C_{67}$	0,0019
$I_7$	0,36	$C_{38}$	4,62
$I_8$	0,0816	$C_{89}$	0,497
$I_9$	0,0276	$C_{910}$	0,0484
$I_{10}$	0,194	$C_{1011}$	0,0019
$I_{11}$	0,36	$C_{212}$	16,1
$I_{12}$	0,0813		

**3. Основні теоретичні положення та результати розрахунків 12-ти масової моделі.** Система диференціальних рівнянь вільних коливань 12-масової моделі має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + c_{2,12} (\varphi_2 - \varphi_{12}) &= 0; \\
 I_3 \ddot{\varphi}_3 + c_{23} (\varphi_3 - \varphi_2) + c_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) + c_{38} (\varphi_3 - \varphi_8) &= 0; \\
 I_4 \ddot{\varphi}_4 + c_{34} (\varphi_4 - \varphi_3) + c_{45} (\varphi_4 - \varphi_5) &= 0; \\
 \circ \circ \circ \circ & \\
 I_{11} \ddot{\varphi}_{11} + c_{1011} (\varphi_{11} - \varphi_{10}) &= 0; \\
 I_{12} \ddot{\varphi}_{12} + c_{212} (\varphi_{12} - \varphi_2) &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Рівняння власних форм коливань в матричній формі таке:

$$(K - \omega^2 M) x = 0, \tag{2}$$

де  $M = \text{diag} \{4,04; 0,0645; 0,0484; 0,0816; 0,0276; 0,194; 0,36; 0,0816; 0,0276; 0,194; 0,36; 0,0813\}$ , а матриця жорсткості має розріджену форму:

$$K = \begin{bmatrix}
 \times & \times & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \times & \times & \times & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \times \\
 \cdot & \times & \times & \times & \cdot & \cdot & \cdot & \times & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \times & \times & \times & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \times & \times & \times & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \times & \times & \times & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \times & \times & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \times & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \times & \times & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \times & \times & \times & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \times & \times & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \times & \times & \cdot \\
 \cdot & \times & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \times
 \end{bmatrix}$$

Знайдений спектр власних частот приведено в табл.2.

Аналіз спектру частот та форм коливань дозволяє зробити певні висновки.

Спектр частот достатньо щільний та низько-частотний. Це дає підстави говорити про потенційну можливість появи небезпечних резонансних режимів.

Таблиця 2 – Спектр частот 12-ти масової схеми

№	$\omega_i$ , рад/с
1	7,11
2	34,7
3	48,5
4	49,1
5	228,2
6	416,7
7	476,7
8	807,0
9	919,0
10	1962,0
11	3645,0

Очікувано серед спектру поява пармайже кратних частот. Їм відповідає фазний та синфазний вигляд відповідних власних форм. Їх поява обумовлена наявністю в конструкції 2-х ідентичних незалежних гілок трансмісії - головних передач.

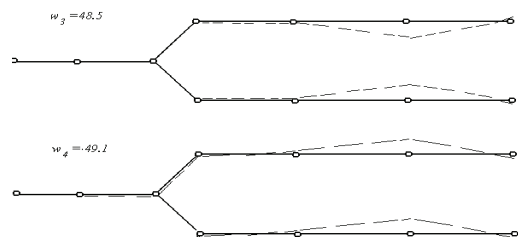


Рисунок 3 – Форми для кратних частот  $\omega_3, \omega_4$

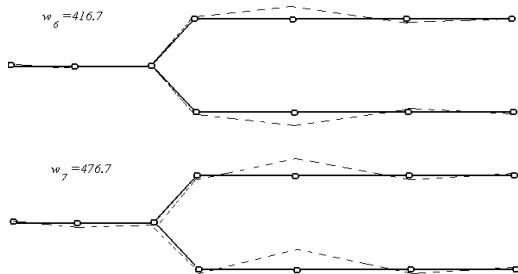


Рисунок 4 – Форми для кратних частот  $\omega_6, \omega_7$

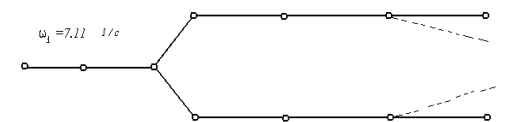
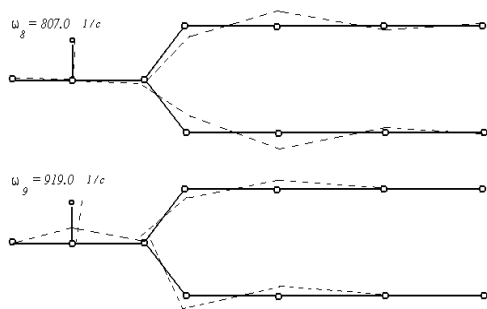


Рисунок 5 – Форма для частоти  $\omega_1$

Деякі з форм коливань носять «парціальний» характер.

Це означає, що вібраційний процес локалізований або в області задній міст – колеса, або головній передачі або інших. Це може надавати підстави незалежно розглядати моделі для коливань окремих вузлів. Але буде правильно будувати розрахункову модель для всієї системи як єдиною динамічної, а висновки про характер вібрацій її вузлів робити на основі результатів розрахунків.

Рисунок 6 – Форми для кратних частот  $\omega_8, \omega_9$ 

**4. Результати розрахунків спектра спрощеної 8-ми масової моделі машини.** В роботі розглядається вплив на власні частоти ефекту пониження порядку рівнянь шляхом об'єднання певних мас.

Для чисельного експериментів вище наведена 12-масова ланцюгова крутильна схема силової передачі (рис.2) чисто суб'єктивно приведена до 8-ми масової (рис.7). Зважаючи на значно вище значення  $C_{23}$  об'єднуємо в моделі інерційні характеристики  $I_2, I_3$  та  $I_{12}$  в

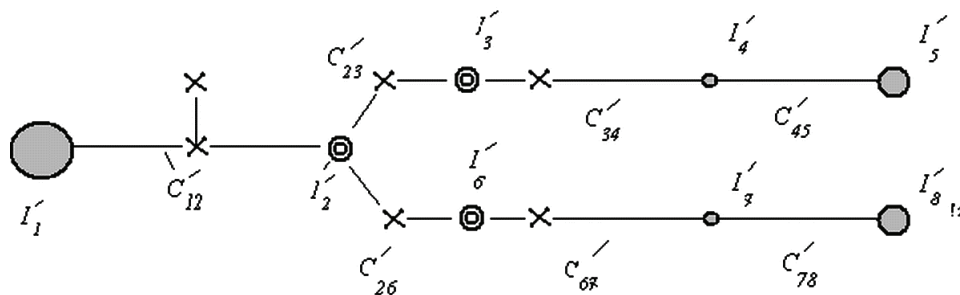


Рисунок 7 – Спрощена 8-ми масова модель трансмісійної машини

**5. Висновки.** Загалом по результатам проведених досліджень можна зауважити, що теоретична база та методики дослідження динамічної поведінки систем, на основі дискретних моделей, розроблені. Але з позицій сьогодення, коли розміри таких моделей зросли на порядки, потрібні більш вдалі методики значного пониження порядків розрахункових моделей.

#### Список літератури

1. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Исследования и методики расчета. Т.1-4 / В.П. Терских. – Л.: Судостроение, 1969.
2. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов. Справочное пособие / Г.С. Маслов. – М.: Машиностроение, 1968. – 273 с.
3. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура. – Л.: Машиностроение, 1976. – 384 с.
4. Моргулис Ю.В. Двигатели внутреннего сгорания / Ю.В. Моргулис. – М.: Машиностроение, 1972.
5. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык. – М.: Высшая школа, 1970.
6. Сегаль В.Ф. Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания / В.Ф. Сегаль. – Л.: Машиностроение, 1974. – 246 с.
7. Львовский К.Я. Трансмиссии тракторов / К.Я. Львовский, Ф.А. Черняк. – М.: Машиностроение, 1976.
8. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М.: Машиностроение, 1972.
9. Волков Д.П. Трансмиссии строительных и дорожных

одну  $I_2'$ . А також невеликі маси  $I_4, I_5$  в  $I_3'$  та  $I_8, I_9$  в  $I_6'$ .

Одержана таким чином спрощена схема зображена на рис.7. На рис.7 об'єднані маси виділені подвійними колами.

Спектр частот нової моделі приведено в табл. 3.

Таблица 3 – Спектр частот 8-ми масової

№	$\omega_i$ , рад/с
1	7,11
2	7,64
3	48,5
4	49,1
5	175,9
6	281,5
7	452,0

По результатам розрахунків спектру можна зауважити, що навіть при більш вдалому суб'єктивному виборі об'єднаних мас побудувати еквівалентну в повній мірі для нижнього діапазону спектра модель не можна. Потрібні нові теоретичні підходи для такої побудови.

машин / Д.П. Волков, А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1974. – 424 с.

10. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973.

11. Ривин Е.И. Динамика привода станков / Е.И. Ривин. – М.: Машиностроение, 1966.

12. Чернявский И.Ш. Снижение динамической нагрузки трансмиссии трактора Т 150 / И.Ш. Чернявский и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1999. – № 4.

13. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов / И.Б. Барский. – М.: Машиностроение, 1980.

14. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов / Л.И. Штейнвольф. – М.: Машгиз, 1961. – 157 с.

15. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.

16. Алексеева С.В. Силовые передачи транспортных машин: Динамика и расчет / С.В. Алексеева, В.Л. Вейц, Ф.Р. Геккер, А.Е. Кочура. – Л.: Машиностроение, 1982. – 256 с.

17. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых двигателях внутреннего сгорания / П.А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1968. – 304 с.

18. Дизели и механизмы металлорежущих станков. В 2-х тт. / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972.

19. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями / С.Н. Кожевников. – К.: Изд-во АН УССР, 1961.

20. Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. А.С.

Орлина, М.П. *Круглова*. – М.: Машиностроение, 1983. – 563 с.

21. Дизели. Справочник / Под ред. В.А. Ванштейна, Н.Н. Иванченко, Л.К. Комарова. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.

22. Каиуба Б.П. Трактор Т-150 / Б.П. Каиуба, И.А. Коваль. – Х.: Прапор, 1971. – 295 с.

#### References (transliterated)

1. Terskih V.P. Krutil'nye kolebaniya valoprovoda silovih ustanovok. Issledovaniya i metodiki rascheta. Vol. 1-4. Leningrad: Sudostroenie, 1969.

2. Maslov G.S. Raschety kolebanij valov. Spravochnoe posobie. Moscow: Mashinostroenie, 1968. 273 p.

3. Vejs V.L., Kochura A.E. Dinamika mashinnyh agregatov s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya. Leningrad: Mashinostroenie, 1976. 384 p.

4. Morgulis Yu.V. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Moscow: Mashinostroenie, 1972.

5. Popyk K.G. Dinamika avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej. Moscow: Vysshaya shkola, 1970.

6. Segal' V.F. Dinamicheskie raschety dvigatelej vnutrennego sgoraniya. Leningrad: Mashinostroenie, 1974. 246 p.

7. L'vovskij K.Ya., Cherpak F.A. Transmissii traktorov. Moscow: Mashinostroenie, 1976.

8. Chudakov D.A. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya. Moscow: Mashinostroenie, 1972.

9. Volkov D.P., Krajnev A.F. Transmissii stroitel'nyh i dorozhnyh mashin. Moscow: Mashinostroenie, 1974. 424 p.

10. Barskij I.B., Anilovich V.Ya., Kut'kov G.M. Dinamika traktora. Moscow: Mashinostroenie, 1973.

11. Rivin E.I. Dinamika privoda stankov. Moscow: Mashinostroenie, 1966.

12. Chernyavskij I.Sh. i dr. Snizhenie dinamicheskoy nagruzhnosti transmissii traktora T 150. Traktory i sel'skohozyajstvennyye mashiny, 1999, No 4.

13. Barskij I.B. Konstruirovaniye i raschet traktorov. Moscow: Mashinostroenie, 1980.

14. Shtejnvol'f L.I. Dinamicheskie raschety mashin i mehanizmov. Moscow: Mashgiz, 1961. 157 p.

15. Vibracii v tehnikе: Spravochnik in 6 vol. Vol. 3. Kolebaniya mashin, konstrukcij i ih elementov. Pod red. F.M. Dimentberga, K.S. Kolesnikova. Moscow: Mashinostroenie, 1980. 544 p.

16. Alekseeva S.V., Vejs V.L., Gekker F.R., Kochura A.E. Silovye peredachi transportnyh mashin: Dinamika i raschet. Leningrad: Mashinostroenie. 1982. 256 p.

17. Istomin P.A. Krutil'nye kolebaniya v sudovyh dvigatelyah vnutrennego sgoraniya. Leningrad: Sudostroenie, 1968. 304 p.

18. Dizeli i mehanizmy metalorezhuschih stankov. In 2 vol. Pod red. D.N. Reshetova. Moscow: Mashinostroenie, 1972.

19. Kozhevnikov S.N. Dinamika mashin s uprugimi zven'yami. Kyiv: Izd-vo AN USSR, 1961.

20. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Pod red. A.S. Orlina, M.P. Kruglova. Moscow: Mashinostroenie, 1983. 563 p.

21. Dizeli. Spravochnik. Pod red. V.A. Vanshtejna, N.N. Ivanchenko, L.K. Komarova. Leningrad: Mashinostroenie, 1977, 480 p.

22. Kashuba B.P., Koval' I.A. Traktor T-150. Kharkiv: Prapor, 1971. 295 p.

*Надійшла (received) 29.10.2018*

#### *Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Грищенко Володимир Миколайович (Грищенко Владимир Николаевич, Grischenko Volodimir Mikolayovich)** – канд. техн. наук, доцент кафедри динаміки та міцності машин, НТУ «ХПІ»; тел.: 707 68 79.