

Винахід відноситься до галузі машинобудування і може застосовуватися у віброгасниках і параметричних генераторах коливань.

Способи параметричного збудження механічних коливань, реалізовані на основі винаходу, можуть бути використані для збудження коливань у механічних енергосилових установках, стаціонарних накопичувачах енергії, а також у системах компенсації динамічних навантажень.

Відомий спосіб збудження механічних коливань у системі масою, що додатково вводиться, для зменшення її змущених коливань, відповідно до якого робоче тіло містить додатковий вантаж  $M_d$ , що є віброгасником, з'єднаний з основною масою за допомогою пружини з коефіцієнтом жорсткості  $C_d$ . При певному співвідношенні  $M_d$  і  $C_d$  амплітуда змущених коливань основної маси буде дорівнювати нулю [1, 2].

Однак цілком механічна конструкція такого пристрою є досить громіздкою й інерційною, що утрудняє її застосування в електромеханічних системах.

Відомий також, обраний як прототип, спосіб поглинання крутильних коливань, запропонований Тейлором у 1936р., що полягає в тім, що до однієї з коливних мас системи то (диск, маховик) на відстані  $L$  від її осі обертання прикріплюється маятник з масою  $M_m$  (маятник Тейлора), на котрий діє зовнішній момент  $M$ . Коливання маятника здатні компенсувати крутильні коливання системи [3].

Вказаний спосіб припускає громіздкість конструкції, що визначає велику інерційність системи, неможливість генерації адекватних параметричних коливань маятника на високих частотах, що обмежує можливості його застосування.

Використання додаткового могутнього джерела енергії для реалізації коливальних рухів маятника і неможливість переміщення його уздовж осі диска (робочого тіла, маховика) робить систему енергоємною і малоефективною.

Відсутня можливість збудження крутильних коливань диска необоротність системи.

В основу винаходу поставлена задача усунення зазначених недоліків шляхом введення в систему додаткового дебалансного тіла (д-тіло) яке рухається в радіальних напрямних і має масу значно менше маси робочого тіла.

Суть винаходу складається в можливості генерування параметричних коливань робочого тіла з заданою амплітудою і частотою за рахунок адекватних коливань д-тіла.

Поставлена задача вирішується тим, що в способі поглинання крутильних коливань системи замість маятника Тейлора вводиться додаткове тіло (д-тіло), здатне здійснювати примусові зворотно-поступальні рухи уздовж радіальних напрямних і параметричний генератор коливань д-тіла (генератор накачування), що дозволяє шляхом зсуву центра мас системи викликати змущені коливання робочого тіла. Основна відзнака запропонованого пристрою складається в реалізації принципу параметричного збудження механічних коливань д-тіла.

Принцип параметричного збудження механічних коливань плоского однорідного важкого диска на горизонтальній осі обертання заснований на періодичній фазосинхронній зміні радіальної координати центра ваги диска. Для цих цілей використовується допоміжна дебалансна маса (д-тіло), вага якого  $P$  значно менше ваги диска  $P_0$ . Під дією яких-небудь періодичних імпульсних сил д-тіло може здійснювати відносний радіальний зворотно-поступальний рух. Амплітуда коливань д-тіла регулюється, а імпульси сили діють на д-тіло кожен раз, коли радіус-вектор  $r$  збігається з вертикальною віссю і вектором полю земного тяжіння.

Застосування відносно легкого дебалансного тіла обумовлює невеликий обертаючий момент, прискорення і збільшує час розгону диска. Однак застосування д-тіла, маса якого значно менше маси робочого тіла, дозволяє збільшити к.к.д. і ефективність параметричного генератора коливань за рахунок того, що точкою опори д-тіла є саме робоче тіло, яке обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ . При великих частотах обертання диска кінетичну енергію д-тіла можливо зменшувати за рахунок зменшення амплітуди  $r$  його коливань, тим самим зменшуючи витрату енергії параметричного генератора коливань.

Крім того, відповідно до запропонованого способу, можна забезпечити формування механічних коливань д-тіла в протифазі виникаючим динамічним навантаженням з амплітудою, пропорційній величині навантаження, збільшуючи стійкість наданої електромеханічної системи до зовнішніх параметричних збурювань.

Для підвищення ефективності коливальної системи можливе використання декількох д-тіл, що дозволить збільшити обертаючий момент, прискорення і зменшить час розгону диска.

Заявлений спосіб реалізується таким чином.

У початковий момент часу ( $t=0; \omega=0$ ) д-тіло знаходиться в стані стійкої рівноваги - крапка А (фіг.1). Переміщення його нагору щодо диска на величину  $2r$  і фіксація в області станів хиткої рівноваги викликає появу обертаючого моменту  $M_0 = m \cdot g \cdot r \cdot \sin \varphi$ , де  $\varphi$  - кут відхилення д-тіла від вертикалі. Обертаючий момент прагне

повернути систему в область станів стійкої рівноваги, надаючи їй кутове прискорення  $\varepsilon = \frac{M_0}{J}$ , де  $J$  - момент інерції диска щодо осі обертання. Через інтервал часу  $T/2$  кутова швидкість диска буде дорівнювати  $\varepsilon \cdot T/2$ , а

кінетична енергія системи -  $\frac{J \cdot \omega_0^2}{2}$ . Коли тіло перетинає вертикаль, черговий імпульс сили переміщує його нагору на  $2r$ , відкіля воно знову повертається разом з диском в область станів стійкої рівноваги. А диск, зробивши один повний оборот, перетинає вертикаль з кутовою швидкістю  $\omega_1 = \varepsilon \cdot T_1$ , маючи запас енергії.

Чутливість маятника з параметричним збудженням коливань д-тіла може бути надзвичайно висока, тому його доцільно використовувати попереднім збудником частоти оборотів диска. У процесі параметричного збудження коливань зовнішня сила протягом кожного коливання робить позитивну роботу і, якщо ця робота перевищує втрати енергії коливання за період, то енергія коливань маятника, а, виходить, і амплітуда коливань будуть зростати. Тому початкові власні коливання, що були надані маятнику, можуть мати яку завгодно малу амплітуду.

Приклад. Схема експериментальної енергосилової інерційної установки з параметричним збудженням коливань диска показаний на фіг.2а, а її експериментальні і теоретичні характеристики в режимі холостого ходу - на фіг.2б.

На фіг.2а прийняті позначення:  $m_0$  - диск гіроскопа; 1 - радіальна напрямна немагнітна трубка, усередині якої вільно переміщується диференціальне д-тіло 2-2'. Під дією електромагнітного поля соленоїдів 3-3', розташованих

на поверхні трубки, д-тіло може робити зворотно-поступальний рух з регульованою амплітудою  $g$ . Торці трубки обладнані різьбовими пробками - обмежниками 4-4' ходу д-тіла. Соленоїди підключені до виходів електронних підсилювачів струму 5-5', входи яких постачені світловими діодами 6-6'. Підсилювачі, соленоїди і діоди живляться електричною енергією дуже малої потужності, постачаємої перетворювачем 7 якого-небудь виду енергії (вітряної, теплової, біологічної і т.п.) в електричну. На корпусі дослідного зразка в місці перетинання вертикалі і горизонтального рівня соленоїда був укріплений променевий датчик вертикалі 8, що забезпечує фазовий синхронізм руху д-тіла і диска.

Параметри моделі: вага алюмінієвого диска діаметром 0,2м і товщиною 0,006м дорівнює 0,6кг, вага феромагнітного плунжера (д-тіло) діаметром 0,01м і довжиною 0,03м дорівнював 0,02кг, вага параметричного генератора коливачів д-тіла - генератора накачування (соленоїдів, напрямної трубки, електронних підсилювачів, включаючи джерела живлення) - 0,2кг. Генератор накачування закріплювали на площині диска і закривали пластиковим тарілкоподібним чохлом обтічної форми. Загальна вага обертаємої частини моделі складає близько 1,0кг.

У режимі холостого ходу генератором накачування диск розкручувався до оборотів  $\omega_1$ . Потім генератор накачування вимикався, і спостерігалось зменшення частоти оборотів системи в  $e=2,71$  разів:  $\omega_2 = \omega_1 / e$ .

Фіксувався час перехідного режиму  $\Delta t = \frac{T}{\delta}$ , де  $\delta$  - логарифмічний декремент згасання;  $T_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1}$  - період

коливачів ( $\omega = \omega_1$ ). Добротність -  $Q = \frac{\pi \cdot \Delta t}{T_1} = \frac{\omega \cdot \Delta t}{2}$ .

Експериментально гранична величина кута нечутливості визначається кутом повороту диска в режимі холостого ходу до величини, коли, досягши співвідношення  $M_0 > M_m$ , диск почне самостійно, під дією сил тяжіння, віддалятися від зони хитливого стану (крапка В), повертаючись в стан стійкої рівноваги (крапка А).

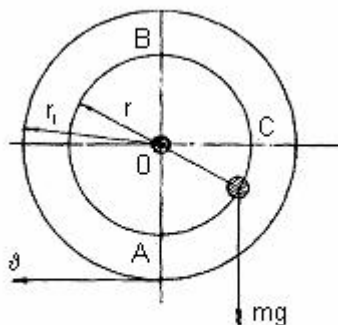
У режимі навантаження енергія диска витрачається на підйом вантажу. В одному з експериментів диск, що обертається з кутовою швидкістю  $\omega = 10\pi$ , піднімав вантаж вагою 0,02кг на висоту 0,8м за 20с і витратив свою енергію практично цілком. Якщо збільшити вагу диска в  $10^3$  разів (1 тонна), радіус у 5 разів (0,5м) і частоту оборотів у 10 разів (3000об/хв), енергія диска збільшиться в  $5 \cdot 10^5$ . Експериментальна характеристика  $\omega(t)$  у діапазоні 0...120об/хв показана на фіг.2-б (лінія 1). Для порівняння, там же побудовані теоретичні характеристики  $\omega(t)$  для консервативної системи (лінія 2) і для дисипативної системи (лінія 3).

Навантаження диска в робочому режимі моделювалося «підйомником» - вантажем відомої ваги, підвішеного на гнучкій нерозтяжній нитці, намотуваної на барабан відомого діаметра  $2r_n$ , вал якого з'єднаний з валом диска. Гальмовий момент, що розвивається підйомником  $M_n = P_n \cdot r_n$ , регулювався зміною ваги вантажу  $P_n$ . Енергія, що витрачається диском при підйомі вантажу на висоту  $H$ , обчислювалася по формулі:  $W = P_n \cdot H \cdot \Delta t = P_n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_n \cdot N_1$ , де  $N_1$  - число витків нитки, намотаної на барабан за час  $\Delta t$ .

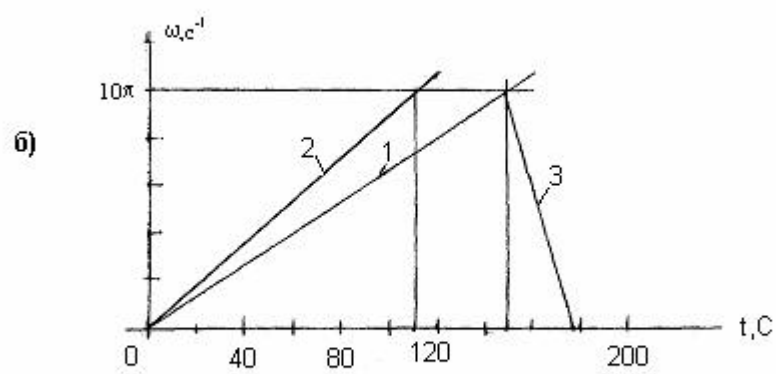
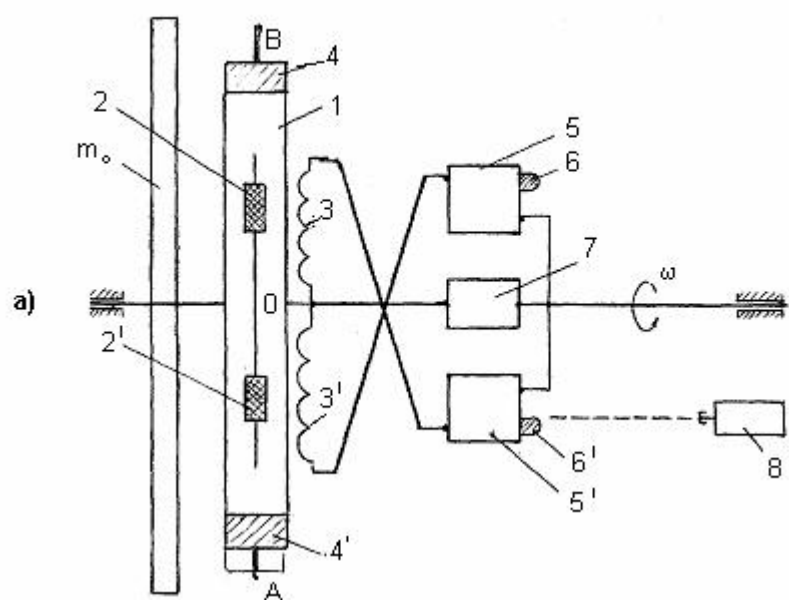
Наведені приклади експериментальної перевірки результатів теоретичних досліджень на фізичній моделі автономного акумулятора з електромеханічним генератором накачування енергії в діапазоні 0...200об/хв підтверджують одержання техніко-економічного результату, а також дозволяють переконалися у відсутності технічних перешкод для використання способу в подібних енергосилових приладах як альтернативного джерела механічної й електричної енергії.

#### Джерела інформації

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. Гл.ред. физ.-мат. лит. изд-ва «Наука», 1967. - стр.201-206.
2. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах: Учеб. пособие для вузов. В 3-х т. Т3. - М.: Наука. Гл.ред. физ.-мат. лит., 1991. - стр.238-240.
3. И.В. Мещерский «Сборник задач по теоретической механике», ОГИЗ, Госиздат, М.-Л, 1947, стр.327-328.



Фіг. 1



Фиг. 2